

**Ανάπτυξη μεθοδολογίας σχεδίασης υδροστροβίλων
αντίδρασης με υψηλό βαθμό απόδοσης και βελτιωμένα
λειτουργικά χαρακτηριστικά σε μεγάλο εύρος συνθήκων
λειτουργίας**

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

Ιωάννης Κασσάνος



Ακαδημαϊκός Επιβλέπων: Καθ. Δημήτριος Παπαντώνης

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Τομέας Ρευστών

Εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών

2023

Στην οικογένειά μου,

Τριμελής Συμβουλευτική Επιτροπή

Ομότιμος Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο (Επιβλέπων)

Δημήτριος Παπαντώνης

Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Ιωάννης Αναγνωστόπουλος

Επίκουρος Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Χρήστος Μανόπουλος

Επταμελής Εξεταστική Επιτροπή

Ομότιμος Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο (Επιβλέπων)

Δημήτριος Παπαντώνης

Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Ιωάννης Αναγνωστόπουλος

Επίκουρος Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Χρήστος Μανόπουλος

Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Δημήτριος Μπούρης

Αναπληρωτής Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Βασίλειος Ριζιώτης

Επίκουρος Καθηγητής

Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Μαρίνος Μανωλέσος

Καθηγητής

Πανεπιστήμιο του Λάνκαστερ

Γεώργιος Αγγίδης

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου στον επιβλέποντα μου ομότιμο Καθηγητή Δημήτριο Παπαντώνη, πρωτίστως για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε κατά την εκπόνηση της παρούσας διατριβής αλλά και για όλες τις γνώσεις που μου μετέδωσε. Η κατανόηση, η συμπαράσταση και η καθοδήγηση του όλα τα χρόνια της συνεργασίας μας ήταν καθοριστικές για την ολοκλήρωση της παρούσας εργασίας. Ο κύριος Παπαντώνης έχει αποτελέσει πρότυπο για εμένα, τόσο ως μηχανικός όσο και σαν άνθρωπος. Μέσα από το παράδειγμά του, μου μετέδωσε το μεράκι και την αγάπη του για το επάγγελμα του μηχανολόγου μηχανικού γενικότερα, και ειδικότερα για την υδροηλεκτρική ενέργεια και τους υδροστρόβιλους.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τον κ. Αναγνωστόπουλο για τη συνεργασία, την καθοδήγησή του καθώς και για τις χρήσιμες παρατηρήσεις του και γενικότερα για όλη τη στήριξή του κατά την εκπόνηση της διατριβής. Ομοίως, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Τσαγγάρη για τις χρήσιμες παρατηρήσεις του για την παρουσίαση της παρούσας εργασίας. Παράλληλα, θερμές ευχαριστίες και στα μέλη της επταμελούς επιτροπής κ. Μανόπουλο, κ. Μπούρη, κ. Ριζιώτη, κ. Μανωλέσο και κ. Αγγίδη για τη τιμή και την συμμετοχή τους στην εργασία αυτή.

Θερμές ευχαριστίες στον κ. Σωτήρη Μαυράκη για όλη τη βοήθεια, τη φιλία του και όλο τον προσωπικό χρόνο που αφιέρωσε για την υποστήριξη των ερευνητικών δραστηριοτήτων μου στο εργαστήριο, καθώς και την συνεργασία του για την κατασκευή και επισκευή των εργαστηριακών διατάξεων του εργαστηρίου. Η συμβολή του στην ολοκλήρωση της παρούσας εργασίας ήταν καθοριστική. Επιπλέον, θα ήθελα να εκφράσω τις θερμές μου ευχαριστίες στον συνάδελφό μου κ. Γιώργο Μουσμύλη για την καθημερινή του υποστήριξη και φιλία κατά τη διάρκεια της κοινής μας πορείας στο εργαστήριο.

Τέλος, η εκπόνηση της παρούσας διατριβής θα ήταν αδύνατη χωρίς την αγάπη και την υποστήριξη από τους φίλους και την οικογένειά μου, τους οποίους είμαι βαθύτατα ευγνώμων που έχω στη ζωή μου.

Περίληψη

Η ταχεία και εκτενής ενσωμάτωση της ηλεκτρικής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές στο ηλεκτρικό δίκτυο είναι απαραίτητη για την επίτευξη των ενεργειακών στόχων της Ευρωπαϊκής Ένωσης. Εν τούτοις, λόγω της υψηλής μεταβλητότητας και στοχαστικότητας των πηγών αυτών, η παραγόμενη ενέργεια εμφανίζει σημαντική χρονική και χωρική διακύμανση, οδηγώντας τελικά σε αστάθεια του ηλεκτρικού δικτύου. Μοναδική εξαίρεση αποτελεί η υδροηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από την εκμετάλλευση του διαθέσιμου υδραυλικού δυναμικού μίας περιοχής, η οποία επιτρέπει τη συνεχή και ευέλικτη παραγωγή ενέργειας λόγω της σταθερότητας και ευελιξίας που την χαρακτηρίζουν.

Η μετατροπή της διαθέσιμης υδραυλικής ενέργειας σε ηλεκτρική ενέργεια επιτυγχάνεται μέσω των υδροστροβίλων, οι οποίοι είναι υδροδυναμικές μηχανές κατάλληλα σχεδιασμένες για το σκοπό αυτό. Ο συνηθέστερος τύπος υδροστροβίλων είναι ο υδροστρόβιλος Francis ο οποίος καλύπτει ένα πολύ μεγάλο πεδίο εφαρμογής με υψηλούς βαθμούς απόδοσης και υψηλή αξιοπιστία. Η ανάγκη όμως για περαιτέρω αύξηση της ευελιξίας της ηλεκτροπαραγωγής ωθεί τη λειτουργία των μηχανών αυτών σε εκτεταμένο εύρος λειτουργίας και σε συνθήκες οι οποίες χαρακτηρίζονται από δυνητικά χαμηλότερους βαθμούς απόδοσης και από την εμφάνιση μη μόνιμων φαινομένων που είναι δυνατό να επηρεάσουν δυσμενώς τον κύκλο ζωής του εξοπλισμού. Για το λόγο αυτό γίνεται ιδιαίτερως σημαντική η συστηματική μελέτη της λειτουργίας των υδροστροβίλων σε αυτές τις συνθήκες, καθώς και η σχεδίαση μηχανών με βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά. Οι παραπάνω απαιτήσεις καθιστούν επιτακτική την ανάπτυξη νέων εργαλείων σχεδιασμού, μοντελοποίησης και πρόλεξης της ροής, καθώς και την αξιολόγηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των υδροστροβίλων ώστε να είναι εφικτή η λειτουργία τους σε ακραίες υδραυλικές συνθήκες, εξασφαλίζοντας με τον τρόπο αυτό την υψηλή τους αξιοπιστία.

Τα τελευταία χρόνια, με την εξέλιξη του τομέα της υπολογιστικής ρευστομηχανικής, έχει εφαρμοστεί η χρήση αλγορίθμων και εργαλείων αριθμητικής προσομοίωσης για τη διερεύνηση της ροής στους υδροστρόβιλους. Αυτό έχει οδηγήσει στην εμπάθυνση της κατανόησης των φαινομένων ροής σε αυτούς, και έχει επιτρέψει τη διεξαγωγή αξιόπιστων προσομοιώσεων ακόμα και σε σημεία λειτουργίας στα οποία εμφανίζονται πολύπλοκα ροϊκά φαινόμενα όπως αποκολλήσεις, ανακυκλοφορίες και μη μόνιμες συνθήκες που συναντώνται κατά τη λειτουργία σε μερικά φορτία, είτε κατά την εκκίνηση του υδροστροβίλου ή την απόρριψη φορτίου. Αυτή η δυνατότητα παρέχει στους σχεδιαστές τα εργαλεία για να αξιολογούν νέες σχεδιαστικές προσεγγίσεις που έχουν βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά. Ταυτόχρονα, παρέχει τις απαραίτητες πληροφορίες για την απρόσκοπτη και αξιόπιστη λειτουργία ενός υδροηλεκτρικού σταθμού κατά τη φάση του σχεδιασμού. Την ίδια στιγμή, η χρήση αυτών των εργαλείων διευκολύνει τη βελτίωση της απόδοσης και τη σημαντική μείωση του χρόνου και του κόστους που σχετίζονται με το σχεδιασμό και την κατασκευή των μηχανών αυτών. Από τα παραπάνω φαίνεται ότι η σχεδίαση υδροστροβίλων είναι ένα πολύπλοκο πρόβλημα που αντιμετωπίζει αντιφατικούς στόχους, απαιτώντας τη σωστή ισορροπία μεταξύ των διάφορων

παραμέτρων. Επομένως, η ανάπτυξη αυτοματοποιημένων διαδικασιών σχεδίασης είναι επιτακτική, δίνοντας τη δυνατότητα να εξετάζονται πολλές διαφορετικές γεωμετρίες για την εύρεση της βέλτιστης λύσης, ανάλογα με τα κριτήρια σχεδιασμού και ανεξαρτήτως της εμπειρίας του χρήστη.

Αντικείμενο της παρούσας εργασίας ήταν η μελέτη ροϊκών φαινομένων στους υδροστροβίλους Francis τόσο στο κανονικό σημείο λειτουργίας όσο και σε σημεία εκτός του κανονικού, η ανάπτυξη μεθοδολογίας σχεδίασης με σκοπό την αύξηση του βαθμού απόδοσης σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας, καθώς και η εφαρμογή σχεδιαστικών παρεμβάσεων για την εξασφάλιση ομαλής και αποδοτικής λειτουργίας. Για το σκοπό αυτό μελετήθηκε πειραματικά εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis, χαράχθηκαν οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας και μελετήθηκαν τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της μηχανής σε όλο το εύρος των συνθηκών λειτουργίας. Στη συνέχεια, αναπτύχθηκε το αριθμητικό μοντέλο της εργαστηριακής διάταξης και διενεργήθηκαν αριθμητικές προσομοιώσεις στα αντίστοιχα σημεία λειτουργίας. Από τη σύγκριση των αριθμητικών και των πειραματικών αποτελεσμάτων ήταν δυνατή η πιστοποίηση της αριθμητικής μεθόδου και των αριθμητικών αποτελεσμάτων. Από την ανάλυση απωλειών στα μεμονωμένα τμήματα της μηχανής ήταν δυνατό να ταυτοποιηθούν οι σημαντικότερες παραμέτροι που δύναται να επηρεάσουν τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης της μηχανής καθώς και να συσχετιστούν με τα εκάστοτε σημεία λειτουργίας, συμβάλλοντας στην ορθή επιλογή των στόχων σχεδιασμού. Παράλληλα, αναπτύχθηκε ένα νέο αριθμητικό εργαλείο σχεδίασης υδροστροβίλων αντιδρασης που συνδυάζει παραδοσιακές τεχνικές με σύγχρονες τεχνικές CAD για την παραμετρική περιγραφή όλων των επιμέρους τμημάτων της μηχανής, ένα εργαλείο αριθμητικής προσομοίωσης και ένα εργαλείο βελτιστοποίησης. Το εργαλείο αυτό χρησιμοποιήθηκε για τη σχεδίαση ενός νέου υδροστροβίλου Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών το οποίο εμφάνιζε αυξημένο βαθμό απόδοσης σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας. Ακολούθως, κατασκευάστηκε το μοντέλο του νέου δρομέα και μελετήθηκε τόσο πειραματικά όσο και αριθμητικά, εφαρμόζοντας τα συμπεράσματα της προηγούμενης ανάλυσης. Από τα αποτελέσματα της εργασίας αυτής προέκυψε μία αξιοσημείωτη συμφωνία μεταξύ των αριθμητικών και των πειραματικών δεδομένων, πιστοποιώντας με τον τρόπο αυτό την παρούσα μεθοδολογία σχεδίασης καθώς και την αριθμητική μέθοδο που εφαρμόστηκε.

Για την περαιτέρω κατανόηση των φαινομένων ροής και με σκοπό την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων που μπορούν να εφαρμοστούν κατά τη σχεδίαση νέων μηχανών, εξετάστηκε αριθμητικά η επίδραση της μορφής κυλινδρικού αγωγού απαγωγής στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του εργαστηριακού υδροστροβίλου σε διάφορα σημεία λειτουργίας. Τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με αντίστοιχα αποτελέσματα από τη χρήση συμβατικού αγωγού απαγωγής με ορθογωνική διατομή. Από την ανάλυση αυτή προέκυψε ότι, με την κατάλληλη επιλογή των μεταβλητών σχεδιασμού, είναι εφικτή η σχεδίαση κυλινδρικών αγωγών απαγωγής με σημαντική βελτίωση στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης. Ειδικά σε σημεία σχεδιασμού όπου η συνεισφορά του αγωγού απαγωγής στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης είναι υψηλή, είναι δυνατό να προσεγγιστούν τα επίπεδα απόδοσης που παρουσιάζουν οι πιο

αποδοτικοί ορθογωνικοί αγωγοί. Η απλοποιημένη αυτή σχεδίαση παρέχει σημαντικά οφέλη καθώς μειώνει σημαντικά το κόστος κατασκευής της μηχανής αλλά και το κόστος του υδροηλεκτρικού σταθμού, γεγονός που μπορεί να έχει σημαντική επίδραση στην οικονομικότητα ενός υδροηλεκτρικού έργου. Την ίδια στιγμή εξετάστηκε το φαινόμενο της στήλης σπηλαιώσης που εμφανίζεται στον αγωγό απαγωγής σε μερικά φορτία, τόσο πειραματικά όσο και αριθμητικά και μελετήθηκαν πιθανοί τρόποι μετριασμού των αρνητικών επιπτώσεων που τη συνοδεύουν. Από τα αποτελέσματα αυτής της εργασίας φάνηκε ότι με τη προσθήκη πτερυγίων ενδιάμεσου μεσημβρινού μήκους μεταξύ των κύριων πτερυγίων του δρομέα, είναι δυνατή η σημαντική βελτίωση των μη μόνιμων χαρακτηριστικών της μηχανής κατά τη λειτουργία σε μερικά φορτία. Τέλος, στην περίπτωση του εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, ο οποίος είναι περισσότερο επιρρεπής στην εμφάνιση του φαινομένου της σπηλαιώσης, εξετάστηκε η βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών με την επανασχεδίαση της ακμής εισόδου. Συγκεκριμένα, για δεδομένο πάχος της ακμής εισόδου, εξετάστηκε η επίδραση της γωνίας επικάλυψης του σημείου τομής της ακμής με τη στεφάνη. Για προοδευτικά αυξανόμενες τιμές της γωνίας αυτής προκύπτει η γεωμετρία τύπου x και επιτυγχάνεται η αξιοσημείωτη αύξηση της ελάχιστης πίεσης στην ακμή εισόδου με μικρή ταυτόχρονα βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης.

Από τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν στην παρούσα διατριβή, προκύπτει ότι η ανάπτυξη ευέλικτων εργαλείων σχεδιασμού μπορεί να συνεισφέρει στην περαιτέρω ανάπτυξη του κλάδου, διερύνοντας το πεδίο εφαρμογής των υδροστροβίλων Francis. Με την κατάλληλη επιλογή των μεταβλητών σχεδιασμού και τη βελτιστοποίηση της μορφής των μεμονωμένων τμημάτων της μηχανής, επιτυγχάνονται οι επιδιωκόμενοι σχεδιαστικοί στόχοι και βελτιώνονται περαιτέρω τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου. Η μεθοδολογία σχεδιασμού που αναπτύχθηκε και επιτυχώς εφαρμόστηκε στην παρούσα διδακτορική διατριβή συνιστά ουσιαστική συνεισφορά προς την συνεχή εξέλιξη και πρόοδο προς αυτήν την κατεύθυνση.

Abstract

The rapid and extensive integration of electrical energy from renewable sources into the electric grid is necessary to achieve the energy goals of the European Union. However, due to the high variability and stochastic nature of these sources, the generated energy exhibits significant temporal and spatial fluctuations, ultimately leading to instability in the electric grid. A unique exception is hydroelectric energy generated from harnessing the available hydraulic potential of a region, which enables continuous and flexible energy production due to the stability and flexibility that characterize it.

The conversion of the available hydraulic energy into electrical energy is achieved through hydro turbines, which are hydraulic machines designed specifically for this purpose. The most common type of hydro turbine is the Francis turbine, which covers a wide range of applications with high efficiency levels and reliability. However, the need for further flexibility in electricity generation drives these machines to operate across an extensive operating range and under conditions characterized by potentially lower efficiency and by the occurrence of transient phenomena that could adversely affect the equipment's life cycle. For this reason, the systematic study of hydro turbine operation under these conditions, along with the design of machines with improved operational characteristics becomes particularly important. These requirements make the development of new design, modelling, and flow prediction tools imperative, along with the evaluation of the operational characteristics of hydro turbines. This is necessary to enable their operation under extreme hydraulic conditions, ensuring their high reliability.

In recent years, the advancement of computational fluid dynamics has led to the application of algorithms and numerical simulation tools for the exploration of the flow in hydro turbines. This has resulted in a deeper understanding of flow phenomena in these turbines and enabled reliable simulations even in operating conditions with complex flow phenomena such as separation, recirculation, and transient conditions encountered during partial load operation, start-up, or load rejection. This capability provides designers with tools to evaluate new design approaches with improved functional characteristics. Simultaneously, it offers essential information for the smooth and reliable operation of a hydropower station during the design phase. Moreover, the use of these tools also facilitates performance improvement and significant reduction in the time and cost associated with the design and construction of these machines. From the above, it is evident that the design of hydro turbines is a complex problem that faces conflicting goals, requiring the proper balance between various parameters. Consequently, the development of automated design processes is imperative, allowing for the examination of numerous different geometries to find the optimal solution, based on design criteria and regardless of user experience.

The subject of this study was the investigation of flow phenomena in Francis hydro turbines both at their normal operating point and at off-design points, the development of a design methodology aimed at increasing the efficiency over a wide range of operating conditions, and the application of design interventions to ensure smooth and efficient operation. To achieve this, an experimental laboratory model of a Francis turbine was studied, characteristic performance curves were determined, and the operational characteristics of the machine were analysed across the entire range of operating conditions. Subsequently, a numerical model of the laboratory setup was developed, and numerical simulations were conducted at corresponding operating points. By comparing the numerical and experimental results, the validity of the numerical method and its results were verified. Through the analysis of losses in individual sections of the turbine, the key parameters that could affect the hydraulic efficiency were identified, and their correlation with various operating points was established, contributing to the proper selection of design objectives. Next, a new numerical tool for designing reaction-type Francis turbines was developed, which combines traditional techniques with modern Computer-Aided Design (CAD) techniques for the parametric description of all individual components of the machine, as well as numerical simulation and optimization tools. This tool was employed to design a new low-specific-speed Francis turbine with enhanced efficiency over a wide range of operating conditions. Subsequently, the model of the new runner was constructed, and it was studied both experimentally and numerically, applying the conclusions of the previous analysis. The results of this study demonstrated a notable agreement between the numerical and experimental data, thereby certifying the validity of the proposed design methodology and the applied numerical approach.

For a deeper understanding of flow phenomena and with the aim of deriving insightful conclusions applicable to the design of new machines, the influence of the shape of the draft tube was numerically examined on the operational characteristics of the laboratory Francis turbine at various operating points. The results were compared with the corresponding data obtained using a conventional draft tube with an orthogonal cross-section. From this analysis, it was concluded that, through the proper selection of design variables, the design of cylindrical draft tubes with a significant improvement in hydraulic efficiency is achievable. Specifically, at design points where the contribution of the draft tube to hydraulic efficiency is substantial, it is possible to approach the performance levels exhibited by more efficient orthogonal draft tubes. This simplified design approach offers significant benefits by substantially reducing both the construction cost of the machine and the cost of the hydroelectric station, which can have a substantial impact on the economic viability of a hydroelectric project. Simultaneously, the phenomenon of vortex rope occurrence within the draft tube at partial loads was examined both experimentally and numerically, and potential methods for mitigating the associated negative effects were investigated. The results of this study demonstrated that the addition of intermediate blades between the main runner blades can significantly improve the transient characteristics of the machine during partial load operation. Furthermore, in the case of a laboratory

model of a high-specific-speed Francis turbine, which is more prone to cavitation, the enhancement of operational characteristics was explored by redesigning the inlet edge. Specifically, for a given inlet edge thickness, the influence of the wrap angle of the inlet edge's intersection point with the runner shroud was examined. Increasing this angle progressively results in a geometry resembling the "x" type, resulting in a significant increase in the minimum pressure at the inlet edge while concurrently improving the hydraulic efficiency.

From the results presented in this thesis, it is evident that the development of flexible design tools can contribute to the further advancement of the field, expanding the scope of application for Francis hydro turbines. Through the appropriate selection of design variables and the optimization of the shape of individual machine components, the desired design objectives are achieved, and the operational characteristics of the hydro turbine are further improved. The design methodology that was developed and successfully applied in this doctoral thesis constitutes a substantial contribution to the ongoing evolution and progress toward this direction.

Δημοσιεύσεις Διδακτορικής Διατριβής

1. Kassanos, I., Alexopoulos, V. & Anagnostopoulos, J. Design verification of a reversible Deriaz turbine with increased efficiency and improved fish friendly characteristics. (in preparation).
2. Kassanos, I., Alexopoulos, V. & Anagnostopoulos, J. Numerical design methodology for reversible Deriaz turbine with high energy performance and reduced fish impacts. IOP Conference Series: Journal of Physics: Conference Series. 1079(2022).
3. Kassanos, I. & Anagnostopoulos, I. Cavitation in hydraulic turbines, in Cavitation and Bubble Dynamics. Fundamentals and Applications, (eds. Koukouvini, P. & Gavaises, M.). 173-209 (Academic Press, London, 2021).
4. Kassanos, I., Alexopoulos, V. & Anagnostopoulos, I. Numerical analysis of the behaviour of a Deriaz versus a Francis reversible turbine in terms of their energy efficiency and fish-friendly characteristics. HYDRO 2020, Strategies for Future Progress, Online event. (2020).
5. Kassanos, I., Sanoudos-Dramaliotis, V. & Anagnostopoulos, J.S. Numerical modelling of fish passage and flow interaction in a hydroturbine. HYDRO 2019, Concept to Closure: Practical Steps. (2019).
6. Kassanos, I., Anagnostopoulos, J. & Papantonis, D. Numerical investigation of draft tube pressure pulsations in a Francis turbine with splitter blades. Journal of Physics: Conference Series. 813, 012049 (2017).
7. Mousmoulis, G., Kassanos, I., Anagnostopoulos, J. & Papantonis, D. Experimental and Numerical Investigation of the Cavitating Draft Tube Vortex in a Francis Model Turbine. 6th IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. (2015).
8. Kassanos, I., Anagnostopoulos, J. & Papantonis, D. Numerical analysis of the effect of splitter blades on draft tube cavitation of a low specific speed Francis turbine. 6th IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. (2015).
9. Kassanos, I., Chrysovergis, M., Anagnostopoulos, J., Papantonis, D. & Charalampopoulos, G. Numerical performance evaluation of design modification on a centrifugal pump impeller running in reverse mode. 13th International Conference of Numerical Analysis and Applied Mathematics (ICNAAM 2015). (2015).
10. Kassanos, I., Anagnostopoulos, J. & Papantonis, D. Development of a hydraulic turbine design method. 11th International Conference of Numerical Analysis and Applied Mathematics (ICNAAM 2013). AIP Conference Proceedings. 1558, 2301-2304 (2013).

11. Kassanos, I.D., Anagnostopoulos, J.S. & Papantonis, D.E. Development of a reaction turbine runner design methodology. 8th National Conference of Fluid Flow Phenomena. (2012).

Δημοσιεύσεις Παράλληλης Ερευνητικής Δραστηριότητας

1. Mousmoulis, G., Kassanos, I. & Anagnostopoulos, I. Study and detection of cavitation in centrifugal pumps, in *Cavitation and Bubble Dynamics*, (eds. Koukouvinis, P. & Gavaises, M.). (Elsevier, 2021).
2. Mousmoulis, G., Kassanos, I., Aggidis, G. & Anagnostopoulos, I. Numerical simulation of the performance of a centrifugal pump with a semi-open impeller under normal and cavitating conditions. *Applied Mathematical Modelling*. 89(2), 1814-1834 (2021).
3. Kassanos, P., Seichepine, F., Kassanos, I. & Yang, G.Z. Development and characterization of a PCB-based microfluidic YChannel. 42nd Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC) in conjunction with the 43rd Annual Conference of the Canadian Medical and Biological Engineering Society. (2020).
4. Mousmoulis, G., Yiakopoulos, C., Kassanos, I., Antoniadis, I. & Anagnostopoulos, J. Vibration and acoustic emission monitoring of a centrifugal pump under cavitating operating conditions. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 405(2019).
5. Kassanos, I. The Turgo turbine and its value in the hydroelectric sector. *Hydropower Engineering: Technologies, Projects and Future Development*, IMechE seminar. (2018).
6. Mousmoulis, G., Kassanos, I., Aggidis, G., Papantonis, D. & Anagnostopoulos, I. Study of cavitation development in centrifugal pumps using numerical and experimental tools. 11th National Conference of Fluid Flow Phenomena. (2018).

Πίνακας Περιεχομένων

Τριμελής Συμβουλευτική Επιτροπή	v
Επταμελής Εξεταστική Επιτροπή.....	v
Ευχαριστίες.....	vi
Περίληψη.....	vii
Abstract.....	x
Δημοσιεύσεις Διδακτορικής Διατριβής.....	xiii
Πίνακας Περιεχομένων	xv
Πίνακας Εικόνων.....	xxi
Πίνακας Πινάκων	xxxvii
Κεφάλαιο 1 - Εισαγωγή.....	1
Κεφάλαιο 2 - Θεωρητικό υπόβαθρο.....	8
2.1. Ιστορική εξέλιξη-Μετάβαση από τον υδραυλικό τροχό στον υδροστρόβιλο	8
2.2. Βασικά στοιχεία υδροστροβίλων Francis.....	20
2.3. Μετατροπή ενέργειας σε υδροστροβίλους Francis	25
2.4. Παραγόμενη ισχύς και βαθμός απόδοσης	27
2.5. Σχέσεις ομοιότητας και ταξινόμηση υδροστροβίλων.....	28
2.6. Το φαινόμενο σπηλαίωσης στους υδροστροβίλους	31
2.6.1. Σχηματισμός και ανάπτυξη σπηλαίωσης.....	31
2.7. Χαρακτηριστικές καμπύλες υδροστροβίλων.....	36
Κεφάλαιο 3 - Βιβλιογραφική επισκόπηση	39
3.1. Εισαγωγή	39
3.2. Μέθοδοι μοντελοποίησης της ροής σε υδροστροβίλους.....	40
3.3. Μελέτη σπηλαίωσης και μη μόνιμων φαινομένων	49
3.4. Σχεδίαση υδροστροβίλων	52
3.4.1. Παραδοσιακές τεχνικές σχεδίασης υδροστροβίλων.....	52

3.4.2. Σχεδίαση δρομέα	52
3.4.3. Σχεδίαση στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων.....	65
3.4.4. Σχεδίαση σπειροειδούς κελύφους.....	67
3.4.5. Σχεδίαση αγωγού απαγωγής.....	73
3.5. Βελτιστοποίηση υδροδυναμικών μηχανών	76
3.5.1. Εισαγωγή	76
3.5.2. Στοχαστικές μέθοδοι βελτιστοποίησης	78
3.5.3. Αιτιοκρατικές μέθοδοι βελτιστοποίησης.....	79
3.6. Παραμετροποίηση υδροδυναμικών μορφών	80
3.6.1. Εισαγωγή	80
3.6.2. Σχεδίαση πτερυγίων με διαδοχικές τομές.....	80
3.6.3. Σχεδίαση πτερυγίων με επιφάνειες.....	84
3.7. Εφαρμογές βελτιστοποίησης σε υδροστροβίλους.....	86
3.8. Συμπεράσματα.....	93
Κεφάλαιο 4 - Εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis και πειραματική αξιολόγηση	95
4.1. Εισαγωγή	95
4.2. Περιγραφή μοντέλου Francis και ψηφιοποίηση γεωμετρίας	95
4.3. Περιγραφή μετρητικής διάταξης	101
4.4. Μετρητικός εξοπλισμός.....	102
4.4.1. Μέτρηση παροχής	102
4.4.2. Μέτρηση ροπής	104
4.4.3. Μέτρηση υδραυλικής πτώσης	106
4.4.4. Μέτρηση ταχύτητας περιστροφής.....	108
4.4.5. Καταγραφή και Επεξεργασία μετρήσεων	109
4.5. Υπολογισμός μεγεθών και αβεβαιότητας μετρήσεων	110

4.5.1. Βαθμός απόδοσης	110
4.5.2. Ανάλυση σφάλματος μετρήσεων	111
4.6. Πειραματική διαδικασία	120
4.7. Πειραματικά αποτελέσματα	122
4.7.1. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας.....	123
4.7.2. Καμπύλες σταθερού ύψους και χάρτης του υδροστροβίλου.....	128
4.8. Συμπεράσματα.....	130
Κεφάλαιο 5 - Μοντελοποίηση της ροής σε υδροστροβίλους Francis	132
5.1. Εισαγωγή	132
5.2. Βασικές εξισώσεις	133
5.3. Μοντέλα τύρβης	134
5.4. Μοντέλο k-ε.....	136
5.5. Μοντέλο k-ω.....	137
5.6. Μοντέλο k-ω sst	138
5.7. Συναρτήσεις τοιχώματος	139
5.8. Μοντέλο μεγάλων δινών (large eddy simulation, LES).....	141
5.9. Υβριδικά LES-RANS, SAS (Scale Adaptive Simulation)	143
5.10. Μοντελοποίηση σπηλαιώσης	145
5.11. Μοντέλο κινούμενου συστήματος αναφοράς.....	147
5.12. Μοντέλο κινούμενου πλέγματος	148
5.13. Σύγκριση μοντέλων για εφαρμογές υδροστροβίλων αντίδρασης	148
5.14. Αριθμητική μοντελοποίηση εργαστηριακού μοντέλου	149
5.14.1. Υπολογιστικό μοντέλο και περιγραφή αριθμητικών πλεγμάτων	149
5.14.2. Οριακές συνθήκες.....	152
5.14.3. Διακριτοποίηση και αλγόριθμοι	152
5.14.4. Έλεγχος ανεξαρτησίας πλεγμάτων	153

5.14.5. Αριθμητικά αποτελέσματα μοντελοποίησης της ροής στο περιοδικό και στο πλήρες μοντέλο	162
5.14.6. Αριθμητικά αποτελέσματα πλήρους μοντέλου	175
5.14.7. Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων	192
Κεφάλαιο 6 - Μοντελοποίηση γεωμετρίας και μεθοδοι παραμετροποίησης	195
6.1. Εισαγωγή	195
6.2. Καμπύλες Bezier	196
6.3. Ρητές Καμπύλες Bezier	198
6.4. Καμπύλες B-splines & NURBS	199
6.5. Παραμετρικές Επιφάνειες (Bezier, B-Spline, NURBS).....	203
6.6. Αύξηση βαθμού καμπύλης Bezier.....	205
6.7. Υποδιαίρεση καμπύλης Bezier	205
6.8. Εισαγωγή κόμβου σε καμπύλες B-Spline, NURBS	206
Κεφάλαιο 7 - Ανάπτυξη εργαλείων σχεδίασης υδροστροβίλων αντίδρασης.....	207
7.1. Εισαγωγή	207
7.2. Σχεδίαση Δρομέα.....	207
7.2.1. Σχεδίαση του μεσημβρινού καναλιού	207
7.2.2. Σχεδίαση της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου στο επίπεδο και υπολογισμός γωνιών Euler	213
7.2.3. Σχεδίαση του τρισδιάστατου πτερυγίου	218
7.3. Ρυθμιστικά – οδηγητικά πτερύγια	220
7.3.1. Ονομαστική ακτίνα ρυθμιστικών πτερυγίων R_d	220
7.3.2. Υδραυλικό περίγραμμα ρυθμιστικών/οδηγητικών πτερυγίων	224
7.4. Σπειροειδές κέλυφος.....	226
7.5. Αγωγός απαγωγής.....	228
7.6. Διαδικασία σχεδίασης.....	229
7.7. Εφαρμογή εργαλείων για τη σχεδίαση νέου υδροστροβίλου	233

7.7.1. Δεδομένα σχεδιασμού	233
7.7.2. Αποτελέσματα σχεδίασης.....	234
7.7.3. Αριθμητικά αποτελέσματα και ανάλυση της λειτουργίας της νέας γεωμετρίας ..	238
7.7.4. Πειραματική επαλήθευση σχεδίασης	243
7.7.5. Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων	251
7.8. Συμπεράσματα.....	256
Κεφάλαιο 8 - Βελτίωση λειτουργικών χαρακτηριστικών υδροστροβίλων Francis	257
8.1. Εισαγωγή	257
8.2. Υδροστρόβιλος υψηλού ειδικού αριθμού στροφών n_s	257
8.2.1. Σχεδίαση αγωγού απαγωγής.....	257
8.2.2. Αποτελέσματα παραμετρικής μελέτης	265
8.2.3. Σχεδίαση ακμής εισόδου	276
8.3. Μελέτη ανάπτυξης της στήλης σπηλαίωσης σε υδροστρόβιλο χαμηλού n_s και αντιμετώπιση των ταλαντώσεων πίεσης με τη χρήση ενδιάμεσων πτερυγίων	280
8.3.1. Εισαγωγή	280
8.3.2. Αριθμητική και πειραματική μελέτη λειτουργίας εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου σε μερικά φορτία	281
8.3.3. Χρήση πτερυγίων ενδιάμεσου μεσημβρινού μήκους.....	288
Κεφάλαιο 9 - Συμπεράσματα, συνεισφορά της εργασίας και προτάσεις για μελλοντική έρευνα 294	
9.1. Συμπεράσματα.....	294
9.2. Συνεισφορά της εργασίας.....	297
9.3. Προτάσεις για Μελλοντική έρευνα	299
9.3.1. Σχεδίαση υδροστροβίλων	299
Με σκοπό την περαιτέρω βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης του εργαστηριακού μοντέλου, τη συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων και την	

ευαισθησία τους στην επιλογή της αντικειμενικής συνάρτησης προτείνονται τα παρακάτω:	299
9.3.2. Στήλη σπηλαίωσης	299
Με σκοπό την περαιτέρω μελέτη του φαινομένου της στήλης σπηλαίωσης που εμφανίζεται σε μερικά φορτία και την περαιτέρω βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών της μηχανής προτείνονται τα παρακάτω:	299
Κεφάλαιο 10 - Βιβλιογραφία	301

Πίνακας Εικόνων

Εικόνα 1.1. Παγκόσμια παραγωγή πρωτογενούς ενέργειας ανά πηγή ενέργειας το 2016 ..	1
Εικόνα 1.2. Εκτιμώμενη αύξηση κατανάλωση ενέργειας ανά πηγή ενέργειας μέχρι το 2040	2
Εικόνα 1.3. Παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανά πηγή ενέργειας το 2016	2
Εικόνα 1.4. Ετήσια αύξηση παραγωγής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές μεταξύ των ετών 1990-2014	3
Εικόνα 1.5. Παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανά ανανεώσιμη πηγή.....	4
Εικόνα 1.6. Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από υδροηλεκτρικούς σταθμούς ανά τον κόσμο το 2016.....	5
Εικόνα 2.1. Μοντέλο δοκιμών τροχών του Smeaton.....	9
Εικόνα 2.2. Οριζόντιος υδραυλικός τροχός κατακόρυφου άξονα: (A) Νορβηγικός και (B) Ιρλανδική παραλλαγή	10
Εικόνα 2.3. Παραλλαγή του οριζόντιου τροχού ολική προσβολής που περιγράφεται από τον Belidor	11
Εικόνα 2.4. Τροχός του Poncelet	11
Εικόνα 2.5. Τροχός του Barker, 1744	12
Εικόνα 2.6. Στρόβιλος του Euler 1754.....	12
Εικόνα 2.7. Ο ‘υδραυλικός μοχλός’ του Jean Charles Alexandre Francois de Mannoury d'Ectot, 1807	13
Εικόνα 2.8. Ο υδροστρόβιλος του Fourneyron	14
Εικόνα 2.9. (A) Στρόβιλος Boyden και (B) Βελτίωση του στροβίλου με προσθήκη διαχύτη στην έξοδο.....	15
Εικόνα 2.10. Υδροστρόβιλος Howd	15
Εικόνα 2.11. Ο στρόβιλος του Francis 1849.....	16
Εικόνα 2.12. Υδροστρόβιλος Swain ονομαστικής διαμέτρου 72 in, 1870	17
Εικόνα 2.13. Στρόβιλος Thomson, 1850.....	19

Εικόνα 2.14. Στρόβιλος Jonval, 1841	19
Εικόνα 2.15. Υδροστρόβιλος Francis.	21
Εικόνα 2.16. Σπειροειδές κέλυφος με στεφάνη οδηγητικών πτερυγίων.....	22
Εικόνα 2.17. Μηχανισμός ρύθμισης ρυθμιστικών πτερυγίων.	22
Εικόνα 2.18. Στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων στην πλήρως ανοιχτή και πλήρως κλειστή θέση.....	23
Εικόνα 2.19. Τομή κάθετα στον άξονα του υδροστροβίλου.....	23
Εικόνα 2.20. Μεσημβρινή και κάθετη στον άξονα τομή δρομέα υδροστροβίλου Francis	24
Εικόνα 2.21. Αγωγός απαγωγής υδροστροβίλου Francis	25
Εικόνα 2.22. Μετατροπή ενέργειας σε υδροστρόβιλο Francis θεωρώντας μηδενικές απώλειες τριβών.....	26
Εικόνα 2.23. Μετατροπή ενέργειας σε υδροστροβίλους, και σχετικές στάθμες από τις οποίες προκύπτει η διαθέσιμη υδραυλική ενέργεια.....	26
Εικόνα 2.24. Απώλειες σε υδροστροβίλους Francis	28
Εικόνα 2.25. Ταξινόμηση υδροστροβίλων με βάση τον ειδικό αριθμό στροφών	29
Εικόνα 2.26. Επίδραση του ειδικού αριθμού στροφών στη μορφή του δρομέα υδροστροβίλου. (α) Δρομέας Francis υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, (β) Δρομέας Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών και (γ) Δρομέας Pelton μερικής προσβολής.....	30
Εικόνα 2.27. Τυπική φθορά λόγω σπηλαίωσης σε δρομέα με την χαρακτηριστική ‘παγωμένη’ μορφή στην επιφάνεια του δρομέα.	32
Εικόνα 2.28. Τύποι σπηλαίωσης σε υδροστροβίλους.....	33
Εικόνα 2.29. Δίνη σπηλαίωσης υδροστροβίλου Francis για (α) μερικό φορτία και (β) πλήρες φορτίο	35
Εικόνα 2.30. Ανάπτυξη δίνης σπηλαίωσης μεταξύ πτερυγίων	35
Εικόνα 2.31. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας υδροστροβίλου και περιοχές κανονικής λειτουργίας	37
Εικόνα 2.32. Χαρακτηριστική καμπύλη βαθμού απόδοσης-παροχής υδροστροβίλου Francis.....	38

Εικόνα 3.1. Μοντελοποίηση της ροής σε στροβιλομηχανή επιλύοντας τη ροή απο πτερύγιο σε πτερύγιο και τη μεσημβρινή ροή	41
Εικόνα 3.2. (A) Τρισδιάστατο δομημένο πλέγμα για την επίλυση των εξισώσεων Euler και (B) Πλέγμα για την επίλυση της μεσημβρινής ροής και της ροής από πτερύγιο σε πτερύγιο	42
Εικόνα 3.3. (A) Υπολογιστικό χωρίο και πλέγμα για την επίλυση της ροής στο πλήρες μοντέλο υδροστροβίλου και (B) Υπολογιστικό πλέγμα για την επίλυση της ροής σε βαθμίδα υδροστροβίλου θεωρώντας περιοδική συμμετρία και επιλύοντας της ροή από πτερύγιο σε πτερύγιο	42
Εικόνα 3.4. Σύγκριση αριθμητικών (αριστερά) και πειραματικών (δεξιά) αποτελεσμάτων συναρτήσεως του ανηγμένου βαθμού απόδοσης, της παραμέτρου παροχής και της παραμέτρου ταχύτητας	43
Εικόνα 3.5. (A) Μεσημβρινή τομή εργαστηριακού μοντέλου και (B) Κατανομή ταχυτήτων στην έξοδο του υπολογιστικού χωρίου, όπου τα αριθμητικά αποτελέσματα παρουσιάζονται με συνεχείς γραμμές και τα πειραματικά με σημεία.....	43
Εικόνα 3.6. (A) Εξεταζόμενα υπολογιστικά χωρία και (B) Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων συναρτήσεως του υπολογιστικού χωρίου	44
Εικόνα 3.7. Υπολογιστικό χωρίο πλήρους υδροστροβίλου	45
Εικόνα 3.8. Επίδραση του αριθμητικού μοντέλου στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης (αριστερά) και στο υδραυλικό ύψος (δεξιά), συναρτήσεως του φορτίου υδροστροβίλου Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών και σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα.....	47
Εικόνα 3.9. Επίδραση των λαβυρίθων στον βαθμό απόδοσης υδροστροβίλου Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών ($nq= 23,6$)	47
Εικόνα 3.10. Επίδραση του αλγόριθμου επίλυσης, του μοντέλου τύρβης και των λαβυρίθων στα αριθμητικά αποτελέσματα	48
Εικόνα 3.11. Επίδραση του μοντέλου τύρβης στο πεδίο ταχυτήτων κατόπιν του δρομέα και σύγκριση με πειραματικά δεδομένα	48
Εικόνα 3.12. Μοντελοποίηση σπηλαιώσεως σε δρομέα υδροστροβίλου Francis μέσου ειδικού αριθμού στροφών για διαφορετικούς αριθμούς Thoma, σ . Με την μείωση του αριθμού σ , η περιοχή σπηλαιώσεως αυξάνεται και οδηγεί σε πτώση του βαθμού απόδοσης.....	50

Εικόνα 3.13. (α) Παράδειγμα σχηματισμού στήλης σπηλαιώσης σε υδροστροβίλο Francis για λειτουργία σε μερικά φορτία, (β) Παράδειγμα σχηματισμού δίνης μεταξύ των πτερυγίων του δρομέα εξαιτίας εισόδου της ροής με κρούση για υδραυλικά ύψη μεγαλύτερα του κανονικού.....	50
Εικόνα 3.14. Δρομέας υδροστροβίλου Francis και αντίστοιχη μεσημβρινή τομή.	55
Εικόνα 3.15. Μεσημβρινό κανάλι ροής δρομέα και οι βασικές διαστάσεις του.	55
Εικόνα 3.16. Διαμόρφωση καμπυλών πλήμνης και στεφάνης και μεσημβρινή τομή με γεωμετρικές παραμέτρους.	56
Εικόνα 3.17. Μεταβολή των βασικών γεωμετρικών παραμέτρων συναρτήσει του ειδικού αριθμού περιστροφής.....	57
Εικόνα 3.18. Απόλυτη ταχύτητα στην έξοδο των ρυθμιστικών πτερυγίων για μία γραμμή ροής x	59
Εικόνα 3.19. Διαχωρισμός μεσημβρινού καναλιού χρησιμοποιώντας τις γραμμές ροής..	62
Εικόνα 3.20. Υπολογιστικό πλέγμα για την επίλυση του αξονοσυμμετρικού πεδίου ροής για δύο δρομείς υψηλού (αριστερά) και χαμηλού (δεξιά) ειδικού αριθμού στροφών.....	63
Εικόνα 3.21. Τομή πτερυγίου με την εκ περιστροφής χοανοειδή επιφάνεια που διαγράφεται από την μέση γραμμή ροής.	63
Εικόνα 3.22. Κατασκευή ίχνους του πτερυγίου σε επίπεδο κάθετο στον άξονα περιστροφής σύμφωνα με την μέθοδο της σύμμορφης απεικόνισης.	64
Εικόνα 3.23. Τυπικό υδραυλικό περίγραμμα ρυθμιστικών πτερυγίων.	67
Εικόνα 3.24. Τομή σπειροειδούς κελύφους με επίπεδο κάθετο στον άξονα περιστροφής	68
Εικόνα 3.25. Διαμόρφωση μεσημβρινής τομής κελύφους με χείλος (αριστερά) ή επίπεδη άνω και κάτω στεφάνη (δεξιά).....	69
Εικόνα 3.26. Τρισδιάστατη αποτύπωση μεσημβρινής τομής κελύφους με χείλος και οδηγητικό πτερυγίου.	69
Εικόνα 3.27. Μεσημβρινή τομή Α κελύφους στη γωνιακή θέση φ	70
Εικόνα 3.28. Μέση ταχύτητα στο τμήμα εισόδου του κελύφους συναρτήσει της υδραυλικής πτώσης.	72
Εικόνα 3.29. Κατανομή διατομών αγωγού απαγωγής υδροστροβίλου Francis [158].	74

Εικόνα 3.30. Κύριες διαστάσεις αγωγού απαγωγής και μεταβολή των αδιάστατων παραμέτρων συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών.....	76
Εικόνα 3.31. Λογικό διάγραμμα διαδικασίας βελτιστοποίησης.....	78
Εικόνα 3.32. Σχεδίαση πτερυγίου μέσω μέσης γραμμής.....	81
Εικόνα 3.33. Κατασκευή πτερυγίων ύστερα από τη συνένωση ανεξάρτητων τομών/προφίλ.....	82
Εικόνα 3.34. Σχεδίαση τομών πτερυγίου αποτελούμενο από κυκλικά τμήματα στην είσοδο και έξοδο και παραμετρικές καμπύλες για την πλευρά πίεση και υποπίεσης.....	83
Εικόνα 3.35. Κατασκευή επιφάνειας για τη σχεδίαση πτερωτής φυγοκεντρικού συμπιεστή και η σύνδεση μεταξύ διαφορετικών επιφανειακών τμημάτων.....	84
Εικόνα 3.36. Σχεδίαση σκαφιδίων δρομέα υδροστροβίλου Pelton μέσω επιφανειών NURBS.....	85
Εικόνα 3.37. Μέθοδος μέσης επιφάνειας πτερυγίου υδροστροβίλου Francis.....	85
Εικόνα 3.38. Παραμετρική επιφάνεια ελέγχου για την μοντελοποίηση της απόκλισης τη γεωμετρίας από την αρχική.....	89
Εικόνα 3.39. Παραμετροποίηση πτερυγίου υδροστροβίλου Francis με επιφανειακή κατανομή πάχους που επιβάλλεται κάθετα στη μέση επιφάνεια του πτερυγίου.....	89
Εικόνα 3.40. Διαδικασία βελτιστοποίησης με τη μέθοδο αντίστροφου σχεδιασμού.....	90
Εικόνα 3.41. Βελτίωση χαρακτηριστικών διάβρωσης.....	91
Εικόνα 4.1. Μοντέλο υδροστροβίλου Francis εγκατεστημένο στο Εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών.....	96
Εικόνα 4.2. Διαμόρφωση σπειροειδούς κελύφους μοντέλου υδροστροβίλου.....	96
Εικόνα 4.3. Μοντέλο υδροστροβίλου Francis. (Αριστερά) Διάταξη ρύθμισης του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων και (Δεξιά) Αποσυναρμολόγηση μοντέλου για τις ανάγκες ψηφιοποίησης της γεωμετρίας και των διαστατικών μετρήσεων.....	97
Εικόνα 4.4. (Αριστερά) Μεσημβρινή τομή εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου Francis και (Δεξιά) υδραυλικό περίγραμμα ρυθμιστικών πτερυγίων εργαστηριακού μοντέλου.....	98

Εικόνα 4.5. (Αριστερά) Δρομέας υδροστροβίλου Francis εργαστηριακού μοντέλου και (Δεξιά) ο ψηφιοποιημένος δρομέας που προέκυψε ύστερα από την σάρωση και ανακατασκευή της γεωμετρίας με χρήση τεχνικών CAD.	98
Εικόνα 4.6. Ρυθμιστικά πτερύγια στην κλειστή (Αριστερά) και πλήρως ανοιχτή (Δεξιά) θέση και σχετικές γεωμετρικές παράμετροι.	99
Εικόνα 4.7. Καμπύλη συσχέτισης ανοίγματος a_0 και κλίσης A ρυθμιστικών πτερυγίων..	99
Εικόνα 4.8. Λεπτομέρειες πραγματικού (πάνω) και ψηφιοποιημένου (κάτω) μοντέλου υδροστροβίλου.....	101
Εικόνα 4.9. Πλήρως ψηφιοποιημένο εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis. ..	101
Εικόνα 4.10. Διαγραμματική απεικόνιση πειραματικής εγκατάστασης.	102
Εικόνα 4.11. (Αριστερά) Παροχόμετρο KENT και (Δεξιά) Μετατροπέας σήματος εξόδου KENT.....	103
Εικόνα 4.12. Ογκομετρική δεξαμενή και μετρητικός υπερχειλιστής.	104
Εικόνα 4.13. Ροπόμετρο εργαστηρίου της εταιρείας KYOWA.....	105
Εικόνα 4.14. Διάταξη βαθμονόμησης ροπόμετρου.....	105
Εικόνα 4.15. Μοντέλο υδροστροβίλου και θέσεις μέτρησης πιέσεων.	107
Εικόνα 4.16. Ενδεικτικό πιεσόμετρο που χρησιμοποιείται στο Εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών.....	107
Εικόνα 4.17. Συσκευή αδρανών μαζών για την βαθμονόμηση των πιεσόμετρων.....	108
Εικόνα 4.18. Μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής.	108
Εικόνα 4.19. Χρήση στροβοσκοπίου για την μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής της ατράκτου.	109
Εικόνα 4.20. Μετάδοση σφάλματος ποσότητας X στην συνάρτηση $Y=f(X)$	115
Εικόνα 4.21. Προσδιορισμός μη γραμμικότητας βαθμονόμησης.....	117
Εικόνα 4.22. Προσδιορισμός μη γραμμικότητας με ένα ακρότατο.	118
Εικόνα 4.23. Μετρητική διαδικασία.	122
Εικόνα 4.24. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου.....	123

Εικόνα 4.25. Καμπύλες αδιάστατου ύψους-παροχής 1.	124
Εικόνα 4.26. Καμπύλες υδραυλικού βαθμού απόδοσης - αδιάστατης παροχής 1.....	124
Εικόνα 4.27. Καμπύλες αδιάστατου ύψους-παροχής 2.	125
Εικόνα 4.28. Καμπύλες υδραυλικού βαθμού απόδοσης - αδιάστατης παροχής 2.....	125
Εικόνα 4.29. Καμπύλες αδιάστατου ύψους-παροχής 3.	126
Εικόνα 4.30. Καμπύλες υδραυλικού βαθμού απόδοσης - αδιάστατης παροχής 3.....	126
Εικόνα 4.31. Περιβάλλουσα καμπύλη υδραυλικού βαθμού απόδοσης - αδιάστατης παροχής Φ	127
Εικόνα 4.32. Καμπύλες λειτουργίας του υδροστροβίλου για σταθερό υδραυλικό ύψος – η - n	128
Εικόνα 4.33. Καμπύλες λειτουργίας του υδροστροβίλου για σταθερό υδραυλικό ύψος η - Φ	129
Εικόνα 4.34. Χάρτης σημείων λειτουργίας υδροστροβίλου Francis.	130
Εικόνα 5.1. Κατανομή ταχύτητας στο οριακό στρώμα στερεού ορίου.	141
Εικόνα 5.2. Υπολογιστικά χωρία πλήρους και περιοδικού μοντέλου εργαστηριακού υδροστροβίλου.....	150
Εικόνα 5.3. Λεπτομέρειες πλέγματος περιοδικού μοντέλου.....	150
Εικόνα 5.4. Λεπτομέρειες πλεγμάτων πλήρους μοντέλου.	151
Εικόνα 5.5. Σταδιακή πύκνωση πλεγμάτων.....	153
Εικόνα 5.6. Σφάλμα διακριτοποίησης για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{08} (Αριστερά) και a_{014} (Δεξιά) για το εύρος παροχών που εξετάστηκε (P1-P4).....	156
Εικόνα 5.7. Σφάλμα διακριτοποίησης για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{016} για το εύρος παροχών που εξετάστηκε (P1-P4) (Αριστερά) και για τη περίπτωση του περιοδικού μοντέλου (Δεξιά).....	157
Εικόνα 5.8. Σύγκριση της αξονικής συνιστώσας της ταχύτητας (Αριστερά) και της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας (Δεξιά) κατά μήκος της επιφάνειας εξόδου για τα τρία πλέγματα που χρησιμοποιήθηκαν για τις προσομοιώσεις στο περιοδικό μοντέλο.....	158

Εικόνα 5.9. Κατανομή στατικής πίεσης κατά μήκος του μεσημβρινού μήκους της πλήμνης του πτερυγίου.....	159
Εικόνα 5.10. Κατανομή στατικής πίεσης κατα μήκος του μεσημβρινού μήκους στο μέσο του πτερυγίου.....	159
Εικόνα 5.11. Κατανομή στατικής πίεσης κατά μήκος του μεσημβρινού μήκους της στεφάνης του πτερυγίου.	160
Εικόνα 5.12. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος της πλήμνης για τα μοντέλα τύρβης k-ε, k-ω sst.	164
Εικόνα 5.13. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος του μεσημβρινού μήκους στο μέσο του πτερυγίου, για τα μοντέλα τύρβης k-ε, k-ω sst.....	164
Εικόνα 5.14. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος της στεφάνης για τα μοντέλα τύρβης k-ε, k-ω sst.	165
Εικόνα 5.15. Κατανομή ταχυτήτων στην έξοδο του υδροστροβίλου για τα δυο μοντέλα τύρβης που εξετάστηκαν.....	166
Εικόνα 5.16. Κατανομή ταχυτήτων στην έξοδο του υδροστροβίλου για τρία σημεία λειτουργίας με διαφορετικό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων	167
Εικόνα 5.17. Κατανομή πιέσεων μεταξύ των πτερυγίων του δρομέα σε τρεις θέσεις μεταξύ πλήμνης και στεφάνης κατά το πλάτος του πτερυγίου για διαφορετικά ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων.	169
Εικόνα 5.18. Κατανομή ταχυτήτων μεταξύ των πτερυγίων του δρομέα σε τρεις θέσεις μεταξύ πλήμνης και στεφάνης κατά το πλάτος του πτερυγίου για διαφορετικά ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων.....	170
Εικόνα 5.19. Γραμμές ροής μεταξύ των πτερυγίων του δρομέα σε τρεις θέσεις μεταξύ πλήμνης και στεφάνης κατά το πλάτος του πτερυγίου για διαφορετικά ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων.....	171
Εικόνα 5.20. Κατανομή πιέσεων στην πλευρά πίεσης και υποπίεσης του πτερυγίου για διαφορετικά ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων.	172
Εικόνα 5.21. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος της πλήμνης για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν.	173

Εικόνα 5.22. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος του μέσου του πτερυγίου για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν.	173
Εικόνα 5.23. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος της στεφάνης για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν.	174
Εικόνα 5.24. Αριθμητικές χαρακτηριστικές καμπύλες του δρομέα του υδροστροβίλου στο περιοδικό μοντέλο.....	175
Εικόνα 5.25. Αριθμητικές χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας υδροστροβίλου στο πλήρες μοντέλο.	176
Εικόνα 5.26. Ανάλυση απωλειών στο μοντέλου υδροστροβίλου. Σε κάθε άνοιγμα παρατίθεται η κατανομή απώλειών ως ποσοστό των συνολικών απωλειών.	180
Εικόνα 5.27. Ανάλυση απωλειών στο μοντέλου υδροστροβίλου. Σε κάθε άνοιγμα παρατίθενται οι % απώλειες κάθε τμήματος.	181
Εικόνα 5.28. Αδιάστατες αριθμητικές χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας υδροστροβίλου στο πλήρες μοντέλο.....	182
Εικόνα 5.29. Σύγκριση χαρακτηριστικών καμπύλων πλήρους μοντέλου και περιοδικού μοντέλου για τα ανοίγματα a_{010} και a_{016}	183
Εικόνα 5.30. Σημεία λειτουργίας που χρησιμοποιήθηκαν κατά την ανάλυση της ροής.	184
Εικόνα 5.31. Μεταβολή πεδίου πιέσεων στο εσωτερικό της μηχανής με την αύξηση της παροχής για το ονομαστικό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων.....	184
Εικόνα 5.32. Πεδίο ταχυτήτων και πιέσεων για το άνοιγμα a_{016} και παροχή Q115.	185
Εικόνα 5.33. Μεταβολής θεωρητικού τριγώνου ταχυτήτων ως αποτέλεσμα της αύξησης της παροχής και του υδραυλικού ύψους για δεδομένη κλίση ρυθμιστικών πτερυγίων στην είσοδο.....	186
Εικόνα 5.34. Κατανομή πιέσεων σε τομή του υδροστροβίλου με επίπεδο κάθετο στον άξονα συναρτήσει του ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων και της παροχής.	187
Εικόνα 5.35. Μετατόπιση της ζώνης ανακυκλοφορίας με την αλλαγή του σημείου λειτουργίας και ποιοτική αντιστοίχιση του σημείου a_{010} -Q100 (Αριστερά) και του a_{016} -Q115 (δεξιά).	187
Εικόνα 5.36. Σύγκριση γραμμών ροής για τις διάφορες περιπτώσεις που εξετάστηκαν.	190

Εικόνα 5.37. Σύγκριση γραμμών ροής σε επίπεδο παράλληλο με τον άξονα της μηχανής για τις διάφορες περιπτώσεις που εξετάστηκαν.....	191
Εικόνα 5.38. Σύγκριση χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων, καμπύλες παραμέτρου ύψους-παραμέτρου παροχής.	192
Εικόνα 5.39. Σύγκριση χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων, καμπύλες βαθμού απόδοσης-παραμέτρου παροχής.....	193
Εικόνα 5.40. Σύγκριση περιβάλλουσας καμπύλης βαθμού απόδοσης μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων.....	194
Εικόνα 6.1. Πολύωνυμα Bernstein για διάφορους βαθμούς p	197
Εικόνα 6.2. Μορφοποίηση της καμπύλης μέσω της μετατόπισης ενός σημείου ελέγχου.	198
Εικόνα 6.3. Πίνακας υπολογισμού μη μηδενικών συναρτήσεων βάσης.	200
Εικόνα 6.4. Επίδραση του βαθμού p , του διανύσματος κόμβων και των σημείων ελέγχου στις συναρτήσεις βάσης $N_{i,p}(u)$. (Α) Ομοιόμορφη κατανομή κόμβων, βαθμός $p=3$, (Β) Ομοιόμορφη κατανομή κόμβων, βαθμός $p=2$, (Γ) Ανοιχτή ομοιόμορφη κατανομή κόμβων με 5 σημεία ελέγχου, (Δ) Ανομοιόμορφη κατανομή κόμβων.	202
Εικόνα 6.5. Παραμετρικές καμπύλες Bezier, B-spline και NURBS για τα ίδια σημεία ελέγχου.....	203
Εικόνα 6.6. Παραμετρική επιφάνεια $p=q=3$ ου βαθμού, με $P_{i,j}$ τα εννέα σημεία ελέγχου και $S(u,v)$ ένα σημείο της επιφάνειας. (Αριστερά) Καρτεσιανός χώρος και (Δεξιά) Παραμετρικός χώρος.....	205
Εικόνα 7.1. Παραμετροποίηση της καμπύλης της πλήμνης του μεσημβρινού καναλιού.	210
Εικόνα 7.2. Παραμετροποίηση μεσημβρινού καναλιού και πολύγωνα ελέγχου επιμέρους καμπυλών που περιγράφουν το κανάλι ενός υδροστροβίλου.....	211
Εικόνα 7.3. Μεσημβρινό κανάλι υδροστροβίλου Francis υψηλού ειδικού αριθμού στροφών.....	212
Εικόνα 7.4. Μεταβολή μεσημβρινού καναλιού υδροστροβίλου Francis συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών.	212

Εικόνα 7.5. (Α) Τροποποίηση της ακμής εξόδου πτερυγίου με την μετατόπιση ενός ενδιάμεσου σημείου ελέγχου CP και (Β) Πλέγμα σημείων ελέγχου για τον ορισμό παραμετρικών επιφανειών.	213
Εικόνα 7.6. Μεσημβρινή επιφάνεια για την κατασκευή της τρισδιάστατης γεωμετρίας του πτερυγίου.	214
Εικόνα 7.7. Συντεταγμένες πτερυγίου δρομέα και γωνίες σχεδιασμού κατά την εφαρμογή της μεθόδου του σύμμορφου μετασχηματισμού.....	219
Εικόνα 7.8. Παραμετρική περιγραφή της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου.....	219
Εικόνα 7.9. Τομή πτερυγίου με την εκ περιστροφής χοανοειδή επιφάνεια που διαγράφεται από την μέση γραμμή ροής.	219
Εικόνα 7.10. Τρισδιάστατα πτερύγια υδροστροβίλων Francis για δύο διαφορετικούς ειδικούς αριθμούς περιστροφής $v_0=0.25$ και 0.5 που σχεδιάζονται χρησιμοποιώντας την παρούσα μεθοδολογία.....	220
Εικόνα 7.11. Ορισμός συντελεστή εξισορρόπησης ρυθμιστικών πτερυγίων [150].....	221
Εικόνα 7.12. Ελάχιστη ακτίνα ρυθμιστικών πτερυγίων.....	222
Εικόνα 7.13. Ορισμός γεωμετρικών παραμέτρων ρυθμιστικών πτερυγίων.	223
Εικόνα 7.14. Ενδεικτικά προφίλ οδηγητικών πτερυγίων (αριστερά) και ρυθμιστικών πτερυγίων (δεξιά).....	225
Εικόνα 7.15. Στεφάνη οδηγητικών (εξωτερικά) και ρυθμιστικών (εσωτερικά) πτερυγίων.	226
Εικόνα 7.16. Σχεδίαση σπειροειδούς κελύφους (ενδεικτική γεωμετρία).	227
Εικόνα 7.17. Σχεδίαση σπειροειδούς κελύφους αποτελούμενου από ελλειπτικές διατομές (άνω) και κυκλικές διατομές (κάτω).....	227
Εικόνα 7.18. Διαμόρφωση αγωγού απαγωγής με τμήματα κυκλικών τομών και παράμετροι σχεδιασμού.....	228
Εικόνα 7.19. Σχεδίαση αγωγού απαγωγής με κυλινδρικά τμήματα κυκλικών διατομών και κατανομή επιφάνειας τομών κατά μήκος του αγωγού απαγωγής.....	228
Εικόνα 7.20. Τρισδιάστατη απεικόνιση αγωγών απαγωγής με διαφορετική σχεδίαση διαχύτη (μήκος και εξωτερική διάμετρο).	229

Εικόνα 7.21. Τυπικό υπολογιστικό χωρίο που χρησιμοποιείται κατά τη διαδικασία σχεδιασμού δρομέα υδροστροβίλου Francis.	231
Εικόνα 7.22. Μεσημβρινή τομή δρομέα υδροστροβίλου Francis και βασικές γεωμετρικές παράμετροι.....	235
Εικόνα 7.23. Πτερύγιο δρομέα υδροστροβίλου Francis που προέκυψε κατά τη σχεδίαση και ο πλήρης δρομέας Francis που αντιστοιχεί το πτερύγιο.....	235
Εικόνα 7.24. Σύγκλιση διαδικασίας βελτιστοποίησης δρομέα υδροστροβίλου Francis..	236
Εικόνα 7.25. Σύγκριση αρχικής (γκρι) και τελικής γεωμετρίας (μαύρο).	237
Εικόνα 7.26. Σύγκριση κατανομής πιέσεων στην πλευρά πίεση και υποπίεσης κατά μήκος του πτερυγίου πλησίον της στεφάνης.	237
Εικόνα 7.27. Κατανομή πιέσεων στο δρομέα στην αρχική (Αριστερά) και τελική (Δεξιά) γεωμετρία στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.	238
Εικόνα 7.28. Υπολογιστικά χωρία που εξετάστηκαν κατά την αριθμητική προσομοίωση του νέου δρομέα.....	238
Εικόνα 7.29. Γραμμές ροής στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.	239
Εικόνα 7.30. Υδραυλικός βαθμός απόδοσης του τελικού δρομέα με και χωρίς τα ρυθμιστικά πτερύγια.	239
Εικόνα 7.31. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας νέου υδροστροβίλου Francis – σχέση υδραυλικού βαθμού απόδοσης-παροχής.....	240
Εικόνα 7.32. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας νέου υδροστροβίλου Francis –σχέση υδραυλικού ύψους-παροχής.....	241
Εικόνα 7.33. Μεταβολή γραμμών ροής για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.	242
Εικόνα 7.34. Σύγκριση της μεσημβρινής τομής της νέας γεωμετρίας και της υφιστάμενης γεωμετρίας του εργαστηριακού μοντέλου.....	243
Εικόνα 7.35. Κατασκευή ειδικών τεμαχίων για την προσαρμογή του νέου δρομέα στο εργαστηριακό μοντέλο υψηλού n_s - τμήμα πλήμνης.	244
Εικόνα 7.36. Κατασκευή ειδικών τεμαχίων για την προσαρμογή του νέου δρομέα στο εργαστηριακό μοντέλο υψηλού n_s - τμήμα αποκλίνοντος τμήματος αγωγού απαγωγής.	244

Εικόνα 7.37. Γεωμετρία νέου δρομέα που σχεδιάστηκε με τη χρήση λογισμικού CAD και πραγματικό μοντέλο που κατασκευάστηκε για την δοκιμή στο Εργαστήριο.....	245
Εικόνα 7.38. Μοντέλο νέου δρομέα και συναρμογή των νέων εξαρτημάτων που κατασκευάστηκαν.....	246
Εικόνα 7.39. Εργαστηριακό μοντέλο κατόπιν κατασκευής και εγκατάστασης νέων τεμαχίων και νέου δρομέα.....	246
Εικόνα 7.40. Συσχέτιση ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων με την κλίση ρυθμιστικών πτερυγίων στην έξοδο.....	247
Εικόνα 7.41. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας νέου υδροστροβίλου.....	248
Εικόνα 7.42. Περιβάλλουσα καμπύλη μεγίστου βαθμού απόδοσης.....	248
Εικόνα 7.43. Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας μοντέλου υδροστροβίλου.....	249
Εικόνα 7.44. Βαθμός απόδοσης υδροστροβίλου για διάφορα ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων και σύγκριση περιβάλλουσας καμπύλης που προκύπτει από τα σημεία μεγίστου βαθμού απόδοσης με την αντίστοιχη περιβάλλουσα για τις ονομαστικές στροφές του υδροστροβίλου.....	250
Εικόνα 7.45. Μεταβολή του τριγώνου ταχυτήτων με μείωση της παροχής του υδροστροβίλου υπό σταθερές στροφές και υδραυλικό ύψος (μπλε γραμμή: τρίγωνο ταχυτήτων στο ονομαστικό φορτίο, κόκκινη γραμμή: τρίγωνο ταχυτήτων σε μερικό φορτίο).	251
Εικόνα 7.46. Υπολογιστικό χωρίου πλήρους υδροστροβίλου και λεπτομέρειες στην είσοδο του δρομέα και στην έξοδο του κωνικού τεμαχίου του αγωγού απαγωγής.....	252
Εικόνα 7.47. Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων - Καμπύλες ύψους-παροχής.....	253
Εικόνα 7.48. Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων - Καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής.....	254
Εικόνα 7.49. Σύγκριση ανηγμένου βαθμού απόδοσης μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων.....	254
Εικόνα 8.1. Παράμετροι σχεδιασμού αγωγού απαγωγής κυκλικών διατομών.....	258

Εικόνα 8.2. Κατανομές φυσικών μεγεθών που περιγράφουν το πεδίο ροής στην είσοδο του αγωγού απαγωγής που χρησιμοποιήθηκαν ως οριακές συνθήκες.	260
Εικόνα 8.3. Γεωμετρία αγωγού απαγωγής εργαστηριακού υδροστροβίλου παραδοσιακού σχεδιασμού (ορθογωνικών διατομών).	261
Εικόνα 8.4. Κατανομή διατομών κατά μήκος του εργαστηριακού υδροστροβίλου παραδοσιακού σχεδιασμού (ορθογωνικών διατομών).	261
Εικόνα 8.5. Τρισδιάστατη απεικόνιση εργαστηριακού μοντέλου αγωγού απαγωγής και οριακές συνθήκες στο υπολογιστικό χωρίο.	261
Εικόνα 8.6. Συντελεστής ανάκτησης πίεσης για κυλινδρικούς αγωγούς απαγωγής.	263
Εικόνα 8.7. Μεταβολή του λόγου AR για διαφορετικές τιμές της εξωτερικής διαμέτρου D2.	265
Εικόνα 8.8. Σύγκριση του πεδίου ροής κατά μήκος του αγωγού απαγωγής για την περίπτωση μεμονωμένου αγωγού απαγωγής (αριστερά) και ολόκληρου του υδροστροβίλου (δεξιά) για σχεδιάσεις ορθογωνικής (πάνω) και κυκλικής (κάτω) διατομής αντίστοιχα.	266
Εικόνα 8.9. Κατανομή ταχυτήτων στην τομή της κυκλικής γεωμετρίας με το επίπεδο $y=0$	268
Εικόνα 8.10. Κατανομή ταχυτήτων στην τομή της ορθογωνικής γεωμετρίας με το επίπεδο $y=0$	268
Εικόνα 8.11. Επίδραση του μήκους L2 στη γεωμετρία του αγωγού απαγωγής.	269
Εικόνα 8.12. Επίδραση του μήκους του ευθύγραμμου τμήματος στον συντελεστή ανάκτηση υπό σταθερό λόγο N/R_o και μεταβαλλόμενο λόγο επιφανειών (αριστερά) και υπό σταθερό λόγο N/R_o και σταθερή γωνία διαχύτη (δεξιά).	269
Εικόνα 8.13. Κατανομή ταχυτήτων χωρίς αποστάτη για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{o16} και σταθερό λόγο N/R_o (περίπτωση μεγίστου μήκους διαχύτη).	270
Εικόνα 8.14. Κατανομή ταχυτήτων για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{o16} και σταθερό μήκος L συναρτήσει του μήκους L2 του ευθύγραμμου αγωγού.	270
Εικόνα 8.15. Επίδραση του ευθύγραμμου αγωγού στην ανάπτυξη του πεδίου ροής.	271
Εικόνα 8.16. Επίδραση του λόγου διαμέτρων (αριστερά) και του μήκους του αγωγού αναρρόφησης (δεξιά) στο συντελεστή ανάκτησης.	271

Εικόνα 8.17. Κατανομή ταχυτήτων για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{016} συναρτήσει του λόγου $D2/D_0$	272
Εικόνα 8.18. Επίδραση του λόγου $D2/D_0$ στην ανάπτυξη του πεδίου ροής.....	272
Εικόνα 8.19. Κατανομή ταχυτήτων για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{016} συναρτήσει του μήκους του αγωγού αναρρόφησης.....	273
Εικόνα 8.20. Επίδραση του μήκους του αγωγού αναρρόφησης στην ανάπτυξη του πεδίου ροής.....	273
Εικόνα 8.21. Σύγκριση απόδοσης κυκλικών αγωγών απαγωγής και βαθμού απόδοσης υδροστροβίλου με την απόδοσης αγωγού ορθογωνικής διατομής (CKD).....	275
Εικόνα 8.22. Επίδραση διαφορετικών γεωμετριών αγωγού απαγωγής στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης.....	275
Εικόνα 8.23. Κατανομή στατικής πίεσης στον εργαστηριακό δρομέα υδροστροβίλου $v_0=0.5$, για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{016}	276
Εικόνα 8.24. Τροποποίηση της ακμής εισόδου του εργαστηριακού δρομέα υδροστροβίλου $v_0=0.5$	277
Εικόνα 8.25. Κατανομή πιέσεων στην πλευρά πίεσης και υποπίεσης του πτερυγίου για τις τρεις γεωμετρίες.....	278
Εικόνα 8.26. Κατανομή πίεσης κατά μήκος της τομής του πτερυγίου με την πλήμνη (αριστερά) και την στεφάνη (δεξιά).....	279
Εικόνα 8.27. Κατανομή πιέσεων από πτερύγιο σε πτερύγιο μεταξύ πλήμνης και στεφάνης για τις γεωμετρίες $des1$ και $des2$	279
Εικόνα 8.28. Επίδραση της ακμής εισόδου στο βαθμό απόδοσης του δρομέα σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας για το άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{016}	280
Εικόνα 8.29. Μετρητική διάταξη εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου.....	282
Εικόνα 8.30. Υπολογιστικό χωρίο και αριθμητικό πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε για τη μελέτη ανάπτυξης της στήλης σπηλαίωσης.....	283
Εικόνα 8.31. Κατανομή πιέσεων στα πτερύγια και στην έξοδο του δρομέα για το σημείο λειτουργίας 1.....	283

Εικόνα 8.32. Ανάλυση ταλαντώσεων πίεσης στο πεδίο του χρόνου (πάνω) και των συχνοτήτων (κάτω) για το σημείο λειτουργίας 1.....	284
Εικόνα 8.33. Οπτικοποίηση ανάπτυξης της στήλης σπηλαίωσης στο πειραματικό (αριστερά) και αριθμητικό (δεξιά) μοντέλο για το σημείο λειτουργίας 3.	285
Εικόνα 8.34. Κατανομή πιέσεων στο πτερύγιο και εξέλιξη του φαινομένου σπηλαίωσης με το χρόνο και κατά το μήκος του αγωγού απαγωγής για το σημείο λειτουργίας 3.	286
Εικόνα 8.35. Ανάλυση σήματος ταλαντώσεων στο πεδίο των συχνοτήτων για το επιταχυνσιόμετρο 1, για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν πειραματικά.....	287
Εικόνα 8.36. Ανάλυση σήματος ταλαντώσεων πίεσης στο πεδίο των συχνοτήτων για παροχή $Q=0.67Q_{BEP}$ (πάνω: πειραματικά δεδομένα, κάτω: αριθμητικά δεδομένα).	288
Εικόνα 8.37. Γεωμετρικές παράμετροι σχεδιασμού δρομέα με ενδιάμεσα πτερύγια.....	289
Εικόνα 8.38. Επίδραση των γεωμετρικών παραμέτρων του ενδιάμεσου πτερυγίου στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης και τη συστροφή στην έξοδο.	291
Εικόνα 8.39. Σύγκριση γεωμετριών ενδιάμεσου πτερυγίου και αδιάστατων κατανομών ταχύτητας κατάντη του δρομέα στη θέση $z=0.7D$	291
Εικόνα 8.40. Ανάλυση σήματος ταλαντώσεων πίεσης στο πεδίο των συχνοτήτων ύστερα από την προσθήκη των ενδιάμεσων πτερυγίων για τα σημεία λειτουργίας 1 (πάνω) και 2 (κάτω) και για τις περιπτώσεις 1 (αριστερά) και 2 (δεξιά).....	292
Εικόνα 8.41. Κατανομή πιέσεων κατάντη του δρομέα και χρονική εξέλιξη του φαινομένου για το σημείο λειτουργίας 2 και με τη χρήση ενδιάμεσου πτερυγίου (περίπτωση 2).....	293

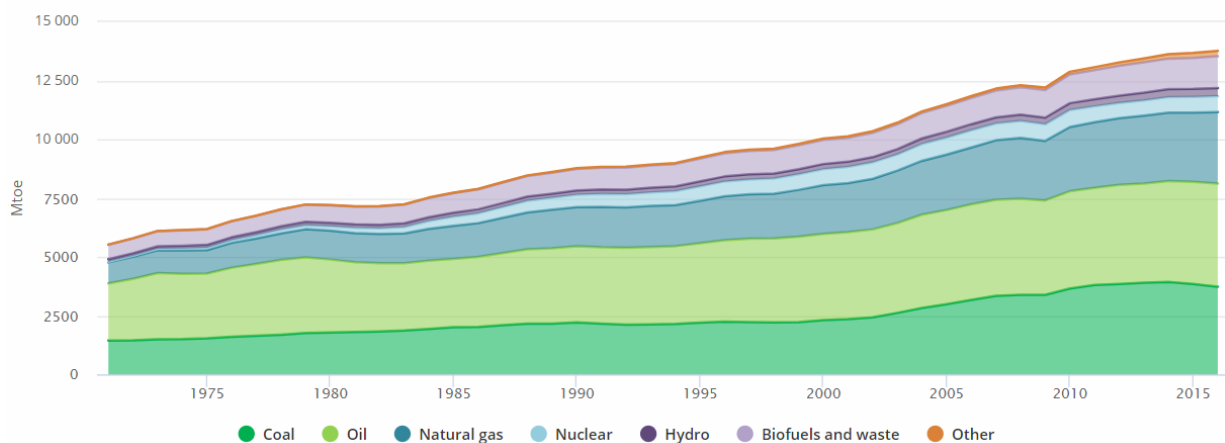
Πίνακας Πινάκων

Πίνακας 2.1. Συγκριτικοί βαθμοί απόδοσης υδροστροβίλων Francis την περίοδο 1847-1900	18
Πίνακας 3.1. Πρόσφατες δημοσιεύσεις με εφαρμογές μοντέλων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής για την ανάλυση της ροής σε υδροστροβίλους Francis.	46
Πίνακας 3.2. Εφαρμογές μεθόδων βελτιστοποίησης σε υδροστροβίλους.	92
Πίνακας 4.1. Βασικά χαρακτηριστικά εργαστηριακού μοντέλου Francis.	100
Πίνακας 4.2. Τεχνικά χαρακτηριστικά ηλεκτρικών πεδών εργαστηρίου.	102
Πίνακας 5.1. Οριακές συνθήκες.....	152
Πίνακας 5.2. Σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν κατά τον έλεγχο ανεξαρτησίας πλέγματος για το πλήρες μοντέλο.....	155
Πίνακας 5.3. Αριθμός κελιών αριθμητικού πλέγματος σε κάθε τμήμα του υδροστροβίλου.	156
Πίνακας 5.4. Σφάλμα διακριτοποίησης και αβεβαιότητες αριθμητικών αποτελεσμάτων για τις προσομοιώσεις στο πλήρες μοντέλο.	161
Πίνακας 5.5. Έλεγχος ανεξαρτησίας πλέγματος περιοδικού μοντέλου.	162
Πίνακας 5.6. Σημεία λειτουργίας περιοδικού μοντέλου που εξετάζονται.	162
Πίνακας 5.7. Επίδραση του μοντέλου τύρβης στα μακροσκοπικά λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου, για το σημείο λειτουργίας a_{016}	163
Πίνακας 5.8. Αριθμητικά αποτελέσματα προσομοιώσεων πλήρους μοντέλου για διάφορα ανοίγματα ρυθμιστικών περυγίων και παροχών.	177
Πίνακας 7.1. Παράμετροι σχεδιασμού υδροστροβίλου Francis.	230
Πίνακας 7.2. Γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά μοντέλου και πρωτότυπου δρομέα υδροστροβίλου Francis.	233
Πίνακας 7.3. Βασικές γεωμετρικές διαστάσεις δρομέα Francis.	234
Πίνακας 7.4. Ονομαστικό σημείο λειτουργίας νέου υδροστροβίλου κατά τις αριθμητικές προσομοιώσεις.....	234
Πίνακας 8.1. Γεωμετρικές παράμετροι κυλινδρικού αγωγού απαγωγής.	263

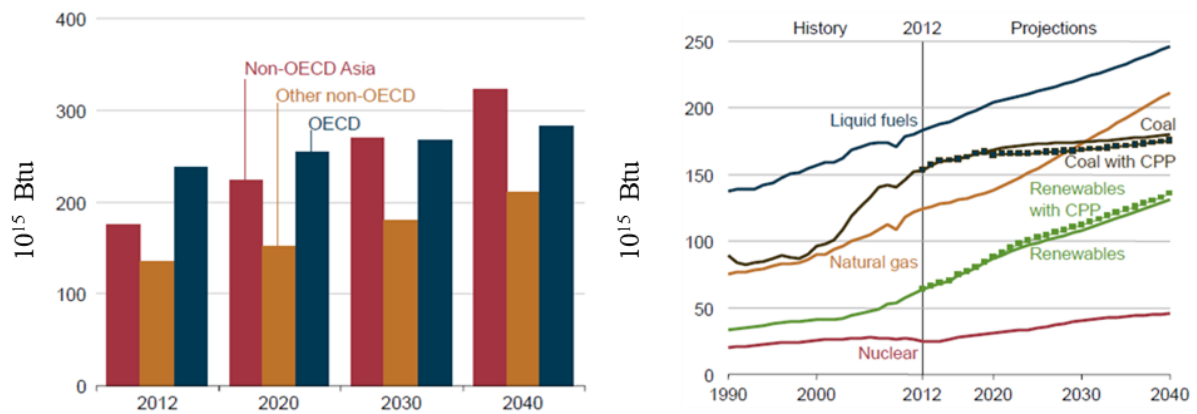
Πίνακας 8.2. Παράμετροι αγωγού απαγωγής με διαφορετικά μήκη ευθύγραμμου τμήματος L2.....	264
Πίνακας 8.3. Τιμές της παραμέτρου AR που εξετάστηκαν.	265
Πίνακας 8.4. Τιμές του μήκους του κώνου αναρρόφησης που εξετάστηκαν.	265
Πίνακας 8.5. Σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν αριθμητικά και πειραματικά.	281
Πίνακας 8.6. Γεωμετρικές παράμετροι ενδιάμεσων πτερυγίων που εξετάστηκαν.	289
Πίνακας 8.7. Αποτελέσματα προσομοιώσεων για την επιλογή ενδιάμεσου πτερυγίου. .	290

Κεφάλαιο 1 - Εισαγωγή

Το 2016 η συνολική παραγόμενη πρωτογενής ενέργεια ανήλθε σε 13,761 Mtoe, από τα οποία, 1,925 Mtoe παρήχθησαν από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (Εικόνα 1.1) [1]. Με την αύξηση των επιπτώσεων της κλιματικής αλλαγής ενισχύεται η ανάγκη για καθαρές και βιώσιμες πηγές ενέργειας τόσο στις ανεπτυγμένες όσο και στις αναπτυσσόμενες χώρες, ενώ η γεωπολιτική και η οικονομική αβεβαιότητα στην αγορά ορυκτών καυσίμων καθιστούν απαραίτητη την ενεργειακή διαφοροποίηση και ανεξαρτητοποίηση [2]. Σύμφωνα με τον διεθνή οργανισμό ενέργειας (International Energy Agency, IEA) στη διάρκεια των επομένων 20 ετών αναμένεται συνεχόμενη αύξηση των ενεργειακών απαιτήσεων διεθνώς, κυρίως λόγω της αύξησης της ζήτησης σε χώρες εκτός του Οργανισμού Οικονομικής Συνεργασίας και Ανάπτυξη (ΟΟΣΑ) καθώς και στις υπόλοιπες αναπτυσσόμενες χώρες [3]. Η δημογραφική αύξηση και η αναμενόμενη κοινωνικοοικονομική ανάπτυξη στις περιοχές αυτές θα συντελέσουν στη σημαντική αύξηση της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας τα επόμενα χρόνια. Συγκεκριμένα, εκτιμάται ότι μέχρι το 2040 η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας θα αυξηθεί κατά 48%, ενώ σε χώρες εκτός του ΟΟΣΑ η αύξηση αυτή θα αγγίξει το 71% (Εικόνα 1.2) [3].

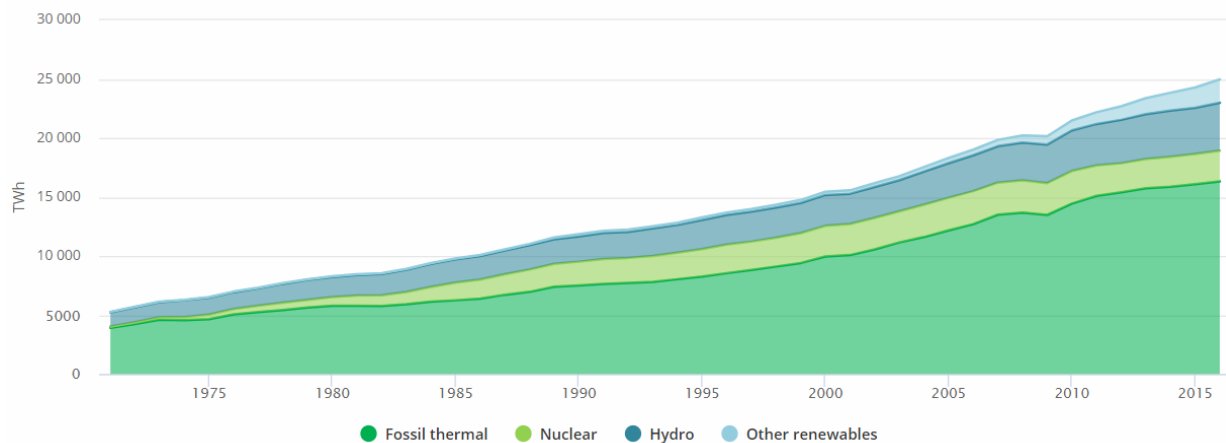


Εικόνα 1.1. Παγκόσμια παραγωγή πρωτογενούς ενέργειας ανά πηγή ενέργειας το 2016 [1].

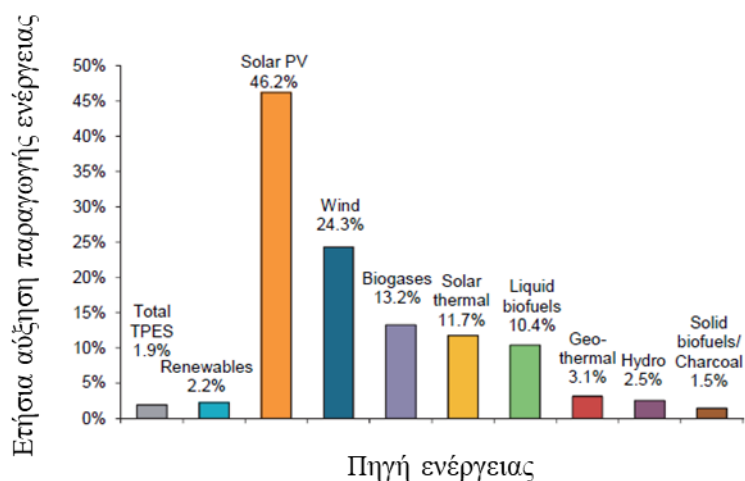


Εικόνα 1.2. Εκτιμώμενη αύξηση κατανάλωση ενέργειας ανά πηγή ενέργειας μέχρι το 2040 [3].

Στον τομέα της ηλεκτροπαραγωγής αντίστοιχα, το 2016 η συνολική παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανήλθε στις 24,973 TWh (Εικόνα 1.3), με τις ανανεώσιμες πηγές να συνεισφέρουν σε ποσοστό 24.2 % της συνολικής παραγωγής, ενώ οι υδροηλεκτρικοί σταθμοί σε ποσοστό 16.3 % [4]. Συνολικά, στο τέλος του 2017 οι παγκοσμίως εγκατεστημένοι υδροηλεκτρικοί σταθμοί παράγαν 4,185 TWh ηλεκτρικής ενέργειας [5]. Αντίστοιχα, η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από αιολική, ηλιακή και ενέργεια θαλάσσιων ρευμάτων περιορίστηκε στο 4.2 % της παγκόσμιας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Από το 1990 η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές αυξήθηκε με ρυθμό 3.6 % / έτος παγκοσμίως με τις χώρες εντός του ΟΟΣΑ να παρατηρείται ετήσια αύξηση 2.5 % / έτος [4]. Στην Ευρώπη το ποσοστό αυτό έφτασε το 3.8 % / έτος, ενώ ο ρυθμός αύξηση υδροηλεκτρικών σταθμών περιορίστηκε στο 0.6 % (Εικόνα 1.4) [4].



Εικόνα 1.3. Παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανά πηγή ενέργειας το 2016 [1].

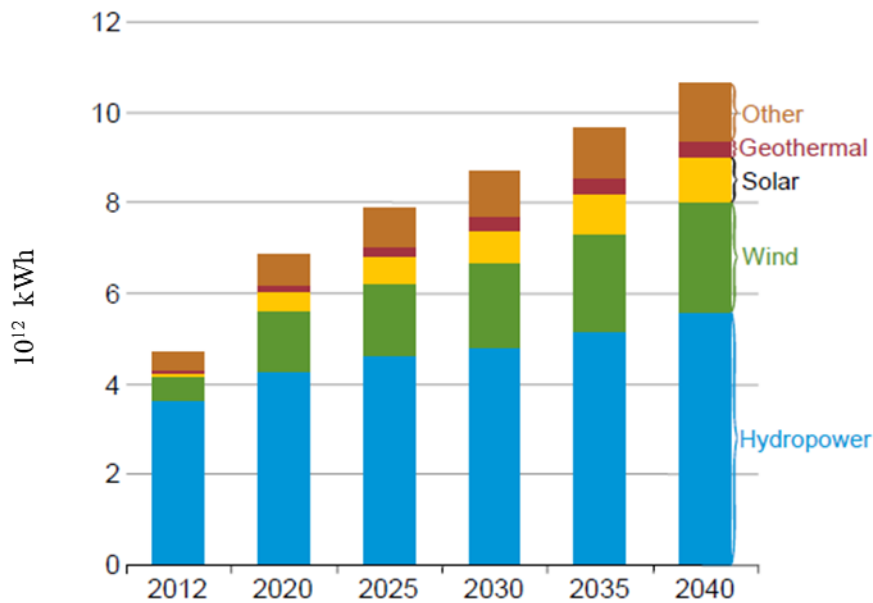


Εικόνα 1.4. Ετήσια αύξηση παραγωγής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές μεταξύ των ετών 1990-2014 [4].

Τα επόμενα χρόνια οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας αναμένονται να παρουσιάσουν την μεγαλύτερη ετήσια αύξηση αγγίζοντας το 2.6 % / έτος, με την πυρηνική ενέργεια να ακολουθεί με ρυθμό αύξησης 2.3 % / έτος (Εικόνα 1.4). Παρόλα αυτά, μέχρι το 2040 αναμένεται ότι η κατανάλωση ενέργειας θα εξακολουθεί να καλύπτεται από ορυκτά καύσιμα κατά 78 % (Εικόνα 1.2) [3].

Για την προστασία του περιβάλλοντος, τον περιορισμό των επιπτώσεων της κλιματικής αλλαγής, την εξασφάλιση βιώσιμης και αιφόρου ανάπτυξης και την αύξηση της ενεργειακής ασφάλειας εφαρμόζονται διεθνώς ενεργειακές πολιτικές που ενισχύουν την ανάπτυξη του κλάδου των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Για παράδειγμα, για την επίτευξη των παραπάνω η Ευρωπαϊκή Ένωση (ΕΕ) έθεσε το 2009 ως στόχους την μείωση των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου κατά 20 %, την αύξηση της διείσδυσης των ανανεώσιμων πηγών στην ενεργειακή κατανάλωση στο 20 % και την εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας κατά 20 % με βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης, μέχρι το 2020. Το 2018 το Ευρωπαϊκό Κοινοβούλιο αποφάσισε την αύξηση του στόχου για την διείσδυση των Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας (ΑΠΕ) στο 35 % μέχρι το 2040.

Η ταχεία και ομαλή ενσωμάτωση σε μεγάλη κλίμακα της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές στο ηλεκτρικό δίκτυο αποτελεί σημαντικό ζήτημα ώστε να επιτευχθούν οι στόχοι της ΕΕ. Από το 2000 και μετά παρατηρείται σημαντική αύξηση στους σταθμούς αιολικής και ηλιακής ενέργειας ως αποτέλεσμα πολιτικών ενίσχυσης που εφαρμόστηκαν και επέτρεψαν στις τεχνολογίες αυτές να αυξήσουν την ανταγωνιστικότητά τους. Περαιτέρω αύξηση στους σταθμούς αιολικής ενέργειας αναμένεται τα επόμενα χρόνια τόσο διεθνώς όσο και στην Ευρώπη, ενώ προβλέπεται ότι μέχρι το 2040 θα καλύπτουν το μεγαλύτερο ποσοστό της ηλεκτροπαραγωγής (Εικόνα 1.5) [6].

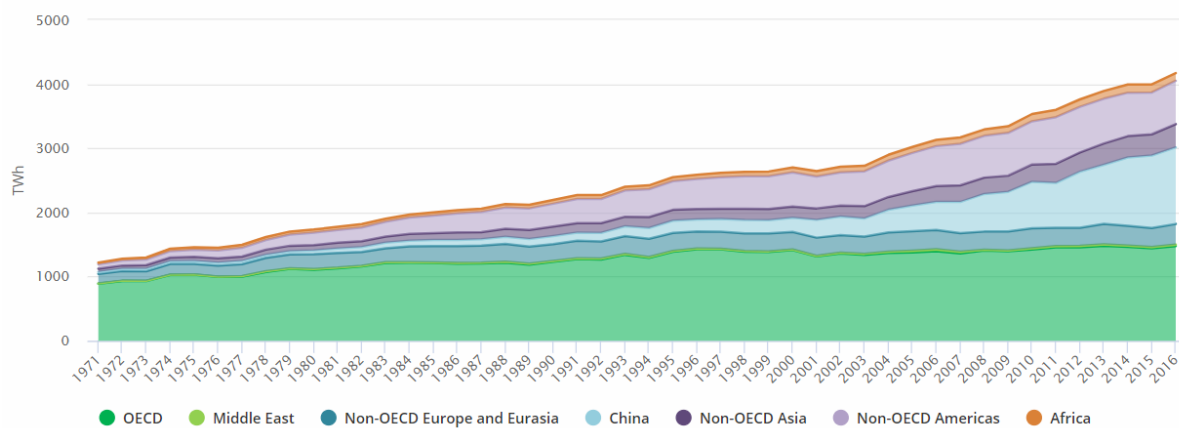


Εικόνα 1.5. Παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ανά ανανεώσιμη πηγή [3].

Ωστόσο, αυτές οι πηγές ενέργειας χαρακτηρίζονται από μεγάλη μεταβλητότητα και στοχαστικότητα καθώς παρουσιάζουν μεγάλη χρονική και χωρική διακύμανση και εξαρτώνται τόσο από τοπικές κλιματολογικές συνθήκες όσο και από την τοπική τοπογραφία. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η παραγόμενη ενέργεια να χαρακτηρίζεται από μεγάλη διακύμανση, ενώ οδηγεί υπάρχουσες μονάδες παραγωγής σε μεταβολή της λειτουργικής τους συμπεριφοράς, λόγω των ταχείων αλλαγών στη διαθεσιμότητα σταθμών ΑΠΕ που οδηγούν σε αυξανόμενο αριθμό εκκινήσεων-παύσεων, και τελικά σε αστάθεια του δικτύου. Επιπροσθέτως, λόγω της υψηλής μεταβλητότητας αυξάνεται η ανισορροπία μεταξύ επαγωγικής και χωρητικής παραγωγής και κατανάλωσης, αυξάνοντας τις απαιτήσεις για ρύθμιση της άεργου ισχύος. Παράλληλα, η διαμόρφωση ενός ενεργειακού τοπίου όπου πριμοδοτείται η παραγωγή αιχμής, συμβάλει περαιτέρω στην αποσταθεροποίηση του δικτύου.

Σε αντίθεση, η υδροηλεκτρική ενέργεια αποτελεί προβλέψιμη και ευέλικτη πηγή διαθέτοντας σταθερή παραγωγή για την κάλυψη φορτίων βάσης καθώς και την κάλυψη φορτίων αιχμής μέσω της αποθήκευσης, ενώ ταυτόχρονα μπορεί να συμβάλει στη σταθερότητα του δικτύου ελέγχοντας την ισχύ που διοχετεύεται. Οι υδροηλεκτρικοί σταθμοί παρουσιάζουν γρήγορη απόκριση σε αλλαγές της ζήτησης, έχουν τη δυνατότητα ταχείας εκκίνησης και παύσης, δίνουν τη δυνατότητα ρύθμισης της συχνότητας και της τάσης του δικτύου, επιτρέπουν τη ρύθμιση της άεργου ισχύος και παρέχουν στρεφόμενη εφεδρεία ισχύος. Η υδροηλεκτρική ενέργεια παίζει ουσιαστικό ρόλο στην στρατηγική ανάπτυξης πολλών αναπτυσσόμενων χωρών καθώς χαρακτηρίζεται από χαμηλά λειτουργικά έξοδα και μεγάλους χρόνους ζωής. Υπό αυτές τις συνθήκες και για την επιτάχυνση της διεξόδου των υπολοίπων ανανεώσιμων πηγών με επιτυχή και ομαλό τρόπο είναι απαραίτητη η ταυτόχρονη ανάπτυξη της υδροηλεκτρικής ενέργειας.

Το 2018 η συνολική εγκατεστημένη ισχύς υδροηλεκτρικών σταθμών ανήλθε στα 1,267 GW παγκοσμίως συμπεριλαμβανομένων μικρών υδροηλεκτρικών σταθμών και σταθμών αντλησιοταμίευσης με την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας να φτάνει τις 4,185 TWh (Εικόνα 1.6) [5]. Το 2016 και το 2017 προστέθηκαν συνολικά 31.5 GW και 21.9 GW, αντίστοιχα. Στην Ευρώπη το 2017 προστέθηκαν 2,307 MW, με την συνολικά εγκατεστημένη ισχύ να φτάνει τα 249 GW και την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας να φτάνει τις 600 TWh. Στην περίπτωση της Ελλάδας, το 2016 η συνολικά εγκατεστημένη ισχύς, συμπεριλαμβανομένων σταθμών αντλησιοταμίευσης, έφτασε τα 3,396 MW με συνολική παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας 4.04 TWh [7].



Εικόνα 1.6. Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από υδροηλεκτρικούς σταθμούς ανά τον κόσμο το 2016 [1].

Στην περίπτωση των μικρών υδροηλεκτρικών (<15 MW) η συνολικά εγκατεστημένη ισχύς ανέρχεται στα 78 GW, συνιστώντας το 1.9 % της συνολικά εγκατεστημένης ισχύος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, ενώ το οικονομικά αξιοποιήσιμο δυναμικό εκτιμάται στα 217 GW παγκοσμίως. Συνολικά, εκτιμάται ότι το 2016 ο τομέας είχε αναπτυχθεί σε ποσοστό 36 %. Σε γεωγραφικό επίπεδο το μεγαλύτερο ποσοστό του διαθέσιμου δυναμικού εμφανίζεται στην Κίνα (29 %) στην οποία μαζί με την Ιταλία, τις ΗΠΑ, την Ιαπωνία και την Νορβηγία, είναι εγκατεστημένο το 67 % της παγκόσμιας ισχύος. Στην Ευρώπη η εγκατεστημένη ισχύς μικρών υδροηλεκτρικών σταθμών ανέρχεται στα 18,864 MW με το οικονομικά αξιοποιήσιμο δυναμικό να εκτιμάται στα 38,943 MW [2]. Από τα δεδομένα αυτά είναι εμφανές ότι ο τομέας της υδροηλεκτρικής ενέργειας εξακολουθεί να έχει σημαντικές προοπτικές ανάπτυξης στο μέλλον και μπορεί να αποτελέσει ισχυρό εργαλείο για την επίτευξη των στόχων της ΕΕ, την κάλυψη των αυξανόμενων ενεργειακών απαιτήσεων και την εξασφάλιση σταθερότητας στο δίκτυο.

Για την αξιοποίηση της υδροηλεκτρικής ενέργειας κατασκευάζονται υδροηλεκτρικοί σταθμοί οι οποίοι εκμεταλεύονται την υψομετρική διαφορά μεταξύ διαφορετικών στάθμεων (στάθμη υδροληψίας και στάθμη σταθμού παραγωγής) είτε μέσω διαμόρφωσης κατά τον ρού ποταμού και μετατρέπουν την υδραυλική ενέργεια του νερού σε ηλεκτρική. Το σημαντικότερο τμήμα ενός υδροηλεκτρικού σταθμού αποτελεί ο υδροστρόβιλος, στον οποίο λαμβάνει χώρα η μετατροπή της υδραυλικής ενέργειας σε

μηχανικό έργο και κατόπιν σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω της γεννήτριας. Ο συνηθέστερος τύπος υδροστροβίλων είναι ο υδροστρόβιλος Francis, με πεδίο εφαρμογής που καλύπτει ένα μεγάλο εύρος συνθηκών παροχής και υδραυλικής πτώσης. Παράλληλα, επιτυγχάνει υψηλούς βαθμούς απόδοσης και αποτελεί μία αποδεδειγμένα αξιόπιστη λύση. Για την επίτευξη των παραπάνω, οι υδροστρόβιλοι, και ιδιαιτέρως οι υδροστρόβιλοι Francis, καλούνται να λειτουργούν σε ένα εκτεταμένο εύρος συνθηκών λειτουργίας, πολλές φορές σε συνθήκες εκτός σχεδιασμού όπου η ροή χαρακτηρίζεται από έντονες ανακυκλοφορίες και από μη επιθυμητά μη μόνιμα φαινόμενα. Επομένως, γίνεται επιτακτική η μελέτη της λειτουργίας τους σε αυτά τα σημεία λειτουργίας τόσο αριθμητικά όσο και πειραματικά για την περαιτέρω κατανόηση των φαινομένων, την σχεδίαση μηχανών με βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά και την εξασφάλιση ασφαλούς και αξιόπιστης παραγωγής ενέργειας.

Αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η μελέτη ροϊκών φαινομένων στους υδροστροβίλους Francis τόσο στο κανονικό σημείο λειτουργίας όσο και σε σημεία εκτός του κανονικού, η ανάπτυξη μεθοδολογίας σχεδίασης με σκοπό την αύξηση του βαθμού απόδοσης σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας, καθώς και η εφαρμογή σχεδιαστικών παρεμβάσεων για την εξασφάλιση ομαλής και αποδοτικής λειτουργίας.

Στο επόμενο κεφάλαιο του παρόντος κειμένου παρουσιάζεται το θεωρητικό υπόβαθρο των υδροστροβίλων, περιγράφονται τα κύρια μέρη των υδροστροβίλων Francis και γίνεται ιστορική αναδρομή της τεχνολογίας και της ανάπτυξης της.

Στο τρίτο κεφάλαιο ακολουθεί βιβλιογραφική επισκόπηση των μεθόδων σχεδίασης υδροστροβίλων και εφαρμογής των εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής για την μοντελοποίηση της ροής σε αυτούς. Επιπροσθέτως, παρουσιάζεται βιβλιογραφική επισκόπηση της μοντελοποίησης και μελέτης μη μόνιμων φαινομένων στους υδροστροβίλους και της ροής στον αγωγό απαγωγής. Παράλληλα, παρουσιάζονται οι εφαρμογές βελτιστοποίησης στις υδροδυναμικές μηχανές, καθώς και οι μέθοδοι σχεδίασης που χρησιμοποιούνται για τη σχεδίαση των επιμέρους τμημάτων των υδροστροβίλων και ιδιαιτέρως των δρομέων υδροστροβίλων Francis.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζεται το μοντέλο του υδροστροβίλου Francis, περιγράφεται η πειραματική διαδικασία προσδιορισμού των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των μετρήσεων στο εργαστηριακό μοντέλο.

Στο πέμπτο κεφάλαιο περιγράφονται οι εξισώσεις και οι μέθοδοι μοντελοποίησης της ροής, περιγράφεται το αριθμητικό μοντέλο του εργαστηριακού υδροστροβίλου και παρουσιάζονται τα αριθμητικά αποτελέσματα των προσομοιώσεων για ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας. Στην συνέχεια συγκρίνονται τα αριθμητικά αποτελέσματα με τα αντίστοιχα πειραματικά για την πιστοποίηση της αριθμητικής μεθοδολογίας.

Στο έκτο και έβδομο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα εργαλεία μοντελοποίησης και παραμετροποίησης της γεωμετρίας καθώς και η μεθοδολογία σχεδίασης υδροστροβίλων αντίδρασης

που αναπτύχθηκε στο πλαίσιο της παρούσας διατριβής. Παράλληλα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα εφαρμογής του εργαλείου για τη σχεδίαση δρομέα υδροστροβίλου Francis, καθώς και η πειραματική επαλήθευση των δεδομένων της νέας σχεδίασης και των αριθμητικών δεδομένων.

Στο όγδοο κεφάλαιο παρουσιάζονται σχεδιαστικές παρεμβάσεις για την βελτίωση των συνθηκών λειτουργίας σε δύο υδροστροβίλους διαφορετικού ειδικού αριθμού στροφών. Συγκεκριμένα, παρουσιάζεται η βελτίωση των μη μόνιμων χαρακτηριστικών με την ειδική σχεδίαση ενδιάμεσων περυγίων στον νέο δρομέα χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών που παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, βελτιώνοντας τον βαθμό απόδοσης και την συμπεριφορά σε μερικά φορτία. Παράλληλα, στην περίπτωση του εργαστηριακού υδροστροβίλου παρουσιάζεται η βελτίωση του βαθμού απόδοσης με την σχεδίαση απλοποιημένου αγωγού απαγωγής, καθώς και η βελτίωση των χαρακτηριστικών του δρομέα ως προς την σπηλαίωση με τη τροποποίηση της γεωμετρίας στην περιοχή της ακμής εισόδου.

Τέλος, στο ένατο κεφάλαιο ακολουθούν τα συμπεράσματα της παρούσας διατριβής και οι προτάσεις για μελλοντική έρευνα.

Κεφάλαιο 2 - Θεωρητικό υπόβαθρο

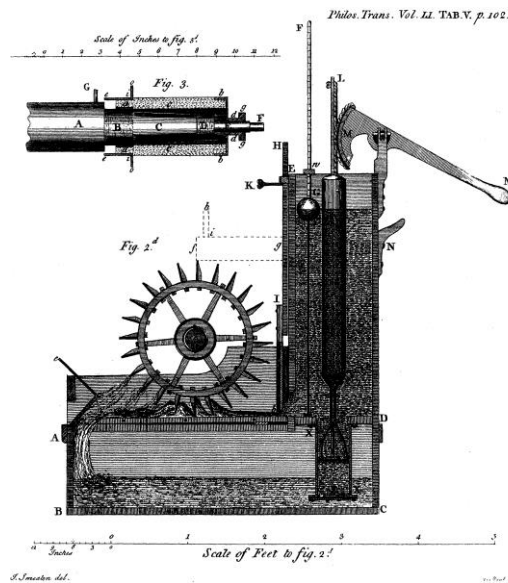
2.1. Ιστορική εξέλιξη-Μετάβαση από τον υδραυλικό τροχό στον υδροστρόβιλο

Ιστορικά, η χρήση της υδραυλικής ενέργειας με την μετατροπή της σε μηχανικό έργο εμφανίζεται τη περίοδο των ελληνιστικών και ρωμαϊκών χρόνων με τη μορφή του υδραυλικού τροχού. Με την πάροδο των αιώνων, ο υδραυλικός τροχός χρησιμοποιήθηκε σε πλήθος εφαρμογών, όπως για το άλεσμα σιταριού, και την κοπή μαρμάρου [8]. Με την συγκέντρωση του πληθυσμού σε αστικά κέντρα και παράλληλα με τη δημογραφική αύξηση παρατηρείται και αύξηση της χρήσης του υδραυλικού τροχού. Στις απαρχές της βιομηχανικής επανάστασης η χρήση του είναι πλέον ευρέως διαδεδομένη και παρέχει ενέργεια σε πλήθος παραγωγικών εφαρμογών, όπως κοπή ξυλείας, παραγωγή χαρτιού, εφαρμογές κλωστοϋφαντουργίας, παραγωγή μετάλλων, εξόρυξη ορυκτών κ.α.

Κατά την διάρκεια της βιομηχανικής επανάστασης και μεταξύ του 17^{ου} και 19^{ου} αιώνα, οι βιομηχανικές εφαρμογές αρχίζουν σταδιακά να αυξάνουν σε μέγεθος με ταυτόχρονη αύξηση και των ενεργειακών τους απαιτήσεων. Βιομηχανίες όπως η χαρτοβιομηχανία και η κλωστοϋφαντουργία, που ήταν ιδιαίτερα ενεργοβόρες, δεν ήταν πλέον δυνατό να καλύψουν τις ενεργειακές τους ανάγκες μέσω των απλών υδραυλικών τροχών του παρελθόντος.

Οι συνεχώς αυξανόμενες απαιτήσεις ενέργειας αποτέλεσαν κίνητρο για σημαντική τεχνολογική πρόοδο στον τομέα της υδραυλικής. Με σκοπό την βελτίωση των υδραυλικών τροχών και την αύξηση της παραγόμενης ενέργειας, επιστήμονες της εποχής εστίασαν στην μελέτη της ροής στους υδραυλικούς τροχούς. Μέχρι εκείνη την περίοδο η σχεδίαση και κατασκευή νέων τροχών βασιζόταν σε εμπειρικά στοιχεία και διέφερε σε μεγάλο βαθμό μεταξύ διαφορετικών κατασκευαστών. Το 1704 ο A. Parent παρουσίασε μια θεωρητική ανάλυση και υπολόγισε ότι ο μέγιστος θεωρητικός βαθμός απόδοσης του τροχού έφτανε το $4 / 27$ [9]. Στο διάστημα 1752-54, ο J. Smeaton μελέτησε πειραματικά του υδραυλικούς τροχούς και έδειξε ότι οι τροχοί άνω τροφοδοσίας (overshot) ήταν περισσότερο αποδοτικοί από τους τροχούς κάτω τροφοδοσίας (undershot) (Εικόνα 2.1). Παράλληλα, έπαιξε σημαντικό ρόλο στην διάδοση του σιδήρου ως υλικό κατασκευής των τροχών, οι οποίοι μέχρι τότε κατασκευάζονταν αποκλειστικά από ξύλο. Με τα πειράματά του, ο J. Smeaton έδειξε ότι ο βαθμός απόδοσης των νερόμυλων undershot έφτανε περίπου το 30 %, δύο φορές υψηλότερος από τον θεωρητικό υπολογισμό του Parent. Παράλληλα μέτρησε τον βαθμό απόδοσης του τροχού overshot ως 66 %, και κατέταξε πρώτος τον overshot ως τροχό δράσης ενώ τον undershot ως τροχό βαρύτητας [10]. Σε μια περίοδο όπου οι βιομηχανικές απαιτήσεις συνεχώς αυξάνονταν, η συνεισφορά του Smeaton ήταν ιδιαίτερα σημαντική καθώς ενίσχυσε την εμπιστοσύνη στην υδραυλική ενέργεια, συνέβαλε στην

περαιτέρω διάδοση του υδραυλικού τροχού στις αναπτυσσόμενες βιομηχανίες, ενώ καθυστέρησε την διείσδυση της ατμομηχανής στη βιομηχανία στην Μεγάλη Βρετανία [11].

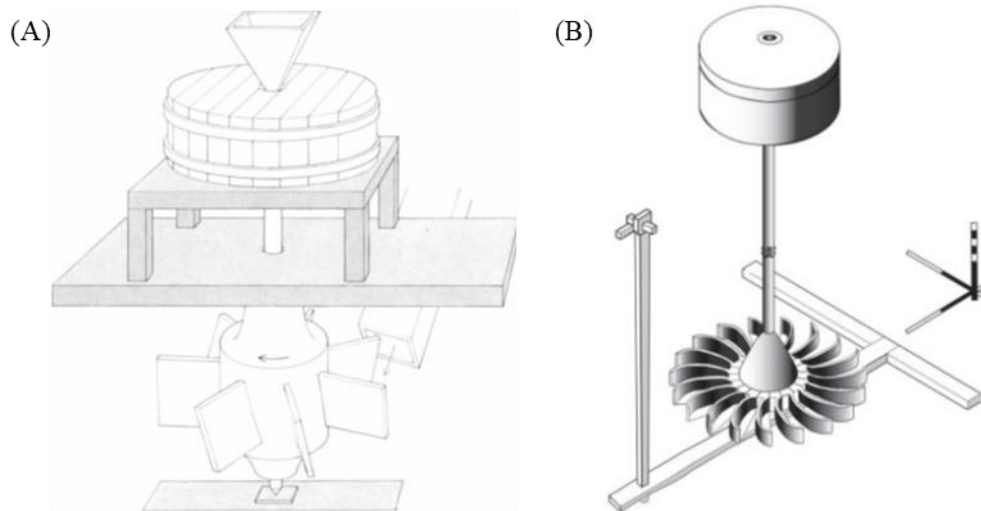


Εικόνα 2.1. Μοντέλο δοκιμών τροχών του Smeaton [11].

Λίγο αργότερα, εξίσου σημαντική ήταν η συνεισφορά του J.C de Borda ο οποίος το 1767 έδειξε ότι η ταχύτητα περιστροφής του τροχού πρέπει να είναι η μισή της ταχύτητας της ροής ώστε να αξιοποιείται σε βέλτιστο βαθμό η υδραυλική ενέργεια [12]. Παράλληλα, ο J.C de Borda ήταν από τους πρώτους επιστήμονες που αναγνώρισε ότι η ελαχιστοποίηση των απωλειών κρούσης και η έξοδος της ροής με όσο το δυνατό ελάχιστη ταχύτητα οδηγούν σε ελαχιστοποίηση των απωλειών κινητικής ενέργειας.

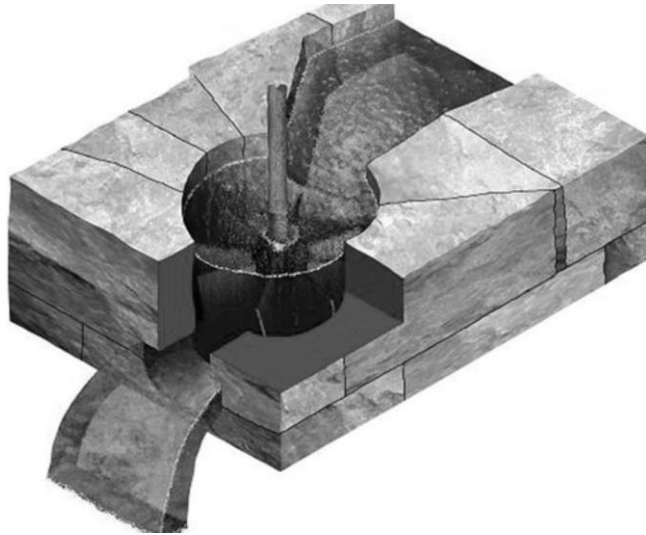
Την ίδια περίοδο, σημαντική ήταν η συνεισφορά του B.F. de Belidor, ο οποίος περιέγραψε εφαρμογές οριζόντιου τροχού με καμπύλα περύγια, οι οποίοι έγιναν αργότερα γνωστοί ως Νορβηγικοί ή Ελληνικοί τροχοί (Εικόνα 2.2) [13]. Σε εφαρμογές κατακόρυφου άξονα, ο οριζόντιος τροχός ήταν μία παραλλαγή υδραυλικού τροχού που συνήθως χρησιμοποιούταν σε απευθείας σύνδεση με μυλόπετρες χωρίς την χρήση συστήματος μετάδοσης κίνησης ή αλλαγής στροφών. Ο τύπος αυτός χρησιμοποιήθηκε κατά κόρον τον Μεσαίωνα στην Ιρλανδία [14], ενώ ήταν ιδιαίτερα διαδεδομένος σε περιοχές υψηλότερης υδραυλικής πτώσης και χαμηλότερων παροχών, όπως στην νότια Γαλλία, Ισπανία, Νορβηγία και Ανατολική Μεσόγειο [15], με αναφορές χρήσης του στην Ισπανία και την Ιταλία από τον 15αι. [14]. Ο οριζόντιος τροχός κατακόρυφου άξονα εκμεταλλευόταν την υδραυλική ενέργεια μέσω κατάλληλα διαμορφωμένων σκαφιδιών και επέτρεπε υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής, ενώ επίσης παρουσίαζε ιδιαίτερη ευκολία στην κατασκευή, τοποθέτηση και λειτουργία του. Σημαντικό μειονέκτημά του όμως ήταν ο χαμηλότερος βαθμός απόδοσης κατά 15-20%, με αποτέλεσμα μέχρι εκείνη την περίοδο σε βιομηχανικές εφαρμογές να γίνεται αποκλειστική χρήση των κατακόρυφων τροχών. Ο Belidor περιέγραψε μία παραλλαγή αυτού του τροχού, που λειτουργούσε πλήρως

βυθισμένος στο νερό και αναγνώρισε ότι το επόμενο βήμα στην εκμετάλλευση της υδραυλικής ενέργειας βρισκόταν στη διάδοση αυτού του τύπου και στην εξέλιξη του ώστε να καλύψει τις απαιτήσεις της αναπτυσσόμενης βιομηχανίας [13].

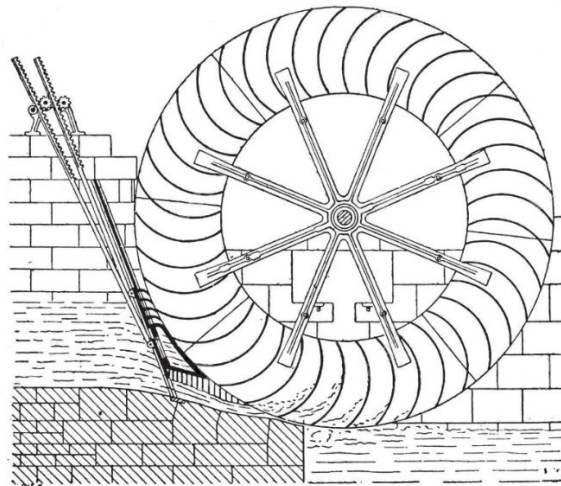


Εικόνα 2.2. Οριζόντιος υδραυλικός τροχός κατακόρυφου άξονα: (Α) Νορβηγικός και (Β) Ιρλανδική παραλλαγή [12,14]

Στις ευρωπαϊκές χώρες όπου το νερό ήταν η κυρίαρχη πηγή ενέργειας – με εξαίρεση τη Μεγάλη Βρετανία που είχε πρόσβαση σε μεγάλα αποθέματα άνθρακα – η υδραυλική ενέργεια έπαιξε σημαντικό ρόλο κατά την βιομηχανική επανάσταση. Στις αρχές του 19 αιώνα η Γαλλική επιστημονική κοινότητα είχε πλέον αναγνωρίσει ότι η βιομηχανοποίηση της χώρας απαιτούσε την βέλτιστη εκμετάλλευση της διαθέσιμης υδραυλικής ενέργειας με την ανάπτυξη πύο αποδοτικών τροχών. Με σκοπό την ενίσχυση της έρευνας στον τομέα αυτό, η Γαλλική ακαδημία επιστημών καθιέρωσε ανοιχτό διαγωνισμό με βραβείο 6000 γαλλικά φράγκα σε όποιον καταφέρει να εγκαταστήσει με επιτυχία σε βιομηχανικές εφαρμογές τον τροχό που περιέγραψε ο Belidor (Εικόνα 2.3) [14]. Το 1825 το βραβείο κέρδισε ο Poncelet ο οποίος βελτίωσε τον κατακόρυφο υδραυλικό τροχό τοποθετώντας πτερύγια με καμπυλότητα, με αποτέλεσμα να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης στο 60-70 % (Εικόνα 2.4), ενώ τα επόμενα χρόνια επιτεύχθηκε περαιτέρω βελτίωση από τους τροχούς του Sagebien (1858) και του Zuppinger (1899) [14].



Εικόνα 2.3. Παραλλαγή του οριζώντιου τροχού ολική προσβολής που περιγράφεται από τον Belidor [16].

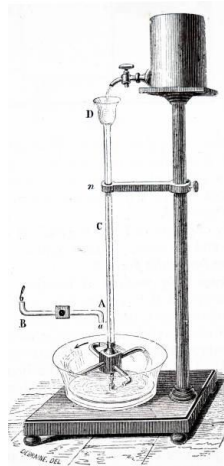


Εικόνα 2.4. Τροχός του Poncelet [17].

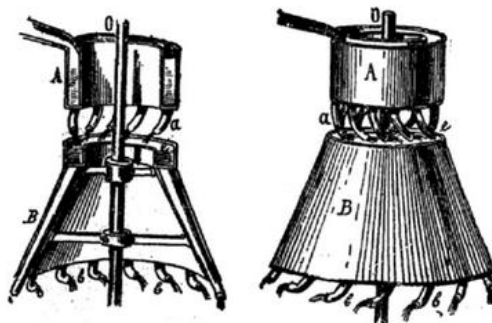
Με τον τρόπο αυτό, μέχρι το τέλος του 19^{ου} αι. οι συντονισμένες προσπάθειες της επιστημονικής κοινότητας είχαν οδηγήσει σε σημαντική βελτίωση του βαθμού απόδοσης σε σχέση με τα μεγέθη που παρουσιάστηκαν από τον J. Smeaton το 1754, ο οποίος πλέον έφτανε το 80-90 % [14]. Όμως οι υδραυλικοί τροχοί δεν μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν για την εκμετάλλευση υψηλών υδραυλικών πτώσεων και παρέμεναν επιρρεπείς σε επιδράσεις της κατάντη στάθμης, ενώ η ισχύς περιοριζόταν μέχρι τα 50 kW [8]. Το γεγονός αυτό επισήμανε την ανάγκη για αναζήτηση εναλλακτικών μεθόδων και την ανάπτυξη νέων τεχνολογιών για τη βέλτιστη αξιοποίηση της διαθέσιμης υδραυλικής ενέργειας.

Η μετάβαση από τον υδραυλικό τροχό στους υδροστροβίλους δεν πραγματοποιήθηκε μέσω της εξέλιξης της σχεδίασης του υδραυλικού τροχού, αλλά μέσω της ανάπτυξης του στροβίλου αντίδρασης που έγινε πραγματικότητα μέσω της υδραυλικής περιστρεφόμενης στήλης. Η ιδέα της υδραυλικής περιστρεφόμενης στήλης γεννήθηκε με σκοπό την εκμετάλλευση της δύναμης αντίδρασης από δέσμη

ρευστού που εκτοξεύεται μέσω ακροφυσίου. Η εμφάνιση αυτής της ιδέας έχει τις ρίζες της στην αιολόσφαιρα του Ήρωνα του Αλεξανδρινού που χρονολογείται περίπου στον 2^ο αι. πΧ. [18]. Μία πρώιμη εφαρμογή της περιγράφεται από τον G. Branca [19]. Η πρώτη πρακτική εφαρμογή της περιστρεφόμενης στήλης έγινε αργότερα από τον R. Barker το 1744 με μία συσκευή δύο ακροφυσίων (Εικόνα 2.5) και από τον J.A Segner το 1747 με μία συσκευή έξι ακροφυσίων [8]. Παρόλο που η ανάπτυξη της υδραυλικής στήλης έγινε σχεδόν παράλληλα και από τους δύο, μόνο στη περίπτωση του Segner εγκαταστάθηκαν πρακτικές εφαρμογές της συσκευής [15]. Ο πρώτος όμως που μελέτησε θεωρητικά τις συσκευές αυτές και έθεσε το μαθηματικό υπόβαθρο για τη μελέτη της ροής στους στροβίλους ήταν ο Leonard Euler ο οποίος, βασιζόμενος στη συσκευή που σχεδίασε ο J.A Segner, κατασκεύασε μία συσκευή με 20 ακροφύσια, σχεδιάζοντας έτσι τον πρώτο υδροστρόβιλο αντίδρασης το 1754 (Εικόνα 2.6) [15]. Η σημαντική πρόσφορά του Euler εκτός από την μεθοδολογία ανάλυσης της ροής που πρότεινε, βασίζεται στην προσθήκη ενός σταθερού διανομέα, ο οποίος εξασφάλιζε την ροή νερού σε όλην την επιφάνεια του δρομέα με αποτέλεσμα να συμμετέχει ολόκληρος στην μετατροπή της υδραυλικής ενέργειας.



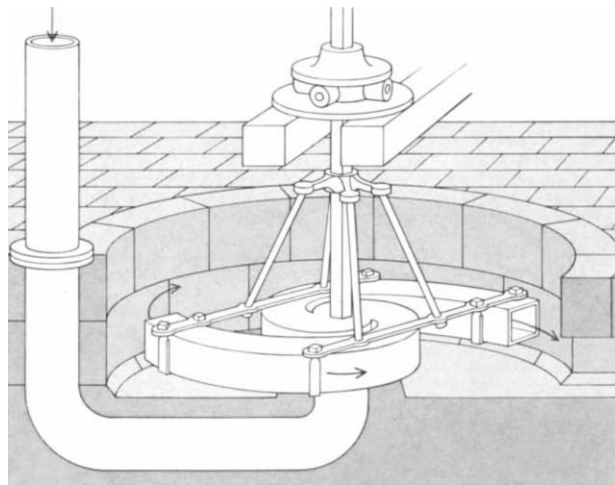
Εικόνα 2.5. Τροχός του Barker, 1744 [8].



Εικόνα 2.6. Στρόβιλος του Euler 1754. [20]

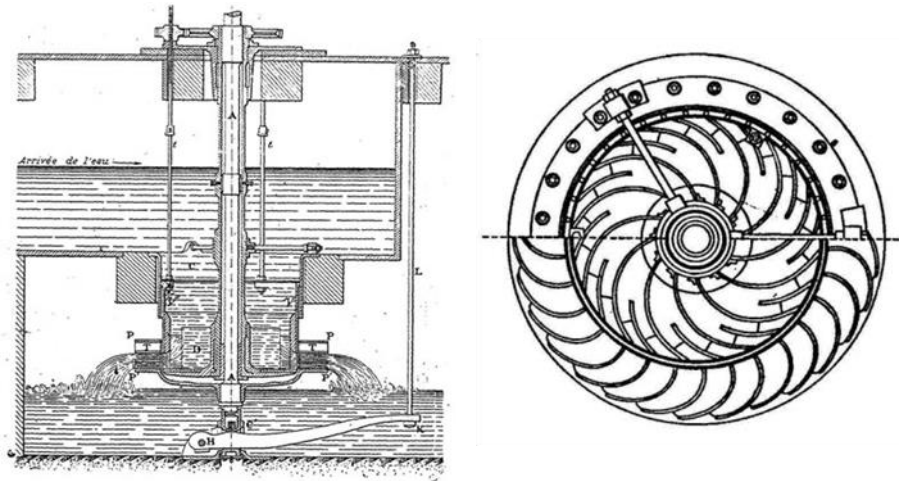
Λίγο αργότερα, το 1807, ο Mannoury d'Ectot σχεδίασε και εγκατέστησε μία σχετικά επιτυχημένη παραλλαγή του τροχού του Euler με πολλές ομοιότητες με την υδραυλική περιστρεφόμενη στήλη, την οποία επονόμασε ως 'υδραυλικός μοχλός' (Εικόνα 2.7) [12]. Ο τροχός αυτός ήταν ολικής προσβολής με τη ροή να εξέρχεται προς την εξωτερική διάμετρό του. Ο d'Ectot εγκατέστησε πολυάριθμους τέτοιους τροχούς επιδεικνύοντας την προοπτική του τροχού αντίδρασης [15].

Το 1822-24, ο C. Burdin παρουσίασε τη δουλειά του πάνω στον τροχό του Euler σε μια προσπάθεια να κερδίσει το βραβείο της ακαδημίας των επιστημών [21]. Ο τροχός του Burdin ήταν κατακόρυφου άξονα και αποτελούνταν από σταθερή στεφάνη οδηγικών πτερυγίων και ακτινικό δρομέα [21]. Σε αντίθεση με τον τροχό του Euler, ο διανομέας ήταν στο εσωτερικό του τροχού ενώ ο δρομέας και ο διανομέας αποτελούνταν από πτερύγια με αντίθετη καμπυλότητα. Επίσης, στη σχεδίαση αυτή, η ροή οδηγούνταν αξονικά και εξερχόταν ακτινικά από τον δρομέα στην εξωτερική διάμετρο του τροχού [21]. Στο κείμενο του Burdin εμφανίζεται για πρώτη φορά ο όρος στρόβιλος για να περιγράψει τις μηχανές αυτές και παρουσιάζονται οι δύο βασικές απαιτήσεις για ελαχιστοποίηση των απωλειών ενέργειας: (i) μηδενική κρούση της ροής στην είσοδο και (ii) έξοδος του ρευστού με ελάχιστη κινητική ενέργεια [21]. Παρόλα αυτά, ο στρόβιλος του Burdin είχε πλήθος κατασκευαστικών προβλημάτων με αποτέλεσμα την περιορισμένη διάδοσή του.



Εικόνα 2.7. Ο 'υδραυλικός μοχλός' του Jean Charles Alexandre Francois de Mannoury d'Ectot, 1807 [12].

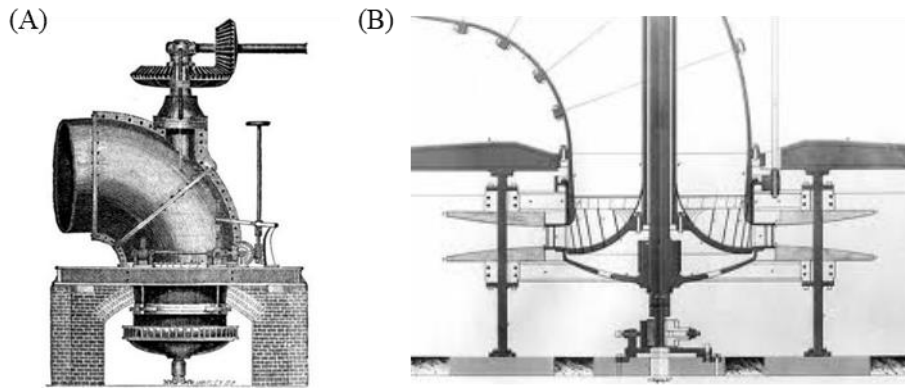
Ο B. Fourneyron ήταν εκείνος που κατάφερε να λύσει τα κατασκευαστικά προβλήματα της σχεδίασης του Burdin και να επιδείξει σε ικανοποιητικό βαθμό την δυνατότητα του στρόβιλου να καλύψει τις ενεργειακές ανάγκες της βιομηχανίας. Με την κατάλληλη σχεδίαση, επιλογή υλικών και μεθόδων κατασκευής, προσπάθησε να δώσει βιομηχανικό χαρακτήρα στον στρόβιλο, γεγονός που συνέβαλε στη διάδοσή του (Εικόνα 2.8). Η μεγάλη επιτυχία της παραλλαγής αυτής οδήγησε στην βράβευση του από την ακαδημία επιστημών το 1834, ενώ τα επόμενα χρόνια εγκαταστάθηκαν πάνω από 100 στρόβιλοι στην Ευρώπη και στην Αμερική [12].



Εικόνα 2.8. Ο υδροστροβίλος του Fourneyron [20,22].

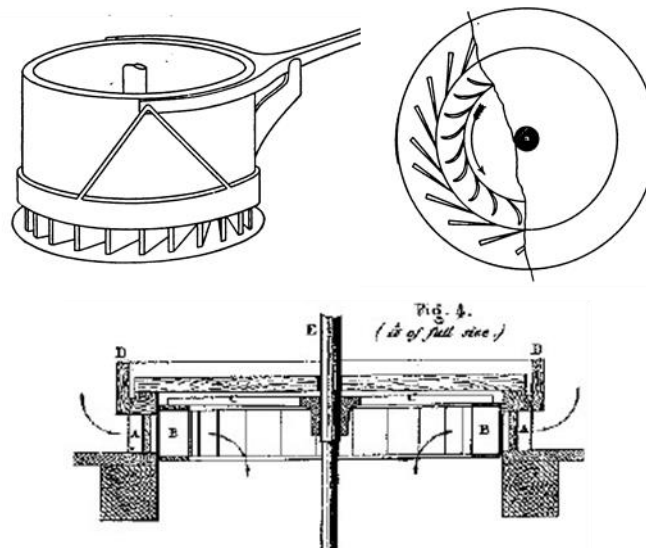
Παρόλη την επιτυχία των στροβίλων Fourneyron, παρουσίαζαν πλήθος προβλημάτων, όπως (i) η απότομη μείωση του βαθμού απόδοσης σε μερικά φορτία, (ii) η ευαισθησία του δρομέα στις επιδράσεις απόρριψης φορτίου με αποτέλεσμα την καταστροφή του υπό την ταχύτητα φυγής, (iii) η φθορά του κάτω εδράνου και η απαραίτητη αντικατάστασή του με κύκλο μερικών ημερών, σε εφαρμογές υψηλών υδραυλικών πτώσεων και iv) η ευαισθησία σε αλλαγές της κατάντη στάθμης [12]. Για την αντιμετώπιση των προβλημάτων αυτών, το 1844 ο μηχανικός U.A Boyden βελτίωσε περαιτέρω τον υδροστροβίλο Fourneyron προσθέτοντας διαχύτη στην έξοδο του υδροστροβίλου για μερική ανάκτηση της απορριπτόμενης κινητικής ενέργειας (Εικόνα 2.9) [23]. Παράλληλα, τροποποίησε την είσοδο στον στροβίλο χρησιμοποιώντας κωνική σωλήνωση με σκοπό την μείωση των απωλειών ενέργειας λόγω της απότομης αλλαγής διατομής στους υδροστροβίλους Fourneyron.

Οι αλλαγές αυτές οδήγησαν σε περαιτέρω αύξηση του βαθμού απόδοσης (β. απ.) του υδροστροβίλου κατά 3%, χωρίς όμως να επηρεάζονται τα βασικά μειονεκτήματα του και συγκεκριμένα (i) η επιβραδυνόμενη ροή από την είσοδο στην έξοδο, (ii) η απαίτηση για υψηλότερες ταχύτητες ροής για δεδομένη υδραυλική ενέργεια οδηγώντας σε υψηλότερες υδραυλικές απώλειες και πιθανές αποκολλήσεις της ροής, (iii) το υψηλό κόστος, και (iv) η δυσκολία ελέγχου της ταχύτητας περιστροφής σε συνδυασμό με αυξημένες απαιτήσεις συντήρησης [23-25]. Παρά τα μειονεκτήματα του όμως, οι υδροστροβίλοι Fourneyron/Boyden εγκαταστάθηκαν με επιτυχία σε πολλές περιοχές της Αμερικής μέχρι τα μέσα του 19^{ου} αι. και παρέμειναν οι επικρατέστεροι για πάνω από 70 χρόνια, κυρίως στην Ευρώπη [12].



Εικόνα 2.9. (Α) Στρόβιλος Boyden και (Β) Βελτίωση του στροβίλου με προσθήκη διαχύτη στην έξοδο [23,26].

Μέχρι τα μέσα του 19^{ου} αι. οι στρόβιλοι σχεδιάζονταν με την είσοδο στην εσωτερική διάμετρο και έξοδο στην εξωτερική. Την ιδέα της αντιστροφής της ροής πρότεινε για πρώτη φορά ο Poncelet το 1826 για τη βελτίωση της λειτουργίας υδραυλικών τροχών με ταυτόχρονη τοποθέτησή τους σε οριζόντια διάταξη [12]. Αντίστοιχα, το 1838 ο Αμερικανός μηχανικός S.B Howd υπέβαλε πατέντα ενός υδροστροβίλου αντιστροφής ροής (inward), ο οποίος είχε ομοιότητες με του Fourneyron έχοντας στεφάνη σταθερών οδηγητικών πτερυγίων στη περιφέρεια του δρομέα και διαμόρφωση ολικής προσβολής (Εικόνα 2.10) [27]. Επιπροσθέτως, τα οδηγητικά περύγια ήταν ευθύγραμμα και τα περύγια του δρομέα παρουσίαζαν καμπυλότητα ώστε να αφαιρούν την ενέργεια του νερού.



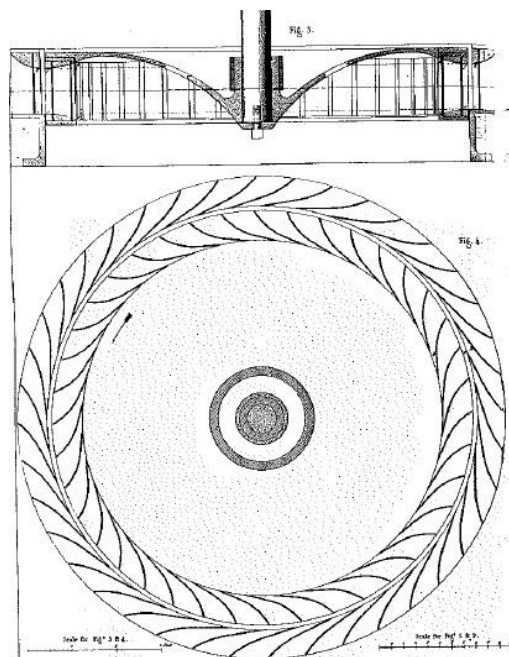
Εικόνα 2.10. Υδροστρόβιλος Howd [27].

Ο στρόβιλος Howd ήταν ιδιαίτερα δημοφιλής λόγω της υψηλής διαθεσιμότητας ενέργειας, της εύκολης χρήσης του σε γεωργικές εφαρμογές, της απλής κατασκευής και του χαμηλού του κόστους. Σημαντικό ρόλο στη διάδοση του στροβίλου Howd έπαιξε το γεγονός ότι ο ίδιος δεν ήταν κατασκευαστής των στροβίλων, αλλά παρείχε δικαιώματα της σχεδίασής τους σε μιλωνάδες και

σχεδιαστές στροβίλων της εποχής [12]. Παρά τη δημοφιλία του, η περαιτέρω εξέλιξη του στροβίλου Howd και γενικότερα του στροβίλου αντίστροφης ροής καθυστέρησε, κυρίως λόγω της απουσίας συστηματικής επιστημονικής μεθόδου στην Αμερική εκείνη την περίοδο.

Ο πρώτος που μελέτησε συστηματικά τους στροβίλους του Howd ήταν ο J. B. Francis, ο οποίος εφάρμοσε την επιστημονική μέθοδο για την μελέτη τους [28]. Ο Francis επισήμανε τα πλεονεκτήματα των υδροστροβίλων αντίστροφης ροής καταλήγοντας στο συμπέρασμα ότι για να αντικαταστήσουν τους πλέον διαδεδομένους υδροστροβίλους Fourneyron/Boyden θα έπρεπε να βελτιωθεί ο β. απ. τους σημαντικά. Σημειώνεται ότι ο β. απ. τους την περίοδο εκείνη άγγιζε περίπου το 70 % [28].

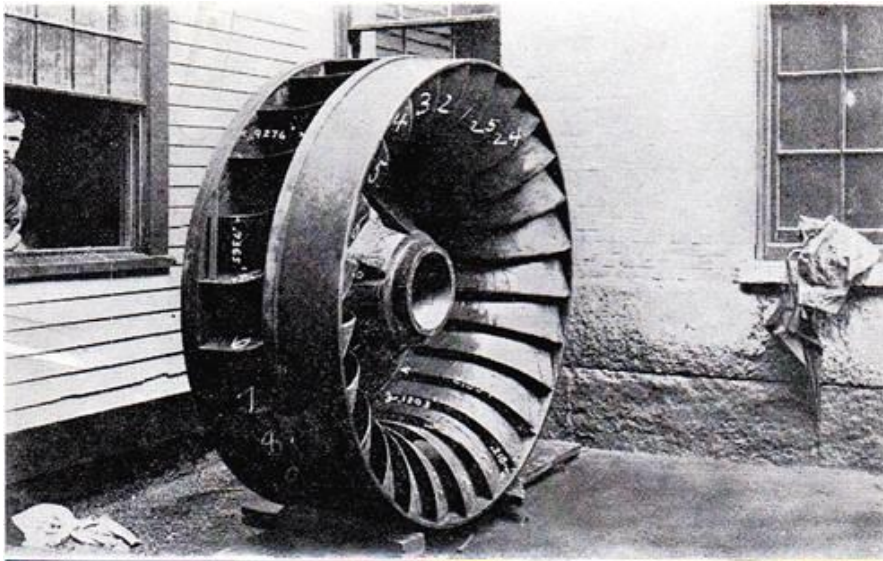
Μεταξύ του 1847 και 1849 ο Francis κατάφερε με τη συστηματική μελέτη του στροβίλου να αυξήσει τον β. απ. σε 79.3 % ενώ ανέπτυξε και την μεθοδολογία δοκιμής υδροστροβίλων (Εικόνα 2.11) [23]. Σε σχέση με την αρχική γεωμετρία, ο Francis εισήγαγε καμπυλότητα στα πτερύγια του δρομέα και του διανομέα, άλλαξε τις γωνίες των πτερυγίων ώστε να ελαχιστοποιούνται οι απώλειες κρούσης, σχεδίασε πλήμνη με καμπυλότητα και τοποθέτησε τον αγωγό προσαγωγής με εκκεντρότητα ως προς τον άξονα περιστροφής ούτως ώστε να προσδώσει συστροφή στο νερό [23].



Εικόνα 2.11. Ο στροβίλος του Francis 1849 [23].

Από το 1860 και μετά, παρατηρείται στην Αμερική σημαντική πρόοδος με πλήθος νέων κατασκευαστών να προωθούν τη δική τους παραλλαγή του υδροστροβίλου Francis, προσβλέποντας σε πολύ υψηλά ποσοστά κέρδους χάριν στο αυξημένο ενδιαφέρον στην υδραυλική ενέργεια της εποχής [24]. Πολλοί κατασκευαστές χωρίς καμία θεωρητική γνώση δοκίμαζαν τη μία σχεδίαση μετά την άλλη μέχρι να επιτύχουν τον επιθυμητό βαθμό απόδοσης, ακολουθώντας τη λογική δοκιμής-σφάλματος. Στις εξελίξεις αυτές σημαντικό ρόλο έπαιξε το δοκιμαστήριο του Francis στο Lowell που επέτρεπε την δοκιμή των νέων στροβίλων με συστηματικό και επαναλήψιμο τρόπο [24]. Σχεδόν όλοι οι νέοι

υδροστρόβιλοι από τους εγχώριους κατασκευαστές δοκιμάζονταν στο δοκιμαστήριο του Lowell και αργότερα στο Holyoke υπό τον J. B. Emerson, ακολουθώντας τη μεθοδολογία του Francis. Το αποτέλεσμα αυτής της διαδικασίας ήταν ότι μέχρι το 1873 παρατηρούνται β. απ. που έφταναν το 90 % [24]. Από τις σημαντικότερες παραλλαγές ήταν αυτή του Swain ο οποίος αύξησε τον αριθμό και το μήκος των πτερυγίων προεκτείνοντας τα στην περιοχή της πλήμνης (Εικόνα 2.12). Η σχεδίαση του Swain είναι ουσιαστικά η εκδοχή που επικράτησε και χρησιμοποιείται μέχρι και σήμερα [29]. Στο παρακάτω πίνακα συνοψίζονται τα χαρακτηριστικά κάποιων εκ των σημαντικότερων σχεδιάσεων της περιόδου (Πίνακας 2.1).



Εικόνα 2.12. Υδροστρόβιλος Swain ονομαστικής διαμέτρου 72 in, 1870 [30].

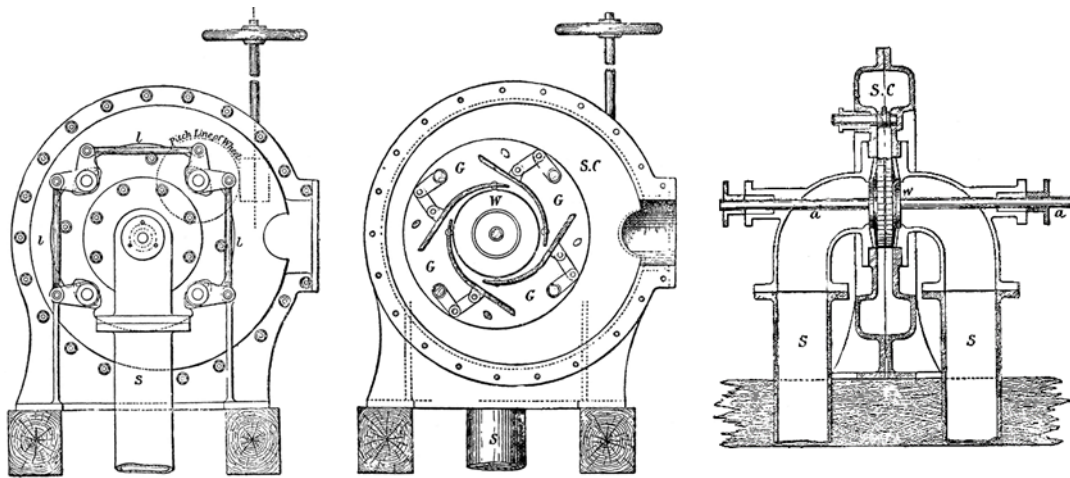
Πίνακας 2.1. Συγκριτικοί βαθμοί απόδοσης υδροστροβίλων Francis την περίοδο 1847-1900 [30].

Κατασκευαστής/Τυπος	$N_s = n \cdot \frac{\sqrt{hp}}{H^{5/4}}$ [ft, rpm, bhp]	$N_s = n \cdot \frac{\sqrt{kW}}{H^{5/4}}$ [m, rpm, kW]	Βαθμός απόδοσης [%]
Boyden	26	99.2	79.4
Francis	17	64.8	79.7
Swain	40	152.6	84-86
American	25	95.3	80
New American	80	305.1	88.1
Leffel	30	114.4	74
Leffel type F	73	278.4	93
Morgan	59	225	90.4
Victor	48	183	86.7
Ridson	35	133.5	90.5

Όπως φαίνεται από τον παραπάνω πίνακα, στην Αμερική οι προσπάθειες βελτίωσης των υδροστροβίλων Francis επικεντρώθηκαν στην αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών και της παροχής δια μέσου του στροβίλου, με αποτέλεσμα να αναπτυχθούν ταχύστροφες μηχανές με καλούς βαθμούς απόδοσης στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας [30]. Όμως, οι στρόβιλοι αυτοί λειτουργούσαν αποδοτικά μόνο στη περιοχή του σημείου σχεδίασης και η χρήση τους σε διαφορετικές υδραυλικές πτώσεις οδηγούσε σε σημαντική μείωση του β. απ.. Πολλοί κατασκευαστές που είχαν αναπτύξει τυποποιημένες σειρές ταχύστροφων στροβίλων επέλεξαν την τοποθέτησή τους σε έργα με υψηλές πτώσεις με αποτέλεσμα την πολύ κακή αξιοποίηση της διαθέσιμης ενέργειας, επισημαίνοντας με τον τρόπο αυτό τα μειονεκτήματα της ανάπτυξης του κλάδου χωρίς ουσιαστική επιστημονική βάση [31].

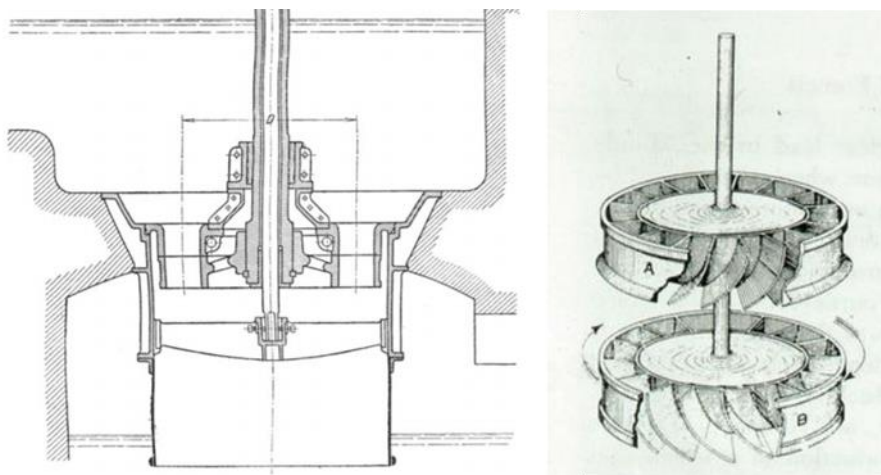
Αντίθετα, στην Ευρώπη ο υδροστρόβιλος αντίδρασης ακολούθησε ανεξάρτητη πορεία. Το 1850 ο J. Thomson από την Μ. Βρετανία παρουσίασε τη δική του εκδοχή υδροστροβίλου αντίδρασης (Εικόνα 2.13) [28]. Ομοίως με τον στρόβιλο του Howd, η ροή ήταν αντίθετη σε σχέση με τον στρόβιλο του Fourneyron, ενώ εισήγαγε για πρώτη φορά τη χρήση ρυθμιστικών πτερυγίων για τη ρύθμιση της ροής και της ισχύος της μηχανής. Πέραν του ικανοποιητικού β. απ. του (70-75 %), ο στρόβιλος αυτός παρουσίαζε πολύ καλά χαρακτηριστικά ρύθμισης, επιτρέποντας τον έλεγχο της μηχανής με πολύ μεγάλη ακρίβεια. Ο δρομέας στον στρόβιλο του Thomson ήταν διπλής εισαγωγής για την εξισορρόπηση των αξονικών φορτίων, το μήκος των πτερυγίων ήταν σημαντικά μακρύτερο σε σχέση με του στροβίλους Howd και Fourneyron και προεκτείνονταν προς την εξωτερική διάμετρο. Παράλληλα, ήταν από τους πρώτους βιομηχανικού τύπου στροβίλους που χρησιμοποίησαν το

σπειροειδές κέλυφος [28,32]. Βασικό μειονέκτημα όμως του στροβίλου αυτού ήταν ο πολύ χαμηλός ειδικός αριθμός στροφών με αποτέλεσμα για δεδομένη ισχύ να απαιτείται σημαντικό μέγεθος μηχανής.



Εικόνα 2.13. Στρόβιλος Thomson, 1850 [33].

Λίγο νωρίτερα, το 1841 εμφανίστηκε ο πρώτος αξονικός στρόβιλος για χαμηλές υδραυλικές πτώσεις με τη σχεδίαση του Jonval, ο οποίος βελτιώθηκε το 1843 από τον Koechlin (Εικόνα 2.14) [34]. Ο στρόβιλος αυτός δεν βρήκε ιδιαίτερο πεδίο εφαρμογής, καθώς δεν μπορούσε να διακινήσει μεγάλες παροχές και χαρακτηριζόταν από χαμηλό ειδικό αριθμό στροφών. Μαζί όμως με τον στρόβιλο του Thomson αποτελούν τις μοναδικές αξιοσημείωτες προσπάθειες βελτίωσης των υδροστροβίλων αντίδρασης στην Ευρώπη.



Εικόνα 2.14. Στρόβιλος Jonval, 1841 [34].

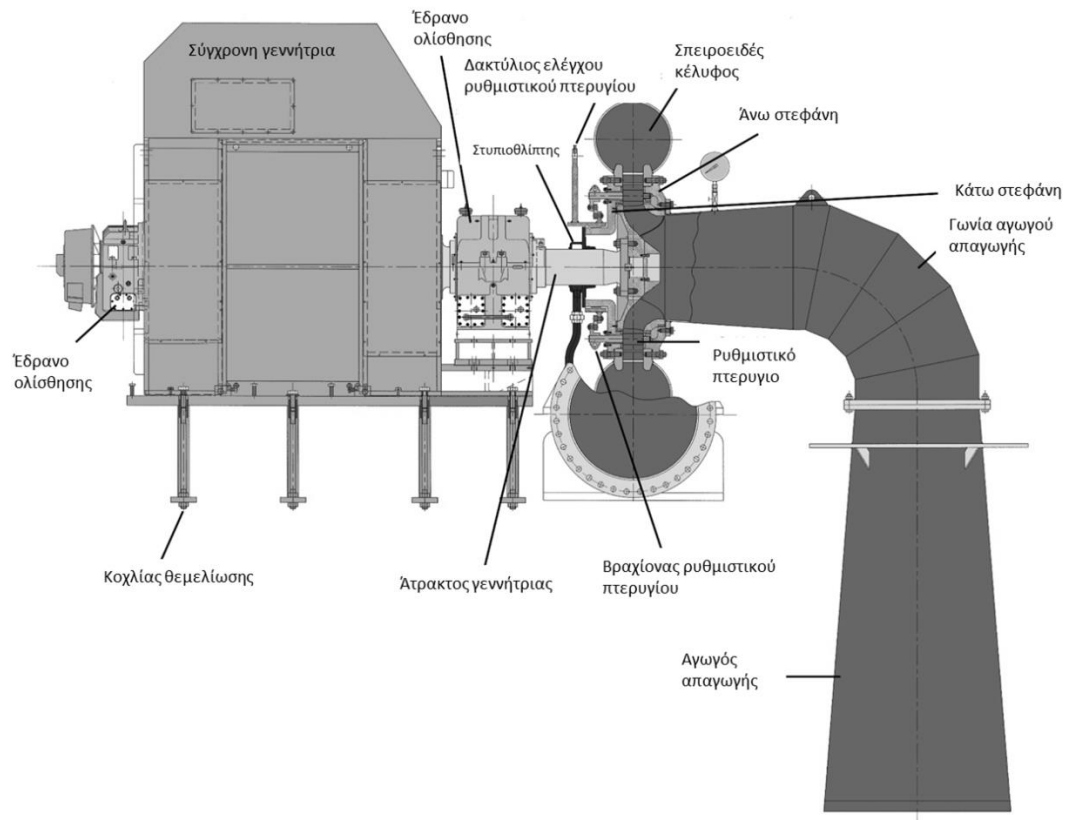
Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, στην Αμερική εφαρμόστηκε η μέθοδος της δοκιμής-σφάλματος η οποία παραδόξως, επέτρεψε στους Αμερικάνους κατασκευαστές να κυριαρχήσουν στην αγορά μέχρι και τα μέσα του 19^{ου} αι.. Αντίθετα, στην Ευρώπη και κυρίως στη Γαλλία, η πρόοδος στον τομέα της υδραυλικής επιτυγχανόταν ύστερα από συστηματική θεωρητικά ανάλυση, καθυστερώντας όμως μερικώς την ανάπτυξη της τεχνολογίας την περίοδο εκείνη. Η μεγάλη όμως έμφαση που δόθηκε στην

Ευρώπη στην θεωρητική ανάλυση των υδροστροβίλων και στην εγκαθίδρυση στέρεης θεωρητικής βάσης τελικά απέδωσε, με αποτέλεσμα να επιτευχθούν σημαντικές βελτιώσεις τα επόμενα χρόνια. Συγκεκριμένα, αναγνωρίστηκε από νωρίς η ανάγκη αλλαγής της μορφής του δρομέα σε συνάρτηση με τα υδραυλικά χαρακτηριστικά και την ταχύτητα περιστροφής, με αποτέλεσμα Ευρωπαϊκές σχεδιάσεις να επιτυγχάνουν υψηλούς βαθμούς απόδοσης ακόμα και σε εφαρμογές με υψηλές υδραυλικές πτώσεις. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα την περίοδο αυτή η έρευνα να εστιάζει στην βελτίωση των μηχανισμών ρύθμισης για τον έλεγχο του υδροστροβίλου, και στη βελτίωση της λειτουργίας σε μερικά φορτία, η οποία σε αντίθεση με τους υδροστροβίλους δράσης ήταν λιγότερο αποδοτική. Μέχρι και σήμερα, η σχεδίαση των υδροστροβίλων Francis με υψηλό βαθμό απόδοσης και βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας αποτελεί αντικείμενο μελέτης στον τομέα.

2.2. Βασικά στοιχεία υδροστροβίλων Francis

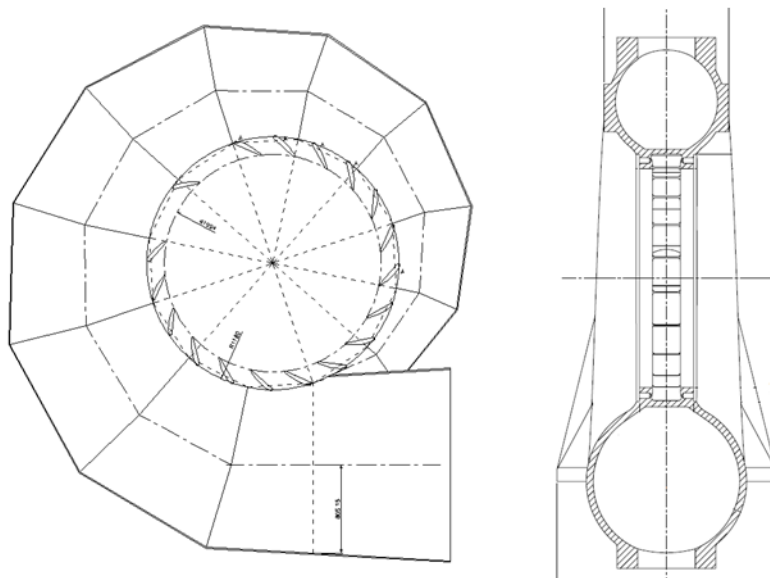
Οι υδροστροβίλοι αποτελούν το βασικό τμήμα ενός υδροηλεκτρικού σταθμού, όπου η διαθέσιμη υδραυλική ενέργεια μετατρέπεται σε μηχανική στην άτρακτο της μηχανής και εν συνεχεία, σε ηλεκτρική μέσω της γεννήτριας. Ανάλογα με τα υδραυλικά χαρακτηριστικά του διαθέσιμου δυναμικού (H , Q), μπορεί να χρησιμοποιηθούν διαφορετικοί τύποι και διαμορφώσεις υδροστροβίλων. Επίσης, μπορεί να μεταβάλλεται το μέγεθός της μηχανής, με βασική όμως επιδίωξη τον προσδιορισμό της βέλτιστης ισορροπίας μεταξύ του β. απ. και του κόστους κατασκευής. Ο υδροστροβίλος τυπικά αποτελείται από: (i) τον δρομέα, ο οποίος αποτελεί το βασικό τμήμα της μηχανής όπου λαμβάνει χώρα η εναλλαγή ενέργειας, (ii) σταθερά εξαρτήματα ρύθμισης, (iii) το τμήμα εξόδου που συνδέει την έξοδο του υδροστροβίλου με την κατάντη δεξαμενή/ταμιευτήρα και (iv) το κέλυφος της μηχανής, τα οποία όμως διαφοροποιούνται ανάλογα με τον τύπο και την διαμόρφωση που επιλέγεται.

Οι υδροστροβίλοι Francis αποτελούν τους περισσότερο διαδεδομένους υδροστροβίλους παγκοσμίως με ποσοστό 60 % της συνολικά εγκατεστημένης ισχύος [35]. Πρόκειται για υδροστροβίλους αντίδρασης και άρα ολικής προσβολής, οι οποίοι χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές για την εκμετάλλευση μέσω των υδραυλικών πτώσεων, που τυπικά κυμαίνονται από 30 έως 500 mΣΥ. Ο υδροστροβίλος Francis μετατρέπει την διαφορά ολικής πίεσης του νερού μεταξύ της εισόδου και της εξόδου σε μηχανικό έργο στην άτρακτο και σε ηλεκτρική ενέργεια μέσω της γεννήτριας. Το υδραυλικό τμήμα της μηχανής αποτελείται από το τμήμα εισόδου, τον δρομέα και τον αγωγό απαγωγής (Εικόνα 2.15).



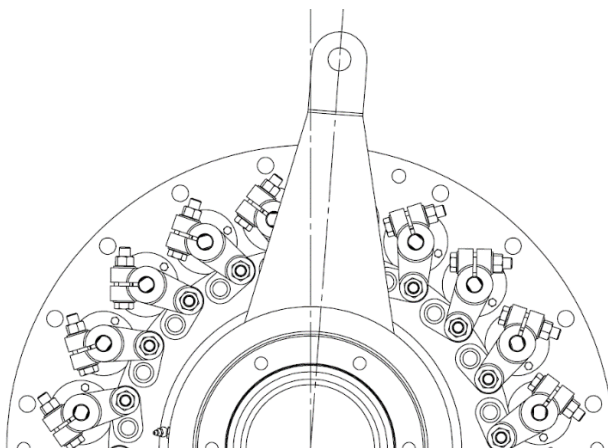
Εικόνα 2.15. Υδροστρόβιλος Francis.

Το τμήμα εισόδου του υδροστρόβιλου έχει την μορφή σπειροειδούς κελύφους και περιβάλλει το δρομέα ώστε να επιτυγχάνονται όσο το δυνατό ομοιόμορφες συνθήκες ροής κατά την λειτουργία του (Εικόνα 2.16). Αποτελείται από μεσημβρινές τομές κυκλικής ή ελλειπτικής διατομής, η οποία ελαττώνεται σταδιακά κατά την περιφερειακή διεύθυνση εξασφαλίζοντας ομοιόμορφες συνθήκες στην είσοδο του δρομέα, καθώς και την ανάπτυξη συστροφής στο ρευστό. Το σπειροειδές κέλυφος συνδέεται στον αγωγό προσαγωγής στη διατομή εισόδου η οποία είναι κυκλικής διατομής. Κατάντη του σπειροειδούς κελύφους και περιμετρικά του δρομέα παρεμβάλλεται στεφάνη με σταθερά οδηγητικά πτερύγια που σκοπό έχουν να εξασφαλίσουν την στατική επάρκεια του κελύφους, ενώ συνήθως διατηρούν την συστροφή του ρευστού (Εικόνα 2.16). Εναλλακτικά, με σκοπό την ελαχιστοποίηση του μεγέθους του κελύφους, τα οδηγητικά πτερύγια αφαιρούν μικρό ποσοστό συστροφής που αναπτύσσεται από τη σχεδίαση του κελύφους με μεγαλύτερη γωνία σπείρας [36]. Ωστόσο, στα πτερύγια αυτά εμφανίζονται απώλειες κρούσης στην ακμή προσβολής και ομόρρους με δίνες Von Karman στην ακμή εκφυγής τους.

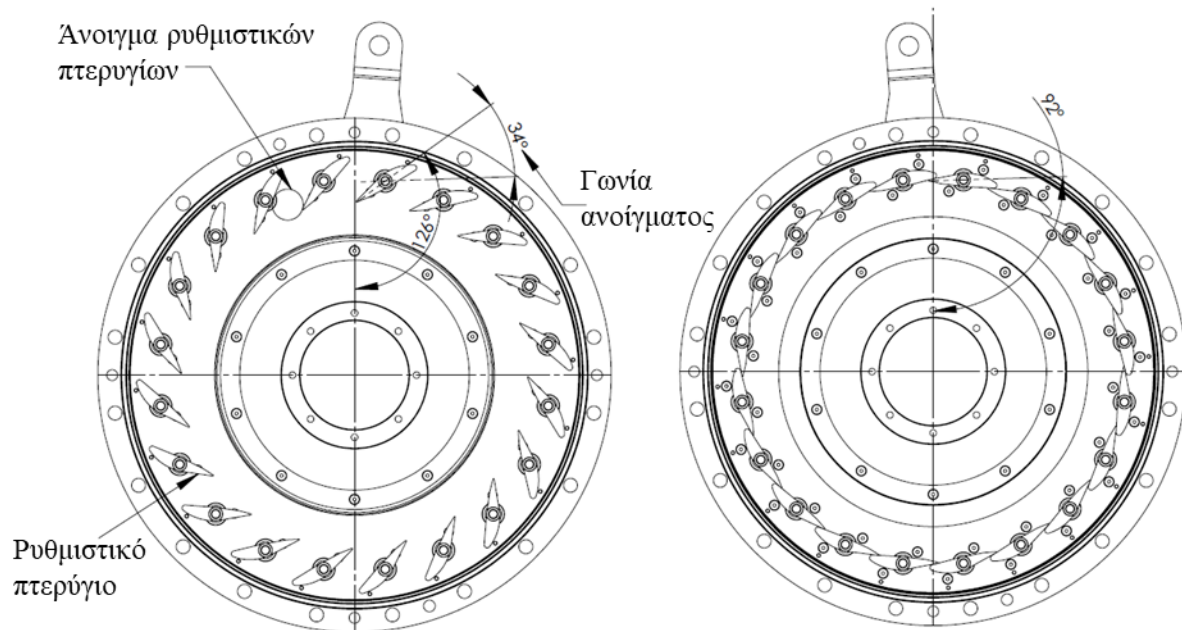


Εικόνα 2.16. Σπειροειδές κέλυφος με στεφάνη οδηγητικών πτερυγίων.

Ανάμεσα στη στεφάνη οδηγητικών πτερυγίων και στη διατομή εισόδου του δρομέα, παρεμβάλλεται η στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων (διανομέας) (Εικόνα 2.17). Σκοπός της είναι η ρύθμιση της παροχής με μεταβολή της απόστασης μεταξύ δύο διαδοχικών πτερυγίων, καθώς και η διαμόρφωση της συστροφής στην είσοδο του δρομέα, η οποία επιτυγχάνεται με μεταβολή της γωνίας εισόδου της ροής, μέσω της ταυτόχρονης και ομοιόμορφης περιστροφής των πτερυγίων χρησιμοποιώντας κατάλληλο μηχανισμό μεταξύ της πλήρως κλειστής και της πλήρως ανοικτής θέσης (Εικόνα 2.18). Τα ρυθμιστικά πτερύγια τοποθετούνται σε επίπεδο κάθετο στον άξονα του δρομέα, με αποτέλεσμα η ροή στη περιοχή αυτή να είναι πλήρως ακτινική. Ο αριθμός των ρυθμιστικών πτερυγίων εξαρτάται από το μήκος της χορδής τους και την ακτινική θέση του άξονα τους και επιλέγεται με τέτοιο τρόπο ώστε διαδοχικά πτερύγια να εφάπτονται στην πλήρως κλειστή θέση, καθώς και να ελαχιστοποιούνται οι δυνάμεις που ασκούνται σε αυτά. Παράλληλα, ιδιαίτερης σημασίας είναι η υδραυλική σχεδίαση τους με σκοπό την ελαχιστοποίηση των υδραυλικών απωλειών.

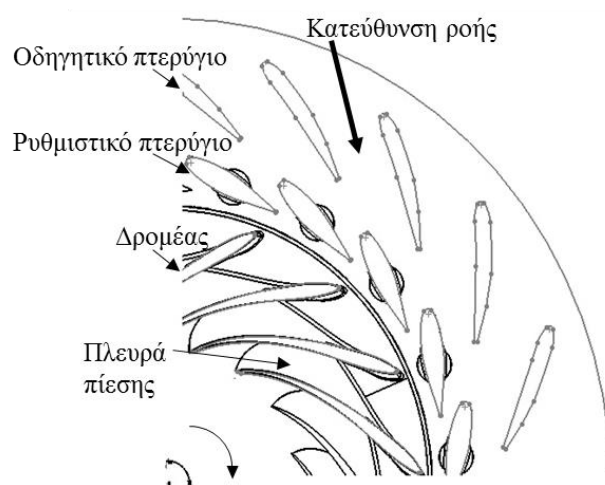


Εικόνα 2.17. Μηχανισμός ρύθμισης ρυθμιστικών πτερυγίων.

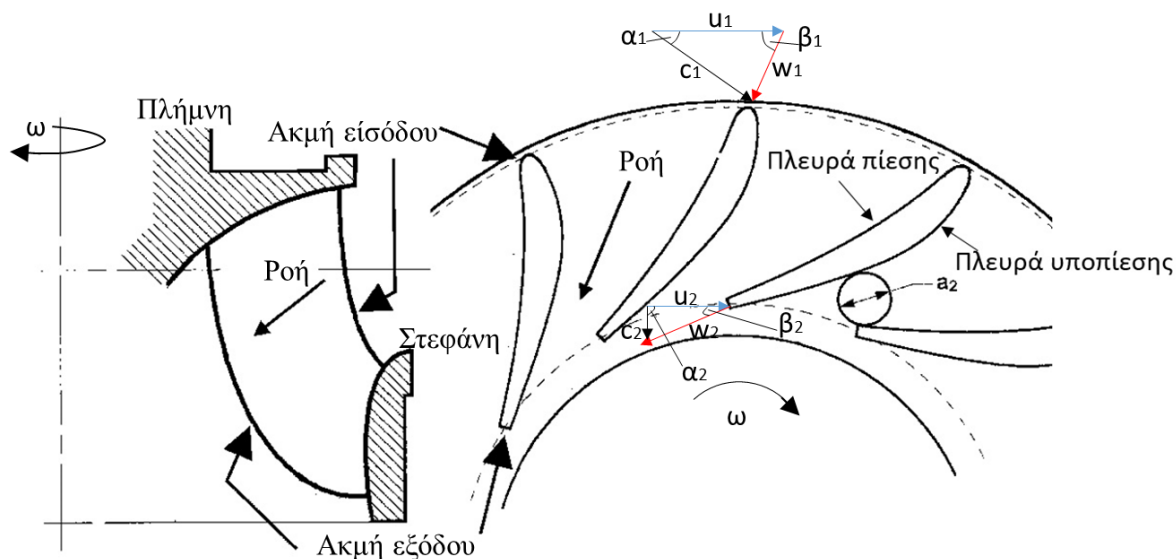


Εικόνα 2.18. Στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων στην πλήρως ανοιχτή και πλήρως κλειστή θέση.

Στον δρομέα λαμβάνει χώρα η μετατροπή της υδραυλικής ενέργειας σε μηχανική μέσω κατάλληλα διαμορφωμένων πτερυγίων, τα οποία εδράζονται μεταξύ της πλήμνης και της στεφάνης. Το ρευστό εξέρχεται από τη στεφάνη οδηγητικών και ρυθμιστικών πτερυγίων με ταχύτητα c_1 και κλίση α_1 , οι οποίες διαμορφώνονται από το σημείο λειτουργίας (υδραυλικό ύψος, παροχή, ταχύτητα περιστροφής) καθώς και το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων (Εικόνα 2.19). Καθώς το ρευστό διέρχεται μέσα από τον δρομέα αναπτύσσεται πεδίο πίεσης γύρω από τα πτερύγια και αντίστοιχη δύναμη που τείνει να περιστρέψει τον δρομέα. Η δύναμη αυτή προκαλείται από την σταδιακή αφαίρεση της συστροφής του ρευστού κατά το μήκος του πτερυγίου μεταξύ εισόδου και εξόδου του δρομέα. Στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας η συστροφή και η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας μηδενίζονται (Εικόνα 2.20).



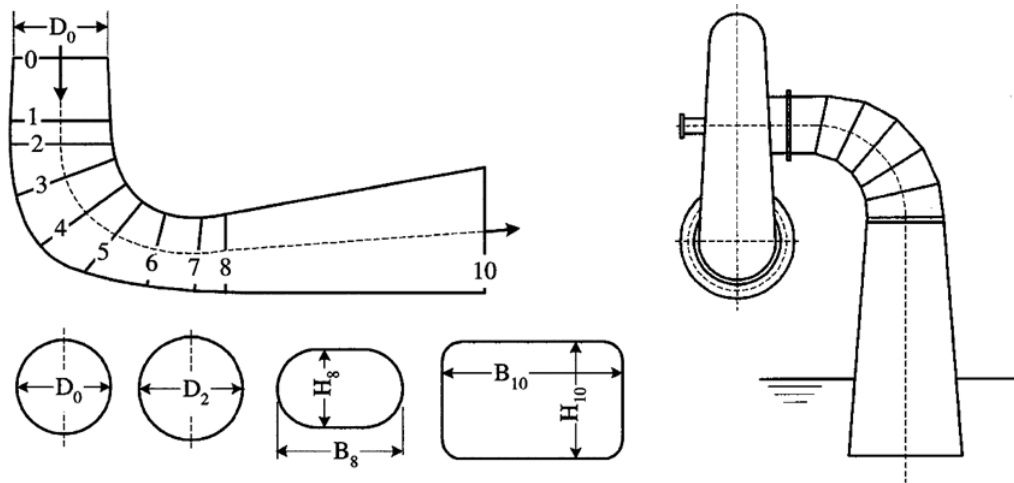
Εικόνα 2.19. Τομή κάθετα στον άξονα του υδροστροβίλου.



Εικόνα 2.20. Μεσημβρινή και κάθετη στον άξονα τομή δρομέα υδροστροβίλου Francis [37].

Η ταχύτητα περιστροφής του δρομέα παραμένει σταθερή κατά την κανονική λειτουργία και κατά την διάρκεια αλλαγής φορτίου ενός υδροστροβίλου, αλλά μεταβάλλεται κατά τις φάσεις εκκίνησης και απόρριψης φορτίου σε συνθήκες ροής που χαρακτηρίζονται από ισχυρές δευτερεύουσες ροές, αποκολλήσεις και μη μόνιμα φαινόμενα. Ο ομόρρους των πτερυγίων οδηγεί στην ανάπτυξη ενός ανομοιόμορφου προφίλ ταχυτήτων στην είσοδο του δρομέα με περιοδικά χαρακτηριστικά, ενώ η μικρή απόσταση μεταξύ των κινητών και σταθερών πτερυγίων επάγει δυναμικά φορτία στα πτερύγια του δρομέα, με συχνότητες που εξαρτώνται από τον αριθμό των πτερυγίων και την ταχύτητα περιστροφής του δρομέα.

Ο αγωγός απαγωγής έχει ως σκοπό την μείωση της πίεσης στην έξοδο του δρομέα και την επιβράδυνση της ροής στην έξοδο του υδροστροβίλου με σκοπό την ελαχιστοποίηση της απορριπτόμενης ενέργειας αλλά και την τοποθέτηση του υδροστροβίλου σε στάθμη ανεξάρτητη από την στάθμη του ρευστού την διάωρα απαγωγής (Εικόνα 2.21). Αποτελείται από έναν ευθύγραμμο αποκλίνοντα αγωγό που τοποθετείται κατάντη του δρομέα, ενός καμπύλου τμήματος και ενός ευθύγραμμου αποκλίνοντος τμήματος που εκτίνεται μέχρι την διατομή εξόδου. Στους μεγάλους υδροστροβίλους, με σκοπό την μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης, η διατομή από το καμπύλο τμήμα και μετά μεταβαίνει από κυκλική σε ορθογωνική, ενώ για την ελαχιστοποίηση του κόστους στους μικρούς υδροστροβίλους, ο αγωγός απαγωγής κατασκευάζεται εξ' ολοκλήρου κυλινδρικός.



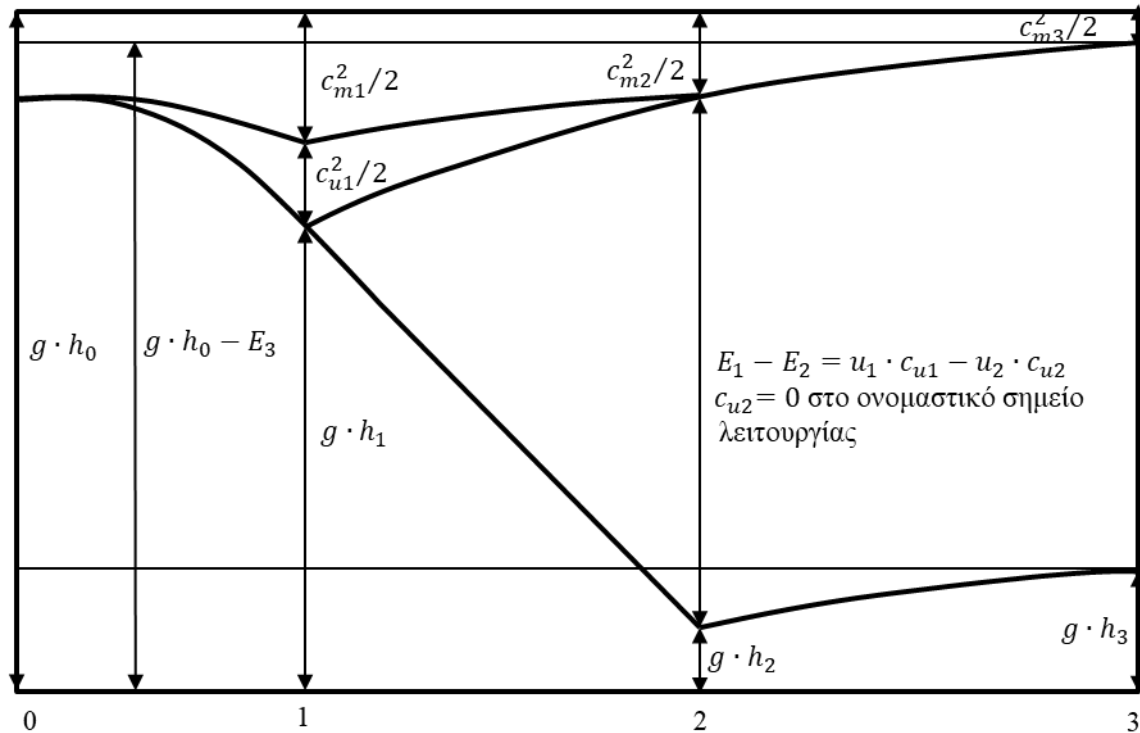
Εικόνα 2.21. Αγωγός απαγωγής υδροστροβίλου Francis [36].

Το πεδίο ταχυτήτων στην είσοδο του αγωγού απαγωγής εξαρτάται κυρίως από το σημείο λειτουργίας και είναι συνάρτηση της μορφής των πτερυγίων ενώ διαμορφώνεται επίσης και από τον ομόρρου των πτερυγίων. Για την βέλτιστη λειτουργία του αγωγού απαγωγής στο κανονικό σημείο λειτουργίας παρατηρείται συνήθως παραμένουσα συστροφή, η οποία αυξάνεται σε άλλα σημεία λειτουργίας. Για την ανάκτηση πίεσης, η ροή στον αγωγό απαγωγής είναι ισχυρώς επιβραδυνόμενη, ενώ παρατηρείται ισχυρή κλίση πίεσης, η οποία σε συνδυασμό με την παραμένουσα συστροφή μπορεί να οδηγήσει στην ανάπτυξη μίας ελικοειδούς δίνης. Η δίνη αυτή σε συνδυασμό με την αλλαγή διεύθυνσης της ροής οδηγεί στην διαμόρφωση ασύμμετρου πεδίου ροής με περιοχές ανακυκλοφορίας και δευτερεύουσες ροές που εκτείνονται ως και την έξοδο του δρομέα. Παράλληλα, το πεδίο ροής χαρακτηρίζεται από υψηλές αυξομειώσεις πίεσης που μπορεί να καταπονήσουν τα επί μέρους τμήματα του υδροστροβίλου και να περιορίσουν την διάρκεια ζωής του.

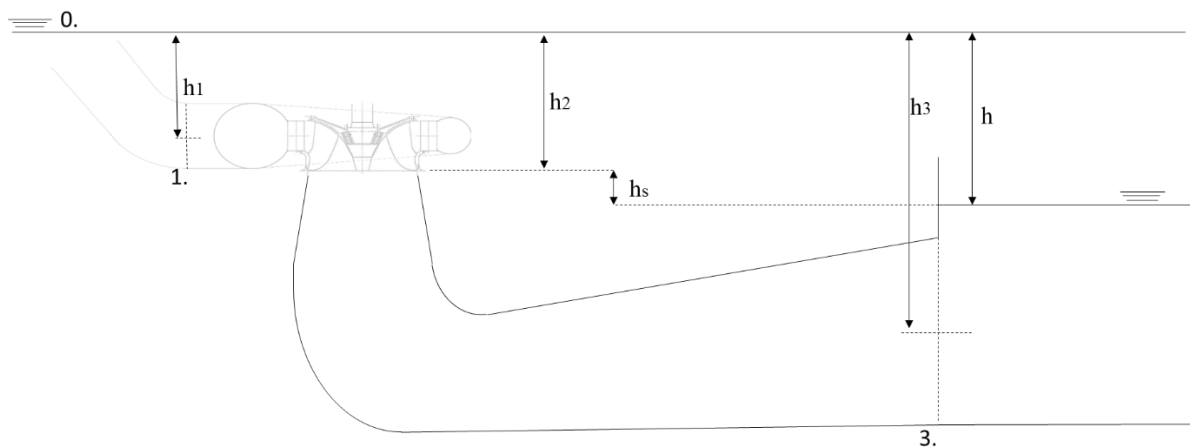
2.3. Μετατροπή ενέργειας σε υδροστροβίλους Francis

Στην Εικόνα 2.22 παρουσιάζεται η μετατροπή ενέργειας που λαμβάνει χώρα κατά τη λειτουργία του υδροστροβίλου, στην οποία αποτυπώνεται η ειδική ενέργεια εντατικής κατάστασης gh , καθώς και η κινητική ενέργεια ως $c^2/2$, όπου c_m η μεσημβρινή συνιστώσα και c_u η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας. Από την είσοδο του υδροστροβίλου στη θέση 0 και μέχρι την είσοδο του δρομέα στη θέση 1 (Εικόνες 2.22-2.23), παρατηρείται μείωση της ενέργειας εντατικής κατάστασης και μετατροπή της διαθέσιμης ενέργειας σε κινητική. Με τη διέλευση της ροής από τη στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων αυξάνεται η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας c_u μέχρι την είσοδο του δρομέα και συνεπώς προσδίδεται συστροφή στο ρευστό. Στη συνέχεια, στον δρομέα αφαιρείται συστροφή και παρατηρείται μείωση της c_u , η οποία στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας μηδενίζεται. Με τον τρόπο αυτό η διαθέσιμη υδραυλική ενέργεια μετατρέπεται σε μηχανικό έργο. Από την έξοδο του δρομέα μέχρι την έξοδο του αγωγού απαγωγής (θέση 3), η ενέργεια εντατικής κατάστασης αυξάνεται σταδιακά με ταυτόχρονη μείωση της ταχύτητας. Στην Εικόνα 2.23 παρουσιάζονται οι

αντίστοιχες θέσεις κατά την διέλευση του νερού από τον υδροστρόβιλο, καθώς και οι σχετικές στάθμες από τις οποίες προκύπτει η διαθέσιμη υδραυλική ενέργεια, ως η διαφορά μεταξύ της ολικής ενέργειας στην διατομή εισόδου του υδροστροβίλου και της ολικής ενέργειας στη διατομή εξόδου του αγωγού απαγωγής, εκφρασμένη σε μέτρα στήλης υγρού.



Εικόνα 2.22. Μετατροπή ενέργειας σε υδροστρόβιλο Francis θεωρώντας μηδενικές απώλειες τριβών [38].



Εικόνα 2.23. Μετατροπή ενέργειας σε υδροστρόβιλο, και σχετικές στάθμες από τις οποίες προκύπτει η διαθέσιμη υδραυλική ενέργεια.

2.4. Παραγόμενη ισχύς και βαθμός απόδοσης

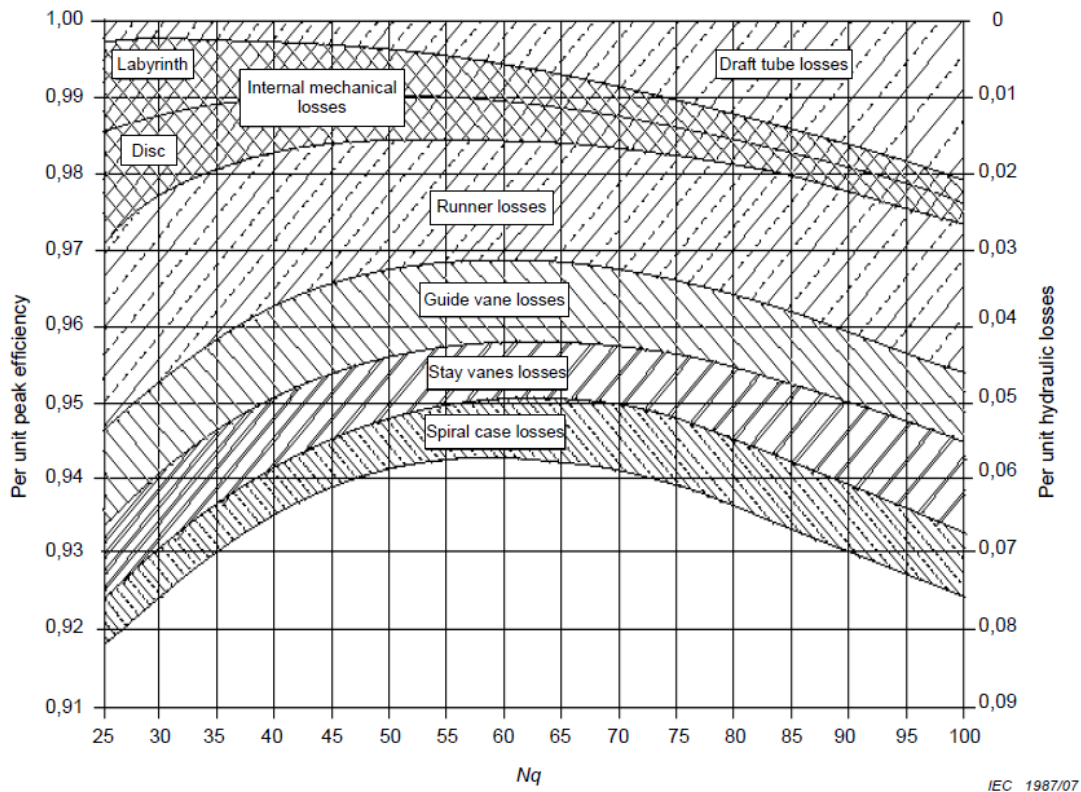
Η διαθέσιμη υδραυλική ισχύς στους υδροστροβίλους είναι συνάρτηση της διαθέσιμης υδραυλικής πτώσης και της παροχής. Ο υδροστροβίλος όμως δεν είναι δυνατό να μετατρέψει εξ' ολοκλήρου την ενέργεια αυτή σε μηχανικό έργο. Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης η ορίζεται, επομένως ως ο λόγος της μηχανικής ισχύος του υδροστροβίλου P_m προς την διαθέσιμη υδραυλική ισχύ P_h (Εξισώσεις 2.1-2.2):

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} \quad \text{Εξίσωση 2.1}$$

$$P_h = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad \text{Εξίσωση 2.2}$$

όπου ρ η πυκνότητα του νερού, H η υδραυλική πτώση, g η επιτάχυνση της βαρύτητας και Q η παροχή.

Για την μελέτη της λειτουργίας των υδροστροβίλων σε διάφορα σημεία λειτουργίας και την βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών του προσδιορίζεται ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης για κάθε μία συνιστώσα του υδροστροβίλου (κέλυφος, ρυθμιστικά, οδηγητικά πτερύγια, αγωγός φυγής, δρομέας). Ο συνολικός β. απ. είναι δυνατό να βελτιωθεί μελετώντας ανεξάρτητα την κάθε συνιστώσα. Οι απώλειες στα διάφορα τμήματα του υδροστροβίλου μπορούν να εκφραστούν ως απώλειες υδραυλικής πτώσης ΔH , ενώ η πτώση του βαθμού απόδοσης μπορεί να εκφραστεί ως $\Delta\eta = \Delta H/H$. Έτσι μελετώντας τη ροή σε κάθε τμήμα μεμονωμένα, είναι δυνατό να επιτευχθούν βελτιώσεις οι οποίες θα οδηγήσουν σε συνολική βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Στην Εικόνα 2.24 παρουσιάζεται η τυπική κατανομή των απωλειών στα διάφορα μέρη του υδροστροβίλου Francis. Από την εικόνα αυτή προκύπτει ότι οι υψηλότερες απώλειες λαμβάνουν χώρα στον δρομέα, ενώ σημαντικές μπορεί να είναι και οι απώλειες στον αγωγό φυγής. Επίσης, οι υδραυλικές απώλειες στα ρυθμιστικά πτερύγια και στα οδηγητικά μαζί είναι συγκρίσιμες με τις απώλειες στον δρομέα, ενώ το μικρότερο ποσοστό των απωλειών παρατηρείται στο σπειροειδές κέλυφος.



Εικόνα 2.24. Απώλειες σε υδροτροβίλους Francis [39].

Εφαρμόζοντας τις εξισώσεις Euler μπορεί να αποδειχθεί ότι το θεωρητικό ύψος του υδροτροβίλου είναι:

$$H_u = \eta \cdot H = \frac{1}{g} \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad \text{Εξίσωση 2.3}$$

όπου η ο β. απ, H το διαθέσιμο υδραυλικό ύψος, u οι περιφερειακή ταχύτητα και c_u η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο 1 και έξοδο 2 του δρομέα.

2.5. Σχέσεις ομοιότητας και ταξινόμηση υδροτροβίλων

Κατά την εργαστηριακή δοκιμή υδροτροβίλων και για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας πρωτότυπων μηχανών χρησιμοποιούνται οι σχέσεις ομοιότητας. Με την προϋπόθεση ότι ισχύουν οι νόμοι ομοιότητας είναι δυνατό μετρώντας τον βαθμό απόδοσης σε μοντέλα υδροτροβίλων μικρού σχετικά μεγέθους να προσδιοριστεί ο βαθμός απόδοσης γεωμετρικά όμοιου πρωτότυπου υδροτροβίλου πολύ μεγαλύτερων διαστάσεων. Για να είναι δυνατή η σύγκριση μεταξύ διαφορετικών υδροτροβίλων, τα μετρούμενα μεγέθη ανάγονται σε γεωμετρικά όμοιο υδροτροβίλο με διάμετρο 1 m και υδραυλική πτώση 1 m. Συγκεκριμένα, το υδραυλικό ύψος H συσχετίζεται με την ταχύτητα περιστροφής n και αντικαθίσταται από την μοναδιαία αδιάστατη ταχύτητα περιστροφής n_{11} ,

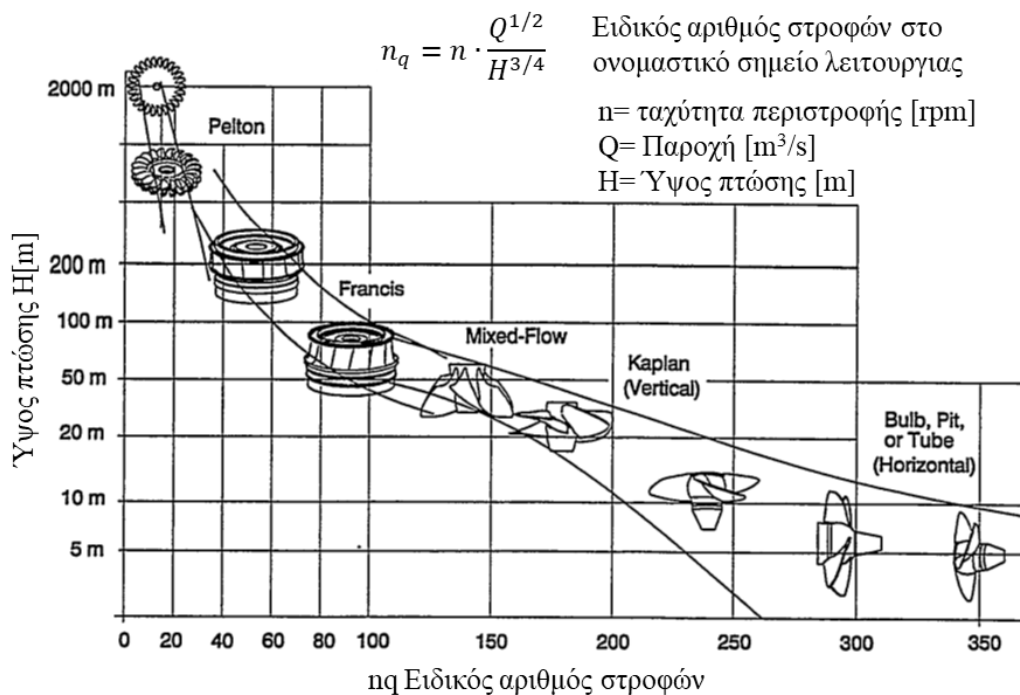
και η παροχή Q από την μοναδιαία αδιάστατη παροχή Q_{11} . Ομοίως, προσδιορίζονται παρόμοιοι παράμετροι για την ισχύ P_{11} και την ροπή M_{11} . Για τον υπολογισμό των μεγεθών αυτών χρησιμοποιείται ως διάμετρος αναφοράς η διάμετρος εξόδου D του δρομέα.

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}, \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}, \quad P_{11} = \frac{D}{D^2 \cdot H^{3/2}}, \quad T_{11} = \frac{T}{D^3 \cdot H} \quad \text{Εξίσωση 2.4}$$

Για την ταξινόμηση των υδροστροβίλων χρησιμοποιείται ο ειδικός αριθμός στροφών, ο οποίος υπολογίζεται για το κανονικό σημείο λειτουργίας και είναι χαρακτηριστικός της μορφής του υδροστροβίλου (Εικόνα 2.25).

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{Εξίσωση 2.5}$$

Ο αριθμός αυτός εκφράζει την ταχύτητα περιστροφής γεωμετρικά όμοιου υδροστροβίλου με παροχή $1 \text{ m}^3/\text{s}$ και υδραυλική πτώση 1 m .



Εικόνα 2.25. Ταξινόμηση υδροστροβίλων με βάση τον ειδικό αριθμό στροφών [38].

Καθώς ο αριθμός αυτός δεν είναι αδιάστατος, χρησιμοποιείται εναλλακτικά ο ειδικός αριθμός περιστροφής v .

$$v = \omega \cdot \frac{(Q/\pi)^{1/2}}{(2 \cdot g \cdot H)^{3/4}} \quad \text{Εξίσωση 2.6}$$

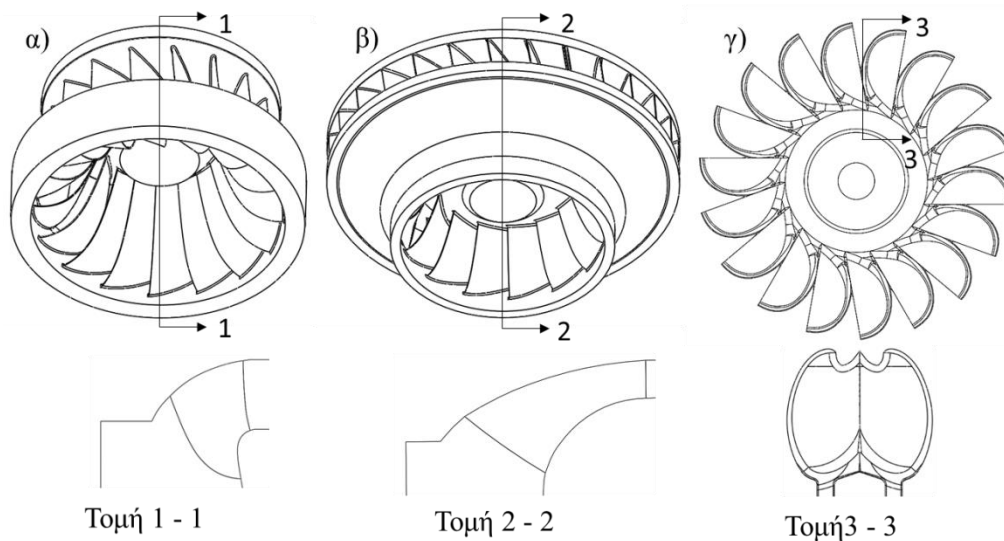
όπου ω η ταχύτητα περιστροφής εκφρασμένη σε r/s .

Μεταξύ του ειδικού αριθμού στροφών και του ειδικού αριθμού περιστροφής ισχύει:

$$n_q = 89 \cdot \sqrt{\pi} \cdot v \quad \text{Εξίσωση 2.7}$$

Τυπικές τιμές του ειδικού αριθμού στροφών και του ειδικού αριθμού περιστροφής για τους υδροστροβίλους Francis είναι $n_q = 20 - 130$, και $v = 0.127 - 0.825$ αντίστοιχα, ενώ σε ειδικές περιπτώσεις παρατηρούνται και εφαρμογές εκτός των ορίων αυτών.

Η επιλογή του τύπου υδροστροβίλου εξαρτάται από την σχέση μεταξύ του διαθέσιμου υδραυλικού ύψους, την παροχή και την ταχύτητα περιστροφής. Με την αύξηση του υδραυλικού ύψους για δεδομένη παροχή, η μορφή του δρομέα γίνεται περισσότερο ακτινική, με ταυτόχρονη αύξηση των ταχυτήτων ροής που οδηγούν σε αύξηση των υδραυλικών απωλειών (Εικόνα 2.26). Από ένα σημείο και μετά η αύξηση των ταχυτήτων είναι τέτοια που δεν είναι πλέον αποδοτική η διαμόρφωση ολικής προσβολής και συνεπώς προτιμάται διαμόρφωση κατά την οποία μόνο ένα τμήμα του δρομέα συμμετέχει στην εναλλαγή ενέργειας. Αντιστοίχως, για δεδομένη υδραυλική ενέργεια, όταν η παροχή είναι μεγαλύτερη αναλογικά με το υδραυλικό ύψος, είναι περισσότερο αποδοτικό η εναλλαγή ενέργειας να λαμβάνει χώρα σε ολόκληρο τον δρομέα. Συνεπώς, ο ειδικός αριθμός στροφών μπορεί να θεωρηθεί ως χαρακτηριστική παράμετρος των υδροστροβίλων που καθορίζει την μορφή τους.



Εικόνα 2.26. Επίδραση του ειδικού αριθμού στροφών στη μορφή του δρομέα υδροστροβίλου. (α) Δρομέας Francis υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, (β) Δρομέας Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών και (γ) Δρομέας Pelton μερικής προσβολής [37].

2.6. Το φαινόμενο σπηλαιώσης στους υδροστροβίλους

Ένα άλλο εγγενές χαρακτηριστικό των υδροστροβίλων είναι η εμφάνιση σπηλαιώσης στο εσωτερικό της μηχανής σε ορισμένα σημεία λειτουργίας. Σε περιοχές όπου μπορεί να παρατηρηθεί σημαντική αύξηση της ταχύτητας ή τοπική πτώση της πίεσης, η στατική πίεση μπορεί να μειωθεί σε σημείο χαμηλότερο από την τάση ατμοποίησης p_{sat} του υγρού. Αν εκπληρωθεί αυτή η συνθήκη, η υγρή φάση δεν μπορεί πλέον να διατηρηθεί με αποτέλεσμα να εκκινείται η ατμοποίηση του υγρού υπό την μορφή μικροσκοπικών φυσαλίδων διεσπαρμένες στην κυρίως ροή. Περαιτέρω μείωση της πίεσης και αύξηση των περιοχών χαμηλής πίεσης οδηγεί στην ανάπτυξη της αέριας φάσης και την εμφάνιση μεγάλων σπηλαιωμένων περιοχών. Με την μετατόπιση των φυσαλίδων σε περιοχές του πεδίου ροής όπου η τοπική στατική πίεση αυξάνεται και πάλι πάνω από την πίεση ατμοποίησης, αυτές επαναυδροποιούνται με μία διαδικασία που σχετίζεται με την ανάπτυξη τοπικών υπερπίεσεων, θορύβου, ταλαντώσεων και φθορά των μεταλλικών επιφανειών της μηχανής. Κατά την κανονική λειτουργία η ροή ακολουθεί το υδραυλικό προφίλ του υδροστροβίλου και η τάση για την εμφάνιση σπηλαιώσης παραμένει χαμηλή. Ωστόσο, κατά την λειτουργία εκτός του κανονικού εύρους η ροή γίνεται περισσότερο τυρβώδης, εμφανίζονται αποκολλήσεις και τοπικά περιοχές χαμηλής πίεσης με αποτέλεσμα η τάση για εμφάνιση σπηλαιώσης να μεγαλώνει.

Από τα παραπάνω γίνεται εμφανές ότι όσο οι υδροστροβίλοι καλούνται να λειτουργούν σε συνθήκες όπου η ροή παύει να ακολουθεί το υδραυλικό προφίλ, τόσο γίνεται μεγαλύτερος ο κίνδυνος για την εμφάνιση σπηλαιώσης και λειτουργία σε συνθήκες που προκαλούν φθορά.

2.6.1. Σχηματισμός και ανάπτυξη σπηλαιώσης

Η σπηλαιώση στους υδροστροβίλους εμφανίζεται με διαφορετικές μορφές ανάλογα με τις συνθήκες ροής, τη γεωμετρία του υδροστροβίλου και την περιοχή ανάπτυξης της [40,41]. Μπορεί να εμφανιστεί σε όλους τους τύπους υδροστροβίλων και μπορεί να επηρεάσει σημαντικά τον κύκλο ζωής των ηλεκτρομηχανολογικών εξαρτημάτων [42]. Ο μηχανισμός ανάπτυξης της σπηλαιώσης είναι κοινός μεταξύ των υδροδυναμικών μηχανών. Συγκεκριμένα, όταν φυσαλίδες ατμού σε ροή με ενάντια κλίση πίεσης βρεθούν σε περιοχή υψηλότερης πίεσης, όπου η τοπική στατική πίεση είναι μεγαλύτερη από την πίεση ατμοποίησης, θα καταρρεύσουν, απελευθερώνοντας ισχυρά κρουστικά κύματα που διαδίδονται μέσω του υγρού στα τοιχώματα της μηχανής [43]. Αν η κατάρρευση των φυσαλίδων λάβει χώρα κοντά στα τοιχώματα, μπορεί να αναπτυχθεί μια μικροδέσμη υγρού ή οποία προσπίπτει στα τοιχώματα και μπορεί να προκαλέσει την αφαίρεση υλικού και τη φθορά των μεταλλικών επιφανειών της κατασκευής. Η ένταση του φαινομένου μπορεί να διαφέρει και είτε μπορεί να οδηγήσει σε μερική αφαίρεση υλικού ύστερα από πολλές ώρες λειτουργίας είτε να οδηγήσει σε γρήγορη αφαίρεση υλικού και τελικά καταστροφή του εξαρτήματος σε πολύ μικρό χρονικό διάστημα [44]. Η επηρεασμένη επιφάνεια χάνει αρχικά την στιλπνότητα της και εμφανίζεται αρχικά σαν ‘παγωμένη’ (Εικόνα 2.27),

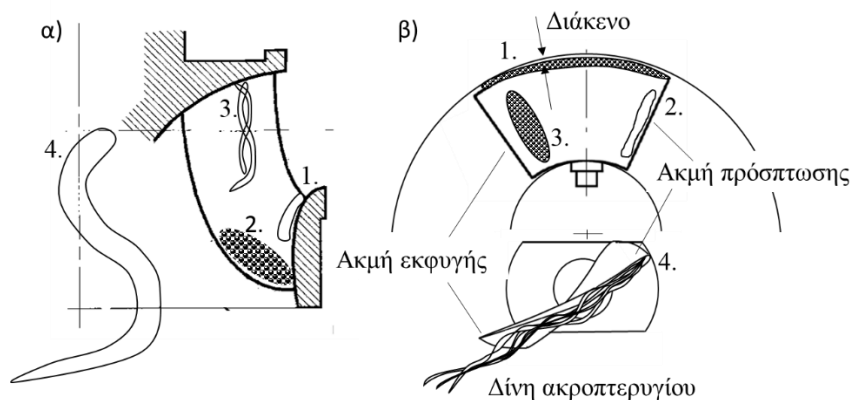
ενώ με την εξέλιξη του φαινομένου, αυξάνει η τραχύτητα της επιφάνειας και εμφανίζονται ορατές περιοχές όπου το υλικό έχει αφαιρεθεί.



Εικόνα 2.27. Τυπική φθορά λόγω σπηλαιώσης σε δρομέα με την χαρακτηριστική ‘παγωμένη’ μορφή στην επιφάνεια του δρομέα.

Τα όρια της επηρεασμένης περιοχής μπορεί να είναι μία ένδειξη της έντασης του φαινομένου και μπορεί να παράσχουν σημαντικές πληροφορίες για τις συνθήκες που προκάλεσαν την φθορά, καθώς η ελάχιστη πίεση που εμφανίζεται στους υδροστροβίλους είναι στενά συνδεδεμένη με το σημείο λειτουργίας [45]. Εάν οι σπηλαιωμένες περιοχές διογκωθούν εξαιτίας περαιτέρω μείωσης της πίεσης, προκαλούν την τροποποίηση των επαγόμενων δομών και μπορεί να επηρεάσουν τα δυναμικά χαρακτηριστικά της ροής [44,46]. Αυτό ενδέχεται να επηρεάσει την διαδικασία μετατροπής ενέργειας και να οδηγήσει σε πτώση του βαθμού απόδοσης. Εκτός από φθορά, η σπηλαιώση μπορεί να οδηγήσει επίσης, σε ταλαντώσεις και θόρυβο επηρεάζοντας αρνητικά τα έδρανα και τους στυπιοθλίπτες της μηχανής.

Η σπηλαιώση στους υδροστροβίλους εμφανίζεται με πολλές διαφορετικές μορφές ως: (i) φύλλο σπηλαιώσης, (ii) νέφος σπηλαιώσης, (iii) κινούμενες φυσαλίδες και (iv) δίνη σπηλαιώσης [42]. Ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας και τον τύπο του υδροστροβίλου η σπηλαιώση εμφανίζεται στην είσοδο του υδροστροβίλου στην ακμή πρόσπτωσης του πτερυγίου ως: (i) φύλλο σπηλαιώσης (ΑΠΠ), (ii) στην ακμή εκφυγής του πτερυγίου ως κινούμενες φυσαλίδες (ΑΕΠ), (iii) στην αγωγό απαγωγής ως δίνη σπηλαιώσης (ΔΣΠ), (iv) μεταξύ διαδοχικών πτερυγίων ως δίνη σπηλαιώσης μεταξύ πτερυγίων (ΔΣΠΠ), (v) μεταξύ των ακροπτερυγίων και της στεφάνης ως σπηλαιώση ακροπτερυγίου (ΣΠΑ), (vi) στον ομόρρου πτερυγίων ως σπηλαιώση δινών Von Karman (ΣΠVK) και (vii) στο άκρο της βελόνης και του διαχωριστή των σκαφιδίων σε υδροστροβίλους δράσης ως φύλλο σπηλαιώσης [42,47]. Στην Εικόνα 2.28 παρουσιάζονται τυπικές περιοχές εμφάνισης διαφόρων τύπων σπηλαιώσης στους υδροστροβίλους.



Εικόνα 2.28. Τύποι σπηλαιώσης σε υδροστροβίλους [37].

Πιο συγκεκριμένα, η σπηλαιώση εισόδου εμφανίζεται ως μία προσκολλημένη κοιλότητα με σημείο εκκίνησης την ακμή πρόσπτωσης του πτερυγίου επαγόμενη από την είσοδο στον δρομέα με σημαντική κρούση που οδηγεί σε αποκόλληση της ροής και τοπική πτώση πίεσης. Είναι μία επιθετική μορφή σπηλαιώσης υψηλής έντασης που μπορεί να προκαλέσει σημαντική διάβρωση στα πτερύγια και είναι η πιο συνηθισμένη μορφή σπηλαιώσης στους υδροστροβίλους [45,47,48].

Η σπηλαιώση στην ακμή εκφυγής του πτερυγίου εμφανίζεται ως κινούμενες φυσαλίδες στη πλευρά υποπίεσης στην έξοδο του δρομέα. Στη περίπτωση που η μέση πίεση στον υδροστροβίλο μειωθεί αρκετά, η σπηλαιώση αυτή μπορεί να εμφανιστεί ακόμα και σε συνθήκες σχεδιασμού οδηγώντας παράλληλα σε σημαντική επίπτωση στον β. απ. της μηχανής. Για το λόγο αυτό και εξαιτίας της ευαισθησίας του σε μικρές αλλαγές της πίεσης αλλά και στη περιεκτικότητα παραγόντων πυρηνοποίησης, αυτός ο τύπος σπηλαιώσης χρησιμοποιείται για τον καθορισμό της στάθμης τοποθέτησης της μηχανής σε σχέση με την κατάντη στάθμη [46]. Με την αύξηση της παροχής, η έκταση της κοιλότητας αυξάνει και η βαθμός απόδοσης της μηχανής αρχίζει να μειώνεται καθώς αυτή εκτείνεται μέχρι την έξοδο της μηχανής. Η πτώση στον βαθμό απόδοσης οφείλεται στην μεγάλη κλίμακας τροποποίηση του πεδίου πίεσης εξαιτίας των φυσαλίδων, οι οποίες επηρεάζουν την ανάπτυξη ροπής στην άτρακτο.

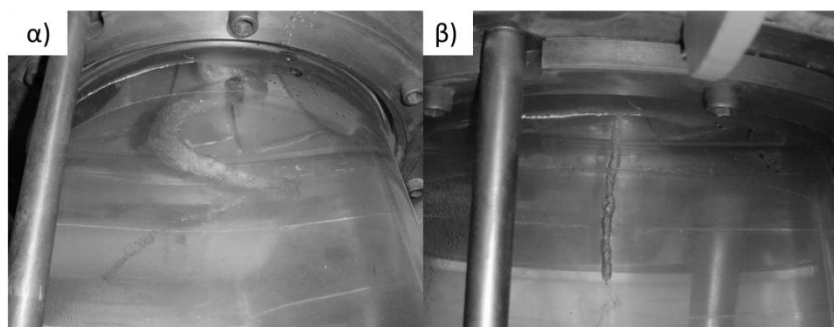
Οι δίνες σπηλαιώσης εμφανίζονται σε ροές υψηλής στροβιλότητας, με τις σπηλαιωμένες περιοχές να εμφανίζονται στο κέντρο της δίνης όπου η πίεση ελαχιστοποιείται. Στους υδροστροβίλους αντίδρασης αυτός ο τύπος σπηλαιώσης μπορεί να πάρει τρεις διαφορετικές μορφές: (i) της δίνης σπηλαιώσης στον αγωγό απαγωγής, (ii) της δίνης σπηλαιώσης μεταξύ πτερυγίων και (iii) της δίνης ακροπτερυγίου. Η δίνη σπηλαιώσης στον αγωγό απαγωγής αναπτύσσεται σε μη κανονικά σημεία λειτουργίας, όπου στην έξοδο του υδροστροβίλου η ροή εξέρχεται με παραμένουσα συστροφή. Στις κανονικές συνθήκες λειτουργίας η ροή είναι πλήρως ευθυγραμμισμένη με το πτερύγιο του δρομέα και εξέρχεται με μηδενική συστροφή. Σε μερικά φορτία όπου η εναλλαγή ενέργειας με τα πτερύγια δεν είναι βέλτιστη, η ροή εξέρχεται με συστροφή και προκαλεί την ανάπτυξη μίας ελικοειδούς δίνης, η

οποία εκτείνεται από την πλήμνη ως το κωνικό τμήμα του αγωγού απαγωγής. Το φαινόμενο αυτό είναι ιδιαίτερος ασταθής και οδηγεί σε σημαντικές αυξομειώσεις πίεσης και πιθανώς σημαντικές μηχανικές ταλαντώσεις. Η δίνη σπηλαίωσης ακολουθεί μία σύνθετη μεταπωτική κίνηση, η οποία εξαρτάται από την παροχή και από την πίεση στον αγωγό απαγωγής [49]. Η δίνη αυτή μπορεί να αναλυθεί στην σύγχρονη και ασύγχρονη συνιστώσα, όπου η πρώτη οδηγεί στην ανάπτυξη σύγχρονων παλμών πίεσης που διαδίδονται μέσω του ρευστού στο υδραυλικό σύστημα, ενώ η δεύτερη οδηγεί στη ανάπτυξη ισχυρών ασύγχρονων ταλαντώσεων πίεσης χαμηλής συχνότητας ανάλογης της συχνότητας μετάπτωσης. Η συστροφή στην έξοδο του δρομέα μπορεί να εκφραστεί με τον αριθμό συστροφής S ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της ροής της ροής της ορμής προς την ροή της αξονικής ορμής, όπου c_t η εφαπτομενική συνιστώσα της ταχύτητας, c_a η αξονική συνιστώσα, r η ακτινική διεύθυνση και R η ακτίνα εξόδου του δρομέα [50].

$$S = \frac{\int_0^R c_t c_a r^2 dr}{R \int_0^R c_a^2 r dr} \quad \text{Εξίσωση 2.8}$$

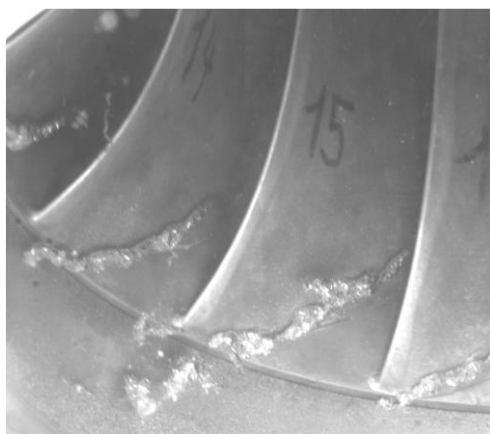
Ο αριθμός συστροφής είναι χαρακτηριστικός των συνθηκών ροής στην έξοδο του δρομέα και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την εξαγωγή των μη μόνιμων χαρακτηριστικών και εν γένει των συνθηκών ροής [51]. Τα δυναμικά χαρακτηριστικά της ροής της δίνης σπηλαίωσης εξαρτώνται από το σημείο λειτουργίας, τη γεωμετρία του αγωγού απαγωγής, των ειδικό αριθμό στροφών και την πίεση [52-55].

Σε συνθήκες πλήρους φορτίου η συστροφή στην έξοδο οδηγεί στην εμφάνιση μία κοιλότητας κωνικής μορφής στον αγωγό απαγωγής που περιστρέφεται με περίπου σύγχρονες στροφές αλλά με αντίθετη φορά και προκαλεί υψηλού πλάτους ταλαντώσεις πίεσης [56]. Το μέγεθος της κοιλότητας είναι συνάρτηση της πίεσης και της παραμένουσας συστροφής στην έξοδο του δρομέα. Αυτές οι ιδιαίτερος ασταθείς συνθήκες λειτουργίας μπορεί να θεωρηθούν εγγενή χαρακτηριστικά των υδροστροβίλων με σταθερά πτερύγια και δεν μπορεί να αποφευχθούν εάν ο υδροστρόβιλος πρόκειται να λειτουργήσει σε μεγάλο εύρος συνθηκών. Ωστόσο, οι διάφορες μορφές της δίνης σπηλαίωσης αναπτύσσονται μακριά από τα τοιχώματα του υδροστροβίλου με αποτέλεσμα να μην προκαλείται διάβρωση στη μηχανή. Στην Εικόνα 2.29 παρουσιάζεται η δίνη σπηλαίωσης για δύο διαφορετικά σημεία λειτουργίας για έναν υδροστρόβιλο υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, όπου στην πρώτη περίπτωση η μεταπωτική ταχύτητα περιστροφής είναι περίπου ίση με 0.3 φορές την ταχύτητα περιστροφής του δρομέα και στην δεύτερη περίπτωση η ταχύτητα περιστροφής της δίνης πλήρους φορτίου είναι ίση με την ταχύτητα περιστροφής του δρομέα.



Εικόνα 2.29. Δίνη σπηλαιώσης υδροστροβίλου Francis για (α) μερικό φορτία και (β) πλήρες φορτίο [37].

Η δίνη σπηλαιώσης μεταξύ των πτερυγίων είναι αποτέλεσμα δευτερευουσών ροών που αναπτύσσονται στο κανάλι ροής μεταξύ δύο διαδοχικών πτερυγίων, εξαιτίας της κατά το πλάτος κατανομής της κλίσης της ροής. Ο τύπος αυτός εμφανίζεται ως μία περιστρεφόμενη κοιλότητα που εκτείνεται από την πλήμνη του δρομέα μεταξύ δυο πτερυγίων έως την στεφάνη και την έξοδο του δρομέα (Εικόνα 2.30). Ανάλογα με τις συνθήκες ροής, μπορεί να συσχετιστεί με ισχυρή ανάστροφη ροή στον κωνικό αγωγό κατάντη του δρομέα ή με εκτεταμένη αποκόλληση στην περιοχή της πλήμνης, ενώ έχει αποδειχθεί ότι αυξάνει τις ταλαντώσεις πίεσης προκαλώντας θόρυβο ευρείας ζώνης [57-59]. Κατ' επέκταση, ανάλογα με την έκταση και την ένταση του φαινομένου, μπορεί να εμφανιστεί διάβρωση είτε στην πλήμνη, στην περιοχή όπου η δίνη προσκολλάται στην επιφάνεια του δρομέα, ή στην επιφάνεια του πτερυγίου, στην περίπτωση που η κοιλότητα είναι αρκετά μεγάλη και προσπίπτει στο πτερύγιο.



Εικόνα 2.30. Ανάπτυξη δίνης σπηλαιώσης μεταξύ πτερυγίων [60].

Η σπηλαιώση ακροπτερυγίου εμφανίζεται σε υδροστροβίλους αντίδρασης χωρίς πλήμνη στο διάκενο μεταξύ των πτερυγίων και του κελύφους της μηχανής και δημιουργείται λόγω της δέσμης υψηλής ταχύτητας που αναπτύσσεται καθώς η ροή διαρρέει μέσω το μικρού διακένου [42,61]. Η ταχύτητα αυτή δημιουργεί ένα στρώμα υψηλής διάτμησης κατάντη του δρομέα με υψηλή στροβιλότητα και αφετηρία την ακμή πρόσπτωσης του πτερυγίου, η οποία αναδιπλώνεται σχηματίζοντας την δίνη. Σπηλαιώση μπορεί να εμφανιστεί είτε στο κέντρο της δίνης όπου εμφανίζεται η ελάχιστη πίεση,

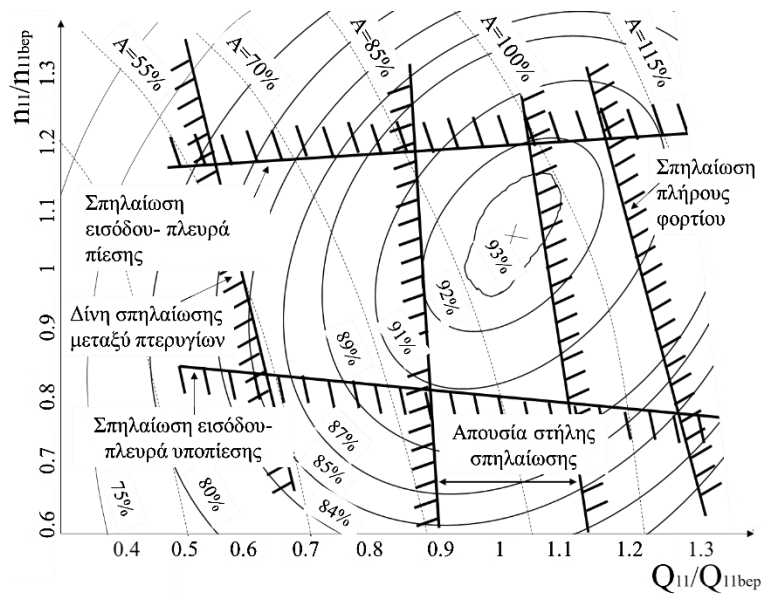
προκαλώντας φθορά στο πτερύγιο στην περιοχή του διακένου, ή στο κέλυφος στην έξοδο του δρομέα [62].

Ομοίως, η σπηλαιώση διακένου εμφανίζεται στο κενό μεταξύ των πτερυγίων και του κελύφους και είναι αποτέλεσμα της τοπικής πτώσης πίεσης λόγω των υψηλών ταχυτήτων που αναπτύσσονται καθώς το υγρό διατρέχει το διάκενο. Η διαφορά πίεσης μεταξύ της πλευράς πίεσης και της πλευράς υποπίεσης προκαλεί μία ανακυκλοφορία, στην οποία ένα ποσοστό της ροής διαρρέει από την μία πλευρά στην άλλη με υψηλή ταχύτητα. Η σπηλαιώση διακένου μπορεί να προκαλέσει σημαντική φθορά στα πτερύγια του δρομέα και το κέλυφος αλλά δεν επηρεάζει τον βαθμό απόδοσης της μηχανής, ενώ παράλληλα μπορεί να εμφανιστεί σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας χωρίς να έχει προηγηθεί σημαντική πτώση του επιπέδου της πίεσης στον υδροστρόβιλο.

Τέλος, Στην ακμή εκφυγής σταθερών τμημάτων μπορεί να εμφανιστεί περιοδική έκλυση στροβίλων (δίνες Von Karman) που είναι δυνατό να σπηλαιώνουν και να οδηγούν σε περιοδικές αυξομειώσεις πίεσης και ταλαντώσεις προκαλώντας κόπωση στα πτερύγια του δρομέα στην περιοχή της ακμής εκφυγής [62]. Στην περίπτωση αυτή, η συχνότητα της εκλύομενης στροβιλότητας είναι συνάρτηση της ταχύτητας της ροής, ενώ υπάρχει ισχυρή συσχέτιση μεταξύ της σπηλαιώσης και της συχνότητας έκλυσης των δινών. Επιπροσθέτως, παρατηρείται αύξηση στο πλάτος ταλάντωσης εξαιτίας της αύξησης της στροβιλότητας σε συνθήκες σπηλαιώσης [63].

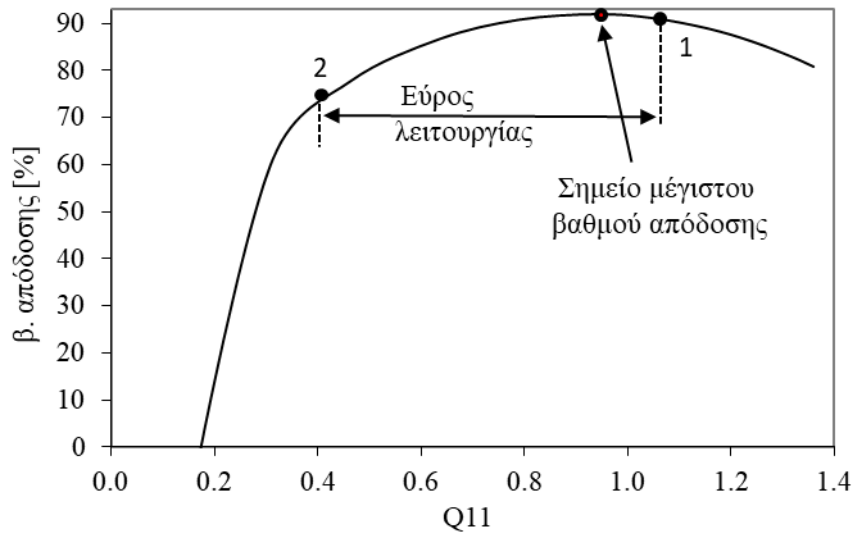
2.7. Χαρακτηριστικές καμπύλες υδροστροβίλων

Κυρίως λόγω του μεγάλου μεγέθους των πρωτότυπων μηχανών, οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας τους δεν είναι πρακτικά εύκολο να μετρηθούν σε μεγάλη έκταση και ακρίβεια, ενώ παράλληλα σε πολλές περιπτώσεις δεν είναι δυνατός ο έλεγχος των συνθηκών λειτουργίας τους. Για το λόγο αυτό και για την ταυτοποίηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των μηχανών σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, χρησιμοποιούνται οι εργαστηριακές δοκιμές σε μοντέλα γεωμετρικά όμοιων υδροστροβίλων. Οι μετρήσεις με τον τρόπο αυτό μπορούν αν γίνουν σε πλήρως ελεγχόμενες συνθήκες, χρησιμοποιώντας όργανα πολύ υψηλής ακρίβειας. Στην πιο διαδεδομένη διάταξη, το μοντέλο υδροστροβίλου εγκαθίσταται μεταξύ δύο δοχείων υψηλής και χαμηλής πίεσης αντίστοιχα, ενώ η ρύθμιση του υδραυλικού ύψους και της παροχής επιτυγχάνεται με τη χρήση υδραυλικών αντλιών στο υδραυλικό κύκλωμα της εγκατάστασης [64]. Κατά την εκτέλεση των δοκιμών με ρύθμιση των παραμέτρων της εγκατάστασης είναι δυνατό να δοκιμαστούν όλα τα πιθανά σημεία λειτουργίας των μηχανών. Με το τρόπο αυτό προσδιορίζονται τα χαρακτηριστικά σπηλαιώσης, η ταχύτητα φυγής, τα αξονικά φορτία, η αναπτυσσομένη ροπή στα ρυθμιστικά πτερύγια και τα μη μόνιμα χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου, ενώ παράλληλα προσδιορίζεται το εύρος επιτρεπόμενης λειτουργίας. Τα δεδομένα αυτά χαράσσονται συνήθως σε κανονικοποιημένο διάγραμμα των αδιάστατων αριθμών, όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.31.



Εικόνα 2.31. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας υδροστροβίλου και περιοχές κανονικής λειτουργίας [37].

Από τις σημαντικότερες παραμέτρους που προσδιορίζονται κατά την εκτέλεση των δοκιμών είναι ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης της μηχανής ώστε σε πρακτικές εφαρμογές να είναι πλήρως ταυτοποιημένη η αναμενόμενη απόδοση του υδροστροβίλου συναρτήσει των υδραυλικών χαρακτηριστικών του έργου και του αναμενόμενου εύρους λειτουργίας. Λαμβάνοντας υπόψη περιορισμούς που επιβάλλονται από την εμφάνιση φαινομένων που μπορεί να προκαλέσουν σημαντικές φθορές στη μηχανή, ο χειριστής του σταθμού είναι δυνατό να ρυθμίσει τη λειτουργία του υδροστροβίλου με σκοπό την μεγιστοποίηση της παραγόμενης ενέργειας. Με την εκτέλεση των δοκιμών, προσδιορίζεται το κανονικό σημείο λειτουργίας ως το σημείο που εμφανίζεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης στο οποίο, υπό ιδανικές συνθήκες, ο υδροστροβίλος θα πρέπει να λειτουργεί για την μεγιστοποίηση της παραγόμενης ενέργειας. Το κανονικό σημείο λειτουργίας αντιστοιχεί συνήθως στο σημείο σχεδιασμού του υδροηλεκτρικού έργου και αποτελεί αντικείμενο βελτιστοποίησης της μηχανής. Στην Εικόνα 2.32 παρουσιάζεται χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας υδροστροβίλου Francis για δεδομένο υδραυλικό ύψος συμπεριλαμβανμένου του αναμενόμενου εύρους λειτουργίας και του ονομαστικού σημείου λειτουργίας.



Εικόνα 2.32. Χαρακτηριστική καμπύλη βαθμού απόδοσης-παροχής υδροστροβίλου Francis.

Στους υδροστροβίλους επιτυγχάνονται εν γένει πολύ υψηλοί βαθμοί απόδοσης (~95%), αποτέλεσμα δεκαετιών έρευνας και διαδοχικών επανασχεδιασμών των μηχανών. Περαιτέρω βελτιώσεις αν και μικρής κλίμακας, είναι υψηλής σημασίας, με σημαντικότερες πιθανές βελτιώσεις του βαθμού απόδοσης σε μερικά φορτία. Παράλληλα, ιδιαίτερης σημασίας κρίνονται και βελτιώσεις των συνολικών λειτουργικών χαρακτηριστικών καθώς και ο περιορισμός της έντασης των μη μόνιμων φαινομένων που επάγονται σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού.

Κεφάλαιο 3 - Βιβλιογραφική επισκόπηση

3.1. Εισαγωγή

Η αυξανόμενη απαίτηση για υδροηλεκτρική ενέργεια έχει οδηγήσει τις τελευταίες δεκαετίες στην αύξηση της ενεργειακής πυκνότητας των σταθμών και την κατασκευή μεγάλων υδροηλεκτρικών μονάδων χαμηλής υδραυλικής πτώσης και υψηλής παροχής. Σε αυτό το πλαίσιο, οι υδροστρόβιλοι Francis έχουν αυξήσει το πεδίο εφαρμογής τους εισερχόμενοι και σε περιοχές όπου παραδοσιακά θα χρησιμοποιούνταν υδροστρόβιλοι Pelton ή Kaplan. Τις τελευταίες δεκαετίες, έχει γίνει σημαντική έρευνα στον τομέα αυτό με σκοπό την ελαχιστοποίηση των διαστάσεων και του κόστους κατασκευής χωρίς την μείωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης αλλά και της αντοχής σε μηχανικές καταπονήσεις. Η ελαχιστοποίηση του μεγέθους των υδροστροβίλων επιτυγχάνεται με την αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών για σταθερή υδραυλική πτώση, η οποία οδηγεί σε παράλληλη αύξηση των απαιτήσεων όσον αφορά στη σπηλαιώση και στη στάθμη τοποθέτησης των υδροστροβίλων. Παράλληλα, η ανάγκη για μεγαλύτερη ευελιξία και σταθερότητα του ηλεκτρικού δικτύου, έχει οδηγήσει στην επέκταση του εύρους λειτουργίας των υδροηλεκτρικών σταθμών, ακόμα και σε περιοχές εκτός σχεδιασμού, στις οποίες ενδέχεται να εμφανίζονται μη μόνιμα φαινόμενα ροής και σημαντικές ταλαντώσεις πίεσης με αρνητικές επιπτώσεις στον κύκλο ζωής του ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού [55].

Οι παραπάνω απαιτήσεις καθιστούν επιτακτική την ανάπτυξη νέων εργαλείων σχεδιασμού, μοντελοποίησης και πρόλεξης της ροής, καθώς και την αξιολόγηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των υδροστροβίλων ώστε να είναι εφικτή η λειτουργία τους σε ακραίες υδραυλικές συνθήκες, εξασφαλίζοντας με τον τρόπο αυτό την υψηλή τους αξιοπιστία [65]. Για το σκοπό αυτό τα τελευταία χρόνια με την ανάπτυξη του κλάδου υπολογιστικής ρευστομηχανικής πραγματοποιείται εφαρμογή αλγορίθμων και εργαλείων αριθμητικής προσομοίωσης της ροής σε υδροστροβίλους οδηγώντας σε περαιτέρω κατανόηση των φαινομένων ροής. Ειδικότερα, η σημαντική ανάπτυξη των αλγορίθμων αυτών και η συστηματική τους πιστοποίηση έχει επιτρέψει τη διεξαγωγή αξιόπιστων προσομοιώσεων ακόμα και σε σημεία λειτουργίας που παρουσιάζουν σημαντικές πολυπλοκότητες όπως αποκολλήσεις, ανακυκλοφορίες και μη μόνιμες συνθήκες, οι οποίες συναντώνται σε λειτουργία σε μερικά φορτία, κατά την εκκίνηση του υδροστροβίλου ή την απόρριψη φορτίου. Η δυνατότητα αυτή παρέχει στους σχεδιαστές εργαλεία για την αξιολόγηση νέων σχεδιάσεων με βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά, ενώ ταυτόχρονα παρέχει πληροφορίες απαραίτητες για την απρόσκοπτη και αξιόπιστη λειτουργία του υδροηλεκτρικού σταθμού κατά την φάση του σχεδιασμού. Παράλληλα, η χρήση των εργαλείων αυτών επιτρέπει την βελτίωση της απόδοσης και τη σημαντική μείωση του χρόνου και κόστους σχεδιασμού και κατασκευής των μηχανών [66].

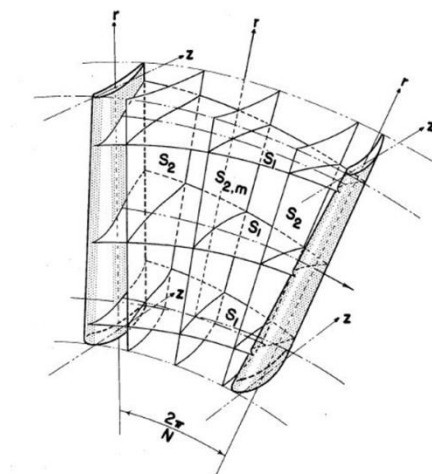
Η ροή στους υδροστροβίλους παρουσιάζει υψηλή πολυπλοκότητα ενώ χαρακτηρίζεται από πολύ υψηλούς αριθμούς Re λόγω των μεγάλων διαστάσεων και των υψηλών ταχυτήτων που αναπτύσσονται. Το γεγονός αυτό οδηγεί σε πολύ λεπτά οριακά στρώματα στα επιμέρους τμήματα των μηχανών, ενώ παρατηρούνται πολλά διαφορετικά ροϊκά φαινόμενα (δευτερεύουσες ροές, ανακυκλοφορίες, αποκολλήσεις οριακών στρωμάτων, ανάπτυξη δινών, σπηλαίωση) που εξαρτώνται από το σημείο λειτουργίας, την μορφή των εξαρτημάτων και την αλληλεπίδραση των επιμέρους τμημάτων.

3.2. Μεθόδοι μοντελοποίησης της ροής σε υδροστροβίλους

Η απαίτηση για βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των υδροδυναμικών μηχανών, καθώς και η εγγενής πολυπλοκότητα του πεδίου ροής που τις χαρακτηρίζει, καθιστά απαραίτητη την χρήση εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής κατά την φάση σχεδιασμού. Τα τελευταία χρόνια, παράλληλα με την ανάπτυξη των Η/Υ, ο συγκεκριμένος κλάδος έχει γνωρίσει ραγδαία ανάπτυξη. Η χρήση εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής γίνεται όλο και περισσότερο διαδεδομένη για την επίλυση πλήθους προβλημάτων ροής που συναντώνται στη βιομηχανία. Συνεπώς, γίνεται αναπόσπαστο κομμάτι της διαδικασίας σχεδιασμού βιομηχανικών προϊόντων και στην επίλυση βιομηχανικών προβλημάτων. Στο πλαίσιο αυτό, τα τελευταία χρόνια έχει γίνει σημαντική έρευνα με σκοπό την ανάπτυξη των εργαλείων αυτών, την εφαρμογή τους για την μελέτη στις ροές σε υδροδυναμικές μηχανές, την πιστοποίηση τους και την περαιτέρω βελτίωση και ανάπτυξη τους.

Παραδοσιακά, για την σχεδίαση μιας νέας υδροδυναμικής μηχανής ακολουθούσαν μία χρονοβόρα διαδικασία δοκιμής-σφάλματος όπου νέες σχεδιάσεις κατασκευάζονταν και δοκιμάζονταν στο εργαστήριο με σκοπό την βελτίωση των υδραυλικών χαρακτηριστικών και του βαθμού απόδοσης. Όπως γίνεται κατανοητό, σημαντικό εμπόδιο σε όλη την διαδικασία ήταν το υψηλό κόστος και ο απαιτούμενος χρόνος, ενώ παράλληλα λόγω περιορισμένης διαθεσιμότητας των εγκαταστάσεων, οι δοκιμές περιοριζόνταν σε μία μηχανή για μεγάλο χρονικό διάστημα. Επομένως, ήταν ιδιαίτερος σημαντική η ανάπτυξη αυτοματοποιημένων εργαλείων ικανά να αντικαταστήσουν την παραπάνω διαδικασία.

Η χρήση εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής για την σχεδίαση υδροδυναμικών μηχανών ξεκινά στα τέλη της δεκαετίας του '70 με την ανάπτυξη απλούστερων εργαλείων που βασίζονται στην επίλυση της αξονοσυμμετρικής μεσημβρινής ροής (επιφάνεια S2-S2) και της ροής από πτερύγιο σε πτερύγιο (επιφάνεια S1-S1), εφαρμόζοντας τη θεωρία που είχε ήδη αναπτυχθεί από τις αρχές του '50 (Εικόνα 3.1) [67]. Σύμφωνα με τη μεθοδολογία αυτή, για την πρόλεξη του πεδίου ροής στις τρεις διαστάσεις, επιλύονται δύο ξεχωριστά προβλήματα (μεσημβρινής ροής και ροής από πτερύγιο σε πτερύγιο), όπου με την υπέρθεση τους είναι δυνατή η τρισδιάστατη αποτύπωση ολόκληρου του πεδίου ροής. Η επίλυση παραδοσιακά γινόταν μέσω της μεθόδου καμπυλότητας των γραμμών ροής (streamline curvature method) ή της μεθόδου της ροϊκής συνάρτησης (stream function method/matrix method) [68].

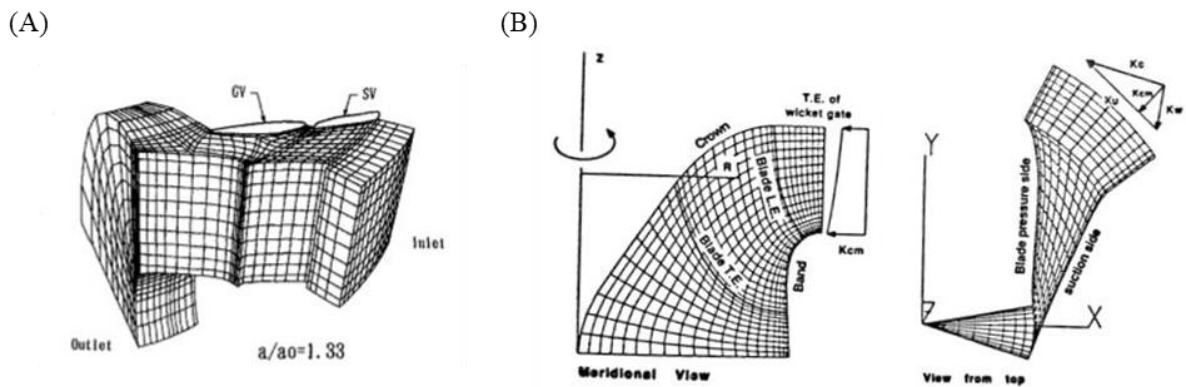


Εικόνα 3.1. Μοντελοποίηση της ροής σε στροβιλομηχανή επιλύοντας τη ροή από πτερύγιο σε πτερύγιο και τη μεσημβρινή ροή [67].

Για την εφαρμογή της μεθόδολογίας αυτής, αρχικά προσδιορίζεται η μεσημβρινή τομή της στροβιλομηχανής και επιλέγονται οι γωνίες των πτερυγίων μέσω μονοδιάστατης ανάλυσης. Στην συνέχεια, για την καλύτερη αποτύπωση της ροής κατά το πλάτος του πτερυγίου συνήθως επιλύεται η ροή από πτερύγιο σε πτερύγιο για διάφορες S_1 - S_1 επιφάνειες, ενώ για την μεγαλύτερη ακρίβεια της μεθόδου είναι απαραίτητη η χρήση εμπειρικών μοντέλων διόρθωσης λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες, καθώς και την απόκλιση και φραγή της ροής [69].

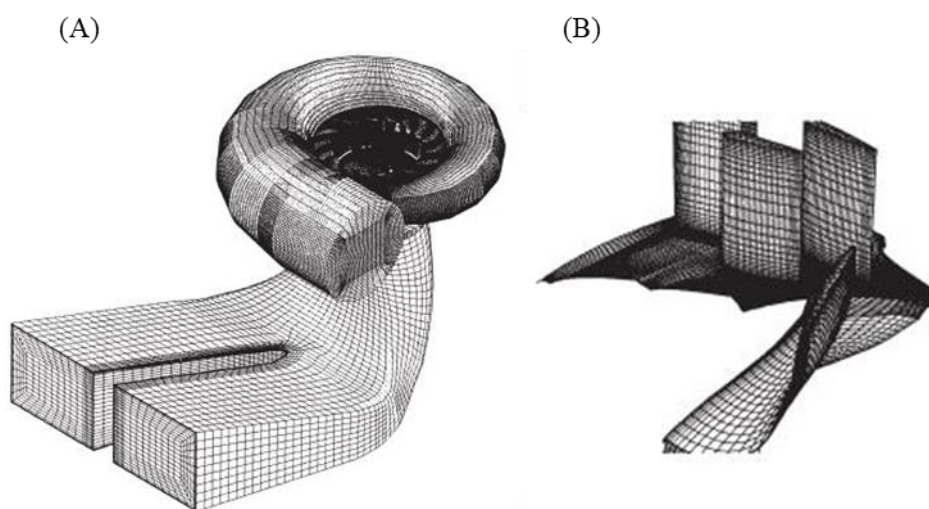
Με τον τρόπο αυτό η πειραματική διαδικασία αντικαθίσταται σταδιακά από μία αριθμητική διαδικασία δοκιμής-σφάλματος, όπου η τελική πιστοποίηση της σχεδίασης μπορεί να επιτευχθεί με περιορισμένες εργαστηριακές μετρήσεις, μειώνοντας σημαντικά το κόστος και τον χρόνο σχεδιασμού. Όμως, με τις μεθόδους αυτές αγνοούνται δευτερεύουσες ροές και η επίδραση του οριακού στρώματος, με αποτέλεσμα να περιορίζεται η χρήση τους σε περιοχές λειτουργίας κοντά στις ονομαστικές συνθήκες [70-72]. Παράλληλα, σημαντικό μειονέκτημα τους είναι η εξάρτηση των μεθόδων σε εμπειρικές σχέσεις διόρθωσης, με αποτέλεσμα να έχουν περιορισμένο πεδίο εφαρμογής.

Η ανάπτυξη των Η/Υ και των αριθμητικών μεθόδων καθιστά δυνατή την ανάλυση του πεδίου ροής στις τρεις διαστάσεις, είτε με τη θεώρηση δυναμικής ροής ή επιλύοντας τις εξισώσεις Euler για το μη συνεκτικό ρευστό [73-76]. Στην δεύτερη περίπτωση χρησιμοποιείται η μέθοδος πεπερασμένων όγκων και εφαρμόζεται ένα μοντέλο τεχνητής συνεκτικότητας, με σκοπό την επίτευξη μεγαλύτερης ακρίβειας και την ορθότερη προσέγγιση φαινομένων συνεκτικότητας (Εικόνα 3.2) [77].

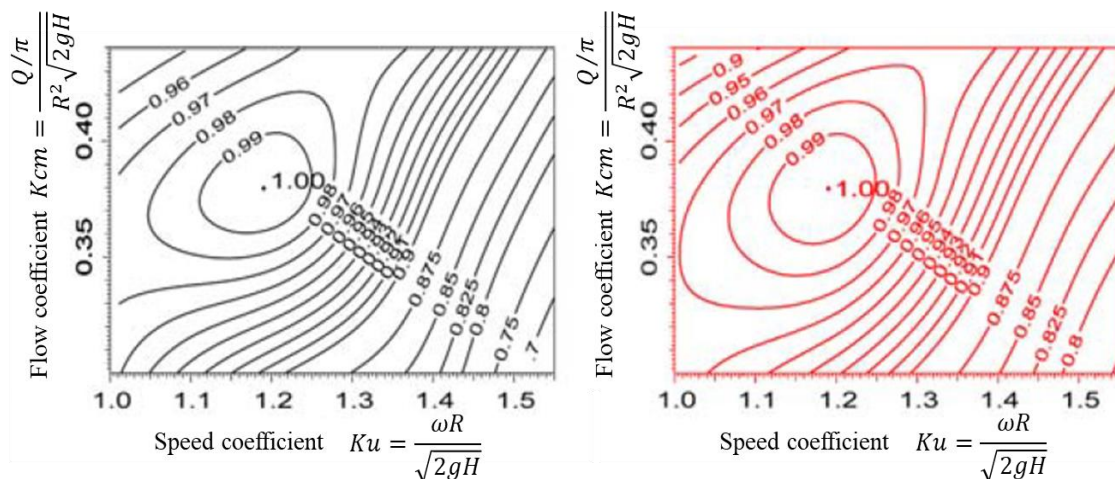


Εικόνα 3.2. (Α) Τρισδιάστατο δομημένο πλέγμα για την επίλυση των εξισώσεων Euler και (Β) Πλέγμα για την επίλυση της μεσημβρινής ροής και της ροής από πτερύγιο σε πτερύγιο [77,78].

Με την μοντελοποίηση της ροής στις τρεις διαστάσεις και επιλύοντας τις εξισώσεις Euler γίνεται επίσης δυνατή η ανάλυση απωλειών στα επιμέρους τμήματα της μηχανής, είτε επιλύοντας το πεδίο σε ολόκληρη τη μηχανή ή πιά απλά επιλύοντας τη ροή γύρω από ένα πτερύγιο, επιτρέποντας την χάραξη των αριθμητικών καμπύλων λειτουργίας (Εικόνα 3.3) [77]. Εφαρμόζοντας τις μεθόδους αυτές στην περιοχή του κανονικού σημείου λειτουργίας, είναι δυνατόν να επιτευχθεί ποιοτικά πολύ καλή συμφωνία μεταξύ των αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων (Εικόνα 3.4). Ωστόσο, φαίνεται παράλληλα η αδυναμία απλών μοντέλων να προσεγγίζουν ποσοτικά τη συμπεριφορά των υδροστροβίλων σε συνθήκες λειτουργίας εκτός του κανονικού εύρους, όπου κυριαρχούν πολύπλοκα ροϊκά φαινόμενα, με αποτέλεσμα να μην είναι δυνατή η ευρεία χρήση των εργαλείων αυτών (Εικόνα 3.4).

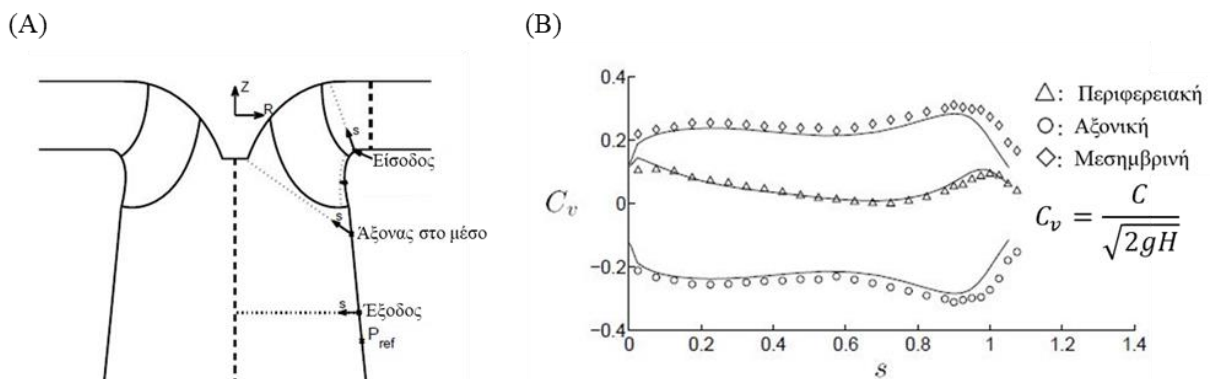


Εικόνα 3.3. (Α) Υπολογιστικό χωρίο και πλέγμα για την επίλυση της ροής στο πλήρες μοντέλο υδροστροβίλου και (Β) Υπολογιστικό πλέγμα για την επίλυση της ροής σε βαθμίδα υδροστροβίλου θεωρώντας περιοδική συμμετρία και επιλύοντας της ροή από πτερύγιο σε πτερύγιο [79,80].



Εικόνα 3.4. Σύγκριση αριθμητικών (αριστερά) και πειραματικών (δεξιά) αποτελεσμάτων συναρτήσε του ανηγμένου βαθμού απόδοσης, της παραμέτρου παροχής και της παραμέτρου ταχύτητας [79].

Επιλύοντας τις εξισώσεις Navier-Stokes σε συνδυασμό με το κατάλληλο μοντέλο τύρβης μπορεί να επιτευχθεί περαιτέρω βελτίωση των αριθμητικών αποτελεσμάτων (Εικόνα 3.5) [73,76,81-83]. Με τον τρόπο αυτό επιτρέπεται ο ακριβέστερος υπολογισμός απωλειών, η ανάλυση οριακού στρώματος και η επίλυση του πεδίου ροής σε επιβραδυνόμενες συνθήκες ροής, οδηγώντας σε βελτιωμένη ακρίβεια. Κατ' επέκταση, σε σημεία λειτουργίας που χαρακτηρίζονται από υψηλή στροβιλότητα, ή αναμένεται η εμφάνιση σπηλαίωσης και κυριαρχούν μη μόνιμα ροϊκά φαινόμενα, είναι απαραίτητη η επίλυση των μη μόνιμων εξισώσεων Navier-Stokes για την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων.

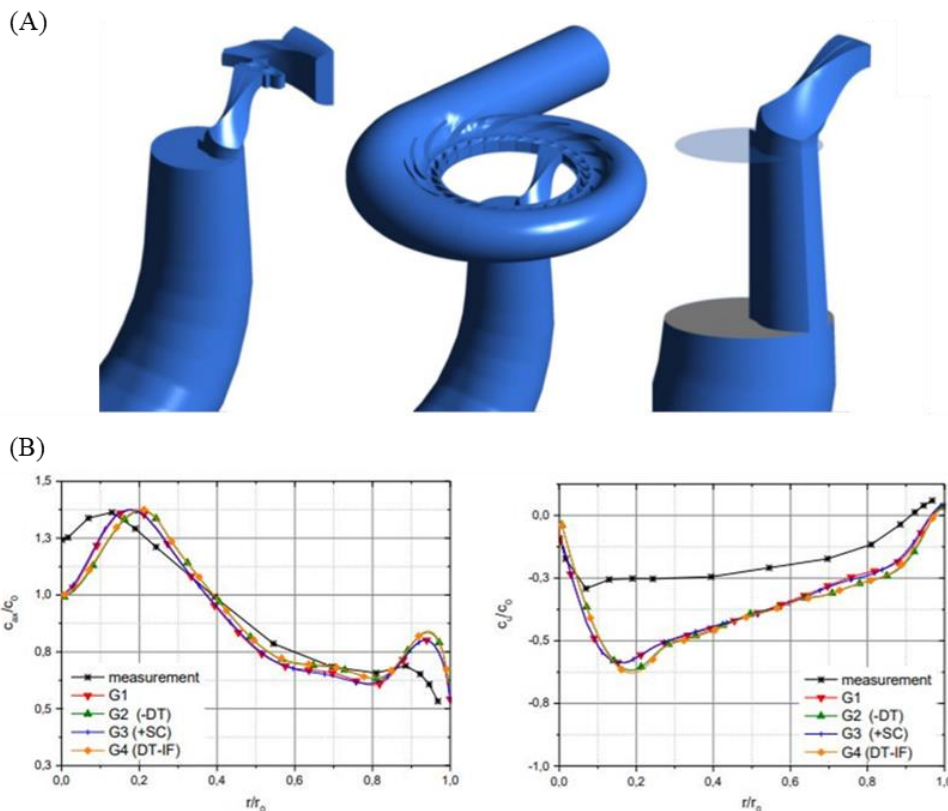


Εικόνα 3.5. (Α) Μεσημβρινή τομή εργαστηριακού μοντέλου και (Β) Κατανομή ταχυτήτων στην έξοδο του υπολογιστικού χωρίου, όπου τα αριθμητικά αποτελέσματα παρουσιάζονται με συνεχείς γραμμές και τα πειραματικά με σημεία [82].

Για την καθιέρωση των εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής στον κλάδο είναι ιδιαίτερως σημαντική η πιστοποίηση των αριθμητικών μεθόδων. Μέσω της συστηματικής ανάπτυξης και πιστοποίησης των αλγορίθμων είναι δυνατό να προσδιοριστούν οι αδυναμίες της εκάστοτε μεθοδολογίας και να τονιστεί η ευαισθησία των αποτελεσμάτων στις διάφορες απλουστεύσεις και

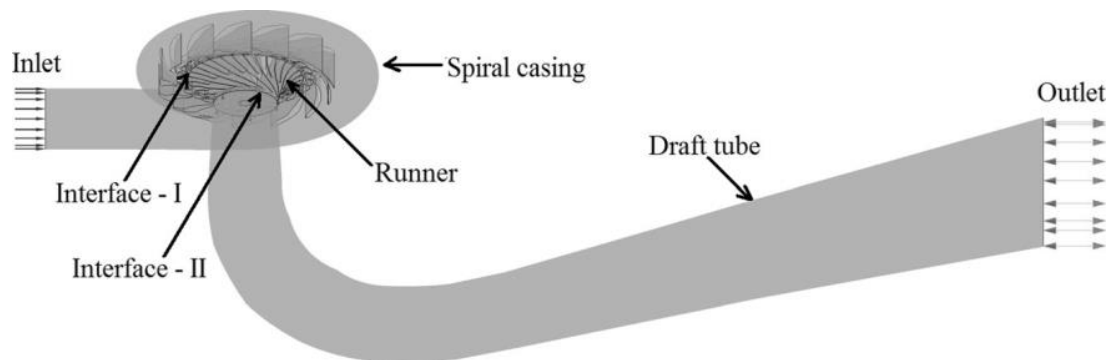
υποθέσεις. Με τον τρόπο αυτό ήταν δυνατή η αύξηση της αξιοπιστίας των παραπάνω εργαλείων και η σταδιακή χρήση τους, όχι μόνο σε ερευνητικό επίπεδο αλλά και σε βιομηχανικό [84].

Στους υδροστροβίλους Francis απαιτούνται σημαντικές υποδομές H/Y για την επίτευξη ακρίβειας και αξιοπιστίας των αριθμητικών αποτελεσμάτων λόγω της πολυπλοκότητας του πεδίου ροής. Επομένως, η προσεκτική επιλογή του κατάλληλου υπολογιστικού χωρίου και των οριακών συνθηκών είναι απαραίτητη για τον περιορισμό του υπολογιστικού κόστους. Για τον σκοπό αυτό και ειδικότερα κατά την μοντελοποίηση των σύνθετων προβλημάτων που συναντώνται στους υδροστροβίλους ακολουθούνται διάφορες προσεγγίσεις, οι οποίες περιλαμβάνουν i) την μοντελοποίηση της ροής σε ολόκληρο τον υδροστροβίλο, ii) την μοντελοποίηση της ροής στον δρομέα μαζί με κάποιο σταθερό τμήμα του υδροστροβίλου (πχ. δρομέας και στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων) ή iii) τη μοντελοποίηση της ροής σε κάποιο μεμονωμένο τμήμα της μηχανής (Εικόνα 3.6) [73,85-90]. Η τελευταία προσέγγιση υιοθετείται συνήθως κατά την βέλτιστη σχεδίαση δρομέων υδροστροβίλων ή κατά τη μελέτη μη μόνιμων φαινομένων που προκαλούνται από την αλληλεπίδραση του δρομέα με τα σταθερά πτερύγια του διανομέα. Ειδικά σε αυτή τη περίπτωση, απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή ώστε οι οριακές συνθήκες που επιβάλλονται στα όρια του υπολογιστικού χωρίου να προσεγγίζουν σε ικανοποιητικό βαθμό το πεδίο ταχυτήτων της πραγματικής μηχανής, με σκοπό τον περιορισμό των πιθανών αποκλίσεων [82].



Εικόνα 3.6. (A) Εξεταζόμενα υπολογιστικά χωρία και (B) Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων συναρτήσει του υπολογιστικού χωρίου [87].

Η μοντελοποίηση της ροής σε ολόκληρο τον υδροστροβίλο εφαρμόζεται με σκοπό την αξιολόγηση της υδραυλικής συμπεριφοράς υδροστροβίλων καθώς και την πιστοποίηση βελτιώσεων στον βαθμό απόδοσης ύστερα από αλλαγές στη γεωμετρία (Εικόνα 3.7) [82,85,91-93]. Η εφαρμογή αυτή είναι σχετικά περιορισμένη στη βιβλιογραφία αλλά παρατηρείται σε ένα εύρος διαφορετικών ειδικών αριθμών στροφών, είτε σε πρωτότυπες μηχανές ή σε εργαστηριακά μοντέλα [59,94-108]. Στον Πίνακα 3.1 συνοψίζονται οι κυριότερες εφαρμογές προσομοίωσης της ροής σε ολόκληρους τους υδροστροβίλους.



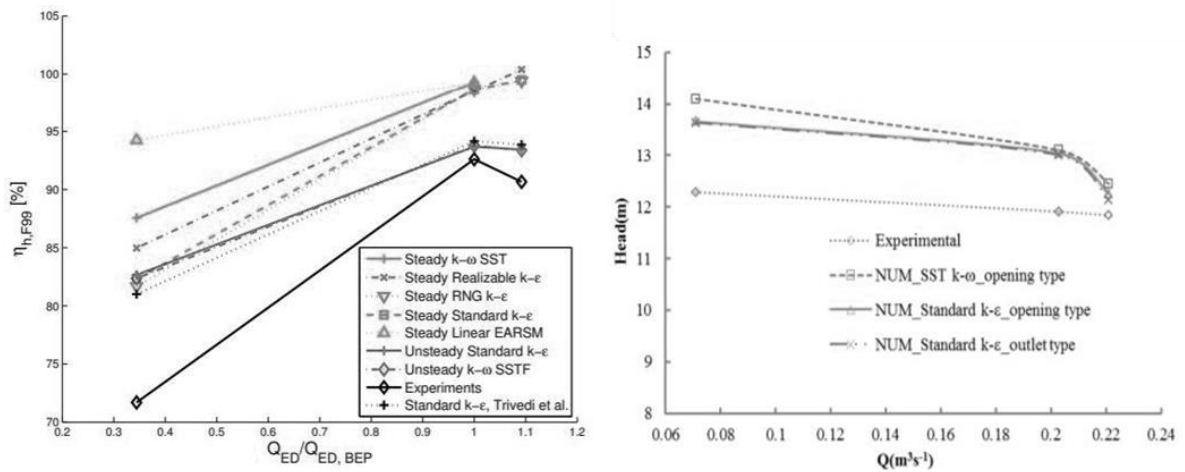
Εικόνα 3.7. Υπολογιστικό χωρίο πλήρους υδροστροβίλου [97].

Στη μελέτη της ροής σε υδροστροβίλους αντίδρασης, ιδιαίτερος σημαντικό ρόλο παίζει η μοντελοποίηση της τύρβης. Συγκεκριμένα, το μοντέλο τύρβης που επιλέγεται μπορεί να έχει σημαντική επίδραση στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων ανάλογα με τον τύπο της υπό μελέτης μηχανής, τον ειδικό αριθμό στροφών και το σημείο λειτουργίας. Με την ανάπτυξη νέων μοντέλων και την εξέλιξη των Η/Υ είναι δυνατό να μοντελοποιηθούν ροϊκά φαινόμενα μεγαλύτερης πολυπλοκότητας με βελτιωμένη ακρίβεια [90,96,109]. Η έρευνα στον τομέα αυτό συνεχίζεται με σκοπό την περαιτέρω βελτίωση των αποτελεσμάτων [110].

Πιο συγκεκριμένα, οι περισσότερες εφαρμογές στη βιβλιογραφία αφορούν την χρήση μοντέλων RANS, στις οποίες υπολογίζεται η ακρίβεια των αποτελεσμάτων ανάλογα με το επιλεγμένο μοντέλο και συγκρίνεται με τα αντίστοιχα πειραματικά. Από τη σύγκριση σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας προκύπτουν τα παρακάτω: (i) η μεγαλύτερη ακρίβεια επιτυγχάνεται κοντά στην περιοχή του ονομαστικού σημείου λειτουργίας, όπου το σφάλμα υπολογίζεται $< 1\%$, (ii) το σφάλμα αυξάνει σημαντικά στα μερικά φορτία και αγγίζει το 10% και (iii) το σφάλμα στο υδραυλικό ύψος είναι εντονότερο και κυμαίνεται από 4% στην περιοχή του ονομαστικού σημείου λειτουργίας έως 14% στα μερικά φορτία (Εικόνα 3.8). Κυριότερος παράγοντας για αυτές τις αποκλίσεις αποτελεί η υπερεκτίμηση των απωλειών συνεκτικότητας. Συγκεκριμένα, στα μοντέλα RANS δεν μοντελοποιούνται όλες οι διαφορετικές τυρβώδεις κλίμακες μήκους της ροής, με αποτέλεσμα την ταχύτερη διάχυση ενέργειας. Οι αδυναμίες αυτές γίνονται περισσότερο αισθητές στη ροή στον αγωγό απαγωγής υπό μερικά φορτία, η οποία λόγω της υψηλής συστροφής χαρακτηρίζεται από αστάθεια, δευτερεύουσες ροές, υψηλές διατμητικές τάσεις και στροβιλότητα.

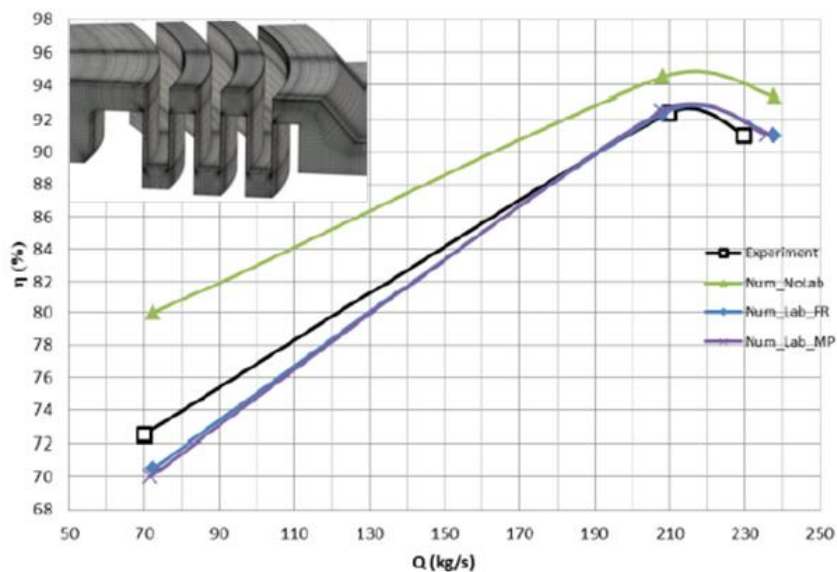
Πίνακας 3.1. Πρόσφατες δημοσιεύσεις με εφαρμογές μοντέλων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής για την ανάλυση της ροής σε υδροστροβίλους Francis.

#	Ref	n_{11}	Q_{11}	η [%]	ν	n_s	Έτος	Οριακή συνθήκη	Μοντέλο τύρβης	Επιλύτης	Τύπος Ανάλυσης	Σύζευξη p-v	Χρονικό βήμα
1	[105]	30.9	0.42	94.75	0.138	66.2	2020	Πίεση εισόδου - outflow	k-ε rng	N.A.	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο	SimpleC	-
2	[97]	33.8	0.47	93.4	0.148	70.5	2013	Παροχή εισόδου - πίεση εξόδου	k-ε, k-ω sst	CFX	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο	Coupled	0.5°
3	[100]	36.8	0.55	90	0.19	81.0	2006	Ταχύτητα εισόδου - πίεση εξόδου	k-ε	CFX	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο	Coupled	0.5°
4	[94]	69.1	0.281	N.A.	0.232	105.3	2012	Παροχή εισόδου -πίεση εξόδου	k-ω sst	OF	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο	PISO	1°
5	[99]	50.9	0.588	91.75	0.247	117.1	2018	Παροχή εισόδου - πίεση εξόδου	k-ω sst, SAS	CFX	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο, μόνιμο	Coupled	0.9°
6	[96]	65.0	0.42	93.6	0.267	127.6	2010	Προφίλ ταχυτήτων στην είσοδο - μηδενική κλίση στην έξοδο	k-ε, k-ω sst	CFX	Πλήρες μοντέλο, μόνιμο	Coupled	-
7	[59]	54.1	0.63	92	0.272	128.8	2019	Παροχή εισόδου - πίεση εξόδου	k-ε, k-ω sst, DES	CFX	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο, μόνιμο	Coupled	0.5-0.96°
8	[104]	77.4	0.34	90	0.285	133.7	2011	Παροχή εισόδου - πίεση εξόδου	k-ω sst	CFX	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο	Coupled	1°
9	[95]	65.0	0.73	92	0.352	180.0	2007	Παροχή εισόδου - πίεση εξόδου	k-ε	STAR	Πλήρες μοντέλο, μόνιμο	N,A	N.A
10	[108]	68.8	0.718	95.4	0.369	178.3	2021	Πίεση εισόδου - πίεση εξόδου	k-ω sst	CFX	Πλήρες μοντέλο, μόνιμο	Coupled	-
11	[106]	N.A.	N.A.	92.89	0.374	178.1	2021	Διάνυσμα ταχυτήτων εισόδου - πίεση εξόδου	DES	CFX	Χωρίς κέλυφος, μη μόνιμο	Coupled	2°
12	[98]	75.0	0.79	95.5	0.423	204.4	2015	Πίεση εισόδου - πίεση εξόδου	DES	Fluent	Χωρίς κέλυφος, μη μόνιμο	SimpleC	0.75°
13	[102]	81.0	0.551	94	0.445	213.4	2013	Πίεση εισόδου - πίεση εξόδου	k-ω sst	CFX	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο, μόνιμο	Coupled	1°
14	[107]	78.83	1.08	93.2	0.519	247.7	2021	Πίεση εισόδου - πίεση εξόδου	LES	Fluent	Πλήρες μοντέλο, μη μόνιμο, μόνιμο	SimpleC	3°
15	[101]	77.9	1.19	94	0.56	257.9	2007	Προφίλ ταχυτήτων στην είσοδο - μηδενική κλίση στην έξοδο	k-ε	CFX	Δρομέας και αγωγός απαγωγής	Coupled	1°
16	[103]	78.8	1.62	94	0.635	304.5	2012	Πίεση εισόδου - πίεση εξόδου	k-ε	CFX	1 κανάλι περυγίου (b2b)	Coupled	-

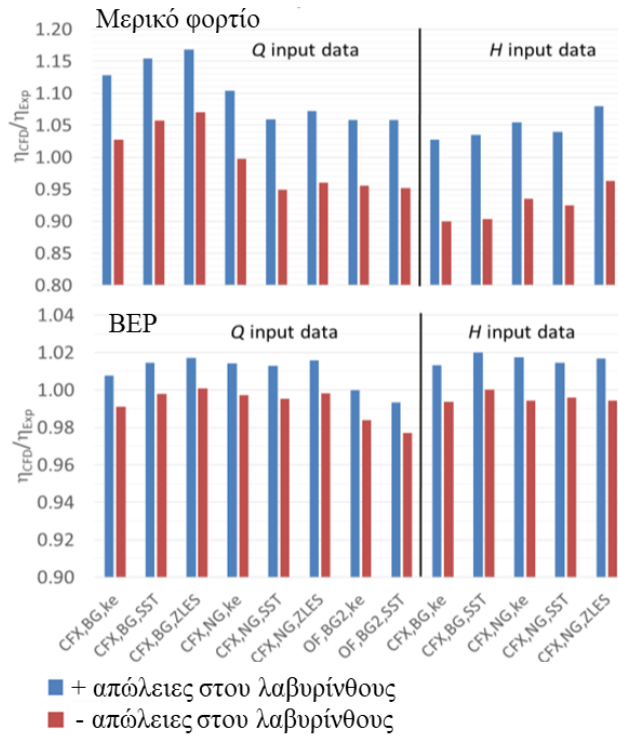


Εικόνα 3.8. Επίδραση του αριθμητικού μοντέλου στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης (αριστερά) και στο υδραυλικό ύψος (δεξιά), συναρτήσει του φορτίου υδροστροβίλου Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών και σύγκριση με πειραματικά αποτελέσματα [93,111].

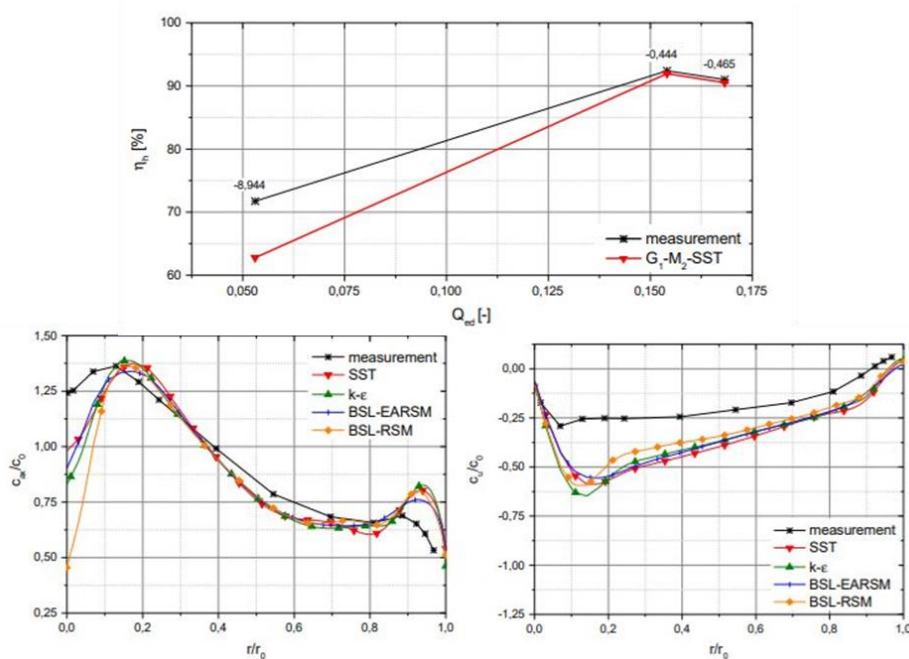
Η ακρίβεια των αριθμητικών αποτελεσμάτων μπορεί επίσης να επηρεαστεί σε μεγάλο βαθμό από τις απώλειες στους λαβυρίνθους, οι οποίες κυμαίνονται από ~1-3% στους υδροστροβίλους υψηλού αριθμού στροφών, ενώ αγγίζουν το 10% σε υδροστροβίλους χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών ανάλογα με το σημείο λειτουργίας (Εικόνα 3.9) [39]. Όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.10, το μοντέλο k- ω sst εμφανίζει το μικρότερο σφάλμα συγκριτικά με τα υπόλοιπα μοντέλα που χρησιμοποιούνται στη βιβλιογραφία, ακόμα και όταν συμπεριλαμβάνονται οι απώλειες στους λαβυρίνθους. Ομοίως, με το μοντέλο k- ω sst επιτυγχάνεται μεγαλύτερη ακρίβεια στο πεδίο ταχυτήτων κατάντη του δρομέα, γεγονός ιδιαίτερως σημαντικό για την σωστή μοντελοποίηση της ροής στον αγωγό απαγωγής (Εικόνα 3.11).



Εικόνα 3.9. Επίδραση των λαβυρίνθων στον βαθμό απόδοσης υδροστροβίλου Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών ($n_q=23,6$) [112].



Εικόνα 3.10. Επίδραση του αλγόριθμου επίλυσης, του μοντέλου τύρβης και των λαβυρίνθων στα αριθμητικά αποτελέσματα [113].



Εικόνα 3.11. Επίδραση του μοντέλου τύρβης στο πεδίο ταχυτήτων κατάντη του δρομέα και σύγκριση με πειραματικά δεδομένα [87].

Από τα δεδομένα της βιβλιογραφίας επισημαίνονται οι δυνατότητες και οι αδυναμίες των αλγορίθμων με κυριότερη την αποτυχία ακριβούς προσέγγισης του πεδίου ροής στον αγωγό απαγωγής.

Η αδυναμία αυτή μπορεί να αντιμετωπιστεί με τη χρήση ακριβέστερων μοντέλων τύρβης, όπως το μοντέλο μεγάλων δινών, με παράλληλη όμως αύξηση του υπολογιστικού κόστους. Το παραπάνω μπορεί να βελτιωθεί με τη χρήση υβριδικών παραλλαγών που συνδυάζουν μοντέλα δύο εξισώσεων κοντά στα τοιχώματα και το μοντέλο μεγάλων δινών μακριά από αυτά, αυξάνοντας έτσι την ακρίβεια και ελαχιστοποιώντας το υπολογιστικό κόστος.

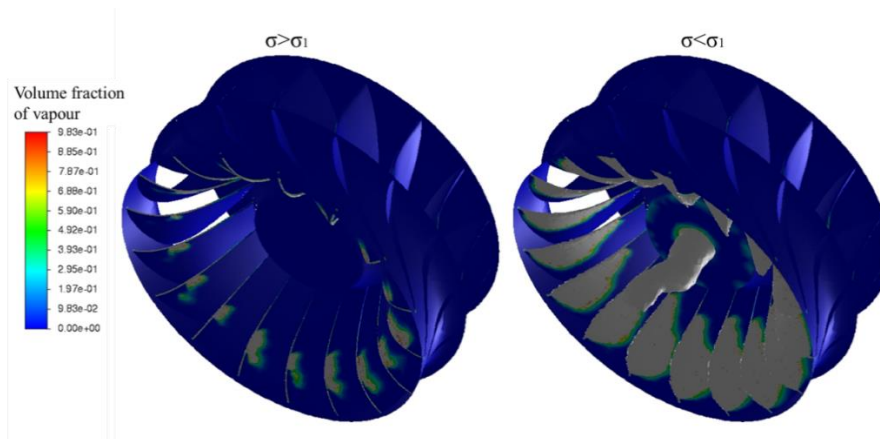
Με την περαιτέρω ανάπτυξη των Η/Υ και την αύξηση της διαθέσιμης υπολογιστικής ισχύος, εμφανίζονται πιο πρόσφατα στη βιβλιογραφία σύνθετες αναλύσεις [41,99,103,114-118]. Χαρακτηριστικά παραδείγματα των αναλύσεων αυτών είναι η μοντελοποίηση της ροής σε συνθήκες σπηλαίωσης, κατά την απόρριψη φορτίου, κατά την εκκίνηση της μηχανής και κατά την αλλαγή σημείου λειτουργίας, που σκοπό έχουν την εις βάθος κατανόηση της ροής μέσα στην μηχανή και την αποτίμηση των δυσμενών επιπτώσεων των μη μόνιμων φαινομένων στα επιμέρους τμήματα της μηχανής.

3.3. Μελέτη σπηλαίωσης και μη μόνιμων φαινομένων

Η μελέτη των φαινομένων σπηλαίωσης, της αλληλεπίδρασης των σταθερών-κινούμενων πτερυγίων και κατ' επέκταση των επαγόμενων ταλαντώσεων πίεσης παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον λόγω της επίδρασης τους στον κύκλο ζωής του εξοπλισμού στους υδροστροβίλους αντίδρασης καθώς και στις αναστρέψιμες μηχανές, όπου ανάντη του δρομέα παρεμβάλλεται η στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων [66,80]. Ειδικά στην περίπτωση της σπηλαίωσης, απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή κατά την φάση του σχεδιασμού τόσο του υδροηλεκτρικού σταθμού όσο και του ίδιου του υδροστροβίλου, με σκοπό τον μετριασμό των δυσμενών επιπτώσεων. Για την αποφυγή ιδιαίτερα χαμηλών πιέσεων στο εσωτερικό της μηχανής, τα εργαλεία υπολογιστικής ρευστομηχανικής μπορούν να χρησιμοποιηθούν ώστε να καθοδηγήσουν τη σχεδίαση και να αποφευχθούν οι συνθήκες ροής που μπορεί να προκαλέσουν φθορά [119]. Για την μοντελοποίηση της σπηλαίωσης στην πλειοψηφία των περιπτώσεων χρησιμοποιούνται μοντέλα που βασίζονται στις εξισώσεις μεταφοράς και στην εξίσωση Rayleigh-Plesset για τον προσδιορισμό του ρυθμού μεταφοράς μάζας κατά την ατμοποίηση ή συμπύκνωση του υγρού. Σε πλήθος δημοσιεύσεων εφαρμόζεται το ομογενές πολυφασικό μοντέλο για την μοντελοποίηση διαφόρων τύπων σπηλαίωσης, όπως την σπηλαίωση εισόδου, την σπηλαίωση εξόδου και τον καθορισμό της παραμέτρου σπηλαίωσης, επιτρέποντας την ακριβή πρόλεξη του πεδίου πίεσης στο πτερύγιο του δρομέα και γενικότερα την αναμενόμενη συμπεριφορά και εξέλιξη του φαινομένου σε διαφορετικές συνθήκες [120-123].

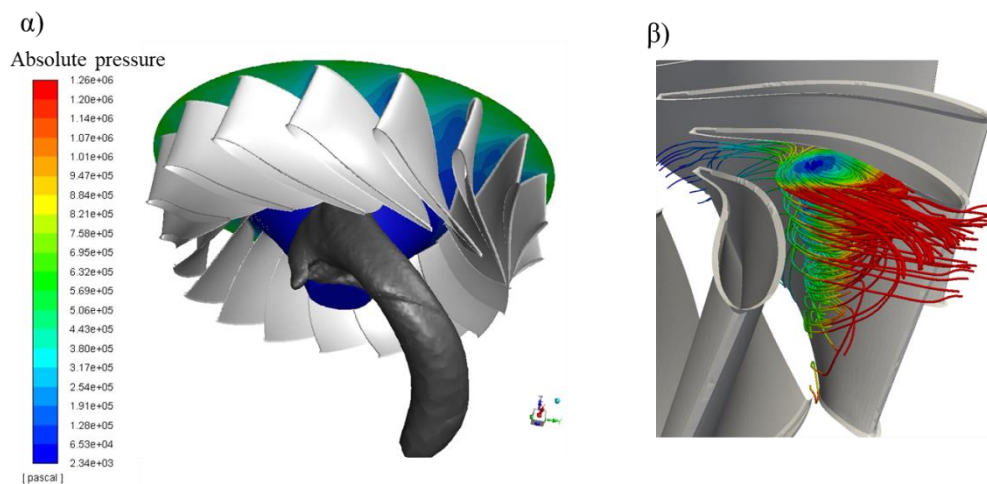
Πιο συγκεκριμένα, σε αριθμητικές μελέτες όπου σταδιακά μειώνεται ο αριθμός Thoma παρατηρείται η σταδιακή εμφάνιση περιοχής σπηλαίωσης κατάντη του κωνικού τμήματος της πλήμνης, η οποία σταδιακά αναπτύσσεται προς τα πτερύγια, την ακμή εξόδου αλλά και την πλευρά υποπίεσης των πτερυγίων του δρομέα (Εικόνα 3.12) [124,125]. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατό να

προσδιοριστούν οι περιοχές της γεωμετρίας που είναι περισσότερο επιρρεπείς στην ανάπτυξη σπηλαιώσης και να αντιμετωπιστούν με κατάλληλες σχεδιαστικές παρεμβάσεις.



Εικόνα 3.12. Μοντελοποίηση σπηλαιώσης σε δρομέα υδροστροβίλου Francis μέσω ειδικού αριθμού στροφών για διαφορετικούς αριθμούς Thoma, σ . Με την μείωση του αριθμού σ , η περιοχή σπηλαιώσης αυξάνεται και οδηγεί σε πτώση του βαθμού απόδοσης [37].

Όπως παρουσιάστηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, η λειτουργία των υδροστροβίλων εκτός του κανονικού σημείου λειτουργίας οδηγεί στην εμφάνιση διαφόρων ροϊκών φαινομένων που χαρακτηρίζονται από υψηλή αστάθεια και ανομοιομορφία και μπορούν να προκαλέσουν ταλαντώσεις, φθορά λόγω σπηλαιώσης και κόπωση των μηχανολογικών εξαρτημάτων. Τα σημαντικότερα από τα φαινόμενα αυτά είναι η δίνη σπηλαιώσης στον αγωγό απαγωγής που εμφανίζεται σε μερικά φορτία και η δίνη μεταξύ των πτερυγίων που εμφανίζεται κατά τη λειτουργία του υδροστροβίλου με κρούση στην είσοδο (Εικόνα 3.13).



Εικόνα 3.13. (α) Παράδειγμα σχηματισμού στήλης σπηλαιώσης σε υδροστροβίλο Francis για λειτουργία σε μερικά φορτία, (β) Παράδειγμα σχηματισμού δίνης μεταξύ των πτερυγίων του δρομέα εξαιτίας εισόδου της ροής με κρούση για υδραυλικά ύψη μεγαλύτερα του κανονικού [37].

Με σκοπό την κατανόηση των χαρακτηριστικών των ροών αυτών γίνεται χρήση τόσο πειραματικών μελετών όσο και αριθμητικών μοντέλων. Στην περίπτωση της ροής στον αγωγό απαγωγής, υπάρχουν πολλές πρόσφατες δημοσιεύσεις που χρησιμοποιούν εργαλεία υπολογιστικής ρευστομηχανικής με σκοπό την περαιτέρω κατανόηση των μηχανισμών που οδηγούν στην ανάπτυξη του φαινομένου. Ανάλογα με τη μέθοδο μοντελοποίησης, έχει παρατηρηθεί καλή συσχέτιση μεταξύ των αριθμητικών και των πειραματικών ταλαντώσεων πίεσης και συχνοτήτων [126].

Για την απλοποίηση του αριθμητικού μοντέλου και τον περιορισμό του υπολογιστικού χρόνου που είναι απαραίτητος για την εξέλιξη του φαινομένου, το μοντέλο μπορεί να απλοποιηθεί αγνοώντας στην προσομοίωση τα ανάντη εξαρτήματα. Σε πολλές περιπτώσεις παρατηρείται η μοντελοποίηση μόνο του αγωγού απαγωγής, κάτι που προϋποθέτει την διαθεσιμότητα του πεδίου ταχυτήτων στην είσοδο του υπολογιστικού χωρίου με μεγάλη ακρίβεια, ώστε να είναι εφικτή η ακριβής αποτύπωση και εξέλιξη του φαινομένου. Οι σωστές οριακές συνθήκες μπορούν να προσδιοριστούν ύστερα από εργαστηριακές μετρήσεις είτε από αναλυτικές προσομοιώσεις που περιλαμβάνουν ολόκληρο τον υδροστρόβιλο [127-129], ή ένα τμήμα του διανομέα και του δρομέα, επιβάλλοντας τις περιφερειακά μέσες τιμές του πεδίου στις διεπιφάνειες μεταξύ των κινητών και σταθερών τμημάτων [130,131]. Ωστόσο η μέθοδος αυτή τείνει να υποεκτιμά το πλάτος ταλάντωσης της πίεσης στα πτερύγια καθώς αγνοείται η πλήρης αλληλεπίδραση των κινητών και των σταθερών τμημάτων.

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, ιδιαίτερος σημαντικό στη μοντελοποίηση της ροής στον αγωγό απαγωγής είναι η επιλογή του μοντέλου τύρβης καθώς και του αριθμητικού πλέγματος. Σε γενικές γραμμές, ακόμα και με απλούστερα μοντέλα δύο εξισώσεων, είναι δυνατό να προσεγγιστούν οι συχνότητες των επαγόμενων ταλαντώσεων. Ωστόσο, μόνο όταν το πλέγμα είναι επαρκώς πυκνό και χρησιμοποιούνται ακριβέστερα μοντέλα τύρβης μειώνεται σημαντικά το σφάλμα στον υπολογισμό του πλάτους των ταλαντώσεων [132,133]. Με αραιό πλέγμα προκαλείται ταχύτερη απόσβεση των τυρβωδών δομών και δινών οδηγώντας στον υπολογισμό ταλαντώσεων χαμηλότερου πλάτους [134]. Ομοίως, με την χρήση ακριβέστερων μοντέλων τύρβης, όπως των υβριδικών μοντέλων, έχει επιτευχθεί καλύτερη συμφωνία με πειραματικά δεδομένα [98,135-137].

Για την κατανόηση του μηχανισμού εμφάνισης της δίνης μεταξύ των πτερυγίων, πολλοί ερευνητές εξετάζουν την χρήση πολυφασικών μοντέλων σε υδροστροβίλους Francis. Για τον ακριβή υπολογισμό της περιοχής χαμηλής πίεσης που αναπτύσσεται στον πυρήνα της δίνης απαιτούνται επίσης σχετικά πυκνά πλέγματα. Ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας, η περιοχή εμφάνισης της δίνης μπορεί να μετατοπιστεί προς την έξοδο του δρομέα ή προς την περιοχή της στεφάνης. Επιπροσθέτως, η εμφάνιση της δίνης μπορεί να συσχετιστεί με επιμέρους δευτερεύουσες ροές είτε λόγω αποκολλήσεων από την είσοδο της ροής με σημαντική κρούση ή λόγω αναστροφής ροής που εκτείνεται από τον αγωγό απαγωγής ως την περιοχή μεταξύ των πτερυγίων [59,138,139]. Όπως και στην περίπτωση της δίνης σπηλαίωσης, το επιλεγμένο μοντέλο τύρβης επηρεάζει σημαντικά την ακρίβεια των μη μόνιμων

χαρακτηριστικών του φαινομένου και βελτιώνεται σημαντικά με τη χρήση των υβριδικών μοντέλων [140].

3.4. Σχεδίαση υδροστροβίλων

3.4.1. Παραδοσιακές τεχνικές σχεδίασης υδροστροβίλων

Η σχεδίαση τόσο των δρομέων υδροστροβίλων όσο και των επιμέρους τμημάτων τους βασίζεται στην επιλογή του επιθυμητού σημείου λειτουργίας που χαρακτηρίζεται από την παροχή Q και το υδραυλικό ύψος H , ενώ επιδιώκεται παράλληλα το σημείο αυτό να συμπίπτει με το σημείο μέγιστου βαθμού απόδοσης της μηχανής. Για το σκοπό αυτό οι παραδοσιακές τεχνικές στηρίζονται στο συνδυασμό απλουστευμένων εξισώσεων ροής και στατιστικών συσχετίσεων βασιζόμενες παράλληλα και σε εμπειρικά δεδομένα και επιτυχημένες σχεδιάσεις. Επιπροσθέτως, σημαντική παράμετρος σχεδιασμού, όπως φάνηκε και από την ανάλυση των προηγούμενων ενοτήτων, είναι η λειτουργία χωρίς σπηλαιώση που θέτει συγκεκριμένες απαιτήσεις και περιορισμούς. Κατά τη λειτουργία σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας και σε μεγαλύτερο εύρος συνθηκών, αναπόφευκτα ο υδροστροβίλος θα περάσει από συνθήκες μη ευνοϊκές όσο αφορά την ανάπτυξη σπηλαιώσης. Για τον λόγο αυτό, η σχεδίαση θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε να επιτυγχάνονται οι λειτουργικές απαιτήσεις χωρίς την ανάπτυξη έντονων φαινομένων σπηλαιώσης, που μπορεί να έχουν αρνητικές επιπτώσεις στη λειτουργία του υδροστροβίλου.

Σκοπός μίας σχεδίασης υδροστροβίλου είναι να επιτευχθεί το επιθυμητό σημείο λειτουργίας με όσο το δυνατό υψηλότερο βαθμό απόδοσης, ενώ ταυτόχρονα διατηρείται μικρό μέγεθος μηχανής, μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής για το ίδιο υδραυλικό ύψος, και τελικά χαμηλότερο κόστος κατασκευής. Η υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής, εκτός από μικρότερο μέγεθος υδροστροβίλου, οδηγεί και σε μικρότερο μέγεθος γεννήτριας επιτρέποντας περαιτέρω μείωση του κόστους. Παρόλ' αυτά, στα παραπάνω θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη ότι η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής οδηγεί σε χειρότερη συμπεριφορά ως προς την σπηλαιώση, ενώ παράλληλα αυξάνεται το κόστος συντήρησης και μειώνεται ο συνολικός χρόνος ζωής του ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού. Από τα παραπάνω γίνεται εμφανές ότι η σχεδίαση υδροστροβίλων είναι ένα σύνθετο πρόβλημα με αντικρουόμενους πολλές φορές στόχους, όπου απαιτείται στάθμιση των επιμέρους επιδιώξεων και προσεκτική σχεδίαση ώστε να βρεθεί η βέλτιστη οικονομοτεχνικά λύση.

3.4.2. Σχεδίαση δρομέα

3.4.2.1. Επίδραση ειδικού αριθμού στροφών στην γεωμετρία του δρομέα

Καθοριστική παράμετρος για την μορφή του υδροστροβίλου αποτελεί ο ειδικός αριθμός στροφών, που όπως αναφέρθηκε προηγουμένως μπορεί να θεωρηθεί χαρακτηριστική ιδιότητα του. Ο αριθμός

αυτός εκφράζει την ταχύτητα περιστροφής γεωμετρικά όμοιου υδροστροβίλου με ονομαστικό σημείο λειτουργίας $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ και $H = 1 \text{ m}$. Με τον αριθμό αυτό και με τα αδιάστατα μεγέθη μπορούν περιγράψουν τα λειτουργικά χαρακτηριστικά γεωμετρικά όμοιων μηχανών ανεξαρτήτως του μεγέθους τους. Με την αύξηση του διαθέσιμου υδραυλικού ύψους για δεδομένη ισχύ και ταχύτητα περιστροφής, η ταχύτητα της ροής γίνεται υπέρμετρα υψηλή οδηγώντας σε σημαντικές υδραυλικές απώλειες εντός του υδροστροβίλου λόγω των αναλογικά μικρότερων διατομών. Επιπροσθέτως, σε μεγάλα υδραυλικά ύψη, αναπτύσσονται υψηλές στατικές πιέσεις οδηγώντας στην σχεδίαση υπερδιαστασιολογημένων εξαρτημάτων για την εξασφάλιση της στατικής τους επάρκειας με ταυτόχρονη αύξηση του κόστους. Παράλληλα, οι σημαντικές διαφορές στατικής πίεσης μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του δρομέα οδηγούν στην ανάπτυξη αυξημένων ογκομετρικών απωλειών και στην σχεδίαση σύνθετων λαβυρίνθων πολύ υψηλών ανοχών με ενδεχομένως προβληματική συντήρηση και συναρμογή μεταξύ κινητών και ακίνητων τμημάτων. Από τα παραπάνω γίνεται εμφανές ότι με την αύξηση του υδραυλικού ύψους και συνεπώς την μείωση του ειδικού αριθμού στροφών, γίνεται ασύμφορη η διαμόρφωση του δρομέα ως ολικής προσβολής και προτιμάται η συμμετοχή μόνο ενός μικρού τμήματος της μηχανής στην εναλλαγή ενέργειας. Αντίστοιχα, με την αύξηση της παροχής για δεδομένο υδραυλικό ύψος και ισχύ και άρα με την αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών, το πλάτος στην είσοδο του δρομέα αυξάνει, και καθώς γίνεται ανάλογο της διαμέτρου του δρομέα, η διαμόρφωση του γίνεται περισσότερο αξονική, ενώ η ακτινική συνιστώσα της ταχύτητας τείνει να εξαλειφθεί [141].

Οι αλλαγές στο υδραυλικό ύψος και τον ειδικό αριθμό στροφών έχουν επίσης επίπτωση και στην κλίση του τριγώνου ταχυτήτων στην είσοδο του δρομέα και επομένως στην μορφή των πτερυγίων. Για την αύξηση του υδραυλικού ύψους του δρομέα με σταθερή την ταχύτητα περιστροφής, απαιτείται αύξηση της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας, που οδηγεί σε αύξηση των γωνιών εισόδου ανεξάρτητα από τον τύπο του υδροστροβίλου. Πέραν ενός σημείου, το τρίγωνο ταχυτήτων στην είσοδο γίνεται αμβλυγώνιο και στην περίπτωση υδροστροβίλων Pelton η γωνία στην είσοδο φτάνει στις 180° . Επομένως, η διαθέσιμη υδραυλική πτώση είναι άμεσα συνδεδεμένη με την διαμόρφωση και την σχεδίαση του δρομέα.

Για τον καθορισμό των κύριων γεωμετρικών χαρακτηριστικών του δρομέα πρέπει αρχικά να συσχετιστούν οι χαρακτηριστικές διαστάσεις του με τον ειδικό αριθμό στροφών n_q (Εξίσωση 2.5), την περιφερειακή ταχύτητα u_1 και την ταχύτητα ροής στην είσοδο του αγωγού απαγωγής c_2 . Για το σκοπό αυτό, εισάγονται οι παρακάτω αδιάστατες παράμετροι

$$C_2 = \frac{c_2}{\sqrt{2gH}} \quad \text{Εξίσωση 3.1}$$

$$U_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} \quad \text{Εξίσωση 3.2}$$

Λαμβάνοντας υπόψη την αδιάστατη παράμετρο C_2 και την εξίσωση συνέχειας στην έξοδο του δρομέα με κατάλληλους μετασχηματισμούς προκύπτει:

$$Q = \frac{\pi D_{2e}^2}{4} c_2 = \frac{\pi D_1^2}{4} \left(\frac{D_{2e}}{D_1}\right)^2 C_2 \sqrt{2gH} \quad \text{Εξίσωση 3.3}$$

όπου D_{2e} η διάμετρος αναφοράς στην έξοδο του δρομέα και D_1 η διάμετρος στην είσοδο του δρομέα.

Με αναδιάταξη των όρων από την σχέση της περιφερειακής ταχύτητας U_1 προκύπτει:

$$U_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi D_1 n / 60}{\sqrt{2gH}} \Rightarrow D_1 = 60 U_1 \frac{\sqrt{2gH}}{\pi n} \quad \text{Εξίσωση 3.4}$$

Αντικαθιστώντας την Εξίσωση 3.4 στην εξίσωση συνέχειας, προκύπτει:

$$Q = \frac{\pi \left(60 U_1 \frac{\sqrt{2gH}}{\pi n}\right)^2}{4} \left(\frac{D_{2e}}{D_1}\right)^2 C_2 \sqrt{2gH}$$

Και τελικά ο ειδικός αριθμός στροφών n_q υπολογίζεται ως:

$$n_q = 178 \cdot U_1 \cdot \frac{D_{2e}}{D_1} \cdot \sqrt{C_2} \quad \text{Εξίσωση 3.5}$$

Από την Εξίσωση 3.5 φαίνεται ότι με την αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών αυξάνει και ο λόγος των διαμέτρων εισόδου και εξόδου μέχρι την εξίσωσή τους, όπου η διαμόρφωση του δρομέα γίνεται πλήρως αξονική. Περαιτέρω αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών οδηγεί σε αύξηση των παραμέτρων U_1 και C_2 .

Από την μελέτη των τρίγωνων ταχυτήτων φαίνεται ότι η αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών οδηγεί σε αύξηση της περιφερειακής ταχύτητας που τελικά για την ίδια παροχή οδηγεί σε μείωση των σχετικών γωνιών. Το παραπάνω προκύπτει και από την εξίσωση Euler, η οποία συσχετίζει την αύξηση της περιφερειακής ταχύτητας με τη μείωση της περιφερειακής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας και συνεπώς με τη μείωση της κλίσης των σχετικών ταχυτήτων.

Τέλος, από την Εξίσωση 3.5 φαίνεται ότι με την αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών αυξάνεται και η ταχύτητα στην έξοδο του δρομέα και συνεπώς το ποσοστό της ενέργειας που διαφεύγει αναξιοποίητη, με αποτέλεσμα σταδιακά να αυξάνεται η σημασία του αγωγού απαγωγής και η συνεισφορά του στην ενεργειακή εναλλαγή.

Για την σχεδίαση του μεσημβρινού καναλιού και τη καλύτερη συσχέτισή του με τον ειδικό αριθμό στροφών χρησιμοποιείται εναλλακτικά η αδιάστατη παράμετρος του ειδικού αριθμού περιστροφής ν που ορίζεται από την εξίσωση:

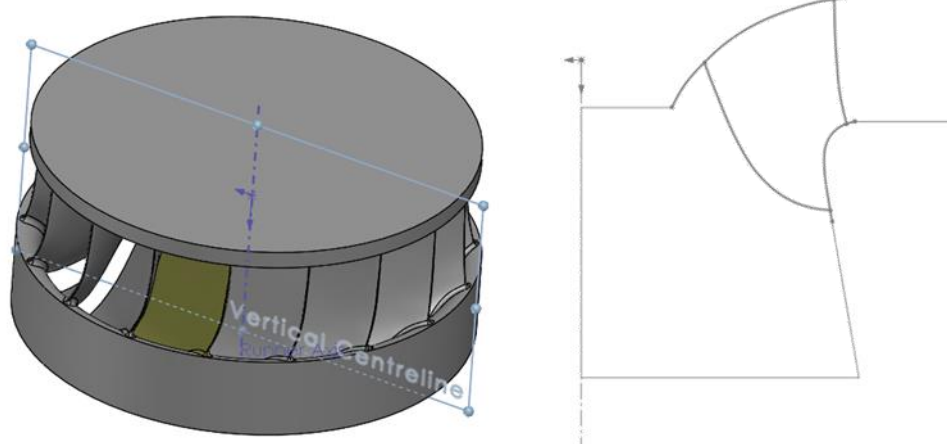
$$v = \omega \frac{(Q/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}}$$

Εξίσωση 3.6

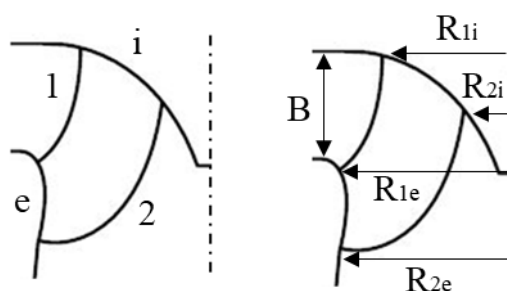
όπου ω η ταχύτητα περιστροφής (rad/s), Q η παροχή (m^3/s) και H το υδραυλικό ύψος (m).

3.4.2.2. Καθορισμός μεσημβρινής τομής δρομέα

Στους δρομείς των υδροστροβίλων Francis τα πτερύγια περικλείονται εντός του καναλιού ροής στο χώρο που ορίζεται από τις εκ περιστροφής επιφάνειες της πλήμνης και της στεφάνης. Στην περίπτωση αυτή, το μεσημβρινό κανάλι ροής προκύπτει από την εκ περιστροφής προβολή στο επίπεδο των ακμών εισόδου και εξόδου, καθώς και την τομή των εκ περιστροφής επιφανειών της πλήμνης και της στεφάνης με το επίπεδο (Εικόνες 3.14- 3.15).



Εικόνα 3.14. Δρομέας υδροστροβίλου Francis και αντίστοιχη μεσημβρινή τομή.



Εικόνα 3.15. Μεσημβρινό κανάλι ροής δρομέα και οι βασικές διαστάσεις του.

Για την επιλογή των βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών χρησιμοποιούνται συσχετίσεις των διαφόρων παραμέτρων και της ειδικής ταχύτητας περιστροφής, ενώ όλες οι παράμετροι αδιαστατοποιούνται ως προς την ακτίνα αναφοράς του δρομέα R_{2e} . Η ακτίνα αναφοράς του δρομέα ορίζεται ως το σημείο τομής της ακμής εξόδου με την στεφάνη και καθορίζει το μέγεθος του

μεσημβρινού καναλιού (Εικόνα 3.15). Η προκαταρκτική επιλογή της ακτίνας αναφοράς γίνεται χρησιμοποιώντας την εξίσωση ορισμού της αδιάστατης παραμέτρου παροχής Φ_{2e} :

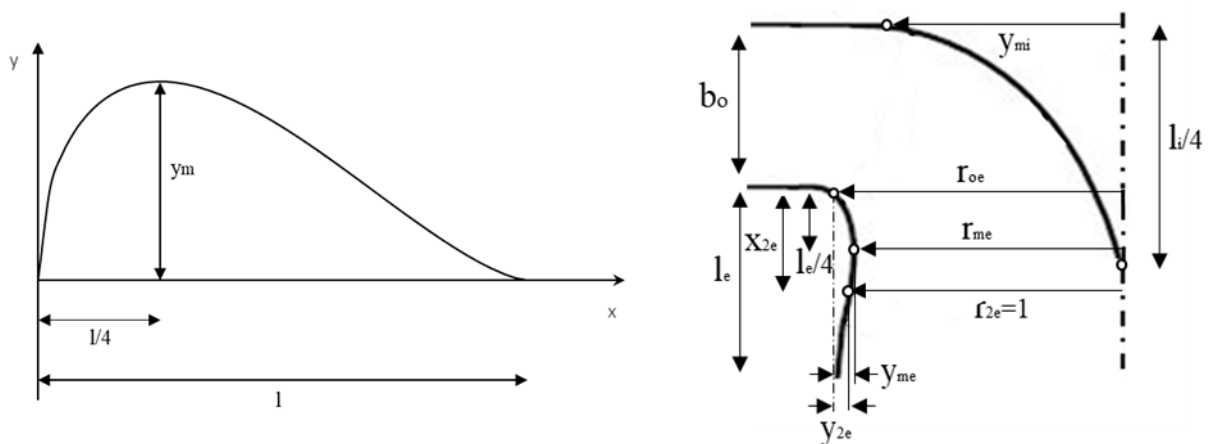
$$\Phi_{2e} = \frac{Q}{\pi \omega R_{2e}^3} \quad \text{Εξίσωση 3.7}$$

Απ' την οποία προκύπτει :

$$R_{2e} = \left(\frac{Q/\pi}{\Phi_{2e} \omega} \right)^{1/3} \quad \text{Εξίσωση 3.8}$$

Το σχήμα του μεσημβρινού καναλιού προκύπτει χρησιμοποιώντας αδιάστατες συναρτήσεις που συσχετίζουν τις βασικές διαστάσεις με τον ειδικό αριθμό περιστροφής. Πιο συγκεκριμένα, η καμπύλη της πλήμνης και της στεφάνης περιγράφεται από την Εξίσωση 3.9 (Εικόνα 3.16) [142]:

$$\frac{y}{y_m} = 3.08 \left(1 - \frac{x}{l}\right) \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)} \quad \text{Εξίσωση 3.9}$$



Εικόνα 3.16. Διαμόρφωση καμπυλών πλήμνης και στεφάνης και μεσημβρινή τομή με γεωμετρικές παραμέτρους.

Οι υπόλοιπες παράμετροι που καθορίζουν το μεσημβρινό κανάλι συσχετίζονται με τον ειδικό αριθμό περιστροφής ν σύμφωνα με τις Εξισώσεις 3.10-3.17 (Εικόνα 3.17):

$$b_o = 0.8 \cdot (2 - \nu) \cdot \nu \quad \text{Εξίσωση 3.10}$$

$$r_{oi} = y_{mi} = 0.7 + \frac{0.16}{\nu + 0.08} \quad \text{Εξίσωση 3.11}$$

$$r_{oe} = \begin{cases} r_{1i} = \frac{0.493}{v^{2/3}}, x \leq 0.275 \\ 1.255 - 0.3 \cdot v, x > 0.275 \end{cases} \quad \text{Εξίσωση 3.12}$$

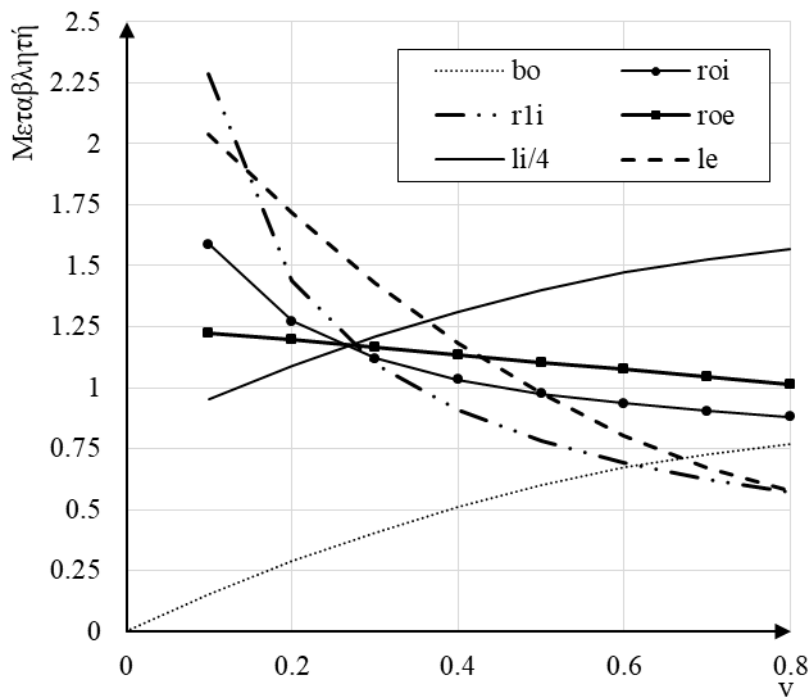
$$l_i = 3.2 + 3.2 \cdot (2 - v) \cdot v \quad \text{Εξίσωση 3.13}$$

$$l_e = 2.4 - 1.9 \cdot (2 - v) \cdot v \quad \text{Εξίσωση 3.14}$$

$$x_{2e} = 0.5 \quad \text{Εξίσωση 3.15}$$

$$y_{2e} = r_{oe} - 1 \quad \text{Εξίσωση 3.16}$$

$$r_{me} = r_{oe} - y_{me} \quad \text{Εξίσωση 3.17}$$



Εικόνα 3.17. Μεταβολή των βασικών γεωμετρικών παραμέτρων συναρτήσει του ειδικού αριθμού περιστροφής.

Για τον πλήρη καθορισμό της μεσημβρινής τομής είναι απαραίτητο να προσδιοριστούν οι ακμές εισόδου 1 και εξόδου 2 (Εικόνα 3.15). Για το σκοπό αυτό είναι απαραίτητος ο προσδιορισμός των σημείων τομής των ακμών αυτών με τη πλήμνη i και τη στεφάνη e . Η αρχική επιλογή της ακτίνας αναφοράς γίνεται από την εξίσωση ορισμού της αδιάστατης παραμέτρου παροχής (Εξίσωση 3.7), θεωρώντας $\Phi_{2e} = 0.27$.

$$R_{2e} = \left(\frac{Q/\pi}{\Phi_{2e}\omega} \right)^{1/3} \quad \text{Εξίσωση 3.18}$$

Η τιμή αυτή θεωρείται αντιπροσωπευτική για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου, ανεξαρτήτως του ειδικού αριθμού στροφών. Ομοίως, το σημείο τομής της πλήμνης με την ακμή εισόδου καθορίζεται από την αδιάστατη παράμετρο ύψους Ψ_{1i} :

$$\Psi_{1i} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{(\omega \cdot R_{1i})^2} \Rightarrow R_{1i} = \left(\frac{2 \cdot g \cdot H}{\omega^2 \cdot \Psi_{1i}} \right)^{1/2} \quad \text{Εξίσωση 3.19}$$

όπου από πλήθος διαφορετικών υδροστροβίλων και ειδικών αριθμών στροφών η παράμετρος αυτή παίρνει τιμές 1.65-2.

3.4.2.3. Υπολογισμός γωνιών εισόδου-εξόδου

Με δεδομένη την χάραξη της μεσημβρινής τομής και τον καθορισμό των βασικών γεωμετρικών παραμέτρων, για την πλήρη σχεδίαση των πτερυγίων του δρομέα απαιτείται επιπλέον ο καθορισμός των γωνιών εισόδου και εξόδου συναρτήσει του κανονικού σημείου λειτουργίας της μηχανής και του ειδικού αριθμού στροφών. Για το σκοπό αυτό, θεωρείται ότι στην έξοδο η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας C_{u2} δεν είναι μηδενική, αλλά διατηρείται μικρή ούτως ώστε να ελαχιστοποιούνται οι απώλειες και να επιτυγχάνεται υψηλός βαθμός ανάκτησης ενέργειας στον αγωγό απαγωγής. Έτσι, αν θεωρήσουμε για την μέση γραμμή ροής μία μικρή τιμή $C_{u2(m)}$, αυτή θα επιτυγχάνεται για μία συγκεκριμένη θέση των ρυθμιστικών πτερυγίων, τα οποία κατ' επέκταση επιβάλλουν στις υπόλοιπες γραμμές ροής συγκεκριμένες τιμές της C_{u2} .

Όπως προηγουμένως, με αφετηρία την εξίσωση Euler για στροβιλομηχανές θα έχουμε:

$$H_u = \frac{1}{g} (U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) \quad \text{Εξίσωση 3.20}$$

όπου H_u το καθαρό υδραυλικό ύψος, U_1 , U_2 η περιφερειακή ταχύτητα στην είσοδο 1 και έξοδο 2 και C_{u1} , C_{u2} η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο 1 και έξοδο 2 αντίστοιχα.

Χρησιμοποιώντας τις αδιάστατες εκφράσεις των ταχυτήτων: $v = V/\sqrt{2gH_o}$ η εξίσωση Euler μετασχηματίζεται:

$$\frac{H_u}{2H_o} = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) = \frac{\eta_h}{2} \quad \text{Εξίσωση 3.21}$$

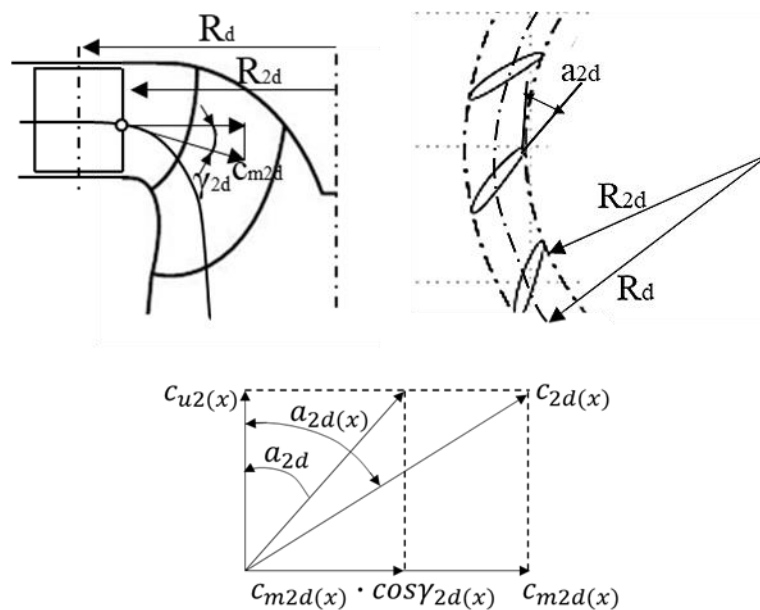
όπου η_h ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης.

Με δεδομένο ότι η επίδραση της συνεκτικότητας θεωρείται αμελητέα, στο τμήμα του μεσημβρινού καναλιού από την έξοδο των ρυθμιστικών περυγίων μέχρι την είσοδο του δρομέα θα ισχύει: $u \cdot c_u = const$ λόγω διατήρησης της συστροφής.

Επομένως, μπορούμε να αντικαταστήσουμε τις τιμές στη θέση 1 με τις τιμές 2d που αντιστοιχούν στην έξοδο των ρυθμιστικών περυγίων και η Εξίσωση 3.21 μετασχηματίζεται ως:

$$\eta_h = 2(u_{2d}c_{u2d} - u_2c_{u2})$$

Όπου $u_{2d} = \frac{U_{2d}}{\sqrt{2gH_0}} = \frac{\omega \cdot R_{2d}}{\sqrt{2gH_0}}$ η αδιάστατη περιφερειακή ταχύτητα που θα είχε το ρευστό στην θέση R_{2d} στρεφόμενο με γωνιακή ταχύτητα ω .



Εικόνα 3.18. Απόλυτη ταχύτητα στην έξοδο των ρυθμιστικών περυγίων για μία γραμμή ροής x.

Εφαρμόζοντας τον νόμο των συνημίτονων στο τρίγωνο εξόδου προκύπτει (Εικόνα 3.18):

$$-2u_2c_{u2} = w_2^2 - u_2^2 - c_2^2 \quad \text{Εξίσωση 3.22}$$

Αντικαθιστώντας στην προηγούμενη εξίσωση προκύπτει:

$$\eta_h = 2u_{2d}c_{u2d} + w_2^2 - u_2^2 - c_2^2 \quad \text{Εξίσωση 3.23}$$

Αντικαθιστώντας τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης με τον ιδεατό, η παραπάνω σχέση θα μετασχηματιστεί ως:

$$\eta_l = 2u_{2d}c_{u2d} + w_2^2 - u_2^2 \quad \text{Εξίσωση 3.24}$$

όπου στις υδραυλικές απώλειες συμπεριλαμβάνεται η απώλεια κινητικής ενέργειας αφού το νερό στην έξοδο του δρομέα εξέρχεται με ταχύτητα C_2 η οποία δεν μπορεί να ανακτηθεί.

Η παραπάνω σχέση ισχύει για το κανονικό σημείο λειτουργίας και για οποιαδήποτε γραμμή ροής.

Η ταχύτητα C_{u2d} μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση: $c_{u2d} = \frac{c_{m2d} \cdot \cos\gamma_{2d}}{\tan\alpha_{2d}}$, όπου γ_{2d} είναι η γωνία που σχηματίζει η γραμμή ροής με την ακτινική διεύθυνση και α_{2d} είναι η κλίση των ρυθμιστικών περυγίων (Εικόνα 3.18).

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση προκύπτει για κάθε γραμμή ροής x:

$$\eta_l = \frac{2\omega R_{2d}}{\sqrt{2gH_o}} \cdot \frac{c_{m2d(x)} \cdot \cos\gamma_{2d(x)}}{\tan\alpha_{2d}} + w_{2(x)}^2 - u_{2(x)}^2 \quad \text{Εξίσωση 3.25}$$

Για να προσδιοριστεί η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας στην έξοδο του δρομέα για την μέση γραμμή ροής θεωρούμε ότι το τρίγωνο εξόδου είναι ισοσκελές δηλ. ισχύει $w_{2m}=u_{2m}$. Άρα από το τρίγωνο ταχυτήτων για τη μέση γραμμή ροής θα ισχύει:

$$c_{u2(m)} = u_{2(m)} - \sqrt{u_{2(m)}^2 - c_{m2}^2} \quad \text{Εξίσωση 3.26}$$

Η προηγούμενη σχέση μετασχηματίζεται για τον υπολογισμό της γωνίας των ρυθμιστικών περυγίων α_{2d} στο κανονικό σημείο λειτουργίας, χρησιμοποιώντας την υπολογισμένη τιμή της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας για την μέση γραμμή ροής:

$$\tan\alpha_{2d} = \frac{2\omega R_{2d}}{\eta_i \cdot \sqrt{2gH_o}} \cdot c_{m2d(m)} \cdot \cos\gamma_{2d(m)} \quad \text{Εξίσωση 3.27}$$

Στη συνέχεια, η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας για την μέση γραμμή ροής θα υπολογίζεται ακολουθώντας τα εξής:

1. Συνδυάζοντας τις προηγούμενες εξισώσεις υπολογίζεται η σχετική ταχύτητα w_{2x} για κάθε γραμμή ροής:

$$w_{2(x)} = \sqrt{u_{2(x)}^2 + \eta_i \cdot \left(1 - \frac{c_{m2d(x)} \cdot \text{COS}\gamma_{2d(x)}}{c_{m2d(m)} \cdot \text{COS}\gamma_{2d(m)}}\right)} \quad \text{Εξίσωση 3.28}$$

2. Η περιφερειακή συνιστώσα από το τρίγωνο ταχυτήτων υπολογίζεται ως:

$$c_{u2(x)} = u_{2(x)} - \sqrt{u_{2(x)}^2 - c_{m2(m)}^2 + \eta_i \cdot \left(1 - \frac{c_{m2d(x)} \cdot \text{COS}\gamma_{2d(x)}}{c_{m2d(m)} \cdot \text{COS}\gamma_{2d(m)}}\right)} \quad \text{Εξίσωση 3.29}$$

Τέλος, η γωνία στην έξοδο μπορεί να υπολογιστεί για κάθε γραμμή ροής ως:

$$\tan\beta_{2(x)} = \frac{c_{m2(x)}}{c_{u2(x)}} \quad \text{Εξίσωση 3.30}$$

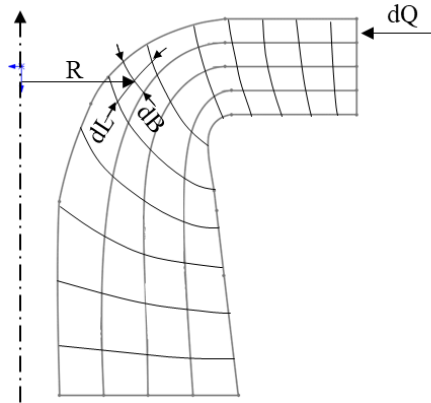
Αντίστοιχα, η γωνία εισόδου μπορεί να υπολογιστεί από το τρίγωνο ταχυτήτων και χρησιμοποιώντας τις προηγούμενες σχέσεις:

$$\tan\beta_{1(x)} = \frac{c_{m1(x)}}{u_{1(x)} - \frac{\eta_i}{2u_{1(x)}} \cdot \frac{c_{m2d(x)} \cdot \text{COS}\gamma_{2d(x)}}{c_{m2d(m)} \cdot \text{COS}\gamma_{2d(m)}}$$

Συνοψίζοντας, για τον υπολογισμό των γωνιών εισόδου και εξόδου του δρομέα χρησιμοποιούνται οι προηγούμενες σχέσεις θεωρώντας μία τιμή για τον ιδεατό βαθμό απόδοσης η_i (~0.9), αφού όμως πρώτα προηγηθεί ο υπολογισμός της ροής του μεσημβρινού καναλιού και προσδιοριστούν οι μεσημβρινές ταχύτητες c_m και οι γωνίες γ στις θέσεις ενδιαφέροντος.

3.4.2.4. Επίλυση της μεσημβρινής ροής

Με την αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών παρουσιάζεται αύξηση του πλάτους του πτερυγίου, και αύξηση της ανομοιομορφίας της μεσημβρινής ταχύτητας κατά το πλάτος των πτερυγίων. Προκειμένου η εναλλαγή ενέργειας στον δρομέα να επιτυγχάνεται πιο αποδοτικά, στην περίπτωση αυτή τα πτερύγια του δρομέα παρουσιάζουν διπλή καμπυλότητα. Έτσι, για να είναι δυνατή η σχεδίαση των πτερυγίων με όσο το δυνατό μεγαλύτερη ακρίβεια, χωρίζεται το μεσημβρινό κανάλι σε περισσότερα τμήματα ή σε μερικούς δρομείς κατά το πλάτος του δρομέα, θεωρώντας ότι σε κάθε μερικό δρομέα διέρχεται η ίδια παροχή όγκου. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται οι αξονοσυμμετρικές γραμμές ροής από τις οποίες εξασφαλίζεται ότι διέρχεται η ίδια μερική παροχή. Για κάθε ένα μερικό δρομέα υπολογίζονται οι γωνίες εισόδου και εξόδου σύμφωνα με την προηγούμενη ενότητα, χρησιμοποιώντας επιπλέον τις τιμές των ταχυτήτων που προκύπτουν από την επίλυση της ροής στο εσωτερικό του μεσημβρινού καναλιού και τον καθορισμό των αξονοσυμμετρικών γραμμών ροής (Εικόνα 3.19).



Εικόνα 3.19. Διαχωρισμός μεσημβρινού καναλιού χρησιμοποιώντας τις γραμμές ροής.

Θεωρώντας ότι δεν παρεμβάλλονται περυγία και ότι η ροή είναι αστρόβιλη, το πεδίο ροής περιγράφεται από το δυναμικό ταχύτητας Φ , όπου ισχύει $\vec{c} = \text{grad}\Phi$. Η ταχύτητα αναλύεται στην ακτινική και αξονική συνιστώσα για τις οποίες ισχύει:

$$c_r = \frac{\partial \Phi}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial z} \quad \text{Εξίσωση 3.31}$$

$$c_z = \frac{\partial \Phi}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad \text{Εξίσωση 3.32}$$

όπου Ψ η ροϊκή συνάρτηση.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν το πεδίο ροής είναι μία εξίσωση που εκφράζει την αστροβιλότητα της ροής και η εξίσωση συνέχειας:

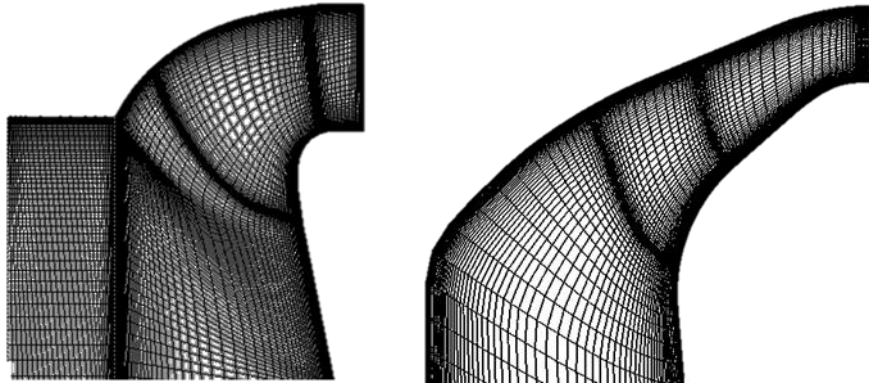
$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 0 \quad \text{Εξίσωση 3.33}$$

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial z} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2} = 0 \quad \text{Εξίσωση 3.34}$$

Επιλύοντας τις εξισώσεις αυτές με κατάλληλες οριακές συνθήκες και την μέθοδο πεπερασμένων διαφορών, προκύπτουν οι γραμμές ίσου δυναμικού Φ και οι γραμμές ροής Ψ , οι οποίες χρησιμοποιούνται για τον διαχωρισμό του δρομέα σε μερικούς δρομείς. Εναλλακτικά, μπορεί να εφαρμοστεί η γραφαναλυτική μέθοδος σύμφωνα με την οποία θεωρείται ότι μεταξύ δύο ισοδυναμικών γραμμών θα ισχύει η σχέση:

$$R \frac{dB}{dL} = \text{const.} \quad \text{Εξίσωση 3.35}$$

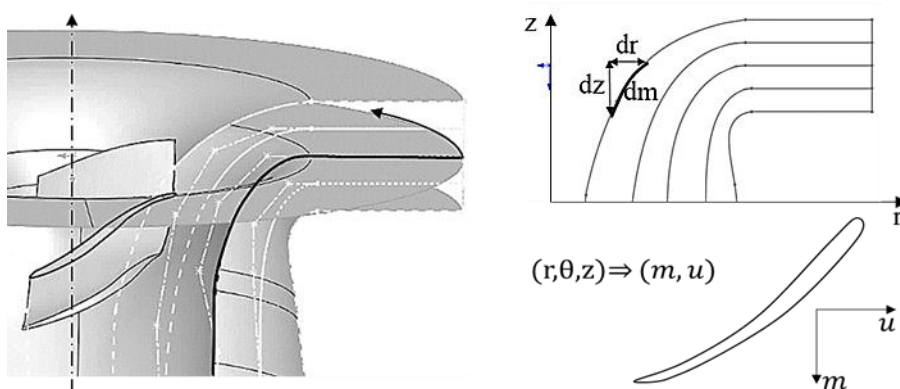
Εφαρμόζοντας την παραπάνω γεωμετρική συνθήκη είναι δυνατό να κατασκευαστεί το πλέγμα των γραμμών ροής. Εναλλακτικά, για την επίλυση της μεσημβρινής ροής επιλύονται οι εξισώσεις του μη συνεκτικού ρευστού ή οι εξισώσεις Navier-Stokes θεωρώντας αξονική συμμετρία ή επιλύονται οι εξισώσεις του δυναμικού θεωρώντας κατάλληλο υπολογιστικό πλέγμα (Εικόνα 3.20).



Εικόνα 3.20. Υπολογιστικό πλέγμα για την επίλυση του αξονοσυμμετρικού πεδίου ροής για δύο δρομείς υψηλού (αριστερά) και χαμηλού (δεξιά) ειδικού αριθμού στροφών.

3.4.2.5. Ευθύς σχεδιασμός δρομέα

Έχοντας πρώτα καθορίσει τις βασικές διαστάσεις του δρομέα, τη μεσημβρινή του τομή και τις γωνίες εισόδου και εξόδου, για την τρισδιάστατη σχεδίαση του πτερυγίου απαιτείται επιπλέον και ο καθορισμός μίας κατανομής της κλίσης κατά το μήκος της εκάστοτε γραμμής ροής. Χρησιμοποιώντας τα παραπάνω δεδομένα είναι δυνατό να σχεδιαστεί το πτερύγιο εφαρμόζοντας την μέθοδο του σύμμορφου μετασχηματισμού, με την οποία προκύπτουν οι τομές του πτερυγίου με χοανοειδείς αξονοσυμμετρικές επιφάνειες της μεσημβρινής ροής που προκύπτουν από την περιστροφή των γραμμών ροής (Εικόνα 3.21).



Εικόνα 3.21. Τομή πτερυγίου με την εκ περιστροφής χοανοειδή επιφάνεια που διαγράφεται από την μέση γραμμή ροής.

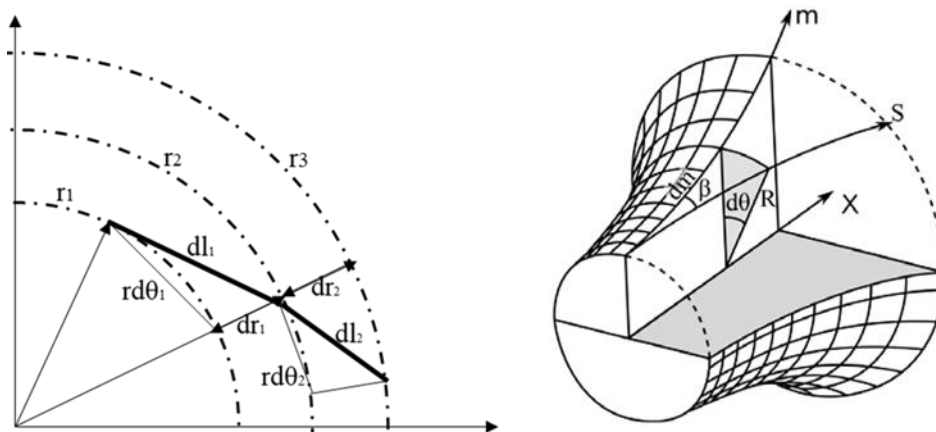
Το ίχνος του πτερυγίου που προκύπτει από την τομή του πτερυγίου με τις επιφάνειες αυτές μπορεί να παρασταθεί στο βοηθητικό επίπεδο m-u. Με την μέθοδο αυτή μετασχηματίζονται οι πολικές συντεταγμένες (r,θ,z) σημείων που ανήκουν στην επιφάνεια του πτερυγίου στις βοηθητικές συντεταγμένες m,u σύμφωνα με τις σχέσεις:

$$dm = \sqrt{dr^2 + dz^2} \quad \text{Εξίσωση 3.36}$$

$$du = rd\theta \quad \text{Εξίσωση 3.37}$$

$$d\theta = \frac{dm}{r \cdot \tan(\beta)} \quad \text{Εξίσωση 3.38}$$

Σύμφωνα με τη μέθοδο αυτή, διατηρούνται ταυτόχρονα ίσα τόσο η κλίση της καμπύλης της σύμμορφης απεικόνισης στο επίπεδο με την κλίση του πτερυγίου καθώς και το μήκος της σύμμορφης απεικόνισης με το πραγματικό μήκος του ίχνους του πτερυγίου (Εικόνα 3.22).



Εικόνα 3.22. Κατασκευή ίχνους του πτερυγίου σε επίπεδο κάθετο στον άξονα περιστροφής σύμφωνα με την μέθοδο της σύμμορφης απεικόνισης.

Η γωνίες του πτερυγίου είναι άμεσα συνδεδεμένες με την μεσημβρινή προβολή των ακμών εισόδου και εξόδου, καθώς μικρή μεταβολή της θέσης της οδηγεί σε μεγάλη μεταβολή στην τιμή της γωνίας αφού διατηρείται σταθερό το γινόμενο $u_1 c_{u1}$. Παράλληλα, μεταβάλλεται το πραγματικό μήκος του πτερυγίου με πιθανές δυσμενείς επιπτώσεις όσον αφορά την συμπεριφορά σπηλαίωσης του δρομέα, καθώς μικρότερες φέρουσες επιφάνειες οδηγούν σε μεγαλύτερες υποπιέσεις στην εξωτερική επιφάνεια του πτερυγίου.

Κατά τον ευθύ σχεδιασμό του δρομέα, η σχεδίαση ξεκινάει από μία αρχική γεωμετρία για την οποία καθορίζονται τα υδραυλικά χαρακτηριστικά είτε μέσω πειραμάτων είτε μέσω εφαρμογής κατάλληλων

αριθμητικών μεθόδων. Στη συνέχεια, η γεωμετρία τροποποιείται προοδευτικά μέχρι να επιτευχθεί ο στόχος σχεδιασμού.

3.4.2.6. Αντίστροφος σχεδιασμός δρομέα

Κατά τον ευθύ σχεδιασμό που περιγράφεται στην προηγούμενη ενότητα, προσδιορίζεται αρχικά η γεωμετρία του δρομέα και στη συνέχεια υπολογίζεται το πεδίο ροής και τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου. Κατά τον αντίστροφο σχεδιασμό αντίθετα, δίνεται μία επιθυμητή κατανομή της φόρτισης του περυγίου και εφαρμόζεται επαναληπτική διαδικασία κατά την οποία η μορφή του περυγίου μεταβάλλεται διαδοχικά ώστε να επιτευχθούν τα επιθυμητά υδραυλικά χαρακτηριστικά. Με τον τρόπο αυτό η μορφή του περυγίου δεν καθορίζεται από γεωμετρικές παραμέτρους αλλά από υδραυλικές [143,144]. Για την εφαρμογή της μεθόδου επιλύεται το αξονοσυμμετρικό πεδίο ροής θεωρώντας μη συνεκτικό ρευστό και μία κατανομή της συστροφής rv_θ στην είσοδο και στην έξοδο του δρομέα κατά το πλάτος του περυγίου. Παράλληλα, επιλέγεται η κλίση της συστροφής $\frac{\partial rv_\theta}{\partial m}$ κατά μήκος των γραμμών ροής. Η διαφορά πίεσης μεταξύ της πλευράς υποπίεσης και πίεσης του περυγίου (φόρτιση περυγίου) είναι ανάλογη της παραπάνω παραμέτρου και μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$(p^+ - p^-) = \frac{\partial(r \cdot v_\theta)}{\partial m} \frac{2\pi\rho}{z} W_b \quad \text{Εξίσωση 3.39}$$

όπου p^+ και p^- η στατική πίεση στις πλευρές πίεσης και υποπίεσης του περυγίου αντίστοιχα, z ο αριθμός των περυγίων, ρ η πυκνότητα του νερού, και W_b η μέση κατά την περιφερειακή διεύθυνση μεσημβρινή ταχύτητα της ροής.

Επιλέγοντας την συστροφή στην είσοδο του δρομέα, ουσιαστικά επιλέγεται το υδραυλικό ύψος ενώ η φόρτιση στην είσοδο του περυγίου καθορίζει την κλίση του περυγίου. Παράλληλα, για την πλήρη περιγραφή της μορφής του περυγίου επιλέγεται και μία παράμετρος η οποία καθορίζει την σχετική θέση της ακμής εισόδου κατά την περιφερειακή διεύθυνση και πλάτος του περυγίου. Η σχετική αυτή θέση καθορίζει την διανομή πίεσης στις επιφάνειες του περυγίου [145]. Η μορφή της μεσημβρινής τομής και οι κλίσεις του περυγίου μεταβάλλονται σε μία επαναληπτική διαδικασία ώστε να επιτυγχάνεται η επιλεγμένη διανομή φόρτισης. Η μέθοδος αυτή μπορεί να εφαρμοστεί για την σχεδίαση εν γένει υδροδυναμικών μηχανών αλλά έχει εφαρμοστεί σε μεγαλύτερο βαθμό στη σχεδίαση φυγοκεντρικών αντλιών και αντλιών-υδροστροβίλων [146-149].

3.4.3. Σχεδίαση στεφάνης ρυθμιστικών περυγίων

Μεταξύ του δρομέα και της στεφάνης οδηγητικών περυγίων, παρεμβάλλεται η στεφάνη ρυθμιστικών περυγίων ή ο διανομέας του υδροστροβίλου. Με την περιστροφή των περυγίων μεταβάλλεται η κλίση της απόλυτης ταχύτητας και η διατομή μεταξύ διαδοχικών περυγίων οδηγώντας

σε μεταβολή της παροχής και συνεπώς, σε μεταβολή της ισχύος στην έξοδο του υδροστροβίλου για δεδομένη ταχύτητα περιστροφής και διαθέσιμο υδραυλικό ύψος. Η στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων σχεδιάζεται ώστε στο κανονικό σημείο λειτουργίας να ελαχιστοποιούνται οι υδραυλικές απώλειες και να επιτυγχάνονται οι βέλτιστες υδραυλικές συνθήκες στην είσοδο του δρομέα.

Η θέση των ρυθμιστικών πτερυγίων προσδιορίζεται από την γωνία περιστροφής γ_d και το άνοιγμα α_d μεταξύ διαδοχικών πτερυγίων, ενώ σχεδιάζονται με τέτοιο τρόπο ώστε να είναι δυνατό το ερμητικό κλείσιμο τους και το σταμάτημα του υδροστροβίλου. Στους υδροστροβίλους Francis ο διανομέας είναι ακτινικός και οι άξονες περιστροφής των πτερυγίων βρίσκονται σε κύκλο με κέντρο το κέντρο του άξονα του υδροστροβίλου.

Για τη σχεδίαση της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων εφαρμόζεται παραδοσιακά η μεθοδολογία Bonet [150], σύμφωνα με την οποία ο αριθμός των πτερυγίων επιλέγεται αρχικά μέσω της σχέσης:

$$z_d = 17 \cdot \sqrt[3]{R_d} \quad \text{Εξίσωση 3.40}$$

όπου R_d η ακτίνα του κύκλου που περνάει από τον άξονα των πτερυγίων. Το πλάτος των ρυθμιστικών πτερυγίων υπολογίζεται από την Εξίσωση 3.10, καθώς αυτό ταυτίζεται με το πλάτος στην είσοδο του δρομέα.

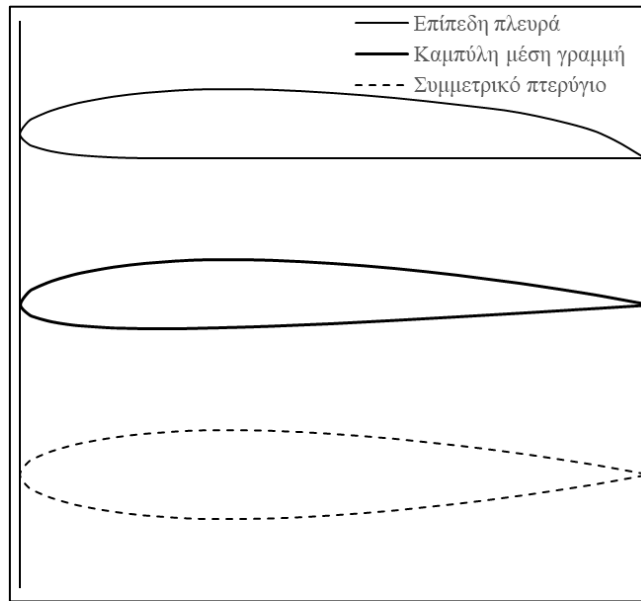
Η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της μέσης γραμμής του πτερυγίου και την εφαπτομένη στο σημείο εξόδου, εξαρτάται από τις συνθήκες στην έξοδο του δρομέα και υπολογίζεται για το κανονικό σημείο λειτουργίας σύμφωνα με την σχέση:

$$\tan \alpha_{2d} = \frac{\varphi_{2e}}{b_d \cdot (\eta_h \cdot \Psi_{2e} + 2 \cdot \gamma_{2m0} \cdot r_{2m}^2)} \quad \text{Εξίσωση 3.41}$$

όπου γ_{2m0} η κυκλοφορία στο σημείο τομής της μέσης γραμμής ροής με την ακμή εξόδου όπου η ακτίνα ισούται με r_{2m} , η_h ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης, και Ψ_{2e} η αδιάστατη παράμετρος ύψους, όπως ορίστηκε προηγουμένως. Η κυκλοφορία υπολογίζεται από την σχέση:

$$\gamma_{2m0} = \frac{C_{u2m0}}{\omega \cdot R_{2m}} \quad \text{Εξίσωση 3.42}$$

Το υδραυλικό περίγραμμα των ρυθμιστικών πτερυγίων επιλέγεται ώστε να ελαχιστοποιούνται οι υδραυλικές απώλειες και να επιτυγχάνεται η επιθυμητή διανομή ταχυτήτων στην είσοδο του δρομέα (Εικόνα 3.23). Για την περιγραφή του περιγράμματος των πτερυγίων μπορεί να χρησιμοποιηθεί ευθύγραμμη μέση γραμμή, καμπύλη μέση γραμμή με συμμετρικό περίγραμμα ή και καμπύλη μέση γραμμή με επίπεδη την μία πλευρά του πτερυγίου (Εικόνα 3.23).



Εικόνα 3.23. Τυπικό υδραυλικό περίγραμμα ρυθμιστικών πτερυγίων.

Η καμπύλη που περιγράφει το πτερύγιο μπορεί να είναι καμπύλη NACA, παραμετρική καμπύλη ή κάποια απλούστερη συνάρτηση. Στη περίπτωση της μεθόδου Bonet, για το υδραυλικό περίγραμμα του ρυθμιστικού πτερυγίου χρησιμοποιείται για παράδειγμα η εξίσωση:

$$\left(\frac{2 \cdot Y_d}{E_d}\right)^2 = 16 \cdot \left(\frac{X_d}{L_d}\right) \cdot \left(1 - \frac{X_d}{L_d}\right)^3 \quad \text{Εξίσωση 3.43}$$

όπου L_d το μήκος αναφοράς και Y_d το πάχος αναφοράς του πτερυγίου.

Αδιαστατοποιώντας την εξίσωση ώστε

$$x_d = \frac{X_d}{L_d}, y_d = \frac{Y_d}{E_d} \quad \text{Εξίσωση 3.44}$$

προκύπτει:

$$y_d = \pm 2 \cdot \sqrt{x_d \cdot (1 - x_d)^3} \quad \text{Εξίσωση 3.45}$$

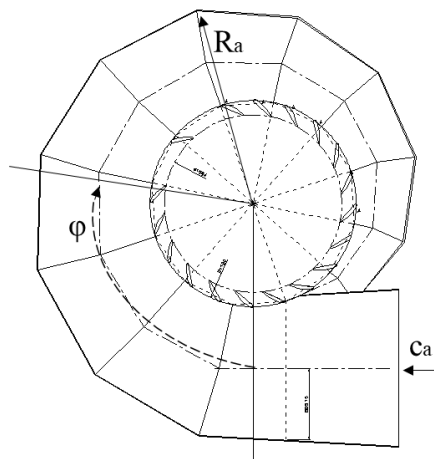
Στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, η ροή εισέρχεται στον δρομέα χωρίς κρούση ενώ το πεδίο ταχυτήτων παρουσιάζει υψηλή ομοιομορφία κατά την περιφέρεια του δρομέα.

3.4.4. Σχεδίαση σπειροειδούς κελύφους

Το σπειροειδές κέλυφος είναι το τμήμα εισόδου του υδροστροβίλου στο οποίο το νερό αποκτά μία αρχική τιμή της συστροφής. Σκοπός του είναι η διανομή της διακινούμενης παροχής κατά την περιφερειακή διεύθυνση με όσο το δυνατόν πιο ομοιόμορφο τρόπο. Για το λόγο αυτό, το τμήμα εισόδου

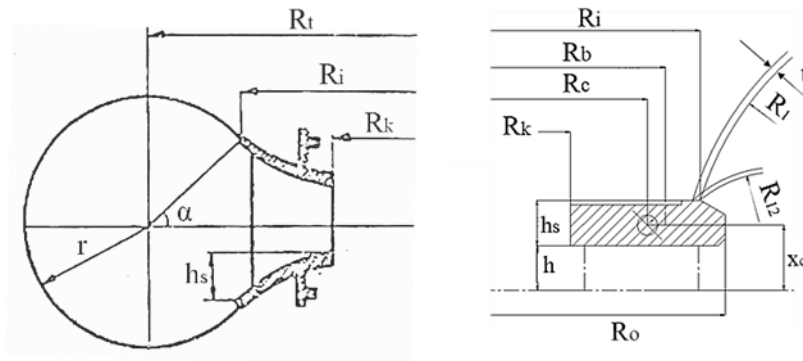
διαμορφώνεται υπό μορφή σπείρας [25]. Οι μεσημβρινές τομές είναι συνήθως κυκλικής διατομής με ελαττώμενη επιφάνεια κατά την περιφερειακή διεύθυνση. Καθώς το σπειροειδές κέλυφος είναι το ογκοδέστερο τμήμα του υδροστροβίλου και επειδή σε αυτό εμφανίζονται οι μεγαλύτερες τιμές της στατικής πίεσης, θα πρέπει να εξασφαλίζεται η μηχανική αντοχή του υπό τα δυσμενέστερα λειτουργικά χαρακτηριστικά. Για το λόγο αυτό και την ενίσχυση της στιβαρότητας του, παρεμβάλλεται στεφάνη σταθερών οδηγητικών πτερυγίων. Καθώς ο ρόλος των πτερυγίων αυτών είναι πρωτίστως η ενίσχυση της κατασκευής, αυτά σχεδιάζονται με τέτοιο τρόπο ώστε να μην επεμβαίνουν στο πεδίο ταχυτήτων, να έχουν δηλαδή μηδενική υδραυλική επίδραση. Στη πράξη όμως, λόγω του ομόρρου, το πεδίο ταχυτήτων στην έξοδο των οδηγητικών πτερυγίων παρουσιάζει τοπικά διαταραχές οι οποίες μπορεί να οδηγήσουν σε αυξημένες υδραυλικές απώλειες και ενδεχομένως σε αυξημένες μηχανικές ταλαντώσεις [151,152].

Η μεσημβρινή τομή του κελύφους μπορεί να αποτελείται από κυκλικές ή ελλειπτικές διατομές, ενώ ανάλογα με την μέθοδο κατασκευής και τα επιθυμητά υδραυλικά χαρακτηριστικά, διαμορφώνονται οι άνω και κάτω στεφάνες (Εικόνα 3.24). Ανεξάρτητα της τελικής διαμόρφωσης, το σπειροειδές κέλυφος έχει στην είσοδο κυκλική διατομή για την σύνδεσή του με τον αγωγό προσαγωγής.

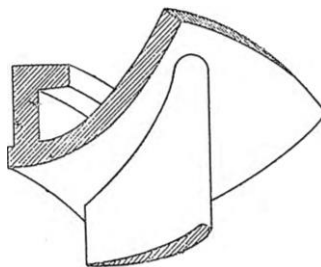


Εικόνα 3.24. Τομή σπειροειδούς κελύφους με επίπεδο κάθετο στον άξονα περιστροφής, όπου φ η γωνία περιέλιξης, R_a η ακτίνα του κελύφους σε μία γωνιακή θέση φ και c_a η ταχύτητα του νερού στην είσοδο του κελύφους.

Στην περίπτωση χυτής κατασκευής του κελύφους, επιλέγεται η διαμόρφωση των στεφάνων με χείλος, η οποία επιτρέπει περισσότερο ομαλή μετάβαση από το κέλυφος στον διανομέα και παράλληλα οδηγεί σε μείωση των υδραυλικών απωλειών. Στη διαμόρφωση αυτή, τα οδηγητικά πτερύγια έχουν μεταβαλλόμενο πλάτος κατά το μήκος τους (Εικόνες 3.25,3.26). Για την ελαχιστοποίηση των υδραυλικών απωλειών και της μηχανικής καταπόνησης του δρομέα και του επιμέρους μηχανολογικού εξοπλισμού, επιδιώκεται ομοιομορφία του πεδίου ταχυτήτων στην είσοδο του διανομέα μέσω κατάλληλης σχεδίασης του κελύφους και των οδηγητικών πτερυγίων [153].



Εικόνα 3.25. Διαμόρφωση μεσημβρινής τομής κελύφους με χείλος (αριστερά) ή επίπεδη άνω και κάτω στεφάνη (δεξιά).



Εικόνα 3.26. Τρισδιάστατη αποτύπωση μεσημβρινής τομής κελύφους με χείλος και οδηγητικό πτερυγίου.

Αντίθετα στη περίπτωση κατασκευής του κελύφους από χαλύβδινα ελάσματα, προτιμάται η χρήση επίπεδων στεφανών για την ελαχιστοποίηση του κόστους κατασκευής (Εικόνα 3.25). Μέσω κατάλληλης διαμόρφωσης των άκρων της στεφάνης είναι δυνατό να ελαχιστοποιηθούν οι επιπλέον υδραυλικές απώλειες. Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί ότι το σπειροειδές κέλυφος συνεισφέρει σε μικρό ποσοστό στις συνολικές υδραυλικές απώλειες του υδροστροβίλου και ότι οι απώλειες λόγω της διαμόρφωσης της στεφάνης είναι ένα μικρό μόνο ποσοστό αυτών. Συνεπώς, στις σύγχρονες σχεδιάσεις υδροστροβίλων, όπου δίνεται ιδιαίτερη έμφαση τόσο στον βαθμό απόδοσης όσο και στο κόστος κατασκευής, προτιμάται η δεύτερη επιλογή.

Στο πλαίσιο αυτό, για την μείωση των διαστάσεων του υδροστροβίλου και κατ' επέκταση την μείωση του συνολικού κόστους κατασκευής του εξοπλισμού, το κέλυφος σχεδιάζεται με μεγαλύτερη γωνία σπείρας και η επιπλέον τιμή της συστροφής αφαιρείται από τα οδηγητικά πτερύγια [36]. Η επιλογή αυτή, παρά των αυξημένων υδραυλικών απωλειών, προτιμάται στις περιπτώσεις όπου επιδιώκεται η ελαχιστοποίηση του κόστους του εξοπλισμού. Η γωνία περιέλιξης φ υπολογίζεται από την διατομή εισόδου του κελύφους ως την διατομή εισόδου της στεφάνης όπου διαμορφώνεται η γλωτίδα του κελύφους. Σε σύγχρονες σχεδιάσεις και για την απλούστευση της κατασκευής, η γλωτίδα αντικαθίσταται από ένα οδηγητικό πτερύγιο το οποίο συγκολλάται με προέκταση του αρχικού τμήματος του αγωγού εισόδου κυκλικής διατομής (Εικόνα 3.24). Η γωνία περιέλιξης του κελύφους παίρνει τιμές μεταξύ 340° - 360° , με συνιθέστερη τις 345° .

Η σχεδίαση του σπειροειδούς κελύφους βασίζεται στη μέθοδο διατήρησης της συστροφής και την μέθοδο διατήρησης της ταχύτητας. Πιο συγκεκριμένα, θεωρώντας την τομή A του κελύφους στη γωνιακή θέση φ (Εικόνα 3.27), καθώς και θεωρώντας αξονική συμμετρία της ροής στην είσοδο του διανομέα, η παροχή που διέρχεται από την διατομή μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$Q_\varphi = \int c_u dA = \int_{R_o}^{R_a(\varphi)} c_u b(r) dr \quad \text{Εξίσωση 3.46}$$

Η παροχή αυτή θα είναι ίση με

$$Q_\varphi = Q_i \frac{\varphi}{2\pi} \quad \text{Εξίσωση 3.47}$$

όπου Q_i η παροχή στην είσοδο του κελύφους.

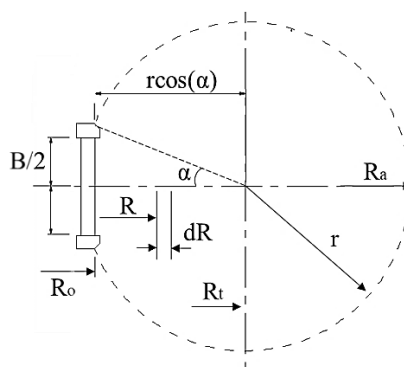
Άρα με δεδομένη την συνάρτηση $b(r)$ (όπου b το πλάτος του κελύφους), η οποία εξαρτάται από το είδος της διατομής του κελύφους (πχ. κυκλική, ελλειψοειδής, κ.τ.λ.) μπορεί να υπολογιστεί η γωνία φ που αντιστοιχεί σε μία ακτίνα R_a με τους εξής τρόπους:

A) κατά Pfeleiderer [154]: θεωρώντας διατήρηση της συστροφής, δηλαδή $r c_u = \text{const.}$, προκύπτει:

$$\varphi = \frac{2\pi}{Q_i} \int_{R_o}^{R_a(\varphi)} c_u b(r) dr \quad \text{Εξίσωση 3.48}$$

B) κατά Stepanoff [155]: θεωρώντας σταθερή ταχύτητα σε όλες τις διατομές προκύπτει:

$$\varphi = \frac{2\pi C_{uo} r_o}{Q_i} \int_{R_o}^{R_a(\varphi)} \frac{b(r)}{r} dr \quad \text{Εξίσωση 3.49}$$



Εικόνα 3.27. Μεσημβρινή τομή A κελύφους στη γωνιακή θέση φ .

Εφαρμόζοντας την μέθοδο σταθερής συστροφής και θεωρώντας την κυκλική διατομή της (Εικόνα 3.27) θα έχουμε τα εξής:

$$c_u R = c_T \quad \text{Εξίσωση 3.50}$$

$$b = 2 \cdot r \cdot \sin \alpha \quad \text{Εξίσωση 3.51}$$

$$R = R_t - r \cdot \cos \alpha \quad \text{Εξίσωση 3.52}$$

$$dR = r \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha \quad \text{Εξίσωση 3.53}$$

$$Q_\varphi = \int_{R_0}^{R_a(\varphi)} c_u b(r) dr = \int_{R_0}^{R_t+r} c_u b(r) dr = 2 \cdot r^2 \cdot c_T \cdot \int_{\alpha_0}^{\pi} \left(\frac{\sin^2 \alpha}{R_t - r \cdot \cos \alpha} \right) d\alpha \quad \text{Εξίσωση 3.54}$$

Από την Εξίσωση 3.54 υπολογίζεται η περιφερειακή ταχύτητα c_u :

$$c_u = \frac{Q}{2 \cdot r^2 \cdot R \cdot \int_{\alpha_0}^{\pi} \left(\frac{\sin^2 \alpha}{R_t - r \cdot \cos \alpha} \right) d\alpha} \quad \text{Εξίσωση 3.55}$$

Με γνωστή την παροχή σχεδιασμού, επιλέγεται μία τιμή για την ταχύτητα εισόδου c_a , και υπολογίζεται η ακτίνα r στην είσοδο του κελύφους:

$$r = \sqrt{\frac{Q}{C \cdot \pi}} \quad \text{Εξίσωση 3.56}$$

Στην συνέχεια, από την προηγούμενη εξίσωση υπολογίζεται η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας στην ακτίνα R_0 και επαναλαμβάνονται οι υπολογισμοί για επόμενη διατομή που βρίσκεται στην γωνιακή θέση $\varphi+d\varphi$ ώστε:

$$Q_{\varphi_{new}} = Q_i \frac{\varphi + d\varphi}{2\pi} \quad \text{Εξίσωση 3.57}$$

Τέλος, η ακτίνα του κελύφους στην νέα διατομή μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση:

$$Q_{\varphi_{new}} = 2 \cdot r^2 \cdot c_T \cdot \int_{\alpha_0}^{\pi} \left(\frac{\sin^2 \alpha}{R_t - r \cdot \cos \alpha} \right) d\alpha \quad \text{Εξίσωση 3.58}$$

Από τα παραπάνω γίνεται φανερό ότι όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή της ταχύτητας εισόδου, τόσο μικρότερη γίνεται η διατομή εισόδου του κελύφους, οδηγώντας σε μείωση των συνολικών διαστάσεων. Ωστόσο, η αύξηση της ταχύτητας οδηγεί σε σημαντική αύξηση των υδραυλικών απωλειών. Για την προκαταρκτική επιλογή της μέσης ταχύτητας εισόδου χρησιμοποιούνται στατιστικά δεδομένα και

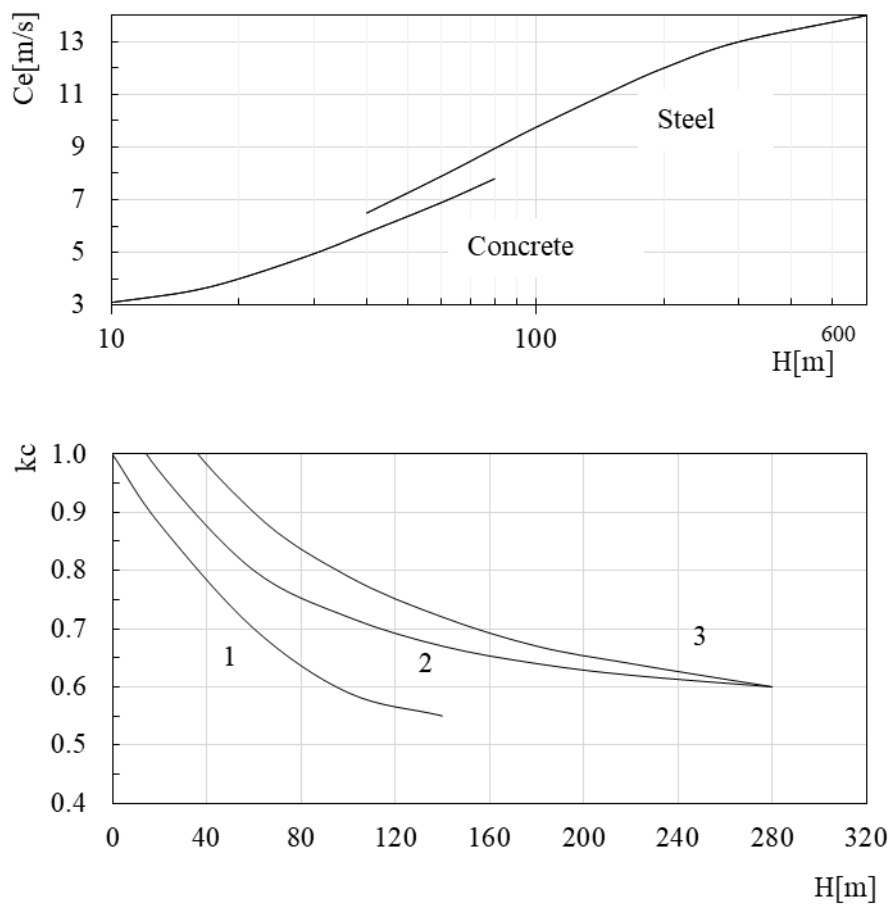
συσχετίσεις, οι οποίες έχουν προκύψει από την στατιστική ανάλυση πλήθους υδροστροβίλων από διαφορετικούς κατασκευαστές. Πρακτικά, η ταχύτητα στην είσοδο επιλέγεται συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών και του διαθέσιμου υδραυλικού ύψους αλλά επιδιώκεται να μην υπερβαίνει τα 8-10 m/s για τον περιορισμό των υδραυλικών απωλειών. Σύμφωνα με τους F. de Siervo και F. de Leva [156], η ταχύτητα εισόδου μπορεί να υπολογιστεί συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών χρησιμοποιώντας τη σχέση:

$$c_e = 84.4 \cdot n_s^{-0.44} \quad \text{Εξίσωση 3.59}$$

Εναλλακτικά δίνεται από τον Krishna η συσχέτιση [157]:

$$c_e = k_c \cdot \sqrt{H} \quad \text{Εξίσωση 3.60}$$

όπου H_f είναι η υδραυλική πτώση του υδροστροβίλου και k_c είναι ένας εμπειρικός συντελεστής που προσδιορίζεται από την Εικόνα 3.28. Στην Εικόνα αυτή φαίνεται η ιστορική εξέλιξη του συντελεστή k_c (καμπύλη 3, η πιο σύγχρονη) και η τάση για αύξηση της ταχύτητας εισόδου.

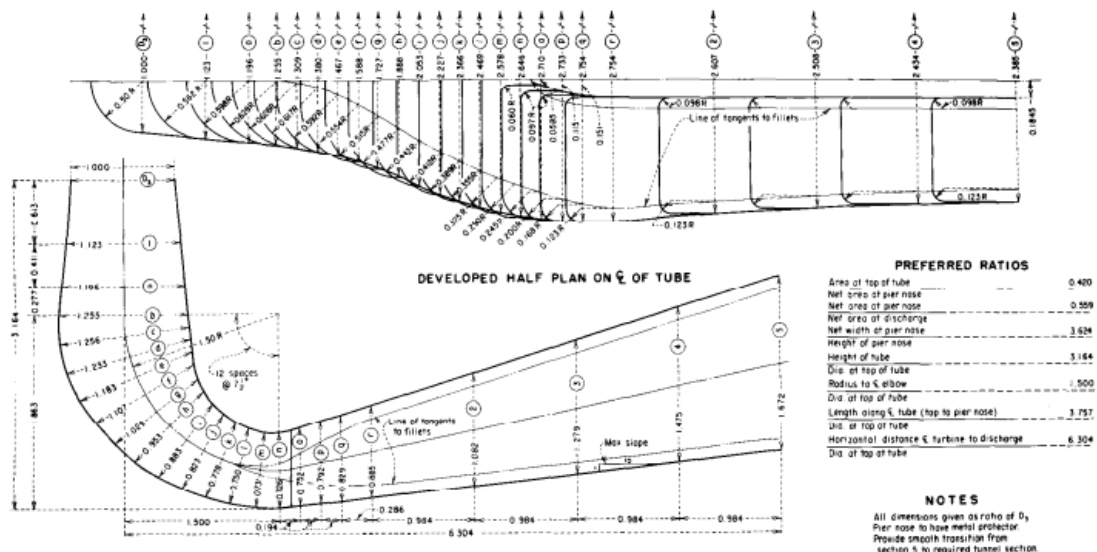


Εικόνα 3.28. Μέση ταχύτητα στο τμήμα εισόδου του κελύφους συναρτήσει της υδραυλικής πτώσης.

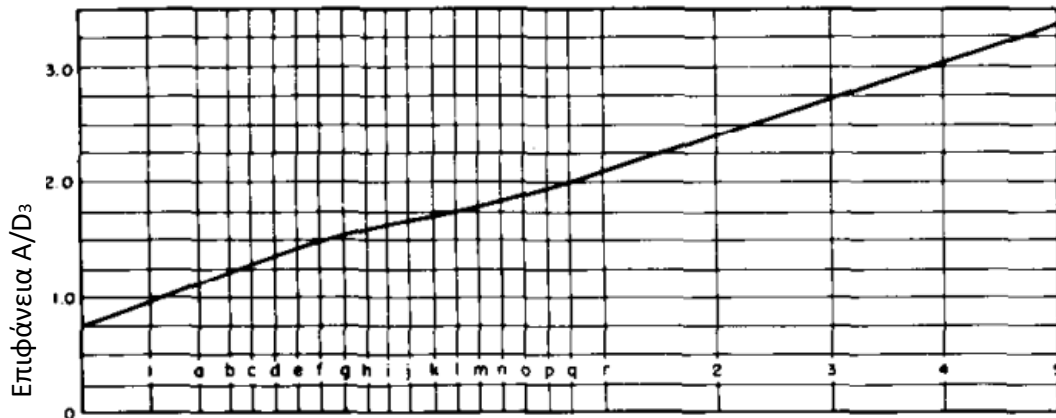
3.4.5. Σχεδίαση αγωγού απαγωγής

Ο αγωγός απαγωγής έχει ως σκοπό την μείωση της πίεσης στην έξοδο του δρομέα και την επιβράδυνση της ροής στην έξοδο του υδροστροβίλου για την ελαχιστοποίηση της απορριπτόμενης ενέργειας, καθώς στη περιοχή της διατομής εξόδου του δρομέα η ταχύτητα της ροής παραμένει σε υψηλό επίπεδο. Ειδικά για χαμηλές υδραυλικές πτώσεις, η ενέργεια αυτή μπορεί να είναι σημαντικό ποσοστό της διαθέσιμης υδραυλικής ενέργειας. Παράλληλα, όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενη ενότητα, ο αγωγός απαγωγής επιτρέπει την τοποθέτηση του υδροστροβίλου σε στάθμη ανεξάρτητη από την στάθμη του υγρού στην διάρυγα απαγωγής. Ανάλογα με τη διαμόρφωση του υδροστροβίλου, ο αγωγός απαγωγής αποτελείται είτε από ευθύγραμμο αποκλίνοντα αγωγό στη περίπτωση των αξονικών υδροστροβίλων ή από ένα ευθύγραμμο αποκλίνοντα αγωγό μικρού μήκους αμέσως κατόπιν του δρομέα, ένα καμπύλο τμήμα και ένα ευθύγραμμο αποκλίνων τμήμα μέχρι την διατομή εξόδου.

Για την μεγιστοποίηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης και την ελαχιστοποίηση του μεγέθους του αγωγού απαγωγής και συνεπώς του κόστους εκσκαφών, στους μεγάλους υδροστροβίλους η διατομή του αγωγού μεταβαίνει από κυκλική σε ορθογωνική, ενώ για την επίτευξη μεγαλύτερης στιβαρότητας χρησιμοποιείται κατάλληλο υποστύλωμα που διαχωρίζει την ορθογωνική διατομή σε δύο επιμέρους τμήματα (Εικόνα 3.29). Αντίθετα, στους μικρούς υδροστροβίλους χρησιμοποιούνται συνήθως ελάσματα κυλινδρικής διατομής για την ελαχιστοποίηση του κόστους κατασκευής, ενώ σε νεότερες σχεδιάσεις, η κυκλική διατομή μετασχηματίζεται σταδιακά σε ωοειδή μορφή που προσεγγίζει την ορθογωνική διατομή για βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά.



Κατανομή τομών κατά μήκος του αγωγού απαγωγής



Κατανομή επιφανειών σε τομές κατά μήκος του αγωγού απαγωγής

Εικόνα 3.29. Κατανομή διατομών αγωγού απαγωγής υδροστροβίλου Francis [158].

Αρχικά, οι αγωγοί απαγωγής σχεδιάζονται υπό σταθερή διατομή ως απλοί αγωγοί που συνέδεαν την έξοδο του υδροστροβίλου με την διάωρυγα απαγωγής [159]. Όμως παρά την απλότητα της διαμόρφωσης αυτής δεν επιτυγχανόταν ικανοποιητική ανάκτηση της απορριπτόμενης ενέργειας και οδηγούσε σε χαμηλούς υδραυλικούς βαθμούς απόδοσης. Η θεωρητική σχεδίαση του αγωγού απαγωγής αποτελεί ένα σύνθετο υδροδυναμικό πρόβλημα, καθώς η ροή εξαρτάται εκτός από τις συνθήκες λειτουργίας και από τον τύπο του δρομέα, αλλά και από τη μορφή του αγωγού απαγωγής.

Για την αποφυγή αποκόλλησης της ροής η γωνία του κώνου επιλέγεται τυπικά ως 8° . Με την διαμόρφωση αυτή, η κινητική ενέργεια μετατρέπεται σε στατική πίεση. Η παράμετρος που εκφράζει την απόδοση του αγωγού απαγωγής είναι ο συντελεστής ανάκτησης πίεσης που εκφράζεται από την εξίσωση:

$$C_p = \frac{P_s^{Rout} - P_s^{DTout}}{\frac{1}{2}v_3^2} \quad \text{Εξίσωση 3.61}$$

όπου P_s^{Rout} η στατική πίεση στην έξοδο του δρομέα, P_s^{DTout} η στατική πίεση στην έξοδο του αγωγού απαγωγής και v_3 η ταχύτητα στην έξοδο του δρομέα.

Για την σχεδίαση του αγωγού απαγωγής δεν υπάρχει κάποια αναλυτική μέθοδος, αλλά βασίζεται καθαρά σε εμπειρικούς κανόνες και πρακτικές που ακολουθεί ο εκάστοτε κατασκευαστής υδροστροβίλων [159].

Στην περίπτωση χρήσης καμπύλου τμήματος, το σημαντικότερο ποσοστό της ανάκτηση ενέργειας επιτυγχάνεται στο αρχικό ευθύγραμμο τμήμα. Ωστόσο, το μήκος του ευθύγραμμου τμήματος περιορίζεται από το αυξημένο κόστος εκσκαφών και άλλων κατασκευαστικοί παραγόντων, ειδικά σε μεγάλους υδροστροβίλους. Παράλληλα, για να διατηρηθούν οι υδραυλικές απώλειες σε χαμηλό επίπεδο, θα πρέπει η ακτίνα καμπυλότητας του καμπύλου τμήματος αμέσως κατόπιν να είναι υψηλή, οδηγώντας όμως τελικά σε οικονομικά ασύμφορη κατασκευή.

Η πίεση p_3 στην έξοδο του υδροστροβίλου μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω εξίσωση εφαρμόζοντας την εξίσωση Bernoulli μεταξύ των διατομών εισόδου (out) και εξόδου (3) του αγωγού απαγωγής:

$$\frac{p_3}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - h_s - \left(\frac{v_3^2}{2g} - \frac{v_{out}^2}{2g} - h_{loss} \right) \quad \text{Εξίσωση 3.62}$$

όπου p_{atm} η ατμοσφαιρική πίεση, h_s η στάθμη τοποθέτησης του υδροστροβίλου, v_3 η ταχύτητα στην έξοδο του δρομέα και h_{loss} οι υδραυλικές απώλειες στον αγωγό απαγωγής.

Από την παραπάνω εξίσωση προκύπτει ότι το καθαρό ύψος της μηχανής αυξάνεται με την μείωση της ταχύτητας στην έξοδο του αγωγού φυγής αλλά και με την μείωση των υδραυλικών απωλειών. Το παραπάνω επιτυγχάνεται είτε αυξάνοντας την γωνία του κώνου ή αυξάνοντας το μήκος του αποκλίνοντος αγωγού. Ωστόσο ανάλογα με τη γεωμετρία του αγωγού, μπορεί να αυξηθούν οι απώλειες λόγω αποκολλήσεων, λόγω παραμένουσας συστροφής καθώς και λόγω δευτερευουσών ροών κατόπιν του καμπύλου τμήματος. Για την μείωση των πιθανών δευτερευουσών ροών κατόπιν της καμπύλης επιλέγεται η τοπική μείωση της διατομής με σκοπό την μικρή επιτάχυνση της ροής στην περιοχή αυτή και τη διαμόρφωση ευνοϊκότερων συνθηκών στην είσοδο του διαχύτη που ακολουθεί [160].

Οι κύριες διαστάσεις του αγωγού απαγωγής μπορούν να προσδιοριστούν μέσω εμπειρικών σχέσεων, συναρτήσεων της διαμέτρου αναφοράς του δρομέα, ενώ η διάμετρος στην είσοδο του αγωγού απαγωγής υπολογίζεται από την μέση αξονική ταχύτητα στο κανονικό σημείο λειτουργίας συναρτήσεων του ειδικού αριθμού στροφών (Εικόνα 3.30). Οι υπόλοιπες διαστάσεις μπορεί να προκύψουν από τις παρακάτω εμπειρικές σχέσεις [36]:

$$\frac{N}{D_{2e}} = 1,54 + \frac{2,03}{n_s}$$

$$\frac{P}{D_{2e}} = 1,37 - 5,60 \cdot 10^{-4} \cdot n_s$$

$$\frac{R}{D_{2e}} = 1,60 - 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot n_s$$

$$\frac{T}{D_{2e}} = 1,50 + 1,90 \cdot 10^{-4} \cdot n_s$$

$$\frac{V}{D_{2e}} = 1,10 + \frac{53,7}{n_s}$$

$$\frac{O}{D_{2e}} = 0,83 + \frac{140,7}{n_s}$$

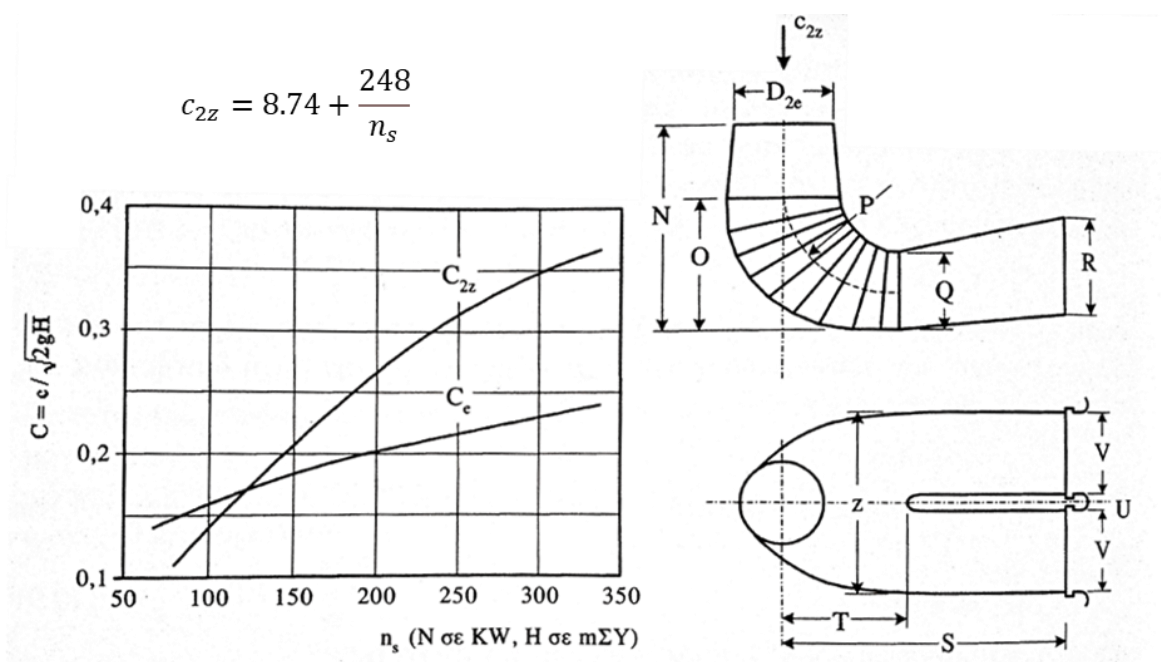
$$\frac{Q}{D_{2e}} = 0,58 + \frac{22,6}{n_s}$$

$$\frac{S}{D_{2e}} = \frac{n_s}{-9,28 + 0,25 \cdot n_s}$$

$$\frac{U}{D_{2e}} = 0,51 - 0,0007 \cdot n_s$$

$$\frac{Z}{D_{2e}} = 2,63 + \frac{33,8}{n_s}$$

Εξίσωση 3.63



Εικόνα 3.30. Κύριες διαστάσεις αγωγού απαγωγής και μεταβολή των αδιάστατων παραμέτρων συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών [36].

3.5. Βελτιστοποίηση υδροδυναμικών μηχανών

3.5.1. Εισαγωγή

Τα λειτουργικά χαρακτηριστικά των υδροστροβίλων εξαρτώνται από τη μορφή και την υδροδυναμική σχεδίαση των επιμέρους τμημάτων τους, με διαφορετική κάθε φορά συνεισφορά στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης και στα συνολικά λειτουργικά χαρακτηριστικά. Όπως φάνηκε και στις προηγούμενες ενότητες, η εγγενής πολυπλοκότητα της ροής απαιτεί την εις βάθος κατανόηση των φυσικών φαινομένων που λαμβάνουν χώρα σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας με σκοπό τη συνολική βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών σε μεγάλο εύρος λειτουργίας. Ειδικά στην περίπτωση

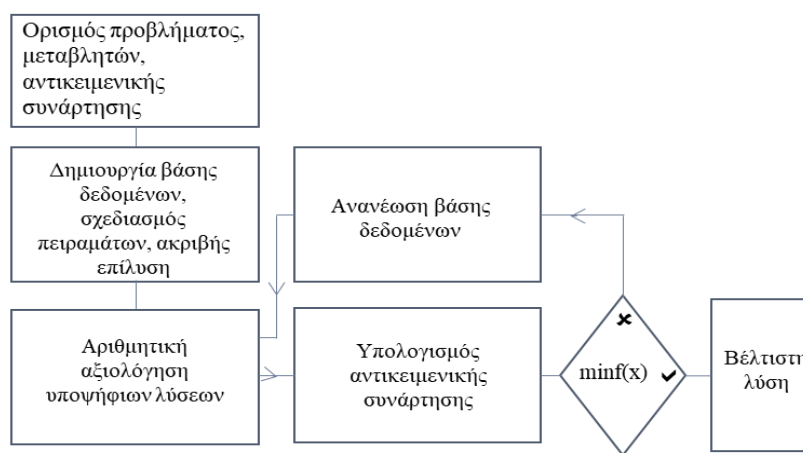
των υδροστροβίλων, όπου μέχρι σήμερα έχουν επιτευχθεί πολύ υψηλοί βαθμοί απόδοσης ύστερα από πολυετείς προσπάθειες, περαιτέρω βελτιώσεις απαιτούν πολύ εξειδικευμένη εμπειρία και βαθιά γνώση των ροϊκών φαινομένων αλλά και της λειτουργία των μηχανών αυτών. Υπό αυτό το πρίσμα, η εφαρμογή αυτοματοποιημένων διαδικασιών βελτιστοποίησης στις υδροδυναμικές μηχανές μπορεί να αποτελέσει χρήσιμο εργαλείο και να επιτρέψει την εύρεση νέων σχεδιάσεων με ακόμα υψηλότερους βαθμούς απόδοσης και βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά.

Η πολυπλοκότητα της ροής, η απαίτηση για την ανάπτυξη κατάλληλων μοντέλων και η επίλυση των διαφορικών εξισώσεων που περιγράφουν τα ροϊκά φαινόμενα καθυστέρησε σε κάποιο βαθμό την ανάπτυξη τέτοιων αυτοματοποιημένων μεθόδων. Με την πολυετή έρευνα, την ανάπτυξη νέων μοντέλων και την εξέλιξη των Η/Υ είναι πλέον δυνατό να χρησιμοποιηθούν τέτοιες μέθοδοι σε βιομηχανικές εφαρμογές και να καθίστανται αναπόσπαστο κομμάτι της διαδικασίας παραγωγής. Συγκεκριμένα, η ανάπτυξη των υπολογιστικών μεθόδων και η διαθεσιμότητα υπολογιστικής ισχύος επιτρέπει πλέον την ευθεία επίλυση πολύπλοκων υδροδυναμικών ροών σε σημαντικά μειωμένους χρόνους. Παράλληλα, εκτός από την ανάλυση των υδραυλικών χαρακτηριστικών των υδροστροβίλων, η σχεδίαση τους προϋποθέτει και τον στατικό έλεγχο των εξαρτημάτων για την εξασφάλιση της δυνατότητας κατασκευής τους, καθώς και την εξασφάλιση δομικής επάρκειας τους υπό στατικές και δυναμικές καταπονήσεις κατά την λειτουργία τους. Παρόλο που η ανάλυση σύνθετων τυρβωδών ροών σε υδροστροβίλους απαιτεί εν γένει τη διαθεσιμότητα ικανής υπολογιστικής ισχύος με υψηλό κόστος, η ανάπτυξη των Η/Υ και των διαθέσιμων αλγορίθμων έχει πλέον επιτρέψει την εφαρμογή μεθόδων βελτιστοποίησης επιλύοντας το τρισδιάστατο πεδίο ροής σε ανεκτούς χρόνους. Η συστηματική εφαρμογή τεχνικών υψηλής ακρίβειας επιτρέπει την βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των υδροδυναμικών μηχανών και την μείωση των απαιτήσεων για πειραματική πιστοποίηση.

Για την εφαρμογή μιας διαδικασίας βελτιστοποίησης, ιδιαίτερης σημασίας είναι ο ορισμός της αντικειμενικής συνάρτησης και των μεταβλητών σχεδιασμού. Στις περισσότερες περιπτώσεις επιλέγεται η βελτιστοποίηση κάποιας μακροσκοπικής ποσότητας που σχετίζεται με τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου. Εναλλακτικά, κατά τον αντίστροφο σχεδιασμό, ορίζεται κατάλληλη κατανομή-στόχος κάποιου υδραυλικού χαρακτηριστικού (πχ. επιθυμητή κατανομή πίεσης στο πτερύγιο, κατανομή ταχυτήτων στην έξοδο του δρομέα κ.α.) και τροποποιείται προοδευτικά η γεωμετρία μέχρι την ικανοποίηση του στόχου αυτού. Ομοίως, ανάλογα με τις απαιτήσεις σχεδιασμού, ενδέχεται να απαιτείται η βελτιστοποίηση περισσότερων στόχων. Στην περίπτωση αυτή, τα αποτελέσματα αξιολογούνται μέσω του μετώπου Pareto των μη κυριαρχούμενων λύσεων με σκοπό την επιλογή της βέλτιστης λύσης.

Στη γενική της μορφή, η διαδικασία βελτιστοποίησης συμπεριλαμβάνει έναν επιλύτη για την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων και τον υπολογισμό της αντικειμενικής συνάρτησης, ένα εργαλείο βελτιστοποίησης για την αναζήτηση της βέλτιστης τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης, την διαχείριση και συντονισμό των απαιτούμενων αξιολογήσεων, και ένα παραμετρικό εργαλείο για την

περιγραφή και τροποποίηση της γεωμετρίας (Εικόνα 3.31). Ανάλογα με την επιλεγμένη παραμετροποίηση και τη πολυπλοκότητα της γεωμετρίας, το προς επίλυση πρόβλημα μπορεί να έχει πολλές δεκάδες μεταβλητές σχεδιασμού που είναι δυνατό να τροποποιηθούν για την επίτευξη κάποιου σχεδιαστικού στόχου. Αυξάνοντας τον αριθμό των ελεύθερων μεταβλητών αυξάνει και η πολυπλοκότητα του προβλήματος και οι απαιτήσεις υπολογιστικής ισχύος. Με την αύξηση της διαθέσιμης υπολογιστικής ισχύος έχει αναπτυχθεί και η χρήση σύνθετων εργαλείων και αποτελεί αναπόσπαστο τμήμα της διαδικασίας σχεδίασης αεροδυναμικών και υδροδυναμικών εξαρτημάτων. Έτσι, είναι πλέον δυνατός ο συνδυασμός αριθμητικών μεθόδων και μεθόδων βελτιστοποίησης σε αποδεκτούς βιομηχανικούς χρόνους. Με τον τρόπο αυτό οι μέθοδοι βελτιστοποίησης βρίσκουν πλέον ευρεία χρήση για την επίλυση προβλημάτων και την σχεδίαση βιομηχανικών προϊόντων.



Εικόνα 3.31. Λογικό διάγραμμα διαδικασίας βελτιστοποίησης.

Οι μέθοδοι βελτιστοποίησης μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε αιτιοκρατικές και στοχαστικές μεθόδους [161]. Στη περίπτωση των αιτιοκρατικών μεθόδων, για την εύρεση της βέλτιστης λύσης ακολουθείται μια διαδικασία που βασίζεται σε συγκεκριμένους μαθηματικούς κανόνες που οδηγούν προοδευτικά προς την βέλτιστη τιμή της αντικειμενικής συνάρτησης. Αντίθετα, στις στοχαστικές μεθόδους η βέλτιστη λύση προσεγγίζεται με τυχαίο τρόπο, εφαρμόζοντας όμως τεχνικές που τείνουν να αυξάνουν την πιθανότητα εύρεσης προοδευτικά καλύτερων λύσεων και εν τέλει, του καθολικά βέλτιστου αποτελέσματος. Καθώς αυξάνεται η πολυπλοκότητα των προβλημάτων είναι σημαντική η ανάπτυξη τεχνικών βελτιστοποίησης που αποσκοπούν στην ελαχιστοποίηση του υπολογιστικού κόστους. Τέτοιες μέθοδοι χρησιμοποιούν μοντέλα χαμηλής ακρίβειας (low fidelity) που προσεγγίζουν την αντικειμενική συνάρτηση συναρτήσει των μεταβλητών σχεδιασμού.

3.5.2. Στοχαστικές μέθοδοι βελτιστοποίησης

Στις στοχαστικές μεθόδους βελτιστοποίησης επιλέγονται τυχαίες υποψήφιες λύσεις από ένα εύρος πιθανών λύσεων που έχουν προκύψει από μία διαδικασία εξέλιξης, οδηγώντας προοδευτικά στην βέλτιστη λύση με την ικανοποίηση κάποιου κριτηρίου σύγκλισης της υπολογιστικής διαδικασίας. Η

ανεξαρτησία της τελικής λύσης από την επιλογή των αρχικών παραμέτρων επιτρέπει την εύρεση του καθολικού βέλτιστου. Μειονέκτημα όμως των στοχαστικών μεθόδων είναι η απαίτηση για μεγάλο αριθμό αξιολογήσεων της αντικειμενικής συνάρτησης και συνεπώς το μεγάλο υπολογιστικό κόστος [161]. Ο αριθμός των απαραίτητων αξιολογήσεων της αντικειμενικής συνάρτησης είναι συνάρτηση των ελεύθερων παραμέτρων του προβλήματος, συνεπώς το υπολογιστικό κόστος αυξάνεται με τον αριθμό των ελεύθερων παραμέτρων. Αντιπροσωπευτικό παράδειγμα στοχαστικής μεθόδου, αποτελούν οι εξελικτικοί αλγόριθμοι (ΕΑ), οι οποίοι μιμούνται την θεωρία εξέλιξης των ειδών και εν γένει συμπεριλαμβάνουν τα ακόλουθα βήματα: i) αρχικοποίηση κατά την οποία δημιουργείται ένας αρχικός πληθυσμός πιθανών λύσεων-γονέων, ii) επιλογή των καλύτερων υποψήφιας λύσεων ύστερα από την αξιολόγηση μέσω κάποιου επιλύτη υψηλής ακρίβειας και τον υπολογισμό της αντικειμενικής συνάρτησης για κάθε υποψήφια λύση, iii) διασταύρωση και μετάλλαξη κατά την οποία κάθε επόμενη γενιά απογόνων διαμορφώνεται από το πληθυσμό των γονέων χρησιμοποιώντας τελεστές διασταύρωσης και μετάλλαξης και iv) τερματισμό της διαδικασίας όταν ικανοποιείται κατάλληλο κριτήριο σύγκλισης. Κατά την διαδικασία της εξέλιξης, οι καλύτερες πιθανές λύσεις θα επιβιώσουν και θα μεταδώσουν πληροφορία σε επόμενες γενιές ενώ υποδεέστερες λύσεις δε θα συνεισφέρουν και σταδιακά θα εξαλειφθούν από τον πληθυσμό. Βασικά πλεονεκτήματα των ΕΑ είναι η ικανότητά τους να εντοπίζουν καθολικά ακρότατα και η δυνατότητά τους να συνδυαστούν με οποιοδήποτε λογισμικό αξιολόγησης και τις διαθέσιμες διαδικασίες σχεδιασμού χωρίς ιδιαίτερες τροποποιήσεις [161]. Το γεγονός αυτό τους καθιστά ιδιαίτερος προσιτούς, και επιτρέπουν την εύκολη σχετικά ένταξή τους σε υπάρχουσες διαδικασίες σχεδιασμού βιομηχανικής παραγωγής.

Υπό αυτό το πρίσμα, οι στοχαστικές μέθοδοι βελτιστοποίησης έχουν βρει ευρεία εφαρμογή στον κλάδο των υδροδυναμικών μηχανών, καθώς είναι απλές στην εφαρμογή τους και δεν απαιτούν ιδιαίτερα αυξημένο υπολογιστικό κόστος όταν συνδυάζονται με κατάλληλα εργαλεία παραμετροποίησης και προσεχτικά επιλεγμένες ελεύθερες παράμετροι σχεδιασμού. Χρησιμοποιώντας κάποιο προσεγγιστικό μοντέλο ή μετα-μοντέλο είναι δυνατό να ελαχιστοποιηθεί ο απαιτούμενος αριθμός απευθείας υπολογισμού της αντικειμενικής συνάρτησης μέσω του επιλύτη, επιτρέποντας την αξιοποίηση των μεθόδων αυτών σε βιομηχανικό επίπεδο και σε ανεκτούς χρόνους. Κατά την εφαρμογή των μετα-μοντέλων, προσδιορίζονται οι πιο υποσχόμενες λύσεις και στη συνέχεια αυτές επιλύονται με τον πιο ακριβή και κοστοβόρο επιλύτη.

3.5.3. Αιτιοκρατικές μέθοδοι βελτιστοποίησης

Στον αντίποδα των στοχαστικών μεθόδων βελτιστοποίησης βρίσκονται οι αιτιοκρατικές μέθοδοι οι οποίες βασίζονται στον υπολογισμό της κλίσης της αντικειμενικής συνάρτησης συναρτήσεως των μεταβλητών σχεδιασμού, παρέχοντας πληροφορία στη διαδικασία σχεδιασμού ως προς την κατεύθυνση βελτίωσης της αντικειμενικής συνάρτησης. Με το τρόπο αυτό οι αιτιοκρατικές μέθοδοι επιτρέπουν πολύ μικρότερο αριθμό κλήσεων του επιλύτη και επίτευξη βέλτιστης λύσης σε μικρότερο

υπολογιστικό χρόνο, ενώ είναι δυνατό το υπολογιστικό κόστος να είναι ανεξάρτητο από τον αριθμό των μεταβλητών σχεδιασμού. Ωστόσο, βασικό μειονέκτημα των μεθόδων αυτών είναι οι αυξημένες αλγοριθμικές απαιτήσεις που προϋποθέτουν σημαντικό χρόνο για τον αρχικό προγραμματισμό και τον υπολογισμό των κλίσεων της αντικειμενικής συνάρτησης, διαδικασία που θα πρέπει να επαναληφθεί σε περίπτωση αλλαγών της διατύπωσής της. Παράλληλα, ενώ υπάρχει ταχεία σύγκλιση λόγω της διαθεσιμότητας των κλίσεων της αντικειμενικής συνάρτησης, είναι δυνατό να περιορίζεται η λύση σε τοπικά ακρότατα τα οποία είναι συνάρτηση της αρχικής λύσης, ιδίως σε πολύπλοκα προβλήματα [161].

3.6. Παραμετροποίηση υδροδυναμικών μορφών

3.6.1. Εισαγωγή

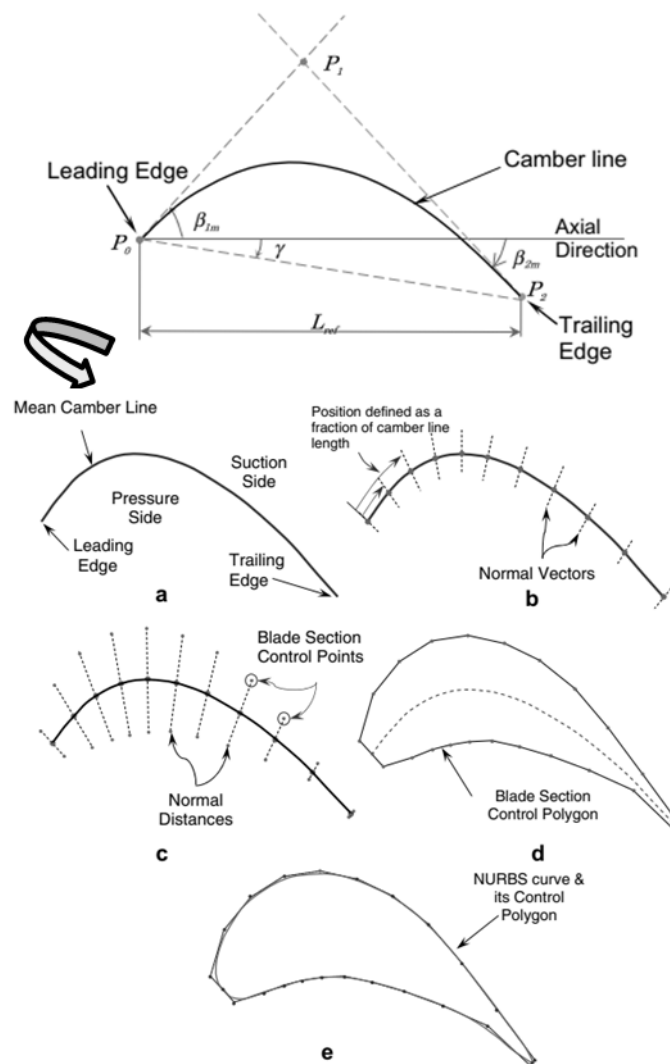
Αναπόσπαστο κομμάτι μίας διαδικασίας βελτιστοποίησης είναι η παραμετρική μοντελοποίηση της γεωμετρίας μέσω κατάλληλων μαθηματικών μοντέλων και εξισώσεων. Για την εφαρμογή αυτοματοποιημένων διαδικασιών σχεδιασμού είναι απαραίτητη η ανάπτυξη και χρήση εργαλείων που επιτρέπουν την εύκολη και γρήγορη τροποποίηση της γεωμετρίας. Μέσω της παραμετροποίησης καθορίζονται μεταβλητές σχεδιασμού που συνθέτουν τη γεωμετρία με συνήθως γεωμετρική σημασία. Στο πεδίο των υδροδυναμικών μηχανών για τον σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται ευρέως καμπύλες και επιφάνειες Bezier/NURBS δίνοντας την δυνατότητα ελέγχου της γεωμετρίας με σχετικά μικρό αριθμό ελεύθερων παραμέτρων. Με τις καμπύλες αυτές, τα πτερύγια των μηχανών περιγράφονται χρησιμοποιώντας σημεία ελέγχου, με την μετατόπιση των οποίων είναι εύκολη η τροποποίηση της γεωμετρίας τόσο σε καθολικό αλλά και τοπικό επίπεδο. Το θεωρητικό υπόβαθρο των τεχνικών αυτών αναπτύσσεται σε επόμενο κεφάλαιο.

3.6.2. Σχεδίαση πτερυγίων με διαδοχικές τομές

Η μέθοδος σχεδίασης με διαδοχικές τομές αποτελεί φυσική εξέλιξη των παραδοσιακών μεθόδων κατά τις οποίες το πτερύγιο χωρίζεται σε μερικές πτερωτές/τομές και σε κάθε τομή προσδιορίζονται οι απαιτούμενες υδραυλικές παράμετροι ανάλογα με το σημείο σχεδιασμού. Με την μέθοδο αυτή αντικαθιστώνται τα υδραυλικά περιγράμματα με παραμετρικές καμπύλες επιτρέποντας καλύτερο έλεγχο της μορφής και διατηρώντας την σύνδεση της γεωμετρίας με υδραυλικές παραμέτρους. Για την εφαρμογή της τεχνικής αυτής είτε χρησιμοποιούνται καμπύλες με τις οποίες περιγράφεται το πτερύγιο ως μία μέση γραμμή στην οποία προστίθεται πάχος, ή χρησιμοποιείται η απευθείας εφαρμογή παραμετρικών εξισώσεων για την περιγραφή του περιγράμματος του πτερυγίου.

Στη πρώτη περίπτωση, το πτερύγιο κατασκευάζεται σε δύο βήματα. Αρχικά προσδιορίζεται η μέση γραμμή του πτερυγίου λαμβάνοντας υπόψη τις απαραίτητες κλίσεις στην είσοδο και έξοδο και καθορίζεται το σημείο σε κάθε μέση γραμμή, το οποίο θα αποτελέσει βάση για την καθ' ύψος σύνδεση

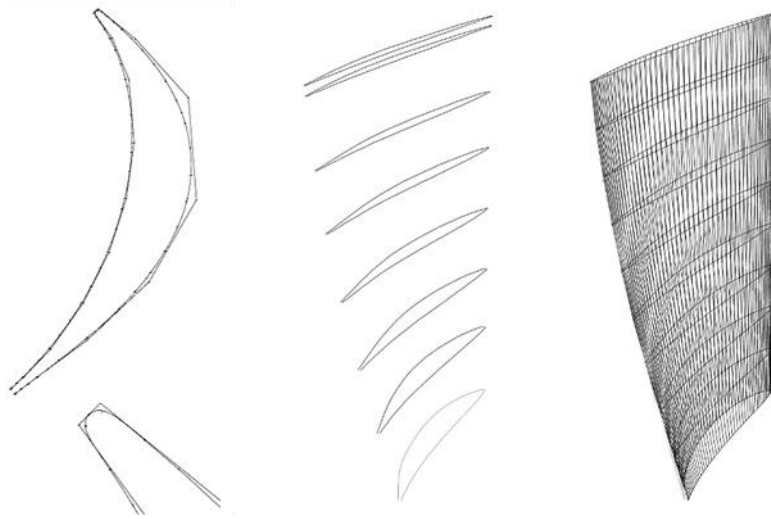
των επιμέρους τομών. Η μέση γραμμή του πτερυγίου ορίζεται ως μία καμπύλη Bezier με τα σημεία ελέγχου να καθορίζονται σύμφωνα με τις απαραίτητες αεροδυναμικές/υδροδυναμικές μεταβλητές, όπως η αξονική χορδή και οι γωνίες εισόδου και εξόδου. Για τον προσδιορισμό της πλευράς πίεσης και υποπίεσης του πτερυγίου απαιτείται ο ορισμός κάποιας κατανομής πάχους, η οποία χρησιμοποιείται για την εφαρμογή πάχους κατά το μήκος της μέσης γραμμής (Εικόνα 3.32) [162,163]. Εναλλακτικά, οι πλευρές πίεσης και υποπίεσης προκύπτουν ως ξεχωριστές καμπύλες με τα σημεία ελέγχου τους να προσδιορίζονται σε σχέση με την μέση γραμμή. Για την ακμή εξόδου χρησιμοποιείται κυκλικό προφίλ και τα σημεία ελέγχου των πλευρών πίεσης και υποπίεσης τοποθετούνται με τέτοιο τρόπο ώστε να εξασφαλίζεται συνέχεια.



Εικόνα 3.32. Σχεδίαση πτερυγίου μέσω μέσης γραμμής [162].

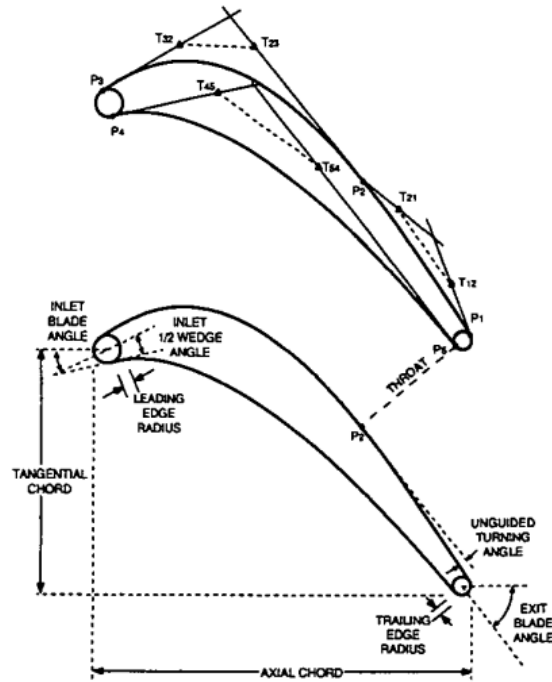
Στη δεύτερη περίπτωση κάθε τομή περιγράφεται απευθείας μέσω ορισμού της πλευράς πίεσης και υποπίεσης και δεν απαιτείται ο ορισμός μέσης γραμμής (Εικόνα 3.33) [164-166]. Για την αποτύπωση της επιφάνειας του πτερυγίου οι εκάστοτε τομές συντίθενται λαμβάνοντας υπόψη υδραυλικές και μηχανικές απαιτήσεις σχεδιασμού, και ενώνονται με τέτοιο τρόπο ώστε τα επιμέρους προφίλ να είναι

παράλληλα μεταξύ τους και κάθε ισοπαραμετρική κατά το πλάτος καμπύλη να αποτελεί παραμετρική καμπύλη/τομή του πτερυγίου. Ωστόσο, για την αποφυγή ασυνεχειών και την επίτευξη ομαλού προφίλ, απαιτούνται κατάλληλοι περιορισμοί, οι οποίοι πολλές φορές δεν είναι εύκολο να εφαρμοστούν.



Εικόνα 3.33. Κατασκευή πτερυγίων ύστερα από τη συνένωση ανεξάρτητων τομών/προφίλ [165].

Το προφίλ των πτερυγίων μπορεί να περιγράφεται μέσω πολυωνυμικών εξισώσεων ενώ χρησιμοποιούνται κυκλικά τμήματα για να περιγράψουν την ακμή εισόδου και εξόδου (Εικόνα 3.34). Με το τρόπο αυτό μπορεί να εξασφαλιστεί συνέχεια μέχρι πρώτου βαθμού, ενώ δεν εξασφαλίζεται ομαλή μετάβαση από το κυκλικό προφίλ στο πολυωνυμικό τμήμα. Επιπλέον, περιγράφοντας το πτερύγιο με τη χρήση παραμετρικών καμπυλών και με αύξηση των μεταβλητών σχεδιασμού είναι δυνατόν να εξαλειφθούν ασυνέχειες στις ακμές εισόδου και εξόδου χωρίς όμως να βελτιώνονται οι ασυνέχειες μεταξύ των μερικών πτερωτών κατά το πλάτος των πτερυγίων [162,166].



Εικόνα 3.34. Σχεδίαση τομών πτερυγίου αποτελούμενο από κυκλικά τμήματα στην είσοδο και έξοδο και παραμετρικές καμπύλες για την πλευρά πίεση και υποπίεσης [167].

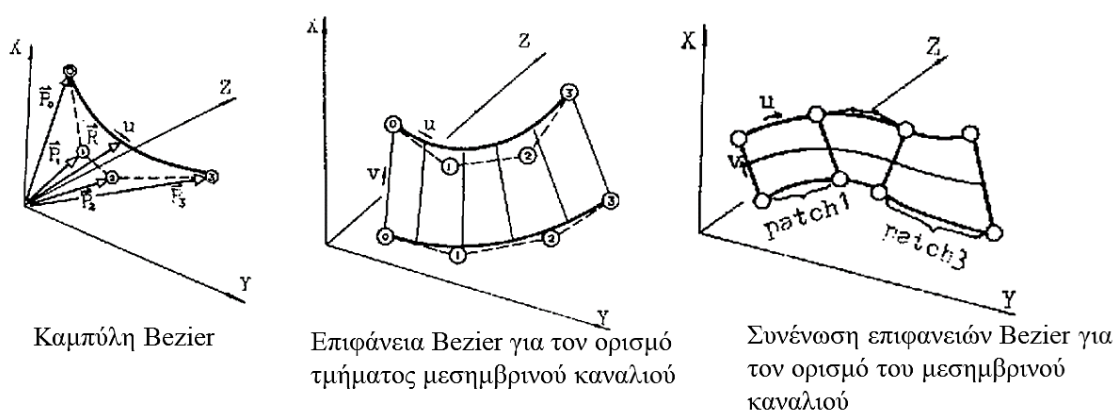
Κοινό χαρακτηριστικό των παραπάνω μεθόδων αποτελεί το γεγονός ότι για την κατασκευή του τριδιάστατου πτερυγίου απαιτείται η εφαρμογή αλγόριθμου προσαρμογής για την σύνθεση των επιμέρους τομών και την κατασκευή μίας ενιαίας επιφάνειας. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί είτε εφαρμόζοντας επιφανειακή προσαρμογή ενός νέφους σημείων που προκύπτουν από τα προφίλ ή με τη συνένωση των επιμέρους προφίλ για την κατασκευή ενιαίας παραμετρικής επιφάνειας [162,168]. Στην περίπτωση σύνθετων γεωμετριών, όπως στις υδροδυναμικές μηχανές, για την ικανοποιητική αποτύπωση του πτερυγίου απαιτείται υψηλός αριθμός τομών/μερικών πτερωτών, αυξάνοντας τον συνολικό αριθμό των μεταβλητών σχεδιασμού. Πιο πρόσφατες εφαρμογές των παραπάνω μεθόδων αφορούν την κατασκευή μίας μέσης επιφάνειας και κατ' επέκταση την προσθήκη σε αυτή πάχους σύμφωνα με δεδομένη κατανομή, σταθερή ή μεταβαλλόμενη κατά το πλάτος του πτερυγίου [168]. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται η παραμετροποίηση πολύπλοκων επιφανειών με σχετικά μικρό αριθμό μεταβλητών σχεδιασμού που σχετίζονται ευθέως με υδραυλικές παραμέτρους.

Ανάλογα με την επιλεγμένη μέθοδο παραμετροποίησης, με σκοπό την ελαχιστοποίηση των μεταβλητών σχεδιασμού και ταυτόχρονα τη διατήρηση συνέχειας και ομαλών μορφών, υπάρχει ο κίνδυνος να μειωθεί δραματικά η ευελιξία ως προς το πλήθος των διαφορετικών μορφών που μπορεί να προκύψουν, περιορίζοντας τον ελεύθερο χώρο σχεδιασμού και τη δυνατότητα εύρεσης της βέλτιστης μορφής. Για την αποφυγή του παραπάνω χρησιμοποιούνται τεχνικές αυτόματης τροποποίησης της παραμετροποίησης επιτρέποντας την προσαρμογή της παραμετροποίησης στο υπό

μελέτη πρόβλημα [169,170]. Οι παραπάνω τεχνικές έχουν χρησιμοποιηθεί σε πλήθος περιπτώσεων για τη σχεδίαση υδροδυναμικών μηχανών [171-174].

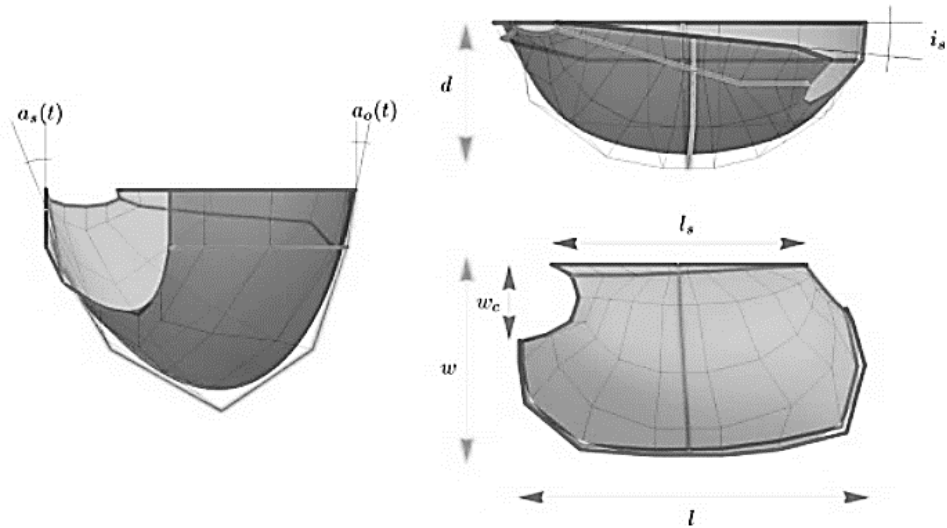
3.6.3. Σχεδίαση πτερυγίων με επιφάνειες

Σε αντίθεση με την τμηματική περιγραφή των πτερυγίων ως την υπέρθεση μερικών πτερωτών, υπάρχει και η δυνατότητα περιγραφής των πτερυγίων απευθείας μέσω παραμετρικών επιφανειών. Για την περιγραφή της γεωμετρίας χρησιμοποιούνται τμήματα παραμετρικών επιφανειών που συνενώνονται μεταξύ τους σε συγκριμένα σημεία αναφοράς και με κατάλληλους περιορισμούς στον τρόπο ορισμού των επιφανειών, εξασφαλίζοντας έτσι τη συνέχεια μεταξύ των τμημάτων (Εικόνα 3.35). Βασικό πλεονέκτημα των επιφανειακών μεθόδων είναι η διατήρηση σχετικά μικρότερου αριθμού μεταβλητών σχεδιασμού. Επιπροσθέτως, είναι δυνατή η συστηματική και ελεγχόμενη τροποποίηση της μορφής ενώ ταυτόχρονα διατηρείται η συνέχεια σε ολόκληρη τη γεωμετρία. Παράλληλα, καθώς η γεωμετρία πλέον περιγράφεται με συνεχή τρόπο, είναι δυνατό να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος αριθμός παραμέτρων και να περιγράψει με απλούστερο τρόπο οποιαδήποτε γεωμετρία ανεξαρτήτως της πολυπλοκότητας της μορφής [175-177].

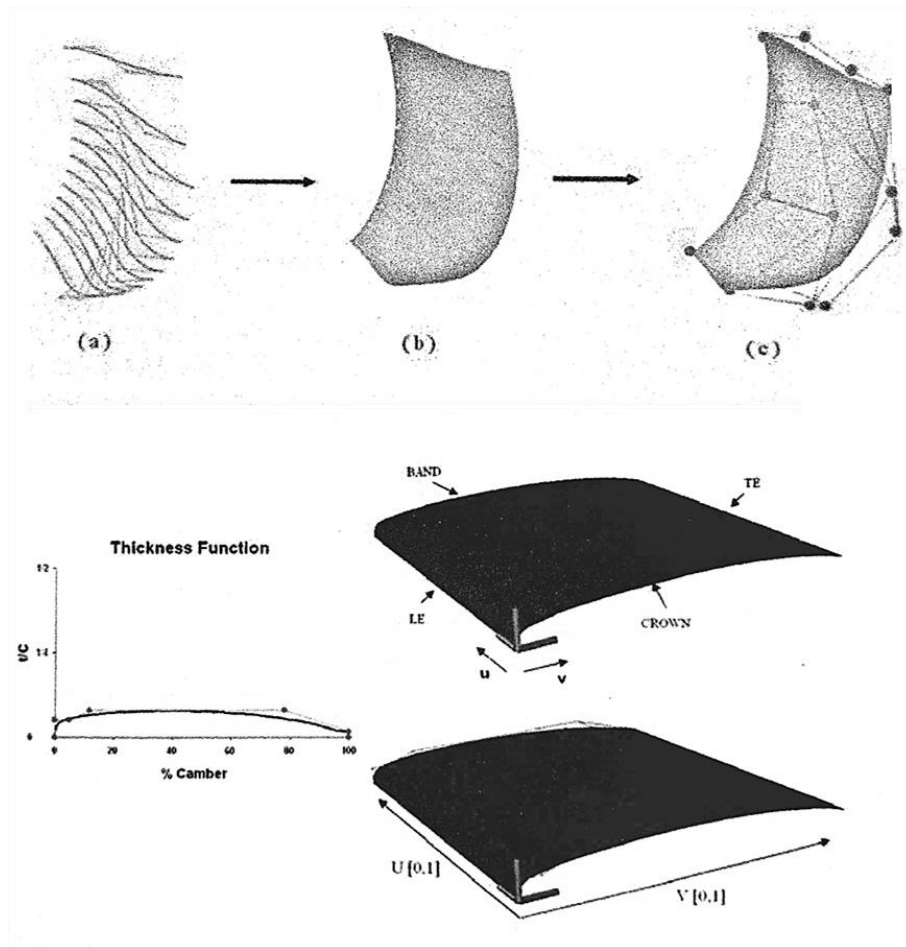


Εικόνα 3.35. Κατασκευή επιφάνειας για τη σχεδίαση πτερωτής φυγοκεντρικού συμπιεστή και η σύνδεση μεταξύ διαφορετικών επιφανειακών τμημάτων [177].

Η επιφανειακή μέθοδος δεν έχει βρει ευρεία εφαρμογή καθώς είναι περισσότερο σύνθετη και δύσκολο να εφαρμοστεί στην πράξη. Παρ' όλα αυτά, λόγω των ανωτέρω πλεονεκτημάτων, εφαρμόζεται επιτυχώς για την περιγραφή των σκαφιδίων δρομέων υδροστροβίλων Pelton με τη δυνατότητα ορισμού συγκεκριμένης κατανομής γωνιών κατά μήκος των ακμών εισόδου και εξόδου (Εικόνα 3.36). Ομοίως, στην περίπτωση υδροστροβίλων αντίδρασης, η μέθοδος αυτή έχει χρησιμοποιηθεί για την απευθείας περιγραφή της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου του δρομέα (Εικόνα 3.37) [178].



Εικόνα 3.36. Σχεδίαση σκαφιδίων δρομέα υδροστροβίλου Pelton μέσω επιφανειών NURBS [179].



Εικόνα 3.37. Μέθοδος μέσης επιφάνειας πτερυγίου υδροστροβίλου Francis [178].

3.7. Εφαρμογές βελτιστοποίησης σε υδροστροβίλους

Τα εργαλεία υπολογιστικής ρευστομηχανικής χρησιμοποιούνται σε πλήθος βιβλιογραφικών παραδειγμάτων με σκοπό την βελτίωση των υδροδυναμικών μηχανών. Ωστόσο, η σχεδίαση των πτερυγίων τους, και ειδικότερα των πτερυγίων των υδροστροβίλων, δεν είναι απλή διαδικασία ακόμα και για έμπειρους σχεδιαστές λόγω της πολυπλοκότητας της γεωμετρίας τους. Η εύρεση βελτιωμένων λύσεων είναι αποτέλεσμα χρονοβόρας διαδικασίας δοκιμών-σφάλματος, ενώ σε πολλές περιπτώσεις το αποτέλεσμα είναι συνάρτηση της εμπειρίας και των γνώσεων του σχεδιαστή. Επομένως, είναι επιθυμητή η ανάπτυξη αυτοματοποιημένων διαδικασιών σχεδίασης που θα έχουν τη δυνατότητα να εξετάζουν πλήθος διαφορετικών γεωμετριών για την αναζήτηση της βέλτιστης λύσης, σύμφωνα με το σημείο και τα κριτήρια σχεδιασμού, και την αποσύνδεση της διαδικασίας από την εμπειρία του χρήστη. Με τον τρόπο αυτό, η γνώση και η εμπειρία του σχεδιαστή θα χρησιμοποιείται αποκλειστικά για την αρχικοποίηση του προβλήματος και την επιλογή των καταλληλότερων παραμέτρων σχεδιασμού και στόχων.

Για την επίτευξη των ανωτέρω, τα τελευταία χρόνια τα εργαλεία βελτιστοποίησης περιγράφονται σε πλήθος δημοσιεύσεων με σκοπό την βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των υδροδυναμικών μηχανών. Στην περίπτωση των υδροστροβίλων, τα εργαλεία αυτά χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο για την βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης, κυρίως στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Πιο συγκεκριμένα, οι Skotak et al. χρησιμοποιούν μία μέθοδο simplex για την βελτιστοποίηση υδροστροβίλου Kaplan σε συνδυασμό με εμπορικό υπολογιστικό κώδικα [180]. Η αντικειμενική συνάρτηση ορίζεται ως ο γραμμικός συνδυασμός τεσσάρων διαφορετικών παραμέτρων που καθορίζουν τη λειτουργία της μηχανής (βαθμός απόδοσης, υδραυλικό ύψος, σπηλαίωση και κατανομή ταχύτητας). Για την παραμετροποίηση της γεωμετρίας οι μελετητές χρησιμοποιούν παραμετρικές καμπύλες για την σχεδίαση των μερικών πτερωτών με παραμέτρους την γωνία πτερυγίου και το μεσημβρινό μήκος, ενώ διατηρούνται σταθερές η μεσημβρινή τομή και η κατανομή πάχους του πτερυγίου. Από τα αποτελέσματα της μελέτης αυτής, επισημαίνεται η δυνατότητα επίτευξης ικανοποιητικών σχεδιάσεων με ταχεία σύγκλιση με τον απλό συνδυασμό διαφορετικών εμπορικών εργαλείων.

Αντίστοιχα, οι Enomoto et al. ανέπτυξαν μία διαδικασία βελτιστοποίησης που αποτελείται από ένα εργαλείο παραμετροποίησης της γεωμετρίας και ένα εργαλείο γενετικών αλγορίθμων για την βελτιστοποίηση ενός δρομέα υδροστροβίλου Francis [181]. Η γεωμετρία παραμετροποιείται χρησιμοποιώντας συνολικά 30 παραμέτρους σχεδιασμού, οι οποίες καθορίζουν τη μορφή του μεσημβρινού καναλιού και του πτερυγίου. Με την βελτιστοποίηση σε πλήθος διαφορετικών σημείων λειτουργίας έγινε εφικτή η βελτίωση της απόδοσης της μηχανής σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας.

Ομοίως, οι Gehrler et al. χρησιμοποίησαν ένα εργαλείο γενετικών αλγορίθμων για τη βελτιστοποίηση ενός δρομέα υδροστροβίλου Kaplan με αντικειμενική συνάρτηση την συμπεριφορά ως προς την σπηλαιώση της μηχανής [182]. Θεωρώντας το ρευστό ως μη συνεκτικό για λόγους απλότητας και ταχύτητας, ήταν δυνατό να επιτύχουν σημαντικά βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά. Παρόμοια προσέγγιση υιοθετείται και από τους Thum et al. για την σχεδίαση ενός δρομέα υδροστροβίλου Francis χρησιμοποιώντας μια πολυεπίπεδη τεχνική με την οποία η τελική λύση προσεγγίζεται προοδευτικά αυξάνοντας την πολυπλοκότητα της μοντελοποίησης [183].

Η ανάπτυξη γενικευμένου εργαλείου σχεδίασης εξετάζεται από τους Wu et al. και τους Casey et al. οι οποίοι συνδυάζουν παραμετρικό μοντέλο, κώδικα αυτοματοποιημένη κατασκευής πλέγματος και εμπορικό λογισμικό επίλυσης της ροής [95,184]. Η γεωμετρία περιγράφεται χρησιμοποιώντας τη μέθοδο σύμμορφης απεικόνισης και παραμετρικές κατανομές της κλίσης και του πάχους του πτερυγίου, με συνολικά ~50 παραμέτρους σχεδιασμού. Παρόμοιο σύστημα σχεδιασμού αναπτύσσεται από τους Xu et al. ύστερα από τον συνδυασμό κατάλληλου σχεδιαστικού εργαλείου με επιλύτη των εξισώσεων N-S [185]. Στη μελέτη αυτή, τα πτερύγια παραμετροποιούνται χρησιμοποιώντας έξι καμπύλες Bezier για την περιγραφή των κατά το πλάτος διαφορετικών προφίλ.

Η χρήση μεταμοντέλων για την επιτάχυνση και τη βελτίωση της διαδικασίας βελτιστοποίησης παρουσιάζεται από τους Skouteropoulou et al. και οι Georgopoulou et al. με τον συνδυασμό εργαλείου παραμετροποίησης, κώδικα επίλυσης των εξισώσεων N-S και γενετικών αλγορίθμων [186,187]. Στις μελέτες αυτές, χρησιμοποιούνται 11 διαφορετικά προφίλ κατά το πλάτος του πτερυγίου και τον ορισμό της μέσης επιφάνειας για την περιγραφή του πτερυγίου, ενώ η τελική γεωμετρία προκύπτει με την επιβολή κατανομής πάχους στην μέση επιφάνεια. Επίσης, χρησιμοποιούνται παραμετρικές καμπύλες Bezier που ελέγχουν την κατανομή των γωνιών εισόδου και εξόδου κατά το πλάτος του πτερυγίου, ενώ οι συνολικές παράμετροι σχεδιασμού ανέρχονται σε 52-60. Ομοίως, οι Risberg et al. με τη χρήση μεταμοντέλου και της μεθόδου σχεδιασμού πειραμάτων βελτιστοποιούν ένα πτερύγιο δρομέα Francis το οποίο περιγράφεται με συνολικά 93 παραμέτρους σχεδιασμού [188], ενώ οι McNabb et al. χρησιμοποιούν 20 διαφορετικά παραμετρικά προφίλ με 7 παραμέτρους ανά προφίλ σε συνδυασμό με γενετικούς αλγορίθμους με χρήση μεταμοντέλων για την βέλτιστη σχεδίαση ενός αγωγού απαγωγής υδροστροβίλου Francis [189].

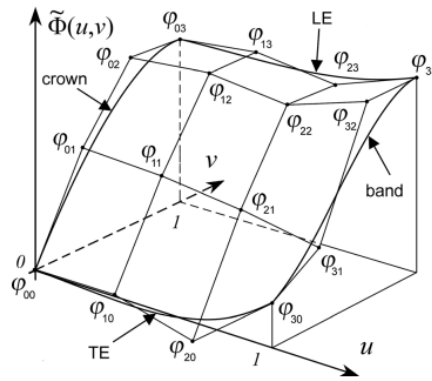
Με σκοπό την βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης καθώς και των μη μόνιμων χαρακτηριστικών στο πλήρες φορτίο, οι Pilev et al. εφάρμοσαν βελτιστοποίηση πολλών στόχων [190]. Συγκεκριμένα, συνδύασαν ένα παραμετρικό μοντέλο και ένα εργαλείο γενετικών αλγορίθμων χρησιμοποιώντας ως αντικειμενική συνάρτηση την ομοιόμορφη κατανομή της μεσημβρινής συνιστώσας της ταχύτητας στην έξοδο του δρομέα. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποίησαν συνολικά 20 παραμέτρους σχεδιασμού, ενώ για την εφαρμογή της βελτιστοποίησης χρησιμοποίησαν 16 ελεύθερες παραμέτρους.

Αργότερα, οι Semenova et al. ανέπτυξαν ένα εργαλείο σχεδίασης υδροστροβίλων Kaplan παραμετροποιώντας το πτερύγιο του δρομέα ως μία παραμετρική μέση επιφάνεια με κατανομή πάχους [191]. Για την βέλτιστη σχεδίαση του πτερυγίου χρησιμοποίησαν 24 συνολικά ελεύθερες παράμετρος. Το παραμετρικό μοντέλο συνδυάστηκε με γενετικούς αλγόριθμους και έναν κώδικα υπολογιστικής ρευστομηχανικής για την βέλτιστη σχεδίαση του δρομέα στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας και στο πλήρες φορτίο.

Για την βέλτιστη σχεδίαση δρομέα υδροστροβίλου Francis σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας, οι Kawajiri et al. συνδύασαν έναν κώδικα υπολογιστικής ρευστομηχανικής με ένα παραμετρικό μοντέλο καμπύλων NURBS και με έναν αλγόριθμο PSO [192]. Για την σχεδίαση του πτερυγίου θεώρησαν διακριτά παραμετρικά προφίλ κατά το πλάτος του πτερυγίου με την επιφάνεια να προκύπτει από την υπέρθεση των επιμέρους προφίλ. Για την βελτιστοποίηση θεώρησαν συνολικά 16 διαφορετικά σημεία σχεδιασμού καθώς και την ελάχιστη πίεση στην επιφάνεια του πτερυγίου χρησιμοποιώντας συνολικά 27 παραμέτρους σχεδιασμού.

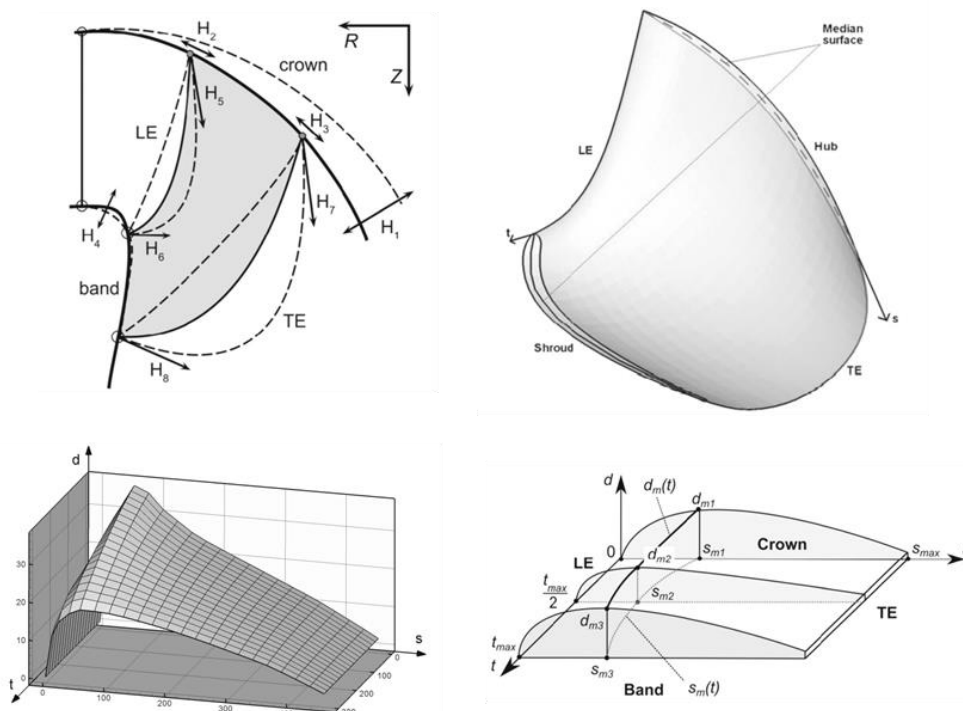
Αντίστοιχα, οι Bahrami et al. εφάρμοσαν πολυεπίπεδη βελτιστοποίηση για την επιτάχυνση της σύγκλισης της διαδικασίας συνδυάζοντας ένα χαμηλού κόστους επιλύτη για την ταχεία αξιολόγηση πολλών πιθανών λύσεων, ενώ σε δεύτερο επίπεδο αξιολόγησαν τις πιο αποδοτικές λύσεις με έναν επιλύτη μεγαλύτερης ακρίβειας [193]. Για την παραμετροποίηση της γεωμετρίας χρησιμοποίησαν συνολικά 17 παραμέτρους σχεδιασμού με τις οποίες ελέγχουν την κατανομή της κλίσης και το μήκος του πτερυγίου και συνδύασαν το εργαλείο τους με έναν ανοιχτό κώδικα βελτιστοποίησης.

Στη συνέχεια, οι Lyutov et al. παραμετροποίησαν το πτερύγιο χρησιμοποιώντας μια μέση επιφάνεια στην οποία επέβαλλαν μία παραμετρική κατανομή πάχους (Εικόνα 3.38) [194]. Για την ελαχιστοποίηση των παραμέτρων σχεδιασμού χρησιμοποίησαν ένα εργαλείο παραμετρικής επιφάνειας ελέγχου με το οποίο ρύθμιζαν την απόκλιση της γεωμετρίας από μία αρχική μορφή. Για την περιγραφή του πτερυγίου χρησιμοποιήθηκαν κυλινδρικές συντεταγμένες και συνολικά 24 παραμέτρους σχεδιασμού. Παράλληλα, χρησιμοποίησαν ένα παραμετρικό μοντέλο 9 παραμέτρων για την περιγραφή του αγωγού απαγωγής και βελτιστοποίησαν τη σχεδίαση τόσο του δρομέα όσο και του αγωγού απαγωγής, ταυτοχρόνως.



Εικόνα 3.38. Παραμετρική επιφάνεια ελέγχου για την μοντελοποίηση της απόκλισης τη γεωμετρίας από την αρχική [194].

Πιο πρόσφατα, η ίδια ομάδα χρησιμοποίησε ένα τροποποιημένο παραμετρικό εργαλείο για τον έλεγχο της κατανομής πάχους με στόχο την βέλτιστη επιλογή του πάχους και την ελαχιστοποίηση των τάσεων που αναπτύσσονται στον δρομέα (Εικόνα 3.39) [195]. Συγκεκριμένα, συνδύασαν έναν αλγόριθμο υπολογιστικής ρευστομηχανικής και την μέθοδο πεπερασμένων στοιχείων (FEA) για την επίλυση της ροής και τον υπολογισμό του υδραυλικού βαθμού απόδοσης και των αναπτυσσόμενων τάσεων σε 3 διαφορετικά σημεία λειτουργίας.

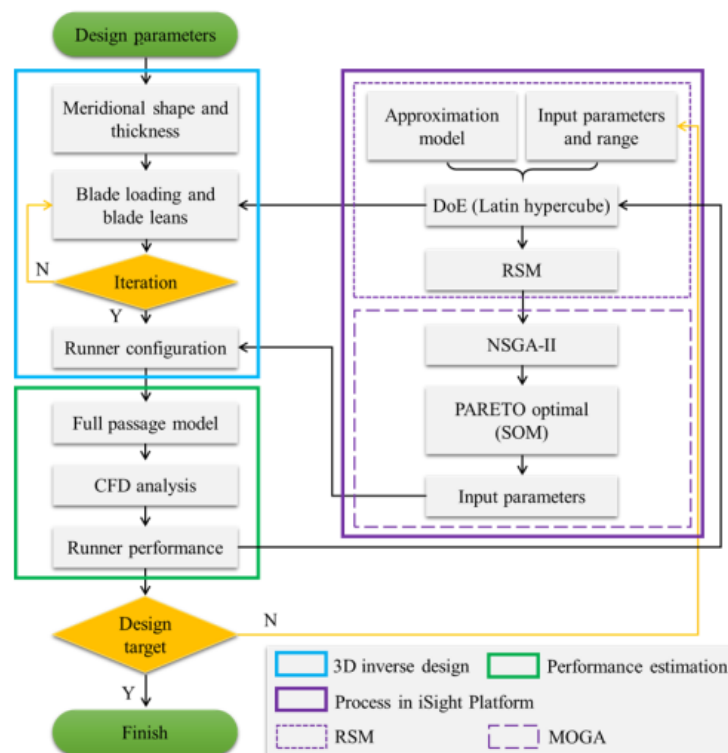


Εικόνα 3.39. Παραμετροποίηση πτερυγίου υδροστροβίλου Francis με επιφανειακή κατανομή πάχους που επιβάλλεται κάθετα στη μέση επιφάνεια του πτερυγίου [195].

Παρόλο που οι υδροστροβίλοι σχεδιάζονται κατά κύριο λόγο στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας όπου επιτυγχάνεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης, συχνά καλούνται να λειτουργήσουν συχνά σε σημεία

εκτός σχεδιασμού όπου οι υδραυλικές απώλειες αυξάνουν και κυριαρχούν μη μόνιμα φαινόμενα με αρνητικές επιπτώσεις στη μηχανή. Επομένως, υπάρχει η ανάγκη ανάπτυξη ευέλικτων σχεδιαστικών μεθόδων που θα προσαρμοστούν για να ικανοποιήσουν τις απαιτήσεις αυτές. Στο πλαίσιο αυτό οι Tengs et al. ανέπτυξαν μία διαδικασία βελτιστοποίησης υδροστροβίλου με μεταβλητές στροφές, όπου τα σημεία σχεδιασμού επιλέχθηκαν σε ένα εύρος $\pm 20\%$ του ονομαστικού σημείου [196]. Οι μελετητές χρησιμοποίησαν εμπορικό λογισμικό υπολογιστικής ρευστομηχανικής σε συνδυασμό με έναν κώδικα βελτιστοποίησης simplex, ενώ εστίασαν στην τροποποίηση της ακμής εισόδου και της κατανομής πάχους στην είσοδο.

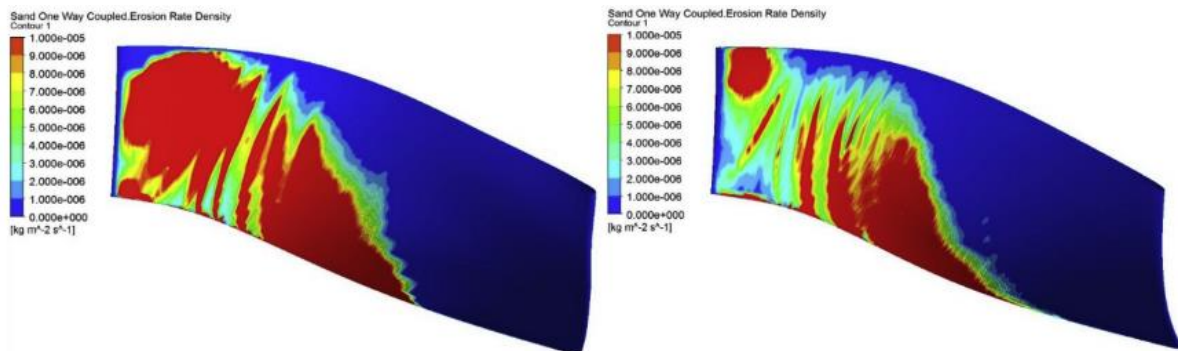
Επιπροσθέτως, οι Zhe et al. ανέπτυξαν μία διαδικασία βελτιστοποίησης που συνδυάζει αντίστροφο σχεδιασμό με ένα παραμετρικό εργαλείο σχεδίασης με παραμέτρους το μεσημβρινό κανάλι, την φόρτιση του πτερυγίου και την περιφερειακή κλίση του πτερυγίου, επιλέγοντας ως στόχους σχεδιασμού την βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης και της συμπεριφοράς ως προς τη σπηλαιώση (Εικόνα 3.40) [197]. Επιπλέον, για την υποβοήθηση της διαδικασίας χρησιμοποίησαν τη μέθοδο της επιφάνειας απόκρισης.



Εικόνα 3.40. Διαδικασία βελτιστοποίησης με τη μέθοδο αντίστροφου σχεδιασμού [197].

Τέλος, οι Aronte et al. εφάρμοσαν μια διαδικασία βελτιστοποίησης με σκοπό την βελτίωση της φθοράς στα τμήματα του υδροστροβίλου καθώς και την βελτίωση της συμπεριφοράς ως προς τη σπηλαιώση [198]. Συγκεκριμένα, συνδύασαν ένα εργαλείο γενετικών αλγορίθμων με εμπορικό λογισμικό CFD και κατόρθωσαν να βελτιώσουν την διάβρωση του πτερυγίου κατά 73%, διατηρώντας

τον βαθμό απόδοσης στα ίδια επίπεδα (Εικόνα 3.41). Για την παραμετροποίηση του περυγίου χρησιμοποίησαν μία πολυωνυμική συνάρτηση 3^{ου} βαθμού που ελέγχει την γωνιακή θέση ενός σημείου στην επιφάνεια του περυγίου.



Εικόνα 3.41. Βελτίωση χαρακτηριστικών διάβρωσης [198].

Στον Πίνακα 3.2 που ακολουθεί συνοψίζονται οι πρόσφατες δημοσιεύσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω με εφαρμογές βελτιστοποίησης σε υδροστροβίλους. Παρατηρείται ότι η χρήση παραμετρικών καμπύλων ως εργαλείο σχεδίασης των τμημάτων της μηχανής είναι η συνηθέστερη μέθοδος που προτιμάται από του μελετητές, ενώ παράλληλα προτιμάται η χρήση μεθόδων εξελικτικών αλγορίθμων ως εργαλείο βελτιστοποίησης. Επιπροσθέτως, φαίνεται ότι σε πιο πρόσφατες δημοσιεύσεις γίνεται χρήση επιφανειακών μεθόδων με μικρότερο αριθμό ελεύθερων μεταβλητών, ενώ επιλέγεται ως στόχος ο βαθμός απόδοσης σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας.

Πίνακας 3.2. Εφαρμογές μεθόδων βελτιστοποίησης σε υδροστροβίλους.

Ref	Έτος	Μέθοδος σχεδιασμού	Παράμετροι σχεδιασμού	Μέθοδος Βελτιστοποίησης
[180]	2006	Παραμετρικές Καμπύλες	n.a.	Simplex
[181]	2006	Παραμετρικές Καμπύλες	30	Εξελικτικοί αλγόριθμοι
[182]	2006	Παραμετρικές Καμπύλες	n.a.	Εξελικτικοί αλγόριθμοι
[183]	2006	Παραμετρικές Καμπύλες	100	NLQP
[95]	2007	Παραμετρικές Καμπύλες	n.a.	Δοκιμή Σφάλμα
[184]	2008	Παραμετρικές Καμπύλες	18	Γενετικός αλγόριθμος
[185]	2009	Παραμετρικές Καμπύλες	20	n.a.
[188]	2008	Παραμετρικές Καμπύλες	10	DOE, μεταμοντέλο (επιφάνεια απόκρισης)-Γενετικός αλγόριθμος
[186]	2011	Παραμετρικές Καμπύλες	52	Εξελικτικοί αλγόριθμοι
[187]	2008	Παραμετρικές Καμπύλες	50-60	Εξελικτικοί αλγόριθμοι-μεταμοντέλα
[189]	2013	Παράμετροι Σχεδιασμού	8	Εξελικτικοί αλγόριθμοι
[190]	2012	Παραμετρικές Καμπύλες	20	Εξελικτικοί αλγόριθμοι
[191]	2013	Παραμετρικές επιφάνειες	24	Εξελικτικοί αλγόριθμοι
[192]	2013	Παραμετρικές Καμπύλες	27	Particle Swarm Optimization
[193]	2013	Παραμετρικές Καμπύλες	16	Direct Search Algorithm
[194]	2015	Παραμετρικές επιφάνειες	24	Εξελικτικοί αλγόριθμοι
[195]	2018	Παραμετρικές επιφάνειες	24	Εξελικτικοί αλγόριθμοι
[196]	2018	Παράμετροι Σχεδιασμού	2	Simplex
[197]	2019	Παραμετρικές Καμπύλες/αντίστροφος σχεδιασμός	18	RSM-NSGA
[198]	2020	Παραμετρικές επιφάνειες	9	DOE, μετα-μοντέλο (επιφάνεια απόκρισης)-Γενετικός αλγόριθμος

3.8. Συμπεράσματα

Η σχεδίαση υδροδυναμικών μηχανών και πιο συγκεκριμένα η σχεδίαση υδροστροβίλων, είναι μια ιδιαίτερος σύνθετη διαδικασία που απαιτεί σε βάθος γνώση των χαρακτηριστικών της ροής εντός της μηχανής, αλλά και των λειτουργικών χαρακτηριστικών σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας. Οι σχεδιάσεις υψηλής απόδοσης κατά τις παραδοσιακές τεχνικές σχεδιασμού ήταν αποτέλεσμα χρονοβόρας και μακροχρόνιας διαδικασίας δοκιμής-σφάλματος, πολλές φορές συνοδευόμενη από πολλαπλούς κύκλους εργαστηριακών δοκιμών πρωτότυπων μοντέλων. Γίνεται συνεπώς αντιληπτό ότι για την ανάπτυξη σχεδιάσεων με υψηλό βαθμό απόδοσης απαιτούνταν τόσο σημαντικά κεφάλαια όσο και αυξημένος χρόνος.

Στο πλαίσιο αυτό, η ανάπτυξη των Η/Υ και νέων εργαλείων υπολογιστικής ρευστομηχανικής παρέχει τη δυνατότητα γρήγορης σχετικά αξιολόγησης σχεδιάσεων, επιταχύνοντας έτσι τη διαδικασία σχεδιασμού ακόμα και με απλουστευτικά μοντέλα. Με την περαιτέρω ανάπτυξη των εργαλείων αυτών, καθίσταται δυνατή η βελτίωση της ακρίβειας τους και η μελέτη περισσότερο σύνθετων ροϊκών φαινομένων που εμφανίζονται σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού. Τα φαινόμενα αυτά εμφανίζονται συχνότερα σε σύγχρονες σχεδιάσεις στις οποίες παρατηρείται η τάση για την αύξηση της ισχύος και τη σχεδίαση μηχανών με υψηλότερα υδραυλικά ύψη και ειδικό αριθμό στροφών, οδηγώντας όμως σε περαιτέρω αύξηση της πιθανότητας εμφάνισης σπηλαιώσης και δυνητικά δυσμενών συνθηκών για την λειτουργία και τον κύκλο ζωής του ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού. Έτσι, με την σε βάθος κατανόηση των χαρακτηριστικών της ροής γίνεται δυνατή η σχεδίαση μηχανών σε μεγαλύτερο εύρος συνθηκών λειτουργίας, και σε περιοχές όπου εμφανίζονται έντονες αποκολλήσεις, ανακυκλοφορίες και ταλαντώσεις πίεσης, αλλά και περισσότερο σύνθετα φαινόμενα όπως η σπηλαιώση, χαρακτηριστικά που μπορούν πλέον να ενταχθούν ακόμα και στα πρώιμα στάδια του σχεδιασμού της μηχανής. Παράλληλα, η ανάπτυξη νέων εργαλείων και σχεδιαστικών μοντέλων για την παραμετρική περιγραφή των τμημάτων των υδροστροβίλων, και ιδιαίτερος των πτερυγίων του δρομέα, παρέχει μεγαλύτερη ευελιξία και εξασφαλίζει γεωμετρική συνέχεια και ομοιομορφία.

Για την γρήγορη και αποδοτική αξιολόγηση υποψήφιων σχεδιάσεων και την εύρεση βελτιωμένων ή βέλτιστων μορφών αλλά και για την αποφυγή χρονοβόρων διαδικασιών δοκιμής-σφάλματος, τα παραμετρικά εργαλεία σχεδίασης, θα πρέπει να χρησιμοποιούνται στο πλαίσιο αυτοματοποιημένων διαδικασιών για την επίτευξη κάποιου στόχου σχεδιασμού. Με τον συνδυασμό των εργαλείων αυτών με μεθόδους βελτιστοποίησης είναι δυνατή η εύρεση βέλτιστων λύσεων που ικανοποιούν τα παραπάνω κριτήρια και στόχους. Ωστόσο, ανάλογα με την μέθοδο που επιλέγεται, ενδέχεται η διαδικασία να είναι ιδιαίτερος χρονοβόρα, καθιστώντας δύσκολη την βιομηχανική εφαρμογή της.

Για την μείωση του υπολογιστικού χρόνου ιδιαίτερης σημασίας είναι η ελαχιστοποίηση των ελευθέρων παραμέτρων σχεδιασμού με την προσεκτική παραμετροποίηση της γεωμετρίας. Εναλλακτικά, επιτάχυνση της διαδικασίας μπορεί να επιτευχθεί με την αύξηση της υπολογιστικής

ισχύος ή την εφαρμογή κατάλληλων τεχνικών και ευρετικών μεθόδων που διευκολύνουν την επίτευξη της βέλτιστης λύσης. Η παραπάνω απαίτηση καθώς και η εγγενής πολυπλοκότητα της γεωμετρίας των υδροστροβίλων Francis σε συνδυασμό με τα σύνθετα ροϊκά φαινόμενα που εμφανίζονται κατά τη λειτουργία της μηχανής σε σημεία εκτός του κανονικού, καθιστούν αναγκαία την ανάπτυξη νέων γενικευμένων εργαλείων σχεδίασης για την κάλυψη των βιομηχανικών αναγκών και την περαιτέρω βελτίωση των μηχανών αυτών.

Συνεπώς η πολυετής έρευνα στον τομέα της υπολογιστικής ρευστομηχανικής και η λεπτομερής αξιολόγηση των αριθμητικών μοντέλων σε διαφορετικές σχεδιάσεις και συνθήκες λειτουργίας τόσο σε μοντέλα υδροστροβίλων όσο και σε πρωτότυπες μηχανές, έχουν πλέον καθιερώσει τα εργαλεία αυτά αναπόσπαστο κομμάτι της διαδικασίας σχεδίασης στη βιομηχανία και χρησιμοποιούνται πλέον συστηματικά για τη βέλτιστη σχεδίαση νέων μηχανών ή την ανανέωση παλαιών σταθμών με την αντικατάσταση του δρομέα [199,200]. Παρ' όλα αυτά, η επίλυση της μεσημβρινής ροής εξακολουθεί να αποτελεί σημαντικό τμήμα της διαδικασίας σχεδιασμού καθώς επιτρέπει την γρήγορη αξιολόγηση σχεδιάσεων ενώ δίνει τη δυνατότητα για τον εύκολο και γρήγορο προσδιορισμό του πεδίου ταχυτήτων καθώς και των γωνιών ροής κατά το πλάτος των πτερυγίων.

Κεφάλαιο 4 - Εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis και πειραματική αξιολόγηση

4.1. Εισαγωγή

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται το εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis καθώς και η πειραματική διάταξη συμπεριλαμβανομένου του μετρητικού εξοπλισμού και της διαδικασίας εκτέλεση των πειραμάτων. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων και οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του υδροστροβίλου. Σκοπός των εργαστηριακών μετρήσεων ήταν: (i) η χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας, (ii) η μελέτη των λειτουργικών χαρακτηριστικών της μηχανής και (iii) η δημιουργία βάσης δεδομένων που χρησιμοποιήθηκε για την πιστοποίηση των αριθμητικών μεθόδων με την απευθείας σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων.

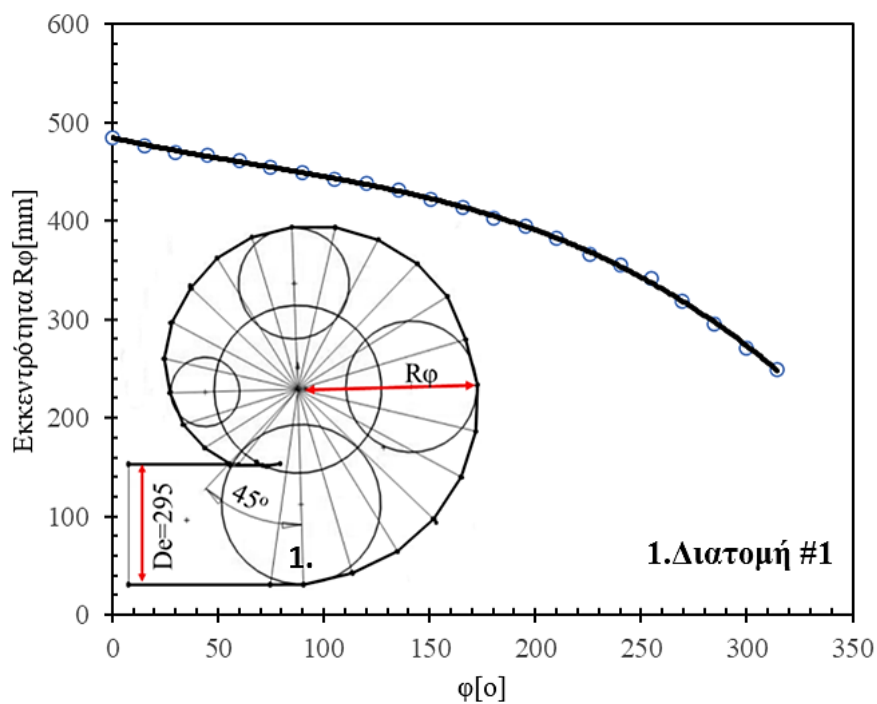
4.2. Περιγραφή μοντέλου Francis και ψηφιοποίηση γεωμετρίας

Το εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis είναι ένας υδροστρόβιλος οριζοντίου άξονα, υψηλού ειδικού αριθμού στροφών και ονομαστικής διαμέτρου 262.8 mm, ενώ περιλαμβάνει όλα τα μέρη υδροστροβίλου Francis, όπως αυτά παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 2. Πιο συγκεκριμένα, αποτελείται από το σπειροειδές κέλυφος, τον διανομέα (ή στεφάνη οδηγητικών και ρυθμιστικών περυγίων), τον δρομέα και τον αγωγό απαγωγής.

Το σπειροειδές κέλυφος είναι κατασκευασμένο από χαλύβδινα ελάσματα κυκλικής διατομής, κατάλληλα διαμορφωμένα και συγκολλημένα σε χαλύβδινη κυλινδρική στεφάνη. Σε κατάλληλες περιμετρικές θέσεις διαθέτει χαλύβδινα νεύρα πάχους 10 mm για την ενίσχυση της στιβαρότητας της κατασκευής, ενώ παράλληλα εδράζεται σε τρία σημεία περιμετρικά σε χαλύβδινες βάσεις πάχους 30 mm. Το σπειροειδές κέλυφος αποτελείται από συνολικά 23 τμήματα με κυκλική διατομή διαμέτρου 295 mm στην είσοδο του υδροστροβίλου και διατομή 147 mm στη γωνιακή θέση $\varphi = 315^\circ$, ενώ καταλήγει σε γλωτίδα με πλάτος 75.4 mm, η έξοδος της οποίας εντοπίζεται περίπου 10° από την πρώτη διατομή (#1) (Εικόνα 4.2).



Εικόνα 4.1. Μοντέλο υδροστροβίλου Francis εγκατεστημένο στο Εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών.



Εικόνα 4.2. Διαμόρφωση σπειροειδούς κελύφους μοντέλου υδροστροβίλου.

Πριν τον δρομέα παρεμβάλλεται η στεφάνη οδηγικών και ρυθμιστικών περυγίων με σκοπό την αύξηση της στιβαρότητας της κατασκευής και τη ρύθμιση της παροχής και της ισχύος του υδροστροβίλου. Η στεφάνη αυτή διαθέτει 24 ρυθμιστικά περυγία τα οποία τοποθετούνται περιμετρικά του υδροστροβίλου, με τα κέντρα τους να βρίσκονται σε κύκλο με κέντρο τον άξονα περιστροφής και ακτίνα ~158 mm. Τα ρυθμιστικά περυγία εδράζονται σε τριβείς εντός της άνω και κάτω στεφάνης, ενώ ο άξονας τους εξέρχεται από τη μία πλευρά του υδροστροβίλου και συνδέεται σε κατάλληλο

μηχανισμό που τα περιστρέφει ταυτόχρονα σε ένα εύρος επιτρεπόμενων γωνιών. Ο μηχανισμός αυτός αποτελείται από ειδικά τεμάχια-σφικτήρες, χαλύβδινα ελάσματα και βραχίονα, ο οποίος συνδέεται σε κοχλία που εδράζεται στο κέλυφος, μετατρέποντας την περιστροφική κίνηση σε ευθύγραμμη (Εικόνα 4.3). Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατή η ρύθμιση της γωνιακής θέσης των πτερυγίων με μεγάλη ακρίβεια, καθώς και η παρακολούθηση και καταγραφή της ακριβούς θέσης του ανοίγματος με χρήση απλού χάρακα.



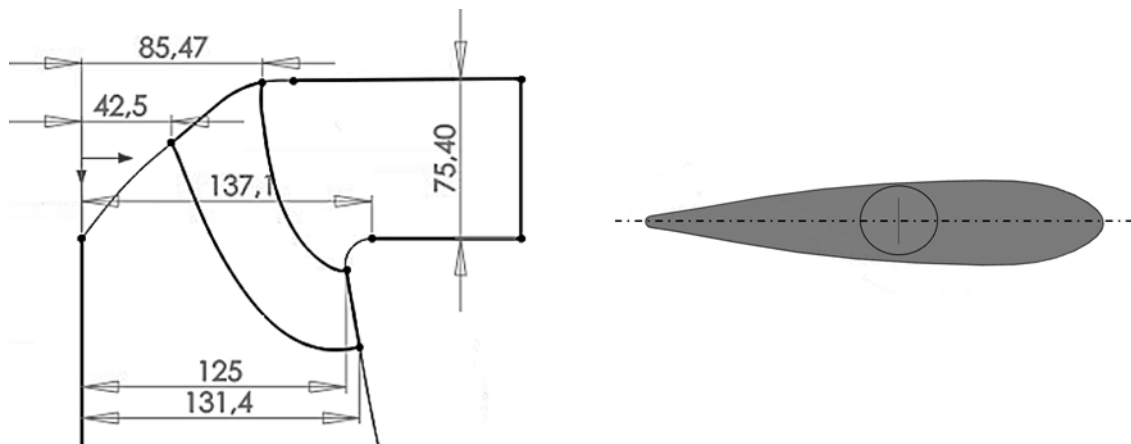
Εικόνα 4.3. Μοντέλο υδροστροβίλου Francis. (Αριστερά) Διάταξη ρύθμισης του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων και (Δεξιά) Αποσυναρμολόγηση μοντέλου για τις ανάγκες ψηφιοποίησης της γεωμετρίας και των διαστατικών μετρήσεων.

Στην συνέχεια ακολουθεί ο δρομέας ο οποίος είναι κατασκευασμένος από ορείχαλκο και αποτελείται από την πλήμνη, την στεφάνη, 11 ανεξάρτητα πτερύγια με ειδική διαμόρφωση στη πλευρά της πλήμνης και πείρο στην στεφάνη. Ο δρομέας συναρμολογείται τοποθετώντας τα πτερύγια σε αντίστοιχη διαμόρφωση στην πλήμνη, τα οποία στη συνέχεια συγκολλούνται στην στεφάνη.

Τέλος, κατάντη του δρομέα βρίσκεται ο αγωγός απαγωγής που σκοπό έχει την ανάκτηση μέρους της απορριπτόμενης από τον δρομέα ενέργειας, πριν την επιστροφή του νερού στην κύρια δεξαμενή. Στο παρόν μοντέλο, ο αγωγός απαγωγής αποτελείται από έναν αποκλίνοντα αγωγό κυκλικής διατομής, κατασκευασμένο από διάφανο υλικό PMMA (plexiglass), και ένα τμήμα ορθογωνικής διατομής στο οποίο μεταβαίνει καθώς ο αγωγός αλλάζει διεύθυνση κατά 90° (Εικόνα 4.1-4.3). Το τμήμα κατάντη του διάφανου αγωγού είναι κατασκευασμένο από χαλυβδοελάσματα με ένα επιπλέον πλέγμα νεύρων 10 mm που διατρέχει όλο το μήκος και πλάτος του αγωγού για την εξασφάλιση της στιβαρότητας και αντοχής της κατασκευής.

Με σκοπό την αποτύπωση της γεωμετρίας των επιμέρους τμημάτων του υδροστροβίλου, η μηχανή αποσυναρμολογήθηκε, αφαιρώντας πρώτα το κωνικό πλαστικό τμήμα του αγωγού απαγωγής, στη συνέχεια το τμήμα στροφής 90° , και τέλος τον δρομέα, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.3. Για την μέτρηση των διαστάσεων του κελύφους χρησιμοποιήθηκαν παχύμετρα μεγάλων διαστάσεων και εξωτερικό κουμπάσο, ενώ τα πάχη των ελασμάτων μετρήθηκαν με ειδικό όργανο υπερήχων.

Στη συνέχεια, το υδραυλικό περίγραμμα των ρυθμιστικών πτερυγίων αποτυπώθηκε χρησιμοποιώντας ειδικό εκμαγείο και το αποτύπωμα μετρήθηκε με ακρίβεια μέσω διάταξης αντίστροφης μηχανολογίας FARO-arm. Ομοίως, η γεωμετρία του δρομέα ψηφιοποιήθηκε χρησιμοποιώντας την παραπάνω μέθοδο σε συνεργασία με το εργαστήριο Ταχείας Κατασκευής Πρωτοτύπων & Εργαλείων της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ. Στην Εικόνα 4.4 παρουσιάζεται η μεσημβρινή τομή του δρομέα καθώς και το υδραυλικό περίγραμμα του ρυθμιστικού πτερυγίου, ενώ στην Εικόνα 4.5 παρουσιάζεται ο πραγματικός δρομέας και το ψηφιακό του ανάλογο, όπως προέκυψαν από την εφαρμογή της διαδικασίας αποτύπωσης.



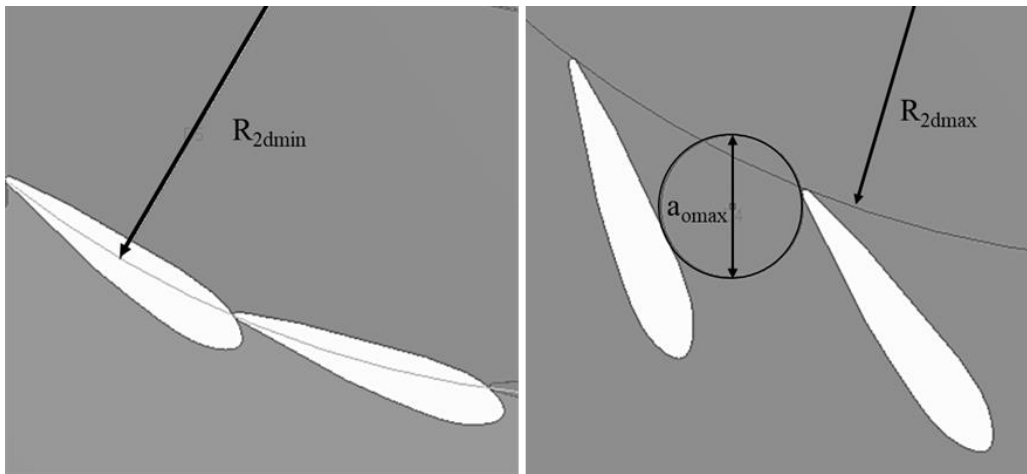
Εικόνα 4.4. (Αριστερά) Μεσημβρινή τομή εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου Francis και (Δεξιά) υδραυλικό περίγραμμα ρυθμιστικών πτερυγίων εργαστηριακού μοντέλου.



Εικόνα 4.5. (Αριστερά) Δρομέας υδροστροβίλου Francis εργαστηριακού μοντέλου και (Δεξιά) ο ψηφιοποιημένος δρομέας που προέκυψε ύστερα από την σάρωση και ανακατασκευή της γεωμετρίας με χρήση τεχνικών CAD.

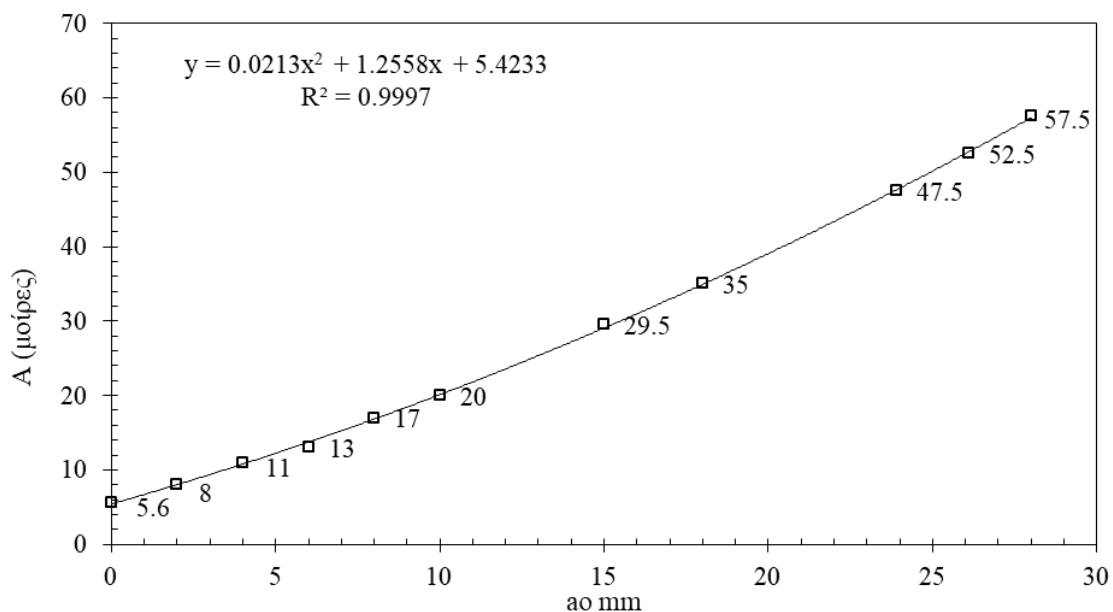
Για την διεξαγωγή των παραπάνω μετρήσεων ήταν απαραίτητη προϋπόθεση η βαθμονόμηση του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων και η συσχέτιση των σχετικών γωνιών (γωνία ανοίγματος γ_{gn} , κλίση στην έξοδο) με το άνοιγμα a_0 και την θέση στο πλήρες εύρος της διαδρομής. Σημειώνεται ότι, καθώς περιστρέφονται τα ρυθμιστικά πτερύγια από την πλήρως κλειστή θέση κατά μία γωνία γ_{gn} , αναπτύσσεται ένα διάκενο μεταξύ διαδοχικών πτερυγίων, μέσω του οποίου διέρχεται το νερό και

προσεγγίζει τον δρομέα (Εικόνα 4.6). Αύξηση του διάκενου μεταξύ των πτερυγίων, οδηγεί σε αύξηση της εγκάρσιας επιφάνειας και τελικά αύξηση της παροχής μέσω της μηχανής.



Εικόνα 4.6. Ρυθμιστικά πτερύγια στην κλειστή (Αριστερά) και πλήρως ανοιχτή (Δεξιά) θέση και σχετικές γεωμετρικές παράμετροι.

Για την βαθμονόμηση του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων, χρησιμοποιήθηκε εσωτερικό κουμπάσο με το οποίο μετρήθηκε το άνοιγμα, η γωνιακή θέση καθώς και η διαδρομή στην οποία αυτά αντιστοιχούν. Για ανοίγματα που δεν ήταν δυνατή η μέτρηση με το κουμπάσο λόγω περιορισμού χώρου, χρησιμοποιήθηκαν κυλινδρικοί πείροι γνωστής διαμέτρου ως φίλερ. Με το τρόπο αυτό χαράχθηκε το διάγραμμα της Εικόνας 4.7 με το οποίο συσχετίζεται το άνοιγμα a_0 με την γωνία εξόδου των ρυθμιστικών πτερυγίων, παρέχοντας την απαραίτητη πληροφορία τόσο για τη διεξαγωγή των μετρήσεων όσο και για την αριθμητική μοντελοποίηση της ροής, όπως θα παρουσιαστεί σε επόμενο κεφάλαιο.

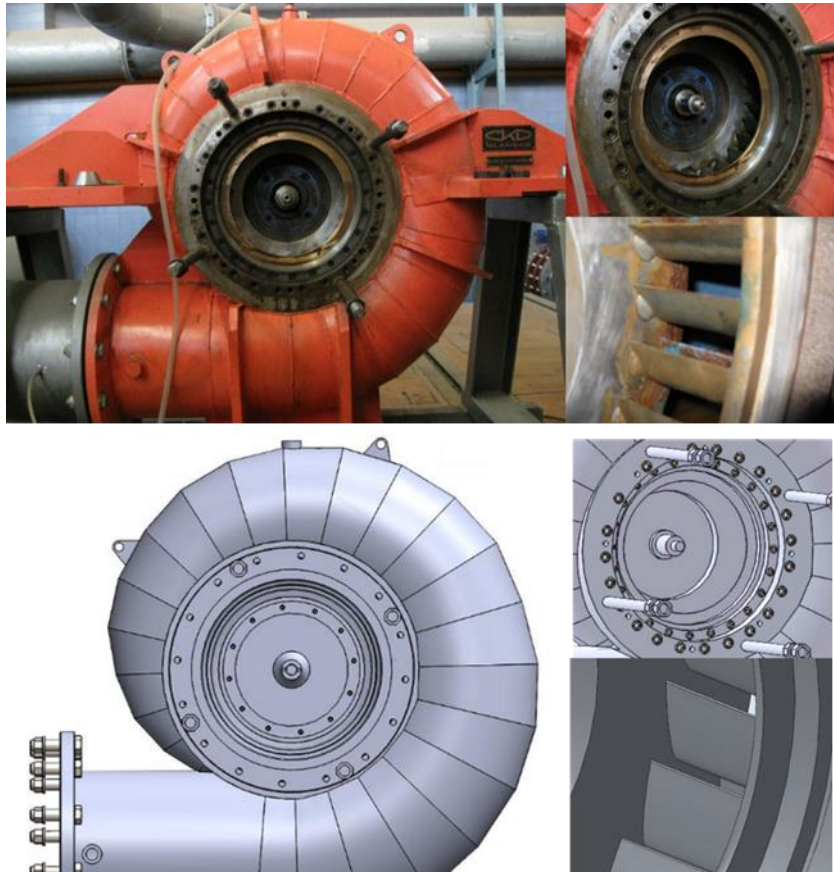


Εικόνα 4.7. Καμπύλη συσχέτισης ανοίγματος a_0 και κλίσης A ρυθμιστικών πτερυγίων.

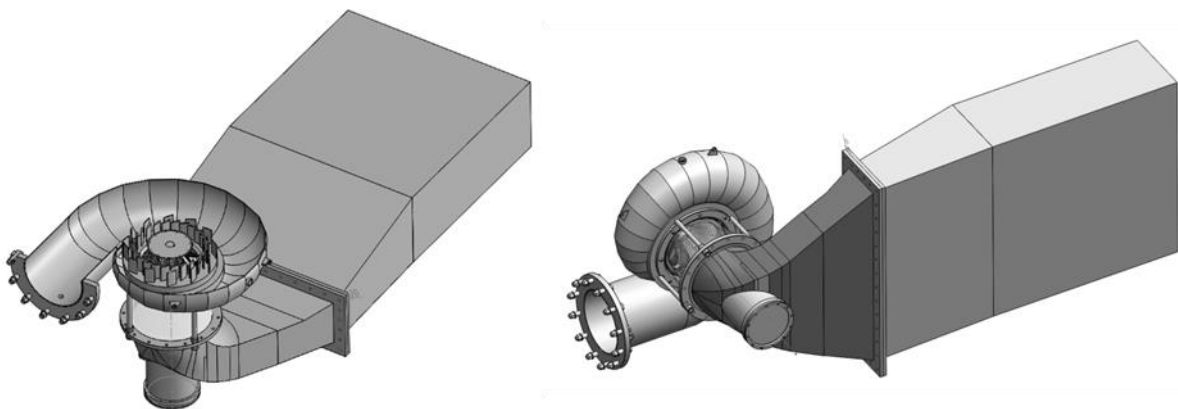
Στον Πίνακα 4.1 συνοψίζονται τα κύρια χαρακτηριστικά του εγκατεστημένου μοντέλου, ενώ στην Εικόνα 4.8 παρουσιάζονται λεπτομέρειες της πραγματικής γεωμετρίας και τη ψηφιοποιημένης γεωμετρίας του κελύφους και των ρυθμιστικών πτερυγίων. Τέλος, στην Εικόνα 4.9 παρουσιάζεται το πλήρες ψηφιοποιημένο μοντέλο του υδροστροβίλου, όπως προέκυψε ύστερα από την ανακατασκευή των επιμέρους τμημάτων που μετρήθηκαν χρησιμοποιώντας εμπορικό λογισμικό CAD.

Πίνακας 4.1. Βασικά χαρακτηριστικά εργαστηριακού μοντέλου Francis.

Παράμετρος	Τιμή
Ειδικός αριθμός στροφών: n_o [-]	0.516
Αριθμός πτερυγίων: z_b [-]	11
Αριθμός οδηγητικών πτερυγίων: z_{gv} [-]	12
Αριθμός ρυθμιστικών πτερυγίων: z_{sv} [-]	24
Ακτίνα αναφοράς ρυθμ. πτερυγίων: R_d [mm]	158.5
Ακτίνα ρυθμ. πτερυγίων κλειστή θέση: R_{2d} [mm]	316.2
Ακτίνα ρυθμ. πτερυγίων ανοιχτή θέση: R_{2d} [mm]	143.2
Μέγιστο άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων: $a_{o\max}$ [mm]	28.4
Πλάτος δρομέα: b_o [mm]	75.4
Διάμετρος εισόδου στη στεφάνη: D_{1e} [mm]	250
Διάμετρος εξόδου στη στεφάνη: D_{2e} [mm]	262.8
Διάμετρος εισόδου στην πλήμνη: D_{1h} [mm]	170.94
Διάμετρος εξόδου στην πλήμνη: D_{2h} [mm]	85
Ονομαστική ταχύτητα περιστροφής [rpm]	1000
Αδιάστατη παράμετρος ύψους: Ψ_o [-]	0.9052
Αδιάστατη παράμετρος παροχής: Φ_o [-]	0.2296



Εικόνα 4.8. Λεπτομέρειες πραγματικού (πάνω) και ψηφιοποιημένου (κάτω) μοντέλου υδροστροβίλου.



Εικόνα 4.9. Πλήρως ψηφιοποιημένο εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis.

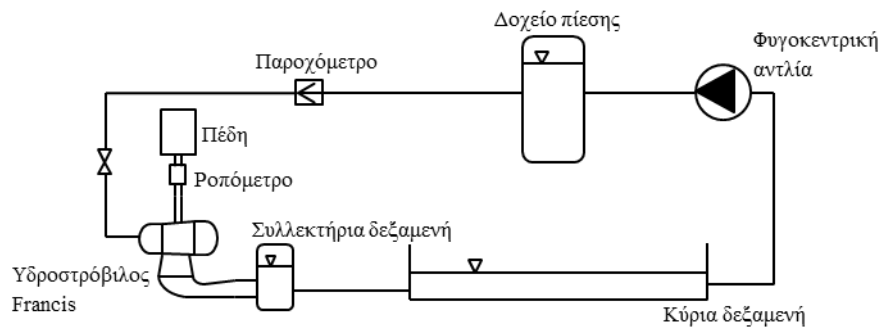
4.3. Περιγραφή μετρητικής διάταξης

Για την εργαστηριακή δοκιμή του μοντέλου και την δημιουργία της απαιτούμενης υδραυλικής πτώσης και παροχής, χρησιμοποιούνται δύο παράλληλα εγκατεστημένες φυγοκεντρικές αντλίες ονομαστικού σημείου λειτουργίας $Q= 1000 \text{ m}^3/\text{h}$ και $H= 32 \text{ m}\Sigma\text{Y}$ (Πίνακας 4.2). Οι δύο αντλίες κινούνται από δύο ηλεκτρικούς κινητήρες ονομαστικής ισχύος 125 kW με δυνατότητα συνεχούς ρύθμισης της ταχύτητας περιστροφής από 50 έως 1500 rpm. Στην άτρακτο των υδροστροβίλων

συνδέεται ηλεκτρική πέδη συνεχούς ρεύματος 4 τεταρτημορίων ονομαστικής ισχύος 110 kW με δυνατότητα συνεχούς ρύθμισης της ταχύτητας περιστροφής, με την οποία γίνεται η μετατροπή της μηχανικής ισχύος στην άτρακτο των υδροστροβίλων σε ηλεκτρική. Οι αντλίες αναρροφούν το νερό από την κύρια δεξαμενή και το οδηγούν μέσω των κατάλληλων σωληνώσεων στο δοχείο πίεσης. Στη συνέχεια, μέσω σωλήνωσης ονομαστικής διαμέτρου Φ400, οδηγείται στον υδροστρόβιλο. Έπειτα, το νερό εξέρχεται από τον υδροστρόβιλο και επιστρέφει στην κύρια δεξαμενή μέσω του αγωγού απαγωγής (Εικόνα 4.10). Στην περίπτωση του υδροστροβίλου Francis παρεμβάλλεται και μία συλλεκτήρια δεξαμενή πριν την επιστροφή του νερού στην κύρια δεξαμενή.

Πίνακας 4.2. Τεχνικά χαρακτηριστικά ηλεκτρικών πεδών εργαστηρίου.

Πέδη	1	2	3
Ισχύς N (kW)	75	110	216
Max Στροφές n (rpm)	1500	985	2320
Προσανατολισμός άξονα	Οριζόντιος	Οριζόντιος	Κατακόρυφος



Εικόνα 4.10. Διαγραμματική απεικόνιση πειραματικής εγκατάστασης.

4.4. Μετρητικός εξοπλισμός

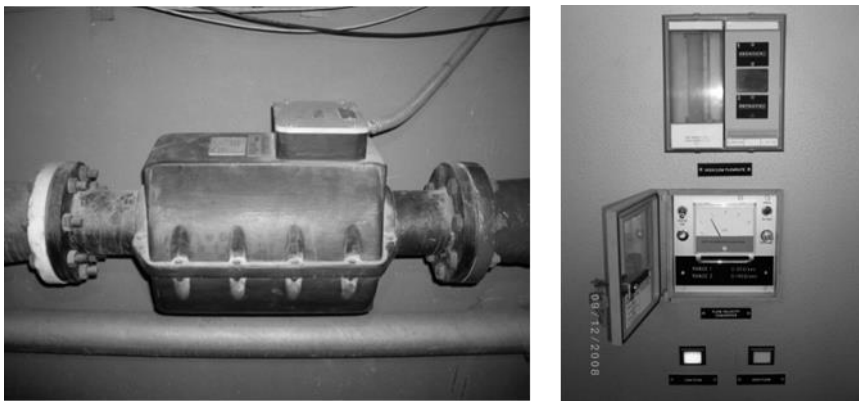
Για την χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας του μοντέλου μετρούνται τα παρακάτω φυσικά μεγέθη με κατάλληλους αισθητήρες: (i) παροχή, (ii) πίεση, (iii) ροπή και (iv) στροφές, όπως περιγράφεται στις επόμενες ενότητες.

4.4.1. Μέτρηση παροχής

Για την μέτρηση της παροχής χρησιμοποιούνται ηλεκτρομαγνητικά παροχόμετρα κατάλληλα τοποθετημένα με βάση το πρότυπο IEC 60193 και τις προδιαγραφές του κατασκευαστή, ούτως ώστε να εξασφαλίζεται η αδιατάραχτη ροή στη θέση μέτρησης [64]. Συγκεκριμένα, η θέση τοποθέτησής τους

είναι τέτοια ώστε να εξασφαλίζεται απόσταση ίση με 5 διαμέτρους κατόπιν και 10 διαμέτρους ανάντη από θέσεις αλλαγής της διεύθυνσης ή της διατομής της σωλήνωσης ή βαννών.

Στο εργαστήριο έχουν εγκατασταθεί τρία ηλεκτρομαγνητικά παροχόμετρα της εταιρίας Kent - Process control limited και δύο της εταιρίας ABB (Εικόνα 4.11). Η λειτουργία των παροχόμετρων βασίζεται στον νόμο επαγωγής του Faraday, σύμφωνα με τον οποίο κατά την διέλευση ενός ηλεκτρικά αγώγιμου υλικού μέσω ενός μαγνητικού πεδίου, επάγεται διαφορά δυναμικού. Η διαφορά δυναμικού είναι ανάλογη του γινομένου $V \times B \times D$, όπου V είναι η ταχύτητα του αγώγιμου υλικού, B η ένταση του μαγνητικού πεδίου και D το μήκος του αγώγιμου υλικού. Τα παροχόμετρα της Kent έχουν δύο κλίμακες μετρήσεις: (i) 0-108 m³/h και >108 m³/h και (ii) 0-576 m³/h και >576 m³/h, οι οποίες εναλλάσσονται αυτόματα από τον μετατροπέα, ενώ το σήμα εξόδου είναι 4-20 mA. Στη συνέχεια, το σήμα εξόδου μετατρέπεται σε τάση και οδηγείται στην κάρτα ανάλογο-ψηφιακής (A/D) μετατροπής και τον ηλεκτρονικό υπολογιστή. Οι μετατροπείς Veriflux των παροχόμετρων Kent διαθέτουν δοκιμαστικό διακόπτη που εγχέει στο σύστημα ένα προσομοιωμένο σήμα παροχής, και φέρουν αμπερόμετρο από το οποίο μπορεί να διαβαστεί το σήμα εξόδου της δοκιμής.



Εικόνα 4.11. (Αριστερά) Παροχόμετρο KENT και (Δεξιά) Μετατροπέας σήματος εξόδου KENT.

4.4.1.1. Βαθμονόμηση παροχόμετρου

Η βαθμονόμηση του παροχόμετρου εκτελείται χρησιμοποιώντας την ογκομετρική δεξαμενή του εργαστηρίου (Εικόνα 4.12). Για τον σκοπό αυτό τίθεται σε λειτουργία η φυγοκεντρική αντλία συνεχούς ρεύματος σε σταθερές στροφές και μετρούνται για τουλάχιστον 90 s η τάση εξόδου από το παροχόμετρο καθώς και η μεταβολή της στάθμης της ογκομετρικής δεξαμενής. Η μέτρηση της στάθμης της δεξαμενής επιτυγχάνεται χρησιμοποιώντας έναν χωρητικό αισθητήρα πίεσης τοποθετημένο στον πυθμένα της δεξαμενής. Ο αισθητήρας αυτός αποτελείται από ένα διάφραγμα τοποθετημένο εντός μεταλλικού κυλινδρικού περιβλήματος. Το διάφραγμα μετατρέπει την υδροστατική πίεση του νερού σε μηχανική κίνηση και εν συνεχεία σε χωρητικές μεταβολές μέσω ενός πυκνωτή. Οι μεταβολές αυτές στη συνέχεια μετατρέπονται σε σήμα DC που λαμβάνεται από τον μετατροπέα του οργάνου και μέσω της κάρτας A/D καταγράφεται στον Η/Υ. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται για διάφορες στροφές της τροφοδοτικής αντλίας και συνεπώς για διάφορες τιμές παροχής. Γνωρίζοντας τις ακριβείς

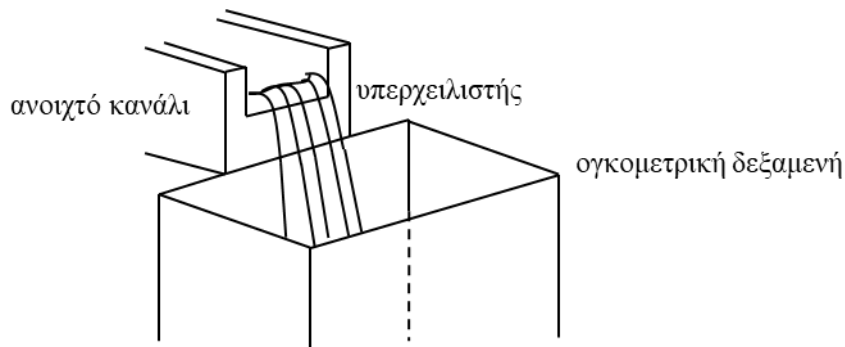
διαστάσεις της ογκομετρικής δεξαμενής, είναι δυνατός ο υπολογισμός του όγκου του νερού που βρίσκεται στη δεξαμενή κάθε χρονική στιγμή και κατ' επέκταση ο υπολογισμός του ρυθμού μεταβολής του όγκου του. Συγκεκριμένα, αν η δεξαμενή γεμίσει από τη στάθμη H_1 στην στάθμη H_2 σε χρόνο t , η παροχή θα είναι:

$$Q = \frac{V(H_1) - V(H_2)}{t} \quad \text{Εξίσωση 4.1}$$

όπου:

- $V(H_1)$ ο όγκος του νερού στην δεξαμενή στη στάθμη H_1
- $V(H_2)$ ο όγκος του νερού στην δεξαμενή στη στάθμη H_2
- t ο χρόνος γεμίματος

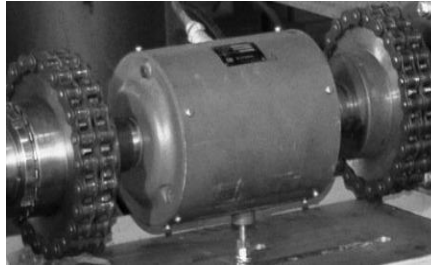
Με τις μετρήσεις αυτές, για διάφορες στροφές της τροφοδοτικής αντλίας, είναι δυνατό να συσχετιστεί η τάση εξόδου του παροχόμετρου με την παροχή. Η παραπάνω διαδικασία επαναλαμβάνεται και για τις δύο κλίμακες μέτρησης των οργάνων.



Εικόνα 4.12. Ογκομετρική δεξαμενή και μετρητικός υπερχειλιστής.

4.4.2. Μέτρηση ροπής

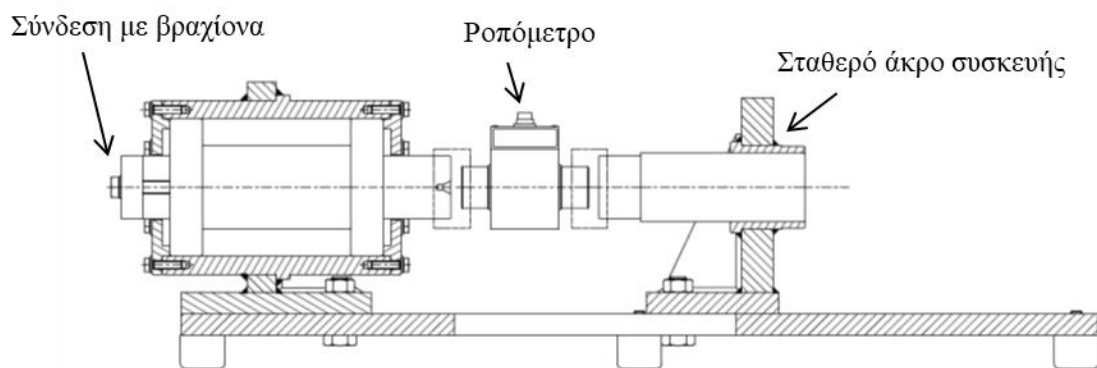
Η μέτρηση της ροπής βασίζεται στην μέτρηση της ελαστικής παραμόρφωσης της ατράκτου, αποτέλεσμα της ασκούμενης ροπής, με την χρήση ηλεκτρικών επιμηκυνσιομέτρων (Εικόνα 4.13). Με την παραμόρφωσή τους μεταβάλλεται και η ηλεκτρική αντίστασή τους, που μεταφράζεται σε ροπή. Το ροπόμετρο τοποθετείται με κατάλληλους συνδέσμους μεταξύ του υδροστροβίλου και της ηλεκτρικής πέδης ενώ το σύστημα μέτρησης συμπληρώνεται από έναν ενισχυτή - μετατροπέα σήματος, μέσω του οποίου οδηγείται το σήμα εξόδου στην κάρτα A/D.



Εικόνα 4.13. Ροτόμετρο εργαστηρίου της εταιρείας KYOWA.

4.4.2.1. Βαθμονόμηση ροτόμετρου

Για την βαθμονόμηση του ροτόμετρου χρησιμοποιείται ειδική διάταξη που κατασκευάστηκε ειδικά για τις ανάγκες του Εργαστηρίου Υδροδυναμικών Μηχανών (Εικόνα 4.14). Η συσκευή αποτελείται από δύο άξονες οι οποίοι εδράζονται σε σταθερή μεταλλική βάση. Μεταξύ των δύο αξόνων παρεμβάλλεται το ροτόμετρο το οποίο συνδέεται με σύνδεσμο αλυσίδας. Το ένα άκρο της συσκευής συνδέεται σταθερά με την έδραση και δεν επιτρέπει την περιστροφή της ατράκτου, ενώ το άλλο άκρο συνδέεται μέσω ένσφαιρων τριβέων (ρουλεμάν) με ένα βραχίονα μήκους 0.77885 m στον οποίο τοποθετούνται τα πρότυπα βάρη. Με τον τρόπο αυτό ασκείται ροπή στο όργανο, η οποία μέσω της γέφυρας μετατρέπεται σε τάση. Η διαδικασία βαθμονόμησης ξεκινάει με την ενεργοποίηση της γέφυρας και προθέρμανσής της για τουλάχιστον μισή ώρα. Στην συνέχεια, ακολουθεί ο έλεγχος της συσκευής βαθμονόμησης και ο μηδενισμός του σήματος εξόδου. Σε πρώτη φάση, λαμβάνεται το σήμα εξόδου από τον μετατροπέα χρησιμοποιώντας τη λειτουργία ρύθμισής του, εφαρμόζοντας μια προσομοιωμένη τιμή παραμόρφωσης στη διάταξη και υπολογίζοντας την προκύπτουσα ροπή από την σταθερά αναλογίας του οργάνου που δίδεται από τον κατασκευαστή. Προηγουμένως, έχει γίνει επιλογή της κλίμακας μέτρησης για να επιτευχθεί υψηλή ακρίβεια σύμφωνα με την ευαισθησία του οργάνου. Στη συνέχεια, τοποθετούνται τα πρότυπα βάρη όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.14 και λαμβάνονται μετρήσεις αυξάνοντας σταδιακά τα βάρη μέχρι την μέγιστη επιτρεπόμενη ροπή στην κλίμακα μέτρησης του οργάνου. Η ίδια διαδικασία επαναλαμβάνεται αφαιρώντας σταδιακά τα πρότυπα βάρη.



Εικόνα 4.14. Διάταξη βαθμονόμησης ροτόμετρου.

4.4.3. Μέτρηση υδραυλικής πτώσης

Για τον προσδιορισμό της υδραυλικής πτώσης χρησιμοποιείται ένα διαφορικό πιεσόμετρο τοποθετημένο στις απαιτούμενες θέσεις σύμφωνα με το πρότυπο IEC 60193 (Εικόνα 4.15) [64]. Η λειτουργία του οργάνου αυτού βασίζεται στην μεταβολή της τάσης που εμφανίζεται στα άκρα γέφυρας Wheatstone, ως αποτέλεσμα της παραμόρφωσής της από κάποια εξωτερική δύναμη. Το διαφορικό πιεσόμετρο που χρησιμοποιείται είναι της εταιρίας DRUCK με κλίμακα μέτρησης 0-15 bar και έξοδο 4-20 mA (Εικόνα 4.16). Το σήμα εξόδου οδηγείται σε έναν μετρητή/μετατροπέα σήματος της και μετατρέπεται σε τάση, η οποία καταγράφεται στον Η/Υ μέσω της A/D κάρτας.

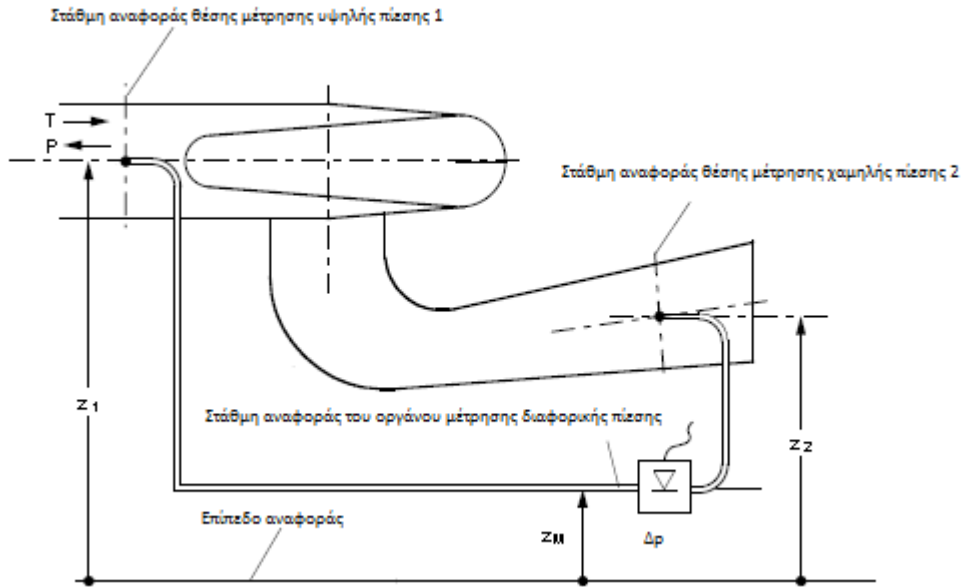
Η υδραυλική πτώση υπολογίζεται ως η διαφορά της ολικής πίεσης μεταξύ των διατομών εισόδου και εξόδου. Η ολική πίεση σε κάθε διατομή υπολογίζεται ως το άθροισμα της στατικής πίεσης και της δυναμικής πίεσης. Η στατική πίεση προκύπτει από το διαφορικό πιεσόμετρο, ενώ η δυναμική υπολογίζεται από την παροχή και τις διατομές των σωληνώσεων εισόδου και εξόδου. Έτσι, η ολική ενέργεια στη διατομή μέτρησης της πίεσης θα είναι:

$$H_t = H_{st} + H_d \quad \text{Εξίσωση 4.2}$$

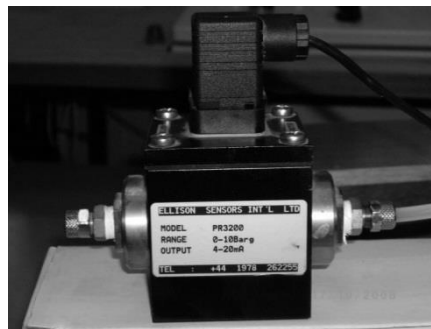
$$H_d = \frac{c^2}{2 \cdot g} \quad \text{Εξίσωση 4.3}$$

όπου:

- H_{st} το στατικό ύψος στην διατομή μέτρησης της πίεσης
- H_d το δυναμικό ύψος στην διατομή μέτρησης της πίεσης
- c η ταχύτητα του νερού στην διατομή μέτρησης της πίεσης
- g η επιτάχυνση της βαρύτητας



Εικόνα 4.15. Μοντέλο υδροστροβίλου και θέσεις μέτρησης πιέσεων.

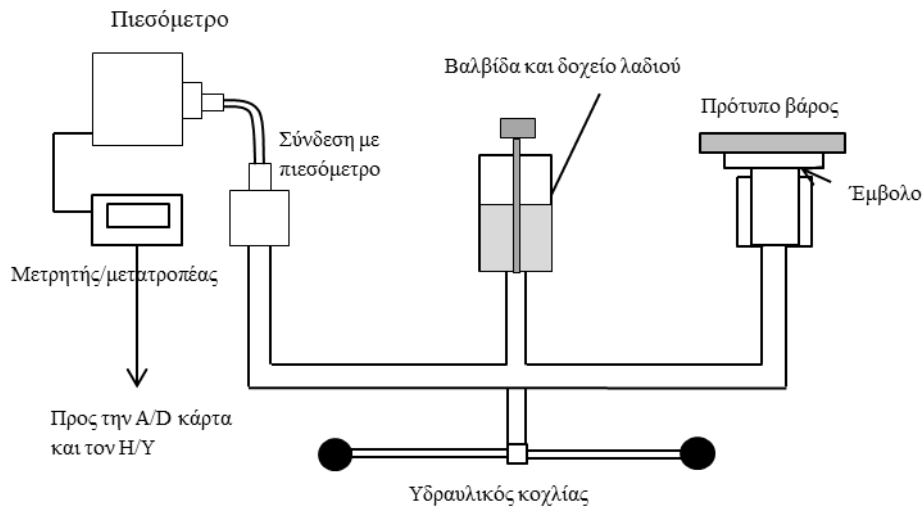


Εικόνα 4.16. Ενδεικτικό πιεσόμετρο που χρησιμοποιείται στο Εργαστήριο Υδροδυναμικών Μηχανών.

4.4.3.1. Βαθμονόμηση πιεσόμετρου

Για την βαθμονόμηση του πιεσόμετρου χρησιμοποιείται η μέθοδος αδρανών μαζών. Συγκεκριμένα, συνδέεται το πιεσόμετρο με το όργανο βαθμονόμησης στο οποίο τοποθετούνται διαδοχικά πρότυπα βάρη, τα οποία αντιστοιχούν σε δεδομένη πίεση (πχ. από 0 - 15 bar) (Εικόνα 4.17). Αρχικά, τροφοδοτείται η συσκευή βαθμονόμησης με λάδι και γίνεται εξαερισμός του κυκλώματος παρατηρώντας την ύπαρξη θυλάκων αέρα στους διάφανους σωλήνες της συσκευής. Μετά, γίνεται μηδενισμός του σήματος εξόδου και καταγράφεται η έξοδος από τον μετατροπέα. Ακολουθούν σταδιακά τρεις κύκλοι μετρήσεων στους οποίους αυξομειώνεται με σταθερό βήμα η πίεση που ασκείται από τα πρότυπα βάρη. Συγκεκριμένα, σε κάθε κύκλο τοποθετούνται διαδοχικά τα πρότυπα βάρη στο έμβολο μέχρι τη μέγιστη πίεση στην κλίμακα του οργάνου και κατόπιν αφαιρούνται μέχρι την ελάχιστη. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται για τον προσδιορισμό της γραμμικότητας και της υστέρησης του οργάνου αλλά και την εξακρίβωση της επαναληψιμότητας των μετρήσεων. Με την παραπάνω

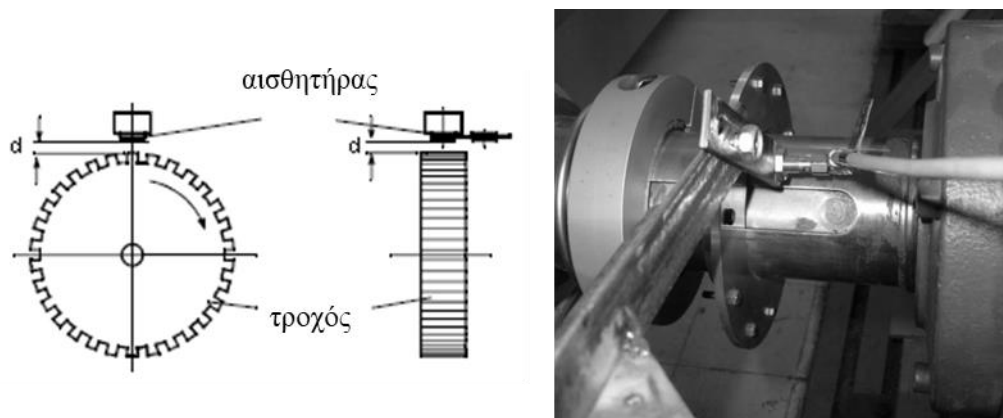
διαδικασία συσχετίζεται η πίεση με την τάση που μετρείται στην έξοδο του οργάνου και προσδιορίζεται η αβεβαιότητα των μετρήσεων.



Εικόνα 4.17. Συσκευή αδρανών μαζών για την βαθμονόμηση των πιεσόμετρων.

4.4.4. Μέτρηση ταχύτητας περιστροφής

Για την μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής χρησιμοποιείται ένας αισθητήρας μέτρησης παλμών. Ο αισθητήρας ανιχνεύει την αύξηση της μαγνητικής ροής, ως αποτέλεσμα σιδηρομαγνητικών κοχλίων τοποθετημένων σε έναν περιστρεφόμενο δίσκο στην άτρακτο του μοντέλου (Εικόνα 4.18). Αυτή προκαλεί έναν αριθμό παλμών τάσης που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον προσδιορισμό της ταχύτητας περιστροφής.



Εικόνα 4.18. Μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής.

4.4.4.1. Βαθμονόμηση στροφόμετρου

Συγκεκριμένα, ο αισθητήρας τοποθετείται σε μικρή απόσταση από τους κοχλίες και ανιχνεύει μεταβολές στην επαγωγή που προκαλούνται καθώς οι κοχλίες πλησιάζουν τον αισθητήρα κατά την περιστροφή του δίσκου, δημιουργώντας έναν παλμό τάσης που εξαρτάται από την ταχύτητα

περιστροφής. Έτσι, είναι δυνατός ο υπολογισμός της ταχύτητας περιστροφής της ατράκτου καταγράφοντας τον αριθμό των παλμών σε ένα χρονικό διάστημα Δt . Η σχέση υπολογισμού των στροφών είναι:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{\Delta t} \cdot \frac{N_t}{N} \quad \text{Εξίσωση 4.4}$$

Όπου:

- N_t ο αριθμός των παλμών που καταγράφονται σε χρονικό διάστημα Δt και
- N ο αριθμός των κοχλιών.

Η υπολογισμένη ταχύτητα περιστροφής συγκρίνεται και με την ταχύτητα που προκύπτει από την χρήση στροβοσκοπίου που διαθέτει το εργαστήριο (Εικόνα 4.19). Το σήμα εξόδου από τον αισθητήρα τροφοδοτείται σε μετατροπέα με τον οποίο μετατρέπεται η συχνότητα των παλμών σε ρεύμα 4-20 mA. Στη συνέχεια, η έξοδος από τον μετατροπέα τροφοδοτείται στην κάρτα A/D και καταγράφεται στον Η/Υ. Για τη βαθμονόμηση του σήματος εξόδου τίθεται σε λειτουργία η πέδη σε συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής. Η ταχύτητα αυτή ταυτοποιείται με τη χρήση του στροβοσκοπίου και μετά από συσχέτιση με το σήμα εξόδου προκύπτει η σχετική καμπύλη βαθμονόμησης.



Εικόνα 4.19. Χρήση στροβοσκοπίου για την μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής της ατράκτου.

4.4.5. Καταγραφή και Επεξεργασία μετρήσεων

Η λήψη και καταγραφή των μετρήσεων γίνεται αυτόματα χρησιμοποιώντας μία κάρτα ανάλογο-ψηφιακής μετατροπής (A/D) και το λογισμικό LabView. Όλες οι εξοδοί από τα μετρητικά όργανα οδηγούνται στο χώρο ελέγχου του εργαστηρίου στον οποίο είναι εγκατεστημένος ο εξοπλισμός καταγραφής. Από εκεί ο χρήστης έχει τη δυνατότητα επιτήρησης όλων των μετρούμενων μεγεθών και ρύθμισης των εγκαταστάσεων στις επιθυμητές συνθήκες λειτουργίας. Το σύστημα καταγραφής λαμβάνει τα σήματα εξόδου από τα μετρητικά όργανα ενώ υπάρχει η δυνατότητα ρύθμισης του αριθμού των μετρήσεων που λαμβάνονται καθώς και της συχνότητας δειγματοληψίας, με σκοπό την επίτευξη υψηλής ακρίβειας.

4.5. Υπολογισμός μεγεθών και αβεβαιότητας μετρήσεων

4.5.1. Βαθμός απόδοσης

Για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας των μοντέλων λαμβάνονται μετρήσεις σε διάφορα σημεία λειτουργίας. Από την επεξεργασία των μετρήσεων προσδιορίζονται οι αδιάστατες παράμετροι παροχής Φ και ύψους Ψ και συσχετίζονται με τον υπολογιζόμενο βαθμό απόδοσης. Για τον σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται οι παρακάτω εξισώσεις:

$$\Phi = \frac{Q}{\pi \cdot R_{2e}^3 \cdot \omega} \quad \text{Εξίσωση 4.5}$$

$$\Psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{R_{2e} \cdot \omega} \quad \text{Εξίσωση 4.6}$$

όπου:

- Q , η παροχή [m^3/s]
- R_{2e} , η ονομαστική διάμετρος του μοντέλου [m], πχ. Η ακτίνα εξόδου του δρομέα υδροστροβίλου Francis
- ω , η γωνιακή ταχύτητα του μοντέλου [rad/s]
- H , η υδραυλική πτώση ή το ολικό ύψος στην περίπτωση αντλιών [mΣΥ]
- g , η επιτάχυνση της βαρύτητας [9.81 m/s^2]

Ο βαθμός απόδοσης υπολογίζεται στην περίπτωση υδροστροβίλων από την Εξίσωση 4.7 ενώ στην περίπτωση αντλιών από την Εξίσωση 4.8:

$$\eta_{hT} = \frac{P_{mech}}{P_{hydr}} \quad \text{Εξίσωση 4.7}$$

$$\eta_{hP} = \frac{P_{hydr}}{P_{mech}} \quad \text{Εξίσωση 4.8}$$

$$P_{mech} = N \cdot \omega \quad \text{Εξίσωση 4.9}$$

$$P_{hydr} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad \text{Εξίσωση 4.10}$$

όπου:

- Q , είναι η παροχή [m^3/s]
- N , η ροπή στην άτρακτο του μοντέλου [Nm]
- ω , είναι η γωνιακή ταχύτητα της ατράκτου [rad/s]
- H , είναι η υδραυλική πτώση ή το ολικό ύψος στην περίπτωση αντλιών [mΣΥ]
- ρ , είναι η πυκνότητα του νερού [998.2 kg/m^3 στους $20 \text{ }^\circ\text{C}$]
- g , η επιτάχυνση της βαρύτητας [9.81 m/s^2]

4.5.2. Ανάλυση σφάλματος μετρήσεων

4.5.2.1. Ορισμός σφάλματος

Για την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων είναι απαραίτητη η εκτίμηση του ολικού σφάλματος καθώς και της ολικής αβεβαιότητας που σχετίζεται με τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης και τα επιμέρους μετρούμενα φυσικά μεγέθη. Όλα τα όργανα έχουν πεπερασμένη ακρίβεια, με αποτέλεσμα η μετρούμενη τιμή να διαφέρει από την πραγματική τιμή, ενώ παράλληλα όλες οι μετρήσεις είναι δυνατό να επηρεαστούν από εξωτερικές επιδράσεις και τυχαίο θόρυβο. Ως σφάλμα ενός μετρούμενου φυσικού μεγέθους ορίζεται η διαφορά της μέτρησης από την πραγματική τιμή. Τα σφάλματα στις μετρήσεις διακρίνονται σε συστηματικά και τυχαία. Το συστηματικό σφάλμα καθορίζει την ακρίβεια της μέτρησης και δεν μπορεί να ελαχιστοποιηθεί με αύξηση των επαναλήψεων των μετρήσεων καθώς προκύπτει από τα χαρακτηριστικά των οργάνων μέτρησης, από τη βαθμονόμηση τους και από τις συνθήκες λειτουργίας. Αντίθετα, το τυχαίο σφάλμα είναι δυνατό να ελαχιστοποιηθεί με επανάληψη των μετρήσεων, ενώ καθορίζει την επαναληψιμότητα των μετρήσεων. Κατά τον πειραματικό προσδιορισμό των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας μοντέλων υδροστροβίλων, είναι ιδιαίτερης σημασίας η εκτίμηση του εύρους εντός του οποίου αναμένεται να βρεθεί μία τιμή. Στις επόμενες ενότητες δίδονται τα απαραίτητα θεωρητικά στοιχεία για τον υπολογισμό των αβεβαιοτήτων που σχετίζονται με τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης υδροδυναμικών μηχανών.

4.5.2.2. Είδη σφαλμάτων

Τα σφάλματα στη μέτρηση ενός φυσικού μεγέθους μπορούν να ταξινομηθούν ως εξής: (i) τυχαία σφάλματα και (ii) συστηματικά σφάλματα.

4.5.2.2.1. Τυχαία σφάλματα και αβεβαιότητα

Τα τυχαία σφάλματα δεν μπορούν να προβλεφθούν, δεν επαναλαμβάνονται, προκαλούνται από πλήθος ανεξάρτητων εξωτερικών παραγόντων και προκαλούν διακυμάνσεις στην τιμή επαναλαμβανόμενων μετρήσεων του ίδιου μεγέθους κάτω από τις ίδιες συνθήκες. Οι επαναλαμβανόμενες μετρήσεις κατανομονται γύρω από μία μέση τιμή με τέτοιο τρόπο που η κατανομή τους προσεγγίζει την κανονική κατανομή, με αποτέλεσμα να είναι δυνατός ο προσδιορισμός τους με στατιστική επεξεργασία. Οι κυριότεροι παράγοντες που επηρεάζουν το τυχαίο σφάλμα είναι ο αριθμός των μετρήσεων, οι συνθήκες λειτουργίας και η διαδικασία του πειράματος. Για τον προσδιορισμό της

αβεβαιότητας που σχετίζεται με το τυχαίο σφάλμα γίνεται χρήση στατιστικών μεθόδων όπως παρουσιάζονται σε επόμενη ενότητα.

4.5.2.2.2. Συστηματικό σφάλμα και αβεβαιότητα

Τα συστηματικά σφάλματα τείνουν να επηρεάζουν όλες τις μετρήσεις με τον ίδιο τρόπο, μετατοπίζοντας τα αποτελέσματα κατά μία κατεύθυνση. Επομένως, γίνεται φανερό ότι δεν είναι δυνατό να μειωθούν με αύξηση του αριθμού επαναλήψεων της μέτρησης χρησιμοποιώντας το ίδιο όργανο και τις ίδιες συνθήκες πειράματος. Η εκτίμηση του συστηματικού σφάλματος και της σχετιζόμενης αβεβαιότητας επιτυγχάνεται είτε με σύγκριση των μετρήσεων που λαμβάνεται από ένα όργανο με εκείνες κάποιο άλλου περισσότερο αξιόπιστου, ή με τη σύγκριση μετρήσεων με πρότυπα μεγέθη. Καθώς τα συστηματικά σφάλματα σχετίζονται με την ακρίβεια της μέτρησης, είναι σκόπιμο πριν από την διεξαγωγή μετρήσεων να γίνεται λεπτομερής αναγνώριση των πηγών συστηματικών σφαλμάτων καθώς και προσπάθεια εξάλειψής τους. Για τον προσδιορισμό της αβεβαιότητας που σχετίζεται με τα συστηματικά σφάλματα απαιτείται η χρήση διαφορετικών οργάνων για την μέτρηση κάθε ποσότητας. Εναλλακτικά, εάν είναι γνωστό το εύρος σφάλματος του οργάνου, αυτό μπορεί να θεωρηθεί ως η συστηματική αβεβαιότητα της μέτρησης.

4.5.2.3. Πηγές σφάλματος

Κυριότερες πηγές συστηματικού σφάλματος αποτελούν τα σφάλματα που προκύπτουν κατά την βαθμονόμηση των οργάνων. Αυτά μπορεί να οφείλονται σε σφάλματα της μεθόδου, την επαναληψιμότητα της μεθόδου καθώς και στα χαρακτηριστικά του οργάνου. Άλλοι παράγοντες που επηρεάζουν το συστηματικό σφάλμα είναι οι συνθήκες κατά την εκτέλεση της βαθμονόμησης καθώς και σφάλματα στον προσδιορισμό φυσικών ιδιοτήτων. Τα κυριότερα σφάλματα που προκύπτουν κατά την βαθμονόμηση των οργάνων είναι το σφάλμα γραμμικότητας, το σφάλμα λόγω της πεπερασμένης διακριτικής ικανότητας των οργάνων και το σφάλμα υστέρησης. Άλλοι παράγοντες που μπορεί να επηρεάσουν το συστηματικό σφάλμα είναι οι συνθήκες λειτουργίας, όπως θερμοκρασία, υγρασία, κ.α.. Το ολικό σφάλμα που υπολογίζεται κατά την βαθμονόμηση ενός οργάνου, συμπεριλαμβανομένου και του τυχαίου, γίνεται συστηματικό σφάλμα κατά την διεξαγωγή των πειραμάτων. Άλλες πηγές σφάλματος είναι τα σφάλματα που προκύπτουν κατά την εκτέλεση των μετρήσεων καθώς και κατά την ανάκτηση και επεξεργασία δεδομένων.

4.5.2.4. Ορισμός αβεβαιότητας

Ως αβεβαιότητα ενός μετρούμενου φυσικού μεγέθους ορίζεται το εύρος εντός του οποίου αναμένεται να βρεθεί η πραγματική τιμή του, εντός προκαθορισμένου επίπεδου εμπιστοσύνης (συνήθως 95%). Προσδιορίζεται ύστερα από στατιστική ανάλυση των μετρήσεων με τον προσδιορισμό της μέσης τιμής των μετρούμενων μεγεθών και της τυπικής απόκλισης. Η τυπική απόκλιση εκφράζει ουσιαστικά την μέση τιμή της αβεβαιότητας.

Η αβεβαιότητα ενός μετρούμενου μεγέθους x υπολογίζεται από τις παρακάτω σχέσεις είτε ως απόλυτο u_x μέγεθος είτε ως σχετικό f_x , θεωρώντας ότι μία πολύ καλή προσέγγιση της πραγματικής τιμής x είναι η μέση τιμή του δείγματος:

$$u_x = x_i - \bar{x} \quad \text{Εξίσωση 4.11}$$

$$f_x = \frac{u_x}{\bar{x}} \quad \text{Εξίσωση 4.12}$$

4.5.2.4.1. Υπολογισμός τυχαίας αβεβαιότητας

Κατά τη μέτρηση ενός φυσικού μεγέθους, παρατηρείται ότι επαναλαμβανόμενες μετρήσεις παρουσιάζουν διαφορές αλλά η μέση τιμή N μετρήσεων αναμένεται να είναι η καλύτερη εκτίμηση της πραγματικής τιμής. Η ακρίβεια της μέσης τιμής εξαρτάται από τον αριθμό επαναλήψεων και την διαφορά της κάθε τιμής από τη μέση τιμή. Υποθέτοντας ότι το σφάλμα είναι αμιγώς τυχαίο, είναι δυνατό να υπολογιστεί με στατιστικές μεθόδους η τυχαία αβεβαιότητα μίας μέτρησης. Για τον σκοπό αυτό υπολογίζεται η τυπική απόκλιση και προσδιορίζεται το επίπεδο εμπιστοσύνης.

Για τον προσδιορισμό της τυπικής απόκλισης απαιτείται πρακτικά άπειρο μέγεθος δείγματος, και γι' αυτό για πεπερασμένο μέγεθος δείγματος χρησιμοποιείται η εκτιμώμενη τυπική απόκλιση s_Y , η οποία υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}{n - 1}} \quad \text{Εξίσωση 4.13}$$

Όπου:

- \bar{Y} η μέση τιμή n μετρήσεων της ποσότητας Y
- Y_i η τιμή της i -στης μέτρησης της ποσότητας Y
- n ο συνολικός αριθμός των μετρήσεων

Μία σημαντική παράμετρος για τον προσδιορισμό του τυχαίου σφάλματος είναι η τυπική απόκλιση της μέσης τιμής η οποία εκφράζει την μέση αβεβαιότητα των μετρήσεων και δεν είναι δυνατό να μειωθεί με την αύξηση των επαναλήψεων. Αντίθετα το τυχαίο σφάλμα μπορεί να ελαχιστοποιηθεί με την αύξηση του αριθμού επαναλήψεων.

$$s_{\bar{Y}} = \frac{s_Y}{\sqrt{n}} \quad \text{Εξίσωση 4.14}$$

Εφόσον είναι γνωστή η πραγματική τιμή της τυπικής απόκλισης s_Y και θεωρώντας ότι οι τιμές των μετρούμενων φυσικών μεγεθών ακολουθούν κανονική κατανομή, τότε μπορούμε να προσδιορίσουμε

το εύρος αβεβαιότητας με βάσει το επίπεδο εμπιστοσύνης. Έτσι, για επίπεδο εμπιστοσύνης 95% το διάστημα $\bar{Y} \pm 1.96 s_Y$ αναμένεται να περιέχει το 95% του πληθυσμού των μετρήσεων.

Στην περίπτωση μετρήσεων με μικρό πλήθος δείγματος, η τυπικής απόκλιση s_Y αυξάνει και δεν μπορεί να προσδιοριστεί επακριβώς. Για το λόγο αυτό, χρησιμοποιείται εναλλακτικά η κατανομή student t για τη συσχέτιση του διαστήματος αβεβαιότητας με το επίπεδο εμπιστοσύνης. Έτσι το αναμενόμενο εύρος μετρήσεων προσδιορίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\bar{Y} \pm t \frac{s_Y}{\sqrt{n}} \quad \text{Εξίσωση 4.15}$$

όπου t η παράμετρος student η οποία μπορεί να υπολογιστεί προσεγγιστικά από την παρακάτω σχέση:

$$t = 1.96 + \frac{2.36}{\nu} + \frac{3.2}{\nu^2} + \frac{2.2}{\nu^{3.84}} \quad \text{Εξίσωση 4.16}$$

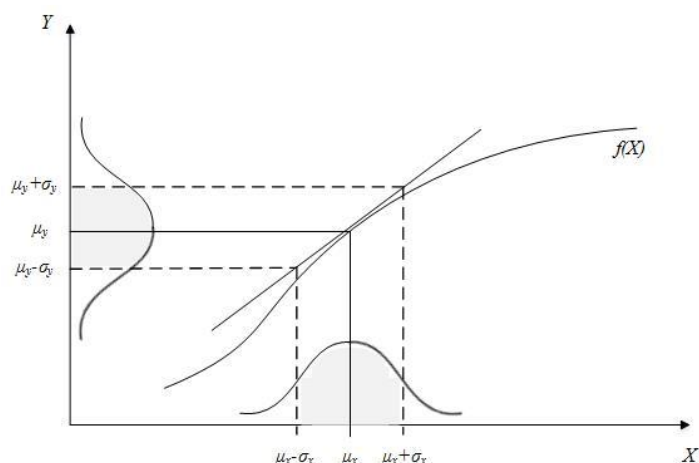
όπου $\nu = n-1$ ο βαθμός ελευθερίας που προσδιορίζεται ύστερα από την επανάληψη των μετρήσεων διαφόρων σημείων ελέγχου.

4.5.2.4.2. Υπολογισμός συστηματικής αβεβαιότητας

Η συστηματική αβεβαιότητα προκύπτει από το συστηματικό σφάλμα κατά την διεξαγωγή της βαθμονόμησης. Αποτελείται από την ολική αβεβαιότητα που σχετίζεται με την μέθοδο βαθμονόμησης που επιλέχθηκε, το τυχαίο σφάλμα του οργάνου κατά την βαθμονόμηση καθώς και επιπλέον σφάλματα κατά τον υπολογισμό των φυσικών ιδιοτήτων που υφίστανται στους υπολογισμούς κατά τη διαδικασία βαθμονόμησης.

4.5.2.4.3. Ολική αβεβαιότητα

Η ολική αβεβαιότητα προκύπτει ύστερα από τον συνδυασμό όλων των επιμέρους αβεβαιοτήτων όπως προσδιορίστηκαν παραπάνω και καθορίζει το εύρος εντός του οποίου αναμένεται να βρεθεί η πραγματική τιμή με επίπεδο εμπιστοσύνης 95%. Για τον προσδιορισμό της ολικής αβεβαιότητας του υδραυλικού βαθμού απόδοσης γίνεται εφαρμογή του νόμου μετάδοσης της αβεβαιότητας. Σύμφωνα με αυτόν, όταν μια ποσότητα Y ορίζεται από N άλλες ποσότητες X_i μέσω συναρτήσεως f , και αντίστοιχα μια εκτίμηση y της ποσότητας Y είναι συνάρτηση των μετρούμενων ποσοτήτων x_i , τότε είναι δυνατό να προσδιοριστεί η αβεβαιότητας της ποσότητας Y αναπτύσσοντας την συνάρτηση f σε σειρά Taylor γύρω από το σημείο (x_1, x_2, \dots, x_n) .



Εικόνα 4.20. Μετάδοση σφάλματος ποσότητας X στην συνάρτηση $Y=f(X)$.

Χρησιμοποιώντας την Εικόνα 4.20, θεωρώντας ότι $Y = f(X)$, καθώς και ότι μία καλή προσέγγιση της μετρούμενης ποσότητας X είναι η μέση τιμή της μ_x , αναπτύσσοντας την συνάρτηση f σε σειρά Taylor γύρω από το σημείο $X = \mu_x$ θα ισχύει:

$$Y \cong f(\mu_x) + \frac{\partial f}{\partial X}(X - \mu_x)$$

Επομένως θα ισχύει:

$$\mu_y = f(\mu_x)$$

και

$$\sigma_y = \frac{\partial f}{\partial X} \sigma_x$$

Επεκτείνοντας τα παραπάνω σε συνάρτηση πολλών μεταβλητών:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N)$$

και θεωρώντας ότι:

$$(x_1, x_2, \dots, x_N) = (\mu_{x1}, \mu_{x2}, \dots, \mu_{xN})$$

Θα ισχύει:

$$Y \cong f(x_1, x_2, \dots, x_N) + \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial X_i}(x_1, x_2, \dots, x_N) \right] [X_i - x_i] = a_0 + \sum a_i (X_i - x_i) \quad \text{Εξίσωση 4.17}$$

Στην περίπτωση που οι μεταβλητές X_i είναι ανεξάρτητες, ο δεύτερος όρος της εξίσωσης απλοποιείται.

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i, x_j) \quad \text{Εξίσωση 4.18}$$

Αντίστοιχα, στην περίπτωση που οι μεταβλητές x_i είναι ανεξάρτητες, ο δεύτερος όρος της παραπάνω εξίσωσης απλοποιείται, με την τελική εξίσωση μετάδοσης σφάλματος να είναι:

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad \text{Εξίσωση 4.19}$$

Εφαρμόζοντας την παραπάνω σχέση στην εξίσωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης και θεωρώντας ότι οι αβεβαιότητες που σχετίζονται με την πυκνότητα και την επιτάχυνση της βαρύτητας είναι αμελητέες, θα έχουμε:

$$\eta_h(M, \omega, H, Q) = \frac{M\omega}{\rho g H Q}$$

$$u_{\eta_h}^2 = \left(\frac{\partial \eta_h}{\partial M} \right)^2 u^2(M) + \left(\frac{\partial \eta_h}{\partial \omega} \right)^2 u^2(\omega) + \left(\frac{\partial \eta_h}{\partial H} \right)^2 u^2(H) + \left(\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} \right)^2 u^2(Q) \Rightarrow$$

$$u_{\eta_h}^2 = \left(\frac{\omega}{\rho g H Q} \right)^2 u^2(M) + \left(\frac{M}{\rho g H Q} \right)^2 u^2(\omega) + \left(-\frac{M\omega}{\rho g H^2 Q} \right)^2 u^2(H) + \left(-\frac{M\omega}{\rho g H Q^2} \right)^2 u^2(Q) \Rightarrow$$

$$u_{\eta_h}^2 = \left(\frac{M\omega}{\rho g H Q} \right)^2 \left[\frac{u^2(M)}{M^2} + \frac{u^2(\omega)}{\omega^2} + \frac{u^2(H)}{H^2} + \frac{u^2(Q)}{Q^2} \right] \Rightarrow$$

$$\frac{u_{\eta_h}^2}{\left(\frac{M\omega}{\rho g H Q} \right)^2} = \left[\frac{u^2(M)}{M^2} + \frac{u^2(\omega)}{\omega^2} + \frac{u^2(H)}{H^2} + \frac{u^2(Q)}{Q^2} \right] \Rightarrow$$

$$\frac{u_{\eta_h}}{\eta_h} = \sqrt{\left[\frac{u^2(M)}{M^2} + \frac{u^2(\omega)}{\omega^2} + \frac{u^2(H)}{H^2} + \frac{u^2(Q)}{Q^2} \right]} \quad \text{Εξίσωση 4.20}$$

Οπότε η ολική αβεβαιότητα του βαθμού απόδοσης θα είναι:

$$U_{\eta_h} = \sqrt{f_M^2 + f_\omega^2 + f_H^2 + f_Q^2} \quad \text{Εξίσωση 4.21}$$

4.5.2.5. Σφάλματα βαθμονόμησης

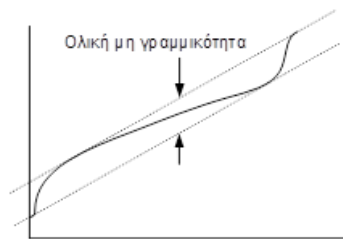
4.5.2.5.1. Προσδιορισμός σφάλματος υστέρησης

Ένας παράγοντας που συχνά δεν λαμβάνεται υπόψη κατά την βαθμονόμηση των οργάνων είναι το σφάλμα υστέρησης. Το σφάλμα αυτό έχει να κάνει με τα χαρακτηριστικά του οργάνου και την ακολουθία όπου το σήμα εισόδου λαμβάνεται από το όργανο. Για τον προσδιορισμό του σφάλματος αυτού εφαρμόζεται στο όργανο το μετρούμενο φυσικό μέγεθος από το μηδέν ως την πλήρη κλίμακα σταδιακά σε σταθερά βήματα και στη συνέχεια, επαναλαμβάνεται η διαδικασία με μειωμένο ρυθμό. Το σφάλμα υστέρησης θα είναι η διαφορά των τιμών των ίδιων σημείων μέτρησης στις δύο κατευθύνσεις. Το σχετικό σφάλμα υστέρησης προκύπτει από το λόγο της μέγιστης διαφοράς με την απόκριση του οργάνου στην πλήρη κλίμακα.

$$f_{hys} = \frac{V_{inmax} - V_{dmax}}{FS} \times 100 \quad \text{Εξίσωση 4.22}$$

4.5.2.5.2. Προσδιορισμός σφάλματος μη γραμμικότητας

Ο προσδιορισμός της μη γραμμικότητας ενός οργάνου επιτυγχάνεται με τον υπολογισμό της διαφοράς δύο ευθειών που περνούν από το μέγιστο σημείο και από το ελάχιστο σημείο της καμπύλης βαθμονόμησης. Στην πιο απλή περίπτωση όπου η καμπύλη βαθμονόμησης παρουσιάζει ένα ακρότατο, ο υπολογισμός της μη γραμμικότητας επιτυγχάνεται μέσω της διαφοράς της μέγιστης τιμής και της αντίστοιχης τιμής που αντιστοιχεί στην ευθεία που περνάει από το πρώτο και τελευταίο σημείο της καμπύλης (Εικόνα 4.21).

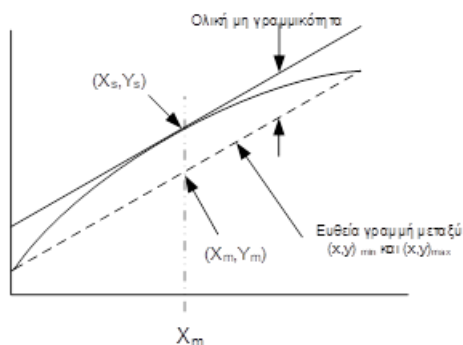


Εικόνα 4.21. Προσδιορισμός μη γραμμικότητας βαθμονόμησης.

Η ολική αβεβαιότητα μπορεί να προσεγγιστεί υπολογίζοντας την μέγιστη απόκλιση στο μέσο της καμπύλης. Το μέσο σημείο (X_m) υπολογίζεται από:

$$X_m = \left(\frac{X_{max} - X_{min}}{2} \right) + X_{min} \quad \text{Εξίσωση 4.23}$$

Τέλος, η ολική μη γραμμικότητα υπολογίζεται ως η διαφορά της τιμής Y που αντιστοιχεί στο μέσο της καμπύλης και της πραγματικής τιμής Y_s όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.22 και την Εξίσωση 4.24.



Εικόνα 4.22. Προσδιορισμός μη γραμμικότητας με ένα ακρότατο.

$$f_l = \left| \frac{\left[\left(\frac{y_{max} - y_{min}}{2} \right) + y_{min} \right] - y_s}{\left[\left(\frac{y_{max} - y_{min}}{2} \right) + y_{min} \right]} \right| \times 100 \quad \text{Εξίσωση 4.24}$$

4.5.2.6. Εκτίμηση αβεβαιότητας μέτρησης υδραυλικού βαθμού απόδοσης του εργαστηριακού μοντέλου

Το απόλυτο σφάλμα (δA) στις μετρήσεις μίας ποσότητας ορίζεται ως η διαφορά της μετρούμενης από την πραγματική τιμή. Για τον υπολογισμό του σφάλματος των μετρήσεων χρησιμοποιούνται οι παρακάτω σχέσεις:

$$U_A = \frac{\delta A}{A} \quad \text{Εξίσωση 4.25}$$

όπου:

- δA αναπαριστά το απόλυτο σφάλμα μέτρησης ποσότητας A
- U_A το σχετικό σφάλμα μέτρησης ποσότητας A

Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης υπολογίζεται από την σχέση:

$$\eta = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q} \quad \text{Εξίσωση 4.26}$$

Για τον προσδιορισμό του σφάλματος υπολογισμού του βαθμού απόδοσης λαμβάνονται υπόψη τα παρακάτω μεγέθη: η ροπή (M), η γωνιακή ταχύτητα (ω), η πυκνότητα η οποία υπολογίζεται σύμφωνα με το πρότυπο IEC60193 συναρτήσει της θερμοκρασίας και της απόλυτης πίεσης (ρ), η επιτάχυνση της βαρύτητας υπολογισμένη για το γεωγραφικό πλάτος του εργαστηρίου (g), η υδραυλική πτώση (H) και η παροχή (Q). Η ροπή, η γωνιακή ταχύτητα και η παροχή μετρούνται απευθείας από τα μετρητικά όργανα, ενώ η υδραυλική πτώση υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$H = h + \frac{c^2}{2g}$$

Εξίσωση 4.27

όπου h είναι η στατική πίεση και u η ταχύτητα στη θέση μέτρησης της πίεσης. Η ταχύτητα εξαρτάται από την παροχή Q σύμφωνα με την εξίσωση:

$$c = \frac{Q}{A}$$

Εξίσωση 4.28

όπου A είναι η επιφάνεια της κυκλικής διατομής διαμέτρου D :

$$A = \pi \frac{D^2}{4}$$

Εξίσωση 4.29

Από τις μετρήσεις, τη βαθμονόμηση των οργάνων και τα τεχνικά χαρακτηριστικά που δίδονται από τους κατασκευαστές, προκύπτει:

- $U_Q = 0.4\%$
- $U_M = 0.2\%$
- $U_h = 0.22\%$
- $U_\omega = 0.05\%$
- $\delta D = 0.5 \text{ mm}$, από το οποίο προκύπτει $U_D = 0.19\%$ για διάμετρο ίση με 264 mm

Η αβεβαιότητα μέτρησης της ροπής προκύπτει λαμβάνοντας υπόψη τα εξής:

- Αβεβαιότητα μέτρησης μήκους βραχίονα = 0.013%
- Αβεβαιότητα μέτρησης πρότυπων βαρών = 0.1%
- Αβεβαιότητα λόγω λανθασμένης ευθυγράμμισης βραχίονα = 0.032%
- Αβεβαιότητα λόγω μη κάθετης τοποθέτησης πρότυπου βάρους = 0.064%
- Τυχαίο σφάλμα = 0.0058%

Η αβεβαιότητα μέτρησης της πίεσης προκύπτει λαμβάνοντας υπόψη τα εξής:

- Αβεβαιότητα μέτρησης πρότυπων βαρών = 0.1%
- Τυχαίο σφάλμα = 0.0058%
- Μη γραμμικότητα οργάνου = 0.16%
- Υστέρηση οργάνου = 0.11%

Η αβεβαιότητα μέτρησης της διατομής είναι:

$$U_A = 2 \cdot U_D = 0.38\%$$

Η αβεβαιότητα υπολογισμού της ταχύτητας είναι:

$$U_U = \sqrt{U_Q^2 + U_A^2} = 0.6\%$$

$$U_{U^2} = 2U_U = 1.2\%$$

Για το καθαρό ύψος, το απόλυτο σφάλμα υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\delta H = \sqrt{\delta h^2 + \left(\frac{\delta(u^2)}{2g}\right)^2} \quad \text{Εξίσωση 4.30}$$

Στην προηγούμενη εξίσωση, ο όρος $\left(\frac{\delta(u^2)}{2g}\right)$ είναι αμελητέος για τις παροχές που μετρούνται στο εργαστήριο. Επιπροσθέτως, ο όρος δυναμικής πίεσης $\left(\frac{u^2}{2g}\right)$ στην Εξίσωση 4.27 είναι μικρός σε σχέση με το ολικό ύψος h . Λόγω των παραπάνω, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι ισχύει:

$$U_H \approx U_h = 0.22\%$$

Συνολικά, η ολική αβεβαιότητα του βαθμού απόδοσης του εργαστηριακού μοντέλου υπολογίζεται ως:

$$U_\eta = \sqrt{U_M^2 + U_\omega^2 + U_H^2 + U_Q^2} \leq 0.5015\%$$

4.6. Πειραματική διαδικασία

Η πειραματική διαδικασία ξεκινάει με την ρύθμιση του υδραυλικού δικτύου του εργαστηρίου ώστε να οδηγείται η ροή στο υπό εξέταση μοντέλο. Στη συνέχεια, τίθενται σε λειτουργία αρχικά η πέδη και ύστερα η τροφοδοτική αντλία, ώστε να αποφευχθεί η υπερτάχυνση του μοντέλου και ακολουθεί η ρύθμιση του επιθυμητού σημείου λειτουργίας αλλάζοντας το άνοιγμα των ρυθμιστικών περυγίων. Πριν από την εκκίνηση των πειραμάτων, ακολουθούνται τα παρακάτω βήματα για την προετοιμασία της εγκατάστασης: i) προθέρμανση των μετρητικών οργάνων για 30 min, ii) εκκίνηση της τροφοδοτικής αντλίας και σταδιακή αύξηση της παροχής μέχρι την μέγιστη τιμή που πρόκειται να μετρηθεί και iii) ρύθμιση της παροχής στην επιθυμητή τιμή. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατό να ελαχιστοποιηθούν πιθανά σφάλματα υστέρησης των οργάνων και να επιτευχθούν μόνιμες συνθήκες λειτουργίας.

Για την εκτέλεση των μετρήσεων μπορούν να χρησιμοποιηθούν δύο μέθοδοι:

1. Μέτρηση υπό σταθερό ύψος δοκιμής, μεταβάλλοντας την ταχύτητα περιστροφής της τροφοδοτικής αντλίας και ρυθμίζοντας το σημείο λειτουργίας του υπό εξέταση μοντέλου με

μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του δρομέα. Οι μετρήσεις λαμβάνονται για διάφορες παροχές αλλάζοντας το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων με παράλληλη ρύθμιση του σημείου λειτουργίας της τροφοδοτικής αντλίας για την επίτευξη του ύψους δοκιμής.

2. Μέτρηση υπό σταθερή ταχύτητα περιστροφής του δρομέα και μεταβολή του σημείου λειτουργίας με αλλαγή του σημείου λειτουργίας της τροφοδοτικής αντλίας και του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων.

Η διαδικασία μετρήσεων για τις δύο περιπτώσεις συνοψίζεται παρακάτω, ενώ παρουσιάζεται διαγραμματικά στην Εικόνα 4.23.

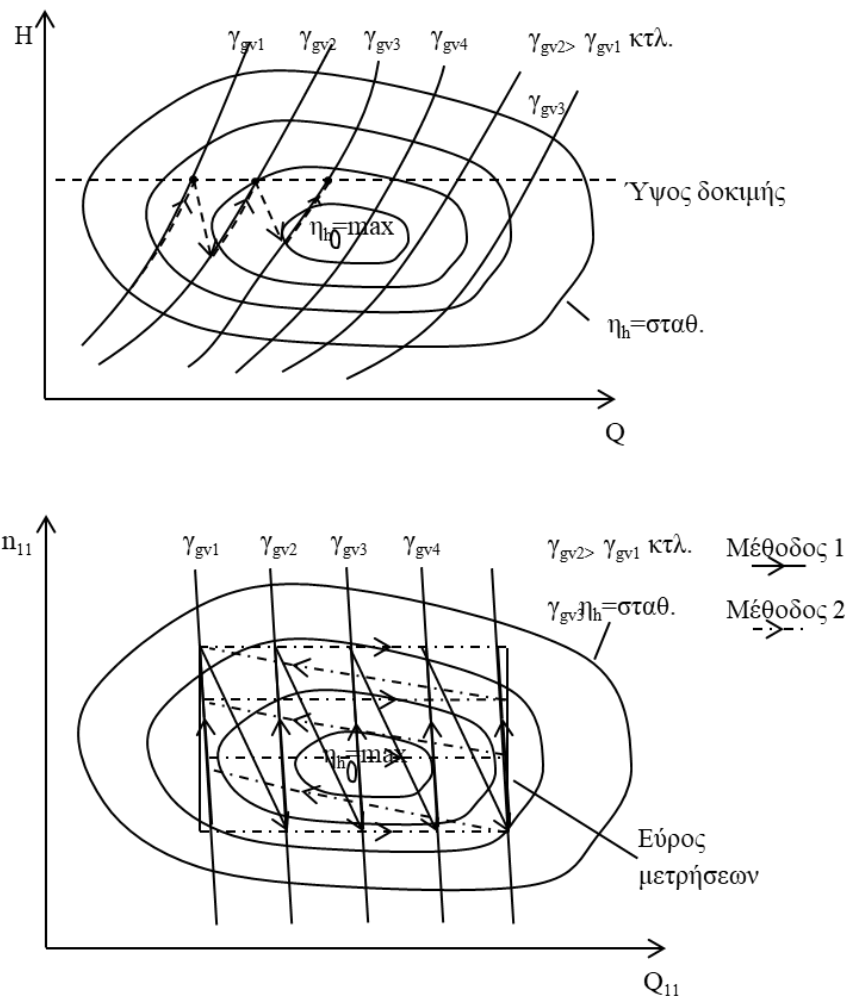
Για την μέθοδο 1 τα βήματα που ακολουθούνται είναι τα παρακάτω:

1. Ενεργοποίηση μετρητικών οργάνων και προθέρμανση για 30 min
2. Έλεγχος υδραυλικού κυκλώματος (οδήγηση ροής στο κατάλληλο μοντέλο, έλεγχος διαρροών)
3. Ρύθμιση του ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων
4. Εκκίνηση πέδης σε χαμηλές στροφές
5. Εκκίνηση της τροφοδοτικής αντλίας και ρύθμιση των στροφών μέχρι την επίτευξη του ύψους δοκιμής
6. Αύξηση στροφών δρομέα στην επιθυμητή ταχύτητα
7. Αναμονή 10-20 sec για την ισορρόπηση της παροχής
8. Καταγραφή μετρήσεων για 60 sec
9. Μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του δρομέα σε νέα ταχύτητα
10. Επανάληψη βημάτων 7-9
11. Αλλαγή του ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων αφού ληφθούν μετρήσεις για όλες τις ταχύτητας περιστροφής
12. Ρύθμιση της τροφοδοτικής αντλίας για επίτευξη του ύψους δοκιμής
13. Επανάληψη βημάτων 7-12

Για την μέθοδο 2 ακολουθείται η διαδικασία 1-8 της μεθόδου 1 και στη συνέχεια ακολουθούνται τα παρακάτω βήματα:

9. Ρύθμιση του ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων
10. Ρύθμιση των στροφών μέχρι την επίτευξη του ύψους δοκιμής
11. Επανάληψη βημάτων 7-9
12. Αφού καταγραφούν οι μετρήσεις για το πλήρες εύρος παροχών, ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής του δρομέα σε νέα τιμή
13. Ρύθμιση του ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων στην αρχική θέση
14. Επανάληψη βημάτων 7-12

Από τις παραπάνω μεθόδους, προτιμότερη είναι η πρώτη καθώς επιτρέπει την λήψη περισσότερων μετρήσεων με μία ρύθμιση της παροχής. Παράλληλα επιτρέπει την επίτευξη πιο σταθερών συνθηκών μεταξύ μετρήσεων, με αποτέλεσμα την ταχύτερη ολοκλήρωση της μετρητικής διαδικασίας.



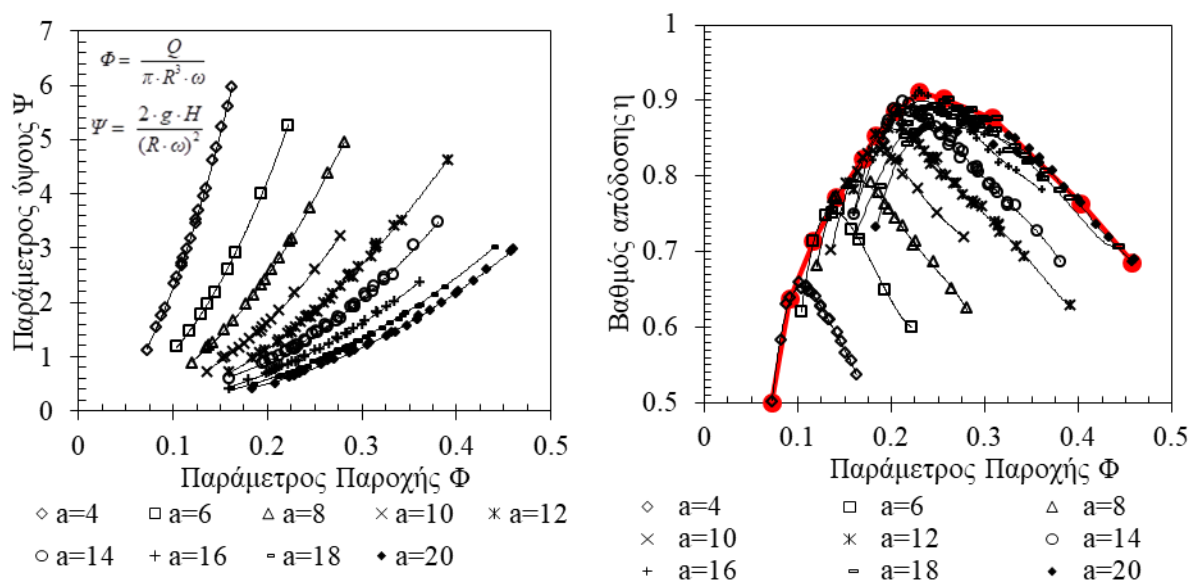
Εικόνα 4.23. Μετρητική διαδικασία.

4.7. Πειραματικά αποτελέσματα

Για την αξιολόγηση των αριθμητικών αποτελεσμάτων έγιναν αναλυτικές μετρήσεις σε μοντέλο υδροστροβίλου Francis στο πλήρες εύρος συνθηκών λειτουργίας. Συγκεκριμένα, ελήφθησαν μετρήσεις ακολουθώντας και τις δύο μεθόδους μέτρησης, όπως περιγράφηκαν στην προηγούμενη ενότητα. Από τα αποτελέσματα ήταν δυνατή η χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας Φ - Ψ , η - Φ , σε αδιάστατη μορφή, καθώς και καμπύλες Q , η - η για σταθερό ύψος και άνοιγμα A , και Q - N , η - A για σταθερό ύψος. Επιπροσθέτως, χαράχθηκε ο πλήρης χάρτης της μηχανής χρησιμοποιώντας τα μοναδιαία μεγέθη η_{11} , Q_{11} καθώς χρησιμοποιούνται πιο συχνά και παρουσιάζουν μεγαλύτερο βιομηχανικό ενδιαφέρον.

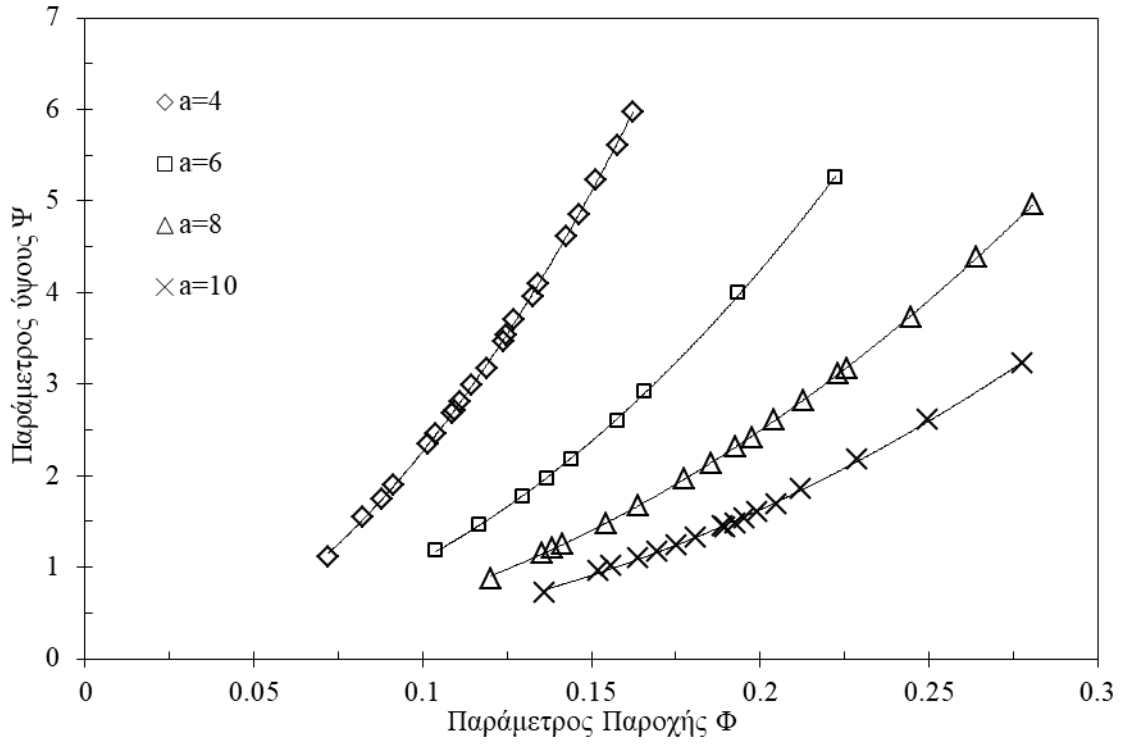
4.7.1. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας

Οι καμπύλες αδιάστατης παροχής για κάθε σημείο λειτουργίας παρουσιάζονται στα παρακάτω διαγράμματα (Εικόνα 4.24). Κάθε καμπύλη αντιστοιχεί σε δεδομένο άνοιγμα a των ρυθμιστικών πτερυγίων. Στις Εικόνες 4.25-4.30 επαναλαμβάνονται οι παρακάτω καμπύλες, επικεντρώνοντας κάθε φορά σε συγκεκριμένα ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων για εποπτικούς λόγους, στο πλαίσιο της ανάλυσης και σχολιασμού. Από τα παρακάτω διαγράμματα παρατηρούμε ότι με την αύξηση της παροχής και την αύξηση του ανοίγματος, αυξάνεται σταδιακά και ο βαθμός απόδοσης του υδροστροβίλου μέχρι το ονομαστικό σημείο λειτουργίας, το οποίο εμφανίζεται για παράμετρο παροχής $\Phi = 0.23$ και παράμετρο ύψους $\Psi = 0.905$, που αντιστοιχούν σε ειδικό αριθμό περιστροφής $\nu_0 = 0.5$. Στη συνέχεια, με την περαιτέρω αύξηση της παροχής ο βαθμός απόδοσης μειώνεται απότομα με την ελάχιστη τιμή να εμφανίζεται στο μέγιστο άνοιγμα $a = 20$ για $\Phi = 0.45$ ($Q/Q_{nom} = 1.95$).

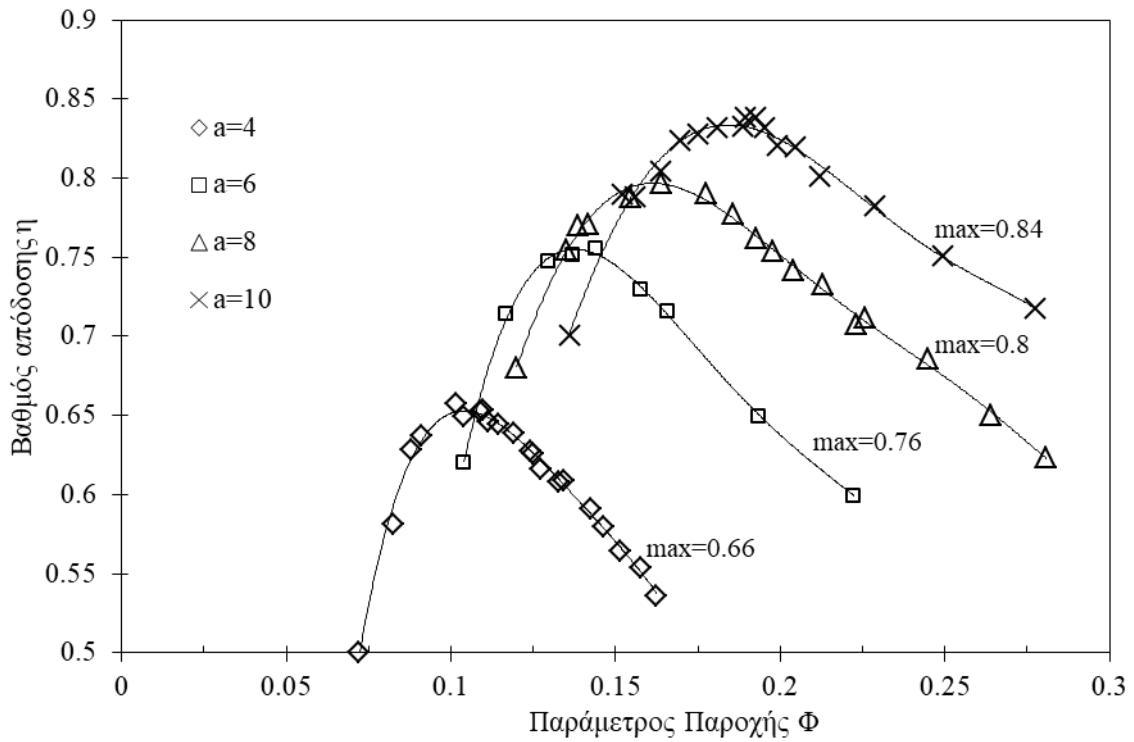


Εικόνα 4.24. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου.

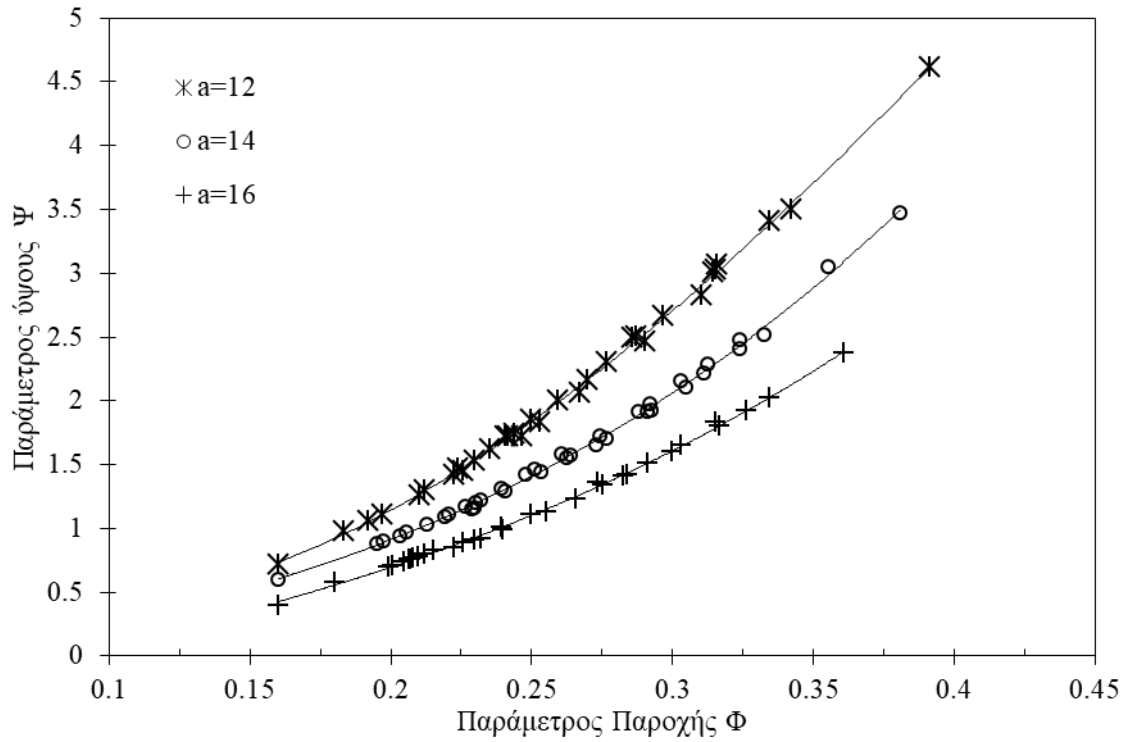
Παράλληλα, παρατηρούμε ότι οι χαρακτηριστικές καμπύλες έχουν ποιοτικά την αναμενόμενη μορφή με την παράμετρο ύψους να αυξάνεται αναλογικά με μεγαλύτερη κλίση συναρτήσεως της παροχής για μικρότερα ανοίγματα, ενώ με την αύξηση του ανοίγματος, οι καμπύλες τείνουν ασυμπτωτικά στην καμπύλη του μέγιστου ανοίγματος. Από τις καμπύλες η - Φ για τα ίδια ανοίγματα, παρατηρείται παρόμοια συμπεριφορά με την αύξηση της τιμής του ανοίγματος. Καθώς αυξάνει η παροχή αυξάνουν αναλογικά περισσότερο οι υδραυλικές απώλειες και μεγαλύτερο τμήμα του διαθέσιμου ύψους καταναλώνεται ως απώλειες με το ποσοστό που δύναται να αξιοποιηθεί για την εναλλαγή ενέργειας να είναι αναλογικά μικρότερο. Με την αύξηση του ανοίγματος προσεγγίζεται σταδιακά ένα σημείο κορεσμού όπου οι απώλειες αυξάνουν δυσανάλογα, οδηγώντας σε συνολικά χαμηλότερες τιμές του βαθμού απόδοσης. Πέρα από το σημείο αυτό δεν έχει νόημα η περαιτέρω αύξηση του ανοίγματος.



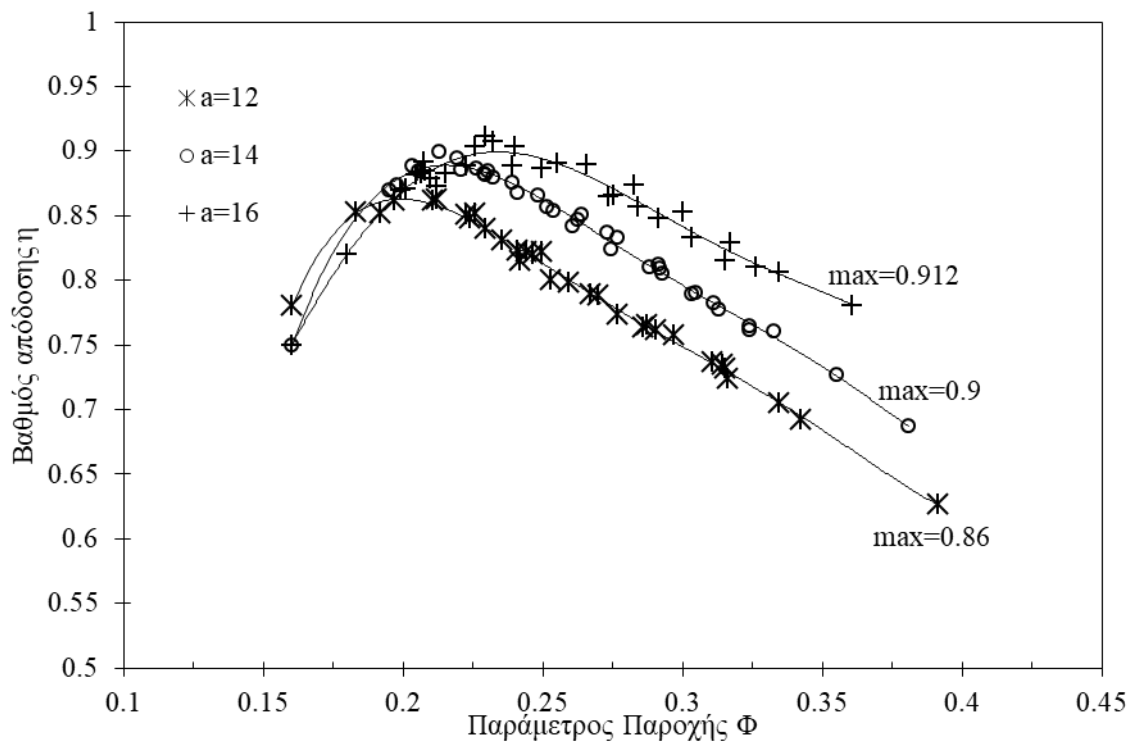
Εικόνα 4.25. Καμπύλες αδιάστατου ύψους-παροχής 1.



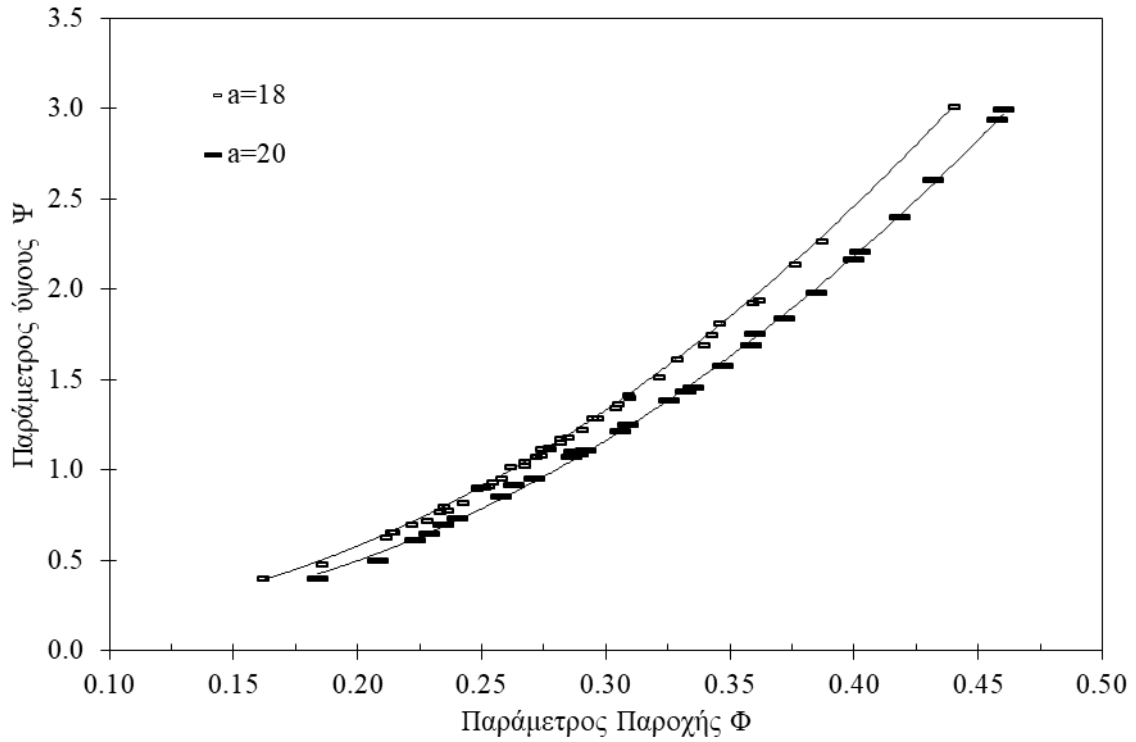
Εικόνα 4.26. Καμπύλες υδραυλικού βαθμού απόδοσης - αδιάστατης παροχής 1.



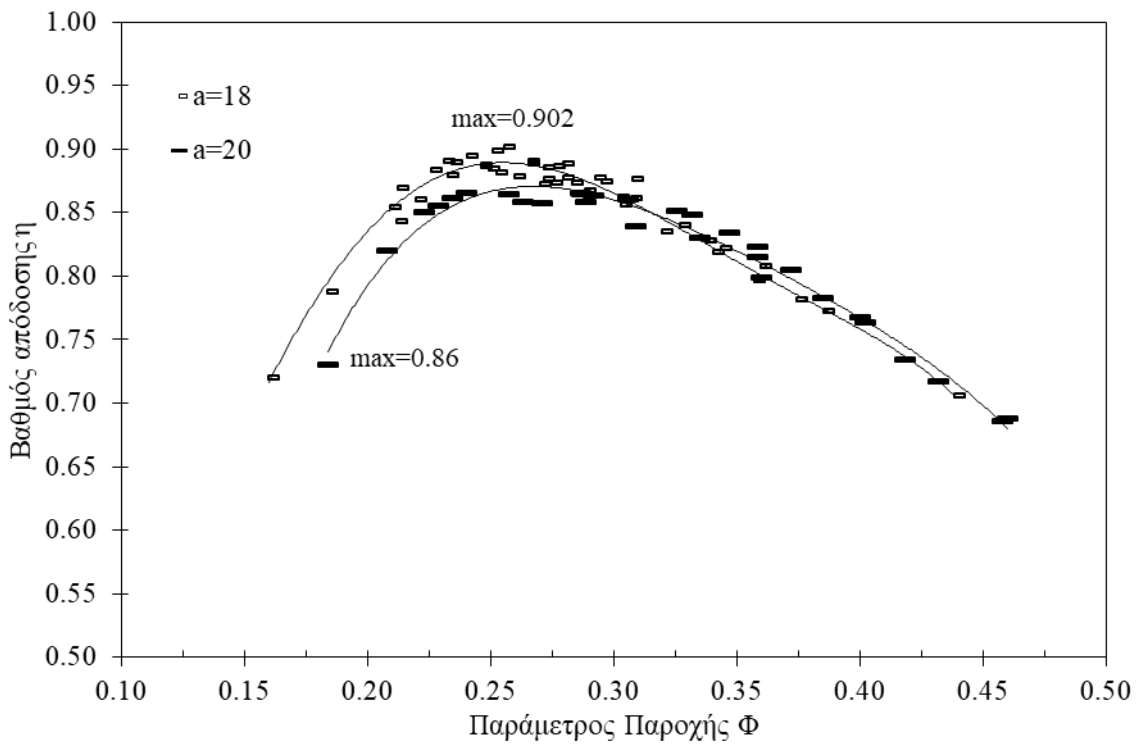
Εικόνα 4.27. Καμπύλες αδιάστατου ύψους-παροχής 2.



Εικόνα 4.28. Καμπύλες υδραυλικού βαθμού απόδοσης - αδιάστατης παροχής 2.



Εικόνα 4.29. Καμπύλες αδιάστατου ύψους-παροχής 3.

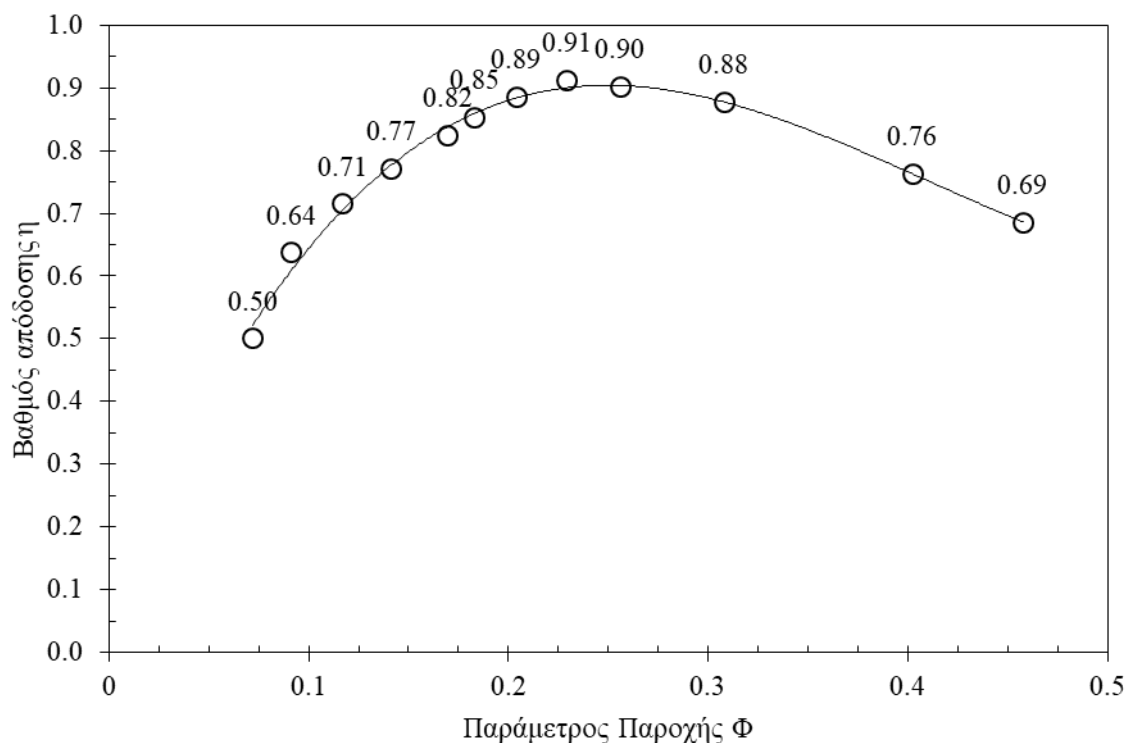


Εικόνα 4.30. Καμπύλες υδραυλικού βαθμού απόδοσης - αδιάστατης παροχής 3.

Εξετάζοντας τις καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής, παρατηρούμε ότι παρουσιάζουν απότομη κλίση ανάντη και κατάντη του σημείου μέγιστου βαθμού απόδοσης, γεγονός που εντείνεται για

μικρότερες τιμές του ανοίγματος. Μεταξύ των διαφορετικών ανοιγμάτων παρατηρούμε μία αύξηση της τάξεως του 10% μεταξύ του ανοίγματος $a = 4$ και $a = 6$, η οποία προσεγγίζει το 4% μεταξύ των επόμενων τιμών του ανοίγματος μέχρι το ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Στη συνέχεια, για τα ανοίγματα με τιμές $a = 16$ και $a = 18$, ο βαθμός απόδοσης παραμένει υψηλός (~ 90%) και ακολούθως μειώνεται πάλι με το ίδιο ρυθμό (4% / 2 mm). Από τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι ο συγκεκριμένος υδροστρόβιλος είναι ιδιαίτερος ευαίσθητος σε μεταβολές της παροχής και ο βαθμός απόδοσής του παρουσιάζει απότομη πτώση καθώς το σημείο λειτουργίας απομακρύνεται από το σημείο μεγίστου βαθμού απόδοσης για κάθε άνοιγμα.

Αντίστοιχα συμπεράσματα μπορούν να εξαχθούν και από την εξέταση της περιβάλλουσας καμπύλης η - Φ στην Εικόνα 4.31. Καθώς ο συγκεκριμένος υδροστρόβιλος είναι μηχανή υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, αναμένεται ιδιαίτερα σημαντική η επίδραση του αγωγού απαγωγής στον βαθμό απόδοσης. Ως γνωστό, στους υδροστροβίλους υψηλού n_0 , η ενέργεια που ανακτάται είναι σημαντικό ποσοστό του συνολικά διαθέσιμου υδραυλικού ύψους, με αποτέλεσμα σημεία λειτουργίας όπου η λειτουργία του αγωγού απαγωγής δεν είναι αποδοτική, να χαρακτηρίζονται από χαμηλότερους βαθμούς απόδοσης. Παράλληλα με την αύξηση της παροχής αυξάνονται και οι ταχύτητες ροής με αποτέλεσμα να αυξάνουν οι απώλειες τριβών, οδηγώντας συνολικά σε σημαντικές απώλειες και απότομη πτώση του βαθμού απόδοσης.

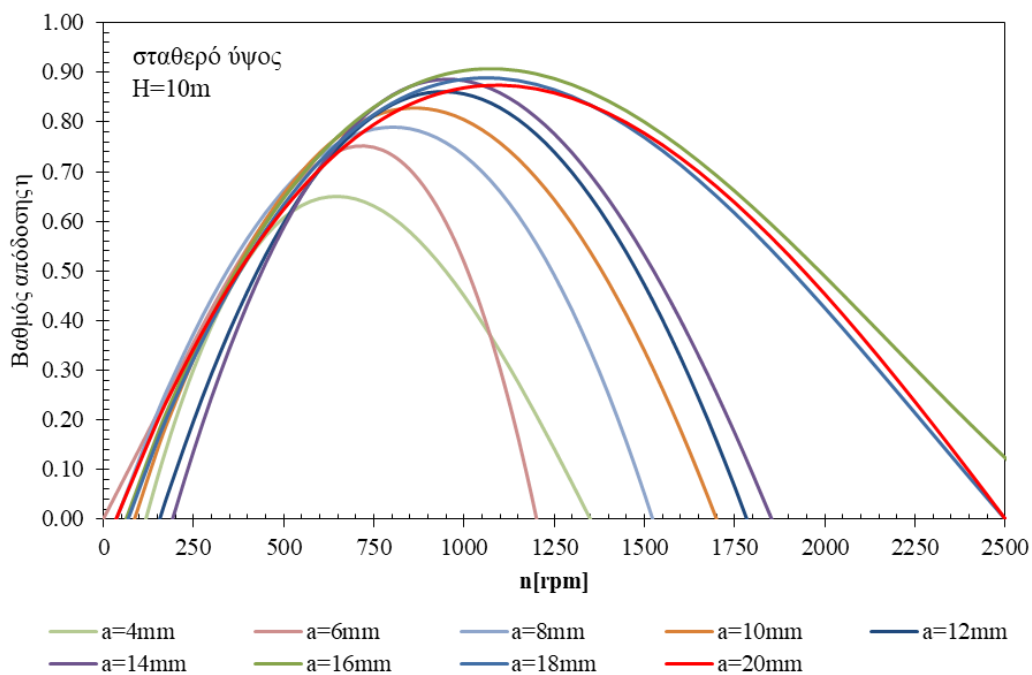


Εικόνα 4.31. Περιβάλλουσα καμπύλη υδραυλικού βαθμού απόδοσης - αδιάστατης παροχής Φ .

Τέλος, σημειώνεται ότι ο βαθμός απόδοσης του συγκεκριμένου υδροστροβίλου είναι ικανοποιητικός (91%) και διατηρείται σε υψηλά επίπεδα (> 80%) για φορτία από 75% ως και 150% του ονομαστικού (Εικόνα 4.31). Για φορτία από ~75% ως 35%, ο βαθμός απόδοσης μειώνεται απότομα, ενώ για φορτία από 150% ως και 200% η πτώση του βαθμού απόδοσης είναι περισσότερο ομαλή.

4.7.2. Καμπύλες σταθερού ύψους και χάρτης του υδροστροβίλου

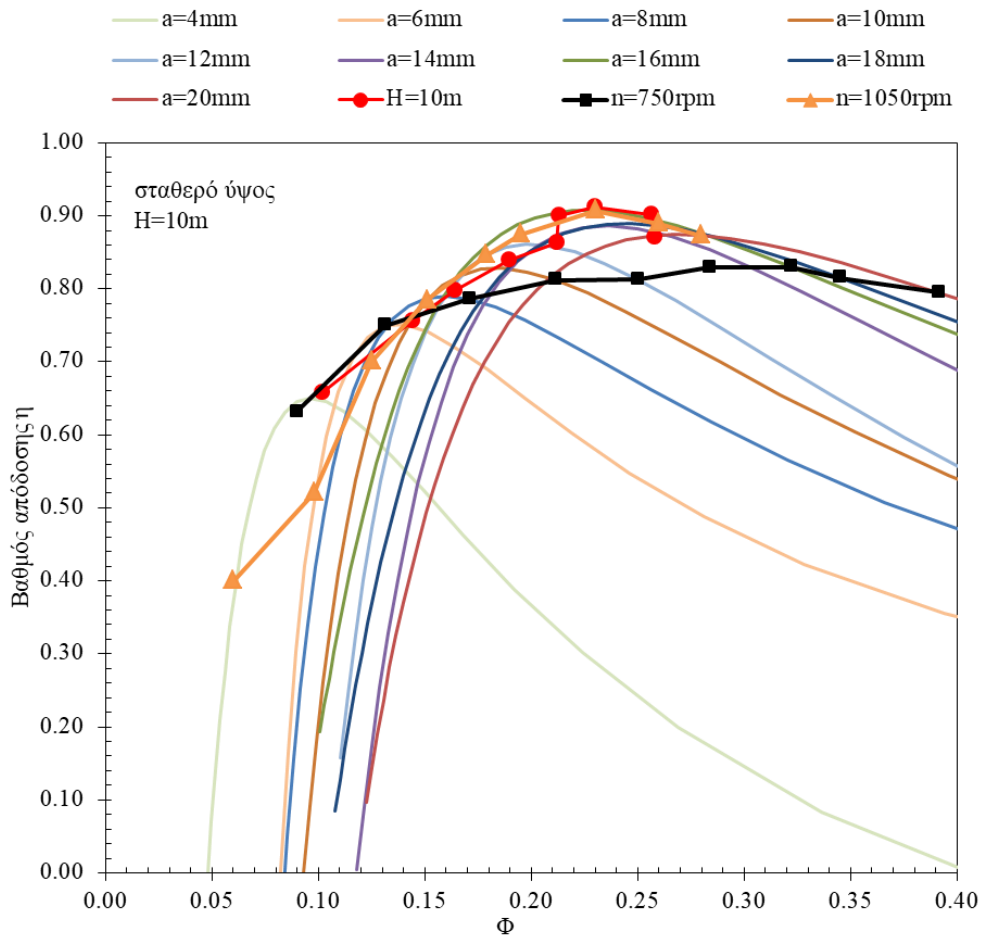
Οι υδροστροβίλοι σε ένα υδροηλεκτρικό σταθμό καλούνται να λειτουργήσουν συνήθως υπό σταθερό υδραυλικό ύψος και στροφές. Το σημείο σχεδιασμού επιλέγεται με τέτοιο τρόπο ώστε να εξασφαλίζεται ότι ο σταθμός θα λειτουργεί το μεγαλύτερο χρονικό διάστημα στο ονομαστικό σημείο του υδροστροβίλου, το οποίο γίνεται προσπάθεια να συμπίπτει με το σημείο μέγιστου βαθμού απόδοσης. Οι καμπύλες σταθερού ύψους είναι δυνατό να εξαχθούν από τις αδιάστατες καμπύλες λειτουργίας, θεωρώντας κάποιο σταθερό ύψος αναφοράς και μεταβάλλοντας την ταχύτητα περιστροφής μέσα σε ένα επιθυμητό εύρος. Στην περίπτωση αυτή επιλέγεται ύψος $H=10\text{ m}$ καθώς αποτελεί τιμή που μπορεί να επιτευχθεί στην εργαστηριακή διάταξη αλλά και καθώς θεωρείται αντιπροσωπευτική τιμή υδραυλικού ύψους πραγματικού υδροστροβίλου με σχετικά υψηλό ειδικό αριθμό στροφών. Οι καμπύλες που προκύπτουν από τα παραπάνω παρουσιάζονται στην Εικόνα 4.32.



Εικόνα 4.32. Καμπύλες λειτουργίας του υδροστροβίλου για σταθερό υδραυλικό ύψος – η - n .

Από τις καμπύλες παρατηρούμε ότι οι στροφές μέγιστου βαθμού απόδοσης σταδιακά αυξάνουν με την αύξηση του ανοίγματος από ~750 rpm για $a=4\text{ mm}$ στις 1050 rpm στο ονομαστικό σημείο

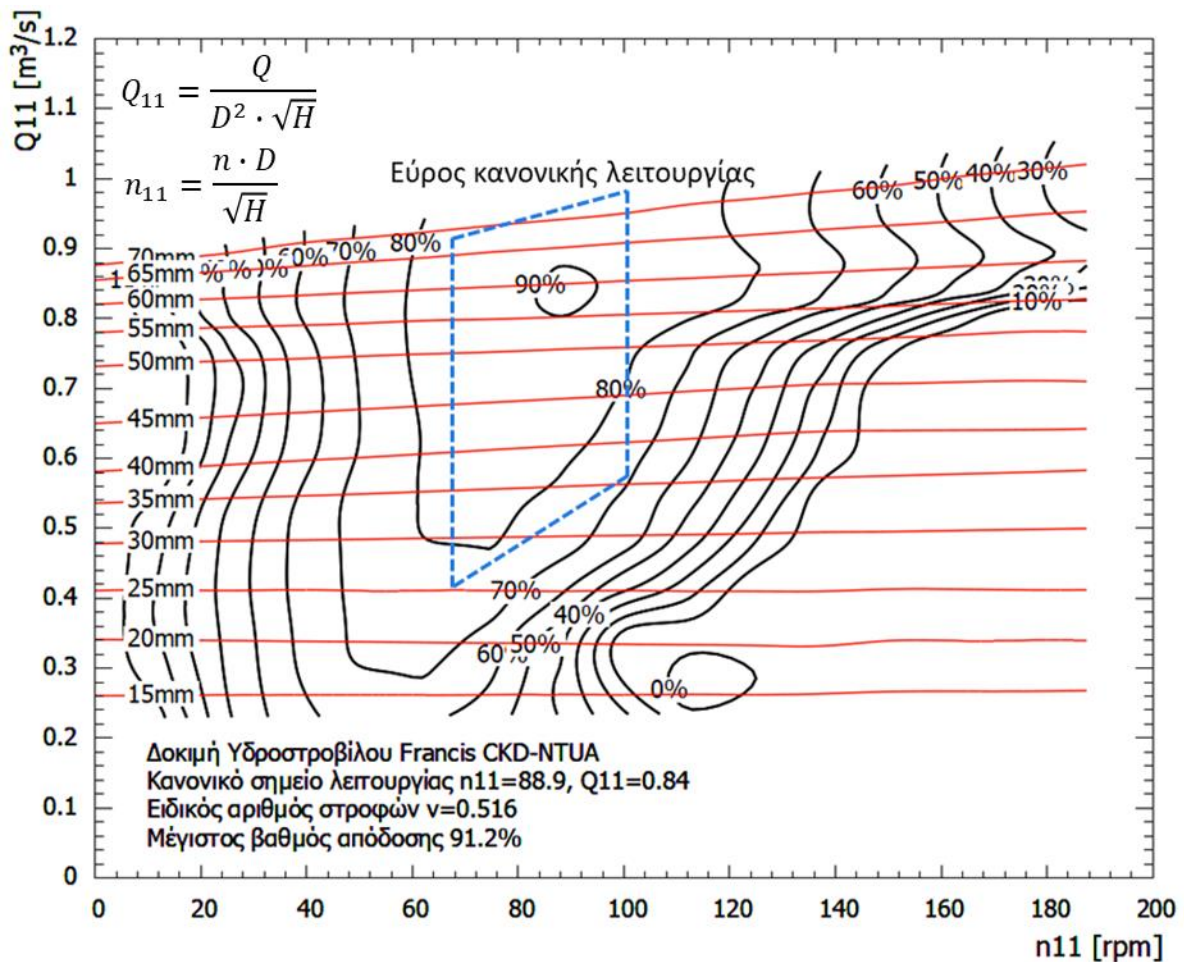
λειτουργίας. Με την αύξηση του ανοίγματος, οι στροφές μέγιστου βαθμού απόδοσης τείνουν ασυμπτωτικά στις στροφές που αντιστοιχούν στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Στην Εικόνα 4.33 παρουσιάζονται οι αντίστοιχες καμπύλες βαθμού απόδοσης- Φ για σταθερό ύψος $H=10$ m. Παράλληλα, στην ίδια Εικόνα χαράσσονται και οι καμπύλες για σταθερές στροφές $n=750$ rpm και $n=1050$ rpm. Παρατηρούμε ότι στον υδροστρόβιλο αυτό, ο βαθμός απόδοσης είναι λιγότερο επιρρεπής σε αλλαγές της ταχύτητας περιστροφής.



Εικόνα 4.33. Καμπύλες λειτουργίας του υδροστρόβιλου για σταθερό υδραυλικό ύψος η - Φ .

Ειδικά για μεγαλύτερες τιμές των ανοιγμάτων, ο βαθμός απόδοσης παραμένει υψηλός για σημαντικό εύρος παροχών. Για λειτουργία στις 750 rpm ο βαθμός απόδοσης παραμένει πρακτικά σταθερός και ίσος με $\sim 80\%$ για φορτία από $\sim 65\%$ - 170% ενώ για ταχύτητα 1050 rpm ο βαθμός απόδοσης είναι μεγαλύτερος από 80% για φορτία από 65% ως $\sim 126\%$ του ονομαστικού. Στο τμήμα αυτό ο βαθμός απόδοσης υπερβαίνει το 80% και μεγιστοποιείται στο 91% . Επομένως, σε περίπτωση που είναι δυνατή η λειτουργία υπό μεταβλητές στροφές, η επιλογή της ταχύτητας περιστροφής μπορεί να γίνεται με γνώμονα την εύρεση του σημείου μέγιστου βαθμού απόδοσης κάθε φορά ή την εναλλαγή μεταξύ μιας ελάχιστη τιμής (πχ. 750 rpm για τις οποίες μεγιστοποιείται ο β.απ για $a=4$) και της ονομαστικής ταχύτητας περιστροφής.

Τέλος, στην Εικόνα 4.34 παρουσιάζεται ο χάρτης του υδροστροβίλου χρησιμοποιώντας τις μοναδιαίες παραμέτρους n_{11} και Q_{11} , και χαράσσονται οι καμπύλες ίσου ανοίγματος, και οι καμπύλες ίσου βαθμού απόδοσης. Με το τρόπο αυτό, το σημείο λειτουργίας της μηχανής μπορεί να παρασταθεί σε «αδιάστατη» μορφή από ένα μόνο διάγραμμα. Στο διάγραμμα αυτό χαράσσεται επίσης και το εύρος κανονικής λειτουργίας το οποίο προκύπτει από εμπειρικά στοιχεία και καλύπτει ένα εύρος από 47% - 107% του ονομαστικού φορτίου, με την ταχύτητα περιστροφής να καλύπτει ένα εύρος από 75% - 125% των ονομαστικών στροφών ή αντίστοιχο εύρος του ολικού ύψους για σταθερές στροφές. Στο εύρος αυτό ο βαθμός απόδοσης κυμαίνεται μεταξύ 70% και 91%. Για μικρότερες τιμές των στροφών ο βαθμός απόδοσης παραμένει περίπου σταθερός συναρτήσει της παροχής ενώ για μεγαλύτερες τιμές των στροφών, με την αύξηση της παροχής αναμένεται και αύξηση του βαθμού απόδοσης που μπορεί να αγγίξει και το 23%.



Εικόνα 4.34. Χάρτης σημείων λειτουργίας υδροστροβίλου Francis.

4.8. Συμπεράσματα

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάστηκε το εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis του Εργαστηρίου Υδροδυναμικών Μηχανών και περιγράφηκε η διαδικασία αποτύπωσης και ψηφιοποίησης

της γεωμετρίας. Στη συνέχεια, παρουσιάστηκε η πειραματική διάταξη και η πειραματική διαδικασία που ακολουθήθηκε και χαράχτηκαν οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας σε όλο το αναμενόμενο εύρος λειτουργίας. Από τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο αυτό προέκυψε το ονομαστικό σημείο λειτουργίας και ο ειδικός αριθμός στροφών της μηχανής, παράμετροι απαραίτητοι για την ανάλυση της συμπεριφοράς της μηχανής αλλά και για τον καθορισμό των απαραίτητων παραμέτρων για την αριθμητική προσομοίωση της λειτουργίας του υδροστροβίλου, με σκοπό την βαθμονόμηση του αριθμητικού μοντέλου και την πιστοποίηση των αποτελεσμάτων και της μεθόδου μοντελοποίησης. Από τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν συμπεραίνουμε ότι σε περιπτώσεις αυξημένου ειδικού αριθμού στροφών, η λειτουργία της μηχανής γίνεται περισσότερο επιρρεπής σε μεταβολές της παροχής, επιβεβαιώνοντας και τη σχετική θεωρία. Αντίθετα ο βαθμός απόδοσης είναι λιγότερο ευαίσθητος σε αλλαγές της παροχής καθώς μειώνεται η ταχύτητα περιστροφής n_{11} ή αυξάνεται το υδραυλικό ύψος για σταθερές στροφές, ενώ σε γενικές γραμμές διατηρείται σε ικανοποιητικό επίπεδο.

Κεφάλαιο 5 - Μοντελοποίηση της ροής σε υδροστροβίλους Francis

5.1. Εισαγωγή

Η βελτίωση των υδροστροβίλων για την ικανοποίηση της αυξανόμενης ζήτησης μηχανών με πολύ υψηλούς βαθμούς απόδοσης και βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά, αποτελεί μία ιδιαίτερος χρονοβόρα και κοστοβόρα διαδικασία. Ειδικότερα, για μικρού και μεσαίου μεγέθους μηχανές, όπου το κόστος κατασκευής ενός μοντέλου είναι παρόμοιας τάξης μεγέθους με το κόστος της πρωτότυπης μηχανής, η ανάπτυξη νέων σχεδιάσεων ακολουθώντας διαδοχικούς κύκλους εργαστηριακών δοκιμών κρίνεται ιδιαίτερος αντιοικονομική. Κυρίως σε ένα περιβάλλον υψηλού ανταγωνισμού μεταξύ κατασκευαστών, για την επίτευξη μικρών αυξήσεων στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης της μηχανής που ενδέχεται να είναι καίριας σημασίας για την επιτυχία ενός έργου, η χρήση εναλλακτικών λύσεων γίνεται επιτακτική.

Σε αυτό το πλαίσιο, η χρήση υπολογιστικών εργαλείων και αλγορίθμων υπολογιστικής ρευστομηχανικής για την πρόλεξη και ανάλυση της ροής σε αυτούς είναι δυνατό να αντικαταστήσει την εργαστηριακή διαδικασία ανάπτυξης και να επιταχύνει την οικονομική ανάπτυξη της βιομηχανίας. Με τον τρόπο αυτό, η μελέτη σχεδιαστικών τροποποιήσεων γίνεται χρησιμοποιώντας τα υπολογιστικά εργαλεία, με την πειραματική αξιολόγηση να λαμβάνει χώρα στο τελικό προϊόν για την πιστοποίηση των αποτελεσμάτων. Ωστόσο, σημειώνεται ότι η ροή στους υδροστροβίλους Francis χαρακτηρίζεται από υψηλούς αριθμούς Re με επιδράσεις από την ανάπτυξη των οριακών στρωμάτων, υψηλή καμπυλότητα των γραμμών ροής και αρνητικές κλίσεις πίεσης και απαιτεί την χρήση αριθμητικών μοντέλων υψηλής ακρίβειας για την πρόλεξη της ροής και τον προσδιορισμό των λειτουργικών χαρακτηριστικών της μηχανής με το ελάχιστο δυνατό σφάλμα. Απαραίτητη προϋπόθεση για τα ανωτέρω, είναι η αξιολόγηση αυτών των αλγορίθμων και η εύρεση της καλύτερης διαδικασίας μοντελοποίησης που καλύπτει τις ανάγκες του εκάστοτε προβλήματος σχεδιασμού.

Στο παρόν κεφάλαιο, εξετάζονται οι εξισώσεις ροής και παρουσιάζονται τα αριθμητικά μοντέλα που χρησιμοποιούνται για την ανάλυση της ροής στους υδροστροβίλους αντίδρασης. Παράλληλα, παρουσιάζεται το αριθμητικό μοντέλο που αναπτύχθηκε και συγκρίνονται τα αριθμητικά αποτελέσματα με τα αντίστοιχα πειραματικά που παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, με σκοπό την πιστοποίηση της αριθμητικής διαδικασίας. Στη συνέχεια αναλύεται η ροή σε πλήθος σημείων λειτουργίας για την εξαγωγή αριθμητικών καμπύλων λειτουργίας και την σύνδεση των μακροσκοπικών χαρακτηριστικών της μηχανής με ροϊκά φαινόμενα που αναπτύσσονται σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας.

5.2. Βασικές εξισώσεις

Οι εξισώσεις που διέπουν τη ροή μέσω των υδροστροβίλων είναι οι εξισώσεις διατήρησης της ορμής και μάζας, όπου σε μορφή καρτεσιανών τανυστών είναι οι παρακάτω [201]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho c_i)}{\partial t} + \frac{\partial(c_j \rho c_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ij}}{\partial x_j} + f$$

όπου ρ η πυκνότητα του ρευστού, c η ταχύτητα του ρευστού, p η πίεση, t_{ij} ο τανυστής συνεκτικών τάσεων και f οι εξωτερικές δυνάμεις.

Ο τανυστής συνεκτικών τάσεων προσδιορίζεται ως το άθροισμα του γραμμικού ρυθμού παραμόρφωσης και του ρυθμού παραμόρφωσης όγκου. Για Νευτώνειο και ισοτροπικό ρευστό, οι τάσεις είναι ανάλογες του ρυθμού παραμόρφωσης του ρευστού σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$t_{ij} = 2\mu s_{ij} + \lambda \frac{\partial c_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

όπου μ η δυναμική συνεκτικότητα του ρευστού, λ η συνεκτικότητα όγκου που για Νευτώνεια ρευστά λαμβάνεται συνήθως $\lambda = -2/3 \mu$ και s_{ij} ο τανυστής παραμόρφωσης που δίνεται από τη σχέση:

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial c_i}{\partial x_j} + \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \right)$$

Στην περίπτωση ασυμπίεστου ρευστού χωρίς αλλαγή φάσης, όπου η πυκνότητα παραμένει σταθερή και λαμβάνοντας υπόψη ότι:

$$\frac{\partial c_k}{\partial x_k} \delta_{ij} = \text{div } c = 0$$

οι εξισώσεις απλοποιούνται σε:

$$\frac{\partial(\rho c_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho c_i)}{\partial t} + \frac{\partial(c_j \rho c_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial c_i}{\partial x_j} + \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \right) \right] + f$$

Με τις παραπάνω εξισώσεις μπορεί να μοντελοποιηθεί οποιοδήποτε πεδίο ροής όμως, όταν οι δυνάμεις αδράνειας γίνονται μεγαλύτερες σε σχέση με τις δυνάμεις συνεκτικότητας, η ροή μεταβαίνει σε τυρβώδη και χαρακτηρίζεται από αστάθεια, όπου αναπτύσσεται μια χαοτική και τυχαία κατάσταση με την ταχύτητα και την πίεση να μεταβάλλονται συνεχώς με το χρόνο.

5.3. Μοντέλα τύρβης

Για την αναπαράσταση των επιδράσεων της τύρβης στο πεδίο ροής είναι απαραίτητη η χρήση κατάλληλων μαθηματικών μοντέλων. Η προαναφερθείσα στοχαστικότητα του τυρβώδους πεδίου μπορεί να μοντελοποιηθεί διαχωρίζοντας τις μεταβλητές του πεδίου σε μία μέση τιμή και μία συνιστώσα διαταραχής. Με τον τρόπο αυτό οι μεταβλητές $\varphi(x_i, t)$ της ροής μπορούν να εκφραστούν ως:

$$\varphi(x_i, t) = \bar{\varphi}(x_i) + \varphi'(x_i, t)$$

Η μέση συνιστώσα της μεταβλητής φ υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\bar{\varphi}(x_i) = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi(x_i, t) dt$$

Ενώ εξ ορισμού ισχύει ότι

$$\bar{\varphi}'(x_i, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi'(x_i, t) dt = 0$$

Το ποσό της μεταβολής των διαταραχών των μεταβλητών φ ενός τυρβώδους πεδίου ροής μπορεί να προσδιοριστεί υπολογίζοντας τη διακύμανση ή την μέση τετραγωνική ρίζα των διαταραχών όπως παρακάτω:

$$\begin{aligned} \overline{\varphi'^2}(x_i, t) &= \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi'^2(x_i, t) dt \\ \varphi_{rms} &= \sqrt{\overline{\varphi'^2}(x_i, t)} = \left[\frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi'^2(x_i, t) dt \right]^{1/2} \end{aligned}$$

Ιδιαίτερης σημασίας είναι οι διακυμάνσεις των διαταραχών της ταχύτητας του ρευστού, οι οποίες εκφράζουν την τυρβώδη κινητική ενέργεια k ανά μονάδα μάζας σε μία συγκεκριμένη θέση του πεδίου ροής:

$$k = \frac{1}{2} \overline{(c_i' c_i')}$$

Στη συνέχεια, η ένταση της τύρβης I μπορεί να προσδιοριστεί ως ο λόγος της μέσης τετραγωνικής ρίζας της ταχύτητας προς μία ταχύτητα αναφοράς που χαρακτηρίζει το πεδίο ροής:

$$I = \frac{(\frac{2}{3}k)^{1/2}}{U_{ref}}$$

Εφαρμόζοντας την παραπάνω προσέγγιση στις εξισώσεις Navier-Stokes προκύπτουν οι Reynolds averaged εξισώσεις Navier-Stokes (RANS) οι οποίες παίρνουν την μορφή:

$$\frac{\partial(\rho\bar{c}_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{c}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j\rho\bar{c}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial\bar{c}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{c}_j}{\partial x_i} \right) - \rho\overline{c'_i c'_j} \right] + f$$

Με την εφαρμογή των παραπάνω, εμφανίζεται στις εξισώσεις διατήρησης της ορμής ένας επιπλέον όρος $-\rho\overline{c'_i c'_j}$, ο οποίος ονομάζεται τανυστής των τάσεων Reynolds. Παράλληλα οι τάσεις Reynolds εισάγουν έξι επιπλέον αγνώστους στις εξισώσεις ροής, με αποτέλεσμα να απαιτούνται έξι επιπλέον εξισώσεις για την επίλυση τους.

Η μοντελοποίηση των τάσεων Reynolds επιτυγχάνεται χρησιμοποιώντας την υπόθεση Boussinesq σύμφωνα με την οποία κατ' αναλογία με τις συνεκτικές τάσεις, ο τανυστής των τάσεων Reynolds τ_{ij} μπορεί να εκφραστεί ως συνάρτηση του τανυστή των συνεκτικών τάσεων s_{ij} :

$$\tau_{ij} = -\rho\overline{c'_i c'_j} = 2\mu_t s_{ij} - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}$$

όπου μ_t η τυρβώδης δυναμική συνεκτικότητα και k η τυρβώδης κινητική ενέργεια.

Με την υπόθεση ότι οι τάσεις Reynolds είναι ιστροπικές, η επίδραση της τύρβης στο πεδίο ροής περιγράφεται χρησιμοποιώντας μοντέλα δύο εξισώσεων, ενώ στην περίπτωση όπου η ροή χαρακτηρίζεται από ανισοτροπία των τάσεων Reynolds είναι απαραίτητη η χρήση ξεχωριστών εξισώσεων για κάθε μία ποσότητα (εξισώσεις τάσεων Reynolds-RSM).

Ακολούθως, η εξίσωση μεταφοράς της τυρβώδους κινητικής ενέργειας είναι:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{\rho}{2} \overline{c'_i c'_i c'_j} - \overline{p' c'_j} \right)$$

όπου P_k η παραγωγή τυρβώδους κινητικής ενέργειας και ε ο ρυθμός καταστροφής της, και υπολογίζονται από τις σχέσεις:

$$P_k = -\rho\overline{c'_i c'_j} \frac{\partial\bar{c}_i}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial\bar{c}_i}{\partial x_j}$$

$$\varepsilon = 2\mu \overline{\frac{\partial c'_i}{\partial x_j} \frac{\partial c'_i}{\partial x_j}}$$

Οι δύο τελευταίοι όροι της μεταφοράς και διάχυσης μοντελοποιούνται με έναν όρο τυρβώδους διάχυσης ως εξής:

$$\left(-\frac{\rho}{2} \overline{c'_i c'_i c'_j} - \overline{p' c'_j} \right) = \frac{\mu_t}{\sigma} \frac{\partial k}{\partial x_j}$$

όπου σ ο αριθμός Prandtl.

Επιπλέον, η παραγωγή τυρβώδους κινητικής ενέργειας απλοποιείται ως:

$$P_k = \mu_t s^2 - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial \bar{c}_l}{\partial x_j} \delta_{ij}$$

όπου s η μέση παραμόρφωση:

$$s = \sqrt{2s_{ij}s_{ij}}$$

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω η εξίσωση της τυρβώδους κινητικής ενέργειας που προκύπτει είναι η παρακάτω:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

Στα μοντέλα δύο εξισώσεων για την μοντελοποίηση της τύρβης χρησιμοποιούνται δύο εξισώσεις: (i) μία για την τυρβώδη κινητική ενέργεια και (ii) μία εξίσωση είτε για τον ρυθμό καταστροφής της τυρβώδους κινητικής ενέργειας ε , ή για τη συχνότητα καταστροφής τυρβώδους κινητικής ενέργειας ω .

Χρησιμοποιώντας τα παραπάνω, ορίζονται η κλίμακα ταχύτητας θ και η κλίμακα μήκους της τύρβης l ως:

$$\theta = k^{1/2}$$

$$l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$$

5.4. Μοντέλο k-ε

Το πιο διαδεδομένο μοντέλο τύρβης είναι το μοντέλο k-ε και οι παραλλαγές του που αναπτύχθηκε από τους Launder και Spalding, και στο οποίο το τυρβώδες πεδίο περιγράφεται με δύο επιπλέον εξισώσεις μεταφοράς για την τυρβώδη κινητική ενέργεια και τον ρυθμό καταστροφής της τυρβώδους κινητικής ενέργειας [202]. Μέσω διαστατικής ανάλυσης, η τυρβώδης συνεκτικότητα συσχετίζεται με την τυρβώδη κινητική ενέργεια και καταστροφή με τη σχέση:

$$\mu_t = C_\rho \theta l = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Οι εξισώσεις μεταφοράς που προκύπτουν στην περίπτωση του μοντέλου k-ε είναι οι παρακάτω:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho k)}{\partial x_j} = 2\mu_t s_{ij} \cdot s_{ij} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon_1} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t s_{ij} \cdot s_{ij} - C_{\varepsilon_2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]$$

Οι σταθερές στις παραπάνω εξισώσεις προέκυψαν εμπειρικά από μετρήσεις σε πλήθος διαφορετικών ροών ως:

$$C_\mu = 0.09 \quad , \quad C_{\varepsilon_1} = 1.44 \quad , \quad C_{\varepsilon_2} = 1.92 \quad , \quad \sigma_k = 1 \quad , \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Ωστόσο, το μοντέλο k-ε οδηγεί σε υποεκτίμηση των τυρβώδων διατμητικών τάσεων, ειδικά όπου η ροή χαρακτηρίζεται από αρνητική κλίση πίεσης, με αποτέλεσμα να προκύπτουν αποκολλήσεις σε καμπύλα τοιχώματα καθώς και επιβραδυνόμενες ροές. Παράλληλα, στο μοντέλο αυτό δεν λαμβάνονται υπόψη επιπλέον δυνάμεις και τάσεις λόγω περιστροφής, η καμπυλότητα των γραμμών ροής, και η επίδραση άλλων εξωτερικών δυνάμεων που οδηγούν σε αλληλεπίδραση του μέσου ρυθμού παραμόρφωσης με τις τάσεις Reynolds.

5.5. Μοντέλο k-ω

Για την αντιμετώπιση των παραπάνω μειονεκτημάτων προτάθηκε από τον Wilcox το μοντέλο k-ω, όπου αντί για τον ρυθμό καταστροφής της τυρβώδους κινητικής ενέργειας χρησιμοποιείται η συχνότητα τύρβης $\omega = \varepsilon/k$ [203]. Χρησιμοποιώντας αυτή τη μεταβλητή η κλίμακα μήκους προκύπτει ως:

$$l = \frac{\sqrt{k}}{\omega}$$

ενώ μέσω διαστατικής ανάλυσης προκύπτει η συσχέτιση της τυρβώδους συνεκτικότητας με την συχνότητα τύρβης και την τυρβώδη κινητική ενέργεια:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}$$

Οι εξισώσεις μεταφοράς στην περίπτωση του μοντέλου k-ω που προκύπτουν είναι οι παρακάτω:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho k)}{\partial x_j} = 2\mu_t s_{ij} \cdot s_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial c_i}{\partial x_j} \delta_{ij} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho \omega)}{\partial x_j} = \gamma_1 \left(2\rho s_{ij} \cdot s_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial c_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_1 \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]$$

Οι σταθερές στις παραπάνω εξισώσεις προέκυψαν εμπειρικά από μετρήσεις σε πλήθος διαφορετικών ροών ως:

$$\gamma_1 = 0.553 \quad , \quad \beta_1 = 0.075 \quad , \quad \beta^* = 0.09 \quad , \quad \sigma_k = 2 \quad , \quad \sigma_\omega = 2$$

Για την επίλυση των παραπάνω εξισώσεων χρησιμοποιούνται στις στέρεες επιφάνειες οριακές συνθήκες μηδενικής τυρβώδους κινητικής ενέργειας, ενώ η τυρβώδης συχνότητα τείνει στο άπειρο. Πρακτικά, σε στερεά όρια χρησιμοποιείται μία πολύ μεγάλη τιμή για το ω , ή χρησιμοποιείται κάποιος νόμος μεταβολής στην περιοχή κοντά στο τοίχωμα. Στην είσοδο του υπολογιστικού χωρίου επιλέγεται μία αρχική τιμή για τα k και ω , ενώ στην έξοδο του υπολογιστικού χωρίου χρησιμοποιείται οριακή

συνθήκη τύπου Neumann. Από την εξίσωση ορισμού της τυρβώδους συνεκτικότητας, είναι εμφανές ότι σε περιοχές όπου $k \rightarrow 0$ και $\omega \rightarrow 0$, η τυρβώδης συνεκτικότητα απειρίζεται με αποτέλεσμα να είναι απαραίτητη η υιοθέτηση μίας πολύ μικρής τιμής για το ω . Μειονέκτημα του συγκεκριμένου μοντέλου είναι η εξάρτηση της λύσης στην επιλεγείσα τιμή του ω . Αντιθέτως, ένα από τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα του μοντέλου αυτού είναι ότι οι εξισώσεις ολοκληρώνονται μέχρι το τοίχωμα και δεν χρειάζονται συναρτήσεις τοιχώματος ή διορθώσεις για ροές χαμηλού αριθμού Reynolds.

5.6. Μοντέλο k- ω sst

Μία παραλλαγή του μοντέλου k- ω οποία συνδυάζει τα πλεονεκτήματα του μοντέλου k- ϵ και του μοντέλου k- ω προτάθηκε από τον Menter για τη βελτίωση των αριθμητικών αποτελεσμάτων σε ροές με στερεά τοιχώματα [204,205]. Συγκεκριμένα, καθώς το k- ϵ μοντέλο παρουσιάζει ικανοποιητικά αποτελέσματα για ροές μακριά από τοίχωμα ενώ η λύση είναι πρακτικά ανεξάρτητη από την επιλεγείσα τιμή του ϵ στα όρια του υπολογιστικού χωρίου, προτάθηκε ένα υβριδικό μοντέλο όπου το k- ϵ μοντέλο μετατρέπεται στο μοντέλο k- ω κοντά στα τοιχώματα. Το μοντέλο αυτό επιλύει τις εξισώσεις k- ω με την διαφορά ότι η εξίσωση της τυρβώδους συχνότητας προκύπτει από την εξίσωση του ρυθμού καταστροφής της τυρβώδους κινητικής ενέργειας με την αντικατάσταση $\epsilon = k\omega$. Οι εξισώσεις που προκύπτουν είναι οι παρακάτω:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho k)}{\partial x_j} = 2\mu_t s_{ij} \cdot s_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial c_i}{\partial x_j} \delta_{ij} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho \omega)}{\partial x_j} =$$

$$\gamma_2 \left(2\rho s_{ij} \cdot s_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial c_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\rho}{\sigma_{\omega_2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega_1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]$$

Οι σταθερές στις παραπάνω εξισώσεις προέκυψαν εμπειρικά από μετρήσεις σε πλήθος διαφορετικών ροών ως:

$$\gamma_2 = 0.44 \quad , \quad \beta_2 = 0.083 \quad , \quad \beta^* = 0.09 \quad , \quad \sigma_k = 1 \quad , \quad \sigma_{\omega_1} = 2 \quad , \quad \sigma_{\omega_2} = 1.172$$

Για την ομαλή μετάβαση μεταξύ των μοντέλων μακριά και κοντά στα τοιχώματα, χρησιμοποιήθηκαν συναρτήσεις συνδυασμού των φ_1 και φ_2 , που αντιστοιχούν στα μοντέλα k- ω και k- ϵ αντίστοιχα. με τις νέες σταθερές του μοντέλου φ να προκύπτουν ως:

$$\varphi = F_1 \varphi_1 + (1 - F_1) \varphi_2$$

όπου

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4)$$

$$arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}; \frac{500\nu}{y^2\omega} \right); \frac{4\rho\sigma_{\omega_2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right]$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega_2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right)$$

Στην περίπτωση αυτή, η τυρβώδης συνεκτικότητα ορίζεται ως:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1\omega; \Omega F_2)}$$

όπου

$$F_2 = \tanh(arg_2^2)$$

$$arg_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}; \frac{500\nu}{y^2\omega} \right)$$

5.7. Συναρτήσεις τοιχώματος

Στην περίπτωση τυρβώδων ροών, είναι ιδιαίτερα σημαντική η επίδραση των τοιχωμάτων στα χαρακτηριστικά της τύρβης. Συγκεκριμένα, πλησιάζοντας το τοίχωμα οι τυρβώδεις διαταραχές αποσβένονται και τελικά μηδενίζονται πάνω στο τοίχωμα, ενώ με την αύξηση της απόστασης από το τοίχωμα, όπου παρατηρούνται μεγάλες κλίσεις ταχύτητας, εμφανίζεται απότομη αύξηση της τυρβώδους κινητικής ενέργειας και συνεπώς αύξηση της τύρβης. Επομένως, γίνεται κατανοητό ότι για την βελτίωση της ποιότητας των αριθμητικών αποτελεσμάτων απαιτείται η προσεκτική μοντελοποίηση της ροής κοντά στο τοίχωμα.

Η περιοχή κοντά στο τοίχωμα μπορεί να χωρισθεί σε τρεις επιμέρους περιοχές: (i) για μικρές αποστάσεις από το τοίχωμα η ροή είναι στρωτή και οι δυνάμεις συνεκτικότητας παίζουν τον κυρίαρχο ρόλο στη μεταφορά ροής και ορμής, (ii) για μεγάλες αποστάσεις, η ροή είναι πλήρως τυρβώδης και η μεταφορά ροής και ορμής καθορίζεται από την τύρβη και (iii) στην ενδιάμεση περιοχή τόσο οι συνεκτικές δυνάμεις όσο και οι τυρβώδεις δυνάμεις είναι εξίσου σημαντικές.

Οι διατμητικές τάσεις στην περιοχή κοντά στα τοιχώματα μπορούν να υπολογιστούν ως το άθροισμα των μέσων συνεκτικών διατμητικών τάσεων και των τυρβώδων διατμητικών τάσεων. Καθώς οι τυρβώδεις διαταραχές μηδενίζονται στο στερεό όριο, οι τυρβώδεις διατμητικές τάσεις μειώνονται με την απόσταση. Αντίστοιχα, με τη μείωση της απόστασης y από το στερεό όριο οι συνεκτικές διατμητικές τάσεις γίνονται ίδιας ή μεγαλύτερης τάξης μεγέθους από τις τυρβώδεις διατμητικές τάσεις. Κοντά στο τοίχωμα αποδεικνύεται ότι η μέση ταχύτητα είναι συνάρτηση της απόστασης y , της κινηματικής συνεκτικότητας ν και της διατμητικής τάσης τ_w . Εισάγοντας την ταχύτητα διατμητικής τάσης u_τ :

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

προκύπτει η αδιάστατη μέση ταχύτητα ως:

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u_\tau} = f\left(\frac{u_\tau y}{\nu}\right) = f(y^+)$$

Ανάλογα με την απόσταση από το τοίχωμα ορίζονται οι παρακάτω 3 περιοχές:

1. Το στρωτό οριακό υπόστρωμα, όπου οι αποστάσεις από το τοίχωμα είναι μικρές και ισχύει ότι $y^+ < 5$, οι τυρβώδεις διατμητικές τάσεις πρακτικά μηδενίζονται και προκύπτει ότι:

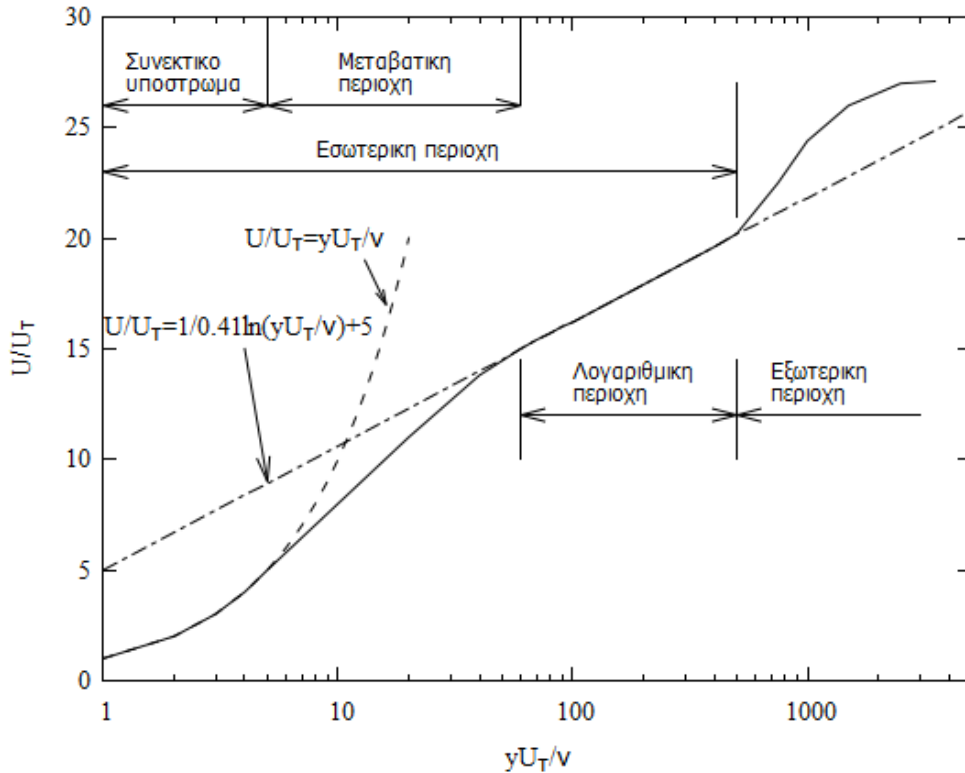
$$\frac{\bar{u}}{u_\tau} = y^+$$

2. Η μεταβατική περιοχή, όπου ισχύει ότι $5 < y^+ < 60$ και οι συνεκτικές διατμητικές τάσεις είναι εξίσου σημαντικές με τις τυρβώδεις διατμητικές τάσεις, αυξάνονται σταδιακά με την απόσταση και θεωρούνται πρακτικά ίσες με τη διατμητική τάση στο τοίχωμα.

3. Η περιοχή όπου ισχύει $y^+ > 60$ και οι τυρβώδεις διατμητικές τάσεις κυριαρχούν επί των συνεκτικών διατμητικών τάσεων. Στην περιοχή αυτή, με την υπόθεση ότι οι τυρβώδεις διατμητικές τάσεις είναι ανάλογες της απόστασης y (γραμμική συνάρτηση με το μήκος ανάμειξης κατά Prandtl), προκύπτει η συσχέτιση:

$$\frac{\bar{u}}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + c$$

Η κατανομή της ταχύτητας πάνω στο τοίχωμα και ο διαχωρισμός στις περιοχές όπως αναλύθηκε παραπάνω φαίνεται στην Εικόνα 5.1.



Εικόνα 5.1. Κατανομή ταχύτητας στο οριακό στρώμα στερεού ορίου.

Για την μοντελοποίηση της ροής κοντά στο τοίχωμα ακολουθούνται τυπικά δύο μέθοδοι:

1. Στην πρώτη μέθοδο χρησιμοποιούνται οι παραπάνω ημιεμπειρικές συσχετίσεις (συναρτήσεις τοιχώματος) της αδιάστατης ταχύτητας και απόστασης για την περιγραφή της κατανομής ταχύτητας στο στρωτό οριακό υπόστρωμα και στη λογαριθμική περιοχή χωρίς να είναι απαραίτητη η τροποποίηση των μοντέλων τύρβης [202]. Βασικό μειονέκτημα της μεθόδου αυτής είναι η εξάρτηση των αποτελεσμάτων από την τιμή της αδιάστατης απόστασης y^+ και στην υποβάθμιση των αποτελεσμάτων ύστερα από αύξηση της χωρικής διακριτοποίησης κατά την κάθετη στο τοίχωμα διεύθυνση. Για την αντιμετώπιση του προβλήματος αυτού έχουν προταθεί συναρτήσεις τοιχώματος δύο ή περισσότερων ζωνών με κατάλληλες συναρτήσεις συνδυασμού που επιτρέπουν την απεξάρτηση από την τιμή του y^+ .

2. Στη δεύτερη μέθοδο ολοκληρώνονται οι εξισώσεις της ροής μέχρι το στερεό όριο, με ταυτόχρονη τροποποίηση των μοντέλων τύρβης για την περιοχή κοντά στο τοίχωμα [206]. Η περίπτωση αυτή απαιτεί πυκνότερη χωρική διακριτοποίηση αυξάνοντας τις απαιτήσεις υπολογιστικής ισχύος, είναι όμως απαραίτητη σε περίπτωση που απαιτείται η ακριβής μοντελοποίηση του οριακού στρώματος.

5.8. Μοντέλο μεγάλων δινών (large eddy simulation, LES)

Παρόλη την ευρεία εφαρμογή των μοντέλων τύρβης, δεν έχει αναπτυχθεί ακόμα κάποιο καθολικό μοντέλο κατάλληλο για την χρήση σε πλήθος διαφορετικών προβλημάτων με ικανοποιητική ακρίβεια.

Παράλληλα, τα μοντέλα τύρβης δύο εξισώσεων που χρησιμοποιούνται με επιτυχία και σε βιομηχανικές εφαρμογές, αποτυγχάνουν σε δυναμικά πεδία με μεταβαλλόμενα πεδία ταχυτήτων και πιέσεων. Στα μοντέλα RANS υπολογίζονται τα μέσα χρονικά τυρβώδη χαρακτηριστικά της ροής και αγνοείται η κίνηση όλων των περιστρεφόμενων δομών μεγαλύτερης ή και μικρότερης κλίμακας που χαρακτηρίζουν ένα τυρβώδες πεδίο ροής. Η επίδραση αυτών των τυρβώδων δινών λαμβάνεται υπόψη μέσω της τυρβώδους συνεκτικότητας, όπως παρουσιάστηκε παραπάνω, η οποία επιβάλλει σε ολόκληρο το πεδίο ροής έναν επιπλέον όρο διάχυσης ενέργειας. Παρατηρείται λοιπόν αυξημένη καταστροφή της τυρβώδους κινητικής ενέργειας με συνέπεια την απόσβεση των τυρβώδων χαρακτηριστικών και την υποεκτίμηση του εύρους διακύμανσης των παραμέτρων του πεδίου ροής.

Οι μεγαλύτερες σε μέγεθος δομές ή δίνες που παρατηρούνται σε ένα πεδίο ροής, αλληλεπιδρούν με την μέση ροή και προσδίδουν ενέργεια σε μικρότερες σε μέγεθος δίνες, ενώ παρουσιάζουν μεγαλύτερη ανισοτροπικότητα και εξάρτηση από γεωμετρικά χαρακτηριστικά. Οι μικρές δίνες αντίθετα, παρουσιάζουν ισοτροπικό χαρακτήρα. Η ιδέα του μοντέλου τύρβης μεγάλων δινών βασίζεται στον διαχωρισμό των μεγάλων δινών από τις μικρές μέσω κατάλληλου χωρικού φίλτρου, την επίλυση των εξισώσεων ροής για τις μεγάλες δίνες και την μοντελοποίηση της ροής για τις μικρότερες σε μέγεθος δίνες [207,208]. Στο μοντέλο αυτό, σε αντίθεση με τα μοντέλα RANS, διαχωρίζεται η ταχύτητα σε μία συνιστώσα που επιλύεται και μία συνιστώσα που μοντελοποιείται, ακολουθώντας τη διαδικασία υπολογισμού των μέσων χρονικά τιμών του πεδίου ροής, ενώ αντίθετα υπολογίζονται τα μέσα χωρικά μεγέθη, κατ' αντιστοιχία με όσα εφαρμόστηκαν για την εξαγωγή των εξισώσεων RANS. Εφαρμόζοντας τα παραπάνω εμφανίζονται στις εξισώσεις επιπλέον όροι τάσεων που καλούνται υποπλεγματικές (SGS) τάσεις και μοντελοποιούνται με την εφαρμογή της υπόθεσης Boussinesq, όπως και προηγουμένως.

Το μοντέλο LES εφαρμόζεται στις εξισώσεις ροής χρησιμοποιώντας κατάλληλες συναρτήσεις φίλτρα $G(x, x', t)$, υπολογίζοντας τις μέσες χωρικά τιμές των ροϊκών μεγεθών $\varphi(x, t)$ του πεδίου ως:

$$\bar{\varphi}(x, t) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} G(x, x', \Delta) \varphi(x', t) dx'_1 dx'_2 dx'_3$$

όπου Δ η κλίμακα μήκους πάνω από την οποία επιτρέπονται οι δίνες, η οποία συνήθως επιλέγεται ίση με $\Delta = \sqrt[3]{\Delta x \Delta y \Delta z}$, με Δx , Δy , Δz τις διαστάσεις του αριθμητικού πλέγματος.

Συνηθέστερες συναρτήσεις-φίλτρα που χρησιμοποιούνται είναι οι παρακάτω:

$$G(x, x', \Delta) = \begin{cases} 1/\Delta^3 & |x - x'| \leq \Delta/2 \\ 0 & |x - x'| > \Delta/2 \end{cases}$$

και

$$G(x, x', \Delta) = \left(\frac{\gamma}{\pi \Delta^2} \right)^{3/2} \exp \left(\gamma \frac{|x - x'|}{\Delta^2} \right)$$

Εφαρμόζοντας τα παραπάνω στις εξισώσεις ροής προκύπτουν οι φιλτραρισμένες εξισώσεις:

$$\frac{\partial(\rho\bar{c}_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{c}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{c}_j\bar{c}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial\bar{c}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{c}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f \Rightarrow$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{c}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{c}_j\bar{c}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial\bar{c}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{c}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f - \left[\frac{\partial(\rho\bar{c}_j\bar{c}_i)}{\partial x_i} - \frac{\partial(\rho\bar{c}_j\bar{c}_i)}{\partial x_i} \right]$$

όπου ο τελευταίος όρος μπορεί να γραφεί ως:

$$\left[\frac{\partial(\rho\bar{c}_j\bar{c}_i)}{\partial x_i} - \frac{\partial(\rho\bar{c}_j\bar{c}_i)}{\partial x_i} \right] = \frac{\vartheta\tau_{ij}}{\vartheta x_j}$$

και εκφράζει τον όρο των υποπλεγματικών τάσεων που προκύπτουν από την εφαρμογή του φίλτρου στις εξισώσεις ροής. Εκφράζοντας τις μεταβλητές του πεδίου ροής $\varphi(x, t)$ ως το άθροισμα της φιλτραρισμένης ποσότητας $\bar{\varphi}(x, t)$ και μίας χωρικά μεταβαλλόμενης ποσότητας $\varphi'(x, t)$ που περιέχει δίνες με κλίμακες μήκους $< \Delta$, προκύπτει ότι:

$$\begin{aligned} \rho\bar{c}_j\bar{c}_i &= \rho(\bar{c}_j + c'_j)(\bar{c}_i + c'_i) = \rho\bar{c}_i\bar{c}_j + \rho\bar{c}_i c'_j + \rho c'_i \bar{c}_j + \rho c'_i c'_j \\ &= \rho\bar{c}_i\bar{c}_j + (\rho\bar{c}_i c'_j - \rho\bar{c}_i c'_j) + \rho\bar{c}_i c'_j + \rho c'_i \bar{c}_j + \rho c'_i c'_j \end{aligned}$$

Και επομένως οι υποπλεγματικές τάσεις προκύπτουν ως:

$$\tau_{ij} = \rho\bar{c}_i c'_j - \rho\bar{c}_i c'_j = (\rho\bar{c}_i c'_j - \rho\bar{c}_i c'_j) + \rho\bar{c}_i c'_j + \rho c'_i \bar{c}_j + \rho c'_i c'_j$$

Ομοίως με την περίπτωση των τάσεων Reynolds που προκύπτουν κατά τον υπολογισμό των χρονικά μέσων μεταβλητών της ροής, οι υποπλεγματικές τάσεις μοντελοποιούνται με την εφαρμογή της υπόθεσης Bousinesq ως:

$$\tau_{ij} = -2\mu_{sgs}\bar{s}_{ij} + \frac{1}{3}\tau_u\delta_{ij}$$

όπου μ_{sgs} η υποπλεγματική κινηματική συνεκτικότητα και \bar{s}_{ij} ο μέσος ρυθμός παραμόρφωσης.

Για την επιτυχή εφαρμογή του μοντέλου μεγάλων δινών απαιτούνται υπολογιστικά πλέγματα υψηλότερης πυκνότητας καθώς και μικρότερα χρονικά βήματα αυξάνοντας σημαντικά το υπολογιστικό κόστος.

5.9. Υβριδικά LES-RANS, SAS (Scale Adaptive Simulation)

Για τον περιορισμό των απαιτήσεων υπολογιστικής ισχύος σε βιομηχανικές εφαρμογές και την χρήση του μοντέλου LES που βελτιώνει τα αποτελέσματα σε μη μόνιμα πεδία ροής, προτάθηκαν τα υβριδικά μοντέλα, στα οποία επιλύονται οι εξισώσεις LES σε περιοχές του πεδίου ροής όπου το

υπολογιστικό πλέγμα είναι αρκετά πυκνό, ενώ μεταπίπτουν σε κάποιο μοντέλο τύρβης δύο εξισώσεις σε περιοχές όπου το πλέγμα είναι αραιότερο.

Το μοντέλο SAS προτάθηκε από τους Menter et al και είναι ένα υβριδικό μοντέλο που συνδυάζει το μοντέλο k- ω sst με το LES μοντέλο [209,210]. Σύμφωνα με αυτό, οι εξισώσεις k και ω μετασχηματίζονται εισάγοντας την κλίμακα μήκους von Karman L_{vk} ως:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho k)}{\partial x_j} &= P_k - c_\mu^{3/4} \rho \frac{k}{\Phi} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho \omega)}{\partial x_j} &= \\ \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega_1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{2\rho}{\sigma_\Phi} \left(\frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \frac{k}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \tilde{\zeta}_2 \kappa \rho S^2 \frac{L}{L_{vK}} \\ &+ \left\langle \frac{\rho \omega}{k} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_\Phi} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \left(\frac{1}{\sigma_k} - \frac{1}{\sigma_\Phi} \right) \right\rangle \end{aligned}$$

όπου:

$$\begin{aligned} \Phi &= \frac{1}{c_\mu^{1/4}} \frac{k}{\omega} \\ L_{vK} &= \kappa \left| \frac{\partial c / \partial y}{\partial^2 c / \partial y^2} \right| \\ \tilde{\zeta}_2 &= \zeta_2 \cdot c_{sas} \\ \sigma_k &= \sigma_\Phi \end{aligned}$$

και επομένως προκύπτει:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{c}_j \rho \omega)}{\partial x_j} &= \\ \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega_1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{2\rho}{\sigma_\Phi} \left(\frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \frac{k}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \tilde{\zeta}_2 \kappa \rho S^2 \frac{L}{L_{vK}} &= \\ \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega_1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{2\rho}{\sigma_\Phi} \left(\frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \frac{2\rho}{\sigma_\Phi} \left(\frac{k}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \tilde{\zeta}_2 \kappa \rho S^2 \frac{L}{L_{vK}} &= \\ \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega_1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{2\rho}{\sigma_\Phi} \left(\frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + F_{sst-sas} \end{aligned}$$

Ούτως ώστε να ισχύουν οι εξισώσεις SST στην περιοχή ισχύος των εξισώσεων RANS, ο τελευταίος όρος της παραπάνω εξίσωσης υπολογίζεται ως:

$$F_{sST-sas} = \rho \cdot F_{sas} \max \left[\zeta_2 k \rho S^2 \frac{L}{L_{vK}} - \frac{2}{\sigma_\Phi} k \cdot \max \left(\frac{1}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \frac{1}{k^2} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right), 0 \right]$$

με τις σταθερές να επιλέγονται ως:

$$F_{sas} = 1.25 \quad , \quad \zeta_2 = 1.755 \quad , \quad \sigma_\Phi = 2/3$$

5.10. Μοντελοποίηση σπηλαιώσης

Το φαινόμενο όπου ένα υγρό υπό σταθερή θερμοκρασία μπορεί να αλλάξει φάση αν υποβληθεί σε μειούμενη πίεση και η οποία πέφτει κάτω από την τάση ατμών του υγρού, ονομάζεται σπηλαιώση. Για την μοντελοποίηση του φαινομένου σπηλαιώσης έχουν αναπτυχθεί αριθμητικές μέθοδοι που προσομοιάζουν πολυφασικές ροές και φαινόμενα αλλαγής φάσης. Στις υδροδυναμικές μηχανές γίνεται η υπόθεση ομογενούς μείγματος υγρής και αέριας φάσης, χωρίς τον ρητό ορισμό της διεπιφάνειας μεταξύ των φάσεων. Πιο συγκεκριμένα, χρησιμοποιείται το μοντέλο μείγματος στο οποίο θεωρείται ένα ενιαίο ρευστό μεταβλητής πυκνότητας για το οποίο επιλύονται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας και ορμής του μείγματος, η εξίσωση του κλάσματος όγκου των δευτερευουσών φάσεων καθώς και οι αλγεβρικές εξισώσεις που περιγράφουν τις σχετικές ταχύτητες των φάσεων στη περίπτωση μη ομογενούς θεώρησης.

Σύμφωνα με τα ανωτέρω, η εξίσωση συνέχειας γράφεται ως:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m c_i^m)}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial (\rho_m c_i^m)}{\partial t} + \frac{\partial (c_j^m \rho_m c_i^m)}{\partial x_i} &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ij}^m}{\partial x_j} + f \\ \frac{\partial (\rho_p a_p)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_p \alpha_p c_i^m)}{\partial x_i} &= 0 \end{aligned}$$

όπου :

- c^m : η μέση ανά μάζα ταχύτητα, $c^m = \frac{\sum_{k=1}^n a_k \rho_k c_k}{\rho_m}$
- ρ_m : η πυκνότητα του μείγματος, $\rho_m = \sum_{k=1}^n a_k \rho_k$
- a_k : το κλάσμα όγκου της φάσης k και
- t_{ij}^m : οι διατμητικές τάσεις του μείγματος θεωρώντας τη συνεκτικότητα του μείγματος μ_m :

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n a_k \mu_k$$

Το πολυφασικό μοντέλο σπηλαιώσης αποτελείται από τις εξισώσεις μεταφοράς του μείγματος ή φάσεων, ένα μοντέλο τύρβης δύο εξισώσεων και την εξίσωση μεταφοράς μάζας κατά την αλλαγή φάσης. Η εξίσωση μεταφοράς μάζας έχει την μορφή:

$$\frac{\partial}{\partial t} (a\rho_v) + \nabla \cdot (a\rho_v V_v) = R_e - R_c$$

όπου:

- a : το κλάσμα όγκου = $\frac{\text{όγκος ατμών}}{\text{όγκος υγρού} + \text{όγκος ατμών}}$
- v : η αέρια φάση
- V_v : η ταχύτητα της αέριας φάσης
- R_e, R_c : όροι πηγής που σχετίζονται με την ανάπτυξη ή κατάρρευση των φυσαλίδων αέριας φάσης

Το μοντέλο σπηλαιώσης βασίζεται στην εξίσωση Rayleigh-Plesset που περιγράφει την ανάπτυξη μίας μεμονωμένης φυσαλίδας εντός ενός υγρού σύμφωνα με την εξίσωση:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + 4 \frac{v_l}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{2\gamma}{\rho_l R} + \frac{P - P_b}{\rho_l} = 0$$

όπου:

- ρ_l : η πυκνότητα του υγρού
- R : η ακτίνα της φυσαλίδας
- v_l : η κινηματική συνεκτικότητα του υγρού
- γ : η επιφανειακή τάση της διεπιφάνειας υγρού-αερίου
- P, P_b : η πίεση μακριά από την φυσαλίδα και μέσα στη φυσαλίδα, αντίστοιχα.

Για τη μοντελοποίηση των όρων R_c και R_e , το πιο διαδομένο μοντέλο σπηλαιώσης είναι το μοντέλο Zwart-Gerber-Belamgi στο οποίο γίνεται η υπόθεση ίσου μεγέθους φυσαλίδων [211]. Σύμφωνα με το μοντέλο αυτό, ο ολικός ρυθμός μεταφοράς μάζας ανά μονάδα όγκου υπολογίζεται από τη σχέση:

$$R = n \times \left(4\pi R_b^2 \rho_v \frac{DR_b}{Dt} \right)$$

ενώ το κλάσμα όγκου ισούται με:

$$\alpha = n \cdot \left(\frac{4}{3} \pi R_b^3 \right)$$

όπου:

- R_b : η ακτίνα της φυσαλίδας και
- n : η πυκνότητα του αριθμού φυσαλίδων

Επομένως, ο ρυθμός μεταφοράς μάζας που προκύπτει είναι:

$$R = n \frac{3\alpha\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2P_B - P}{3\rho_l}}$$

Θεωρώντας ότι με την αύξηση του αριθμού των φυσαλίδων αυξάνει και η αλληλεπίδραση μεταξύ τους, λαμβάνονται οι ρυθμοί μεταφοράς μάζας κατά την ατμοποίηση R_e και κατά την συμπύκνωση R_c ως:

$$R_e = F_{vap} \frac{3\alpha_n(1 - a_v)\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2P_v - P}{3\rho_l}}, P < P_v$$

$$R_c = F_{con} \frac{3\alpha_v\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2P - P_v}{3\rho_l}}, P < P_v$$

όπου:

- R_b : 10^{-6} m
- α_n : το κλάσμα όγκου της περιοχής πυρηνοποίησης
- F_{vap} : συντελεστής εξάτμισης ίσος με 50
- F_{con} : συντελεστής συμπύκνωσης ίσος με 0.001

5.11. Μοντέλο κινούμενου συστήματος αναφοράς

Κατά την μοντελοποίηση της ροής σε υδροστροβίλους πρέπει να συμπεριληφθεί η περιστροφή του δρομέα σε σχέση με τα υπόλοιπα τμήματα της μηχανής. Αυτό επιτυγχάνεται με το μοντέλο κινούμενου συστήματος αναφοράς, στο οποίο θεωρείται ένα μη αδρανειακό σύστημα αναφοράς που περιστρέφεται μαζί με τον δρομέα με κέντρο τον άξονα του [212]. Με αυτή τη προσέγγιση το πεδίο ροής θεωρείται μόνιμο, ενώ οι εξισώσεις ροής μετασχηματίζονται από το απόλυτο στο σχετικό σύστημα αναφοράς. Το διάνυσμα της απόλυτης ταχύτητας c στο απόλυτο σύστημα αναφοράς θα ισούται με το άθροισμα της σχετικής ταχύτητας w στο στρεφόμενο σύστημα και της περιφερειακής ταχύτητας λόγω περιστροφής του δρομέα. Η περιφερειακή ταχύτητα u ισούται με το γινόμενο της ταχύτητας περιστροφής ω επί το διάνυσμα θέσης r στοιχείου ρευστού από τον άξονα του δρομέα. Στο σχετικό σύστημα αναφοράς οι εξισώσεις ροής μετασχηματίζονται ως:

$$w = c - u$$

$$u = \omega \cdot r$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho w_i)}{\partial t} + \frac{\partial(w_j \rho w_i)}{\partial x_i} + \rho(2\omega w_j + \omega^2) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ij}}{\partial x_j} + f$$

Ο μετασχηματισμός αυτός οδηγεί στην εμφάνιση δύο επιπλέον όρων πηγής στις εξισώσεις διατήρησης της ορμής που εκφράζουν τις αδρανειακές δυνάμεις (Coriolis και φυγόκεντρος δύναμη). Το μοντέλο εφαρμόζεται διαχωρίζοντας το υπολογιστικό χωρίο σε σταθερές και κινούμενες περιοχές και επιλύοντας τις εξισώσεις ροής στο απόλυτο ή σχετικό σύστημα στα οποία ανήκει η εκάστοτε περιοχή, ενώ στη διεπιφάνεια μεταξύ κινούμενων και σταθερών περιοχών, επιβάλλεται η συνέχεια της απόλυτης ταχύτητας.

5.12. Μοντέλο κινούμενου πλέγματος

Το μοντέλο κινούμενου πλέγματος χρησιμοποιείται όταν απαιτείται προσομοίωση μη μόνιμων φαινομένων ροής, και σε αντίθεση με το μοντέλο κινούμενου συστήματος αναφοράς, ένα τμήμα του υπολογιστικού χωρίου κινείται σε σχέση με κάποιο σταθερό τμήμα. Η σχετική αυτή κίνηση και η αλληλεπίδραση του κινούμενου και του ακίνητου υπολογιστικού χωρίου δημιουργεί μη μόνιμες συνθήκες ροής λόγω της επιρροής του ομμόρου πίσω από πτερύγια καθώς και μη μόνιμες συνθήκες από κύματα πίεσης που κινούνται ανάντη και κατάντη της διεπιφάνειας μεταξύ σταθερού και κινούμενου χωρίου. Κατά την διαδικασία επίλυσης του μοντέλου, σε κάθε χρονικό βήμα το κινούμενο τμήμα του χωρίου ολισθαίνει κατά μήκος της διεπιφάνειας κατά διακριτά βήματα που καθορίζονται από το επιλεγμένο χρονικό βήμα και την ταχύτητα κίνησης. Στη νέα αυτή θέση επιλύονται οι εξισώσεις διατήρησης μέχρι σύγκλισης και στη συνέχεια το κινούμενο τμήμα ολισθαίνει σε νέα θέση. Η προσομοίωση ολοκληρώνεται όταν επιτυγχάνονται χρονικά μόνιμες συνθήκες ροής και τα χαρακτηριστικά μεγέθη της ροής τείνουν να επαναλαμβάνονται με κάποια διακριτή περίοδο.

Στην περίπτωση αυτή, οι εξισώσεις διατήρησης μετασχηματίζονται ως εξής:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_i - \rho v_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho w_i)}{\partial t} + \frac{\partial((w_i - v_i)\rho w_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial t_{ij}}{\partial x_j} + f$$

όπου w η ταχύτητα στο σταθερό σύστημα αναφοράς και v η ταχύτητα του κινούμενου υπολογιστικού χωρίου.

5.13. Σύγκριση μοντέλων για εφαρμογές υδροστροβίλων αντίδρασης

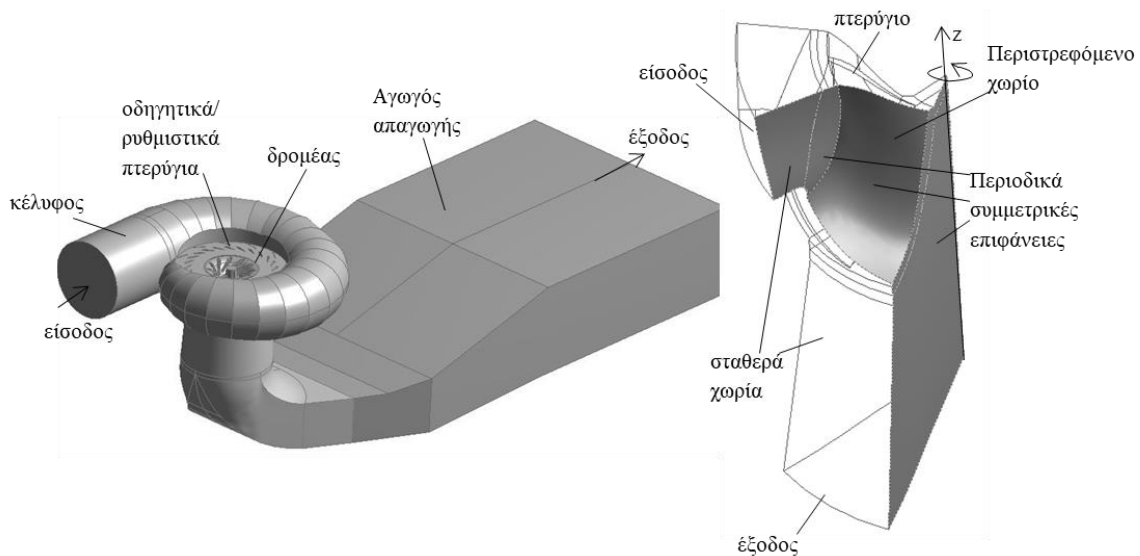
Τα εργαλεία υπολογιστικής ρευστοδυναμικής χρησιμοποιούνται για την ανάλυση της ροής σε υδροδυναμικές μηχανές σε πλήθος συνθηκών λειτουργίας. Οι περισσότερες μελέτες θεωρούν μόνιμο πεδίο ροής, ενώ για την μοντελοποίηση της τύρβης συνήθως χρησιμοποιείται η υπόθεση Boussinesq,

η οποία προϋποθέτει τον υπολογισμό της τυρβώδους συνεκτικότητας χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο δύο εξισώσεων. Η χρήση της μεθόδου αυτής σε πλήθος εφαρμογών έχει επιτρέψει τον ακριβή υπολογισμό της ροής σε συνθήκες πλησίον του ονομαστικού σημείου λειτουργίας. Καθώς όμως το σημείο λειτουργίας απομακρύνεται από το κανονικό και η ροή αποκτά έντονες ανομοιομορφίες, τα μοντέλα δύο εξισώσεων αποτυγχάνουν να προβλέψουν με ακρίβεια τα χαρακτηριστικά της ροής με αποτέλεσμα σημαντική υποεκτίμηση-υπερεκτίμηση των υδραυλικών απωλειών. Ειδικότερα, κατά τη μοντελοποίηση μη μόνιμων φαινομένων και των επαγόμενων ταλαντώσεων πίεσης, τα μοντέλα δύο εξισώσεων αποτυγχάνουν στην ακριβή ποσοτικοποίηση τόσο του πλάτους των ταλαντώσεων όσο και των συχνοτήτων. Καθώς τα μοντέλα αυτά έχουν αναπτυχθεί με σκοπό τη γενικευμένη εφαρμογή τους σε πλήθος διαφορετικών προβλημάτων ροής όπου δεν εμφανίζονται αποκολλήσεις, σημεία ανακοπής και ανακυκλοφορίες, η χρήση τους σε εφαρμογές υδροστροβίλων εκτός του κανονικού σημείου λειτουργίας φαίνεται μη αποδοτική. Στις περιπτώσεις αυτές είναι δυνατό να χρησιμοποιηθούν περισσότερα σύνθετα μοντέλα όπως το μοντέλο μεγάλων δινών (LES) καθώς και τα υβριδικά RANS-LES μοντέλα. Για την πρακτική εφαρμογή του σε υδροστροβίλους, το μοντέλο μεγάλων δινών απαιτεί τη χρήση πολύ πυκνών πλεγμάτων αυξάνοντας σημαντικά το υπολογιστικό κόστος. Επιπλέον, η χρήση του μπορεί να δώσει σημαντικές πληροφορίες και να αύξησει την κατανόηση των ροϊκών φαινομένων, αλλά το μεγάλο υπολογιστικό κόστος καθιστά τη μέθοδο αυτή μη πρακτική για βιομηχανικές εφαρμογές. Στο πλαίσιο αυτό, τα υβριδικά μοντέλα συνδυάζουν τα πλεονεκτήματα των μοντέλων δύο εξισώσεων και την αυξημένη ακρίβεια στον υπολογισμό των χαρακτηριστικών της τύρβης του μοντέλου LES.

5.14. Αριθμητική μοντελοποίηση εργαστηριακού μοντέλου

5.14.1. Υπολογιστικό μοντέλο και περιγραφή αριθμητικών πλεγμάτων

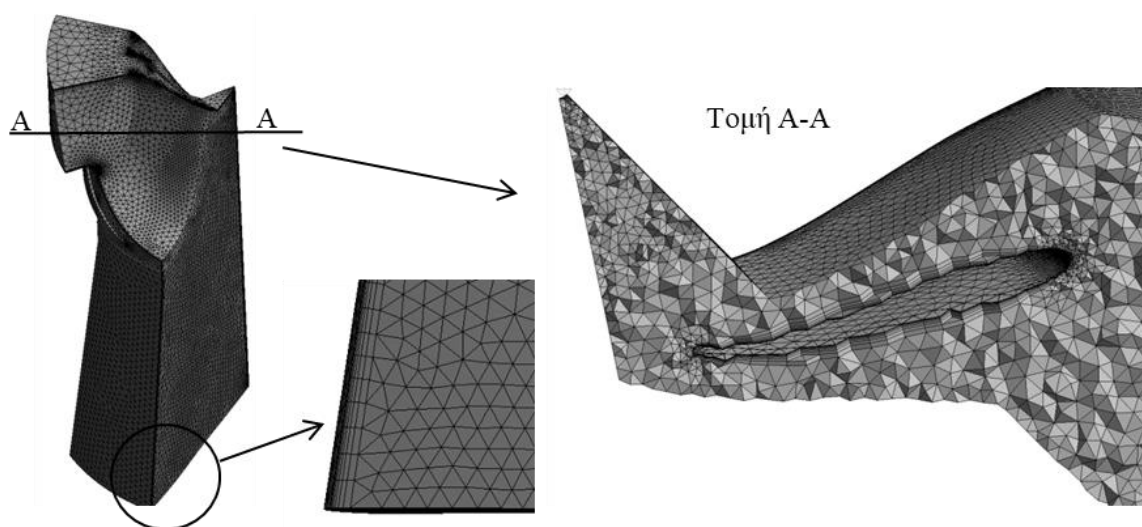
Για την ανάλυση της ροής και την πιστοποίηση του αριθμητικού μοντέλου χρησιμοποιήθηκε το εμπορικό λογισμικό Ansys Fluent™ και δύο διαφορετικά υπολογιστικά χωρία: (i) θεωρώντας ένα περύγιο και μελετώντας την ροή με περιοδική συμμετρία, (ii) θεωρώντας τον πλήρη υδροστροβίλο (κέλυφος, στεφάνη οδηγικών και ρυθμιστικών περυγίων, αγωγός απαγωγής) με σκοπό την αξιολόγηση των διαφόρων μεθόδων μοντελοποίησης, τη σύγκριση με πειραματικά δεδομένα και την πιστοποίηση της αριθμητικής μεθόδου. Για τον σκοπό αυτό, έγινε αναλυτική μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος, ενώ εξετάστηκε η επίδραση διαφορετικών μοντέλων τύρβης στο πεδίο ροής. Στην Εικόνα 5.2 παρουσιάζονται τα δύο υπολογιστικά χωρία που εξετάστηκαν.



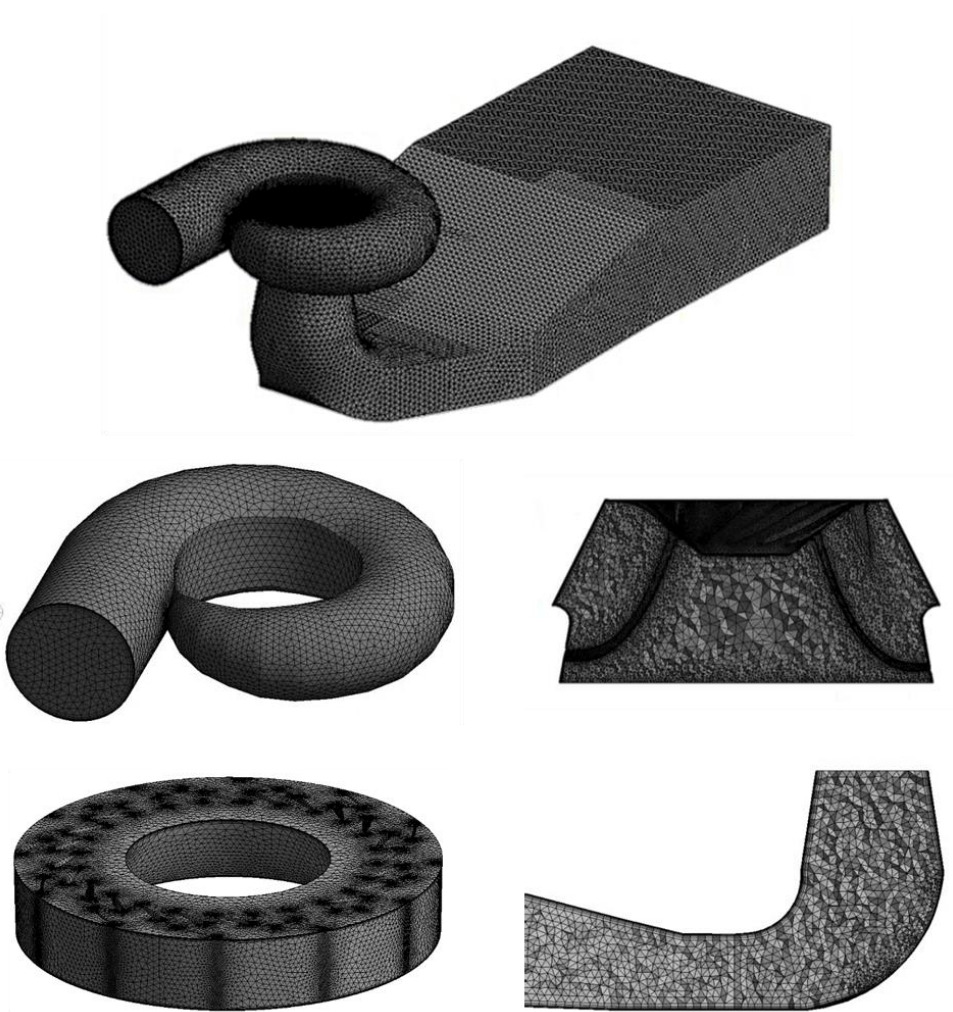
Εικόνα 5.2. Υπολογιστικά χωρία πλήρους και περιοδικού μοντέλου εργαστηριακού υδροστροβίλου.

Και στις δύο περιπτώσεις τα υπολογιστικά χωρία αποτελούνται από διαφορετικά υπο-χωρία τα οποία είτε είναι σταθερά είτε περιστρέφονται με τον δρομέα. Συγκεκριμένα, στην πρώτη περίπτωση γίνεται χρήση τεσσάρων διαφορετικών χωρίων από τα οποία τα τρία είναι ακίνητα, και το ένα περιστρέφεται με την ταχύτητα περιστροφής του δρομέα, ενώ στην περίπτωση του περιοδικά συμμετρικού μοντέλου, γίνεται χρήση ενός χωρίου ανάντη του δρομέα και ενός κατόντη που αντιστοιχεί στον αγωγό απαγωγής.

Για τη δημιουργία των αριθμητικών πλεγμάτων έγινε χρήση του εμπορικού λογισμικού Ansys με το οποίο ήταν δυνατή η κατασκευή τετραεδρικών και εξαεδρικών κελίων. Στις Εικόνες 5.3-5.4 παρουσιάζονται για τις δύο περιπτώσεις τα χρησιμοποιούμενα πλέγματα για κάθε χωρίο.



Εικόνα 5.3. Λεπτομέρειες πλέγματος περιοδικού μοντέλου.



Εικόνα 5.4. Λεπτομέρειες πλεγμάτων πλήρους μοντέλου.

5.14.2. Οριακές συνθήκες

Οι οριακές συνθήκες για κάθε περίπτωση συνοψίζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 5.1. Οριακές συνθήκες.

Περίπτωση	Επιφάνεια	Οριακή συνθήκη
1	Είσοδος κελύφους	Παροχή Q
	Τοιχώματα κελύφους	Συνθήκη μη ολίσθησης
	Ρυθμιστικά/οδηγητικά πτερύγια	Συνθήκη μη ολίσθησης
	Πλήμνη, στεφάνη, πτερύγια δρομέα	Συνθήκη μη ολίσθησης
	Τοίχωμα αγωγού απαγωγής	Συνθήκη μη ολίσθησης
	Διεπιφάνεια δρομέα-ρυθμιστικών	Συνθήκη interface
	Έξοδος	Στατική πίεση= 0 Pa
2	Δρομέας	Ταχύτητα περιστροφής ω [rad/s]
	Επιφάνεια εισόδου	Ομοιόμορφη κατανομή ταχυτήτων c_u, c_r [m/s]
	Τοιχώματα κελύφους	Συνθήκη μη ολίσθησης
	Πλήμνη, στεφάνη, πτερύγια δρομέα	Συνθήκη μη ολίσθησης
	Τοίχωμα αγωγού απαγωγής	Συνθήκη μη ολίσθησης
	Έξοδος	Στατική πίεση= 0 Pa

5.14.3. Διακριτοποίηση και αλγόριθμοι

Για τη διακριτοποίηση των εξισώσεων έγινε χρήση σχήματος δεύτερη τάξης, ενώ για την σύζευξη της πίεσης και της ταχύτητας έγινε χρήση του αλγόριθμου SIMPLE. Στην περίπτωση του πλήρους υδροστροβίλου έγινε χρήση του μοντέλου κινούμενου (ολισθαίνοντος) πλέγματος (sliding mesh model), ενώ στη περίπτωση του περιοδικού μοντέλου χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο πολλαπλών συστημάτων αναφοράς (multiple reference plane model). Η επιλογή αυτή έγινε για την διευκόλυνση της δημιουργίας πλέγματος, όπου στην πρώτη περίπτωση οι κόμβοι του πλέγματος μεταξύ του στρεφόμενου και του σταθερού χωρίου δεν συνέπιπταν. Η θεώρηση αυτή εισάγει επιπλέον σφάλμα στην τελική λύση καθώς κατά την επίλυση το πεδίο ροής από το σταθερό στο στρεφόμενο χωρίο προσεγγίζεται με κατάλληλες εξισώσεις παρεμβολής. Για το λόγο αυτό απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή

στον ορισμό της διεπιφάνειας και στον αριθμό των κελιών που την απαρτίζουν. Αντίθετα, στη περίπτωση του ενός πτερυγίου οι κόμβοι στη διεπιφάνεια μεταξύ στρεφόμενου και σταθερού χωρίου είναι κοινοί. Για την αξιολόγηση της σύγκλισης της λύσης, εκτός από την μείωση των υπολοίπων κατά δύο τάξεις μεγέθους, πραγματοποιήθηκε παρακολούθηση διαφόρων φυσικών μεγεθών κατά τη διάρκεια της λύσης. Συγκεκριμένα, έγινε παρακολούθηση της πίεσης στην επιφάνεια εξόδου του δρομέα καθώς και της εξίσωσης συνέχειας. Προϋπόθεση για την ελαχιστοποίηση των αριθμητικών σφαλμάτων και την επίτευξη υψηλότερης ακρίβειας στους υπολογισμούς είναι η διενέργεια ελέγχου ανεξαρτησίας πλέγματος.

5.14.4. Έλεγχος ανεξαρτησίας πλεγμάτων

Για τον έλεγχο ανεξαρτησίας πλέγματος εξετάστηκε τόσο η περίπτωση του υπολογιστικού χωρίου με περιοδική συμμετρία όσο και το πλήρες μοντέλο του υδροστροβίλου. Για το σκοπό αυτό, η διαδικασία περιλαμβάνει την διαδοχική αύξηση του αριθμού των κελιών (Εικόνα 5.5) και τη σύγκριση των μακροσκοπικών μεγεθών του υδροστροβίλου (βαθμού απόδοσης του δρομέα και αναπτυσσόμενης ροπής) μεταξύ των διαφορετικών πλεγμάτων. Παράλληλα, συγκρίνονται διάφορα χαρακτηριστικά της ροής, όπως το πεδίο ταχυτήτων στην έξοδο του δρομέα και η κατανομή της πίεσης στην επιφάνεια του πτερυγίου. Σκοπός των παραπάνω είναι η επιλογή του βέλτιστου πλέγματος σε σχέση με την επιθυμητή ακρίβεια και το υπολογιστικό κόστος και παράλληλα, ο υπολογισμός του σφάλματος διακριτοποίησης και των αβεβαιοτήτων της αριθμητικής μεθόδου.



Εικόνα 5.5. Σταδιακή πύκνωση πλεγμάτων.

Πιο συγκεκριμένα, για τον έλεγχο ανεξαρτησίας του πλέγματος και τον προσδιορισμό του σφάλματος διακριτοποίησης των αριθμητικών αποτελεσμάτων, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος GCI (Grid Convergence Method) που περιγράφεται από τους Celic et al. και βασίζεται στην προσέγγιση Richardson [213]. Σύμφωνα με τη μέθοδο αυτή, για τον υπολογισμό της αβεβαιότητας ακολουθείται η εξής διαδικασία:

- 1) Το μέσο μέγεθος του πλέγματος G ενός κελιού του υπολογιστικού χωρίου υπολογίζεται ως:

$$G = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3}$$

όπου ΔV_i ο όγκος του στοιχειώδους κελιού και N ο συνολικός αριθμός κελιών του πλέγματος.

- 2) Επαναλαμβάνονται προσομοιώσεις για τρία πλέγματα με διαφορετικές πυκνώσεις κάθε φορά και αριθμό κελιών και αξιολογούνται ως προς κάποια παράμετρο ενδιαφέροντος ϕ . Στην παρούσα εργασία ως παράμετρος αξιολόγησης της σύγκλισης επιλέγεται ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης η (%) του υδροστροβίλου.
- 3) Υπολογίζεται ο παράγοντας πυκνώσης του πλέγματος r όπου $r = G_{\text{αραιό}}/G_{\text{πυκνό}}$
- 4) Για διαδοχικές πυκνώσεις του πλέγματος από το πλέγμα G_3 (αραιό) στο G_1 (πυκνό) υπολογίζονται οι παράγοντες πυκνώσης $r_{21} = G_2/G_1$ και $r_{32} = G_3/G_2$
- 5) Υπολογίζεται η τιμή της παραμέτρου p που προσεγγίζεται με την ελαχιστοποίηση του μεγέθους του πλέγματος ως:

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{(r_{21}^p \phi_1 - \phi_2)}{(r_{21}^p - 1)}$$

$$\phi_{ext}^{32} = \frac{(r_{32}^p \phi_2 - \phi_3)}{(r_{32}^p - 1)}$$

όπου η φαινόμενη τάξη p της αριθμητικής μεθόδου υπολογίζεται από τις σχέσεις:

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left| \frac{\epsilon_{32}}{\epsilon_{21}} \right| \right| + q(p)$$

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right)$$

$$s = 1 \cdot \operatorname{sgn} \left(\frac{\epsilon_{32}}{\epsilon_{21}} \right)$$

και όπου $\epsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2$ και $\epsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1$ οι μεταβολές της παραμέτρου ενδιαφέροντος.

- 6) Υπολογίζεται το σχετικό σφάλμα ως:

$$e_a^{21} = \left| \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_1} \right|$$

7) Υπολογίζεται το σχετικό σφάλμα προσέγγισης ως:

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\varphi_{ext}^{21} - \varphi_2}{\varphi_{ext}^{21}} \right|$$

8) Υπολογίζεται η παράμετρος GCI ως:

$$GCI_{21} = \frac{1.25 \cdot e_a^{21}}{r_{21}^2 - 1}$$

$$GCI_{32} = \frac{1.25 \cdot e_a^{32}}{r_{32}^2 - 1}$$

Στη περίπτωση των προσομοιώσεων της ροής από πτερύγιο σε πτερύγιο, η παραπάνω διαδικασία εφαρμόζεται σε ένα σημείο λειτουργίας (Πίνακας 5.2). Αντιθέτως, στην περίπτωση του πλήρους μοντέλου, καθώς γίνεται προσπάθεια χάραξης των αριθμητικών καμπύλων λειτουργίας σε ένα μεγάλο εύρος συνθηκών, η παραπάνω μέθοδος εφαρμόζεται στα σημεία λειτουργίας που συνοψίζονται στον Πίνακα 5.2, με σκοπό την διαπίστωση του σφάλματος διακριτοποίησης και το επίπεδο εμπιστοσύνης των αποτελεσμάτων σε όλα τα σημεία των χαρακτηριστικών καμπύλων που εξετάστηκαν.

Πίνακας 5.2. Σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν κατά τον έλεγχο ανεξαρτησίας πλέγματος για το πλήρες μοντέλο. Το σημείο λειτουργίας a₀₁₆-P1 επιλέγεται για τον προσδιορισμό του σφάλματος διακριτοποίησης στο περιοδικό μοντέλο.

		a ₀₈	a ₀₁₄	a ₀₁₆
P	% Q	Q [m ³ /s]	Q [m ³ /s]	Q [m ³ /s]
1	75	0.0738	0.0958	0.1033
2	90	0.0886	0.1149	0.1240
3	100	0.0984	0.1277	0.1371
4	115	0.1132	0.1468	0.1584

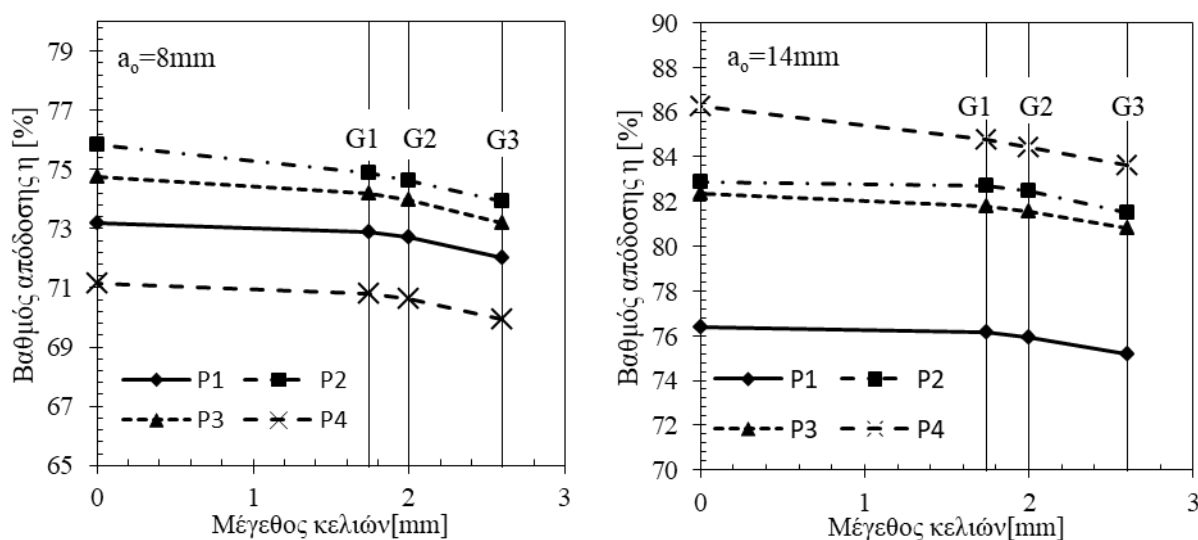
Στον Πίνακα 5.3 συνοψίζονται τα αριθμητικά πλέγματα που χρησιμοποιήθηκαν κατά την εφαρμογή των ανωτέρω.

Πίνακας 5.3. Αριθμός κελιών αριθμητικού πλέγματος σε κάθε τμήμα του υδροστροβίλου.

Πλέγμα	Κέλυφος	Στεφάνη	Δρομέας	Αγωγός απαγωγής	Ροή από πτερύγιο σε πτερύγιο
G1	1,358,326	5,561,620	7,676,448	1,815,975	2,416,000
G2	1,078,180	5,284,276	5,792,390	1,330,142	406,300
G3	737,784	4,907,337	3,390,909	674,039	284,060

Κατά την κατασκευή των πλεγμάτων, ιδιαίτερη έμφαση δόθηκε τόσο στο μέγεθος του πλέγματος της στεφάνης όσο και στο πλέγμα του δρομέα, καθώς τα τμήματα αυτά έχουν την μεγαλύτερη βαρύτητα στον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης της μηχανής. Στις Εικόνες 5.6-5.11 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της παραπάνω διαδικασίας για τα σημεία λειτουργία του Πίνακα 5.2 που εξετάστηκαν, ενώ στους Πίνακες 5.4-5.5 συνοψίζονται τα αποτελέσματα της μεθόδου GCI.

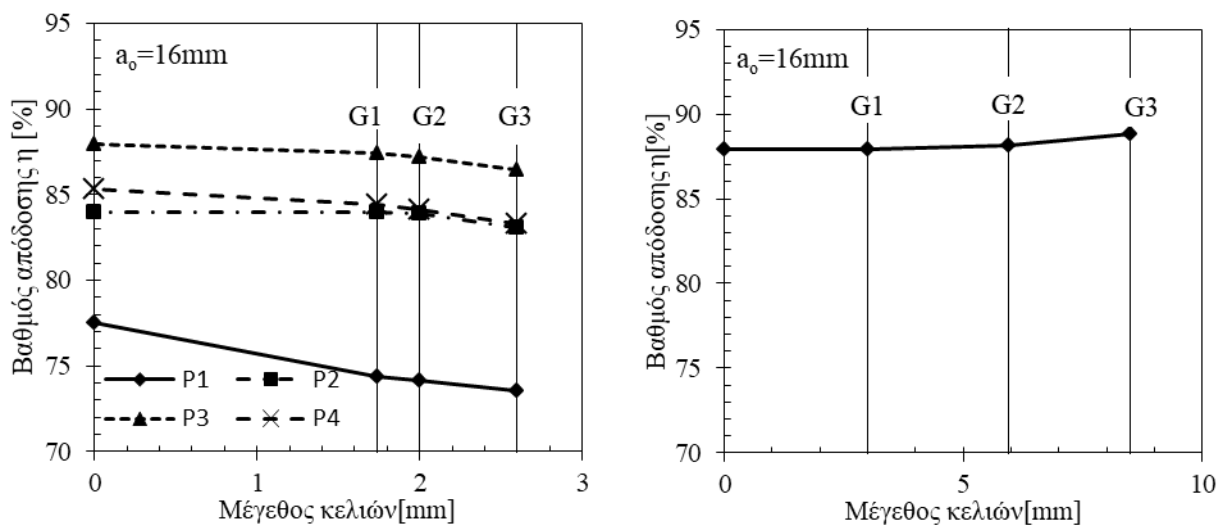
Από τα αποτελέσματα της μεθόδου φάνηκε ότι για όλα τα σημεία λειτουργίας η λύση συγκλίνει ασυμπτωτικά με μέση τιμή $p=3.2$ τάξης ακρίβεια. Ανάλογα με το σημείο λειτουργίας, τόσο η τιμή του αριθμητικού σφάλματος όσο και η τάξη σύγκλισης μεταβάλλεται, με υψηλότερες τιμές να παρατηρούνται σε σημεία λειτουργίας όπου ο βαθμός απόδοσης μεγιστοποιείται και όπου το πεδίο ροής είναι ευθυγραμμισμένο με τη γεωμετρία των πτερυγίων. Αντίθετα, σε σημείο λειτουργίας εκτός του κανονικού, όπου αναμένεται και η εμφάνιση αποκολλήσεων και ανακυκλοφοριών που εν γένει απαιτούν περισσότερο πυκνά πλέγματα, παρατηρήθηκε χαμηλή τάξη σύγκλισης και αρκετά μικρότερη της θεωρητικής τιμής που υποδεικνύεται από το επιλεγμένο σχήμα διακριτοποίησης.



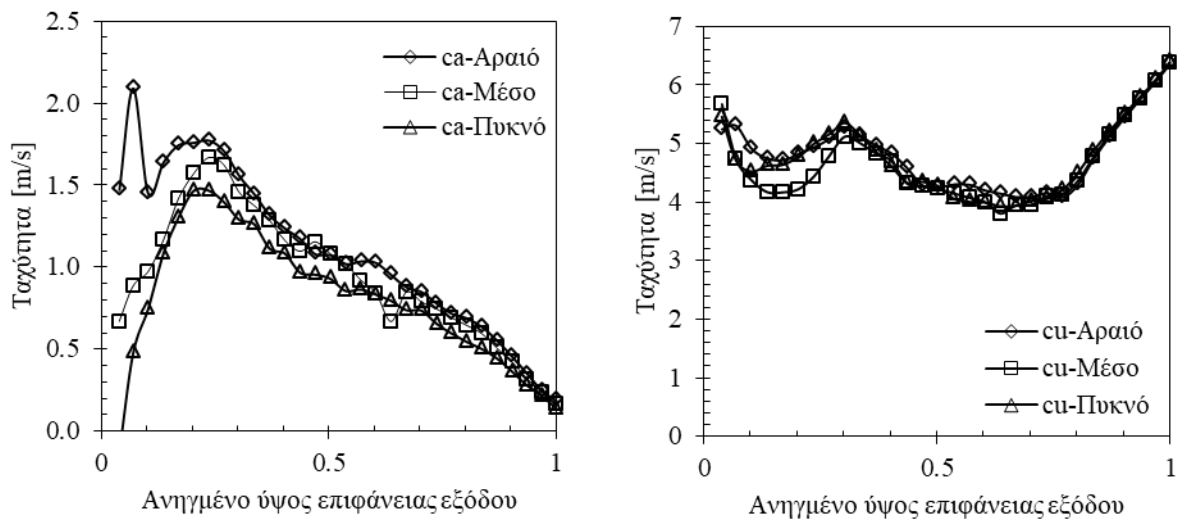
Εικόνα 5.6. Σφάλμα διακριτοποίησης για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{08} (Αριστερά) και a_{014} (Δεξιά) για το εύρος παροχών που εξετάστηκε (P1-P4).

Επιπροσθέτως, σημειώνεται ότι ο δείκτης GCI παραμένει σε ικανοποιητικά επίπεδα και σε ένα εύρος τιμών από ~ 0% μέχρι 2.2% σε όλο το εύρος συνθηκών λειτουργίας. Εξαιρέση στα παραπάνω αποτελεί η περίπτωση P1- a_{016} όπου το σφάλμα αυξάνεται σε 5.25%, ενώ η τάξη σύγκλισης έχει μειωθεί σε $p = 0.57$, διατηρώντας όμως τον ασυμπτωτικό χαρακτήρα. Για το συγκεκριμένο άνοιγμα, το σημείο λειτουργίας αντιστοιχεί σε μερικό φορτίο (75% Q_{nom}), όπου αναμένεται η εμφάνιση της περιστρεφόμενης δίνης σπηλαίωσης στην έξοδο του υδροστροβίλου, η οποία σχετίζεται με την ανάπτυξη σημαντικών ταλαντώσεων πίεσης. Αγνοώντας την περίπτωση αυτή, το μέσω αριθμητικό σφάλμα διακριτοποίησης υπολογίζεται ίσο με 0.92%, 0.95%, και 0.71%, για τα τρία διαφορετικά ανοίγματα a_{08} , a_{014} και a_{016} αντίστοιχα. Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, για την ελαχιστοποίηση του υπολογιστικού κόστους των προσομοιώσεων, επιλέχθηκε το πλέγμα G2 ως η βέλτιστη επιλογή για τις περαιτέρω προσομοιώσεις.

Αντιστοίχως στις Εικόνες 5.8-5.14 και στον Πίνακα 5.5 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της παραπάνω διαδικασίας για την περίπτωση του περιοδικού μοντέλου. Πιο συγκεκριμένα, στην περίπτωση αυτή ο βαθμός απόδοσης συγκλίνει ασυμπτωτικά στην τιμή 87.9% με το δείκτη GCI να διαμορφώνεται στο 0.02%



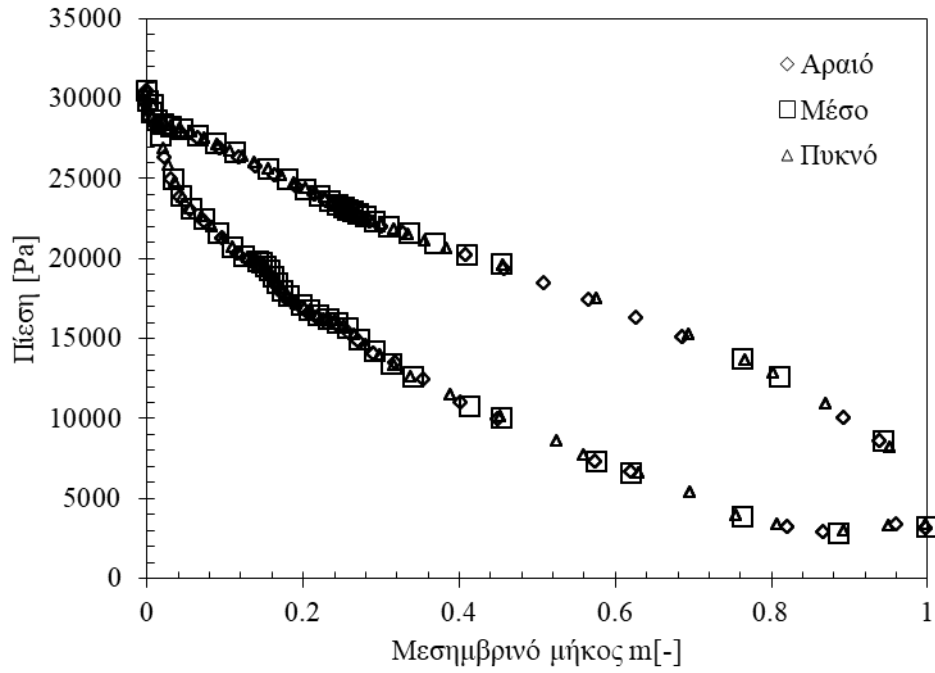
Εικόνα 5.7. Σφάλμα διακριτοποίησης για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{016} για το εύρος παροχών που εξετάστηκε (P1-P4) (Αριστερά) και για τη περίπτωση του περιοδικού μοντέλου (Δεξιά).



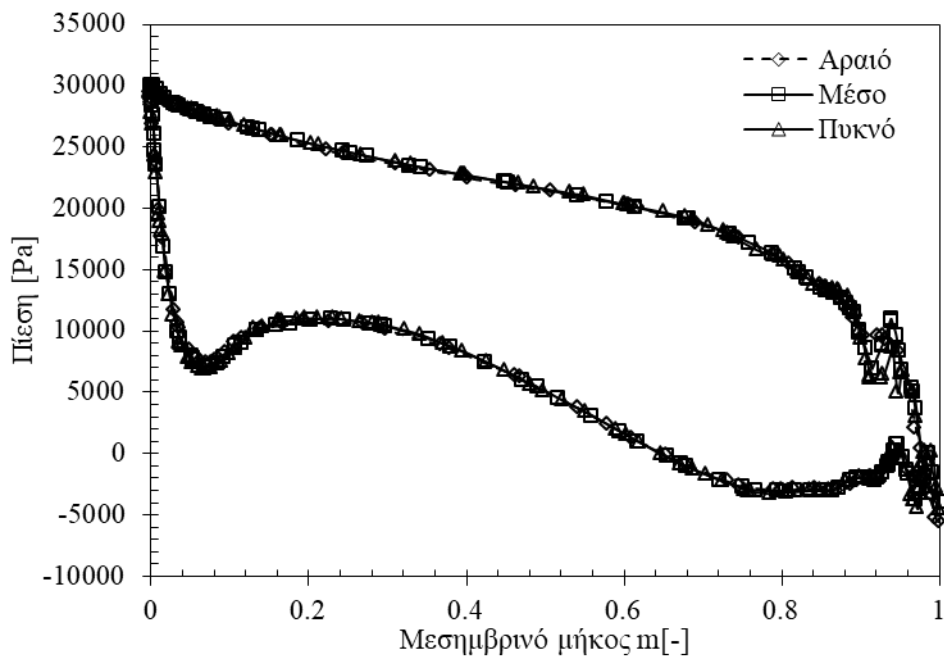
Εικόνα 5.8. Σύγκριση της αξονικής συνιστώσας της ταχύτητας (Αριστερά) και της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας (Δεξιά) κατά μήκος της επιφάνειας εξόδου για τα τρία πλέγματα που χρησιμοποιήθηκαν για τις προσομοιώσεις στο περιοδικό μοντέλο.

Αναφορικά με το πεδίο ταχυτήτων στην έξοδο του δρομέα, από την Εικόνα 5.8 παρατηρούμε ότι η επίδραση του πλέγματος για το διάστημα από το 30% ως το 100% του ανοιγμένου μήκους, είναι αμελητέα. Αντιθέτως, από το 30% του μήκους και οδεύοντας προς τον άξονα της μηχανής, εμφανίζονται αποκλίσεις τόσο στην αξονική συνιστώσα της ταχύτητας όσο και στην περιφερειακή. Σημαντικότερη είναι η επίδραση του πλέγματος στην περίπτωση της αξονικής ταχύτητας, όπου για το αραιότερο πλέγμα παρατηρείται απόκλιση της τάξης του 100%.

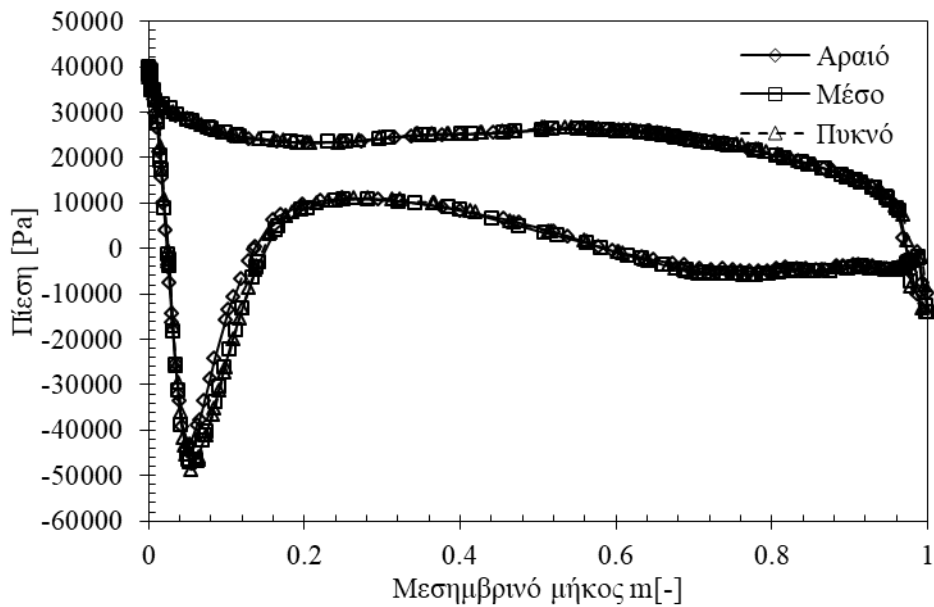
Τέλος, στις Εικόνες 5.9-5.11 παρουσιάζονται οι κατανομές πιέσεων κατά μήκος του μεσημβρινού μήκους σε τρεις θέσεις κατά το πλάτος του περυγίου.



Εικόνα 5.9. Κατανομή στατικής πίεσης κατά μήκος του μεσημβρινού μήκους της πλήμνης του πτερυγίου.



Εικόνα 5.10. Κατανομή στατικής πίεσης κατα μήκος του μεσημβρινού μήκους στο μέσο του πτερυγίου.



Εικόνα 5.11. Κατανομή στατικής πίεσης κατά μήκος του μεσημβρινού μήκους της στεφάνης του πτερυγίου.

Από τις εικόνες αυτές, παρατηρείται ότι το πεδίο πιέσεων ταυτίζεται στην περίπτωση της πλήμνης και στο μέσο του πτερυγίου, ενώ εμφανίζεται μικρή επίδραση στην στεφάνη κοντά στην είσοδο και σε μήκος περίπου 5% με την ελάχιστη τιμή της πίεσης να μειώνεται κατά περίπου 1.8%, και να μετατοπίζεται κατά $\sim +1.7\%$ κατά το μήκος του πτερυγίου. Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, στην περίπτωση του περιοδικού μοντέλου επιλέγεται επίσης το πλέγμα G2 για τις περαιτέρω αναλύσεις.

Πίνακας 5.4. Σφάλμα διακριτοποίησης και αβεβαιότητες αριθμητικών αποτελεσμάτων για τις προσομοιώσεις στο πλήρες μοντέλο.

Παράμετρος	a_{08}				a_{014}				a_{016}			
	P1	P2	P3	P4	P1	P2	P3	P4	P1	P2	P3	P4
r_{21}	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
r_{32}	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
G1 (η%)	72.9	74.89	74.19	70.81	76.13	82.69	81.79	84.76	74.39	83.99	87.46	84.42
G2 (η%)	72.72	74.63	73.95	70.62	75.95	82.50	81.56	84.43	74.13	83.93	87.23	84.12
G3 (η%)	72.03	73.93	73.19	69.94	75.20	81.52	80.83	83.60	73.58	83.10	86.47	83.27
G_{ext} (η%)	73.20	75.83	74.76	71.16	76.39	82.89	82.33	86.27	77.52	84.01	87.96	85.36
e_a^{21}	0.25%	0.35%	0.32%	0.27%	0.24%	0.23%	0.28%	0.39%	0.35%	0.07%	0.26%	0.36%
e_{ext}^{21}	0.40%	1.25%	0.76%	0.49%	0.34%	0.24%	0.66%	1.75%	4.03%	0.03%	0.57%	1.10%
GCI ₂₁	0.51%	1.58%	0.96%	0.62%	0.42%	0.30%	0.83%	2.23%	5.25%	0.03%	0.71%	1.39%
GCI ₃₂	0.82%	2.02%	1.37%	0.96%	0.72%	0.59%	1.19%	2.73%	5.71%	0.12%	1.04%	1.84%

Πίνακας 5.5. Έλεγχος ανεξαρτησίας πλέγματος περιοδικού μοντέλου.

A/A	Αριθμος κελιών	Ροπή [Nm]	η_h [%]	Σφάλμα [%]	GCI
1	2.8406E+05	6.42	88.85	1.05	0.02%
2	4.063E+05	6.4	88.13	0.2	0.318%
3	2.416E+06	6.41	87.92	0	

5.14.5. Αριθμητικά αποτελέσματα μοντελοποίησης της ροής στο περιοδικό και στο πλήρες μοντέλο

Στην παρούσα ενότητα παρουσιάζονται τα αριθμητικά αποτελέσματα των προσομοιώσεων της ροής στο εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου και εξετάζεται η επίδραση του υπολογιστικού χωρίου, καθώς και του μοντέλου τύρβης που χρησιμοποιείται στη διαμόρφωση του πεδίου ροής και στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου. Για το σκοπό αυτό, επιλέγονται ορισμένα αντιπροσωπευτικά σημεία λειτουργίας που προσομοιώνονται χρησιμοποιώντας τόσο το περιοδικό μοντέλο όσο και το πλήρες αριθμητικό μοντέλο του υδροστροβίλου. Στην περίπτωση του περιοδικού μοντέλου αναλύεται η ευαισθησία των αποτελεσμάτων στο μοντέλο τύρβης και παράλληλα εξετάζεται η επιρροή του σημείου λειτουργίας στο πεδίο ροής που αναπτύσσεται σε επιλεγμένες θέσεις και σημεία λειτουργίας (Πίνακας 5.6).

Πίνακας 5.6. Σημεία λειτουργίας περιοδικού μοντέλου που εξετάζονται.

OP	Ca [m/s]	Cu [m/s]	a [o]	Q [m ³ /s]	N [rpm]	H [m]
a _{o16}	2.04	3.41	31	0.1471	750	4
a _{o14}	1.77	3.44	27.2	0.1280	750	4
a _{o12}	1.60	3.67	23.5	0.1152	750	4

5.14.5.1. Αποτελέσματα προσομοίωσης στο περιοδικό μοντέλο

5.14.5.1.1. Επίδραση του μοντέλου τύρβης

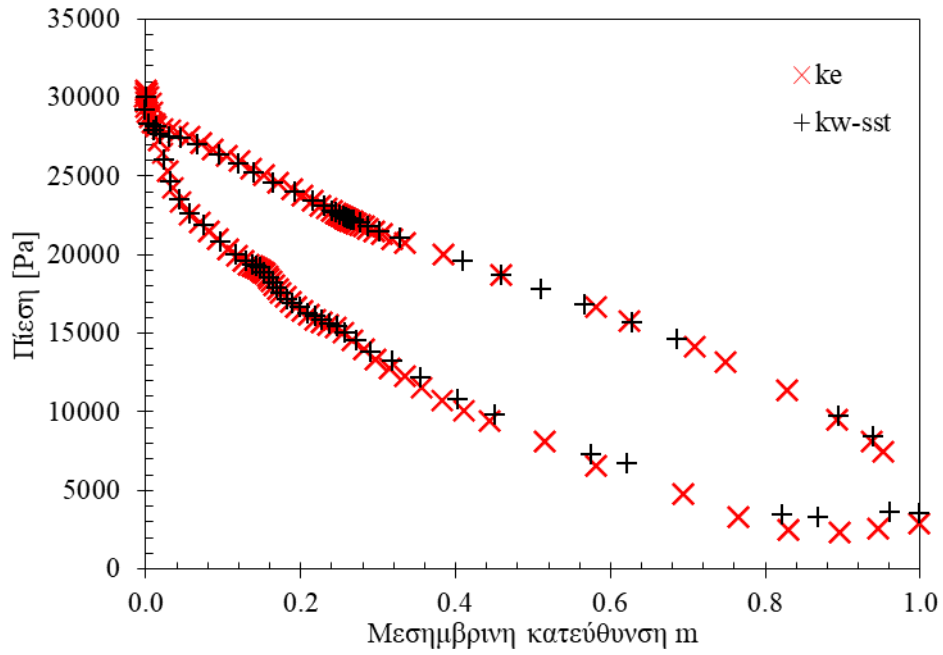
Σύμφωνα με όσα παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 3, τα μοντέλα τύρβης δύο εξισώσεων είναι γνωστό ότι αποτυγχάνουν στην ακριβή πρόλεξη ροών που χαρακτηρίζονται από υψηλή συστροφή και τείνουν να υποεκτιμούν τα μη μόνιμα χαρακτηριστικά της ροής που σχετίζονται με τη λειτουργία του υδροστροβίλου σε μερικά φορτία. Παράλληλα, είναι γνωστό ότι τείνουν να υπερεκτιμούν τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης, τόσο στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, όσο και σε μερικά φορτία και στο πλήρες φορτίο. Για την επιλογή του μοντέλου τύρβης που θα χρησιμοποιηθεί περαιτέρω τόσο στις

προσομοιώσεις του περιοδικού μοντέλου όσο και στις προσομοιώσεις του πλήρους υδροστροβίλου, κρίθηκε σκόπιμο να εξεταστεί η ευαισθησία των αποτελεσμάτων στην επιλογή του μοντέλου. Για τον σκοπό αυτό επιλέχθηκε το σημείο OP a_{016} (Πίνακας 5.6), το οποίο αντιστοιχεί στο κανονικό σημείο λειτουργίας, και προσομοιώθηκε η ροή χρησιμοποιώντας το μοντέλο k-ε και το k-ω sst. Στον Πίνακα 5.7 συνοψίζονται τα μακροσκοπικά αποτελέσματα της προσομοίωσης όπου παρατηρούμε ότι μεταξύ των δύο μοντέλων επιτυγχάνεται πολύ καλή συμφωνία στο υδραυλικό ύψος και μία διαφορά της τάξης του 1.25% στην ροπή, οδηγώντας σε μία διαφορά 1.18% στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης.

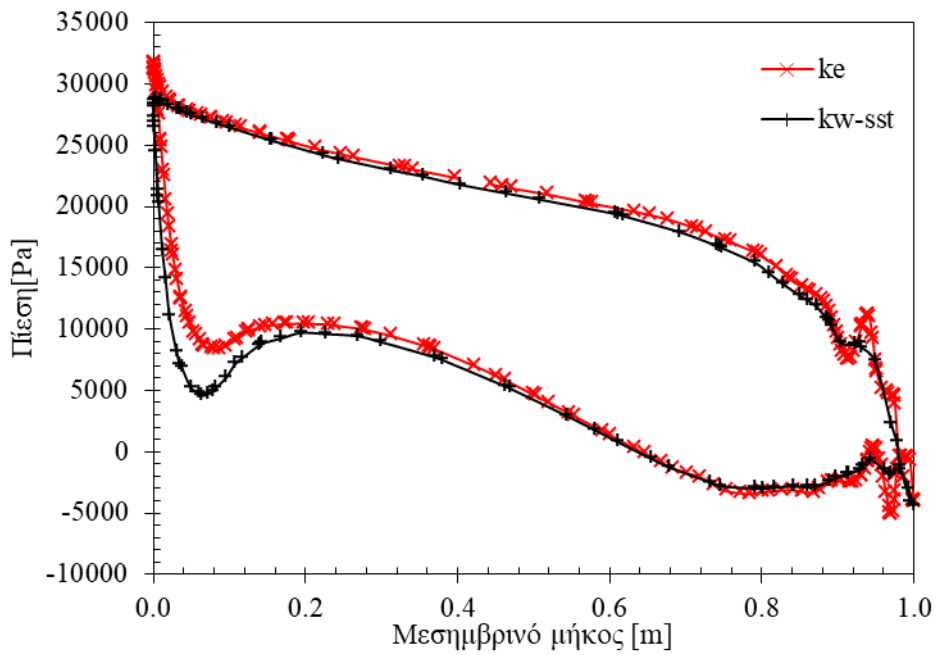
Πίνακας 5.7. Επίδραση του μοντέλου τύρβης στα μακροσκοπικά λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου, για το σημείο λειτουργίας a_{016} .

	k-ω sst	k-ε realizable	Διαφορά [%]
H [m]	4	3.997	0.07%
M [Nm]	6.130	6.05	1.25%
H [%]	91.85	90.76	1.18%
Q [m ³ /s]	0.1471	0.1471	0.00%

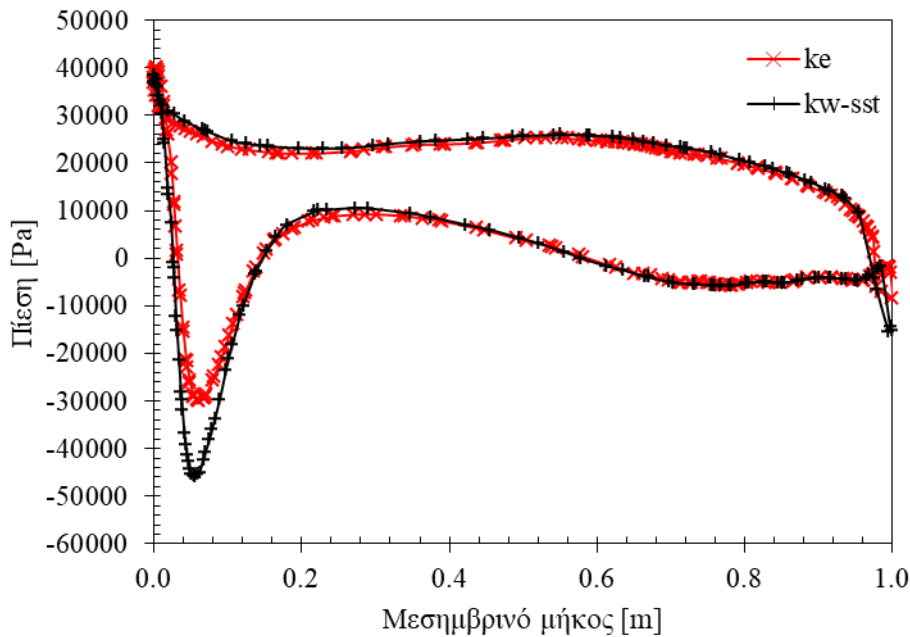
Στις Εικόνες 5.12-5.14 συγκρίνονται οι κατανομές πιέσεων κατά μήκος του περυγίου στην περιοχή της πλήμνης, της στεφάνης και στο μέσο του περυγίου για τα δύο μοντέλα τύρβης. Από τις εικόνες αυτές παρατηρούμε ότι η κατανομή πιέσεων δεν επηρεάζεται σημαντικά από την επιλογή του μοντέλου τύρβης, σε συμφωνία με την βιβλιογραφία. Οι σημαντικότερες διαφορές εντοπίζονται στην περιοχή της εισόδου και της εξόδου οι οποίες συνιστούν περιοχές ασυνέχειας καθώς η ροή συναντά το τοίχωμα του περυγίου στην πρώτη περίπτωση, ενώ στη δεύτερη αναπτύσσεται ομόρρους κατάντη της ακμής εξόδου και πιθανώς περιοχές χαμηλών ταχυτήτων και ανακυκλοφορίες υπό την επίδραση της αρνητικής κλίσης πίεσης. Συγκεκριμένα, στην περίπτωση της πλήμνης, οι καμπύλες των δύο μοντέλων πρακτικά ταυτίζονται στην είσοδο και μέχρι το 60% του μεσημβρινού μήκους, τόσο στην πλευρά πίεσης όσο και στην πλευρά υποπίεσης (Εικόνα 5.12). Από το σημείο αυτό και ως την έξοδο του περυγίου, παρατηρείται μία απόκλιση στην πλευρά υποπίεσης, η οποία προοδευτικά αυξάνει, με χαμηλότερες τιμές να παρατηρούνται στην περίπτωση του μοντέλου k-ε. Αντίθετα, στο μέσο του περυγίου και ακόμα περισσότερο στην στεφάνη η διαφορά των δύο καμπυλών εντοπίζεται στην ακμή εισόδου, με ιδιαίτερα χαμηλότερες τιμές να εμφανίζονται στην πλευρά υποπίεσης για την περίπτωση του μοντέλου k-ω (Εικόνες 5.13-5.14). Η διαφορά αυτή ενισχύεται από το γεγονός ότι οι ταχύτητες της ροής αυξάνουν προς τη στεφάνη, με αποτέλεσμα πιθανές διαφορές στα ροϊκά χαρακτηριστικά στην περιοχή αυτή να ενισχύονται ακόμα περισσότερο συγκριτικά με την περιοχή της πλήμνης. Η διαφορά αυτές στο πεδίο πιέσεων μεταφράζονται σε διαφορά στην αναπτυσσόμενη ροπή και στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης, όπως αναφέρθηκε παραπάνω.



Εικόνα 5.12. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος της πλήμνης για τα μοντέλα τύρβης k-ε, k-ω sst.



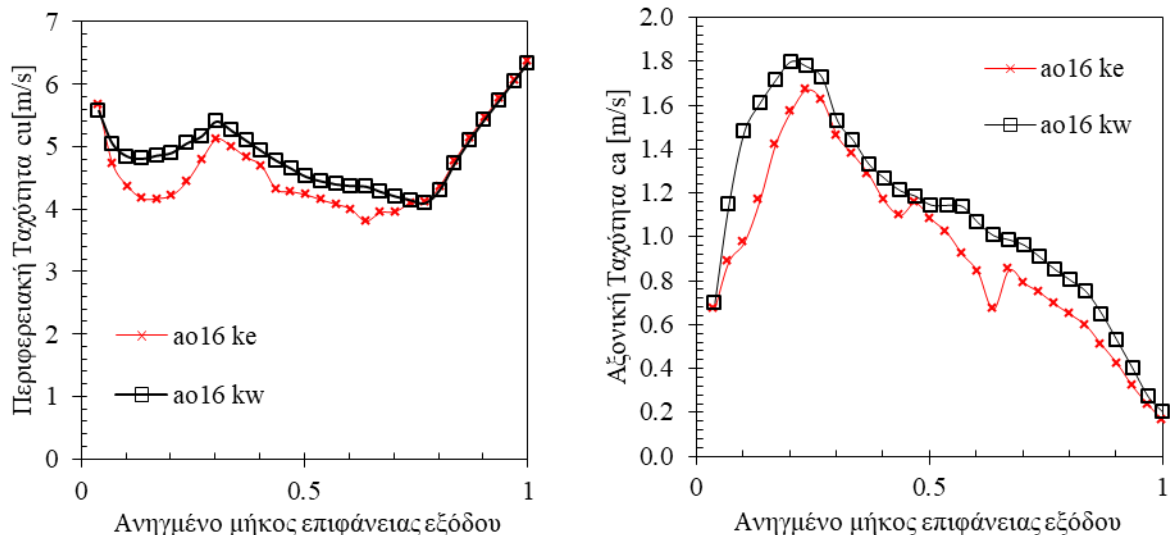
Εικόνα 5.13. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος του μεσημβρινού μήκους στο μέσο του πτερυγίου, για τα μοντέλα τύρβης k-ε, k-ω sst.



Εικόνα 5.14. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος της στεφάνης για τα μοντέλα τύρβης k-ε, k-ω sst.

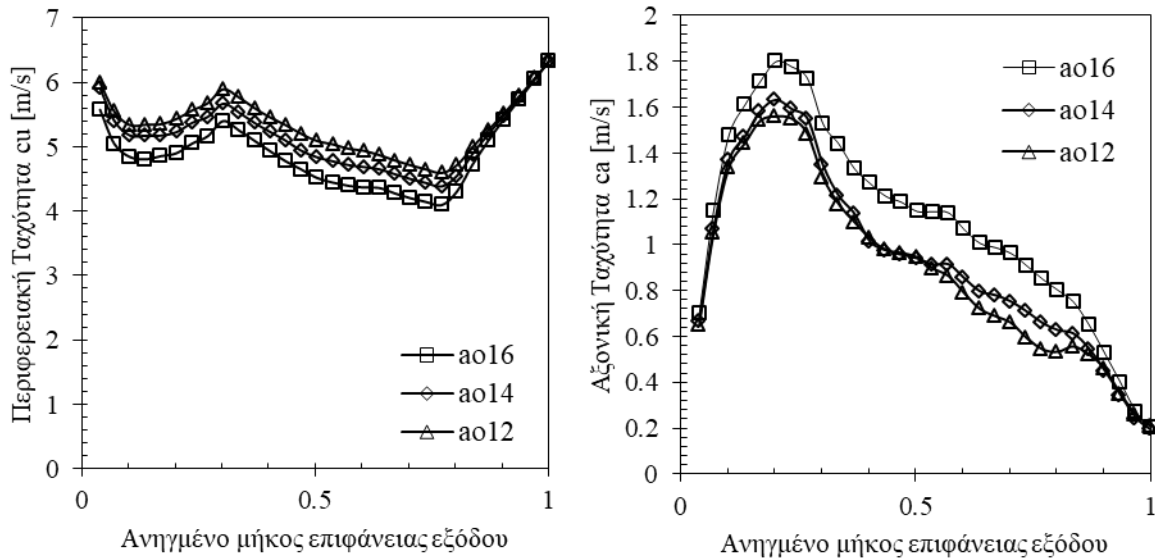
Αντιθέτως με το πεδίο πιέσεων, το πεδίο ταχυτήτων στην έξοδο του υδροστροβίλου φαίνεται ότι επηρεάζεται περισσότερο από την επιλογή του μοντέλου τύρβης (Εικόνα 5.15). Στην εικόνα αυτή, το προφίλ των ταχυτήτων στην επιφάνεια εξόδου υπολογίστηκε ως η εκ περιστροφής μέση τιμή της εκάστοτε συνιστώσας της ταχύτητας σε διάφορες θέσεις από την πλήμνη ως τη στεφάνη του δρομέα. Και στις δύο περιπτώσεις, οι δύο καμπύλες έχουν ποιοτικά την ίδια συμπεριφορά, εμφανίζοντας μεγάλη συμφωνία στο τμήμα από 80% ως το 100% του ανηγμένου μήκους στην περίπτωση της περιφερειακής συνιστώσας, ενώ γενικότερα μεγαλύτερες τιμές ταχυτήτων παρατηρούνται στην περίπτωση του μοντέλου k-ω. Το μοντέλο k-ε είναι γνωστό ότι αποτυγχάνει στην πρόβλεψη της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας σε ροές που χαρακτηρίζονται από έντονη συστροφή και καμπυλότητα και τείνει να υποεκτιμά την αξονική και την περιφερειακή, ενώ το k-ω sst τείνει να υπερεκτιμά την αξονική ταχύτητα [214].

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, τα μοντέλα τύρβης δύο εξισώσεων είναι αποδοτικότερα υπό ομοιόμορφες συνθήκες ροής και σε περιπτώσεις όπου δεν εμφανίζονται έντονα μη μόνιμα φαινόμενα. Όμως, σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού όπου η ροή χαρακτηρίζεται από μεγάλη καμπυλότητα, υψηλές κλίσεις πίεσης και έντονη επίδραση οριακών στρωμάτων, οι παραπάνω διαφορές αναμένονται εντονότερες. Καθώς το μοντέλο k-ω sst αναπτύχθηκε για την επίλυση προβλημάτων ροής με τα παραπάνω χαρακτηριστικά, και καθώς ποιοτικά η συμπεριφορά των δύο μοντέλων συμφωνεί με τα αναμενόμενα από την βιβλιογραφία, επιλέγεται το μοντέλο k-ω sst για περαιτέρω ανάλυση στα σημεία λειτουργίας του Πίνακα 5.6 [204].



Εικόνα 5.15. Κατανομή ταχυτήτων στην έξοδο του υδροστροβίλου για τα δυο μοντέλα τύρβης που εξετάστηκαν (περιφερειακή συνιστώσα: αριστερά, αξονική συνιστώσα: δεξιά).

Στην Εικόνα 5.16 παρουσιάζεται η κατανομή ταχυτήτων στην έξοδο του δρομέα για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάζονται, για διαφορετικές τιμές του ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων. Από την εικόνα αυτή παρατηρείται ότι και για τις τρεις περιπτώσεις οι καμπύλες παρουσιάζουν ποιοτικά τα ίδια χαρακτηριστικά. Πιο συγκεκριμένα, η περιφερειακή συνιστώσα παρουσιάζει δύο τοπικά ελάχιστα στο 15% και στο 65% του ανηγμένου μήκους της επιφάνειας εξόδου και αυξάνεται προς το 100% (εξωτερική διάμετρος της μηχανής) Αντίστοιχα, η αξονική συνιστώσα μεγιστοποιείται περίπου στο 20% του ανηγμένου μήκους και τείνει να μηδενιστεί προς το 100% του μήκους. Με το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων και την αύξηση της παροχής, το μέτρο της αξονικής ταχύτητας αυξάνει ενώ αντίστοιχα, το μέτρο της περιφερειακής ταχύτητας μειώνεται, διατηρώντας όμως τα ίδια ποιοτικά χαρακτηριστικά. Σημειώνεται ότι και τα τρία σημεία που εξετάστηκαν αντιστοιχούν σε σημεία λειτουργίας όπου μεγιστοποιείται ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης του δρομέα.



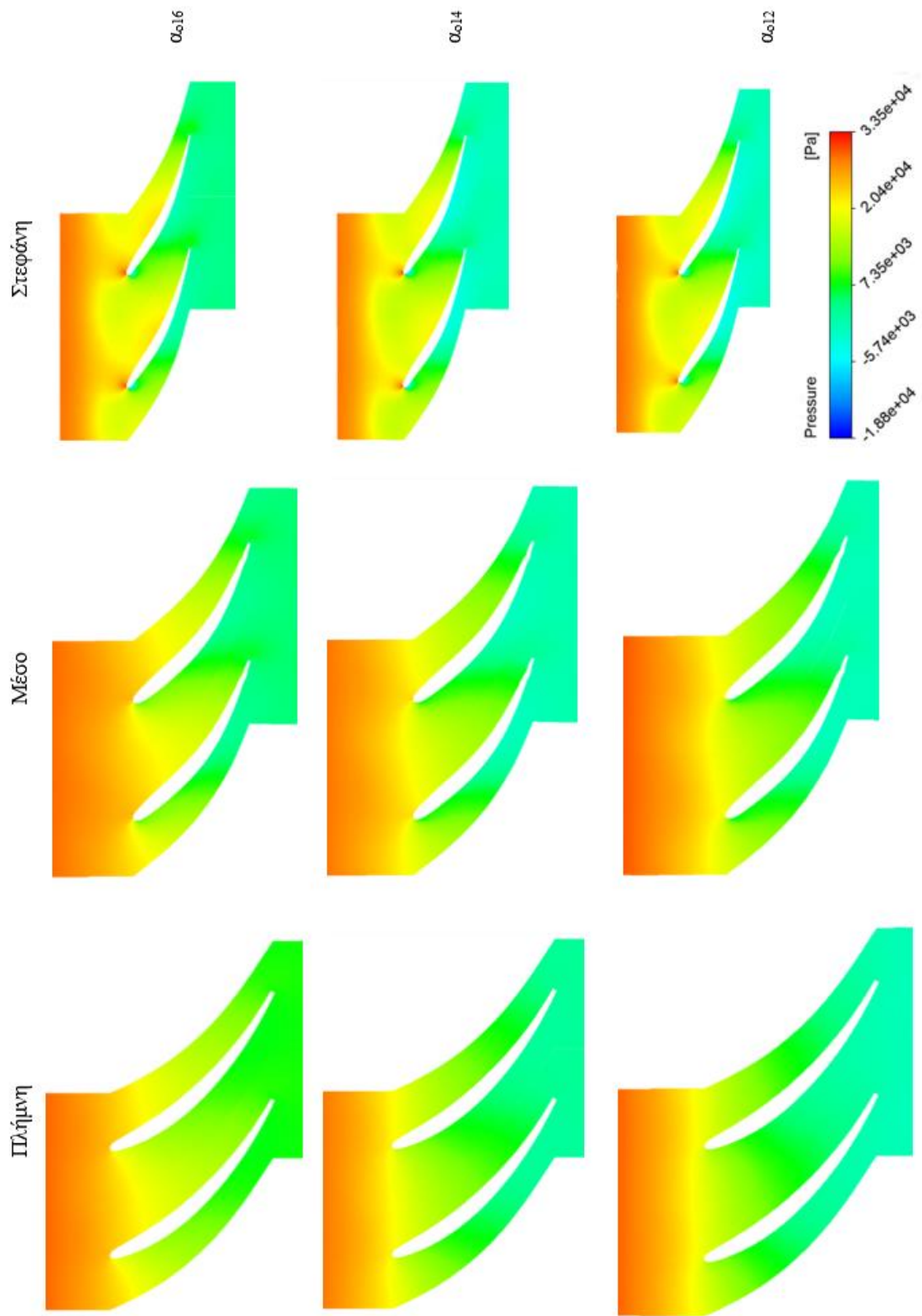
Εικόνα 5.16. Κατανομή ταχυτήτων στην έξοδο του υδροστροβίλου για τρία σημεία λειτουργίας με διαφορετικό άνοιγμα ρυθμιστικών περυγίων, σύμφωνα με τον Πίνακα 5.6 (περιφερειακή συνιστώσα: αριστερά, αξονική συνιστώσα: δεξιά).

Στις Εικόνες 5.17-5.19 συνοψίζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων στα παραπάνω σημεία λειτουργίας. Συγκεκριμένα, στην Εικόνα 5.17 παρουσιάζεται η κατανομή πιέσεων μεταξύ των περυγίων στην πλήμνη, στο μέσο του περυγίου και στη στεφάνη, για τα τρία ανοίγματα των ρυθμιστικών περυγίων. Σε όλες τις περιπτώσεις, οι πιέσεις κατανέμονται ομοιόμορφα από τη στεφάνη ως την πλήμνη, με την εμφάνιση δύο περιοχών χαμηλής πίεσης: (i) μία στην ακμή εισόδου του περυγίου στην περιοχή της στεφάνης και (ii) μία που εντοπίζεται προς την έξοδο των περυγίων, περίπου στο 60% του μήκους στην πλευρά υποπίεσης. Από την εικόνα αυτή, παρατηρούμε ότι οι χαμηλότερες τιμές πιέσεων εμφανίζονται για μικρότερα ανοίγματα των ρυθμιστικών περυγίων.

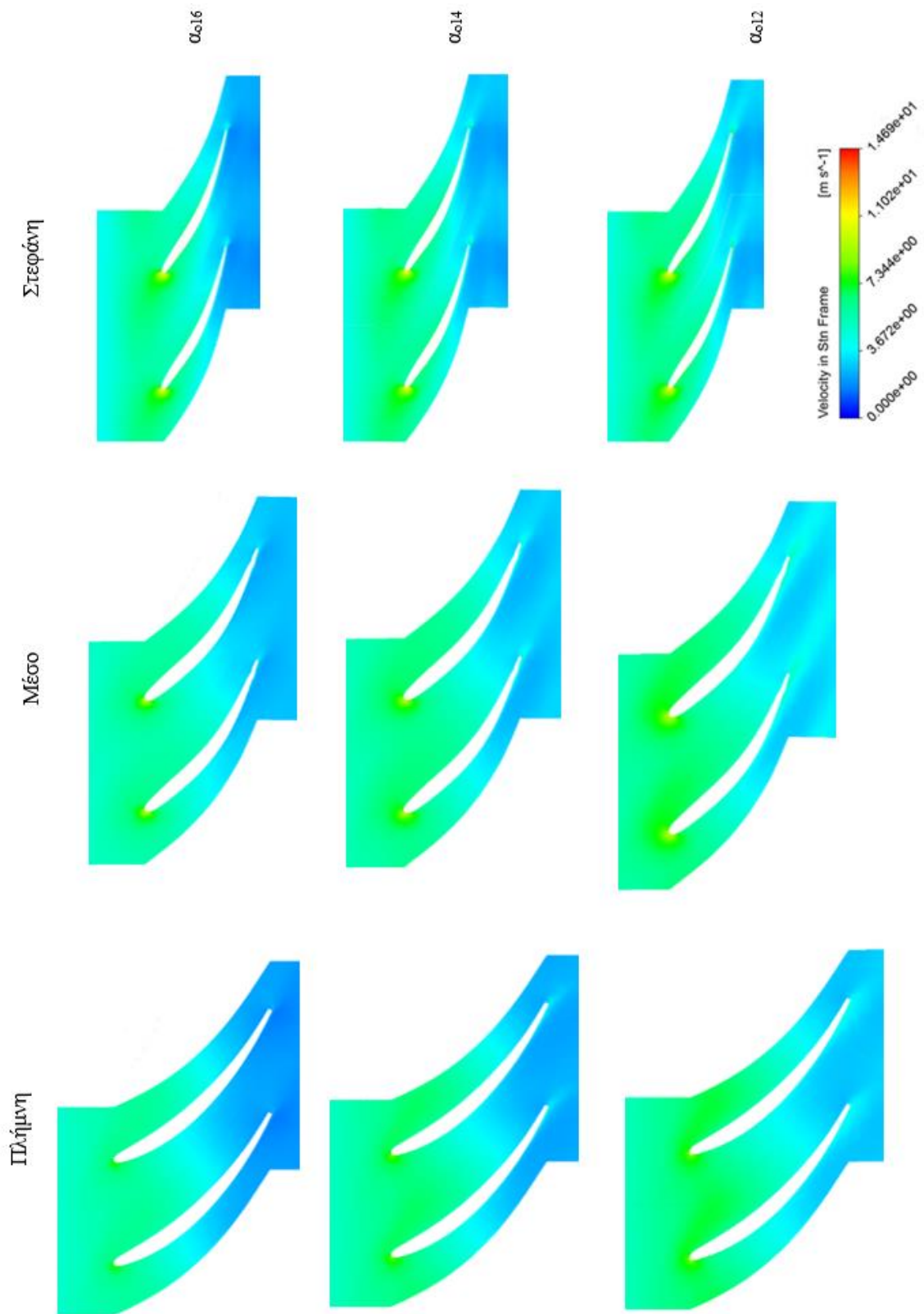
Αντίστοιχα στην Εικόνα 5.18 παρουσιάζεται η απόλυτη ταχύτητα μεταξύ των περυγίων και στην Εικόνα 5.19 οι γραμμές ροής χρωματισμένες ως προς την σχετική ταχύτητα. Ομοίως με το πεδίο πιέσεων, το πεδίο ταχυτήτων παρουσιάζει ομοιόμορφη κατανομή με σταδιακή επιβράδυνση της ροής από την είσοδο έως στην έξοδο του δρομέα. Παράλληλα, εμφανίζεται ένα σημείο μεγιστοποίησης της ταχύτητας στο σημείο ανακοπής στην ακμή εισόδου του περυγίου, ενώ στην έξοδο παρατηρείται η επίδραση του ομόρρου όπου εμφανίζεται περιοχή χαμηλών ταχυτήτων κατάντη των περυγίων. Η επίδραση αυτή παρατηρείται εντονότερη στην περίπτωση των μικρότερων ανοιγμάτων των ρυθμιστικών περυγίων για μικρότερες παροχές. Εξετάζοντας τις γραμμές ροής στην Εικόνα 5.19, παρατηρούμε ότι στην περιοχή της στεφάνης, όπου αναπτύσσονται και οι μεγαλύτερες ταχύτητες, η ροή είναι πλήρως ευθυγραμμισμένη με τη γεωμετρία του περυγίου, για όλα τα ανοίγματα. Αντίθετα, με κατεύθυνση προς την πλήμνη, παρατηρούμε ότι σταδιακά η ροή εισέρχεται με κρούση δημιουργώντας μία περιοχή ανομοιομορφίας της ροής στην περιοχή πίεσης του περυγίου. Ωστόσο, η απόκλιση αυτή της κλίσης της ροής από την κλίση του περυγίου δεν είναι αρκετή για να οδηγήσει

στην αποκόλληση της ροής στην είσοδο και τη δημιουργία ζώνης ανακυκλοφορίας που μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική πτώση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης του δρομέα, αλλά έχει μικρή επίδραση στην αναπτυσσόμενη πίεση στην περιοχή αυτή στη πλευρά υποπίεσης του πτερυγίου. Επίσης, για το μικρότερο άνοιγμα και την ελάχιστη παροχή αντίστοιχα, στην περιοχή της πλήμνης στην έξοδο του πτερυγίου παρατηρείται μία τέτοια ζώνη ανακυκλοφορίας, που ξεκινάει περίπου στο 90% του μεσημβρινού μήκους. Καθώς όμως εντοπίζεται στην ακμή εξόδου και καταλαμβάνει μικρό τμήμα του πτερυγίου, η επίδραση της στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης του δρομέα είναι περιορισμένη.

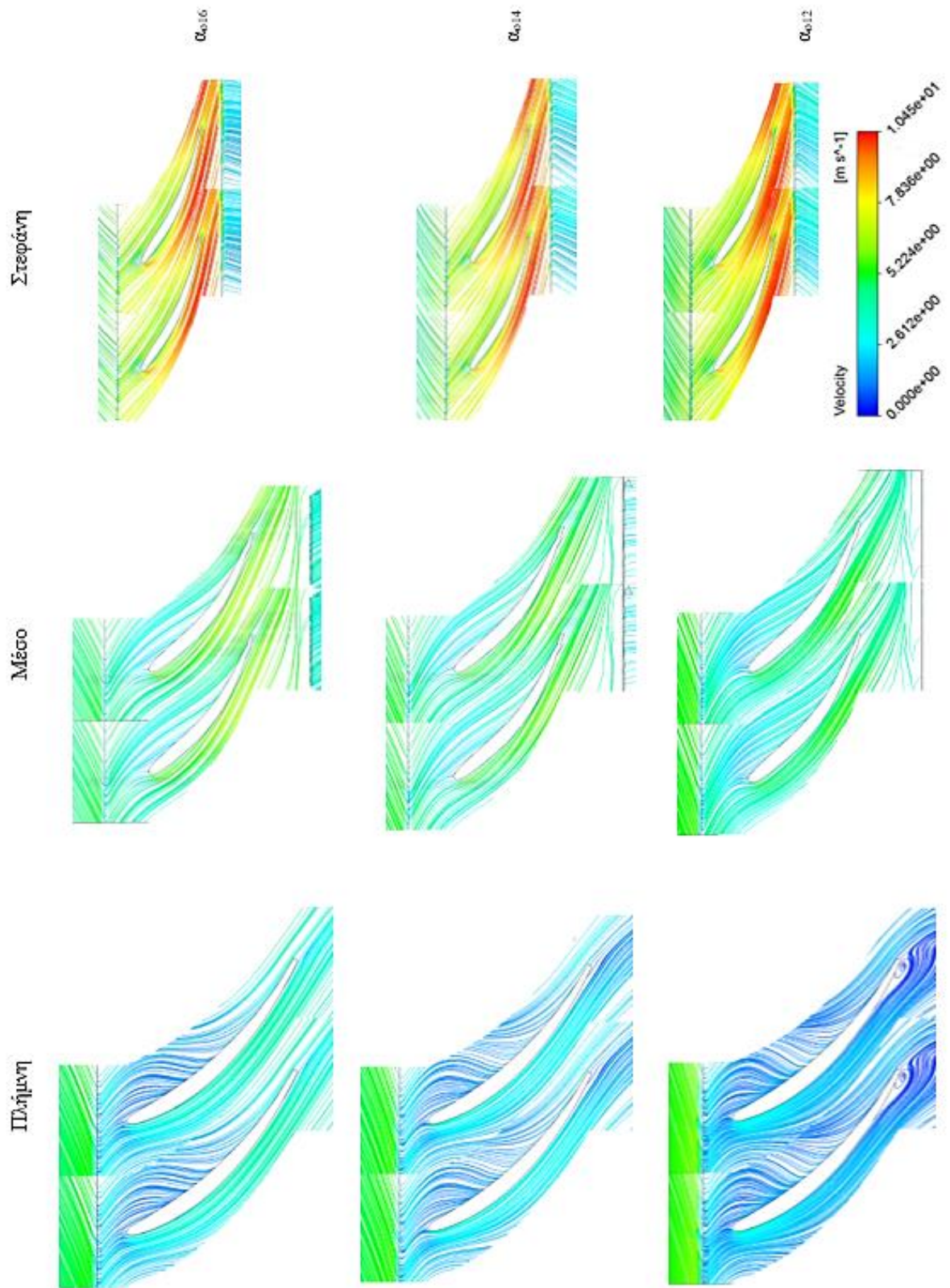
Στη συνέχεια, στις Εικόνες 5.20-5.23 παρουσιάζονται η κατανομές πιέσεων στις πλευρές πίεσης και υποπίεσης του πτερυγίου για τα τρία διαφορετικά ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων. Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, στην πλευρά υποπίεσης παρατηρούνται δύο περιοχές χαμηλών πιέσεων στην ακμή εισόδου και στην περιοχή της πλήμνης στην περιοχή εξόδου. Και στις δυο περιπτώσεις, η πίεση είναι δυνατό να μειωθεί σημαντικά και σχετίζεται με την εμφάνιση υποπιέσεων και την ανάπτυξη του φαινομένου της σπηλαίωσης οδηγώντας σε φθορά των πτερυγίων. Οι περιοχές αυτές είναι χαρακτηριστικές περιοχές που συναντώνται φθορές σπηλαίωσης σε υδροστροβίλους υψηλού ειδικού αριθμού στροφών. Η περιοχή χαμηλής πίεσης στην ακμή εισόδου στη στεφάνη είναι αποτέλεσμα των υψηλών ταχυτήτων που εμφανίζονται στην περιοχή και στην έντονη καμπυλότητα και αλλαγή διεύθυνσης της ροής καθώς μεταβαίνει από ακτινική σε αξονική. Αντίστοιχα, στην περιοχή της στεφάνης και προσεγγίζοντας την έξοδο του δρομέα, η σχετική ταχύτητα αυξάνεται ενώ παράλληλα εμφανίζονται χαμηλές πιέσεις, οι οποίες είναι εντονότερες καθώς μειώνεται το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων.



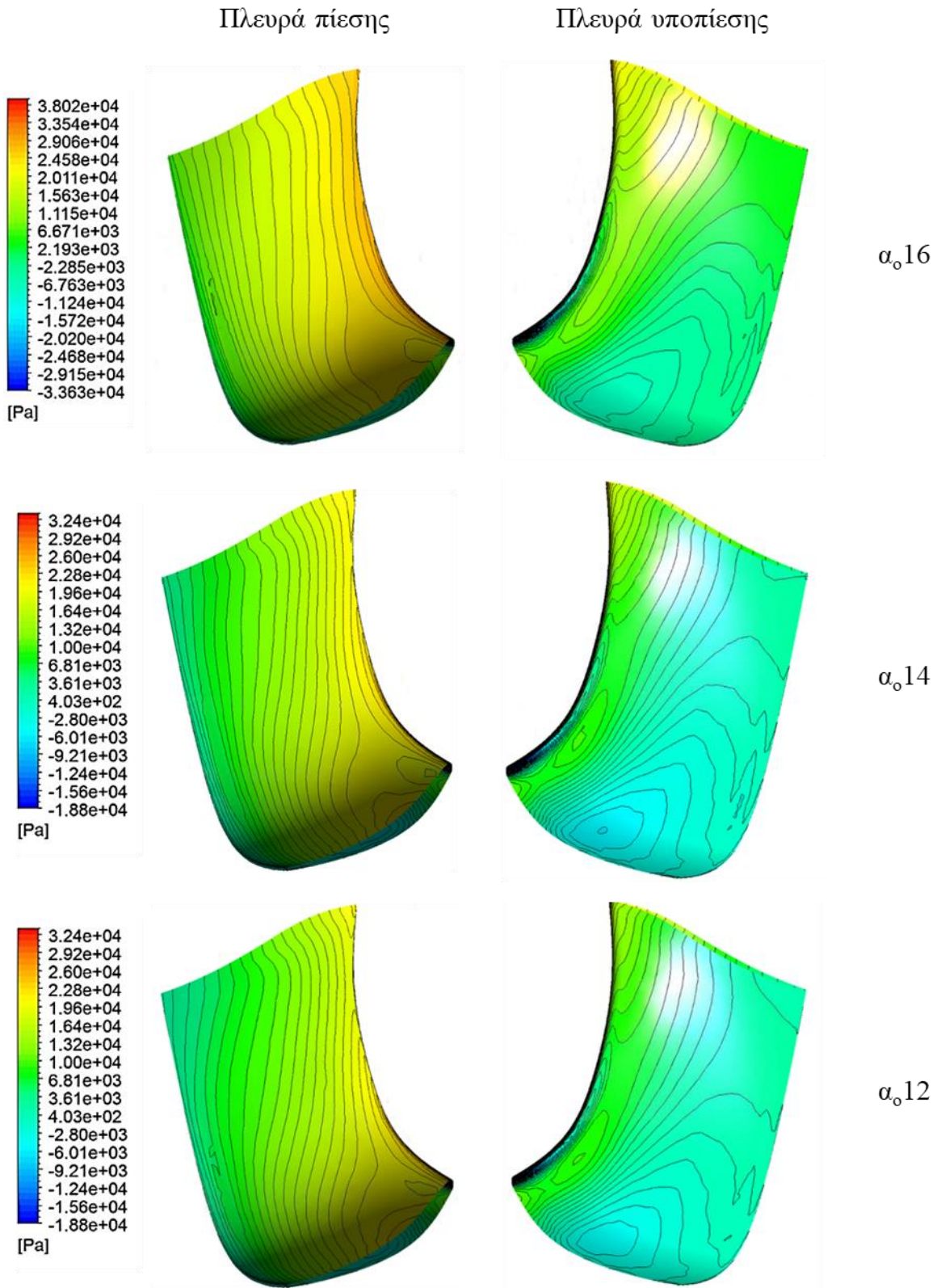
Εικόνα 5.17. Κατανομή πιέσεων μεταξύ των περυγίων του δρομέα σε τρεις θέσεις μεταξύ πλήμνης και στεφάνης κατά το πλάτος του περυγίου για διαφορετικά ανοίγματα ρυθμιστικών περυγίων.



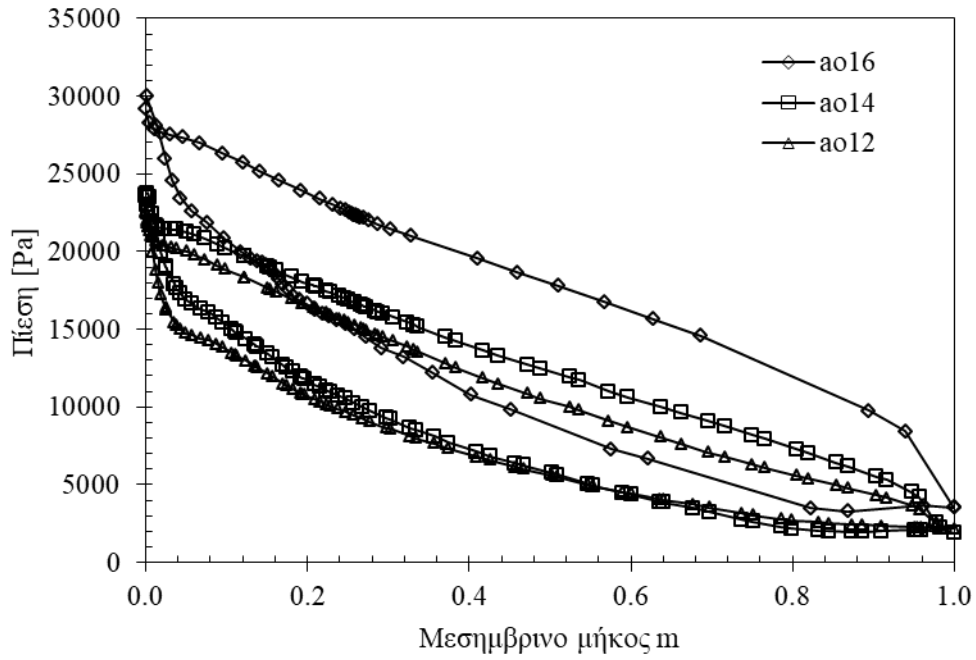
Εικόνα 5.18. Κατανομή ταχυτήτων μεταξύ των πτερυγίων του δρομέα σε τρεις θέσεις μεταξύ πλήμνης και στεφάνης κατά το πλάτος του πτερυγίου για διαφορετικά ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων.



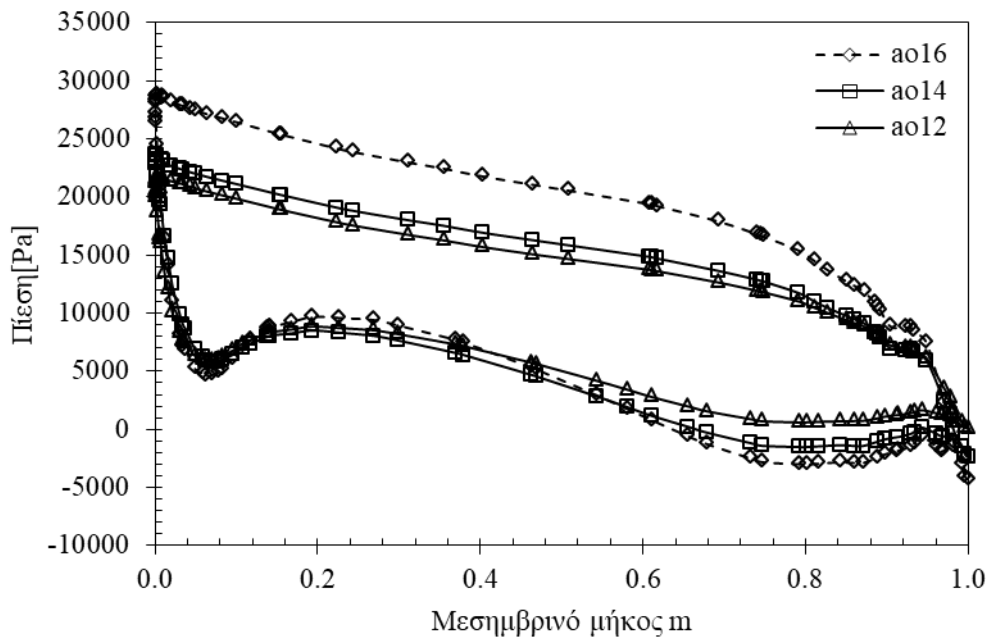
Εικόνα 5.19. Γραμμές ροής μεταξύ των πτερυγίων του δρομέα σε τρεις θέσεις μεταξύ πλήμνης και στεφάνης κατά το πλάτος του πτερυγίου για διαφορετικά ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων.



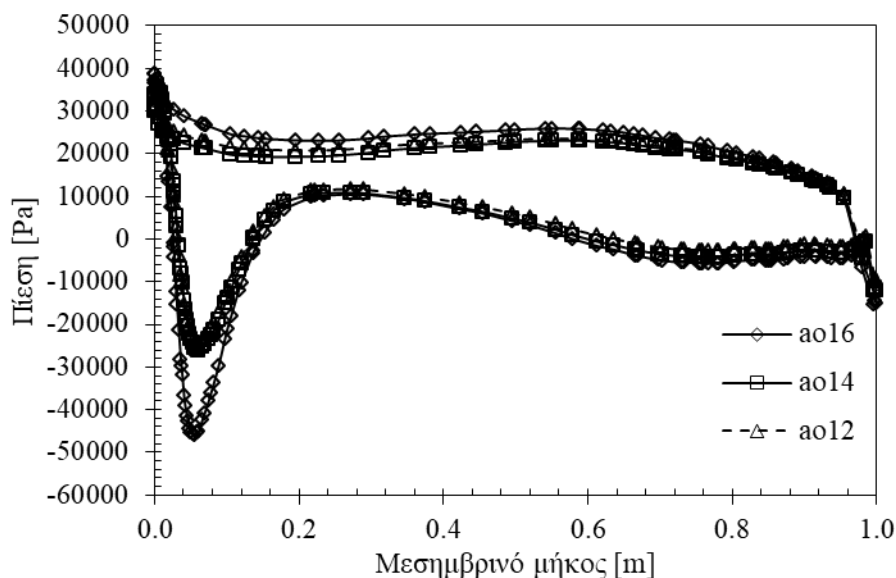
Εικόνα 5.20. Κατανομή πιέσεων στην πλευρά πίεσης και υποπίεσης του πτερυγίου για διαφορετικά ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων.



Εικόνα 5.21. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος της πλήμνης για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν.

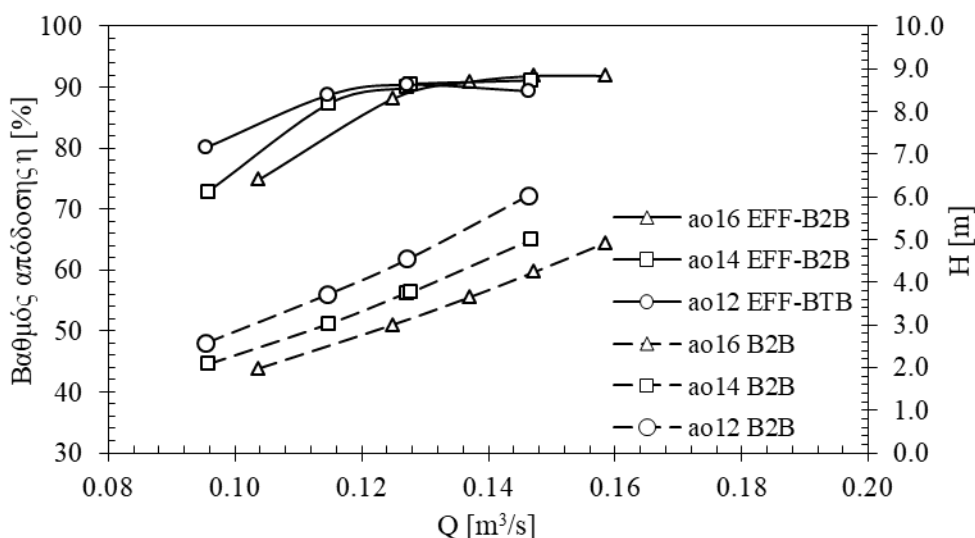


Εικόνα 5.22. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος του μέσου του πτερυγίου για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν.



Εικόνα 5.23. Κατανομή πιέσεων στην επιφάνεια του πτερυγίου κατά μήκος της στεφάνης για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν.

Τέλος, οι προσομοιώσεις στα συγκεκριμένα ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων επεκτείνονται σε ένα εύρος παροχών για την μερική χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας του δρομέα μέσω του περιοδικού μοντέλου. Για το σκοπό αυτό, για δεδομένη κλίση του τριγώνου ταχύτητας στην είσοδο του υπολογιστικού χωρίου, αυξάνεται τόσο η ακτινική όσο και η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας που επιβάλλεται ως οριακή συνθήκη στην είσοδο για ένα εύρος τιμών. Με την αύξηση της παροχής, αυξάνει και το υδραυλικό ύψος, ενώ παράλληλα αυξάνει και ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης μέχρι την επίτευξη της μέγιστης τιμής για διαφορετική τιμή της παροχής κάθε φορά. Για δεδομένη κλίση στην είσοδο, ο βαθμός απόδοσης είναι χαμηλότερος για χαμηλές παροχές, ενώ παρατηρείται περίπου σταθερός με την αύξηση της παροχής. Η συμπεριφορά αυτή είναι εντονότερη για μεγαλύτερες τιμές του ανοίγματος, όπου μάλιστα παρατηρείται ότι η μέγιστη τιμή στην περίπτωση του μεγαλύτερου ανοίγματος επιτυγχάνεται για μεγαλύτερες τιμές της παροχής από τις αναμενόμενες. Αυτό συμβαίνει καθώς οι συγκεκριμένες προσομοιώσεις εξετάζουν μόνο την ροή από πτερύγιο σε πτερύγιο του δρομέα, ενώ όλα τα υπόλοιπα τμήματα της μηχανής δεν λαμβάνονται υπόψη με αποτέλεσμα οι υπόλοιπες απώλειες να αμελούνται. Στους υδροστροβίλους, και ειδικότερα σε αυτούς υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, ανάλογα με το σημείο λειτουργίας η συνεισφορά του αγωγού απαγωγής στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης και στην ανάπτυξη των συνολικών απωλειών, μπορεί να γίνει ιδιαίτερα σημαντική. Σύμφωνα με τα παραπάνω, στην παρούσα εφαρμογή με την αύξηση της παροχής πέρα από κάποιο σημείο, αναμένεται η αύξηση των απωλειών στον αγωγό απαγωγής και η μεγαλύτερη πτώση του συνολικού βαθμού απόδοσης. Τα παραπάνω θα γίνουν εμφανή με τις προσομοιώσεις στο πλήρες μοντέλο του υδροστροβίλου και τη σύγκριση των χαρακτηριστικών καμπύλων με τις αντίστοιχες του περιοδικού μοντέλου.

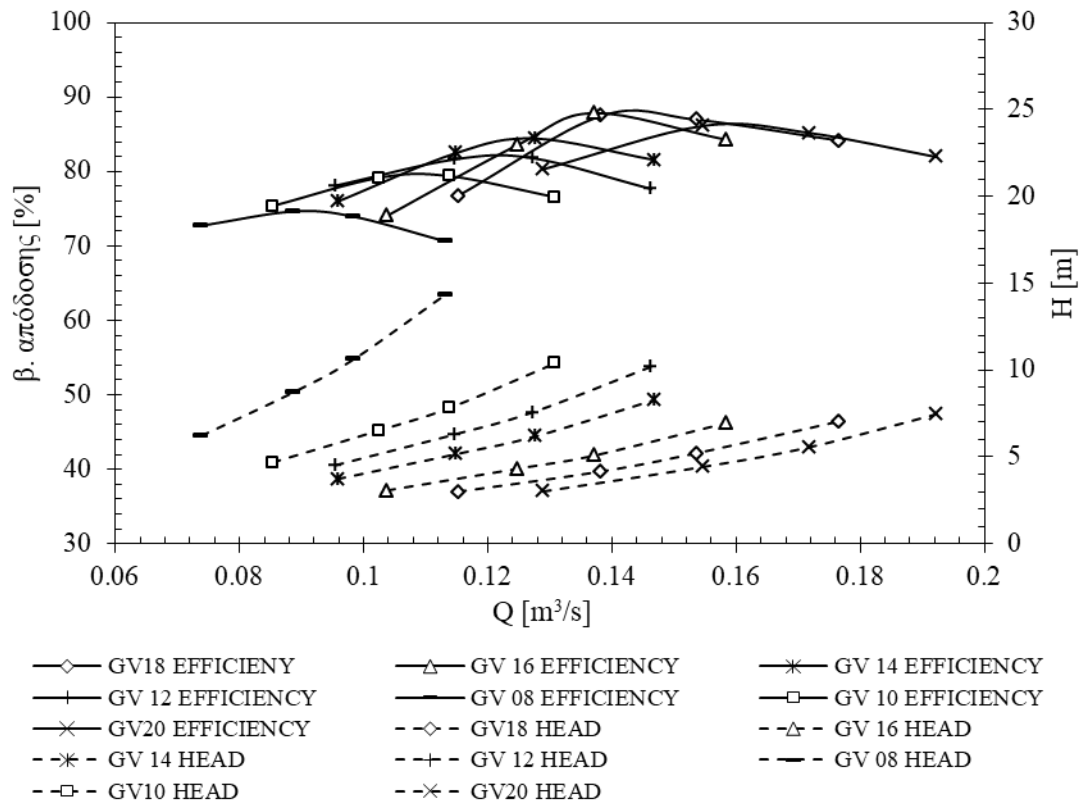


Εικόνα 5.24. Αριθμητικές χαρακτηριστικές καμπύλες του δρομέα του υδροστροβίλου στο περιοδικό μοντέλο.

5.14.6. Αριθμητικά αποτελέσματα πλήρους μοντέλου

5.14.6.1. Αποτελέσματα προσομοιώσεων

Τα αριθμητικά αποτελέσματα στο πλήρες μοντέλο του υδροστροβίλου παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.25 ενώ παράλληλα συνοψίζονται και στον Πίνακα 5.8. Ποιοτικά, οι αριθμητικές καμπύλες παρουσιάζουν τα αναμενόμενα χαρακτηριστικά με τον μέγιστο βαθμό απόδοσης να εμφανίζεται στο άνοιγμα ρυθμιστικών περυγίων a_{o16} , προσεγγίζοντας την τιμή $\eta_{BEP} = 88\%$. Στο σημείο αυτό η παροχή ισούται με $Q_{BEP} = 0.1371 \text{ m}^3/\text{s}$ και το υδραυλικό ύψος $H_{BEP} = 5.08 \text{ m}$. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, για την χάραξη των καμπυλών επιλέχθηκε η ταχύτητα περιστροφής του υδροστροβίλου και ένα εύρος ανοιγμάτων ρυθμιστικών περυγίων μεταξύ της κλειστής και της πλήρως ανοιχτής θέσης. Θέτοντας σταθερό το άνοιγμα a_o , μεταβάλλεται διαδοχικά η παροχή μέσω του υδροστροβίλου από την οποία προκύπτει το υδραυλικό ύψος στο οποίο αντιστοιχεί. Για κάθε ένα άνοιγμα ρυθμιστικών περυγίων προσομοιώνεται ένα εύρος παροχών από $75\% Q_{nom,i}$ ως $115\% Q_{nom,i}$, όπου $Q_{nom,i}$ η παροχή για την οποία μεγιστοποιείται ο βαθμός απόδοσης για το συγκεκριμένο άνοιγμα. Από την Εικόνα 5.25 παρατηρούμε ότι για μικρότερα ανοίγματα, κατά μήκος μιας καμπύλης σταθερού a_o , το υδραυλικό ύψος αυξάνεται απότομα με την αύξηση της παροχής, ενώ ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει παρόμοιες κλίσεις εκατέρωθεν του σημείου μεγιστοποίησης του. Με την αύξηση του ανοίγματος, η κλίση των εκάστοτε καμπυλών αυξάνεται ανάντη του σημείου μέγιστου βαθμού απόδοσης, ενώ αντίθετα μειώνεται κατόντη. Αντιστοίχως, οι καμπύλες ύψους-παροχής παρουσιάζουν σταδιακά μειούμενη κλίση, προσεγγίζοντας μία οριακή καμπύλη ‘κορεσμού’, από την οποία με περαιτέρω αύξηση του ανοίγματος και για δεδομένο υδραυλικό ύψος, η παροχή θα βαίνει μειούμενη.



Εικόνα 5.25. Αριθμητικές χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας υδροστροβίλου στο πλήρες μοντέλο.

Με το κλείσιμο των ρυθμιστικών πτερυγίων, μειώνεται το διάκενο μεταξύ τους και στραγγαλίζεται η ροή με αποτέλεσμα να απαιτείται η ανάπτυξη υψηλότερων πιέσεων για τη διακίνηση δεδομένης παροχής. Παράλληλα, για μικρότερες τιμές των ανοιγμάτων για δεδομένο ύψος και παροχή, οι ταχύτητες που αναπτύσσονται είναι υψηλότερες με αποτέλεσμα την αύξηση των υδραυλικών απωλειών. Ένα πλεονέκτημα των αριθμητικών προσομοιώσεων στο πλήρες μοντέλο αποτελεί η δυνατότητα ανάλυσης σε βάθος των απωλειών στα επιμέρους τμήματα της μηχανής, επιτρέποντας την κατανόηση της συμπεριφορά της μηχανής υπό διαφορετικά σημεία λειτουργίας και τη συσχέτιση των μακροσκοπικών χαρακτηριστικών της μηχανής με τα χαρακτηριστικά της ροής. Για τη μελέτη κατανομής των απωλειών στα επιμέρους τμήματα του υδροστροβίλου χρησιμοποιούνται οι παρακάτω εξισώσεις:

$$P_{l,sp} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{l,sp} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \left(\frac{p_{in,sp}^t - p_{out,sp}^t}{\rho \cdot g} \right)$$

$$P_{l,gv} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{l,gv} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \left(\frac{p_{in,gv}^t - p_{out,gv}^t}{\rho \cdot g} \right)$$

$$P_{l,r} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{l,r} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \left(\frac{p_{in,r}^t - p_{out,r}^t}{\rho \cdot g} - \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q} \right)$$

$$P_{l,dt} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{l,dt} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \left(\frac{p_{in,dt}^t - p_{out,dt}^t}{\rho \cdot g} \right)$$

όπου:

- $P_{l,sp}$ οι απώλειες ισχύος στο σπειροειδές κέλυφος,
- $P_{l,gv}$, οι απώλειες ισχύος στον διανομέα,
- $P_{l,r}$ οι απώλειες ισχύος στον δρομέα,
- $P_{l,dt}$, οι απώλειες ισχύος στον αγωγό απαγωγής και
- $p_{in,r}^t$ η ολική πίεση στην είσοδο ή έξοδο του εκάστοτε τμήματος.

Πίνακας 5.8. Αριθμητικά αποτελέσματα προσομοιώσεων πλήρους μοντέλου για διάφορα ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων και παροχών.

Παράμετρος	α ₀₈				α ₀₁₀			
	P1	P2	P3	P4	P1	P2	P3	P4
Q	0.074	0.089	0.098	0.113	0.085	0.102	0.114	0.131
H [m]	6.2	8.7	10.6	14.3	4.7	6.5	7.8	10.4
M [Nm]	41.5	71.7	96.4	142.9	37.5	65.8	87.9	129.7
η [%]	72.72	74.63	73.95	70.62	75.38	79.15	79.40	76.57
Φ [-]	0.13	0.16	0.17	0.20	0.15	0.18	0.20	0.23
Ψ [-]	1.13	1.59	1.94	2.62	0.85	1.19	1.42	1.89

Παράμετρος	α ₀₁₂				α ₀₁₄			
	P1	P2	P3	P4	P1	P2	P3	P4
Q	0.095	0.115	0.127	0.146	0.095	0.115	0.127	0.146
H [m]	4.5	6.3	7.6	10.2	4.5	6.3	7.6	10.2
M [Nm]	42.0	73.4	98.1	144.3	42.0	73.4	98.1	144.3
η [%]	78.11	81.63	81.81	77.66	78.11	81.63	81.81	77.66
Φ [-]	0.17	0.20	0.22	0.26	0.17	0.20	0.22	0.26
Ψ [-]	0.82	1.15	1.38	1.86	0.82	1.15	1.38	1.86

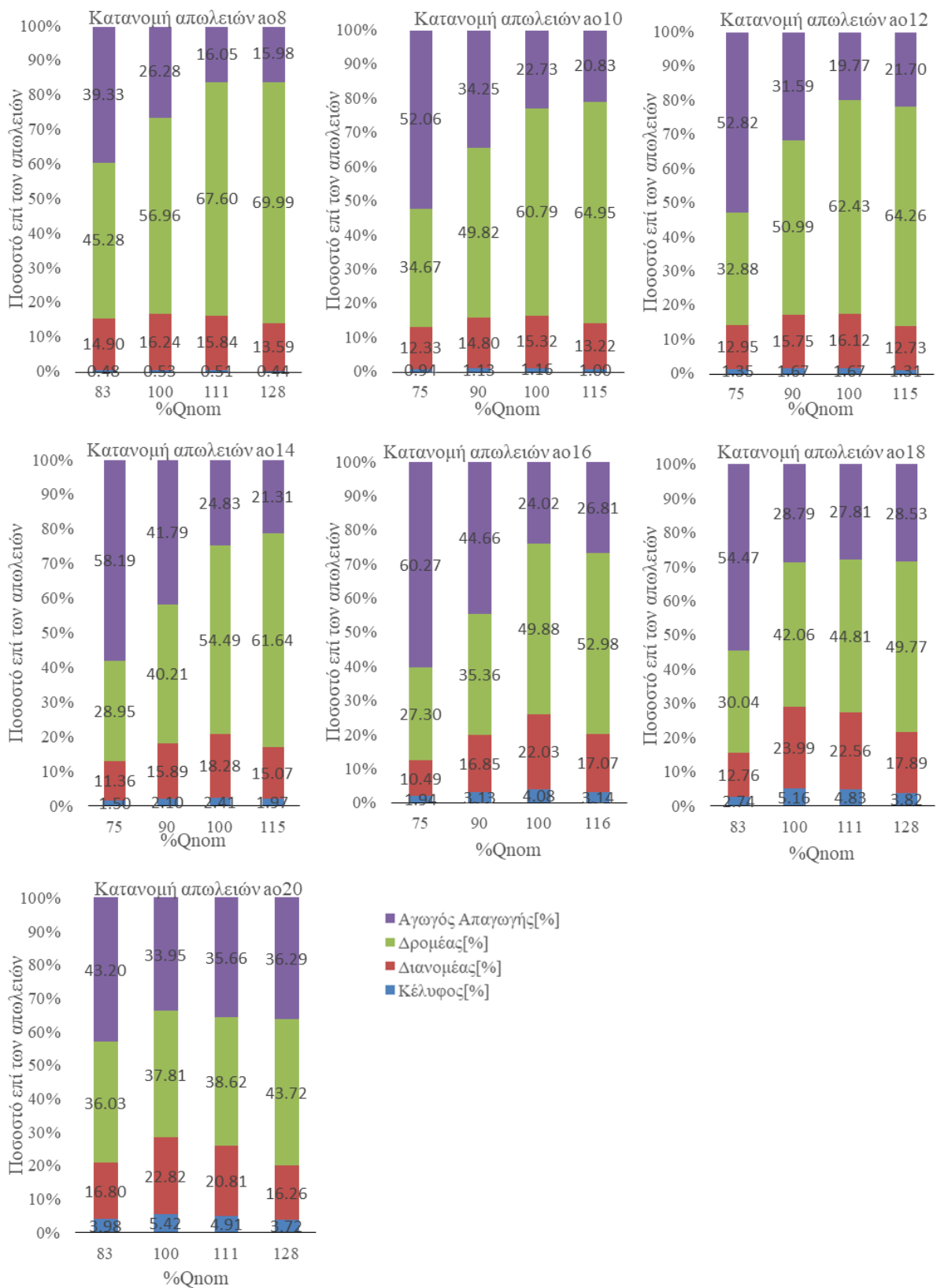
Παράμετρος	a ₀₁₆				a ₀₁₈			
	P1	P2	P3	P4	P1	P2	P3	P4
Q	0.104	0.125	0.137	0.158	0.115	0.138	0.154	0.177
H [m]	3.07	4.33	5.08	6.95	3.00	4.16	5.22	7.05
M [Nm]	29.45	56.29	76.21	115.65	33.03	62.76	86.87	130.60
η [%]	74.07	83.60	87.85	84.26	76.73	87.46	87.25	84.17
Φ [-]	0.18	0.22	0.24	0.28	0.18	0.22	0.24	0.28
Ψ [-]	0.56	0.79	0.93	1.27	0.56	0.79	0.93	1.27

Παράμετρος	a ₀₂₀			
	P1	P2	P3	P4
Q	0.129	0.155	0.172	0.192
H [m]	3.01	4.43	5.56	7.46
M [Nm]	38.8	73.5	101.5	146.5
η [%]	80.30	86.13	85.18	81.95
Φ [-]	0.23	0.27	0.30	0.34
Ψ [-]	0.55	0.81	1.01	1.36

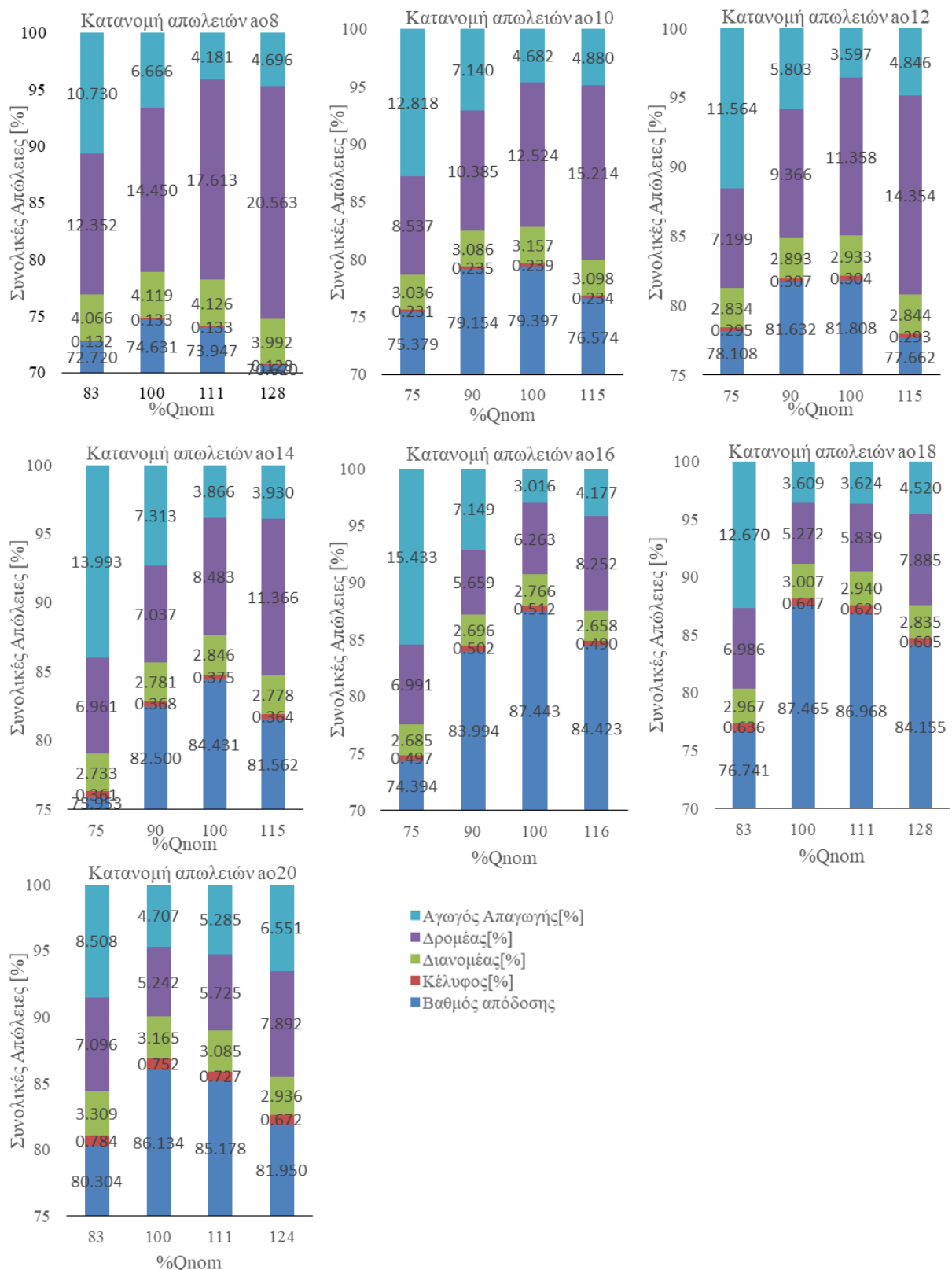
Χρησιμοποιώντας τα δεδομένα των προσομοιώσεων για κάθε άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων και παροχή, είναι δυνατό να προσδιοριστεί η κατανομή των απωλειών για όλα τα σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν. Στις Εικόνες 5.26-5.27 παρουσιάζονται οι εν λόγω κατανομές απωλειών, τόσο αθροιστικά όσο και ως ποσοστά επί των συνολικών απωλειών. Από τις εικόνες αυτές παρατηρούμε ότι για όλα τα σημεία λειτουργίας, ο αγωγός απαγωγής και ο δρομέας έχουν τη σημαντικότερη συνεισφορά στις συνολικές υδραυλικές απώλειες του υδροστροβίλου. Επιπροσθέτως, παρατηρούμε ότι για δεδομένο άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων, οι απώλειες στον αγωγό απαγωγής καταλαμβάνουν μεγαλύτερο ποσοστό, το οποίο μειώνεται και σταθεροποιείται με την αύξηση της παροχής. Τα μικρότερα ποσοστά εμφανίζονται στα μικρότερα ανοίγματα με τιμές από 40% για μικρότερες παροχές ως 16% για τις μεγαλύτερες παροχές. Τα αντίστοιχα ποσοστά αυξάνουν με την αύξηση των ανοιγμάτων και των διακινούμενων παροχών, φτάνοντας ως και το 60% των συνολικών απωλειών στην περίπτωση του ανοίγματος a₀₁₆. Οι απώλειες στο σπειροειδές κέλυφος αντιστοιχούν σε μικρό ποσοστό των συνολικών απωλειών και κυμαίνονται από 0.5% για τα μικρότερα ανοίγματα και παροχές ως και 5.4%

για τα μεγαλύτερα, είναι δηλαδή αυξανόμενη συνάρτηση της παροχής και των ταχυτήτων ροής και αντιστοιχούν σε απώλειες τριβών, ενώ σε απόλυτο μέγεθος ανέρχονται σε 0.3% ως και 0.7% για τις υψηλότερες παροχές. Οι απώλειες στα ρυθμιστικά πτερύγια, σε απόλυτο μέγεθος παρατηρείται ότι κυμαίνονται μεταξύ 2.5 - 5% που αντιστοιχούν σε ποσοστά από ~ 12% ως 25% των συνολικών απωλειών. Παράλληλα, οι ελάχιστες απώλειες εμφανίζονται στα ανοίγματα κοντά στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας (a_{016} και a_{018}), ενώ τα μεγαλύτερα ποσοστά συνεισφοράς παρατηρούνται σε σημεία λειτουργίας με υψηλό συνολικά βαθμό απόδοσης. Εξάλλου η επιλογή των παραμέτρων σχεδιασμού που καθορίζουν τη μορφή των πτερυγίων γίνεται με γνώμονα το κανονικό σημείο λειτουργίας, στοχεύοντας στην συνολική ελαχιστοποίηση των απωλειών στο σημείο σχεδιασμού.

Συνεπώς, συμπεραίνουμε ότι οι απώλειες στα ρυθμιστικά πτερύγια συνιστούν κυρίως απώλειες τριβών και δευτερευόντως σε απώλειες που οφείλονται στην συνεργασία των επιμέρους τμημάτων (συνεργασία οδηγητικών - ρυθμιστικών πτερυγίων και απώλειες κρούσης). Τέλος, οι μεγαλύτερες απώλειες λαμβάνουν χώρα στο δρομέα με ποσοστά που κυμαίνονται μεταξύ 30 - 65% των συνολικών απωλειών, με τα υψηλότερα ποσοστά να εμφανίζονται σε μεγαλύτερες παροχές. Από τα παραπάνω προκύπτει ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης εμφανίζεται σε σημεία λειτουργίας όπου όλα τα επιμέρους τμήματα παρουσιάζουν τη βέλτιστη συμπεριφορά καθώς και τη βέλτιστη μεταξύ τους συνεργασία. Η ανάλυση αυτή είναι ιδιαίτερα χρήσιμη για την μελέτη βελτίωσης των λειτουργικών χαρακτηριστικών σε ένα εύρος συνθηκών καθώς μπορεί να συμβάλλει στη διαμόρφωση κατάλληλων στόχων σχεδιασμού και μεταβλητών σχεδιασμού, και να επιδείξει τα τμήματα της μηχανής που θα πρέπει να τροποποιηθούν για την επίτευξη των στόχων στα επιθυμητά σημεία λειτουργίας.

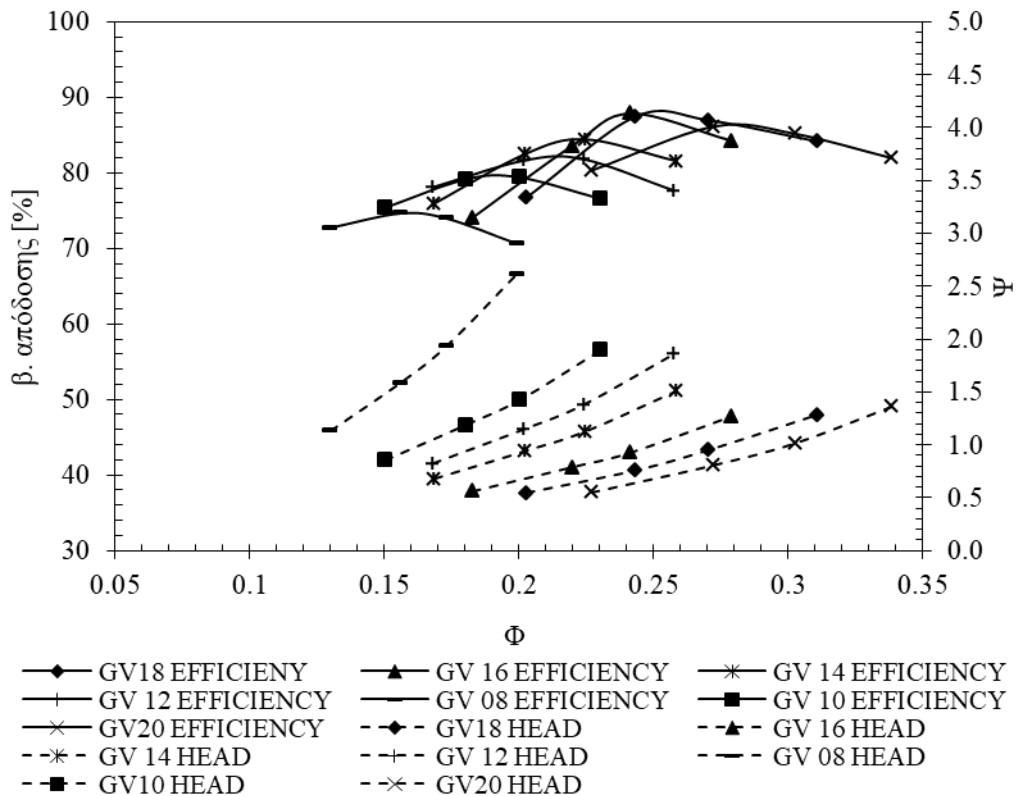


Εικόνα 5.26. Ανάλυση απωλειών στο μοντέλο υδροστροβίλου. Σε κάθε άνοιγμα παρατίθεται η κατανομή απωλειών ως ποσοστό των συνολικών απωλειών.



Εικόνα 5.27. Ανάλυση απωλειών στο μοντέλο υδροστροβίλου. Σε κάθε άνοιγμα παρατίθενται οι % απώλειες κάθε τμήματος.

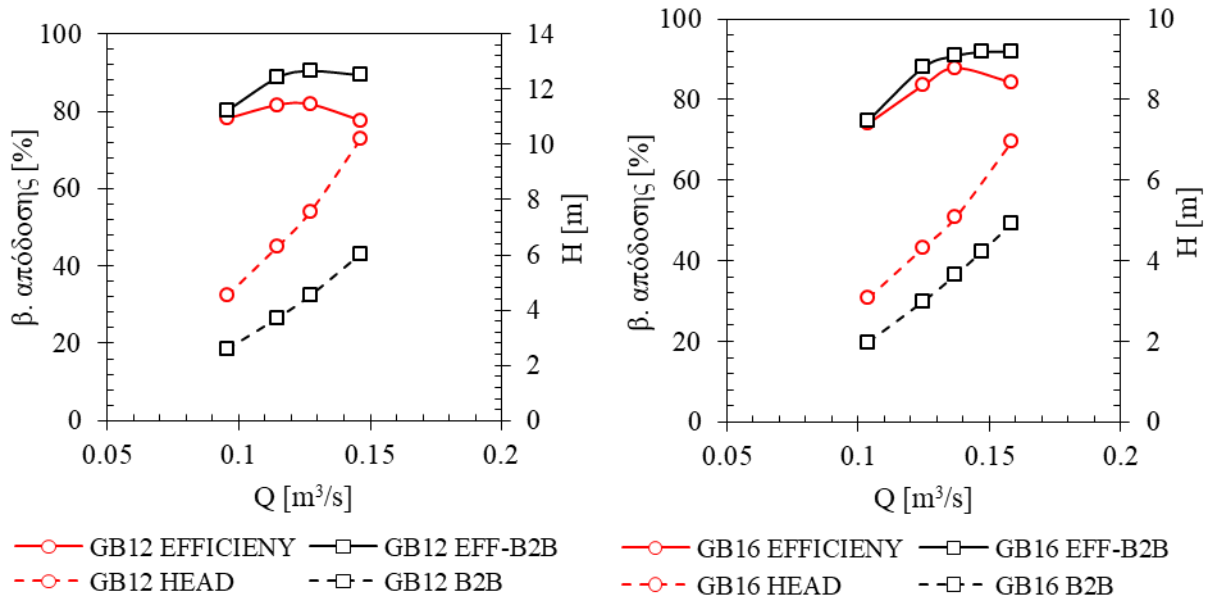
Στην Εικόνα 5.28 παρουσιάζονται οι αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες του υδροστροβίλου με τις οποίες είναι δυνατό να συσχετιστούν τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της μηχανής ανεξαρτήτως μεγέθους και ταχύτητας περιστροφής. Παρατηρούμε ότι το κανονικό σημείο λειτουργίας που προκύπτει από τα αριθμητικά αποτελέσματα, εμφανίζεται για $\Phi = 0.24$ και $\Psi = 0.93$ το οποίο αντιστοιχεί σε ειδικό αριθμό περιστροφής $n_0 = 0.52$.



Εικόνα 5.28. Αδιάστατες αριθμητικές χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας υδροστροβίλου στο πλήρες μοντέλο.

Τέλος στην Εικόνα 5.29 συγκρίνονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες του πλήρους μοντέλου με τις αντίστοιχες του περιοδικού μοντέλου. Παρατηρούμε ότι μεταξύ των δύο προσεγγίσεων, εμφανίζεται σημαντική διαφοροποίηση τόσο στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης όσο και στο υδραυλικό ύψος της μηχανής. Παράλληλα, οι διαφορές αυξάνουν με την αύξηση της παροχής για συγκεκριμένο άνοιγμα και είναι εντονότερες για τις μικρότερες τιμές ανοίγματος. Πιο συγκεκριμένα, για την περίπτωση a_{010} , η διαφορά στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης είναι πολύ μικρή και σχεδόν ταυτόσημη με το βαθμό απόδοσης του πλήρους μοντέλου, ενώ το υδραυλικό ύψος είναι σημαντικά χαμηλότερο (-50%). Καθώς στο περιοδικό μοντέλο τα υπόλοιπα μέρη της μηχανής δεν συμπεριλαμβάνονται στην ανάλυση, δεν λαμβάνεται υπόψη και η απαιτούμενη για τη διακίνηση της παροχής διαφορά πίεσης, η οποία γίνεται αναλογικά μεγαλύτερη στην περίπτωση των μικρότερων ανοιγμάτων όπου η ροή στραγγαλίζεται. Με την αύξηση της παροχής, παρατηρούμε ότι στην περίπτωση του περιοδικού μοντέλου, ο βαθμός απόδοσης δεν παρουσιάζει πτώση, ενώ στο σημείο της μέγιστης παροχής μεταξύ των δύο μοντέλων

παρατηρείται μία διαφορά 11.7%. Αντίθετα, στην περίπτωση του ανοίγματος a_{016} , η διαφορά αυτή ανέρχεται σε 7.5%. Η διαφοροποίηση αυτή οφείλεται, στο συνδυασμό των απωλειών του αγωγού απαγωγής και στον στραγγαλισμό τη ροής στα οδηγητικά πτερύγια όπου στην περίπτωση του μικρότερου ανοίγματος έχει μεγαλύτερη επίπτωση στο βαθμό απόδοσης.

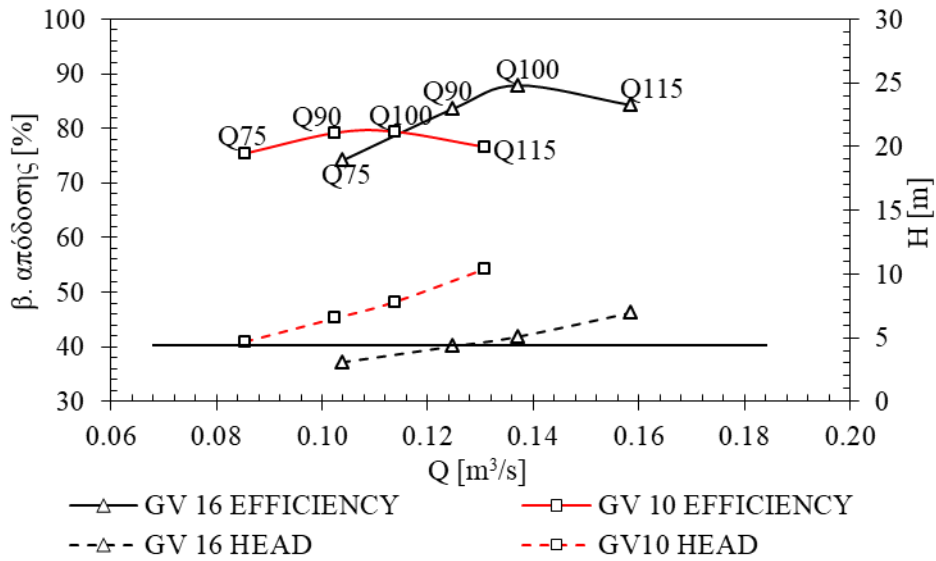


Εικόνα 5.29. Σύγκριση χαρακτηριστικών καμπύλων πλήρους μοντέλου και περιοδικού μοντέλου για τα ανοίγματα a_{010} και a_{016} .

5.14.6.2. Οπτικοποίηση της ροής στο πλήρες αριθμητικό μοντέλο

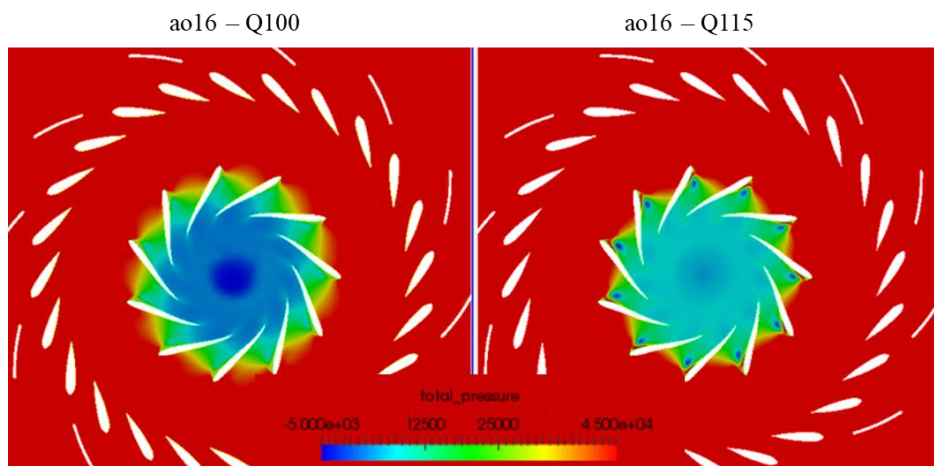
Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, με τη μοντελοποίηση της ροής σε ολόκληρη τη μηχανή είναι δυνατό να αναλυθεί η λειτουργία του υδροστροβίλου και να συσχετιστεί το πεδίο ροής με τα μακροσκοπικά χαρακτηριστικά του σε πλήθος διαφορετικών σημείων λειτουργίας. Όπως φάνηκε στο Κεφάλαιο 3, τα αριθμητικά αποτελέσματα έρχονται σε ικανοποιητική συμφωνία καθώς το σημείο λειτουργία προσεγγίζει το σημείο μέγιστου βαθμού απόδοσης, τόσο ποιοτικά όσο και ποσοτικά. Σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού, η ροή γίνεται προοδευτικά περισσότερο πολύπλοκη και απαιτητική για την ορθή μοντελοποίηση. Ωστόσο, ακόμα και σε περιπτώσεις όπου το αριθμητικό μοντέλο αποτυγχάνει να προσεγγίσει ποσοτικά τα πραγματικά δεδομένα, επιτυγχάνει στην ποιοτική αποτύπωση του πεδίου ροής και στην προσέγγιση της συμπεριφοράς της μηχανής υπό μεταβαλλόμενα φορτία σε ικανοποιητικό βαθμό, συμβάλλοντας έτσι στην σε βάθος κατανόηση των ροϊκών φαινομένων [215].

Στην παρούσα ενότητα, για την περαιτέρω αξιολόγηση των αριθμητικών αποτελεσμάτων επιλέγονται δύο ανοίγματα ρυθμιστικών πτερυγίων και τέσσερις παροχές κατά μήκος των χαρακτηριστικών καμπύλων, στις οποίες αναλύεται λεπτομερώς το πεδίο ροής (Εικόνα 5.30). Τα ανοίγματα αυτά αντιστοιχούν σε σχετικά κλειστή θέση κοντά το ελάχιστο άνοιγμα που εξετάστηκε αριθμητικά (a_{010}), και στο άνοιγμα στο οποίο εντοπίζεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης (a_{016}).



Εικόνα 5.30. Σημεία λειτουργίας που χρησιμοποιήθηκαν κατά την ανάλυση της ροής.

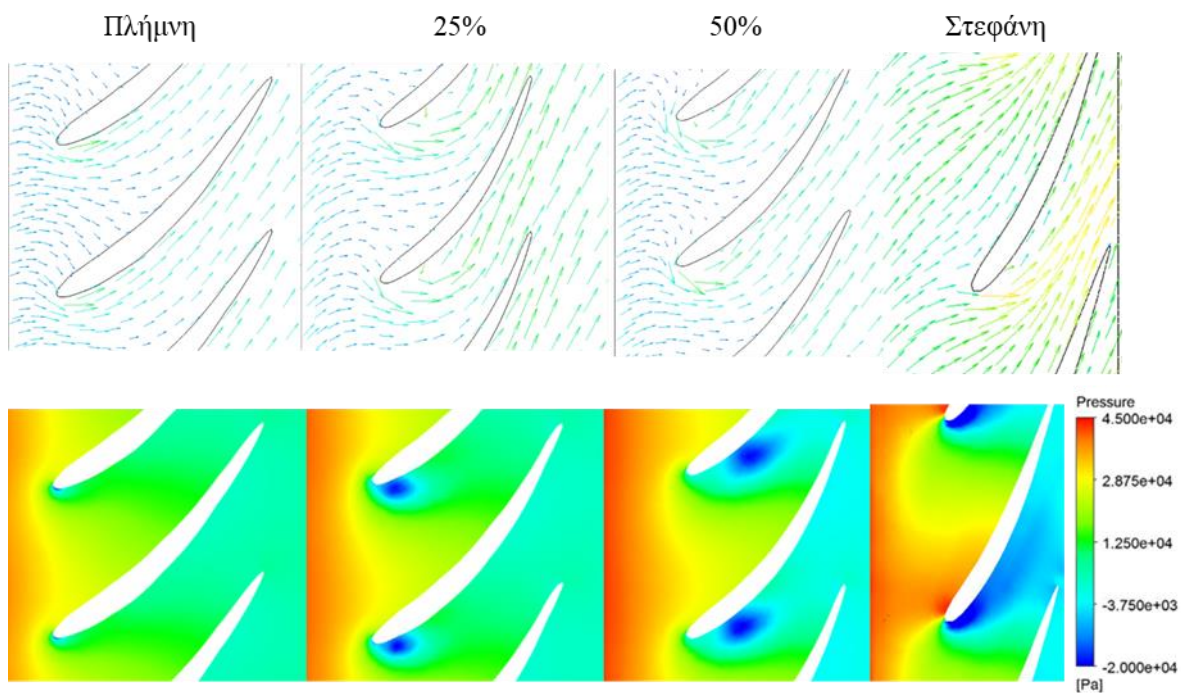
Στην περίπτωση του ανοίγματος a_{016} , παρουσιάζεται παρακάτω η κατανομή πιέσεων σε επίπεδο κάθετο στον άξονα που τέμνει τον υδροστρόβιλο στο μέσο του πλάτους του δρομέα για δύο τιμές παροχών (Εικόνα 5.31). Από την εικόνα αυτή παρατηρούμε ότι για σταθερό άνοιγμα, καθώς αυξάνεται η παροχή, σταδιακά αναπτύσσεται μία ζώνη χαμηλής πίεσης στην πλευρά υποπίεσης των πτερυγίων του δρομέα. Η περιοχή αυτή μόλις που εμφανίζεται στη χαμηλότερη παροχή 75% Q_{nom} , ($Q75$) και σταδιακά αυξάνει σημαντικά καθώς προσεγγίζεται το σημείο 115% Q_{nom} ($Q115$). Επιπλέον, με την αύξηση του υδραυλικού ύψους αυξάνεται η κρούση στην είσοδο του δρομέα και αναπτύσσεται περαιτέρω η ζώνη αυτή.



Εικόνα 5.31. Μεταβολή πεδίου πιέσεων στο εσωτερικό της μηχανής με την αύξηση της παροχής για το ονομαστικό άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων.

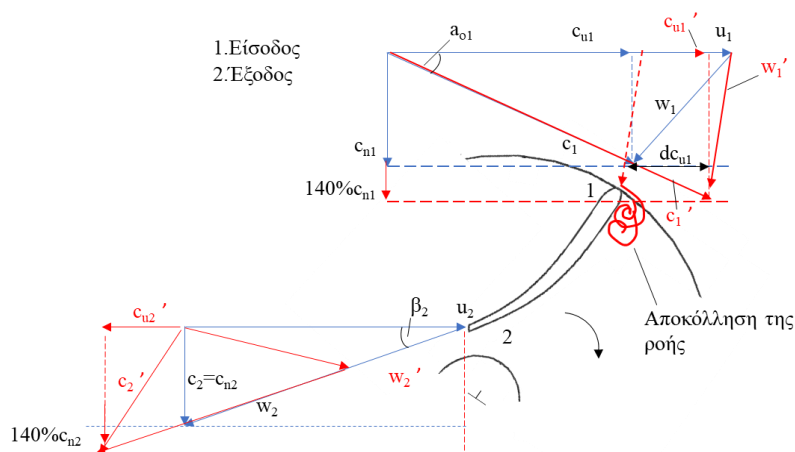
Εξετάζοντας τα τρίγωνα ταχυτήτων μεταξύ πλήμνης και στεφάνης (Εικόνα 5.32), παρατηρούμε ότι υπάρχει σημαντική απόκλιση της γωνίας της ροής σε σχέση με την γωνία του πτερυγίου με

αποτέλεσμα την αποκόλληση της ροής και τη δημιουργία μιας ζώνης ανακυκλοφορίας με τη συνοδευόμενη πτώση πίεσης στο κέντρο της αναπτυσσόμενης δίνης, που εντείνεται με την αύξηση της παροχής και του υδραυλικού ύψους. Από την ίδια εικόνα παρατηρείται ότι η είσοδος στον δρομέα με κρούση είναι περιορισμένη στην πλήμνη του περυγίου με την περιοχή ελαχιστοποίησης της πίεσης να εντοπίζεται κοντά στην ακμή εισόδου και να είναι ελαφρώς μετατοπισμένη προς την πλευρά υποπίεσης του περυγίου. Μεταξύ της πλήμνης και της στεφάνης, η ζώνη ανακυκλοφορίας μετατοπίζεται προς την έξοδο, ενώ στην στεφάνη, όπου αναπτύσσονται και οι υψηλότερες ταχύτητες με παράλληλη ενίσχυση του φαινομένου, η περιοχή ελάχιστης πίεσης καταλαμβάνει σημαντικό ποσοστό του καναλιού ροής.



Εικόνα 5.32. Πεδίο ταχυτήτων και πιέσεων για το άνοιγμα a_{016} και παροχή Q115.

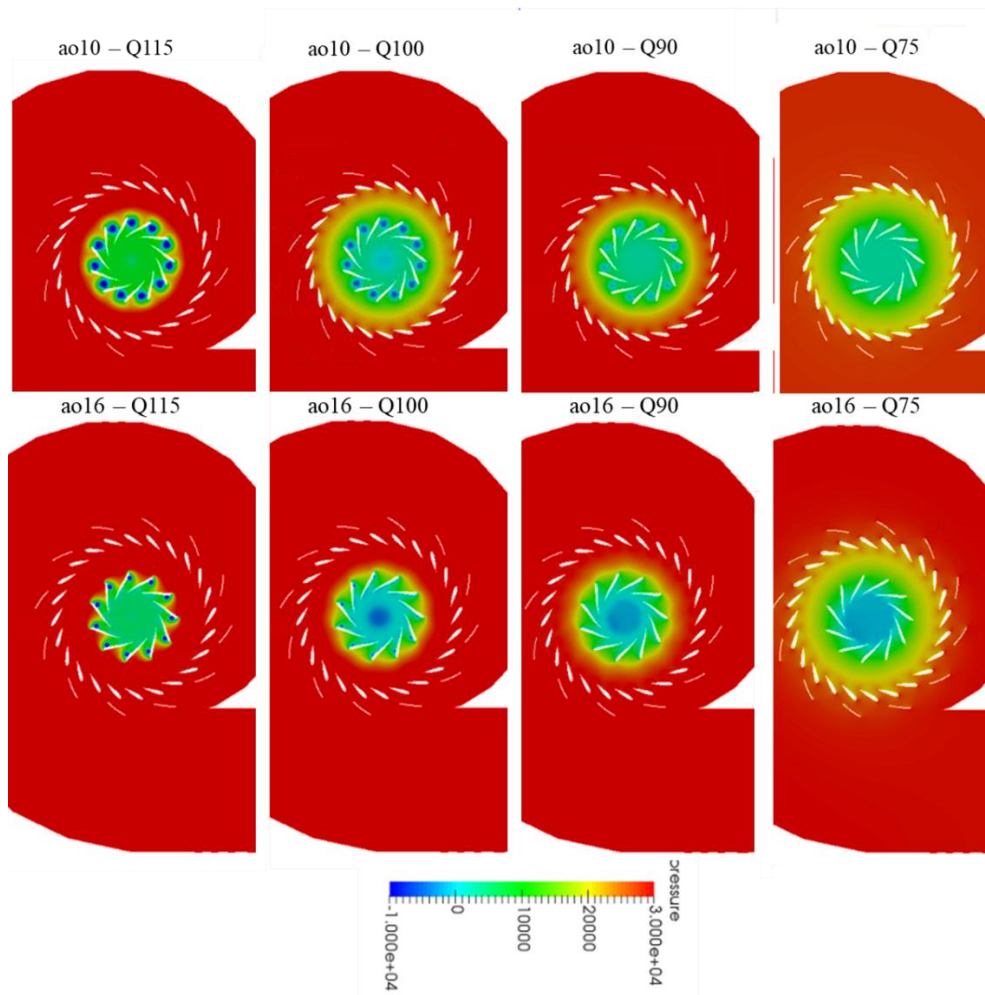
Για την περαιτέρω κατανόηση των παραπάνω, στην Εικόνα 5.33 παρουσιάζεται το θεωρητικό τρίγωνο ταχυτήτων και η μεταβολή του με τη μεταβολή του σημείου λειτουργίας. Σε αντιστοιχία με όσα παρατηρήθηκαν και στα αριθμητικά αποτελέσματα, με τη σημαντική αύξηση της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας στην είσοδο λόγω της μετατόπισης του σημείου λειτουργίας κατά μήκος της καμπύλης σταθερού a_0 , παρατηρείται σημαντική αύξηση της σχετικής γωνίας β_1 με αποτέλεσμα την αποκόλληση της ροής, τη δημιουργία δίνης μεταξύ των περυγίων και την τοπική ελαχιστοποίηση της πίεσης στην πλευρά υποπίεσης του περυγίου. Το παραπάνω φαινόμενο επάγει σημαντικές ταλαντώσεις πίεσης που δύναται να ενισχύονται υπό την επίδραση της αλληλεπίδρασης των στρεφόμενων και των σταθερών περυγίων οδηγώντας σε τοπική πτώση της πίεσης, δυνητικά χαμηλότερα από το όριο εμφάνισης σπηλαιώσης.



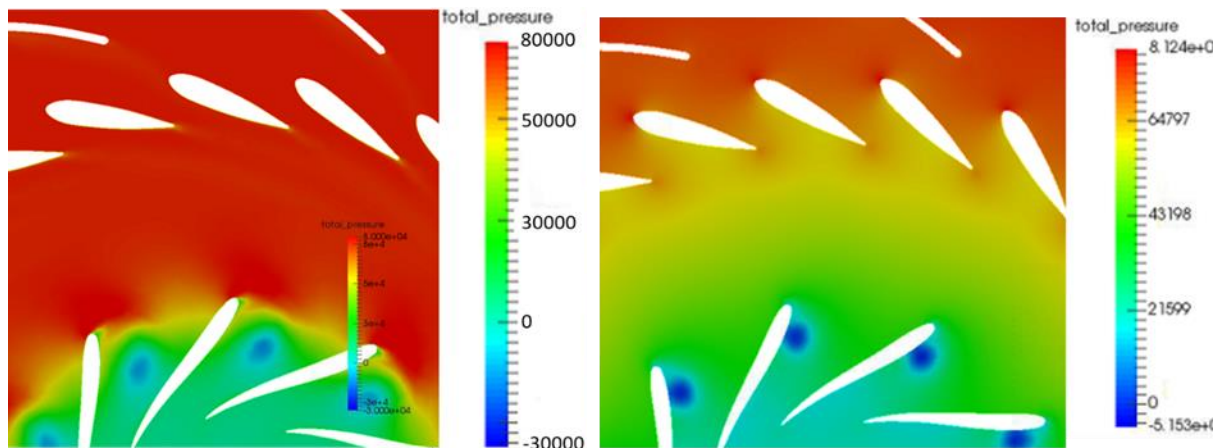
Εικόνα 5.33. Μεταβολής θεωρητικού τριγώνου ταχυτήτων ως αποτέλεσμα της αύξησης της παροχής και του υδραυλικού ύψους για δεδομένη κλίση ρυθμιστικών πτερυγίων στην είσοδο (μπλε: το τρίγωνο στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, κόκκινο: το τρίγωνο ταχυτήτων ύστερα από αύξηση της παροχής πέραν του κανονικού σημείου).

Στην Εικόνα 5.34 συγκρίνεται το πεδίο πιέσεων στον δρομέα για τα δύο ανοίγματα που εξετάστηκαν και παρατηρείται η ποιοτική διαφοροποίηση μεταξύ των τριγώνων ταχυτήτων στην είσοδο, σύμφωνα με όσα αναπτυχθήκαν παραπάνω. Πιο συγκεκριμένα, και στις δύο περιπτώσεις, για μικρότερες παροχές όπου και οι ταχύτητες της ροής είναι χαμηλότερες, δεν παρατηρείται έντονη αποκόλληση στη πλευρά υποπίεσης και δεν εμφανίζονται δίνες μεταξύ των πτερυγίων και περιοχές ελαχιστοποίησης της πίεσης. Με την αύξηση όμως της παροχής και του υδραυλικού ύψους, η ροή εισέρχεται στον δρομέα με σταδιακά αυξανόμενη κρούση με αποτέλεσμα να εμφανίζονται σημαντικές υποπίεσεις στο κανάλι ροής στις υψηλότερες τιμές. Σε συνδυασμό με την Εικόνα 5.30 βλέπουμε ότι για το άνοιγμα a_{016} , ο μέγιστος βαθμός απόδοσης εμφανίζεται στο σημείο Q100 και σε υδραυλικό ύψος ~ 5 m.

Για το μικρότερο άνοιγμα a_{010} , αντίστοιχη εικόνα παρατηρείται για την παροχή Q75 στην οποία αναπτύσσεται το ίδιο υδραυλικό ύψος. Παράλληλα, προκύπτει αντίστοιχη ποιοτικά εικόνα μεταξύ των σημείων a_{010} - Q100 και a_{016} - Q115, όπου πάλι το υδραυλικό ύψος παίρνει αντίστοιχες τιμές (~ 7 m). Σημειώνεται ότι για το μικρότερο άνοιγμα, μία αύξηση της παροχής κατά 15% οδηγεί σε αύξηση του ύψους κατά $\sim 153\%$ και την ανάπτυξη ακόμα εντονότερης ζώνης ανακυκλοφορίας και υποπιέσεων μεταξύ των πτερυγίων, που μάλιστα στην περίπτωση αυτή, μετατοπίζεται προς το μέσο του καναλιού. Αντίθετα, η περιοχή χαμηλής πίεσης στην περίπτωση του μεγαλύτερου ανοίγματος είναι προσκολλημένη στην πλευρά υποπίεσης του πτερυγίου για το μεγαλύτερο ποσοστό του πλάτους του. Το παραπάνω φαίνεται ακόμα πιο έντονα στην Εικόνα 5.35, ύστερα από κατάλληλη προσαρμογή της κλίμακας πίεσης ώστε οι διαφορές των πιέσεων να διακρίνονται ευκολότερα. Από την εικόνα αυτή και σύμφωνα με όσα περιεγράφηκαν και παραπάνω, παρατηρούμε ότι η περιοχή ανακυκλοφορίας μετατοπίζεται σε μεγαλύτερο μεσημβρινό μήκος στην περίπτωση του μικρότερου ανοίγματος.



Εικόνα 5.34. Κατανομή πιέσεων σε τομή του υδροστροβίλου με επίπεδο κάθετο στον άξονα συναρτήσει του ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων και της παροχής.



Εικόνα 5.35. Μετατόπιση της ζώνης ανακυκλοφορίας με την αλλαγή του σημείου λειτουργίας και ποιοτική αντιστοίχιση του σημείου a_{o10}-Q100 (Αριστερά) και του a_{o16}-Q115 (δεξιά).

Η μετατόπιση της ζώνης ανακυκλοφορίας προς την έξοδο του καναλιού ροής οφείλεται στο συνδυασμό δύο παραγόντων: (i) με την μείωση της κλίσης a_o , αυξάνεται η γωνία β_1 και η κρούση στην

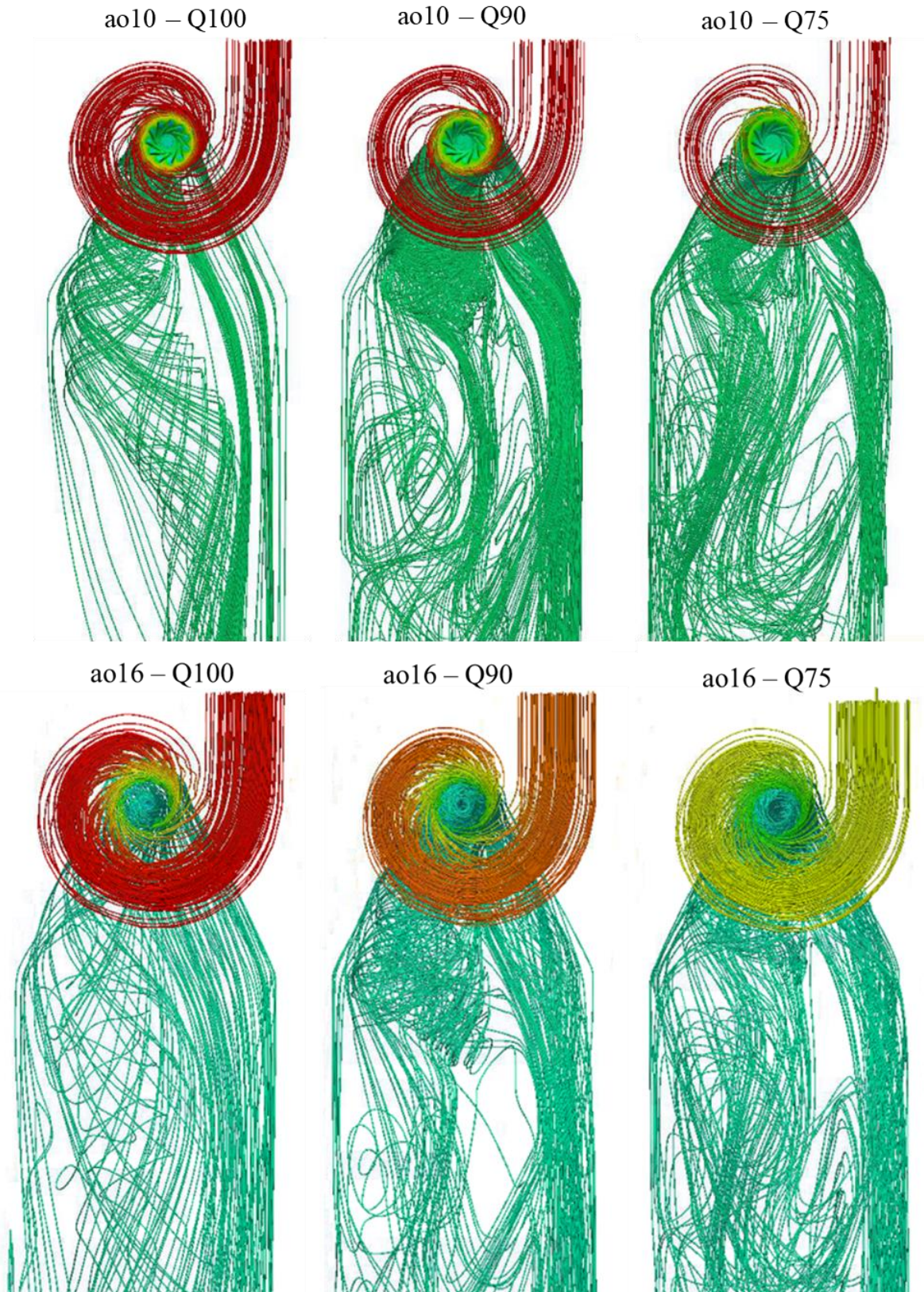
είσοδο του δρομέα με αποτέλεσμα η ζώνη ανακυκλοφορίας να απομακρύνεται από το πτερύγιο και (ii) η ζώνη ανακυκλοφορίας αλληλοεπιδρά με τις πιέσεις και τη ροή που είναι προσκολλημένη στην πλευρά πίεσης του πτερυγίου και κινείται προς τη έξοδο του δρομέα με υψηλές ταχύτητες. Από την παραπάνω ανάλυση παρατηρούμε ότι σε διαφορετικά ανοίγματα των ρυθμιστικών πτερυγίων τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της μηχανής είναι αντίστοιχα, ενώ παρατηρούνται μικρές ποιοτικές διαφορές ως αποτέλεσμα των κλίσεων που αναπτύσσονται κατά περίπτωση. Ποσοτικά τα μεγέθη διαφέρουν καθώς μεταβάλλεται η παροχή και το ποσοστό συνεισφοράς στις υδραυλικές απώλειες το οποίο ενισχύεται λόγω των αυξημένων τριβών.

Κατά αντιστοιχία με τη ροή στην είσοδο του δρομέα, στις Εικόνες 5.36-5.37 συγκρίνεται ποιοτικά το πεδίο ροής στην έξοδο για τα ίδια σημεία λειτουργίας. Από τις εικόνες αυτές βλέπουμε ποιοτική αντιστοιχία στο πεδίο ροής μεταξύ του μικρότερου ανοίγματος a_{010} και του μεγαλύτερου ανοίγματος a_{016} για όλες τις παροχές που εξετάζονται, γύρω από το εκάστοτε σημείο μέγιστου βαθμού απόδοσης. Συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι οι γραμμές ροής για χαμηλότερες παροχές, τείνουν να διαμορφώνουν δύο συστάδες υπό την επίδραση της συστροφής στην έξοδο του δρομέα όπου η μία εντοπίζεται μετατοπισμένη προς την δεξιά πλευρά του αγωγού απαγωγής με μεγαλύτερη συγκέντρωση στην πλευρά που βρίσκεται η είσοδος του σπειροειδούς κελύφους και η δεύτερη εντοπίζεται προς το αριστερό τοίχωμα του αγωγού απαγωγής με χαμηλότερη συγκέντρωση και χαμηλότερες ταχύτητες. Επιπροσθέτως, στο τμήμα των υψηλών ταχυτήτων η ροή χαρακτηρίζεται από υψηλότερη ομοιομορφία, ακολουθεί τη γεωμετρία του αγωγού και εξέρχεται αξονικά χωρίς την εμφάνιση ανακυκλοφοριών. Αντιθέτως, η δεύτερη συστάδα χαρακτηρίζεται από έντονη συστροφή και την ανάπτυξη μεγάλων δινών με περισσότερο ανομοιόμορφα χαρακτηριστικά.

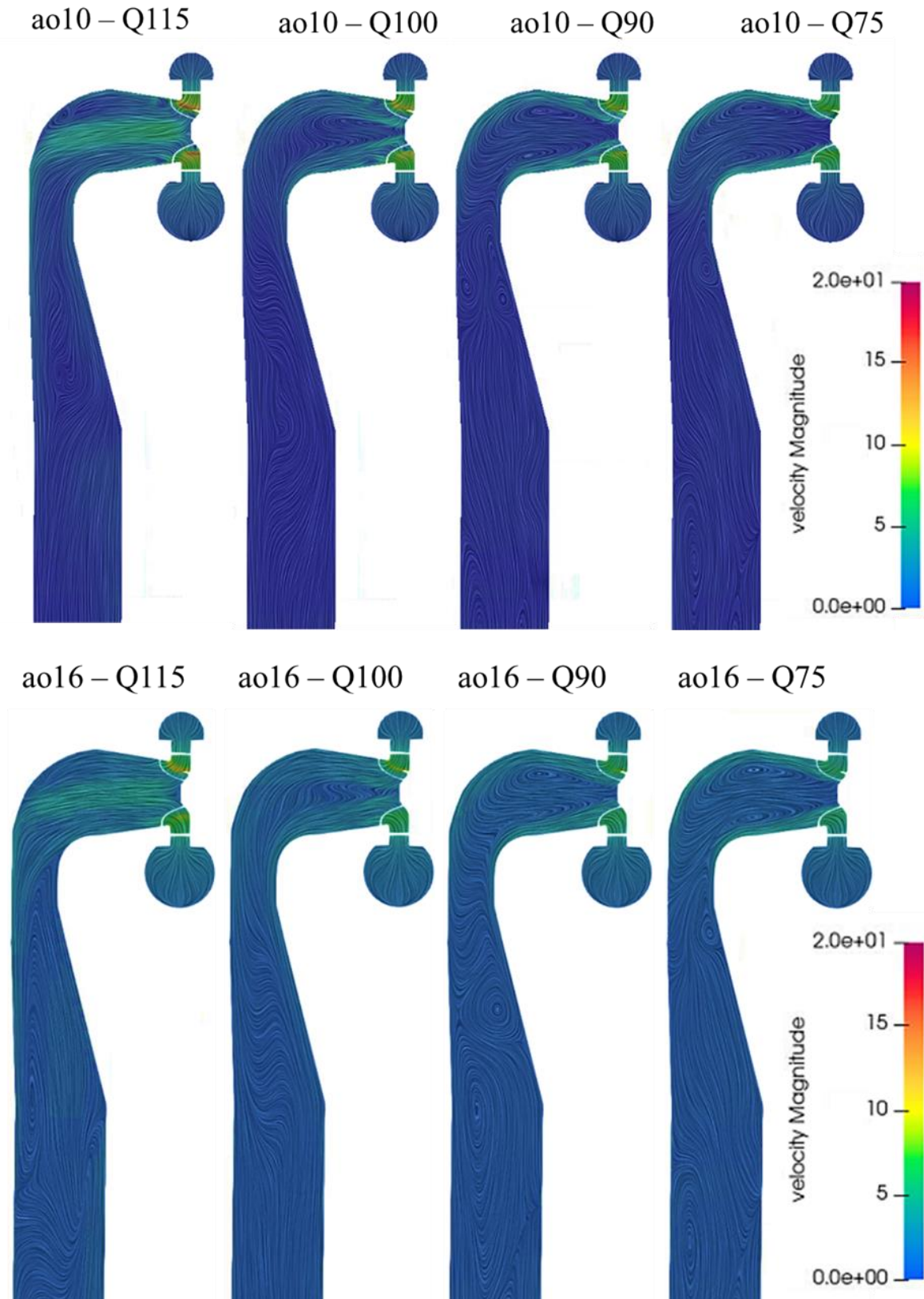
Στην Εικόνα 5.37 συγκρίνονται για τις παραπάνω περιπτώσεις οι γραμμές ροής σε μία τομή με επίπεδο που διέρχεται από το κέντρο και είναι παράλληλη με τον άξονα του δρομέα. Και στις δύο περιπτώσεις ανοιγμάτων, παρατηρείται ή ίδια συμπεριφορά με την αύξηση της παροχής. Συγκεκριμένα, στο 75% της παροχής, η ροή χαρακτηρίζεται από έντονη ανακυκλοφορία στην έξοδο του δρομέα, με την εμφάνιση μίας δίνης που καταλαμβάνει σχεδόν όλη την διάμετρο της μηχανής. Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενα κεφάλαια, σε μερικές παροχές παρατηρείται παραμένουσα συστροφή στην έξοδο η οποία επάγει την ανάπτυξη μίας περιστρεφόμενης στήλης που εκτείνεται από την πλήμνη του δρομέα ως και την έξοδο του αγωγού απαγωγής. Με την αύξηση της παροχής και την προσέγγιση του σημείου μεγιστοποίησης του βαθμού απόδοσης, η έκταση της δίνης αυτής σταδιακά μειώνεται καθώς το τρίγωνο ταχυτήτων προσεγγίζει τη βέλτιστη μορφή, όπου μηδενίζεται η συστροφή και εξισώνεται η απόλυτη ταχύτητα με την κάθετη συνιστώσα (Εικόνα 5.33). Από τις εικόνες αυτές παρατηρούμε ότι και για τα δύο ανοίγματα, στο σημείο μεγιστοποίησης του βαθμού απόδοσης δεν έχει πλήρως εξαλειφθεί η συστροφή στην έξοδο και εμφανίζεται η παραπάνω δίνη, μικρότερης όμως κλίμακας. Η δίνη αυτή είναι μικρότερη στην περίπτωση του ανοίγματος a_{016} που αντιστοιχεί στο κανονικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου.

Παρά τις ομοιότητες του πεδίου ροής στο τμήμα μέχρι την στροφή 90°, εξετάζοντας τη ροή στο υπόλοιπο τμήμα του αγωγού απαγωγής, παρατηρούνται διαφορές που είναι συνάρτηση της παροχής και του σημείου λειτουργίας. Συγκεκριμένα, κατάντη της γωνίας, και στη θέση εκκίνησης του διαχύτη, παρατηρείται αποκόλληση της ροής και ανάπτυξη ανακυκλοφορίας μικρής κλίμακας αρχικά, η οποία όμως μεγεθύνεται και μετατοπίζεται προς την έξοδο, με την αύξηση της παροχής. Για τα μικρότερα ανοίγματα και υπό την επίδραση της δίνης που άρχεται από τον δρομέα καθώς και υπό την επίδραση των χαμηλότερων γενικά ταχυτήτων, η δίνη αυτή εξαλείφεται γρήγορα καθώς αυξάνεται η παροχή. Αντίθετα, στην περίπτωση του μεγαλύτερου ανοίγματος, όπου οι παροχές είναι υψηλότερες, η έκταση της δίνης αυτής είναι μεγαλύτερη, ενώ στην περίπτωση της μεγαλύτερης παροχής, όπου η συστροφή στην έξοδο του δρομέα έχει πρακτικά μηδενιστεί, εμφανίζεται αποκόλληση της ροής στην αρχή της γωνίας κατά την αλλαγή διεύθυνσης της ροής, ως αποτέλεσμα των υψηλών αξονικών ταχυτήτων στην περιοχή αυτή. Στα ανοίγματα αυτά, όπως φάνηκε και από την ανάλυση απωλειών και την Εικόνα 5.26, οι απώλειες στον αγωγό απαγωγής συνιστούν ~21% και 25% των συνολικών απωλειών, κατά μέσο όρο, με τις υψηλότερες τιμές να εμφανίζονται στο μεγαλύτερο άνοιγμα. Για τη συγκεκριμένη σχεδίαση αγωγού και τον συνδυασμό του με τον συγκεκριμένο δρομέα, φαίνεται ότι για τη βέλτιστη λειτουργία του αγωγού απαγωγής απαιτείται μικρή τιμή παραμένουσας συστροφής, σε συμφωνία με πρακτική που εφαρμόζεται και από τους κατασκευαστές υδροστροβίλων εμπειρικά [36].

Επομένως, από την παραπάνω ανάλυση βλέπουμε ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης δεν θα εμφανιστεί κατ' ανάγκη στο σημείο ελαχιστοποίησης των υδραυλικών απωλειών του δρομέα, αλλά είναι αποτέλεσμα της αποδοτικής λειτουργίας του συνόλου των τμημάτων της μηχανής. Το παραπάνω φάνηκε και από τη σύγκριση των χαρακτηριστικών καμπυλών των προσομοιώσεων του πλήρους μοντέλου με το περιοδικό μοντέλο (Εικόνα 5.29). Αξίζει να σημειωθεί ότι η συμπεριφορά αυτή εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τη διαμόρφωση και τις γεωμετρίες των επιμέρους τμημάτων και γενικά μπορεί να προκύψει ολική βελτίωση κατόπιν της ριζικής επανασχεδίασης της μορφής τους ώστε να μη δρα ανταγωνιστικά το ένα τμήμα σε σχέση με το άλλο και να επιτυγχάνεται συνολική βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης της μηχανής. Ειδικότερα, για τη συγκεκριμένη σχεδίαση του δρομέα, με βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του αγωγού απαγωγής ώστε να διατηρείται ο βαθμός απόδοσης σε υψηλά επίπεδα με την αύξηση της παροχής, είναι δυνατό να αυξηθεί η παραγόμενη ισχύς του υδροστροβίλου και να μετατοπιστεί το κανονικό σημείο λειτουργίας σε μεγαλύτερες παροχές, μετατοπίζοντας παράλληλα και τον ειδικό αριθμό περιστροφής σε μεγαλύτερες τιμές.



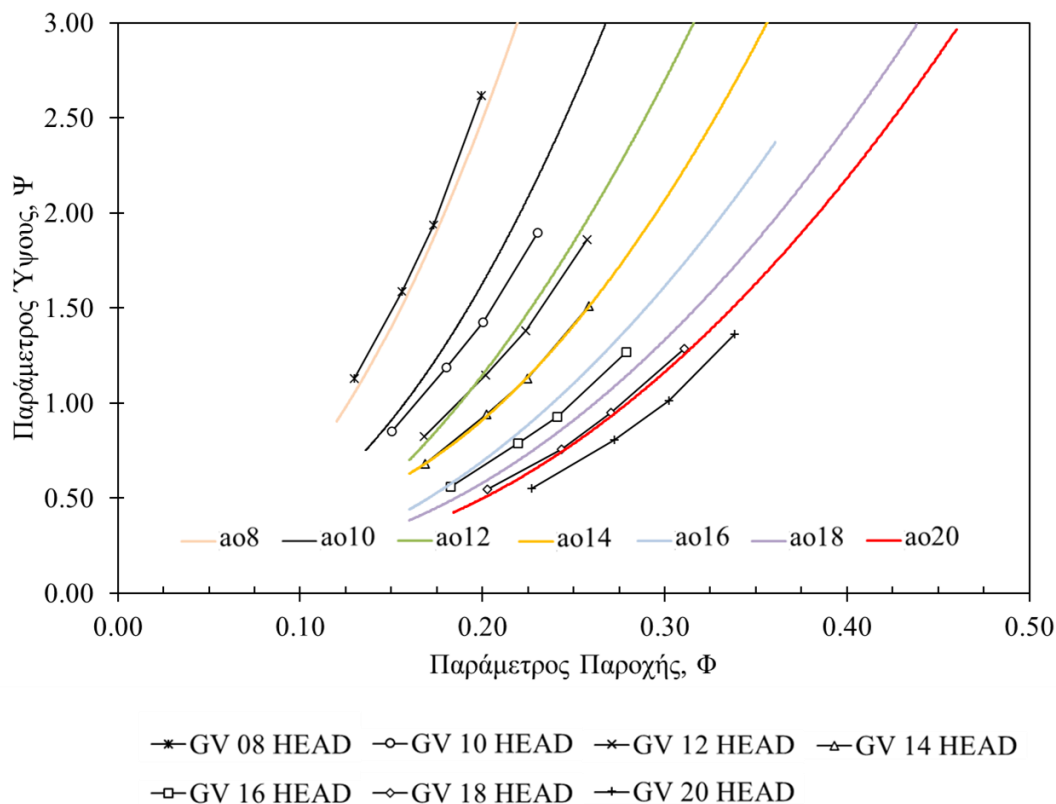
Εικόνα 5.36. Σύγκριση γραμμών ροής για τις διάφορες περιπτώσεις που εξετάστηκαν.



Εικόνα 5.37. Σύγκριση γραμμών ροής σε επίπεδο παράλληλο με τον άξονα της μηχανής για τις διάφορες περιπτώσεις που εξετάστηκαν.

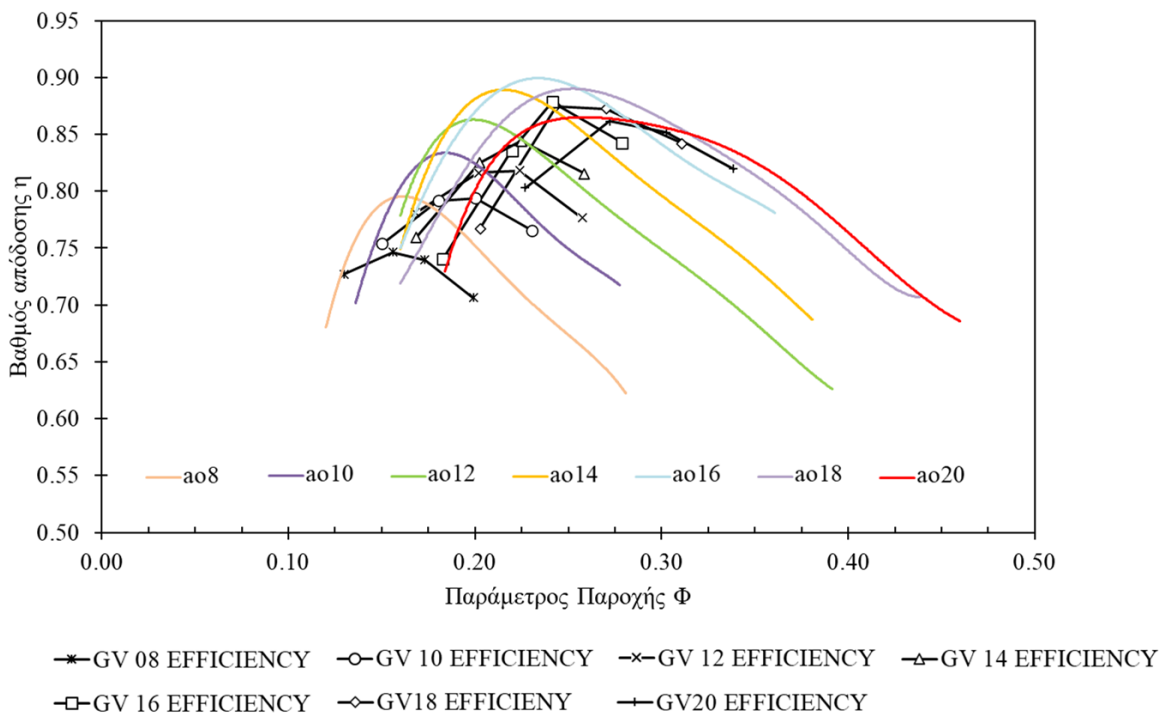
5.14.7. Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων

Στην παρούσα ενότητα, για την πιστοποίηση των αριθμητικών αποτελεσμάτων, γίνεται σύγκριση των αριθμητικών καμπύλων λειτουργίας με τις αντίστοιχες πειραματικές. Συγκεκριμένα, στις Εικόνες 5.38-5.40 παρουσιάζονται τα αριθμητικά αποτελέσματα σε αντιπαραβολή με τα πειραματικά, όπου τόσο στις καμπύλες ύψους-παροχής (Ψ - Φ) όσο και στις καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής (η - Φ) παρατηρούνται παρόμοια ποιοτικά χαρακτηριστικά, ενώ εμφανίζονται σημαντικές αποκλίσεις ποσοτικά, ιδιαίτερα στην περίπτωση των καμπύλων η - Φ . Αναλυτικότερα, οι καμπύλες Ψ - Φ εμφανίζουν πολύ καλή συσχέτιση μεταξύ των αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων για όλο το εύρος ανοιγμάτων ρυθμιστικών πτερυγίων και παροχών που εξετάστηκαν (Εικόνα 5.38). Για μικρότερες τιμές του a_0 , με την αύξηση της παροχής, το υδραυλικό ύψος αυξάνει κατά μήκος παραβολικής καμπύλης, ενώ με αύξηση του ανοίγματος, η κλίση της καμπύλης μειώνεται με αποτέλεσμα για την αύξηση της παροχής να απαιτείται σημαντικότερη αύξηση του υδραυλικού ύψους. Ιδιαίτερα στην περιοχή του κανονικού σημείου λειτουργίας, οι καμπύλες Ψ - Φ πρακτικά ταυτίζονται. Σημειώνεται ότι στην περίπτωση των πειραματικών αποτελεσμάτων, παρατηρείται ότι το σημείο κορεσμού της χαρακτηριστικής καμπύλης εμφανίζεται νωρίτερα και σε μικρότερο άνοιγμα.



Εικόνα 5.38. Σύγκριση χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων, καμπύλες παραμέτρου ύψους-παραμέτρου παροχής.

Αντίστοιχα, στην περίπτωση των καμπύλων η - Φ παρατηρούμε ότι σε όλο το εύρος των συνθήκων που εξετάστηκαν, οι αριθμητικές καμπύλες υπολείπονται των πειραματικών κατά 2 - 5%, με τις μεγαλύτερες διαφορές να εμφανίζονται σε χαμηλότερα φορτία (Εικόνα 5.39). Πιο συγκεκριμένα, για φορτία από ~ 50% μέχρι 75% οι διαφορές κυμαίνονται μεταξύ 4% και 5%, ενώ για φορτία από 75% μέχρι 145% οι διαφορές κυμαίνονται μεταξύ 3% - 4%. Παράλληλα, από την εικόνα αυτή βλέπουμε ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης και στις δύο περιπτώσεις εμφανίζεται για το άνοιγμα a_{o16} με την αριθμητική τιμή να είναι περίπου 2% χαμηλότερη από την αντίστοιχη πειραματική. Σημειώνεται ότι στο αριθμητικό μοντέλο δεν συμπεριλαμβάνονται οι μηχανικές απώλειες, οι ογκομετρικές απώλειες και οι απώλειες στρεφόμενου δίσκου. Ωστόσο, όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 2, οι απώλειες αυτές σε μηχανές υψηλού ειδικού αριθμού στροφών είναι αναλογικά μικρότερες και κυμαίνονται αθροιστικά μεταξύ 1 - 2%.

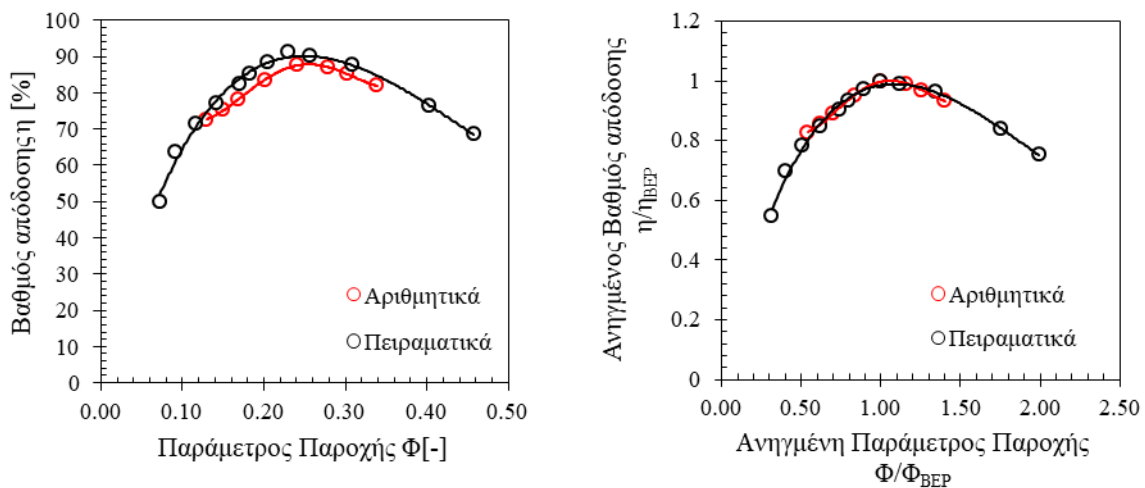


Εικόνα 5.39. Σύγκριση χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων, καμπύλες βαθμού απόδοσης-παραμέτρου παροχής.

Στο σημείο αυτό επισημαίνεται ότι σε αντίθεση με τα βιβλιογραφικά δεδομένα, παρατηρείται υποεκτίμηση του αριθμητικού υδραυλικού βαθμού απόδοσης συγκριτικά με τα πειραματικά δεδομένα. Η διαφοροποίηση αυτή θεωρείται ότι οφείλεται: (i) στον συνδυασμό των γεωμετρικών αβεβαιοτήτων, ιδίως όσον αφορά τη γεωμετρία των οδηγητικών πτερυγίων, (ii) στο γεγονός ότι δεν συμπεριλαμβάνονται οι μηχανικές και οι ογκομετρικές απώλειες, και (iii) στα σφάλματα που εισάγονται κατά την επίλυση της ροής στον αγωγό απαγωγής, ο οποίος συμμετέχει σε μεγαλύτερο βαθμό στην εναλλαγή ενέργειας λόγω του υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, συγκριτικά με τις

εφαρμογές που συναντώνται στη βιβλιογραφία. Σημειώνεται ότι η δυσκολία της αριθμητικής μεθόδου στη μοντελοποίηση της ροής στον αγωγό απαγωγής έχει εκτενώς αναλυθεί σε προηγούμενες ενότητες.

Η συμφωνία μεταξύ των αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων μπορεί να φανεί καλύτερα συγκρίνοντας τις περιβάλλουσες καμπύλες στην Εικόνα 5.40. Από την εικόνα αυτή παρατηρούμε ότι η διαφορά μεταξύ των δύο καμπυλών παραμένει περίπου σταθερή για όλο το εύρος συνθηκών λειτουργίας, μετατοπισμένη κατά περίπου - 3%, κατά μέσο όρο. Επίσης, η συμφωνία του σημείου μέγιστου βαθμού απόδοσης είναι αξιοσημείωτη, καθώς και η πλήρης ταύτιση των ανηγμένων καμπυλών ως προς το κανονικό σημείο λειτουργίας. Λαμβάνοντας υπόψη τη μέγιστη αβεβαιότητα των αριθμητικών αποτελεσμάτων (~ 2.7%), καθώς και την αβεβαιότητα των πειραματικών μετρήσεων, η συμφωνία των αποτελεσμάτων κρίνεται ιδιαίτερος ικανοποιητική. Συνεπώς, με την αντιπαραβολή των πειραματικών δεδομένων που παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, θεωρείται ότι πιστοποιείται η αριθμητική μεθοδολογία που εφαρμόστηκε και μπορεί να χρησιμοποιηθεί με σχετική ασφάλεια τόσο για τη μοντελοποίηση με ικανοποιητική ακρίβεια των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας, όσο και για την χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας του υδροστροβίλου.



Εικόνα 5.40. Σύγκριση περιβάλλουσας καμπύλης βαθμού απόδοσης μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων.

Κεφάλαιο 6 - Μοντελοποίηση γεωμετρίας και μεθοδοι παραμετροποίησης

6.1. Εισαγωγή

Οι τεχνικές σχεδίασης CAD εφαρμόζονται σε πλήθος μηχανολογικών εφαρμογών για την σχεδίαση μηχανολογικών εξαρτημάτων, χρησιμοποιώντας παραμετρικές καμπύλες και επιφάνειες. Ιδιαίτερα στην αυτοκινητοβιομηχανία και στην αεροναυπηγική, όπου είναι αναγκαία η μαθηματική αναπαράσταση σύνθετων γεωμετριών, η ανάπτυξη κατάλληλων αλγορίθμων και εργαλείων σχεδίασης συμβάλλει στην ανάπτυξη και βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών, αλλά και στην αύξηση της αξιοπιστίας των μηχανολογικών εξαρτημάτων. Με τον τρόπο αυτό περιγράφονται σύνθετες γεωμετρίες με ακρίβεια ενώ δίνεται η δυνατότητα ανάπτυξης εξειδικευμένων σχεδιαστικών εργαλείων για συγκεκριμένες εφαρμογές. Σε αυτό το πλαίσιο είναι δυνατό να αναπτυχθούν εργαλεία σχεδίασης που επιτρέπουν την αποδοτική και ευέλικτη περιγραφή της γεωμετρίας των πτερυγίων του δρομέα υδροστροβίλων καθώς και όλων των υπόλοιπων εξαρτημάτων της μηχανής, ενώ παράλληλα, επιτυγχάνεται η τροποποίηση της γεωμετρίας με απλό και ευέλικτο τρόπο.

Η χρήση παραμετρικών επιφανειών και καμπύλων οδηγεί σε ανάγκη περιορισμένου αριθμού παραμέτρων για την περιγραφή και σχεδίαση σύνθετων γεωμετριών. Με τον τρόπο αυτό, οι συντεταγμένες των σημείων της γεωμετρίας περιγράφονται από ρητές συναρτήσεις μίας ή δύο μεταβλητών. Οι κυριότερες συναρτήσεις που χρησιμοποιούνται για αυτό το σκοπό είναι πολυωνυμικές και στη γενική τους μορφή υπολογίζονται ως:

$$C(u) = \sum_{i=0}^n f_i(u)P_i \quad a \leq u \leq b \quad \text{Εξίσωση 6.1}$$

$$C(u) = (x(u), y(u), z(u)) , a \leq u \leq b$$

όπου f_i πολυωνυμικές συναρτήσεις βάσης και P_i κατάλληλοι συντελεστές χωρίς κάποια γεωμετρική σημασία. Τα πλεονεκτήματα μοντελοποίησης γεωμετριών χρησιμοποιώντας παραμέτρους σχεδιασμού είναι τα παρακάτω:

- Επιτρέπεται η αποτύπωση της γεωμετρίας σαν μια ταξινομημένη αλληλουχία σημείων για διάφορες τιμές της παραμέτρου u .
- Δίνεται η δυνατότητα αναπαράστασης πολύπλοκων γεωμετρικών μορφών.
- Χρησιμοποιούνται συνεχείς και διαφορίσιμες συναρτήσεις εξασφαλίζοντας ομαλότητα.

- Επιτρέπεται τοπικός και προβλέψιμος έλεγχος καθώς και εύκολος χειρισμός μέσω σημείων ελέγχου.

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται το θεωρητικό υπόβαθρο των παραμετρικών επιφανειών και καμπύλων που χρησιμοποιούνται ευρέως για την περιγραφή σύνθετων γεωμετριών στη βιομηχανία. Πιο συγκεκριμένα, θα παρουσιαστούν οι παραμετροποιήσεις Bezier, B-spline, NURBS καθώς και επιμέρους αλγόριθμοι που χρησιμοποιούνται για την τροποποίηση της γεωμετρίας.

6.2. Καμπύλες Bezier

Οι καμπύλες Bezier είναι παραμετρικές καμπύλες που χρησιμοποιούν τα πολυώνυμα Bernstein ως συναρτήσεις βάσης και παρέχουν τη δυνατότητα αλλαγής της γεωμετρίας μέσω των σημείων ελέγχου P_i . Τα σημεία της καμπύλης προσδιορίζονται από την εξίσωση:

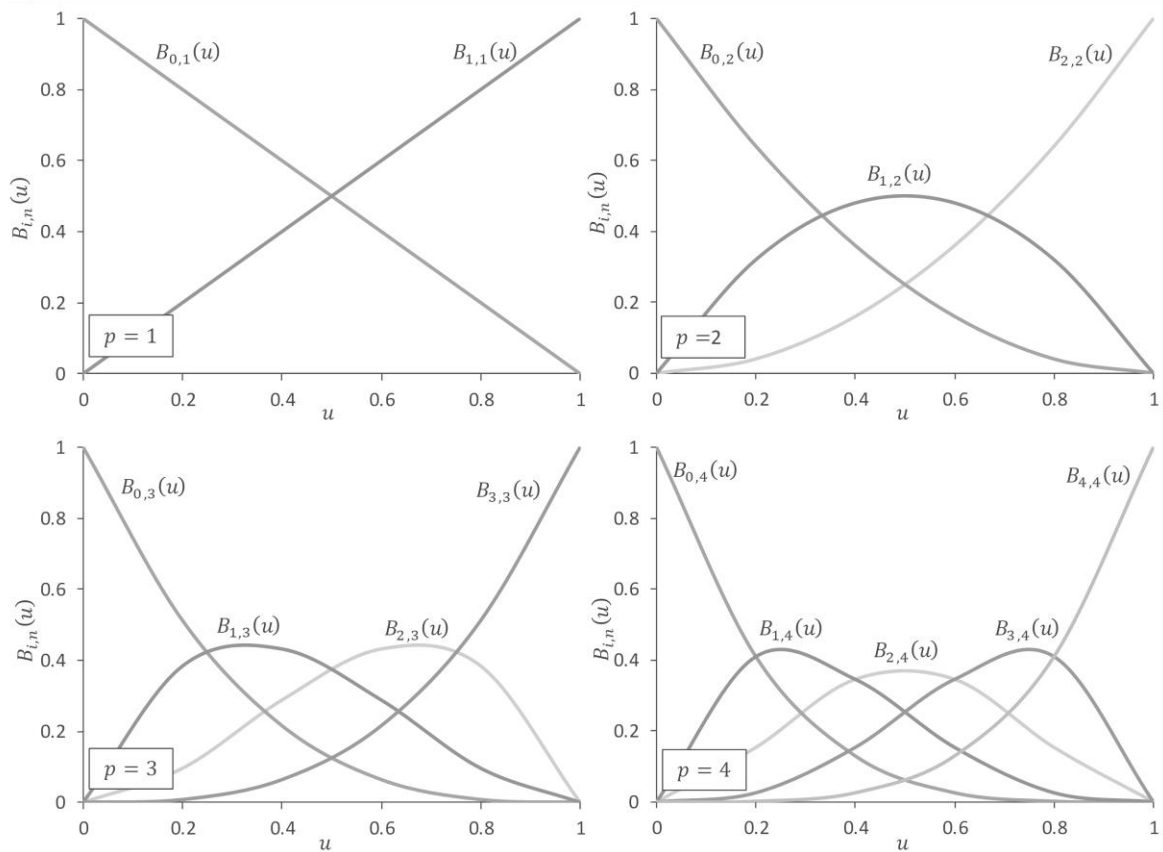
$$C(u) = \sum_{i=0}^n B_{i,n}(u)P_i, 0 \leq u \leq 1 \quad \text{Εξίσωση 6.2}$$

όπου $B_{i,n}(u)$ τα πολυώνυμα Bernstein, $\binom{n}{i}$ ο δυωνυμικός συντελεστής, P_i τα σημεία ελέγχου της καμπύλης, n ο βαθμός της καμπύλης και ισχύει ότι:

$$B_{i,n}(u) = \binom{n}{i} u^i (1-u)^{n-i}$$

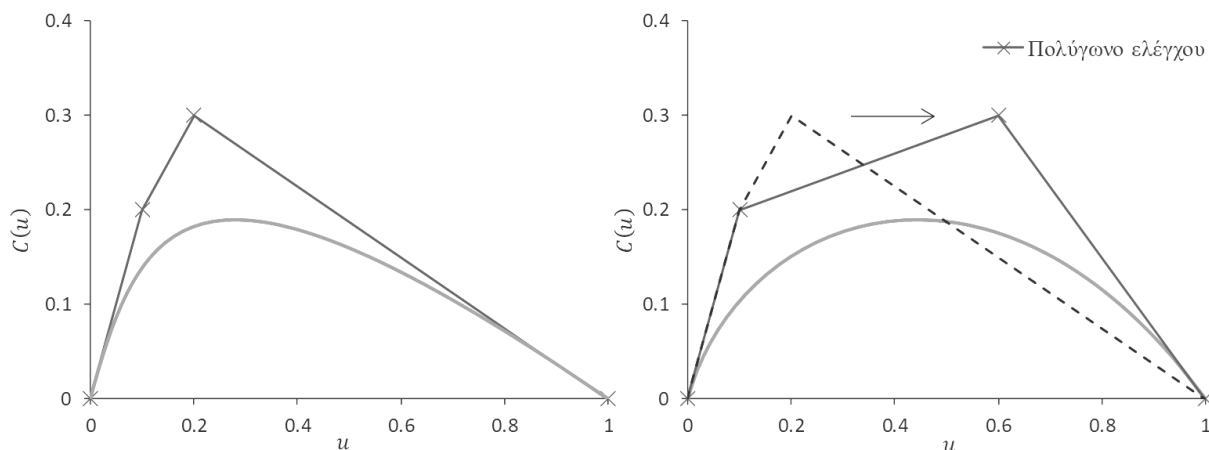
$$\binom{n}{i} = \frac{n!}{i!(n-i)!}$$

Στην περίπτωση των καμπύλων αυτών, οι συντελεστες P_i των πολυωνύμων βάσης $B_{i,n}(u)$ έχουν γεωμετρική σημασία και επιτρέπουν τον έλεγχο της μορφής της καμπύλης μέσω της μετατόπισής τους στο επίπεδο. Χαρακτηριστική ιδιότητα των καμπυλών αυτών είναι το γεγονός ότι έχουν γνωστή αρχή και τέλος που συμπίπτουν με το πρώτο και τελευταίο σημείο ελέγχου, ενώ παράλληλα επιτρέπουν τον καθορισμό των κλίσεων στην αρχή και στο τέλος της καμπύλης. Το πολύγωνο που σχηματίζεται από την ένωση των σημείων ελέγχου με ευθείες γραμμές ονομάζεται πολύγωνο ελέγχου και μπορεί να θεωρηθεί ως μία προσέγγιση της καμπύλης. Τα σημεία ελέγχου δρουν ως πόλοι έλξης της καμπύλης προσδίδοντας διαισθητικό χαρακτήρα στη σχεδίαση γεωμετρικών μορφών. Ο βαθμός n των πολυωνύμων Bernstein σχετίζεται με τον αριθμό των σημείων ελέγχου ($n+1$), ενώ μία άλλη ιδιότητα των καμπύλων είναι ότι βρίσκονται πάντα εντός του κυρτού περιβλήματος ή παραλληλογράμμου που ορίζεται από τα σημεία ελέγχου (Εικόνα 6.1). Επιπροσθέτως, η καμπύλη Bezier τέμνεται από μία άλλη καμπύλη με την προϋπόθεση ότι αυτή τέμνει τουλάχιστον μία φορά το πολύγωνο ελέγχου της καμπύλης Bezier (Ιδιότητα φθίνουσας διακύμανσης (variation diminishing property)). Οι ιδιότητες αυτές είναι ιδιαίτερες χρήσιμες για τον μετασχηματισμό και την τροποποίηση της γεωμετρίας μέσω μετατόπισης των σημείων ελέγχου.



Εικόνα 6.1. Πολυώνυμα Bernstein για διάφορους βαθμούς p .

Μειονέκτημα των καμπύλων Bezier είναι η απουσία τοπικού ελέγχου της καμπύλης, καθώς μία μετακίνηση ενός σημείου ελέγχου οδηγεί στην μετατόπιση όλων των σημείων της καμπύλης και στην αλλαγή της μορφής της (Εικόνα 6.2). Το γεγονός αυτό αποτελεί μειονέκτημα σε εφαρμογές προσαρμογής καμπυλών οδηγώντας σε απαιτήσεις μεγαλύτερου πλήθους σημείων ελέγχου για την επίτευξη μεγαλύτερης ακρίβειας. Αντίστοιχα, σε εφαρμογές προσέγγισης μία μετακίνηση ενός σημείου ελέγχου μπορεί να βελτιώσει τα αποτελέσματα σε μία περιοχή της γεωμετρίας αλλά ταυτόχρονα να τα επιδεινώσει σε μία άλλη. Παράλληλα, για τη σχεδίαση πολύπλοκων μορφών και γεωμετριών απαιτείται υψηλότερος βαθμός πολυωνύμων και συνεπώς μεγαλύτερος αριθμός σημείων ελέγχου, αυξάνοντας την πολυπλοκότητα. Επιπροσθέτως, με τις καμπύλες Bezier συνήθως δεν είναι δυνατό να επιτευχθεί εύκολα το επιθυμητό σχήμα με μόνο μία καμπύλη. Για να αντιμετωπιστεί το παραπάνω γίνεται χρήση του αλγορίθμου υποδιαίρεσης, όπου η αρχική καμπύλη χωρίζεται σε δύο μικρότερες καμπύλες ίδιου βαθμού με τον αρχικό, με περιορισμό τη συνέχεια μεταξύ των δύο υποδιαίρεσεων. Η επιθυμητή μορφή μπορεί να επιτευχθεί αλλάζοντας μόνο την υποδιαίρεση που αποκλίνει περισσότερο από την επιθυμητή γεωμετρία. Εναλλακτικά, για την επίτευξη της επιθυμητής μορφής γίνεται χρήση των καμπύλων B-spline χρησιμοποιώντας τμηματικά συνεχή πολυώνυμα (Ενότητα 6.4).



Εικόνα 6.2. Μορφοποίηση της καμπύλης μέσω της μετατόπισης ενός σημείου ελέγχου.

6.3. Ρητές Καμπύλες Bezier

Το πεδίο εφαρμογής των καμπύλων Bezier μπορεί να επεκταθεί για την αναπαράσταση κωνικών τομών μέσω της ρητής διατύπωσής τους. Αυτό επιτυγχάνεται χρησιμοποιώντας το λόγο μεταξύ πολυωνυμικών συναρτήσεων και συντελεστών βαρύτητας. Η ρητή μορφή των καμπύλων ορίζεται στο ομογενές σύστημα συντεταγμένων, το οποίο προκύπτει από το αρχικό προσθέτοντας μία τέταρτη συντεταγμένη. Πιο συγκεκριμένα, για την αναπαράσταση μιας ρητής καμπύλης Bezier στον τρισδιάστατο χώρο ως μία πολυωνυμική καμπύλη στον τετραδιάστατο χώρο χρησιμοποιούνται ομογενείς συντεταγμένες όπου κάθε σημείο $P = (x, y, z)$ γράφεται ως $P^w = (wx, wy, wz, w) = (X, Y, Z, W), \forall w \neq 0$.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, για τα σημεία ελέγχου P_i και τους συντελεστές βαρύτητας w_i υπολογίζονται τα σταθμισμένα σημεία ελέγχου $P_i^w = (w_i x_i, w_i y_i, w_i z_i, w_i)$ και η ομογενής καμπύλη Bezier στον τετραδιάστατο χώρο ως:

$$C(u)^w = \sum_{i=0}^n B_{i,n}(u) P_i^w \quad \text{Εξίσωση 6.3}$$

Κατόπιν, με τον μετασχηματισμό των συντεταγμένων προκύπτει η ρητή καμπύλη στον τρισδιάστατο χώρο:

$$C(u) = \frac{\sum_{i=0}^n B_{i,n}(u) w_i P_i}{\sum_{i=0}^n B_{i,n}(u) w_i}, \quad 0 \leq u \leq 1 \quad \text{Εξίσωση 6.4}$$

Οι συντελεστές βαρύτητας αναπαριστούν την αυξανόμενη συνεισφορά του εκάστοτε σημείου ελέγχου στη μορφή της καμπύλης, όπου σε αυξανόμενες τιμές η καμπύλη προσεγγίζει το σημείο ελέγχου.

6.4. Καμπύλες B-splines & NURBS

Μια γενίκευση των καμπυλών Bezier αποτελούν οι καμπύλες B-spline, οι οποίες αποτελούνται από επιμέρους παραμετρικές καμπύλες βαθμού p . Οι καμπύλες B-spline και η ρητή μορφή τους οι καμπύλες NURBS, αποτελούνται από τμηματικά πολυώνυμα και τμηματικά ρητές καμπύλες συνδεδεμένες σε συγκεκριμένους κόμβους και σε συγκεκριμένες τιμές της παραμέτρου u . Το διάστημα των κόμβων ορίζεται ως μια μη φθίνουσα ακολουθία των τιμών της παραμέτρου u , η οποία καθορίζει την μορφή της καμπύλης και την περιοχή επιρροής του κάθε σημείου ελέγχου. Σε αντίθεση με τις καμπύλες Bezier, το πλήθος των σημείων ελέγχου δεν σχετίζεται με τον βαθμό των καμπύλων. Ωστόσο, στις καμπύλες B-spline ο αριθμός των συναρτήσεων βάσης ισούται με τον αριθμό των σημείων ελέγχου. Τα επιμέρους τμήματα ορίζονται στα διαδοχικά παραμετρικά διαστήματα $[u_i, u_{i+1}]$ ενώ ορίζονται οι κόμβοι της καμπύλης ως οι τιμές των παραμέτρων στα άκρα των επιμέρους διαστημάτων. Για την περιγραφή της καμπύλης απαιτείται ο καθορισμός του διανύσματος των κόμβων $U = \{u_0, u_1, \dots, u_m\}$ που καθορίζει τον τρόπο συνένωσης των επιμέρους τμημάτων, ενώ η απόσταση των κόμβων μεταξύ τους καθορίζει τη μορφή των συναρτήσεων βάσης. Η αλληλουχία των κόμβων μπορεί να επιλεγεί ομοιόμορφη ή ανομοιόμορφη. Στην πρώτη περίπτωση, όπου επιλέγονται ίσα διαστήματα μεταξύ διαδοχικών κόμβων, περιορίζεται η δυνατότητα τροποποίησης των συναρτήσεων βάσης, ενώ συνήθως χρησιμοποιούνται για την περιγραφή κλειστών καμπυλών, καθώς η καμπύλη δε συμπίπτει με το πρώτο και τελευταίο σημείο ελέγχου. Στη δεύτερη περίπτωση όπου υπάρχει μεγαλύτερη ελευθερία ως προς τη μορφή των συναρτήσεων βάσης, αλλαγές στην απόσταση μεταξύ των κόμβων οδηγεί σε μικρές αλλαγές στη μορφή της καμπύλης, προσδίδοντας ακόμα μεγαλύτερη ευελιξία στο σχεδιασμό. Επομένως, η περίπτωση αυτή είναι μία γενίκευση που εμπεριέχει όλες τις επιμέρους περιπτώσεις καμπυλών. Τροποποιώντας την πολλαπλότητα των κόμβων επηρεάζονται οι συνθήκες συνέχειας της καμπύλης με την καμπύλη να προσεγγίζει τον κόμβο καθώς αυξάνεται η πολλαπλότητα. Με το τρόπο αυτό είναι δυνατό να συμπίπτει η αρχή και το τέλος της καμπύλης με το πρώτο και το τελευταίο σημείο ελέγχου.

Η διατύπωση των καμπυλών B-spline επιτρέπει αυξημένη ευελιξία και την τοπική μορφοποίηση τους, ενώ η ρητή διατύπωση τους επιτρέπει, όπως και προηγουμένως, την αναπαράσταση κωνικών τομών. Λόγω της μεγάλης ευελιξίας τους, οι καμπύλες αυτές έχουν γίνει αναπόσπαστο κομμάτι σχεδιαστικών εργαλείων αλλά και διαδικασιών βελτιστοποίησης. Πιο συγκεκριμένα, στη διατύπωση των B-splines χρησιμοποιούνται τμηματικά συνεχείς συναρτήσεις γνωστές ως συναρτήσεις βάσης B-spline. Η τελική καμπύλη προκύπτει από την συνένωση ενός αριθμού πολυωνυμικών τμημάτων βαθμού p σε διακριτές τιμές της παραμέτρου u που ονομάζονται κόμβοι της καμπύλης και ισχύει ότι:

$$C(u) = \sum_{i=0}^n N_{i,p}(u)P_i, a \leq u \leq b \quad \text{Εξίσωση 6.5}$$

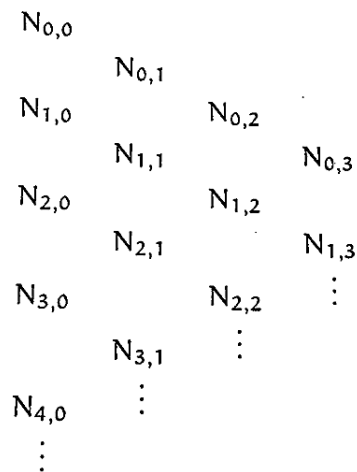
όπου P_i τα σημεία ελέγχου της καμπύλης και $N_{i,p}$ οι συναρτήσεις βάσης βαθμού p οι οποίες ορίζονται στο διάνυσμα $m+1$ κόμβων ως:

$$N_{i,p}(u) = \frac{u - u_i}{u_{i+p} - u_i} N_{i,p-1}(u) + \frac{u_{i+p+1} - u}{u_{i+p+1} - u_{i+1}} N_{i+1,p-1}(u) \quad \text{Εξίσωση 6.6}$$

$$N_{i,0}(u) = \begin{cases} 1, & \text{για } u_i \leq u \leq u_{i+1} \\ 0, & \text{αλλού} \end{cases}$$

Οι συναρτήσεις βάσης ορίζονται για $i = 0, \dots, n$ στα διαδοχικά διαστήματα $[u_i, u_{i+1}]$ και παίρνουν μη μηδενικές τιμές μέχρι $p+1$ εξισώσεις. Επιλέγοντας το διάνυσμα και την πολλαπλότητα των κόμβων είναι δυνατό να ελεγχθεί η συνέχεια της προκύπτουσας καμπύλης. Για παράδειγμα, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, για να διέρχεται η καμπύλη από το αρχικό και το τελικό σημείο ελέγχου θα πρέπει ο πρώτος και τελευταίος κόμβος να έχει πολλαπλότητα $p+1$. Η κλειστή μαθηματική τους έκφραση προσδίδει ακρίβεια, συνέπεια και ευελιξία στην αναπαράσταση καμπύλων και επιφανειών, ενώ υπολογίζονται χρησιμοποιώντας αποδοτικούς και γρήγορους αλγόριθμους [216-219].

Καθώς οι συναρτήσεις βάσης μηδενικού βαθμού μηδενίζονται εκτός του διαστήματος $u_i \leq u \leq u_{i+1}$ και οι συναρτήσεις βάσης μεγαλύτερου βαθμού είναι γραμμικός συνδυασμός δύο συναρτήσεων βάσης βαθμού $p-1$, ο υπολογισμός του παραπάνω αναδρομικού τύπου οδηγεί σε μία τριγωνικής μορφής διαδικασία (Εικόνα 6.3).



Εικόνα 6.3. Πίνακας υπολογισμού μη μηδενικών συναρτήσεων βάσης.

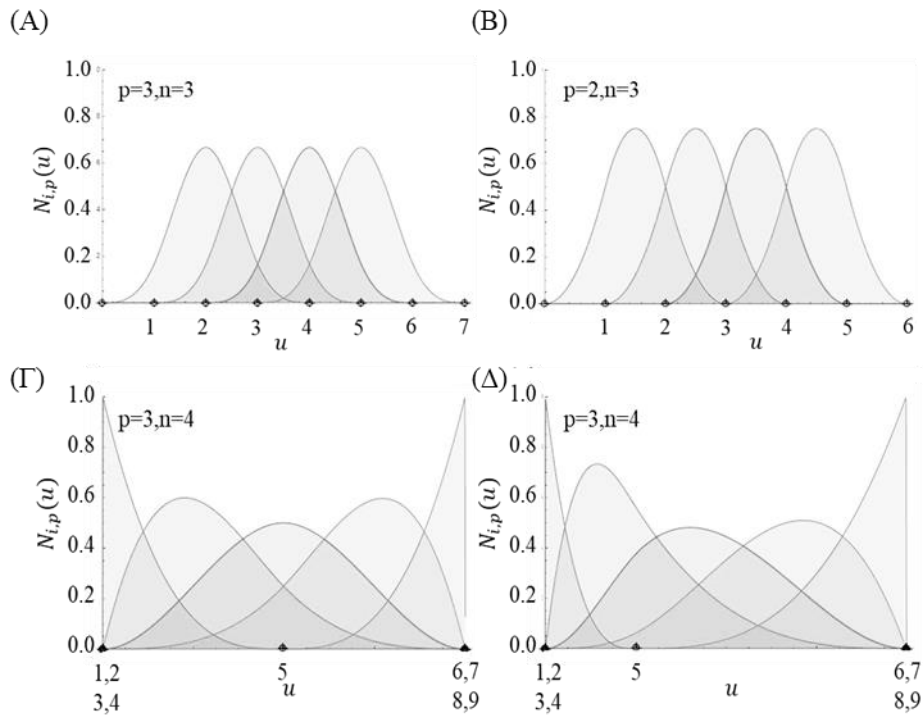
Οι ιδιότητες των συναρτήσεων βάσης συνοψίζονται ως:

1. $N_{i,p}(u) \geq 0 \quad \forall i, p, u$
2. Το άθροισμα των συναρτήσεων βάσης για κάθε τιμή της παραμέτρου εντός δεδομένου διαστήματος ισούται με 1.
3. Κάθε συνάρτηση έχει μόνο μία μέγιστη τιμή.
4. Κάθε συνάρτηση είναι μεγαλύτερη ή ίση με το 0 για όλες τις τιμές της παραμέτρου.

5. Κάθε καμπύλη είναι ένας σταθμισμένος συνδυασμός των σημείων ελέγχου ενώ ο αριθμός των συναρτήσεων βάσης είναι ίσος με τον αριθμό των σημείων ελέγχου.
6. Ο αριθμός των κόμβων ισούται με το άθροισμα των σημείων ελέγχου και του βαθμού της καμπύλης.
7. Εάν η κατανομή των κόμβων είναι ομοιόμορφη τότε το ενεργό τμήμα όλων των συναρτήσεων βάσης έχει το ίδιο σχήμα μετατοπισμένο στο εκάστοτε διάστημα.
8. Αν ο αριθμός των σημείων ελέγχου ισούται με το βαθμό των συναρτήσεων βάσης τότε η καμπύλη B-spline είναι μία καμπύλη Bezier βαθμού n με $n+1$ σημεία ελέγχου.
9. Ο αριθμός των κόμβων ($m+1$), ο αριθμός των σημείων ελέγχου ($n+1$) και ο βαθμός (p) των συναρτήσεων βάσης συνδέονται με την σχέση $m=n+1+p$
10. Παραμένει αναλλοίωτη κάτω από συσχετισμένους (γραμμικούς) μετασχηματισμούς καθώς είναι γραμμικός συνδυασμός των σημείων ελέγχου
11. Βρίσκεται στην κυρτή περιβάλλουσα των σημείων ελέγχου γεγονός που διευκολύνει τον έλεγχο της μορφής καθώς και την εύρεση της τομής με άλλες γεωμετρίες
12. Είναι συμμετρική ως προς τα σημεία ελέγχου και με αντιστροφή των σημείων ελέγχου η μορφή παραμένει ίδια.
13. Σε έναν κόμβο η συνάρτηση βάσης είναι $p-k$ φορές διαφορίσιμη όπου k η πολλαπλότητα του κόμβου.

Για τον υπολογισμό των συναρτήσεων βάσης εφαρμόζεται ο αλγόριθμος de Boor όπου υπολογίζονται μόνο οι μη μηδενικές συναρτήσεις στο εύρος του κάθε κόμβου [217], όπου επιλεγεται συνήθως ομοιόμορφη κατανομή κόμβων λόγω της σχετικά μικρής επίπτωσης της κατανομής τους στην μορφή των καμπύλων. Στην περίπτωση όπου η καμπύλη πρέπει να συμπίπτει με το πρώτο και τελευταίο σημείο ελέγχου, η πολλαπλότητα των κόμβων αυξάνεται με αποτέλεσμα να μεταβάλλεται η συνέχεια της καμπύλης στις θέσεις αυτές και να προκύπτει η περίπτωση του ανοιχτού ομοιόμορφου διανύσματος κόμβων (Εικόνα 6.4). Επιπρόσθετα, στην ακολουθία κόμβων όπου στα άκρα υπάρχει πολλαπλότητα ίση με την τάξη των συναρτήσεων βάσης και παράλληλα χρησιμοποιείται ομοιόμορφη κατανομή στους εσωτερικούς κόμβους, οι πρώτοι και τελευταίοι κόμβοι έχουν πολλαπλότητα $p+1$ όπως φαίνεται παρακάτω:

$$\left\{ \underbrace{a, \dots, a}_{p+1}, \dots, u_{p+1}, \dots, u_{m-p-1}, \dots, \underbrace{b, \dots, b}_{p+1} \right\} \quad \text{Εξίσωση 6.7}$$



Εικόνα 6.4. Επίδραση του βαθμού p , του διανύσματος κόμβων και των σημείων ελέγχου στις συναρτήσεις βάσης $N_{i,p}(u)$. (Α) Ομοιόμορφη κατανομή κόμβων, βαθμός $p=3$, (Β) Ομοιόμορφη κατανομή κόμβων, βαθμός $p=2$, (Γ) Ανοιχτή ομοιόμορφη κατανομή κόμβων με 5 σημεία ελέγχου, (Δ) Ανομοιόμορφη κατανομή κόμβων.

Για τον υπολογισμό ενός σημείου της καμπύλης για μία δεδομένη τιμή της παραμέτρου u , αρχικά προσδιορίζεται το εύρος του κόμβου στο οποίο ανήκει η παράμετρος, στη συνέχεια υπολογίζονται όλες οι μη μηδενικές συναρτήσεις βάσης σύμφωνα με τον αναδρομικό τύπο και τον αλγόριθμο de Boor, και τέλος υπολογίζεται το σημείο ως ο γραμμικός συνδιασμός των σημείων ελέγχου και των συναρτήσεων βάσης.

Όπως και στην περίπτωση των καμπύλων Bezier, οι καμπύλες B-splines αδυνατούν να περιγράψουν κωνικές τομές. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται οι καμπύλες NURBS οι οποίες αποτελούν περαιτέρω γενίκευση και στις οποίες οι συναρτήσεις βάσης είναι ρητές συναρτήσεις. Όπως και στην περίπτωση των ρητών καμπύλων Bezier, οι καμπύλες NURBS ορίζονται ως:

$$C(u) = \frac{\sum_{i=0}^n N_{ip}(u)w_iP_i}{\sum_{i=0}^n B_{i,p}(u)w_i}, a \leq u \leq b \quad \text{Εξίσωση 6.8}$$

όπου p_i είναι τα σημεία ελέγχου και w_i οι συντελεστές βαρύτητας των σημείων ελέγχου.

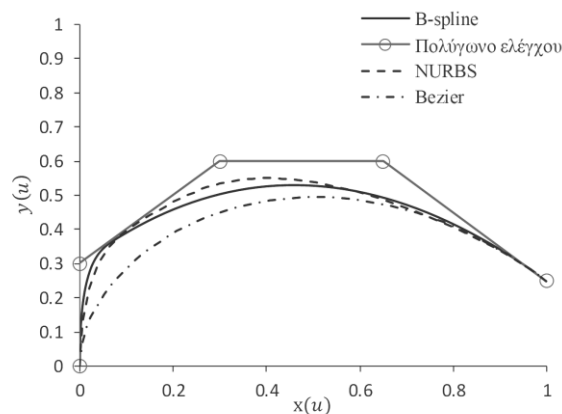
Για την αναπαράσταση μιας καμπύλης NURBS στον τρισδιάστατο χώρο ως μία πολυωνυμική καμπύλη στον τετραδιάστατο χώρο χρησιμοποιούνται ομογενείς συντεταγμένες όπου κάθε σημείο $P = (x, y, z)$ γράφεται ως:

$$P^w = (wx, wy, wz, w) = (X, Y, Z, W), \forall w \neq 0.$$

Σύμφωνα με τα παραπάνω, για τα σημεία ελέγχου P_i και τους συντελεστές βαρύτητας w_i υπολογίζονται τα σταθμισμένα σημεία ελέγχου $P_i^w = (w_i x_i, y_i x_i, z_i x_i, w_i)$ και η ομογενής καμπύλη στον τετραδιάστατο χώρο ως:

$$C(u)^w = \sum_{i=0}^n N_{i,p}(u) P_i^w \quad \text{Εξίσωση 6.9}$$

Από την ομοιότητα των παραπάνω εξισώσεων είναι εύκολα κατανοητό ότι οι παραπάνω παραμετρικές καμπύλες παρουσιάζουν κοινές ιδιότητες. Η διαφορά με τις καμπύλες Bezier έγκειται στο ότι στις κυμπύλες B-Spline και NURBS χρησιμοποιούνται συντελεστές βαρύτητας που δρουν ως πόλοι έλξης της καμπύλης στο σημείο ελέγχου και επηρεάζουν μόνο το τμήμα της καμπύλης στην περιοχή τους (Εικόνα 6.5). Η παραπάνω ιδιότητα προσδίδει υψηλότερη ευελιξία και επιτρέπει τη σχεδίαση γεωμετρικών μορφών με τοπικά μεγαλύτερη καμπυλότητα, ελαχιστοποιώντας ταυτόχρονα τον αριθμό των απαιτούμενων παραμέτρων.



Εικόνα 6.5. Παραμετρικές καμπύλες Bezier, B-spline και NURBS για τα ίδια σημεία ελέγχου.

6.5. Παραμετρικές Επιφάνειες (Bezier, B-Spline, NURBS)

Για τον ορισμό μίας παραμετρικής επιφάνειας χρησιμοποιείται ένα πλέγμα σημείων ελέγχου, δύο ξεχωριστά διανύσματα κόμβων για την περίπτωση των επιφανειών B-spline και NURBS, καθώς και το τανυστικό γινόμενο των μονοπαραμετρικών συναρτήσεων βάσης. Σημειώνεται ότι οι παραμετρικές επιφάνειες διατηρούν τις ιδιότητες των παραμετρικών καμπύλων καθώς μπορούν να θεωρηθούν

γενικεύσεις τους,. Θεωρώντας μια παραμετρική καμπύλη βαθμού p με σημεία ελέγχου τα P_i για σταθερές τιμές της παραμέτρου u κατά την μία διεύθυνση της επιφάνειας προκύπτει η καμπύλη:

$$P(u) = \sum_{i=0}^n N_{i,p}(u)P_i, 0 \leq u \leq 1 \quad \text{Εξίσωση 6.10}$$

Θεωρώντας ότι κάθε σημείο ελέγχου $P_i = P_i(v)$ διαγράφει το ίδιο μία παραμετρική καμπύλη βαθμού q με σημεία ελέγχου τα $P_{i,j}$ και για διάφορες τιμές της παραμέτρου v , θα ισχύει:

$$P_i(v) = \sum_{j=0}^m N_{j,q}(v)P_{i,j}, 0 \leq v \leq 1 \quad \text{Εξίσωση 6.11}$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτει η εξίσωση της παραμετρικής επιφάνειας $S(u,v)$ ως:

$$S(u, v) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m N_{i,p}(u)N_{j,q}(v)P_{i,j}, 0 \leq u \leq 1, 0 \leq v \leq 1 \quad \text{Εξίσωση 6.12}$$

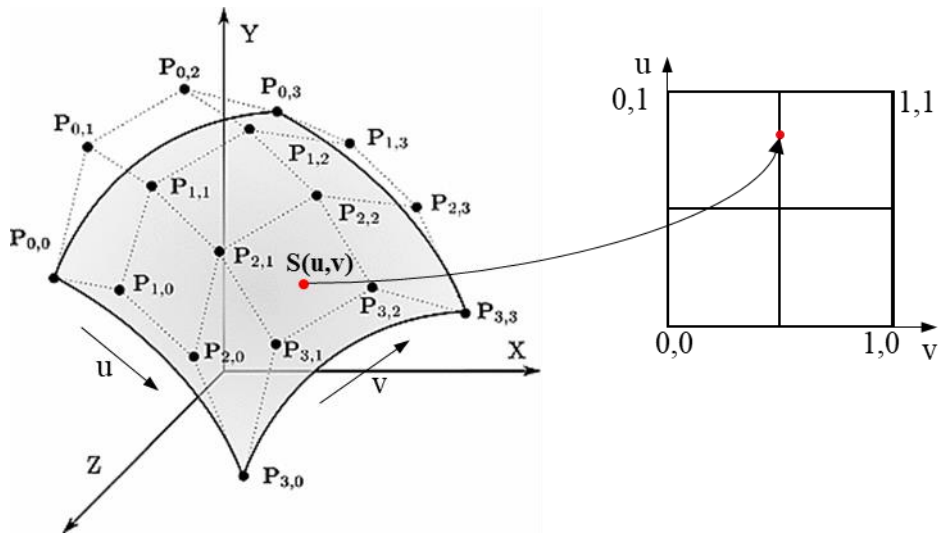
Στην περίπτωση των επιφανειών B-Spline και NURBS, ορίζονται τα αντίστοιχα διανύσματα κόμβων για τις δύο κατευθύνσεις ως:

$$U = \{ \underbrace{a, \dots, a}_{p+1}, \underbrace{u_{p+1}, \dots, u_{n-p-1}}_{p+1}, \underbrace{b, \dots, b}_{p+1} \} \quad V = \{ \underbrace{c, \dots, c}_{q+1}, \underbrace{u_{q+1}, \dots, u_{m-q-1}}_{q+1}, \underbrace{d, \dots, d}_{q+1} \}$$

Τα $(m+1) \times (n+1)$ σημεία ελέγχου ταξινομούνται σε ένα ορθογώνιο πλέγμα ως:

$$\begin{matrix} P_{0,0} & P_{0,1} & \dots & P_{0,n} \\ P_{1,0} & P_{1,1} & \dots & P_{1,n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ P_{m,0} & P_{m,1} & \dots & P_{m,n} \end{matrix}$$

Σύμφωνα με τα ανωτέρω, για σταθερή τιμή μίας παραμέτρου κατά τη μία διεύθυνση, προκύπτει παραμετρική καμπύλη που διατρέχει την επιφάνεια με αποτέλεσμα ένα σημείο της επιφάνειας να μπορεί να θεωρηθεί ως σημείο τομής δύο συγκεκριμένων ισοπαραμετρικών καμπύλων (Εικόνα 6.6). Επιπροσθέτως, προκύπτει ότι τα όρια της επιφάνειας περιγράφονται από τις ισοπαραμετρικές καμπύλες που προκύπτουν για τις ακραίες τιμές των παραμέτρων u, v στις δύο κατευθύνσεις.



Εικόνα 6.6. Παραμετρική επιφάνεια $p=q=3$ ου βαθμού, με $P_{i,j}$ τα εννέα σημεία ελέγχου και $S(u,v)$ ένα σημείο της επιφάνειας. (Αριστερά) Καρτεσιανός χώρος και (Δεξιά) Παραμετρικός χώρος.

6.6. Αύξηση βαθμού καμπύλης Bezier

Με τον αλγόριθμο αύξησης του βαθμού της συνάρτησης βάσης είναι δυνατό να αυξηθεί ο βαθμός της καμπύλης Bezier από n σε $n+1$ και ο αριθμός των σημείων ελέγχου από $n+1$ σε $n+2$ χωρίς να αλλάξει το σχήμα της καμπύλης. Τα νέα σημεία ελέγχου μπορούν να προσδιοριστούν από τον αναδρομικό τύπο [220]:

$$P_i^{n+1} = \frac{i}{n+1} P_{i-1}^n + \left(1 - \frac{i}{n+1}\right) P_i^n, i = 0, 1, \dots, n+1 \tag{Εξίσωση 6.13}$$

όπου ισχύει:

$$P_{-1}^n = P_{n+1}^n = 0$$

6.7. Υποδιαίρεση καμπύλης Bezier

Με την υποδιαίρεση δεδομένης παραμετρικής καμπύλης Bezier σε κάποιο σημείο $C(u)$ για μία τιμή της παραμέτρου u , προκύπτουν δύο νέες καμπύλες Bezier και αντίστοιχα νέα σημεία ελέγχου, που είναι διαφορετικά από εκείνα της αρχικής καμπύλης αλλά διατηρούν τον ίδιο βαθμό συναρτήσεων βάσης.

Για δεδομένα $n+1$ σημεία ελέγχου της αρχικής καμπύλης, η καμπύλη χωρίζεται στην παράμετρο u_0 σε δύο επιμέρους καμπύλες με σημεία ελέγχου $(P_0^0, P_1^1, \dots, P_n^n)$ και $(P_n^n, P_n^{n-1}, \dots, P_n^0)$, όπου τα σημεία P_i^0 είναι τα σημεία ελέγχου της αρχικής καμπύλης. Τα νέα σημεία ελέγχου υπολογίζονται από την αναδρομική σχέση:

$$P_i^k(u_0) = (1 - u_0)P_{i-1}^{k-1} + u_0P_i^{k-1}, k = 1, 2, \dots, n \quad i = k, \dots, n \quad \text{Εξίσωση 6.14}$$

και οι δύο νέες καμπύλες συμπίπτουν με την αρχική καμπύλη για τιμές τις παραμέτρου $[0, u_0]$ και $[u_0, 1]$, αντίστοιχα.

6.8. Εισαγωγή κόμβου σε καμπύλες B-Spline, NURBS

Η υποδιαίρεση των καμπυλών B-Spline και NURBS επιτυγχάνεται με τον αλγόριθμο προσθήκης κόμβου στο αρχικό διάνυσμα κόμβων. Θεωρώντας μία καμπύλη B-Spline $C^w(u) = \sum_{i=0}^n N_{i,p}(u)P_i^w$ που ορίζεται από το διάνυσμα κόμβων $U = \{u_0, \dots, u_m\}$ και \bar{u} ένα νέο κόμβο που πρόκειται να εισαχθεί στο αρχικό διάνυσμα κόμβων, το νέο διάνυσμα κόμβων που θα προκύψει θα οδηγήσει σε μετασχηματισμό των συναρτήσεων βάσης καθώς και των σημείων ελέγχου της καμπύλης, ενώ παράλληλα η αρχική καμπύλη θα παραμείνει αμετάβλητη και θα ισχύει:

$$C^w(u) = \sum_{i=0}^{n+1} \bar{N}_{i,p}(u)Q_i^w = \sum_{i=0}^n N_{i,p}(u)P_i^w \quad \text{Εξίσωση 6.15}$$

Λαμβάνοντας υπόψη τις ιδιότητες των συναρτήσεων βάσης, καθώς και το γεγονός ότι τα ακραία σημεία ελέγχου πριν και μετά την εισαγωγή του κόμβου συμπίπτουν, προκύπτει η αναδρομική σχέση για τον καθορισμό των νέων σημείων ελέγχου:

$$Q_i^w = a_i P_i^w + (1 - a_i) P_{i-1}^w \quad \text{Εξίσωση 6.16}$$

όπου:

$$a_i = \begin{cases} 1 & i \leq k - p \\ \frac{\bar{u} - u_i}{u_{i+p} - u_i} & k - p + 1 \leq i \leq k \\ 0 & i \geq k + 1 \end{cases}$$

Συνολικά, με την εισαγωγή του κόμβου, αυξάνεται ο βαθμός της καμπύλης ή ο αριθμός των σημείων ελέγχου, ώστε να εξακολουθήσει να ισχύει η σχέση $m=n+1+p$. Καθώς προστίθενται κόμβοι παρατηρείται ότι το πολύγωνο ελέγχου αρχίζει να προσεγγίζει την καμπύλη. Για την υποδιαίρεση της καμπύλης σε μία συγκεκριμένη τιμή της παραμέτρου \bar{u} , θα πρέπει ο ίδιος κόμβος να εισαχθεί r φορές ώστε το σημείο ελέγχου να είναι και σημείο των δύο νέων καμπυλών. Ο αλγόριθμος εισαγωγής κόμβων εκτός από την υποδιαίρεση καμπυλών μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για την αύξηση της ευελιξίας ελέγχου της μορφής της καμπύλης καθώς και για τον υπολογισμό σημείων και κλίσεων της καμπύλης.

Κεφάλαιο 7 - Ανάπτυξη εργαλείων σχεδίασης υδροστροβίλων αντίδρασης

7.1. Εισαγωγή

Στο παρόν κεφάλαιο αναπτύσσεται η μεθοδολογία σχεδιασμού του δρομέα υδροστροβίλου Francis που αναπτύχθηκε στο πλαίσιο της παρούσας διατριβής καθώς και τα επιμέρους εργαλεία σχεδιασμού για το σπειροειδές κέλυφος, τη στεφάνη ρυθμιστικών και οδηγητικών πτερυγίων, καθώς και τον καθορισμό των βασικών διαστάσεων του αγωγού απαγωγής. Για την υδροδυναμική σχεδίαση, καθώς και τη βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των υδροδυναμικών μηχανών είναι απαραίτητη η παραμετρική περιγραφή των επιμέρους τμημάτων τους. Για την επιτυχή εφαρμογή μιας υπολογιστικής μεθόδου βελτιστοποίησης του σχεδιασμού τους, θα πρέπει η επιλεγείσα μέθοδος παραμετροποίησης να παρουσιάζει σχεδιαστική ευελιξία, και παράλληλα, να χρησιμοποιεί τον ελάχιστο δυνατό αριθμό ελεύθερων παραμέτρων για τον περιορισμό του υπολογιστικού κόστους. Το ανωτέρω μπορεί να επιτευχθεί με την εισαγωγή μεταβλητών για την περιγραφή της γεωμετρίας των διαφόρων τμημάτων, ούτως ώστε να μπορούν να παράγονται τροποποιήσεις του αρχικού σχεδιασμού με αυτοματοποιημένο τρόπο και στο επιθυμητό κάθε φορά εύρος. Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας αναπτύχθηκε παραμετρικό λογισμικό σχεδίασης των επιμέρους τμημάτων του υδροστροβίλου σε γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN, συνδυάζοντας παραδοσιακές μεθόδους σχεδίασης και σύγχρονες τεχνικές CAD, όπως παρουσιάστηκαν στις προηγούμενες ενότητες.

7.2. Σχεδίαση Δρομέα

7.2.1. Σχεδίαση του μεσημβρινού καναλιού

Για την σχεδίαση του δρομέα απαιτείται καταρχάς ο προσδιορισμός των βασικών διαστάσεων της μηχανής που βασίζονται στις υδραυλικές παραμέτρους σχεδιασμού. Στην παρούσα μεθοδολογία, οι βασικές διαστάσεις προσδιορίζονται χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις Bonet που παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 3. Πιο συγκεκριμένα με δεδομένα το υδραυλικό ύψος, την παροχή και την ταχύτητα περιστροφής προσδιορίζεται ο ειδικός αριθμός περιστροφής και οι αδιάστατες παράμετροι παροχής και ύψους σύμφωνα με τις Εξισώσεις 3.7, 3.19 και 7.1.

$$v = \omega \frac{(Q/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}}$$

Εξίσωση 7.1

Η ακτίνα στην έξοδο του δρομέα στο σημείο τομής της στεφάνης με την ακμή εξόδου υπολογίζεται από την εξίσωση ορισμού της αδιάστατης παραμέτρου παροχής ως εξής:

$$R_{2e} = \left(\frac{Q/\pi}{\varphi_{2e}\omega} \right)^{1/3} \quad \text{Εξίσωση 7.2}$$

Όπως αναφέρθηκε και στο Κεφάλαιο 3, από στατιστικά δεδομένα προκύπτει ότι η παράμετρος παροχής κυμαίνεται μεταξύ τιμών 0.26 - 0.28 με περισσότερο αντιπροσωπευτική την τιμή 0.27, η οποία στη γενική περίπτωση, μπορεί να θεωρηθεί ανεξάρτητη του ειδικού αριθμού περιστροφής v_0 . Με τον τρόπο αυτό προσδιορίζονται οι βασικές γεωμετρικές παράμετροι και οι καμπύλες που καθορίζουν τη μεσημβρινή τομή του δρομέα χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις Bonet, αδιαστατοποιημένες ως προς την ακτίνα αναφοράς R_{2e} (Εξίσωση 7.3).

$$\frac{y}{y_m} = 3.08 \left(1 - \frac{x}{l} \right) \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right)} \quad \text{Εξίσωση 7.3}$$

Από την παραπάνω εξίσωση προκύπτει μία αρχική μορφή του μεσημβρινού καναλιού που όμως στο πλαίσιο μιας διαδικασίας βελτιστοποίησης θα πρέπει να παραμετροποιηθεί. Για το σκοπό αυτό, οι παραπάνω καμπύλες προσεγγίστηκαν με καμπύλες Bezier τεσσάρων σημείων ελέγχου χρησιμοποιώντας τη μέθοδο ελαχίστων τετραγώνων. Συγκεκριμένα, για τη καμπύλη της πλήμνης θεωρήθηκε ότι:

$$C_h(u) = \sum_{i=0}^3 B_{i,3}(u) P_{ih} \quad \text{Εξίσωση 7.4}$$

$$X_{1h} = 0$$

$$X_{2h} = 0.6$$

$$X_{3h} = L_i/4$$

$$Y_{3h} = Y_{mi}$$

όπου X_{ih} και Y_{ih} οι συντεταγμένες των σημείων ελέγχου της καμπύλης της πλήμνης.

Από την προσέγγιση των καμπυλών Bonet προσδιορίστηκαν οι άγνωστοι Y_{1h} και Y_{2h} συναρτήσει του ειδικού αριθμού περιστροφής ως:

$$Y_{1h} = 0.4458 \cdot v_0^{-0.4293}$$

$$Y_{2h} = 0.816 \cdot v_0^{-0.2975}$$

Στη συνέχεια, προσδιορίζονται τα σημεία τομής των μεσημβρινών προβολών των ακμών εισόδου και εξόδου με τις καμπύλες της πλήμνης και της στεφάνης, όπως ορίζονται σύμφωνα με την Εικόνα

3.15. Πιο συγκεκριμένα το σημείο τομής της ακμής εισόδου με την στεφάνη υπολογίζεται θεωρώντας την συσχέτιση [221]:

$$u_{1e} = 1.5155 \cdot v_o^{0.6729} \quad \text{Εξίσωση 7.5}$$

Στην περίπτωση που ο ειδικός αριθμός στροφών είναι χαμηλός με ακτινική σχεδίαση στην είσοδο θα ισχύει :

$$R_{1e} = R_{1i}$$

Το σημείο τομής της ακμής εξόδου με την πλήμνη προσδιορίζεται από τη συσχέτιση:

$$u_{2i} = -0.5317 \cdot v_o^4 + 1.436 \cdot v_o^3 - 1.0518 \cdot v_o^2 + 0.3387 \cdot v_o + 0.2879 \quad \text{Εξίσωση 7.6}$$

όπου:

$$u = \frac{U}{\sqrt{2gH_o}} = \frac{\omega \cdot R}{\sqrt{2gH_o}} \quad \text{Εξίσωση 7.7}$$

Όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 3, το σημείο τομής της πλήμνης με την ακμή εισόδου καθορίζεται από την αδιάστατη παράμετρο ύψους Ψ_{1i} :

$$\Psi_{1i} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{(\omega \cdot R_{1i})^2} \Rightarrow R_{1i} = \left(\frac{2 \cdot g \cdot H}{\omega^2 \cdot \Psi_{1i}} \right)^{1/2} \quad \text{Εξίσωση 3.19}$$

όπου από πλήθος διαφορετικών υδροστροβίλων και ειδικών αριθμών στροφών η παράμετρος αυτή παίρνει τιμές 1.65-2.

Για τον παραμετρικό έλεγχο του σημείο τομής της ακτίνας εξόδου με την πλήμνη εισάγεται η παράμετρος P_{r2i} , και συνεπώς η ακτίνα υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$R_{2i} = \frac{P_{r2h} \cdot u_{2i} \cdot \sqrt{2gH_o}}{\omega} \quad \text{Εξίσωση 7.8}$$

Μεταβάλλοντας την τιμή της παραμέτρου P_{r2i} , το σημείο αυτό μετατοπίζεται κατά μήκος της μεσημβρινής τομής της πλήμνης. Η αρχική τιμή του άξονα των ρυθμιστικών πτερυγίων υπολογίζεται στη συνέχεια από τη σχέση [38]:

$$D_d = D_{1i} \cdot (0.29 \cdot w_n + 1.07) \quad \text{Εξίσωση 7.9}$$

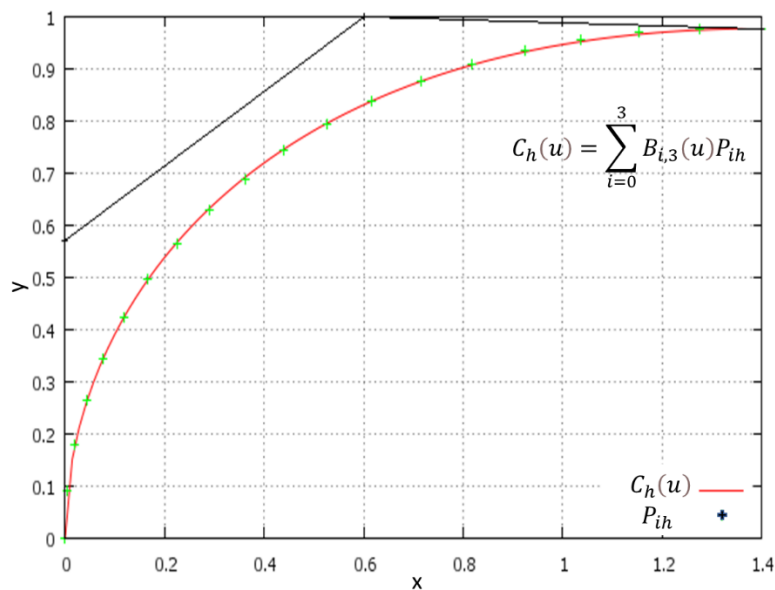
όπου:

$$w_n = \tilde{Q} \cdot \sqrt{\tilde{\omega}}$$

$$\tilde{Q} = \frac{Q_o}{\sqrt{2gH_o}}$$

$$\tilde{\omega} = \frac{\omega_o}{\sqrt{2gH_o}}$$

Έχοντας προσδιορίσει τα παραπάνω σημεία, εφαρμόζεται διαδοχικά ο αλγόριθμος υποδιαίρεσης της καμπύλης Bezier που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 6 και χωρίζεται η αρχική παραμετρική καμπύλη σε τρεις επιμέρους καμπύλες Bezier που συμπίπτουν στα σημεία 1i,e και 2i,e. Με τον τρόπο αυτόν είναι δυνατή η αλλαγή της μορφής τόσο της πλήμνης και της στεφάνης του δρομέα, όσο και της θέσης των ακμών εισόδου και εξόδου των πτερυγίων. Συγκεκριμένα, στην Εικόνα 7.1, παρουσιάζεται ενδεικτικά μία καμπύλη Bezier για την περιγραφή της πλήμνης του δρομέα Francis, όπου σημειώνονται τα σημεία ελέγχου, τα οποία αποτελούν τις παραμέτρους σχεδιασμού (κορυφές της τεθλασμένης γραμμής).



Εικόνα 7.1. Παραμετροποίηση της καμπύλης της πλήμνης του μεσημβρινού καναλιού.

Ομοίως, για την καμπύλη της στεφάνης προκύπτουν τα σημεία ελέγχου συναρτήσει του ειδικού αριθμού περιστροφής ως εξής:

$$C_s(u) = \sum_{i=0}^3 B_{i,3}(u)P_{is}$$

Εξίσωση 7.10

$$Y_{1s} = 0.0919 \cdot v_o + 0.1007$$

$$Y_{1s} = -86.072 \cdot v_o^5 + 291.78 \cdot v_o^4 + 369.61 \cdot v_o^3 - 221.94 \cdot v_o^2 - 63.805 \cdot v_o + 7.3947$$

$$X_{2s} = -10.186 \cdot v_0^4 + 15.422 \cdot v_0^3 - 5.9821 \cdot v_0^2 - 1.7682 \cdot v_0 + 1.8686$$

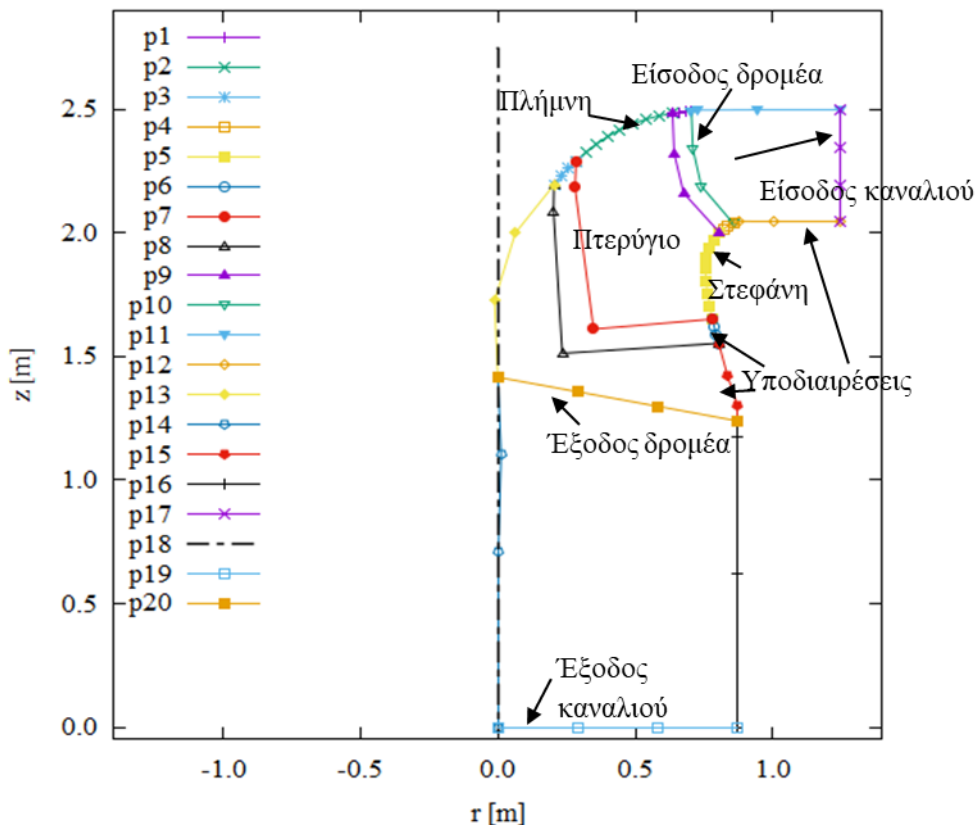
$$Y_{2s} = X_{2s}$$

$$X_{3s} = L_e/4$$

$$Y_{3s} = Y_{me}$$

όπου X_{is} και Y_{is} οι συντεταγμένες των σημείων ελέγχου της καμπύλης της στεφάνης.

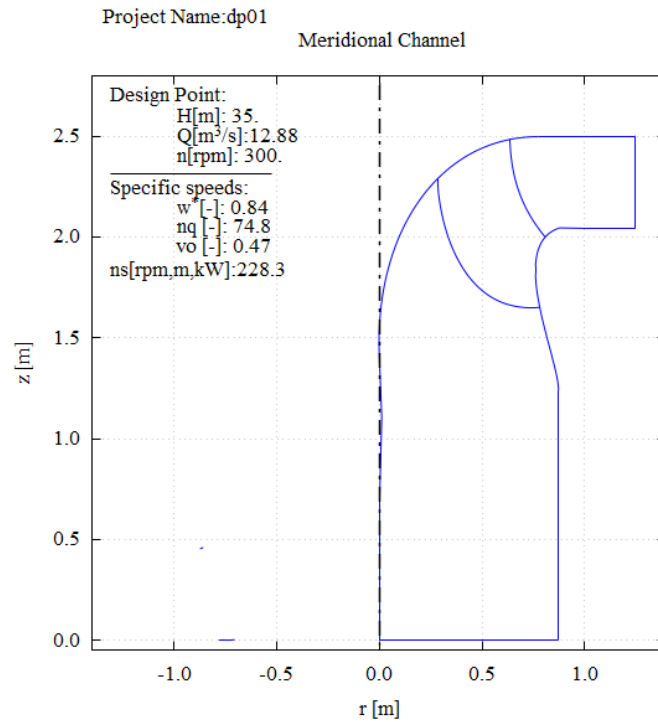
Για την πύκνωση των σημείων σχεδιασμού στην περιοχή της ακμής εισόδου και εξόδου, εφαρμόζεται επιπλέον υποδιαίρεση των καμπυλών της στεφάνης και της πλήμνης σε ενδιάμεσες θέσεις ανάντη και κατάντη των ακμών εισόδου και εξόδου, όπως φαίνεται στην Εικόνα 7.2. Το πλήρες μεσημβρινό κανάλι προσδιορίζεται θεωρώντας κατάλληλες προεκτάσεις προς την πλευρά της εισόδου, προς την έξοδο του δρομέα και προς τον αγωγό απαγωγής. Με τον τρόπο αυτό το μεσημβρινό κανάλι προσδιορίζεται πλήρως χρησιμοποιώντας μία σειρά από παραμετρικές καμπύλες καταρχήν τεσσάρων σημείων ελέγχου, με περιορισμούς συνέχειας στα σημεία σύνδεσης των επιμέρους καμπυλών για την εξασφάλιση της ομοιομορφίας της γεωμετρίας (Εικόνα 7.2).



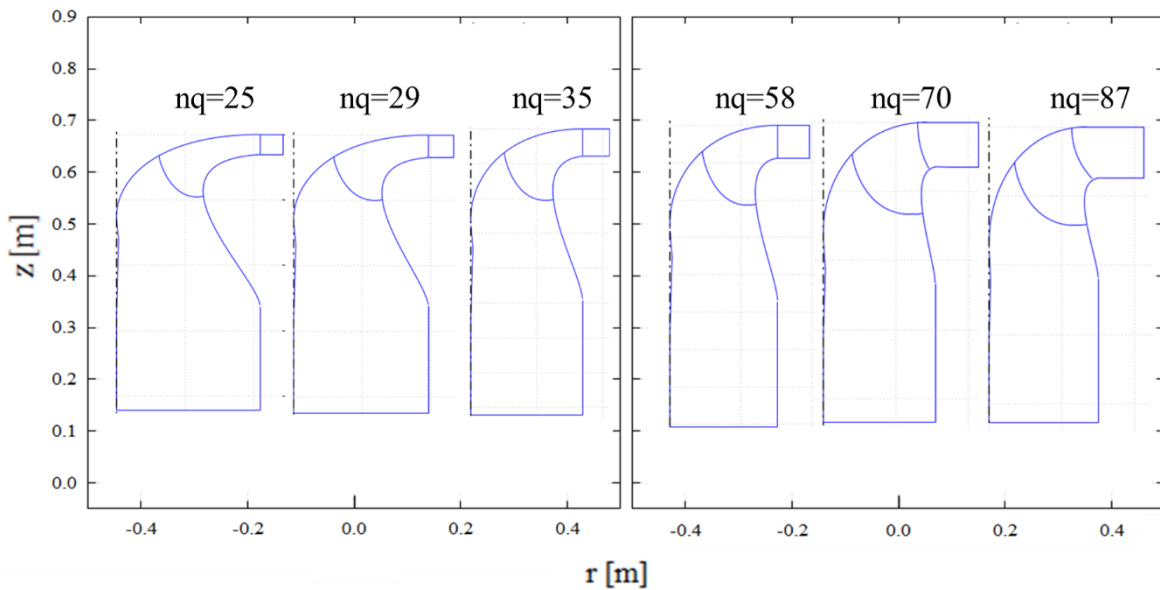
Εικόνα 7.2. Παραμετροποίηση μεσημβρινού καναλιού και πολύγωνα ελέγχου επιμέρους καμπυλών που περιγράφουν το κανάλι ενός υδροστροβίλου.

Στις Εικόνες 7.3-7.4 παρουσιάζονται ενδεικτικά οι μεσημβρινές τομές για υδροστροβίλους Francis διαφορετικού ειδικού αριθμού στροφών, όπως προκύπτουν από το παρόν λογισμικό με αλλαγή των

βασικών παραμέτρων σχεδιασμού του υδροστροβίλου. Για την τροποποίηση της μεσημβρινής τομής είναι δυνατή η μετατόπιση των σημείων ελέγχου των επιμέρους παραμετρικών καμπυλών, όπως ενδεικτικά παρουσιάζεται στην Εικόνα 7.5Α. Παράλληλα, δίνεται η δυνατότητα αύξησης του αριθμού των σημείων ελέγχου εφαρμόζοντας τον αλγόριθμο αύξησης του βαθμού της καμπύλης που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 6.

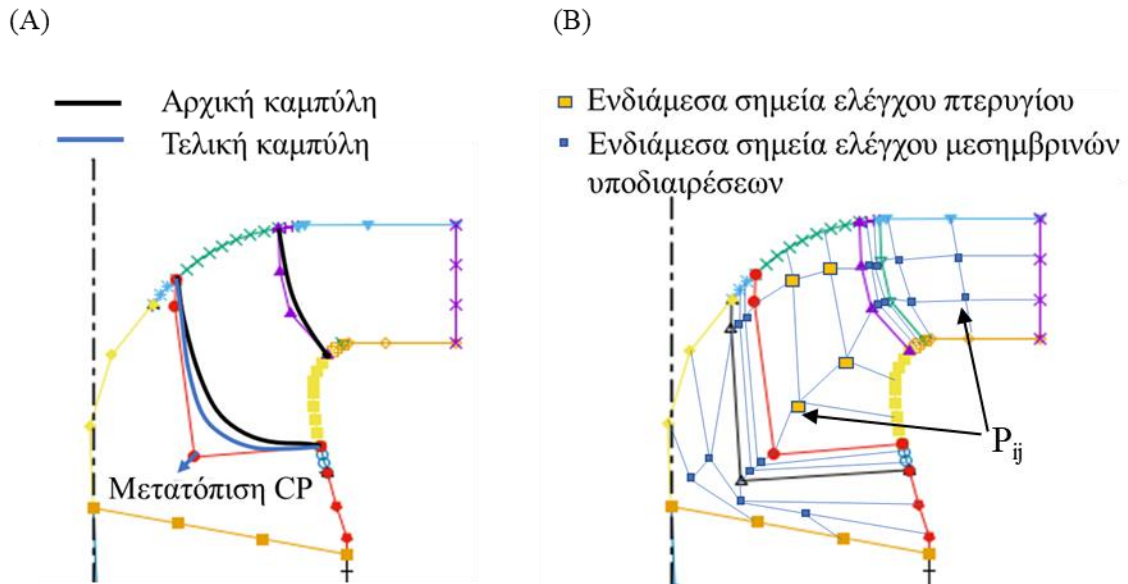


Εικόνα 7.3. Μεσημβρινό κανάλι υδροστροβίλου Francis υψηλού ειδικού αριθμού στροφών.



Εικόνα 7.4. Μεταβολή μεσημβρινού καναλιού υδροστροβίλου Francis συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών.

Με το τρόπο αυτό δημιουργείται ένα πλέγμα σημείων ελέγχου το οποίο θα αποτελέσει τη βάση για τον καθορισμό της τρισδιάστατης γεωμετρίας του πτερυγίου. Το πλέγμα των σημείων ελέγχου που προκύπτει χρησιμοποιείται στη συνέχεια για την κατασκευή τμηματικών επιφανειών στο μεσημβρινό επίπεδο, οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν για την σχεδίαση του πτερυγίου στις τρεις διαστάσεις (Εικόνα 7.5B).



Εικόνα 7.5. (Α) Τροποποίηση της ακμής εξόδου πτερυγίου με την μετατόπιση ενός ενδιάμεσου σημείου ελέγχου CP και (B) Πλέγμα σημείων ελέγχου για τον ορισμό παραμετρικών επιφανειών.

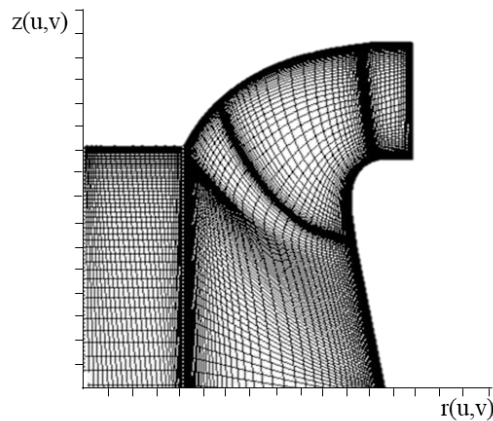
7.2.2. Σχεδίαση της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου στο επίπεδο και υπολογισμός γωνιών Euler

Για την κατασκευή των επιφανειών στο μεσημβρινό επίπεδο χρησιμοποιούνται επιφάνειες NURBS σε κυλινδρικές συντεταγμένες (r, z, θ) (Εικόνα 7.6), σύμφωνα με τις παρακάτω εξισώσεις και τη θεωρία που παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 6:

$$r(u, v) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m N_{i,p}(u) N_{j,q}(v) P_{i,j}, 0 \leq u \leq 1, 0 \leq v \leq 1 \quad \text{Εξίσωση 7.11}$$

$$z(u, v) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m N_{i,p}(u) N_{j,q}(v) P_{i,j}, 0 \leq u \leq 1, 0 \leq v \leq 1 \quad \text{Εξίσωση 7.12}$$

όπου $r(u, v)$ και $z(u, v)$ η ακτινική και η αξονική θέση ενός σημείου του πτερυγίου, αντίστοιχα.



Εικόνα 7.6. Μεσημβρινή επιφάνεια για την κατασκευή της τρισδιάστατης γεωμετρίας του πτερυγίου.

Με το τρόπο αυτό είναι πλέον δυνατή η παραμετρική περιγραφή του πτερυγίου στο μεσημβρινό επίπεδο χρησιμοποιώντας τις καμπύλες της πλήμνης, της στεφάνης και των ακμών εισόδου και εξόδου. Με την περιστροφή των σημείων ελέγχου των οριακών αυτών καμπυλών, διατηρώντας σταθερές τις συντεταγμένες (r,z) προκύπτει η τρισδιάστατη μέση επιφάνεια του πτερυγίου. Επίσης, λόγω των ιδιοτήτων των παραμετρικών επιφανειών, εξασφαλίζεται ότι τα οριακά σημεία του πτερυγίου θα είναι σημεία των εκ περιστροφής χοανοειδών επιφανειών που το ορίζουν.

Ως το σημείο αυτό, το πτερύγιο του δρομέα αποτελείται από ένα νέφος σημείων για διάφορες τιμές των παραμέτρων u και v , ενώ το πλήθος των σημείων εξαρτάται από την επιλεγείσα παραμετροποίηση και τον επιθυμητό αριθμό διακριτοποίησης. Για την τελική κατασκευή της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου απαιτείται ο καθορισμός κατάλληλης κατανομής της κλίσης του πτερυγίου ή εναλλακτικά της περιφερειακής συντεταγμένης θ . Στη συγκεκριμένη μελέτη, για τη διακριτοποίηση της επιφάνειας του πτερυγίου επιλέχθηκαν πενήντα σημεία σε κάθε διεύθυνση και για τον αρχικό υπολογισμό της κλίσης του πτερυγίου στην είσοδο και στην έξοδο εφαρμόστηκαν δύο μέθοδοι που περιγράφονται παρακάτω.

7.2.2.1. Μέθοδος A'

Για τον υπολογισμό των γωνιών εισόδου και εξόδου χρησιμοποιούμε την εξίσωση Euler για τις στροβιλομηχανές:

$$H_u = \frac{1}{g} (U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) \quad \text{Εξίσωση 7.13}$$

Θεωρώντας αρχικά ότι στο κανονικό σημείο λειτουργίας το νερό εξέρχεται από την δρομέα χωρίς συστροφή, δηλ. $C_{u2} = 0$, για κάθε γραμμή ροής i έχουμε:

$$H_u = \frac{1}{g} (U_{1i} C_{u1i}) = \frac{1}{g} \left(U_{1i} \left(U_{1i} - \frac{c_{m1i}}{\tan \beta_{1i}} \right) \right) = \frac{1}{g} U_{1i}^2 \left(1 - \frac{c_{m1i}}{U_{1i} \tan \beta_{1i}} \right) \quad \text{Εξίσωση 7.14}$$

Το θεωρητικό ύψος H_u μπορεί να υπολογιστεί από το ύψος σχεδιασμού H_o ως $H_u = \eta_h \times H_o$, όπου η_h ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης ο οποίος, επιλέγεται ίσος με 0.96. Παράλληλα, χρησιμοποιώντας τις ταχύτητες c_{mi} που υπολογίστηκαν από την επίλυση της αξονοσυμμετρικής ροής, υπολογίζεται από την παραπάνω σχέση η γωνία β_{1i} για κάθε γραμμή ροής. Ο υπολογισμός των γωνιών εξόδου γίνεται θεωρώντας ότι η συστροφή στην έξοδο του δρομέα είναι μηδενική για κάθε γραμμή ροής. Έτσι η γωνία εξόδου προσδιορίζεται από το τρίγωνο ταχυτήτων ως:

$$\tan \beta_{2i} = c_{m2i} / u_{2i} \quad \text{Εξίσωση 7.15}$$

Ωστόσο, για δεδομένη γραμμή ροής η επιθυμητή περιφερειακή συνιστώσα στην έξοδο του δρομέα επιτυγχάνεται για μία συγκεκριμένη θέση των ρυθμιστικών πτερυγίων. Παράλληλα, τα ρυθμιστικά πτερύγια σχεδιάζονται με ευθύγραμμη ακμή εξόδου παράλληλη στον άξονα της μηχανής, προκειμένου να εξασφαλίζεται ότι αυτά κλείνουν ερμητικά. Ως εκ τούτου, η θεώρηση μηδενικής συστροφής σε όλο το μήκος της ακμής εξόδου είναι δυνατό να οδηγήσει σε σφάλματα και αποκλίσεις. Η επίτευξη δεδομένης τιμής της περιφερειακής συνιστώσας κατά μήκος της ακμής εξόδου απαιτεί την τροποποίηση της ακμής εξόδου η οποία ενδεχομένως να οδηγήσει σε έντονα παραμορφωμένη γεωμετρία.

7.2.2.2. Μέθοδος B'

Στη περίπτωση αυτή θεωρούμε ότι στην έξοδο η συνιστώσα της περιφερειακής ταχύτητας δεν είναι μηδενική αλλά διατηρείται μικρή ούτως ώστε να ελαχιστοποιούνται οι απώλειες και να επιτυγχάνεται υψηλός βαθμός ανάκτησης ενέργειας στον αγωγό απαγωγής. Έτσι, αν θεωρήσουμε για την μέση γραμμή ροής μία μικρή τιμή $C_{u2(m)}$, αυτή θα επιτυγχάνεται για μία συγκεκριμένη θέση των ρυθμιστικών πτερυγίων, τα οποία κατ' επέκταση επιβάλλουν στις υπόλοιπες γραμμές ροής συγκεκριμένες τιμές της C_{u2} . Όπως προηγουμένως, με αφετηρία την εξίσωση Euler για τις στροβιλομηχανές θα έχουμε:

$$H_u = \frac{1}{g} (U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2})$$

Χρησιμοποιώντας τις αδιάστατες εκφράσεις των ταχυτήτων: $v = V / \sqrt{2gH_o}$ η εξίσωση Euler μετασχηματίζεται ως:

$$\frac{H_u}{2H_o} = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) = \frac{\eta_h}{2} \quad \text{Εξίσωση 7.16}$$

Στο τμήμα του μεσημβρινού καναλιού από την έξοδο των ρυθμιστικών πτερυγίων μέχρι την είσοδο του δρομέα, θεωρώντας αμελητέα την επίδραση της συνεκτικότητας (θεωρούμε ότι δεν υπάρχουν απώλειες ενέργειας) θα ισχύει $u \cdot c_u = const.$, λόγω διατήρησης της συστροφής. Επομένως, μπορούμε

να αντικαταστήσουμε τις τιμές στη θέση 1 με τις τιμές στη θέση 2d που αντιστοιχούν στην έξοδο των ρυθμιστικών πτερυγίων και κατ' επέκταση η προηγούμενη εξίσωση μετασχηματίζεται σε:

$$\eta_h = 2(u_{2d}c_{u2d} - u_2c_{u2})$$

όπου $u_{2d} = \frac{U_{2d}}{\sqrt{2gH_o}} = \frac{\omega \cdot R_{2d}}{\sqrt{2gH_o}}$ η αδιάστατη περιφερειακή ταχύτητα που θα είχε το ρευστό στην θέση R_{2d} στρεφόμενο με γωνιακή ταχύτητα ω .

Εφαρμόζοντας τον νόμο των συνημιτόνων στο τρίγωνο εξόδου προκύπτει:

$$-2u_2c_{u2} = w_2^2 - u_2^2 - c_2^2$$

Αντικαθιστώντας στην προηγούμενη εξίσωση προκύπτει:

$$\eta_h = 2u_{2d}c_{u2d} + w_2^2 - u_2^2 - c_2^2$$

Ακολούθως, αντικαθιστώντας τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης με τον ιδεατό, η παραπάνω σχέση θα μετασχηματιστεί σε:

$$\eta_i = 2u_{2d}c_{u2d} + w_2^2 - u_2^2$$

όπου στις υδραυλικές απώλειες συμπεριλαμβάνεται η απώλεια κινητικής ενέργειας αφού το νερό στην έξοδο του δρομέα εξέρχεται με ταχύτητα C_2 η οποία δεν μπορεί να ανακτηθεί. Επομένως, στη γενική περίπτωση για τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης η_h θα ισχύει ότι:

$$\eta_h = 1 - \text{απώλειες κρούσης} - \text{απώλειες τριβής} - c_2^2 + \text{ανάκτηση ενέργειας διαχύτη}$$

Η παραπάνω σχέση ισχύει για το κανονικό σημείο λειτουργίας θεωρώντας μηδενικές απώλειες κρούσης και για οποιαδήποτε γραμμή ροής.

Η ταχύτητα C_{u2d} μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση: $c_{u2d} = \frac{c_{m2d} \cdot \cos\gamma_{2d}}{\tan\alpha_{2d}}$, όπου γ_{2d} είναι η γωνία που σχηματίζει η γραμμή ροής με την ακτινική διεύθυνση και α_{2d} είναι η κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων. Αντικαθιστώντας τα παραπάνω στην σχέση του ιδεατού βαθμού απόδοσης, προκύπτει για κάθε γραμμή ροής x:

$$\eta_i = \frac{2\omega R_{2d}}{\sqrt{2gH_o}} \cdot \frac{c_{m2d(x)} \cdot \cos\gamma_{2d(x)}}{\tan\alpha_{2d}} + w_{2(x)}^2 - u_{2(x)}^2 \quad \text{Εξίσωση 7.17}$$

Για να προσδιοριστεί η περιφερειακή ταχύτητα στην έξοδο του δρομέα για την μέση γραμμή ροής θεωρούμε ότι το τρίγωνο εξόδου είναι ισοσκελές δηλ. ισχύει $w_{2m}=u_{2m}$. Άρα από το τρίγωνο ταχυτήτων για τη μέση γραμμή ροής θα ισχύει:

$$c_{u2(m)} = u_{2(m)} - \sqrt{u_{2(m)}^2 - c_{m2}^2} \quad \text{Εξίσωση 7.18}$$

Για τον υπολογισμό της γωνίας των ρυθμιστικών πτερυγίων στο κανονικό σημείο λειτουργίας, η προηγούμενη σχέση μετασχηματίζεται χρησιμοποιώντας την υπολογισμένη τιμή της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας για την μέση γραμμή ροής.

$$\tan\alpha_{2d} = \frac{2\omega R_{2d}}{\eta_i \cdot \sqrt{2gH_o}} \cdot c_{m2d(m)} \cdot \cos\gamma_{2d(m)} \quad \text{Εξίσωση 7.19}$$

Από τα παραπάνω φαίνεται ότι δεδομένη τιμή της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας στην μέση γραμμή ροής, επιβάλλει στις υπόλοιπες γραμμές ροής συγκεκριμένη τιμή η οποία θα υπολογίζεται ακολουθώντας τα εξής:

Συνδυάζοντας τις προηγούμενες εξισώσεις μπορεί να υπολογιστεί η σχετική ταχύτητα w_{2x} για κάθε γραμμή ροής x :

$$w_{2(x)} = \sqrt{u_{2(x)}^2 + \eta_i \cdot \left(1 - \frac{c_{m2d(x)} \cdot \cos\gamma_{2d(x)}}{c_{m2d(m)} \cdot \cos\gamma_{2d(m)}}\right)} \quad \text{Εξίσωση 7.20}$$

ενώ η περιφερειακή συνιστώσα από το τρίγωνο ταχυτήτων είναι:

$$c_{u2(x)} = u_{2(x)} - \sqrt{u_{2(x)}^2 - c_{m2(m)}^2 + \eta_i \cdot \left(1 - \frac{c_{m2d(x)} \cdot \cos\gamma_{2d(x)}}{c_{m2d(m)} \cdot \cos\gamma_{2d(m)}}\right)} \quad \text{Εξίσωση 7.21}$$

Η γωνία στην έξοδο μπορεί τώρα να υπολογιστεί για κάθε γραμμή ροής ως:

$$\tan\beta_{2(x)} = \frac{c_{m2(x)}}{c_{u2(x)}} \quad \text{Εξίσωση 7.22}$$

Αντιστοίχως, η γωνία εισόδου μπορεί να υπολογιστεί από το τρίγωνο ταχυτήτων και χρησιμοποιώντας τις προηγούμενες σχέσεις:

$$\tan\beta_{1(x)} = \frac{c_{m1(x)}}{u_{1(x)} - \frac{\eta_i}{2u_{1(x)}} \cdot \frac{c_{m2d(x)} \cdot \cos\gamma_{2d(x)}}{c_{m2d(m)} \cdot \cos\gamma_{2d(m)}}} \quad \text{Εξίσωση 7.23}$$

Συνοψίζοντας, για τον υπολογισμό των γωνιών εισόδου και εξόδου του δρομέα χρησιμοποιούνται οι προηγούμενες σχέσεις θεωρώντας μία τιμή για τον ιδεατό βαθμό απόδοσης η_i (~0.9), αφού προηγηθεί ο υπολογισμός της ροής του μεσημβρινού καναλιού και προσδιοριστούν οι μεσημβρινές ταχύτητες c_m και οι γωνίες γ στις θέσεις ενδιαφέροντος. Για τον καθορισμό των μεσημβρινών ταχυτήτων στην είσοδο και την έξοδο του πτερυγίου, όπως και των γωνιών των γραμμών ροής που απαιτούνται για τον αρχικό υπολογισμό των γωνιών, επιλύεται η μεσημβρινή ροή χρησιμοποιώντας το εμπορικό λογισμικό Fluent™. Συγκεκριμένα, επιλύονται οι εξισώσεις της ροής θεωρώντας

αξονοσυμμετρικό υπολογιστικό χωρίο, σύμφωνα με το θεωρητικό υπόβαθρο που παρουσιάζεται στο Κεφάλαιο 5.

7.2.3. Σχεδίαση του τρισδιάστατου πτερυγίου

Για την κατασκευή της μέσης επιφάνειας $h_m(u,v)$ του πτερυγίου, ορίζεται μία επιφανειακή κατανομή της γωνίας επικάλυψης των σημείων του πτερυγίου κατά μήκος επιμέρους γραμμών ροής (Εξίσωση 7.24), η οποία εφαρμόζεται στην μεσημβρινή επιφάνεια του πτερυγίου σύμφωνα με τις Εικόνες 7.7-7.9 και τις εξισώσεις του σύμμορφου μετασχηματισμού (Εξισώσεις 7.25-7.26). Η παραπάνω κατανομή ορίζεται από την παραμετρική επιφάνεια ως:

$$\theta(u, v) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n C_{p_{ij}} \cdot B_i^m(u) \cdot B_j^n(v) = (m(u, v), \theta(u, v), span(u, v)) \quad \text{Εξίσωση 7.24}$$

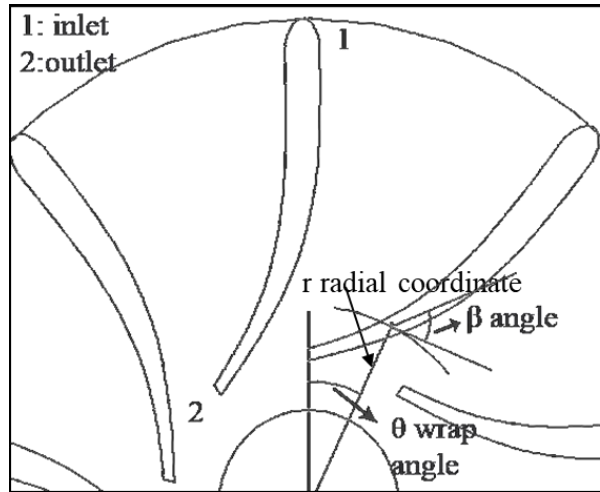
$$m(u, v) = \int_0^1 \sqrt{(r(u, v))^2 + (z(u, v))^2} du \quad \text{Εξίσωση 7.25}$$

$$d\theta = \frac{1}{r(u, v) \cdot \tan\beta(u, v)} \cdot dm \quad \text{Εξίσωση 7.26}$$

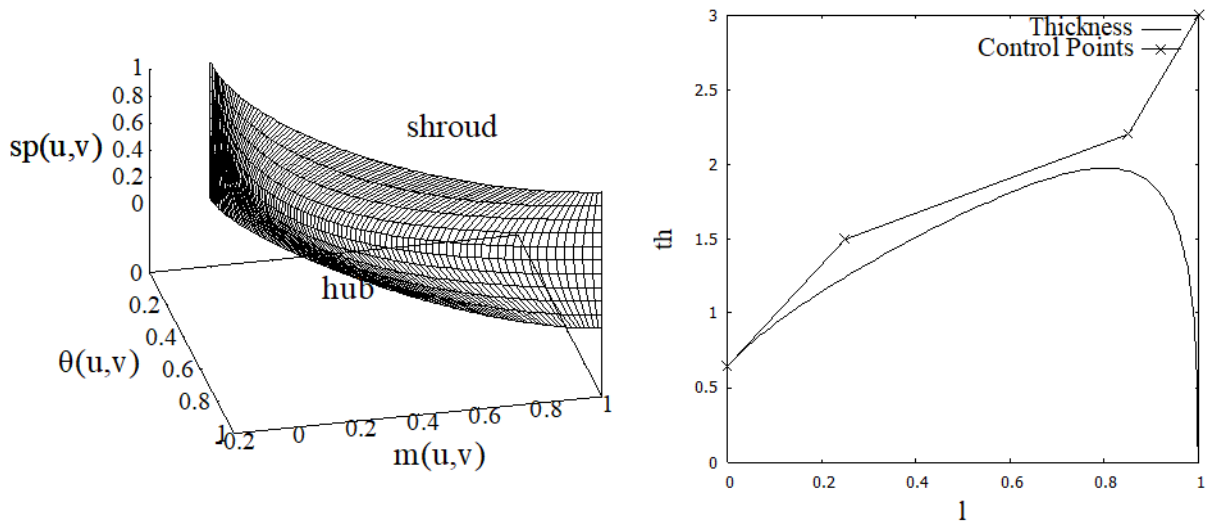
$$h_m(u, v) = (r(u, v), \theta(u, v), z(u, v)) \quad \text{Εξίσωση 7.27}$$

όπου: $C_{p_{ij}}$ τα σημεία ελέγχου της επιφανειακής κατανομής, $m(u,v)$ το ανοιγμένο μεσημβρινό μήκος της κάθε γραμμής ροής, $\theta(u,v)$ η γωνία επικάλυψης κατά μήκος των γραμμών ροής, $span(u,v)$ το ανοιγμένο πλάτος του μεσημβρινού καναλιού, και r, θ και z οι κυλινδρικές συντεταγμένες των σημείων της μέσης επιφάνειας h_m του πτερυγίου.

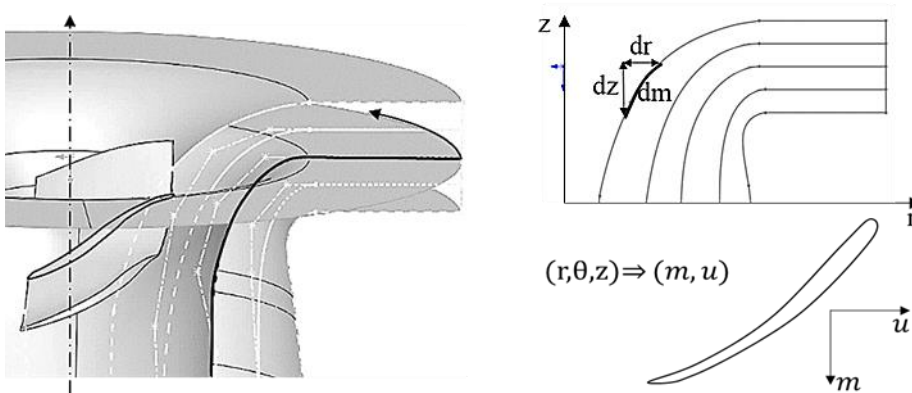
Η κλίση του πτερυγίου β , κατά μήκος μίας γραμμής ροής, συνδέεται με την γωνία επικάλυψης και τις συντεταγμένες της γραμμής ροής, σύμφωνα με την Εξίσωση 7.26 (Εικόνα 7.7), ενώ η τελική επιφάνεια του πτερυγίου προκύπτει ύστερα από την επιβολή κατανομής πάχους κάθετα στη μέση επιφάνεια. Στην προκειμένη περίπτωση, ως κατανομή πάχους επιλέγεται καμπύλη Bezier πέντε σημείων ελέγχου. Στην Εικόνα 7.10 παρουσιάζονται ενδεικτικά δύο περιπτώσεις πτερυγίων δρομέα με διαφορετική κατανομή κλίσης, τα οποία προέκυψαν με την εφαρμογή της μεθόδου αυτής.



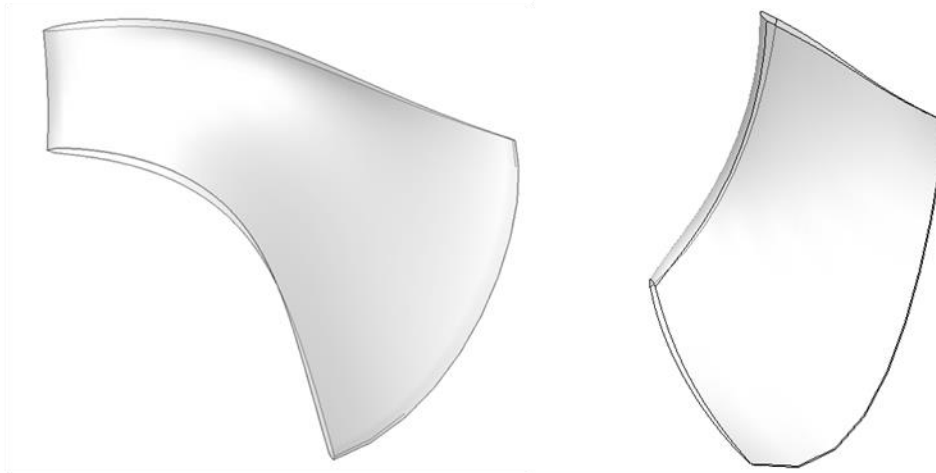
Εικόνα 7.7. Συντεταγμένες πτερυγίου δρομέα και γωνίες σχεδιασμού κατά την εφαρμογή της μεθόδου του σύμμορφου μετασχηματισμού



Εικόνα 7.8. Παραμετρική περιγραφή της μέσης επιφάνειας του πτερυγίου.



Εικόνα 7.9. Τομή πτερυγίου με την εκ περιστροφής χοανοειδή επιφάνεια που διαγράφεται από την μέση γραμμή ροής.



Εικόνα 7.10. Τρισδιάστατα πτερύγια υδροστροβίλων Francis για δύο διαφορετικούς ειδικούς αριθμούς περιστροφής $v_0=0.25$ και 0.5 που σχεδιάζονται χρησιμοποιώντας την παρούσα μεθοδολογία.

Σημειώνεται ότι ανάλογα με τις εκάστοτε απαιτήσεις σχεδιασμού, είναι δυνατό να αυξηθούν τα σημεία ελέγχου της κατανομής πάχους, εφαρμόζοντας τον σχετικό αλγόριθμο που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 6. Επιπροσθέτως, για την ελαχιστοποίηση των παραμέτρων σχεδιασμού επιλέγεται η χρήση της ίδιας κατανομής σε όλο το πλάτος του πτερυγίου, ενώ ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στην περιοχή της ακμής εισόδου που αναμένεται να έχει την μεγαλύτερη επίδραση στον βαθμό απόδοσης. Η απλοποίηση αυτή θεωρείται αποδεκτή για τις ανάγκες μίας γενικευμένης μεθόδου σχεδιασμού όπως και στο πλαίσιο νέων σχεδιάσεων. Για ακόμα μεγαλύτερη ευελιξία, σε εφαρμογές βελτιστοποίησης και τροποποίησης υφιστάμενων σχεδιάσεων που δεν αναμένονται ριζικές αλλαγές στην αρχική γεωμετρία, μπορεί να αυξηθεί η ευελιξία του εργαλείου υιοθετώντας αντίστοιχη στρατηγική για την κατανομή πάχους, σύμφωνα με όσα περιγράφηκαν παραπάνω για την γωνία επικάλυψης, ορίζοντας δηλαδή μία επιφάνεια ελέγχου, κατ' αντιστοιχία με όσα περιγράφονται από τους Chirkov et al [195].

7.3. Ρυθμιστικά – οδηγητικά πτερύγια

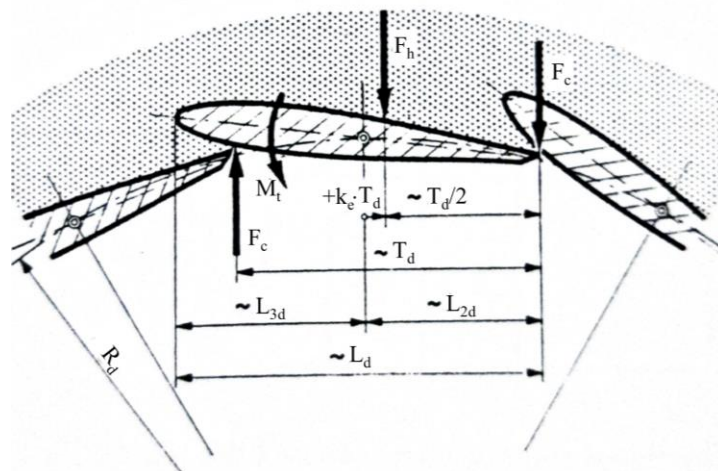
7.3.1. Ονομαστική ακτίνα ρυθμιστικών πτερυγίων R_d

Όπως αναφέρθηκε και στα προηγούμενα κεφάλαια, τα ρυθμιστικά πτερύγια είναι υπεύθυνα για τη ρύθμιση του σημείου λειτουργίας του υδροστροβίλου και την εξασφάλιση ομαλών συνθηκών ροής στην είσοδο του δρομέα. Στο κανονικό σημείο λειτουργίας, οδηγούν την ροή στην είσοδο του δρομέα χωρίς κρούση και με τις μικρότερες δυνατές ενεργειακές απώλειες. Στο πλαίσιο σχεδίασης υδροστροβίλων που παρουσιάζουν υψηλό βαθμό απόδοσης τόσο στο κανονικό σημείο λειτουργίας όσο και σε σημεία εκτός του κανονικού εύρους, η μορφή των ρυθμιστικών πτερυγίων γίνεται ακόμα πιο καθοριστική για τη συνολική βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών. Εκτός από τις ενεργειακές απώλειες, σημαντικές μπορεί να είναι οι αλληλεπιδράσεις των πτερυγίων με τα στρεφόμενα πτερύγια του δρομέα που μπορεί να οδηγήσουν σε αυξημένες ταλαντώσεις πίεσης, ή και σπηλαίωση σε

περιπτώσεις δυσμενούς αλληλεπίδρασης του ομόρρους με το δρομέα. Επομένως, γίνεται αντιληπτό ότι η σχεδίαση των ρυθμιστικών πτερυγίων είναι ιδιαίτερα σημαντική για την εξασφάλιση ομαλών συνθηκών ροής στην είσοδο του δρομέα και βελτιωμένα λειτουργικά χαρακτηριστικά σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας.

Η σημαντικότερη παράμετρος για τη σχεδίαση των ρυθμιστικών πτερυγίων είναι η ονομαστική ακτίνα ή διαφορετικά η ακτινική θέση του άξονα περιστροφής του εκάστοτε πτερυγίου ως προς τον άξονα περιστροφής του υδροστροβίλου. Η επιλογή της ονομαστικής ακτίνας των ρυθμιστικών πτερυγίων είναι συνάρτηση του αριθμού των πτερυγίων καθώς και γεωμετρικών και κατασκευαστικών περιορισμών. Για την ελαχιστοποίηση του κόστους είναι επιθυμητή η επιλογή της μικρότερης δυνατής ακτίνας, ωστόσο, θα πρέπει να ληφθούν υπόψη οι επιπτώσεις από την εμφάνιση πιθανών μη μόνιμων φαινομένων ως αποτέλεσμα της αλληλεπίδρασης του δρομέα με τα σταθερά πτερύγια, οδηγώντας σε παλμούς πίεσης υψηλού πλάτους που μπορεί να προκαλέσουν αυξημένες ταλαντώσεις και κόπωση σε τμήματα του υδροστροβίλου. Ειδικά σε εφαρμογές υψηλής υδραυλικής πτώσης, το πλάτος των ταλαντώσεων είναι αρκετά υψηλό και μπορεί ακόμα να οδηγήσει σε χαμηλές πιέσεις στην είσοδο του δρομέα και σε σπηλαιώση, όπως αναφέρθηκε παραπάνω.

Για τον καθορισμό της θέσης του άξονα των ρυθμιστικών πτερυγίων χρησιμοποιείται ο συντελεστής εξισορρόπησης, ο οποίος ορίζεται σύμφωνα με την Εικόνα 7.11 και τις Εξισώσεις 7.28-7.29, καθορίζει την ισορροπία δυνάμεων υπό την επίδραση της στατικής πίεσης και εκφράζει την τάση των ρυθμιστικών πτερυγίων για την περιστροφή τους υπό την επίδραση της υδραυλικής ροπής (Εικόνα 7.11). Όπως φαίνεται και από την εικόνα αυτή, θετική τιμή του συντελεστή εξισορρόπησης οδηγεί στην ανάπτυξη υδραυλικής ροπής που τείνει να ανοίξει τα ρυθμιστικά πτερύγια, ενώ αντίθετα, για αρνητική τιμή του παραπάνω συντελεστή, τα ρυθμιστικά πτερύγια τείνουν να κλείσουν, οδηγώντας σε ασφαλέςτερο σχεδιασμό [222].



Εικόνα 7.11. Ορισμός συντελεστή εξισορρόπησης ρυθμιστικών πτερυγίων [150].

$$T_d = \frac{2\pi \cdot R_d}{z_d} \quad \text{Εξίσωση 7.28}$$

$$k_e = \frac{L_{2d} - T_d/2}{T_d} \quad \text{Εξίσωση 7.29}$$

Για τον τελικό υπολογισμό της ονομαστικής ακτίνας των ρυθμιστικών πτερυγίων απαιτείται: (i) ο καθορισμός της ελάχιστης ακτίνας εξόδου R_{2dmin} (Εικόνα 7.12), (ii) ο υπολογισμός της γωνίας εξόδου των ρυθμιστικών πτερυγίων στο κανονικό σημείο λειτουργίας a_{2do} , (iii) ο υπολογισμός της γωνίας ανοίγματος των πτερυγίων στο κανονικό σημείο λειτουργίας γ_{do} στην οποία αντιστοιχεί η γωνία a_{2do} , (iv) η επιλογή του μέγιστου λόγου παροχών $(Q/Q_o)_{max}$, και κατ' επέκταση η επιλογή του μέγιστου λόγου γωνιών ανοίγματος των πτερυγίων $(\gamma_d/\gamma_{do})_{max}$ και τέλος, (v) ο υπολογισμός της μέγιστης γωνίας ανοίγματος των πτερυγίων γ_{dmax} . Η τιμή της ελάχιστης ακτίνας των ρυθμιστικών πτερυγίων αντιστοιχεί στο σημείο λειτουργίας όπου εμφανίζεται η επιθυμητή μέγιστη παροχή και η μέγιστη γωνία ανοίγματος. Για το σημείο λειτουργίας αυτό, η απόσταση του δρομέα από την ακμή εξόδου των ρυθμιστικών πτερυγίων είναι η ελάχιστη και θα πρέπει να εξασφαλίζεται ικανοποιητική απόσταση ώστε να αποφεύγονται προβλήματα κατά τη λειτουργία της μηχανής. Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, επιλέγονται οι τιμές:

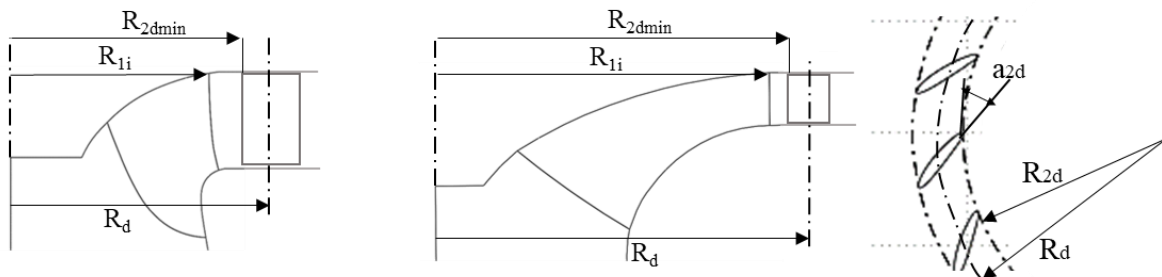
$$R_{2dmin} > 1.015 \cdot R_{1i}, \text{για } v_o < 0.275$$

$$R_{2dmin} > 1.015 \cdot R_{1e}, \text{για } v_o > 0.275$$

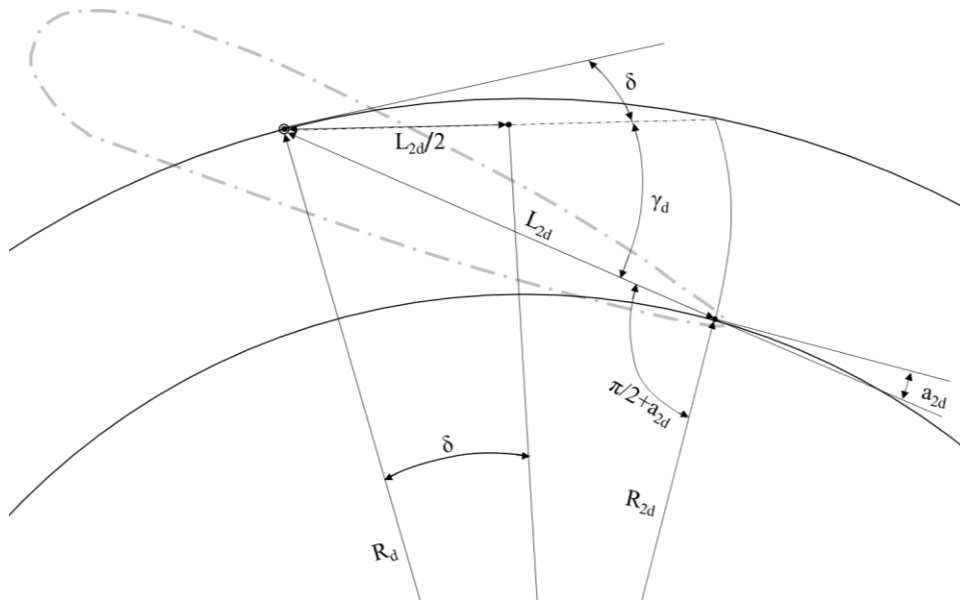
Από την εξίσωση ορισμού του συντελεστή εξισορρόπησης, διαιρώντας με την ονομαστική ακτίνα R_d και σε συνδυασμό με την εξίσωση ορισμού του βήματος T_d , προκύπτει:

$$\frac{L_{2d}}{R_d} = (0.5 + k_e) \cdot \frac{2\pi}{z_d}$$

όπου L_{2d} το μήκος της χορδής της πτερυγίου κατάντη του άξονα περιστροφής του (Εικόνα 7.13).



Εικόνα 7.12. Ελάχιστη ακτίνα ρυθμιστικών πτερυγίων.



Εικόνα 7.13. Ορισμός γεωμετρικών παραμέτρων ρυθμιστικών πτερυγίων.

Η γωνία εξόδου των ρυθμιστικών πτερυγίων υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\tan \alpha_{2d} = \frac{\varphi_{2e}}{b_d \cdot (\eta_h \cdot \Psi_{2e} + 2 \cdot \gamma_{2m0} \cdot r_{2m}^2)} \quad \text{Εξίσωση 7.30}$$

όπου η_h ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης, Ψ_{2e} η αδιάστατη παράμετρος ύψους όπως ορίστηκε προηγουμένως και γ_{2m0} η κυκλοφορία στο σημείο τομής της μέσης γραμμής ροής με την ακμή εξόδου όπου η ακτίνα ισούται με r_{2m} , η οποία υπολογίζεται από την σχέση:

$$\gamma_{2m0} = \frac{C_{u2m0}}{\omega \cdot R_{2m}}$$

Για τον υπολογισμό του μέγιστου λόγου γωνιών ανοίγματος θεωρείται η παρακάτω σχέση που συσχετίζει το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων με την παροχή [150]:

$$\frac{\gamma_d}{\gamma_{d0}} = 2.5 - \sqrt{6.25 - 4 \cdot \frac{Q}{Q_0}}$$

Θεωρώντας ότι ο μέγιστος λόγος παροχών παίρνει τιμές από 1 έως 1.3, επιλέγοντας την τιμή του μέγιστου λόγου παροχών είναι δυνατό από την παραπάνω σχέση να προσδιοριστεί ο μέγιστος λόγος γωνιών ανοίγματος των πτερυγίων $(\gamma_d/\gamma_{d0})_{\max}$ και κατ' επέκταση και η μέγιστη γωνία ανοίγματος $\gamma_{d\max}$.

Από την Εικόνα 7.13, εφαρμόζοντας τον νόμο των συνημίτονων στο τρίγωνο που σχηματίζεται από τις ευθείες R_{2d} , L_{2d} , R_d προκύπτει:

$$R_d^2 = R_{2d}^2 + L_{2d}^2 - 2 \cdot L_{2d} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_{2d}\right)$$

Επιλύοντας την παραπάνω σχέση ως προς τον λόγο R_{2d}/R_d προκύπτει η σχέση:

$$\frac{R_{2d}}{R_d} = \frac{\sqrt{1 + \tan^2 a_{2d} - (L_{2d}/R_d)^2} - (L_{2d}/R_d) \cdot \tan a_{2d}}{\sqrt{1 + \tan^2 a_{2d}}} \quad \text{Εξίσωση 7.31}$$

η οποία συνδέει την γωνία εξόδου a_{2d} με τον λόγο R_{2d}/R_d .

Εκφράζοντας τη γωνία εξόδου a_{2d} ως συνάρτηση της γωνίας ανοίγματος μέσω του νόμου ημιτόνων, από την Εικόνα 7.13 προκύπτει:

$$C_h(u) = \sum_{i=0}^3 B_{i,3}(u) P_{ih} \quad \text{Εξίσωση 7.32}$$

$$\frac{\cos(\gamma_d + \delta)}{\cos a_{2d}} = \frac{R_{2d}}{R_d} = \frac{\cos(\gamma_d) \cdot \cos(\delta) - \sin(\gamma_d) \cdot \sin(\delta)}{\cos a_{2d}} \Rightarrow$$

$$\cos(\gamma_d) \cdot \cos(\delta) - \sin(\gamma_d) \cdot \sin(\delta) = \frac{R_{2d}}{R_d} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 a_{2d}}} \quad \text{Εξίσωση 7.33}$$

Με την παραδοχή ότι το σημείο επαφής δύο διαδοχικών πτερυγίων βρίσκεται στον κύκλο με ακτίνα R_{2d} μπορεί, σε πρώτη προσέγγιση, να υπολογιστεί η γωνία δ μεταξύ της μέσης γραμμής του πτερυγίου στην κλειστή θέση, με την περιφερειακή διεύθυνση ως εξής:

$$\sin \delta = \frac{(L_{2d}/R_d)}{2} = (0.5 + k_e) \cdot \frac{\pi}{z_d}$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω τρεις εξισώσεις προκύπτει:

$$\frac{\sqrt{1 - \left(\frac{L_{2d}/R_d}{2}\right)^2 - \left(\frac{L_{2d}/R_d}{2}\right) \cdot \tan \gamma_d}}{\sqrt{1 + \tan^2 \gamma_{2d}}} = \frac{\sqrt{1 + \tan^2 a_{2d} - (L_{2d}/R_d)^2} - (L_{2d}/R_d) \cdot \tan a_{2d}}{1 + \tan^2 a_{2d}} \quad \text{Εξίσωση 7.34}$$

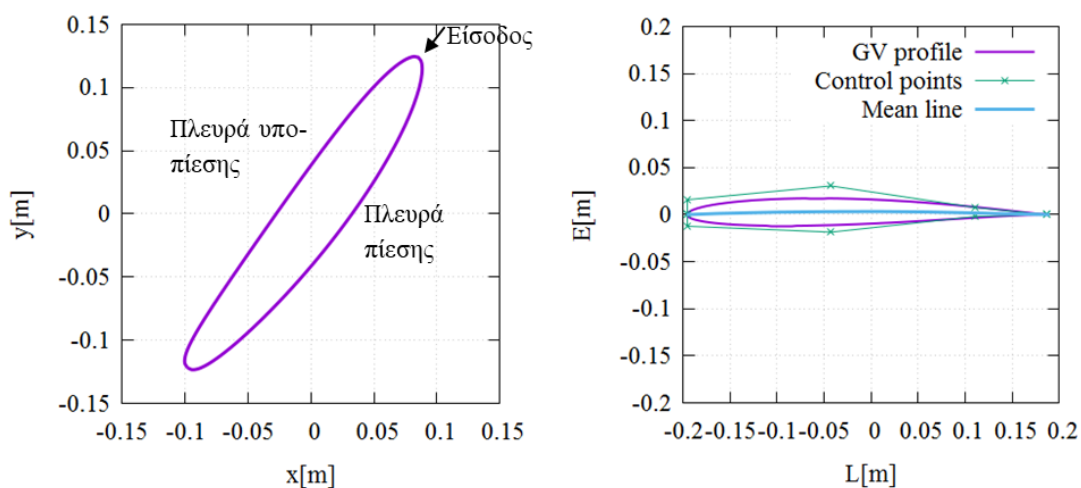
Με την παραπάνω σχέση και με γνωστή τη μέγιστη γωνία ανοίγματος γ_{dmax} , μπορεί να προσδιοριστεί η μέγιστη γωνία εξόδου a_{2dmax} και στη συνέχεια μπορεί να προσδιοριστεί, ο ελάχιστος λόγος $(R_{2d}/R_d)_{min}$. Συνεπώς, καθώς έχει ήδη επιλεγεί η ελάχιστη ακτίνα εξόδου R_{2dmin} , είναι πλέον δυνατός ο υπολογισμός της ονομαστικής ακτίνας των ρυθμιστικών πτερυγίων R_d .

7.3.2. Υδραυλικό περίγραμμα ρυθμιστικών/οδηγητικών πτερυγίων

Το υδραυλικό περίγραμμα/προφίλ των ρυθμιστικών και των οδηγικών πτερυγίων έχουν ιδιαίτερη σημασία για την αποδοτική λειτουργία των υδροστροβίλων αντίδρασης. Παρόλο που η συνολική συνεισφορά στις ενεργειακές απώλειες του υδροστροβίλου είναι μικρή, ο σχεδιασμός τους θα πρέπει

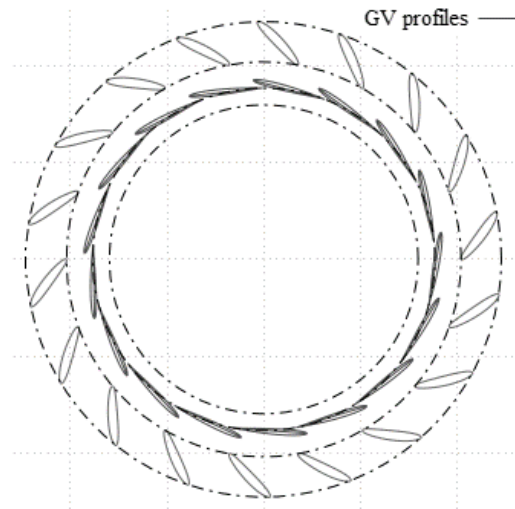
να είναι τέτοιος που θα εξασφαλίζει την ομοιόμορφη είσοδο της ροής στον δρομέα, με τις ελάχιστες δυνατές ενεργειακές απώλειες, ενώ θα πρέπει να ελαχιστοποιούνται και τα επαγόμενα μη μόνιμα φαινόμενα από την αλληλεπίδρασή τους με τα στρεφόμενα πτερυγία του δρομέα. Λαμβάνοντας υπόψη τα ανωτέρω, το προφίλ των ρυθμιστικών πτερυγίων στην παρούσα εργασία περιγράφεται με τρεις διαφορετικές μεθόδους: (i) χρησιμοποιώντας αναλυτική εξίσωση τύπου Bovei, όπως παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 3, (ii) χρησιμοποιώντας υδροτομή NACA, όπου από την βιβλιογραφία προτείνονται υδροτομές 0012, 1412, 2412 και 4412 για την ελαχιστοποίηση της πτώσης πίεσης και την ελαχιστοποίηση πιθανής φθοράς από υψηλή συγκέντρωση σωματιδίων στο νερό [223] και τέλος (iii) χρησιμοποιώντας παραμετρικές καμπύλες NURBS πέντε σημείων ελέγχου τόσο για τις πλευρές πίεσης και υποπίεσης, όσο και για τη μέση γραμμή του πτερυγίου.

Στην περίπτωση των οδηγητικών πτερυγίων, καθώς επιδιώκεται η ελαχιστοποίηση της επίδρασης τους στη ροή, η μέση γραμμή επάνω στην οποία επιβάλλεται το πάχος τους υπολογίζεται έτσι ώστε να διατηρείται η συστροφή του ρευστού κατά το μήκος του πτερυγίου, σύμφωνα με τη σχέση: $r \cdot c_u = const.$, όπου r η ακτίνα και c_u η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας του ρευστού. Ομοίως με προηγούμενως, χρησιμοποιούνται καμπύλες NURBS 5 σημείων ελέγχου για τις πλευρές πίεσης και υποπίεσης, αντίστοιχα (Εικόνα 7.14). Για την πλήρη σχεδίαση της στεφάνης των οδηγητικών-ρυθμιστικών πτερυγίων, λαμβάνουν χώρα και υπολογισμοί των τάσεων που αναπτύσσονται τόσο στα πτερυγία όσο και στη στεφάνη εφαρμόζοντας τη μεθοδολογία που αναπτύχθηκε από τον Bovei και τους Parmakian και Rudd, με στόχο την εξασφάλιση της στατικής επάρκειας των τμημάτων του υδροστροβίλου [150,224]. Για το σκοπό αυτό, στο παρόν λογισμικό σχεδιάζεται και η μεσημβρινή τομή της στεφάνης, για την οποία επαναλαμβάνονται οι στατικοί υπολογισμοί.



Εικόνα 7.14. Ενδεικτικά προφίλ οδηγητικών πτερυγίων (αριστερά) και ρυθμιστικών πτερυγίων (δεξιά).

Η διάταξη των ρυθμιστικών και οδηγητικών πτερυγίων φαίνεται στην Εικόνα 7.15, στην οποία τα ρυθμιστικά πτερυγία βρίσκονται, ενδεικτικά, σε θέση πλήρως κλειστή.



Εικόνα 7.15. Στεφάνη οδηγητικών (εξωτερικά) και ρυθμιστικών (εσωτερικά) πτερυγίων.

7.4. Σπειροειδές κέλυφος

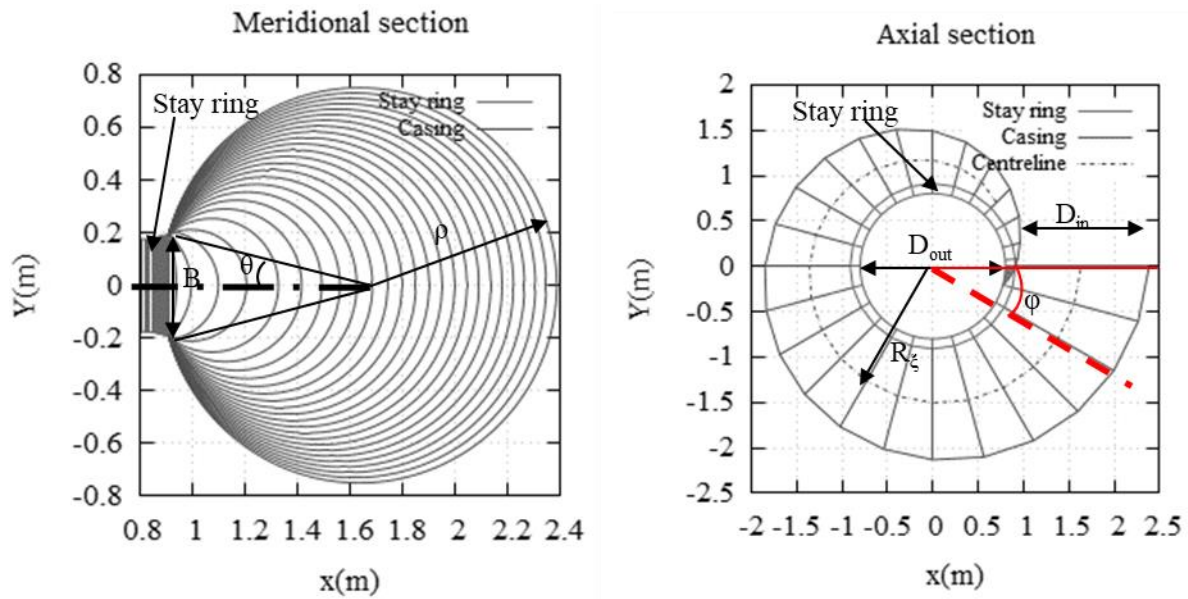
Για τη σχεδίαση του σπειροειδούς κελύφους εφαρμόζεται η μέθοδος σταθερής συστροφής. Σύμφωνα με τη μέθοδο αυτή, με παραμέτρους το επιθυμητό σημείο σχεδιασμού της μηχανής και τις διαμέτρους εισόδου στο κέλυφος και στα οδηγητικά πτερύγια (stay ring), καθώς και το πλάτος εισόδου του δρομέα, B , προσδιορίζεται η επιθυμητή συστροφή στην είσοδο του υδροστροβίλου (Εξίσωση 7.35) και στη συνέχεια, καθορίζονται οι ακτίνες των τομών του κελύφους για κάθε γωνιακή θέση φ (Εξίσωση 7.36-Εξίσωση 7.37) (Εικόνα 7.16). Παράμετροι σχεδιασμού του κελύφους αποτελούν η παροχή, η διάμετρος εισόδου, η διάμετρος εξόδου της στεφάνης, το πλάτος εισόδου στη στεφάνη οδηγητικών πτερυγίων, η γωνία περιέλιξης και η γωνία καμπυλότητας α από την κυκλική διατομή στη στεφάνη (Εικόνα 7.16).

$$c_u \cdot R = const. = c_T \quad \text{Εξίσωση 7.35}$$

$$Q_\varphi = Q_i \frac{\varphi}{2\pi} \quad \text{Εξίσωση 7.36}$$

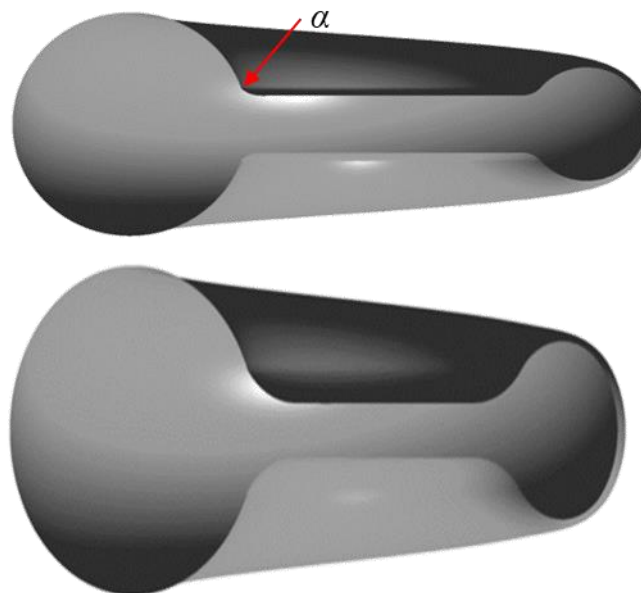
$$Q_\varphi = \int c_u dA = \int_{R_0}^{R_\xi + \rho} c_u b(r) dr = 2 \cdot \rho^2 \cdot c_T \cdot \int_{\theta_0}^{\pi} \left(\frac{\sin^2 \theta}{R_\xi - \rho \cdot \cos \theta} \right) d\theta \quad \text{Εξίσωση 7.37}$$

όπου: c_u η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας, R_ξ η ακτίνα της μέσης γραμμής του κελύφους στην αξονική τομή, Q_φ η παροχή μέσω της διατομής του κελύφους στη γωνιακή θέση φ και ρ η ακτίνα της κυκλικής διατομής του κελύφους στη γωνιακή θέση φ .



Εικόνα 7.16. Σχεδίαση σπειροειδούς κελύφους (ενδεικτική γεωμετρία).

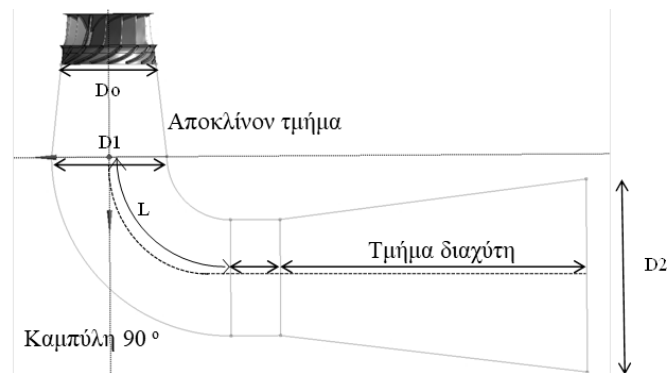
Ανάλογα με την επιλογή των σχεδιαστικών παραμέτρων, είναι δυνατή η σχεδίαση του σπειροειδούς κελύφους τόσο με κυκλικές όσο και με ελλειπτικές τομές (Εικόνα 7.17). Πλεονέκτημα των ελλειπτικών τομών είναι η μείωση των συνολικών απωλειών, ενώ επιτυγχάνεται μεγαλύτερη ομοιομορφία του προφίλ ταχυτήτων στην είσοδο της στεφάνης οδηγητικών περυγίων, λόγω του μεγαλύτερου τόξου καμπυλότητας στην περιοχή αυτή.



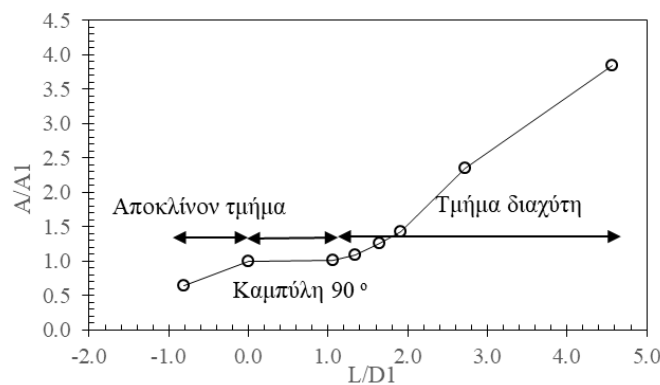
Εικόνα 7.17. Σχεδίαση σπειροειδούς κελύφους αποτελούμενου από ελλειπτικές διατομές (άνω) και κυκλικές διατομές (κάτω).

7.5. Αγωγός απαγωγής

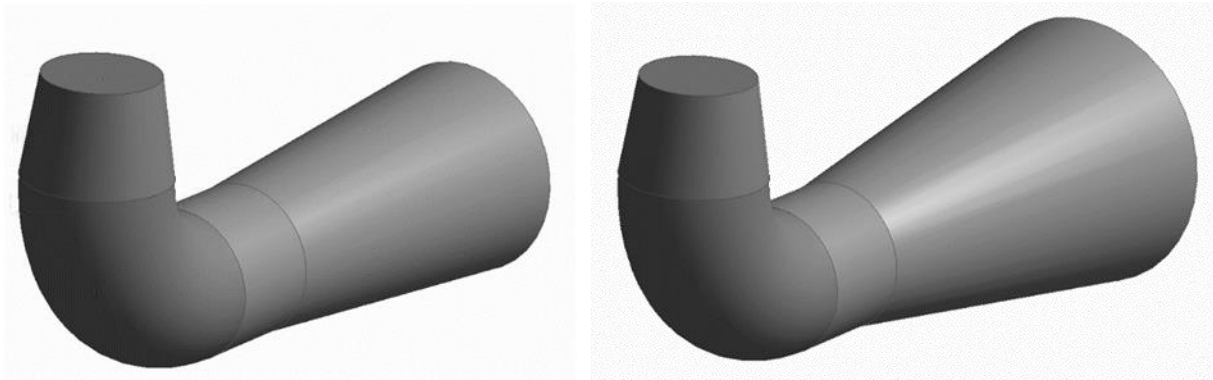
Αναπόσπαστο κομμάτι ενός υδροστροβίλου αντίδρασης αποτελεί και ο αγωγός απαγωγής, με τον οποίο ανακτάται μέρος της απορριπτόμενης κινητικής ενέργειας στην έξοδο του δρομέα, υπό τη μορφή στατικής πίεσης. Παράλληλα, η διαμόρφωση του αγωγού αυτού επιτρέπει την τοποθέτηση του υδροστροβίλου σε υψηλότερη στάθμη από την στάθμη του νερού στον κάτω ταμιευτήρα, χωρίς την απώλεια υδραυλικής πτώσης [141]. Ένας τυπικός αγωγός απαγωγής αποτελείται από το αρχικό αποκλίνον τμήμα, τη γωνία 90° σταθερής διατομής και τον διαχύτη (Εικόνα 7.18). Για την επίτευξη ομαλής και αποδοτικής λειτουργίας του υδροστροβίλου, είναι επιθυμητή η έξοδος του ρευστού στη μηχανή με όσο το δυνατό πιο ομοιόμορφη διανομή ταχυτήτων. Για την απλοποίηση της σχεδίασης του αγωγού απαγωγής και την εξασφάλιση των ανωτέρω, το τμήμα εξόδου σχεδιάζεται θεωρώντας κυλινδρικά/κωνικά τμήματα κυκλικών διατομών, σύμφωνα με την Εικόνα 7.19. Παράμετροι σχεδιασμού αποτελούν ο λόγος του μήκους του αγωγού προς την διάμετρο εισόδου, L/D_1 καθώς και ο λόγος της διατομής εξόδου προς τη διατομή εισόδου, D_2/D_1 . Στην Εικόνα 7.19 δίνεται μια τυπική μεταβολή και συσχέτιση των παραμέτρων αυτών κατά μήκος του αγωγού με την οποία επιτυγχάνεται ικανοποιητική απόδοση. Τέλος, η Εικόνα 7.20 παρουσιάζει μερικές ενδεικτικές διαμορφώσεις αγωγών απαγωγής για διαφορετικές τιμές των παραμέτρων σχεδιασμού.



Εικόνα 7.18. Διαμόρφωση αγωγού απαγωγής με τμήματα κυκλικών τομών και παράμετροι σχεδιασμού.



Εικόνα 7.19. Σχεδίαση αγωγού απαγωγής με κυλινδρικά τμήματα κυκλικών διατομών και κατανομή επιφάνειας τομών κατά μήκος του αγωγού απαγωγής.



Εικόνα 7.20. Τρισδιάστατη απεικόνιση αγωγών απαγωγής με διαφορετική σχεδίαση διαχύτη (μήκος και εξωτερική διάμετρο).

7.6. Διαδικασία σχεδίασης

Η υδραυλική σχεδίαση των τμημάτων του υδροστροβίλου λαμβάνει χώρα με τον συνδυασμό εργαλείων για την παραμετρική περιγραφή τους, την κατασκευή αριθμητικού πλέγματος, την επίλυση των εξισώσεων της ροής καθώς και εργαλείων βελτιστοποίησης, σύμφωνα με όσα παρουσιάστηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια. Στην παρούσα εργασία τα παραπάνω επιτυγχάνονται συνδυάζοντας το παραμετρικό εργαλείο σχεδίασης που αναπτύχθηκε με το λογισμικό Ansys για την γένεση του αριθμητικού πλέγματος και το λογισμικό Ansys Fluent για την επίλυση των εξισώσεων της ροής. Για την αυτοματοποίηση των παραπάνω διαδικασιών χρησιμοποιούνται 'batch' αρχεία που περιέχουν τις απαραίτητες εντολές για την ρύθμιση των παραμέτρων των λογισμικών. Τέλος, ως εργαλείο βελτιστοποίησης χρησιμοποιείται το λογισμικό Easy, που αναπτύχθηκε από το εργαστήριο θερμικών στροβιλομηχανών του ΕΜΠ [225].

Όπως φαίνεται στον Πίνακα 7.1, για τη σχεδίαση των οδηγητικών πτερυγίων, του κελύφους και του αγωγού απαγωγής χρησιμοποιούνται 5 παράμετροι σχεδιασμού, αντίστοιχα. Για τα ρυθμιστικά πτερύγια επιλέγεται ως μεταβλητή σχεδιασμού ο αριθμός των πτερυγίων, ενώ το μήκος τους προκύπτει συναρτήσει του αριθμού των πτερυγίων, έτσι ώστε να διακόπτουν τη ροή αν τεθούν στην πλήρως κλειστή θέση. Αντιστοίχως, για τον πλήρη και λεπτομερή σχεδιασμό του δρομέα χρησιμοποιούνται συνολικά 41 μεταβλητές. Συνολικά, για την πλήρη σχεδίαση ενός υδροστροβίλου Francis χρησιμοποιούνται 62 μεταβλητές σχεδιασμού, οι οποίες μπορεί να αυξηθούν ανάλογα με την επιθυμητή πολυπλοκότητα, αυξάνοντας τον αριθμό των ενδιάμεσων σημείων ελέγχου στις επιμέρους παραμετρικές καμπύλες ή αυξάνοντας τον αριθμό των παραμέτρων της κατανομής πάχους είτε κατά την μεσημβρινή κατεύθυνση ή κατά το πλάτος του πτερυγίου. Με τις παραμέτρους αυτές είναι δυνατό να περιγραφούν όλα τα βασικά τμήματα του υδροστροβίλου διατηρώντας υψηλή ευελιξία, ενώ παράλληλα διατηρείται η συσχέτιση της μορφής των πτερυγίων με τις υδραυλικές παραμέτρους της μηχανής (παροχή, υδραυλικό ύψος λειτουργίας και ταχύτητα περιστροφής). Στον Πίνακα 7.1

συνοψίζονται όλες οι παράμετροι σχεδιασμού που χρησιμοποιούνται στα επιμέρους τμήματα του υδροστροβίλου.

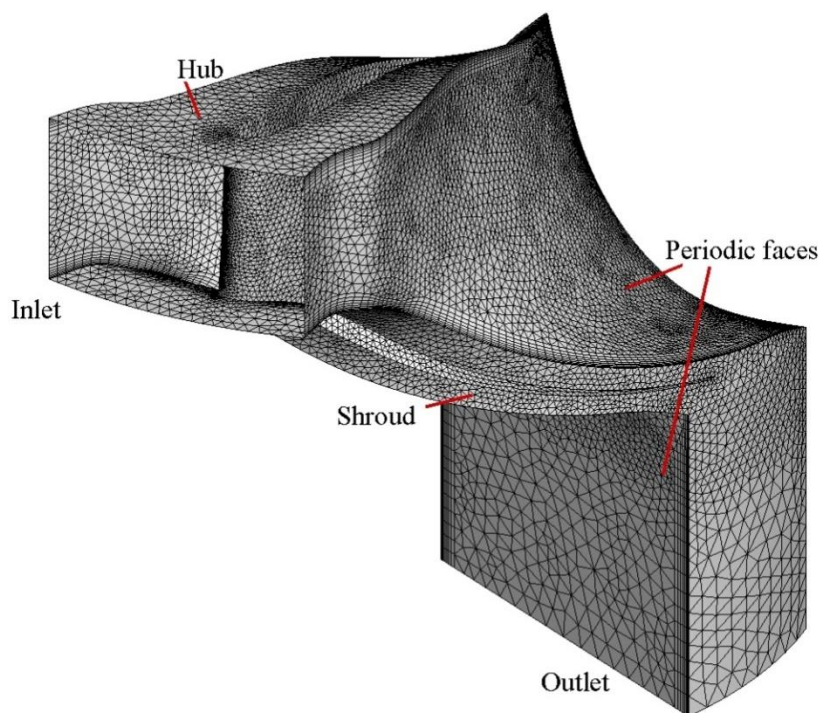
Πίνακας 7.1. Παράμετροι σχεδιασμού υδροστροβίλου Francis.

#	Κέλυφος	Δρομέας		Ρυθμιστικά πτερύγια	Οδηγητικά πτερύγια	Αγωγός απαγωγής
		Μεσημβρ. Κανάλι	Επιφάνεια Πτερυγίου			
Παράμετροι	Γωνιακή θέση τομών, φ	Πλήμνη: 4 σημεία ελέγχου	4 σημεία ελέγχου κατά πλάτος	5 σημεία ελέγχου κατανομής πάχους	5 σημεία Bezier κατανομής πάχους	Διάμετρος εισόδου, D_1
	Ακτίνα καμπυλότητας, α	Στεφάνη: 4 σημεία ελέγχου	5 σημεία ελέγχου κατά μήκος	Αριθμός – μήκος πτερυγίων		Διάμετρος εξόδου, D_2
	Διατομή εισόδου (για υδροστρόβιλο) D_{in}	Ακμή εξόδου πτερυγίου: 4 σημεία ελέγχου	5 σημεία ελέγχου κατανομής πάχους			Μήκος αρχικού τμήματος, L_1
	Εσωτερική διάμετρος, D_{out}	Ακμή εισόδου πτερυγίου: 4 σημεία ελέγχου				Μήκος γωνίας 90° στροφής, L_2
	Πλάτος εισόδου δρομέα, B					Μήκος διαχύτη, L_3
	Σύνολο	5	16	25	6	5

Για τη μείωση του υπολογιστικού κόστους κατά την διαδικασία βελτιστοποίησης, στην περίπτωση του δρομέα μπορεί να επιλεγεί σταθερό πάχος πτερυγίων κατά μήκος των γραμμών ροής, αλλά και να διατηρείται επίσης σταθερό το προφίλ της πλήμνης και των ακμών εισόδου και εξόδου. Η επιλογή αυτή αντιστοιχεί στην τυπική περίπτωση αντικατάστασης δρομέα σε υφιστάμενο υδροστρόβιλο που επιβάλλει δεδομένους γεωμετρικούς περιορισμούς. Για την περαιτέρω απλοποίηση κανονικοποιούνται οι μεταβλητές σχεδιασμού ως προς τις αρχικές τιμές και επιλέγεται ένα εύρος με τιμές από 0.85 ως 1.15. Ο συντελεστής αυτός επιβάλλεται τόσο στις γωνίες εισόδου και εξόδου των πτερυγίων όσο και στο ενδιάμεσο σημείο ελέγχου που καθορίζει την καμπυλότητα του πτερυγίου. Χρησιμοποιώντας τον

συντελεστή αυτό ως παράμετρο σχεδιασμού, είναι δυνατό να μειωθούν σημαντικά οι ελεύθερες παράμετροι του δρομέα, από 41 σε 12.

Για την επίλυση της ροής θεωρείται το υπολογιστικό χωρίο που περιβάλλει ένα πτερύγιο και επιλύεται η ροή από πτερύγιο σε πτερύγιο (Εικόνα 7.21). Το υπολογιστικό χωρίο διακριτοποιείται χρησιμοποιώντας τετραεδρικά κελιά με τοπική πυκνωση κοντά στα τοιχώματα για τη μοντελοποίηση του οριακού στρώματος. Για την ανάλυση της ροής επιλύονται οι μόνιμες εξισώσεις RANS θεωρώντας σχήμα διακριτοποίησης δεύτερης τάξης, καθώς και το μοντέλο τύρβης $k-\omega$ sst, ενώ για τη σύζευξη της ταχύτητας και πίεσης, χρησιμοποιείται ο αλγόριθμος Simple. Η επιλογή του μοντέλου αυτού έγινε σύμφωνα με τα αριθμητικά αποτελέσματα που αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 4 καθώς και σύμφωνα με όσα αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 3. Οι οριακές συνθήκες του προβλήματος προέκυψαν από το επιθυμητό ύψος σχεδιασμού και τις συνιστώσες της ταχύτητας στην είσοδο που αντιστοιχούν σε δεδομένη κλίση των ρυθμιστικών πτερυγίων. Η θεώρηση αυτή κρίνεται επαρκής για τις ανάγκες σχεδιασμού του δρομέα, καθώς επιλύεται το μόνιμο πεδίο ροής και δεν λαμβάνονται υπόψη φαινόμενα αλληλεπίδρασης του δρομέα με τη στεφάνη των σταθερών πτερυγίων.



Εικόνα 7.21. Τυπικό υπολογιστικό χωρίο που χρησιμοποιείται κατά τη διαδικασία σχεδιασμού δρομέα υδροστροβίλου Francis.

Κατόπιν σύγκλισης της αριθμητικής διαδικασίας, για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης του δρομέα υπολογίζονται η ολική πίεση στην είσοδο, η ολική πίεση στην έξοδο καθώς και η αναπτυσσόμενη ροπή στις επιφάνειες των πτερυγίων, σύμφωνα με τις παρακάτω εξισώσεις:

$$\bar{P}_l = \frac{\int p \cdot \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i \cdot \rho |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_i|} \quad \text{Εξίσωση 7.38}$$

$$\vec{M}_w = \vec{r} \times \vec{F}_p + \vec{r} \times \vec{F}_v \quad \text{Εξίσωση 7.39}$$

όπου F_p , F_v το άθροισμα των εντατικών και συνεκτικών δυνάμεων σε κάθε επιφάνεια κάθε κελιού του πλέγματος αντίστοιχα.

Οι δυνάμεις αυτές υπολογίζονται κατόπιν ολοκλήρωσης των στοιχειωδών δυνάμεων σε κάθε κελί σύμφωνα με τις εξισώσεις:

$$\vec{F}_p = \sum_{i=1}^n p_i A_i \hat{n} \quad \text{Εξίσωση 7.40}$$

$$\vec{F}_v = \sum_{i=1}^n \mu \cdot \frac{d\vec{v}_i}{dy} A_i \quad \text{Εξίσωση 7.41}$$

όπου p_i η πίεση στο κέντρο κάθε κελιού, A_i η στοιχειώδης επιφάνεια κάθε κελιού, n ο αριθμός των κελιών και \hat{n} το κάθετο μοναδιαίο διάνυσμα στην επιφάνεια του κελιού.

Στη συνέχεια, η παροχή όγκου δια μέσου μιας επιφάνειας υπολογίζεται ως το ολοκλήρωμα του γινομένου της ταχύτητας επί την επιφάνεια κάθε στοιχειώδους κελιού που απαρτίζει την επιφάνεια, σύμφωνα με την εξίσωση:

$$Q_A = \int \vec{v} \cdot d\vec{A} = \sum_{i=1}^n \vec{v}_i \cdot \vec{A}_i \quad \text{Εξίσωση 7.42}$$

Τέλος, ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης υπολογίζεται ως:

$$\eta_h = \frac{\vec{M}_w \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot (P_{in} - P_{out}) \cdot Q_A} \quad \text{Εξίσωση 7.43}$$

Όπως αναφέρθηκε, η διαδικασία αυτοματοποιείται μέσω αρχείων .bat με τα οποία καλούνται διαδοχικά το εργαλείο κατασκευής της γεωμετρίας, το εργαλείο κατασκευής πλέγματος και ο επιλύτης από τον οποίο υπολογίζονται τα παραπάνω μεγέθη και αποθηκεύονται σε αρχείο εξόδου. Το λογισμικό βελτιστοποίησης καταρτίζει στη συνέχεια μία βάση δεδομένων που απαρτίζεται από ένα σύνολο δυνατών λύσεων που περιγράφεται από το διάνυσμα των μεταβλητών σχεδιασμού και της τιμής της αντικειμενικής συνάρτησης. Για την εφαρμογή της διαδικασίας βελτιστοποίησης απαιτείται η αρχικοποίηση της βάσης δεδομένων με την απευθείας κλίση του επιλύτη για ένα εύρος των

επιτρεπόμενων τιμών των μεταβλητών σχεδιασμού. Στη συνέχεια, σύμφωνα με όσα παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 3 δημιουργείται ο πληθυσμός των γονέων από το οποίο προκύπτει ο πληθυσμός των απογόνων της εκάστοτε γενιάς εφαρμόζοντας τους τελεστές διασταύρωσης και μετάλλαξης. Κατόπιν αξιολόγησης των απογόνων της νέας γενιάς, επικαιροποιείται η βάση δεδομένων με τις επικρατέστερες λύσεις που θα αποτελέσουν τον πληθυσμό των γονέων για την επόμενη γενιά. Με τη διαδοχική επανάληψη των παραπάνω και την ικανοποίηση του κριτηρίου σύγκλισης, η διαδικασία ολοκληρώνεται με την εύρεση της βέλτιστης λύσης.

7.7. Εφαρμογή εργαλείων για τη σχεδίαση νέου υδροστροβίλου

7.7.1. Δεδομένα σχεδιασμού

Χρησιμοποιώντας τη διαδικασία σχεδιασμού που παρουσιάστηκε στις προηγούμενες ενότητες, σχεδιάστηκε ένας νέος δρομέας υδροστροβίλου Francis για δεδομένο σημείο σχεδιασμού, σύμφωνα με τα δεδομένα του παρακάτω πίνακα. Επιλύοντας τις εξισώσεις ροής για πλήθος διαφορετικών σημείων λειτουργίας είναι δυνατό να καθοριστούν οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του υδροστροβίλου. Με την ανάλυση της ροής είναι δυνατό να προσδιοριστούν επίσης περιοχές με υψηλές απώλειες που θα πρέπει να περιοριστούν κατά την διαδικασία βελτιστοποίησης. Οι κύριες διαστάσεις που προέκυψαν για το μοντέλο και την πρωτότυπη μηχανή συνοψίζονται στον Πίνακα 7.2. Η μοντελοποίηση της ροής έλαβε χώρα τόσο στις διαστάσεις του μοντέλου όσο και στις πλήρους μηχανής ώστε να είναι δυνατή η σύγκριση με αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα.

Πίνακας 7.2. Γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά μοντέλου και πρωτότυπου δρομέα υδροστροβίλου Francis.

Δεδομένα σχεδιασμού	Πρωτότυπο, p	Μοντέλο, m
Ονομαστικό ύψος (H_p, H_m (m))	81.7	9.165
Παροχή (Q_p, Q_m (m ³ /s))	0.55	0.082567
Ισχύς (N_p, N_m (kW))	400	6.74
Ταχύτητα περιστροφής (n_p, n_m (rpm))	1500	750
Διάμετρος εισόδου (D_{1p} (mm))	389	
Διάμετρος εξόδου (D_{2ep} (mm))	320.88	
Πλάτος δρομέα (B_{op} (mm))	69.5	
Λόγος ομοιότητας (D'/D'')	0.66988	

7.7.2. Αποτελέσματα σχεδίασης

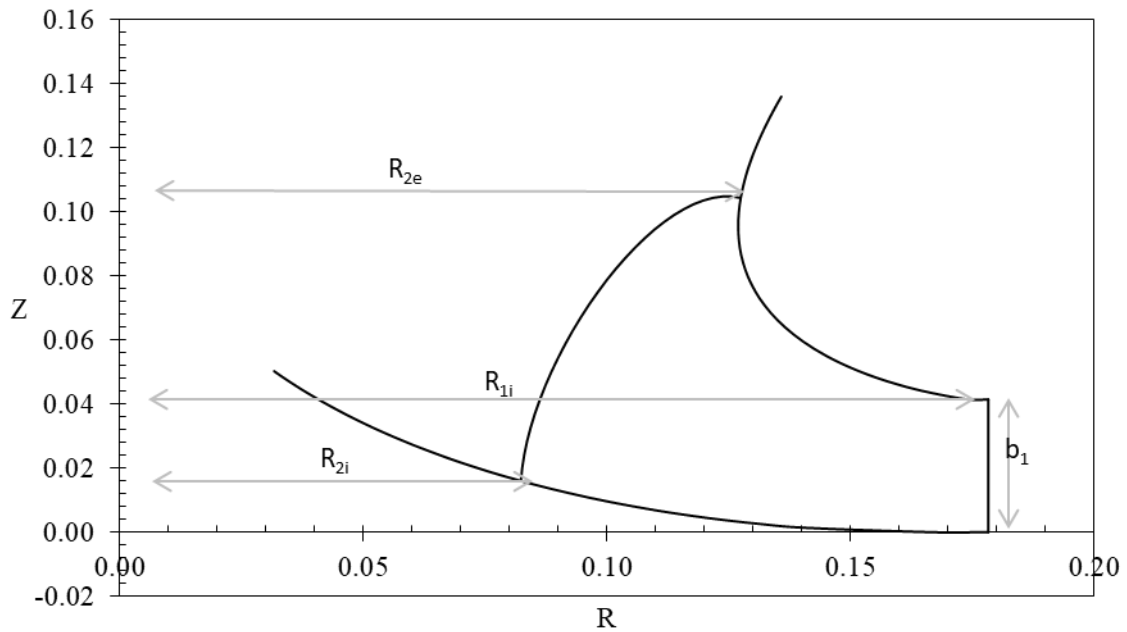
Στην Εικόνα 7.22 παρουσιάζεται το μεσημβρινό κανάλι του δρομέα που προέκυψε από την διαδικασία σχεδιασμού, ενώ στον Πίνακα 7.3 συνοψίζονται οι βασικές διαστάσεις της μεσημβρινής τομής του δρομέα. Παράλληλα, στην Εικόνα 7.23 παρουσιάζεται τόσο το πτερύγιο του δρομέα όσο και η τρισδιάστατη απεικόνιση του πλήρους δρομέα που προέκυψε ενώ στον Πίνακα 7.4 παρουσιάζεται το ονομαστικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου που προέκυψε κατά τις αριθμητικές προσομοιώσεις.

Πίνακας 7.3. Βασικές γεωμετρικές διαστάσεις δρομέα Francis.

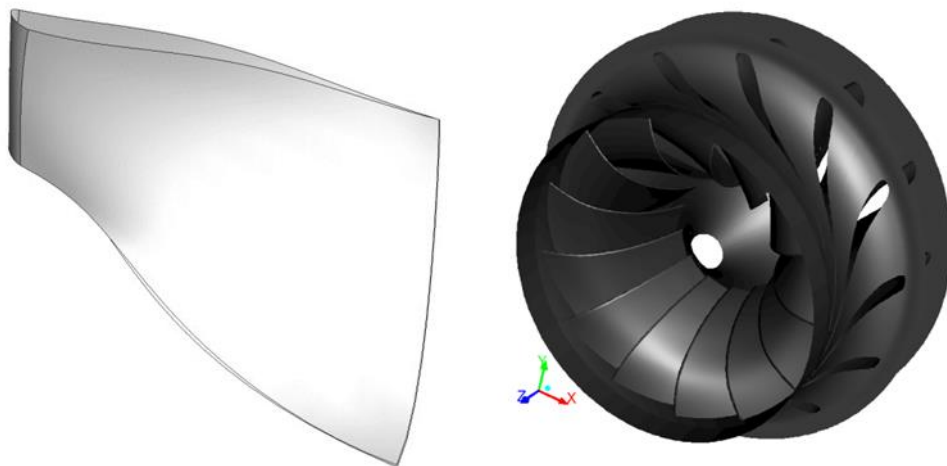
Γεωμετρικές διαστάσεις	Τιμή [mm]
R_{1i}	178.3
R_{2i}	84.16
R_{2e}	127.3
b_1	46.6

Πίνακας 7.4. Ονομαστικό σημείο λειτουργίας νέου υδροστροβίλου κατά τις αριθμητικές προσομοιώσεις.

Παράμετρος	Τιμή
Head (H)	9.17 m
Flow Rate (Q) (100% Q)	0.0826 m ³ /s
Rotational speed (n)	750 rpm
Power	6.7 kW



Εικόνα 7.22. Μεσημβρινή τομή δρομέα υδροστροβίλου Francis και βασικές γεωμετρικές παράμετροι.



Εικόνα 7.23. Πτερύγιο δρομέα υδροστροβίλου Francis που προέκυψε κατά τη σχεδίαση και ο πλήρης δρομέας Francis που αντιστοιχεί το πτερύγιο.

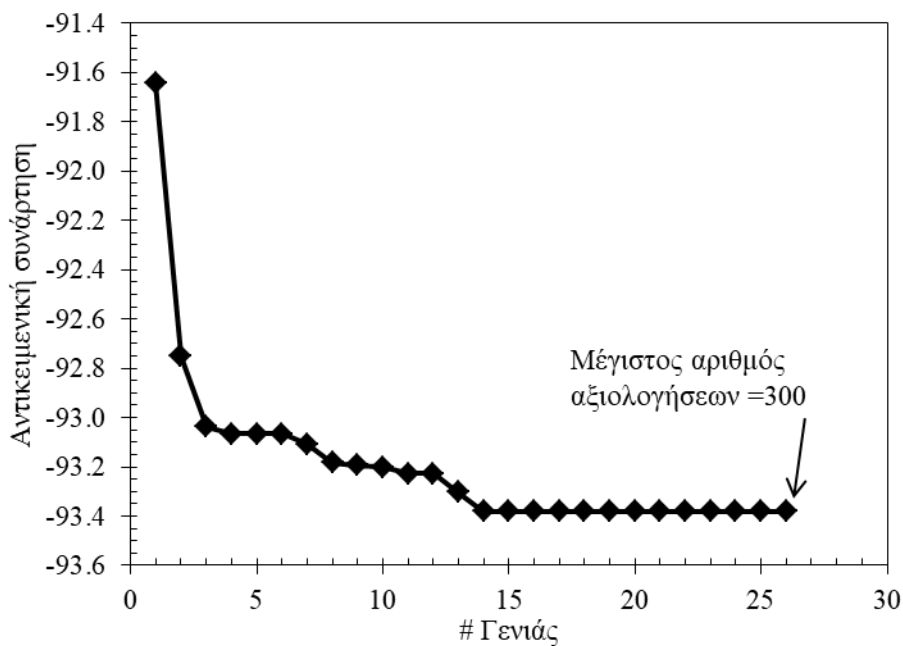
Στη παρούσα εφαρμογή χρησιμοποιούνται 16 ελεύθερες παράμετροι που ελέγχουν την κατανομή της κλίσης του πτερυγίου διατηρώντας τη μορφή του μεσημβρινού καναλιού σταθερή. Το πρόβλημα βελτιστοποίησής περιγράφεται ως:

$$\max(f(x)) = \min(-f(x))$$

όπου $x = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_{16}]$ το διάνυσμα των μεταβλητών σχεδιασμού και $f(x)$ η αντικειμενική συνάρτηση:

$$f(x) = \eta_h \%$$

Επομένως, ως στόχος σχεδιασμού επιλέγεται η μεγιστοποίηση του βαθμού απόδοσης στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Στην Εικόνα 7.24 παρουσιάζεται η σύγκλιση της διαδικασίας βελτιστοποίηση και ο τερματισμός της διαδικασίας με την ικανοποίηση του κριτηρίου σύγκλισης (επίτευξη μεγίστου αριθμού αξιολογήσεων). Σε σχέση με την αρχική γεωμετρία, επιτυγχάνεται βελτίωση του βαθμού απόδοσης κατά +1.8% ύστερα από συνολικά 300 επιλύσεις και 26 συνολικά γενιές. Σημειώνεται ότι για την επίτευξη της διαδικασίας βελτιστοποίησης, έγινε προσέγγιση της αντικειμενικής συνάρτησης με τη χρήση μεταμοντέλου [226], το οποίο ενεργοποιήθηκε στην τρίτη γενιά και ύστερα από την δημιουργία ενός πληθυσμού 130 ατόμων.



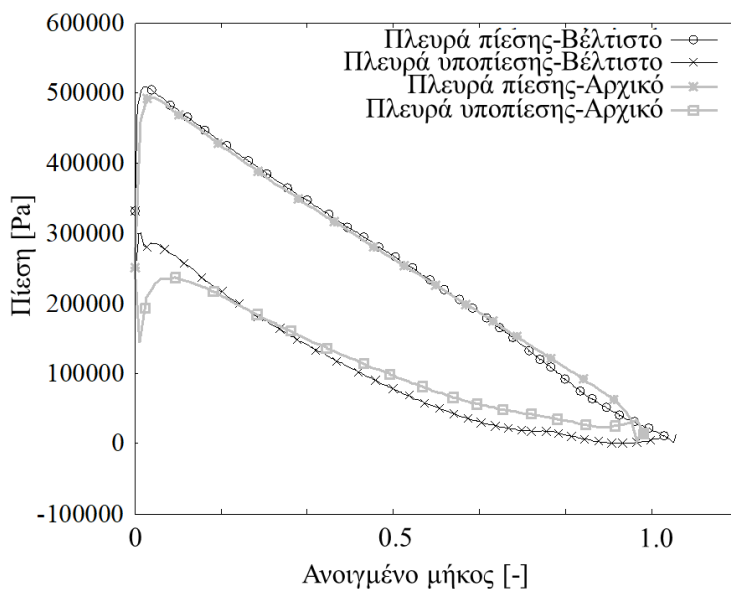
Εικόνα 7.24. Σύγκλιση διαδικασίας βελτιστοποίησης δρομέα υδροστροβίλου Francis.

Στην Εικόνα 7.25 όπου συγκρίνεται η αρχική με την τελική γεωμετρία, παρατηρείται ότι η μεγαλύτερη διαφορά μεταξύ των πτερυγίων εμφανίζεται στο δεύτερο μισό του πτερυγίου και σε όλο το πλάτος του πτερυγίου. Στην είσοδο, η τελική γεωμετρία παραμένει σχεδόν ταυτόσημη με την αρχική γεωμετρία, ενώ παρατηρείται μικρή αύξηση της καμπυλότητας του πτερυγίου. Σημειώνεται ότι κατά την παρούσα εφαρμογή διατηρήθηκε σταθερό το πάχος του πτερυγίου σε όλο το πλάτος με μοναδικές μεταβλητές τα σημεία ελέγχου της παραμετρικής επιφάνειας ελέγχου της γωνίας επικάλυψης.

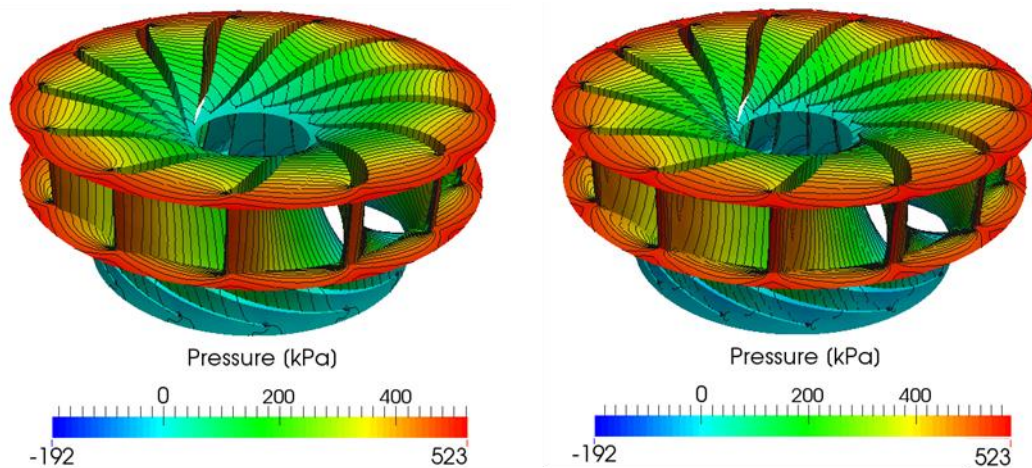


Εικόνα 7.25. Σύγκριση αρχικής (γκρι) και τελικής γεωμετρίας (μαύρο).

Στις Εικόνες 7.26-7.27 συγκρίνεται η κατανομή πιέσεων της αρχικής και τελικής γεωμετρίας κατά μήκος του μεσημβρινού μήκους σε θέση κοντά στην πλήμνη καθώς και σε ολόκληρο τον δρομέα, αντίστοιχα. Σε όλες τις περιπτώσεις παρατηρείται ομαλή φόρτιση του πτερυγίου από την είσοδο ως την έξοδο του δρομέα. Παράλληλα, συγκριτικά με την αρχική γεωμετρία, το τελικό πτερόγιο φορτίζεται περισσότερο στο τμήμα προς την έξοδο του δρομέα, ως αποτέλεσμα της αύξησης της καμπυλότητας που αναφέρθηκε και προηγουμένως. Με το τρόπο αυτό εξαλείφεται η τοπική πτώση πίεσης στην είσοδο του πτερυγίου στην πλευρά υποπίεσης, ενώ παράλληλα παρατηρείται περισσότερο ομαλή φόρτιση του πτερυγίου σε όλο το μεσημβρινό μήκος, οδηγώντας συνολικά σε βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης. Το παραπάνω αποτελεί επιθυμητό χαρακτηριστικό καθώς με τον τρόπο αυτό εξασφαλίζεται η αποδοτικότερη ενεργειακή εναλλαγή με τις ελάχιστες ενεργειακές απώλειες.



Εικόνα 7.26. Σύγκριση κατανομής πιέσεων στην πλευρά πίεσης και υποπίεσης κατά μήκος του πτερυγίου πλησίον της στεφάνης.



Εικόνα 7.27. Κατανομή πιέσεων στο δρομέα στην αρχική (Αριστερά) και τελική (Δεξιά) γεωμετρία στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.

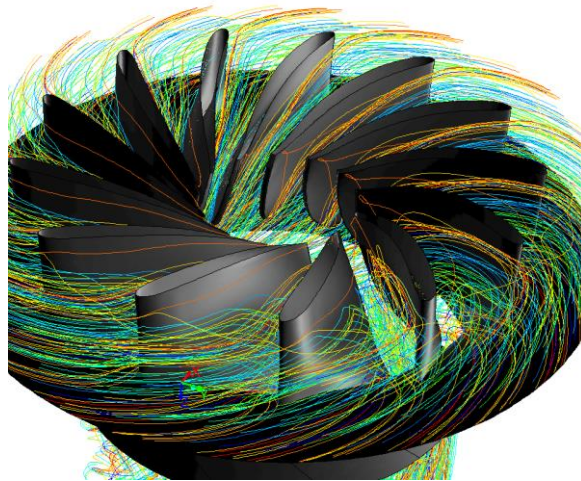
7.7.3. Αριθμητικά αποτελέσματα και ανάλυση της λειτουργίας της νέας γεωμετρίας

Για την περαιτέρω αξιολόγηση της τελικής γεωμετρίας ακολούθησε η μοντελοποίηση της ροής σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας με σκοπό την χάραξη των αριθμητικών καμπύλων λειτουργίας και την αξιολόγηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών της μηχανής. Οι προσομοιώσεις έλαβαν χώρα τόσο λαμβάνοντας υπόψη τη ροή από πτερύγιο σε πτερύγιο αλλά και τη ροή στο πλήρες μοντέλο, ενώ συμπεριλήφθηκε και η στεφάνη ρυθμιστικών πτερυγίων. Στην Εικόνα 7.28 παρουσιάζονται τα υπολογιστικά χωρία που εξετάστηκαν. Σημειώνεται ότι στην περίπτωση του περιοδικού μοντέλου, για την ικανοποίηση της περιοδικής συμμετρίας, λόγω του διαφορετικού αριθμού πτερυγίων δρομέα και ρυθμιστικών πτερυγίων, το υπολογιστικό χωρίο απαρτίζεται από τρία ρυθμιστικά πτερύγια και από δύο πτερύγια του δρομέα. Η προσέγγιση αυτή πραγματοποιήθηκε ούτως ώστε το αριθμητικό μοντέλο να προσεγγίσει με μεγαλύτερη ακρίβεια το μοντέλο του εργαστηρίου για την πειραματική επαλήθευση των αποτελεσμάτων.



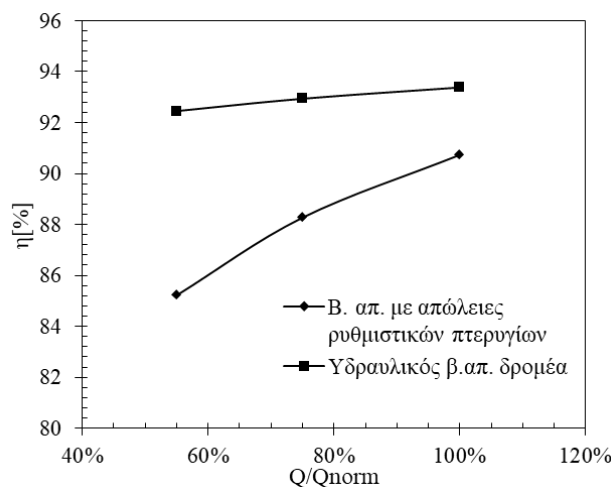
Εικόνα 7.28. Υπολογιστικά χωρία που εξετάστηκαν κατά την αριθμητική προσομοίωση του νέου δρομέα.

Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για τη χάραξη των αριθμητικών καμπύλων λειτουργίας και την ανάλυση των χαρακτηριστικών της νέας μηχανής, παρουσιάζονται στις Εικόνες 7.29-7.33. Πιο συγκεκριμένα, στην Εικόνα 7.29, παρουσιάζονται οι γραμμές ροής που προέκυψαν από την προσομοίωση της τελικής γεωμετρίας στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Σημειώνεται ότι για εποπτικούς λόγους δεν οπτικοποιείται η επιφάνεια της πλήμνης. Από την εικόνα αυτή βλέπουμε ότι όπως αναμενόταν, η ροή στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας είναι πλήρως ευθυγραμμισμένη με τα πτερύγια του δρομέα, δεν παρατηρούνται αποκολλήσεις και η ροή εξέρχεται από τον δρομέα με την ελάχιστη συστροφή.



Εικόνα 7.29. Γραμμές ροής στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας.

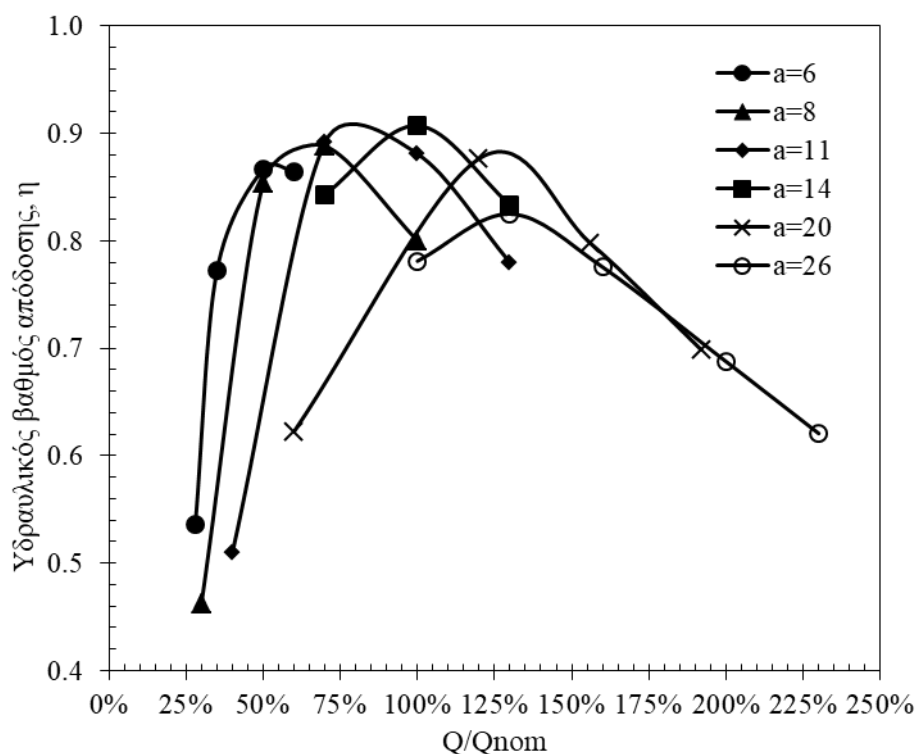
Στην Εικόνα 7.30 παρουσιάζεται ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης του δρομέα για διαφορετικές κλίσεις ρυθμιστικών πτερυγίων και παροχές για σταθερό υδραυλικό ύψος. Παρατηρούμε ότι με την προσθήκη των ρυθμιστικών πτερυγίων, αυξάνονται σημαντικά οι υδραυλικές απώλειες που κυμαίνονται από ~3% στο ονομαστικό φορτίο ως και ~7.8% σε μερικά φορτία.



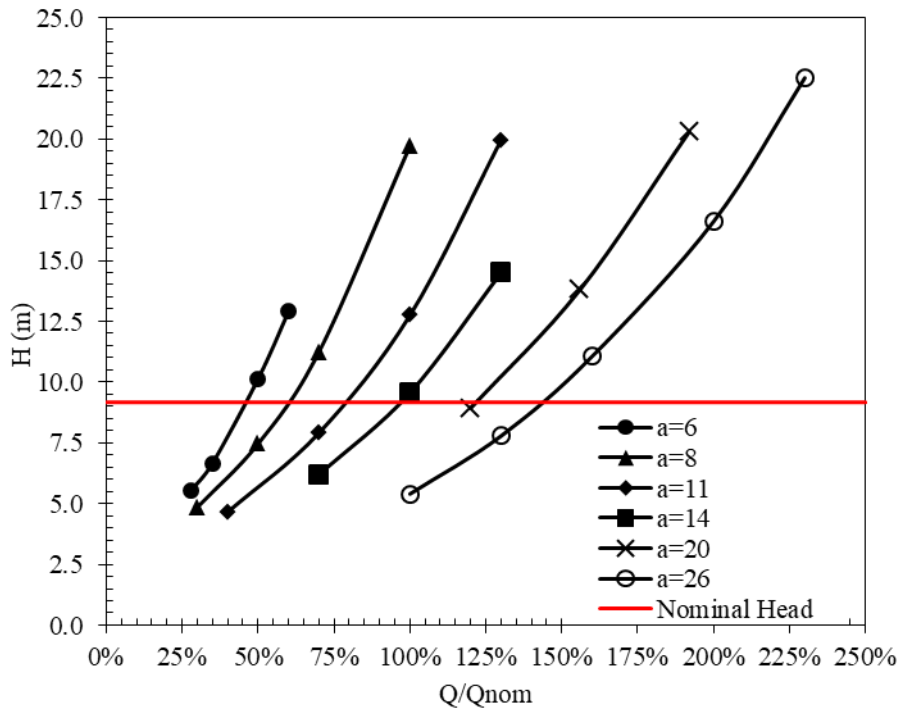
Εικόνα 7.30. Υδραυλικός βαθμός απόδοσης του τελικού δρομέα με και χωρίς τα ρυθμιστικά πτερύγια.

Οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του δρομέα παρουσιάζονται στις Εικόνες 7.31-7.32. Οι καμπύλες αυτές προκύπτουν θεωρώντας σταθερή ταχύτητα περιστροφής και μεταβαλλόμενη παροχή στην είσοδο για διάφορες κλίσεις των ρυθμιστικών περυγίων. Από την Εικόνα 7.31 προκύπτει ότι το ονομαστικό σημείο λειτουργίας επιτυγχάνεται για γωνία ρυθμιστικών περυγίων $\alpha=14^\circ$ ενώ διατηρείται υψηλός βαθμός απόδοσης και για σημεία εκτός του κανονικού. Συγκεκριμένα, σε μερικά φορτία ως και το 50% της ονομαστικής παροχής, παρατηρείται πτώση του βαθμού απόδοσης $< 2\%$, ενώ στο πλήρες φορτίο (παροχή 120% της ονομαστικής) ο βαθμός απόδοσης μειώνεται μόλις κατά 1%.

Σημειώνεται ότι για σημεία λειτουργίας όπου το υδραυλικό ύψος είναι μειωμένο, παρατηρείται σημαντική πτώση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης. Συγκεκριμένα για ύψος της τάξεως του 50% του ονομαστικού παρατηρείται πτώση που αγγίζει το 40% κατά μέσο όρο για διάφορες κλίσεις των ρυθμιστικών περυγίων. Η αντίστοιχη μείωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης για σημεία λειτουργίας μεγαλύτερου ύψους (πχ. $1.5 \cdot H_{nom}$) είναι σημαντικά μικρότερη και αγγίζει το 10%. Από τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι ο συγκεκριμένος δρομέα είναι περισσότερο ευαίσθητος σε μεταβολές του υδραυλικού ύψους, ενώ διατηρεί ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης σε συνθήκες μεταβαλλόμενων παροχών, συμπεριφορά χαρακτηριστική υδροστροβίλων χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών.

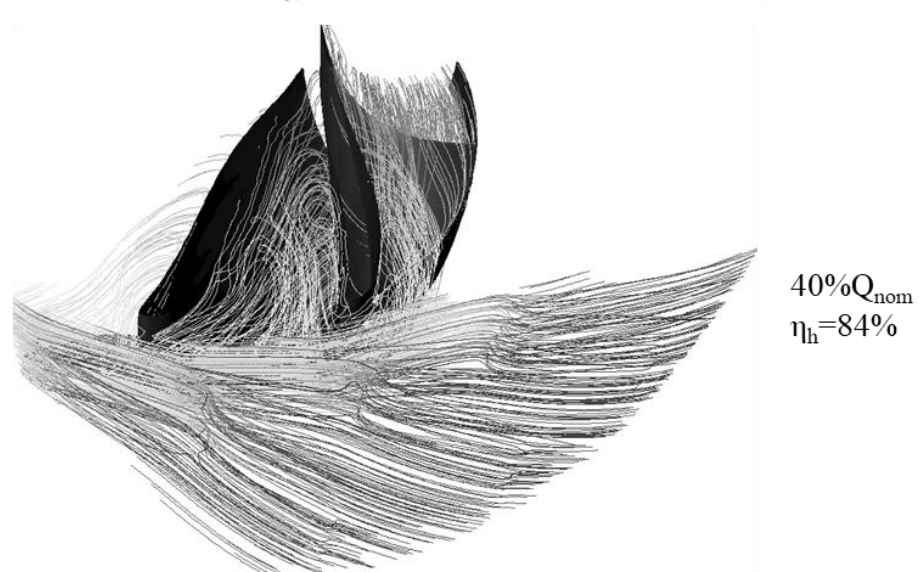
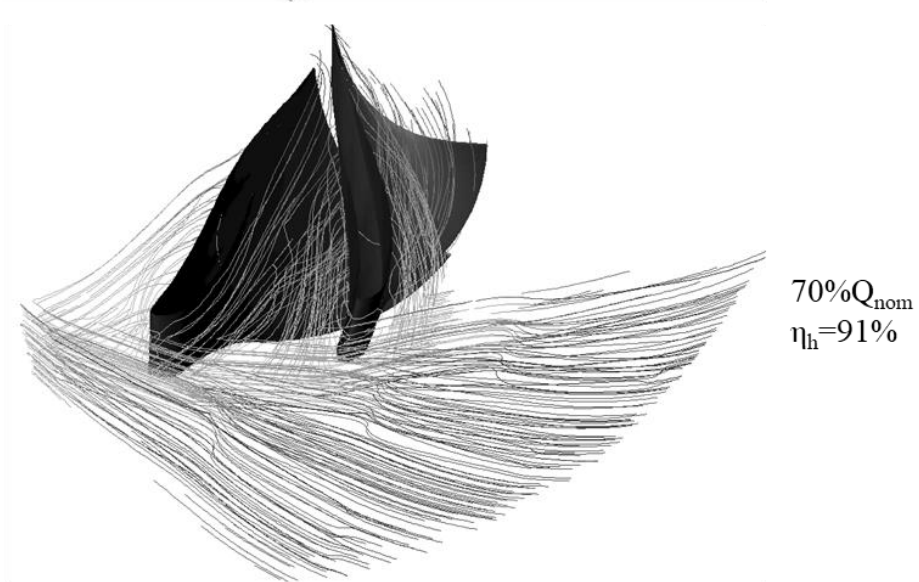
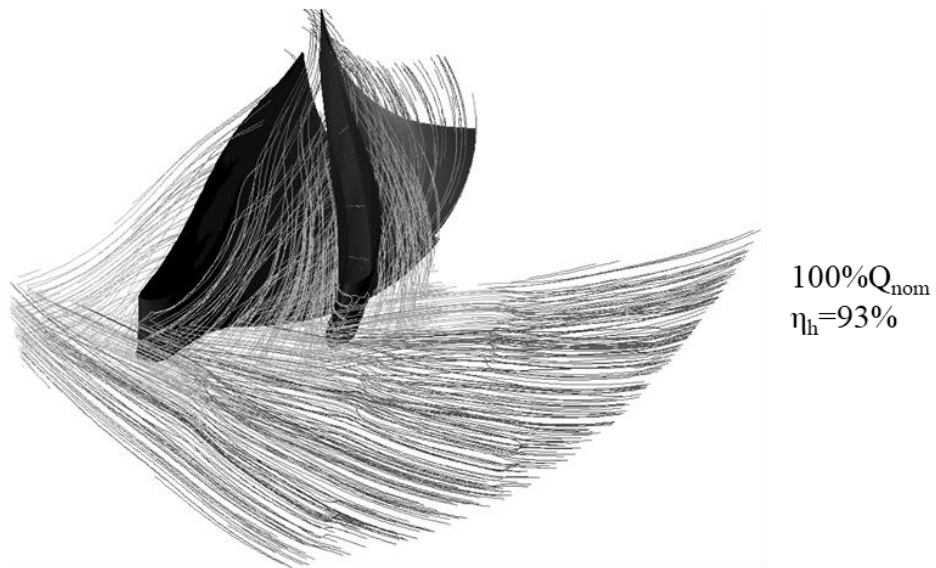


Εικόνα 7.31. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας νέου υδροστροβίλου Francis – σχέση υδραυλικού βαθμού απόδοσης-παροχής.



Εικόνα 7.32. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας νέου υδροστροβίλου Francis –σχέση υδραυλικού ύψους-παροχής.

Τέλος, στην Εικόνα 7.33 συγκρίνεται το πεδίο ροής μεταξύ του ονομαστικού σημείου λειτουργίας και μερικών φορτίων με παροχές ίσες με το 70% και το 40% του ονομαστικού, αντίστοιχα, για σταθερό υδραυλικό ύψος. Στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, οι γραμμές ροής ακολουθούν τη γεωμετρία του δρομέα, ενώ το σημείο ανακοπής εμφανίζεται στο ίχνος της ακμής εισόδου. Με την μείωση της παροχής, η ροή προσεγγίζει τον δρομέα υπό μεγαλύτερες κλίσεις με αποτέλεσμα η ροή να αποκολλάται στην πλευρά υποπίεσης του πτερυγίου. Συγκεκριμένα, στο 70% της ονομαστικής, παρατηρούμε ότι το σημείο ανακοπής εμφανίζεται μετατοπισμένο προς την πλευρά πίεσης του πτερυγίου, ενώ εμφανίζεται παράλληλα μερική ανακυκλοφορία εντός του καναλιού της ροής, μικρής κλίμακας. Στο σημείο αυτό η ροή εισέρχεται στο δρομέα με κρούση και σε συνδυασμό με την ανακυκλοφορία στο εσωτερικό του καναλιού, οδηγεί σε μικρή πτώση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης. Με την περαιτέρω μείωση της παροχής στο 40% της κανονικής, το σημείο ανακοπής μετατοπίζεται ακόμα περισσότερο προς την πλευρά πίεσης, εντείνεται ακόμα περισσότερο η ανακυκλοφορία και εμφανίζονται ισχυρές δίνες μεταξύ των πτερυγίων, ενώ παράλληλα εμφανής είναι και η παραμένουσα συστροφή στην έξοδο του δρομέα, οδηγώντας συνολικά σε σημαντικές ενεργειακές απώλειες, έως και 7%.

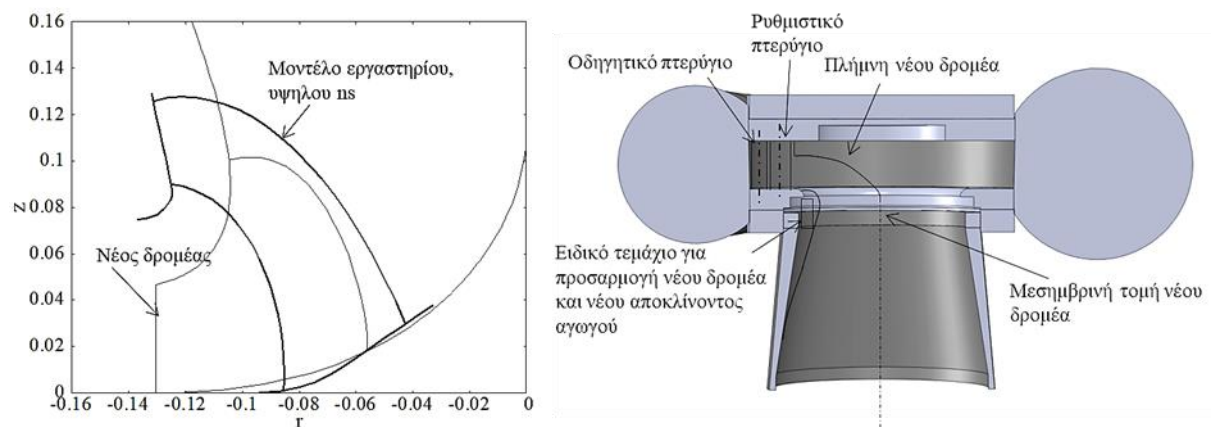


Εικόνα 7.33. Μεταβολή γραμμών ροής για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.

7.7.4. Πειραματική επαλήθευση σχεδίασης

Για την επαλήθευση των αριθμητικών αποτελεσμάτων κατασκευάστηκε ένα νέο μοντέλο του δρομέα το οποίο τοποθετήθηκε στην υφιστάμενη εγκατάσταση του Εργαστηρίου. Με σκοπό την χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας, πραγματοποιήθηκαν εργαστηριακές μετρήσεις, σύμφωνα με το πρότυπο IEC60193 και όσα περιεγράφηκαν σε προηγούμενο κεφάλαιο. Το πλήρες εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου παρουσιάστηκε αναλυτικά στο Κεφάλαιο 4.

Όπως φαίνεται στην Εικόνα 7.34, οι δύο γεωμετρίες παρουσιάζουν σημαντικές αποκλίσεις καθώς ο νέος δρομέας αντιστοιχεί σε υδροστρόβιλο χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών ($n_s=122$), σε αντίθεση με τον εργαστηριακό υδροστρόβιλο ($n_s=320$). Για την επιτυχή συναρμογή των επιμέρους τμημάτων των υδροστροβίλων, ήταν απαραίτητη η τροποποίηση του υδροστροβίλου και η κατασκευή ειδικών τεμαχίων για την προσαρμογή του υδραυλικού περιγράμματος και την προσέγγιση της επιθυμητής μορφής. Στην Εικόνα 7.34 παρουσιάζεται η μεσημβρινή τομή του υφιστάμενου δρομέα καθώς και του νέου δρομέα χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών.

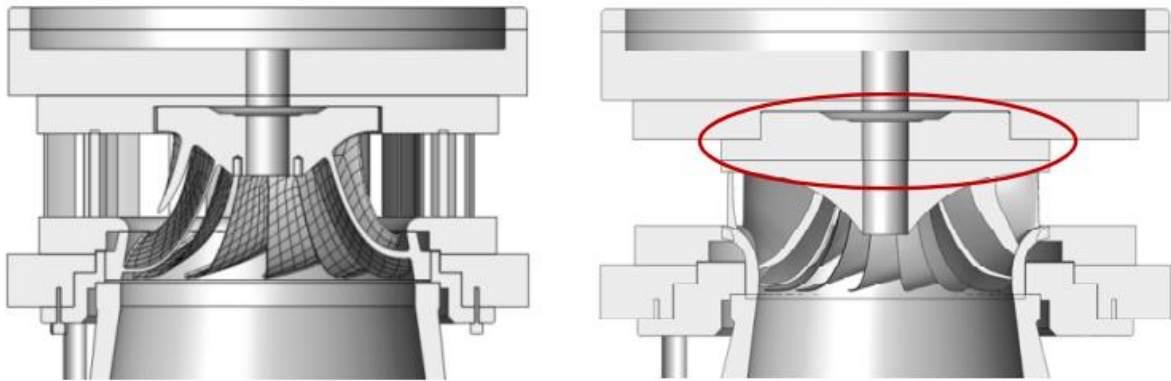


Εικόνα 7.34. Σύγκριση της μεσημβρινής τομής της νέας γεωμετρίας και της υφιστάμενης γεωμετρίας του εργαστηριακού μοντέλου.

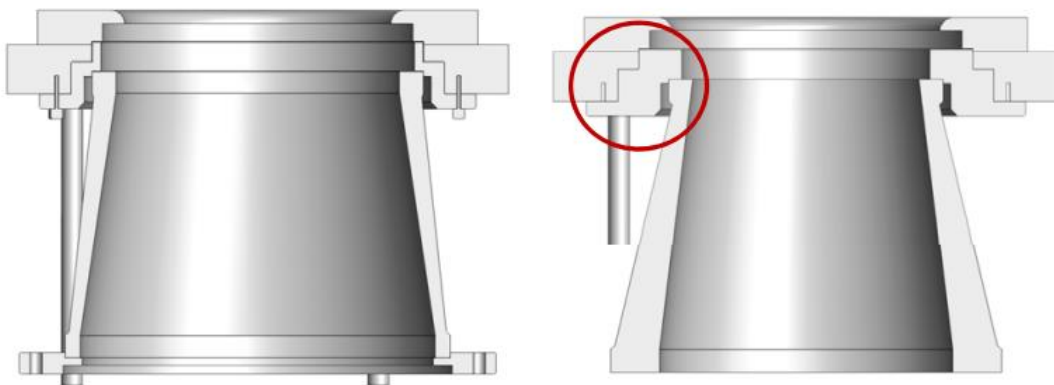
Έτσι, για την ομαλή μετάβαση της ροής από τα τμήματα του εργαστηριακού μοντέλου στο νέο δρομέα και στη συνέχεια στον αγωγό απαγωγής, και την εξασφάλιση όσο το δυνατόν ομοιόμορφων συνθηκών ροής στην είσοδο του δρομέα, σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε ένα ειδικό τεμάχιο για την πλήμνη του δρομέα το οποίο εισέρχεται στην διαμόρφωση της πίσω στεφάνης του υδροστροβίλου και προσαρμόζει το πλάτος του καναλιού αμέσως κατάντη των ρυθμιστικών πτερυγίων. Όπως φαίνεται από την Εικόνα 7.35, το εξάρτημα αυτό δημιουργεί μία ανομοιομορφία στην είσοδο του δρομέα προς την πλευρά της πλήμνης, το οποίο ενδέχεται να επηρεάσει δυσμενώς τις συνθήκες ροής στην περιοχή αυτή με πιθανή εμφάνιση αποκόλλησης και αυξημένες απωλείες.

Στην περίπτωση του αγωγού απαγωγής, η προσαρμογή του καναλιού ροής είναι ευκολότερη και επιτυγχάνεται με την κατασκευή ενός νέου αποκλίνοντος τμήματος από PMMA και ενός ειδικού

τεμαχίου σύνδεσης του με το κέλυφος του υδροστροβίλου, όπως φαίνεται στην Εικόνα 7.36. Με τον τρόπο αυτό εξασφαλίζεται ότι (i) η γεωμετρία στην έξοδο του δρομέα ταυτίζεται με τη γεωμετρία που σχεδιάστηκε και μελετήθηκε αριθμητικά, (ii) ότι θα αποφεύγονται μεγάλες γωνίες κόνου με τη ροή να παραμένει προσκολλημένη στα τοιχώματα του αγωγού, ειδικά λαμβάνοντας υπόψη ότι το μεγαλύτερο τμήμα της ανάκτησης πίεσης συντελείται στο τμήμα αυτό, και (iii) ότι οι ενεργειακές απώλειες θα περιοριστούν στο ελάχιστο δυνατό.



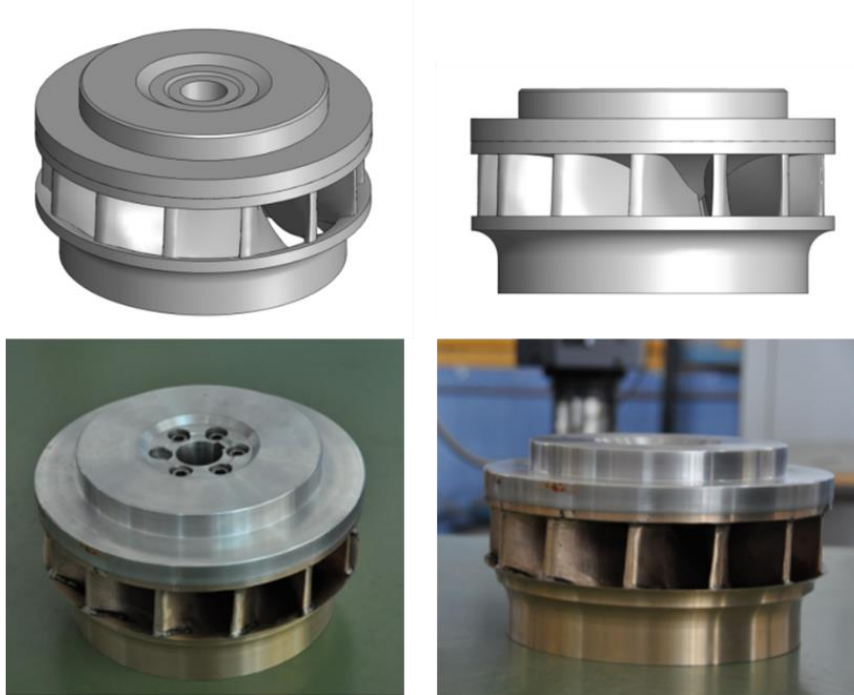
Εικόνα 7.35. Κατασκευή ειδικών τεμαχίων για την προσαρμογή του νέου δρομέα στο εργαστηριακό μοντέλο υψηλού n_s - τμήμα πλήμνης.



Εικόνα 7.36. Κατασκευή ειδικών τεμαχίων για την προσαρμογή του νέου δρομέα στο εργαστηριακό μοντέλο υψηλού n_s - τμήμα αποκλίνοντος τμήματος αγωγού απαγωγής.

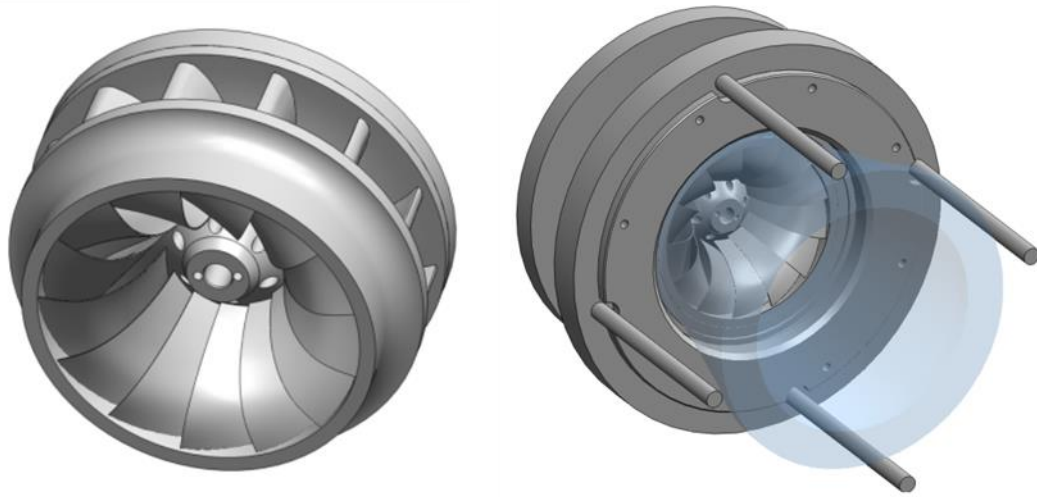
Στο σημείο αυτό σημειώνεται ότι η διάμετρος στην έξοδο του κωνικού τμήματος ήταν μικρότερη από την αντίστοιχη διάμετρο της εργαστηριακής γεωμετρίας (Εικόνα 7.36), οδηγώντας σε απότομη διεύρυνση κατά την είσοδο της ροής στα κατάντη τμήματα του αγωγού απαγωγής. Ωστόσο, καθώς η συνεισφορά του τμήματος αυτού στην ανάκτηση ενέργειας είναι αναλογικά μικρότερη, η πιθανή αύξηση των απωλειών στο τμήμα αυτό θεωρείται μικρή και αποδεκτή στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας.

Παράλληλα, ο δρομέας κατασκευάστηκε από αλουμινούχο χαλκό με απευθείας κατεργασία από ενιαίο μπλοκ για την κατασκευή της πλήμνης και της στεφάνης και με χύτευση για τα πτερύγια του δρομέα. Στη συνέχεια, τα πτερύγια συγκολλήθηκαν μεταξύ της πλήμνης και της στεφάνης με την τεχνική συγκόλλησης αερίου MIG. Για την ελαχιστοποίηση του κόστους κατασκευής, τα υπόλοιπα τεμάχια κατασκευάστηκαν από αλουμίνιο. Στην Εικόνα 7.37 παρουσιάζεται το μοντέλο που σχεδιάστηκε καθώς και ο τελικός δρομέα που κατασκευάστηκε σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν παραπάνω.



Εικόνα 7.37. Γεωμετρία νέου δρομέα που σχεδιάστηκε με τη χρήση λογισμικού CAD και πραγματικό μοντέλο που κατασκευάστηκε για την δοκιμή στο Εργαστήριο.

Στη συνέχεια, το κωνικό τεμάχιο κατασκευάστηκε από διάφανο υλικό PMMA ούτως ώστε να εξασφαλίζεται οπτική επαφή με τον δρομέα στην έξοδο για την επιτήρηση της ροής και τον έλεγχο εμφάνισης σπηλαιώσης. Για το σκοπό αυτό συγκολλήθηκαν μεταξύ τους δακτυλιοειδή φύλλα πάχους περίπου 40 mm, υστέρη από την κατεργασία τους εσωτερικά για τη διαμόρφωση κατάλληλου κωνικού σχήματος. Στην Εικόνα 7.38 παρουσιάζεται το μοντέλο του δρομέα που σχεδιάστηκε καθώς και η συναρμογή του με τα υπόλοιπα τεμάχια. Το διάφανο κωνικό τμήμα συγκρατείται μεταξύ του κέλυφους και του αγωγού απαγωγής χρησιμοποιώντας ντίζες και κόντρα περικόχλια, ούτως ώστε να ελαχιστοποιείται η φόρτίσή του υπό το βάρος των υπόλοιπων εξαρτημάτων. Επιπροσθέτως, με τον τρόπο αυτό διευκολύνεται η συναρμολόγηση και αποσυναρμολόγηση της μηχανής.



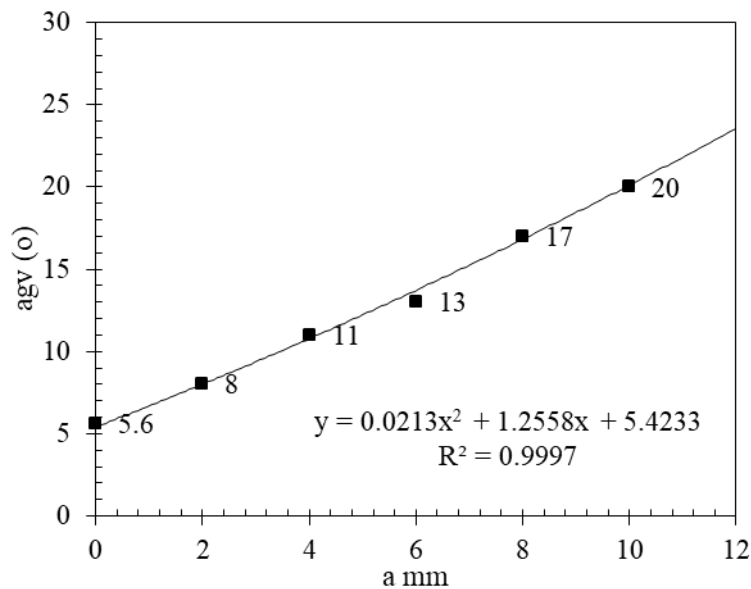
Εικόνα 7.38. Μοντέλο νέου δρομέα και συναρμογή των νέων εξαρτημάτων που κατασκευάστηκαν.

Τέλος, στην Εικόνα 7.39 παρουσιάζεται το μοντέλο του υδροστροβίλου ύστερα από την εγκατάσταση των παραπάνω εξαρτημάτων και την προετοιμασία του μοντέλου για δοκιμές. Για την διεξαγωγή των μετρήσεων ακολουθήθηκε η μεθοδολογία που περιγράφηκε αναλυτικά στο Κεφάλαιο 4 και επιλέχθηκε ένα μεγάλο εύρος συνθηκών για την με όσο το δυνατό πληρέστερη χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας, λαμβάνοντας υπόψη του περιορισμούς του μετρητικού εξοπλισμού. Το σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου ρυθμίζεται αλλάζοντας το άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, την ταχύτητα περιστροφής της πέδης καθώς και την ταχύτητα περιστροφής της τροφοδοτικής αντλίας της εγκατάστασης. Κατά την εκτέλεση των πειραμάτων, παρατηρήθηκε ομαλή λειτουργία της μηχανής χωρίς την εμφάνιση ταλαντώσεων, ενώ δεν εμφανίστηκε σπηλαίωση σε κανένα από τα σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν. Ωστόσο, σημειώνεται ότι δεν έλαβαν χώρα αναλυτικές μετρήσεις σπηλαίωσης, καθώς η διάταξη δεν διαθέτει τη δυνατότητα ρύθμισης της κατάντη πίεσης στην κύρια δεξαμενή.



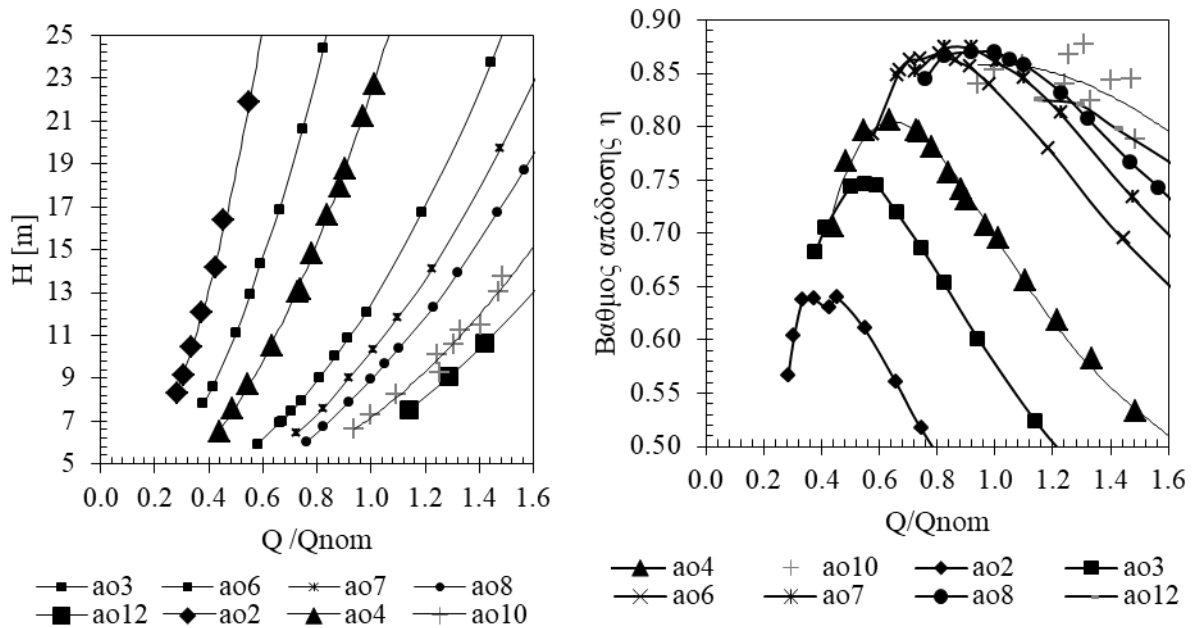
Εικόνα 7.39. Εργαστηριακό μοντέλο κατόπιν κατασκευής και εγκατάστασης νέων τεμαχίων και νέου δρομέα.

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, η ρύθμιση του σημείου λειτουργίας επιτυγχάνεται με την περιστροφή των ρυθμιστικών πτερυγίων. Με την αλλαγή της κλίσης τους μεταβάλλεται το άνοιγμα μεταξύ δύο διαδοχικών πτερυγίων και έτσι αυξομειώνεται η παροχή. Στην Εικόνα 7.40 παρουσιάζεται η σχέση που συνδέει το άνοιγμα α_0 μεταξύ δυο διαδοχικών πτερυγίων με την γωνία α_{GN} στην έξοδο των ρυθμιστικών πτερυγίων, προσαρμοσμένη στο απαραίτητο εύρος της συγκεκριμένης μηχανής. Παράλληλα, παρουσιάζονται οι τιμές της κλίσης των ρυθμιστικών πτερυγίων που χρησιμοποιήθηκαν κατά την αριθμητική μοντελοποίηση των αντίστοιχων σημείων λειτουργίας ούτως ώστε να είναι δυνατή η απευθείας σύγκριση και επαλήθευση των αποτελεσμάτων.



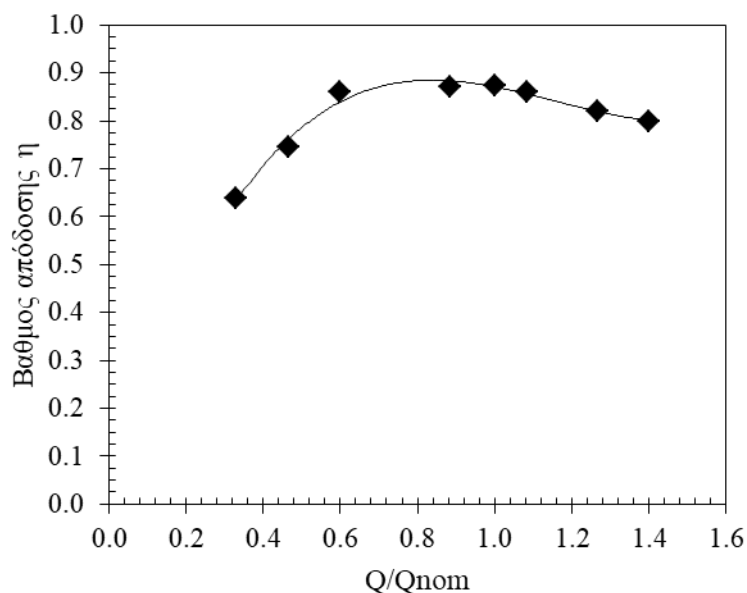
Εικόνα 7.40. Συσχέτιση ανοίγματος ρυθμιστικών πτερυγίων με την κλίση ρυθμιστικών πτερυγίων στην έξοδο.

Στην Εικόνα 7.41 παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας που προέκυψαν από τις εργαστηριακές μετρήσεις υπό σταθερή ταχύτητα περιστροφής και ίση με 750 rpm. Στην εικόνα αυτή κάθε καμπύλη αντιστοιχεί σε συγκεκριμένο άνοιγμα των ρυθμιστικών πτερυγίων, και παρατηρείται ότι για κάθε άνοιγμα, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης εμφανίζεται σε διαφορετική παροχή, ενώ με την αύξηση της παροχής σταδιακά αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης μέχρι το σημείο του μέγιστου βαθμού απόδοσης. Στη συνέχεια, παρατηρείται σταδιακή μείωση του βαθμού απόδοσης, σε μικρότερο όμως ρυθμό.



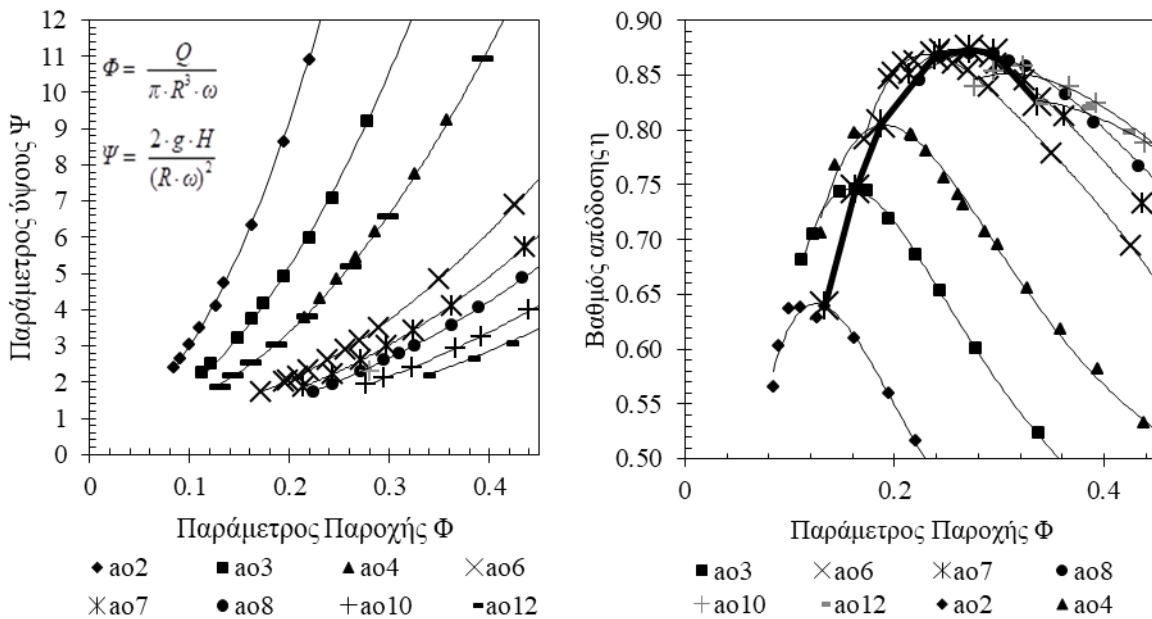
Εικόνα 7.41. Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας νέου υδροστροβίλου.

Στη Εικόνα 7.42 παρουσιάζεται η περιβάλλουσα καμπύλη που χαράσσεται λαμβάνοντας τους μέγιστους βαθμούς απόδοσης που επιτυγχάνονται για τους δυνατούς συνδυασμούς παροχής και ανοίγματος ρυθμιστικών περυγίων. Από το διάγραμμα αυτό παρατηρείται ότι ο μέγιστος βαθμός απόδοσης που επιτυγχάνεται αγγίζει το 88%. Στο 30% της παροχής παρατηρείται σημαντική πτώση του μέγιστου βαθμού απόδοσης στο $\sim 60\%$, ενώ σε μεγαλύτερες παροχές (140% της ονομαστικής παροχής) ο βαθμός απόδοσης παραμένει υψηλότερος από 80%.



Εικόνα 7.42. Περιβάλλουσα καμπύλη μεγίστου βαθμού απόδοσης.

Στην Εικόνα 7.43 χαράσσονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες στην αδιάστατη μορφή τους, χρησιμοποιώντας τις παραμέτρους παροχής Φ και ύψους Ψ . Οι καμπύλες αυτές συσχετίζουν τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου ανεξαρτήτως της διαμέτρου και της ταχύτητας περιστροφής. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατός προσδιορισμός των λειτουργικών χαρακτηριστικών γεωμετρικά όμοιων μηχανών χωρίς την ανάγκη απευθείας μετρήσεων. Από τα διαγράμματα αυτά παρατηρείται ότι το κανονικό σημείο λειτουργίας εμφανίζεται για παράμετρο παροχής $\Phi= 0.271$ και παράμετρο ύψους $\Psi= 2.52$, που είναι σε πλήρη συμφωνία με το επιθυμητό σημείο σχεδιασμού. Τα παραπάνω επιδεικνύουν την αποδοτικότητα και αξιοπιστία της μεθοδολογίας σχεδίασης που εφαρμόστηκε καθώς και την επιτυχή και με ακρίβεια κατασκευή του δρομέα.

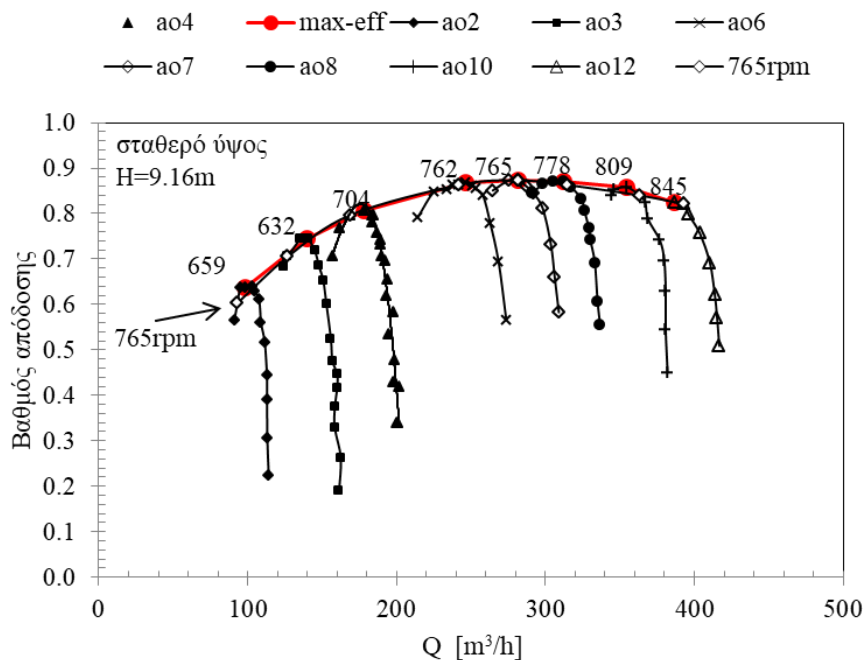


Εικόνα 7.43. Αδιάστατες χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας μοντέλου υδροστροβίλου.

Για την περαιτέρω αξιολόγηση της συμπεριφοράς του νέου δρομέα, χαράσσονται οι καμπύλες λειτουργίας για σταθερό ύψος και μεταβαλλόμενη ταχύτητα περιστροφή (Εικόνα 7.44). Στην εικόνα αυτή υπολογίζεται η ταχύτητα περιστροφής όπου για κάθε άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων εμφανίζεται ο μέγιστος βαθμός απόδοσης. Παρατηρείται ότι για δεδομένο άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων ο υδροστροβίλος διατηρεί ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης για ένα πολύ μικρό εύρος στροφών, ενώ περαιτέρω αύξηση ή μείωση της ταχύτητα περιστροφής οδηγεί σε απότομη πτώση του βαθμού απόδοσης. Επιπροσθέτως, παρατηρείται ότι το εύρος λειτουργίας αυξάνεται με την αύξηση του ανοίγματος των ρυθμιστικών πτερυγίων.

Στο ίδιο διάγραμμα χαράσσεται και η καμπύλη που σχηματίζεται από τα μέγιστα του βαθμού απόδοσης για κάθε άνοιγμα καθώς και η καμπύλη που αντιστοιχεί σε σταθερή ταχύτητα περιστροφής και είναι ίση με την τιμή που αντιστοιχεί στο βέλτιστο βαθμό απόδοσης στο ονομαστικό άνοιγμα των πτερυγίων (άνοιγμα ao_7). Συγκρίνοντας τις δύο καμπύλες, παρατηρούμε ότι αυτές σχεδόν ταυτίζονται,

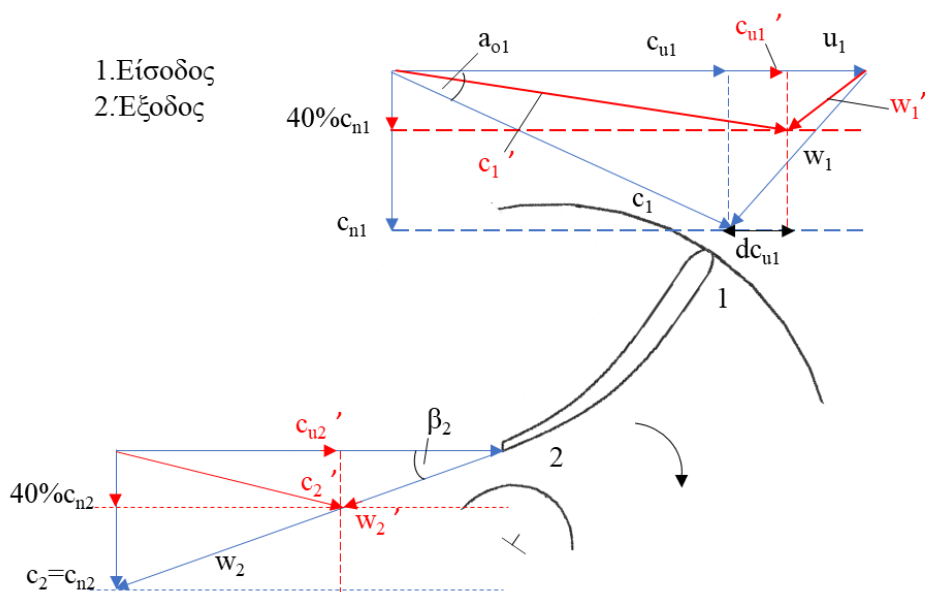
ιδιαίτερος σε μεγαλύτερα ανοίγματα. Πιο συγκεκριμένα, για τις τιμές a_{o2} και a_{o3} , παρατηρείται μία διαφορά ίση με 3.5% και 4.6%, αντίστοιχα μεταξύ της ονομαστικής ταχύτητας περιστροφής και της ταχύτητας περιστροφής που αντιστοιχεί στο μέγιστο βαθμό απόδοσης στο συγκεκριμένο άνοιγμα. Αυξάνοντας περαιτέρω το άνοιγμα στην τιμή a_{o4} , η διαφορά μειώνεται απότομα και φτάνει μόλις το 0.009%.



Εικόνα 7.44. Βαθμός απόδοσης υδροστροβίλου για διάφορα ανοίγματα ρυθμιστικών περυγίων και σύγκριση περιβάλλουσας καμπύλης που προκύπτει από τα σημεία μέγιστου βαθμού απόδοσης με την αντίστοιχη περιβάλλουσα για τις ονομαστικές στροφές του υδροστροβίλου.

Η ταχύτητα περιστροφής των υδροστροβίλων είναι γνωστό ότι σχετίζεται κυρίως με το υδραυλικό ύψος και σε λιγότερο βαθμό με την παροχή, και συνεπώς για λειτουργία υπό σταθερό ύψος η βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής δεν μεταβάλλεται σημαντικά με την παροχή. Η συμπεριφορά αυτή είναι εγγενές χαρακτηριστικό των υδροστροβίλων χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών, και εντείνεται ακόμα περισσότερο καθώς μειώνεται ο ειδικός αριθμός στροφών. Οι μηχανές αυτές όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενα κεφάλαια, παρουσιάζουν περισσότερο επίπεδη καμπύλη λειτουργίας σε μεταβαλλόμενες παροχές, ενώ αντίθετα ο βαθμός απόδοσης μειώνεται απότομα με μεταβολές του υδραυλικού ύψους. Η παραπάνω συμπεριφορά μπορεί να εξηγηθεί αναλύοντας τα τρίγωνα ταχυτήτων μεταξύ της εισόδου και εξόδου του δρομέα. Για σταθερό υδραυλικό ύψος και ταχύτητα περιστροφής, με τη μείωση της παροχής το τρίγωνο εισόδου δεν διαφοροποιείται σημαντικά, ενώ σημαντική διαφοροποίηση παρατηρείται στο τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο του δρομέα, όπως φαίνεται και από την Εικόνα 7.45. Συγκεκριμένα, η μείωση της παροχής υπό σταθερό ύψος επιτυγχάνεται με το μερικό κλείσιμο των οδηγητικών περυγίων και συνεπώς, με μείωση της γωνίας της απόλυτης ταχύτητας a_{o1} . Η αλλαγή αυτή

στην κλίση της απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο οδηγεί σε μικρή αλλαγή της κλίσης της σχετικής ταχύτητας και επομένως την είσοδο της ροής με κρούση.



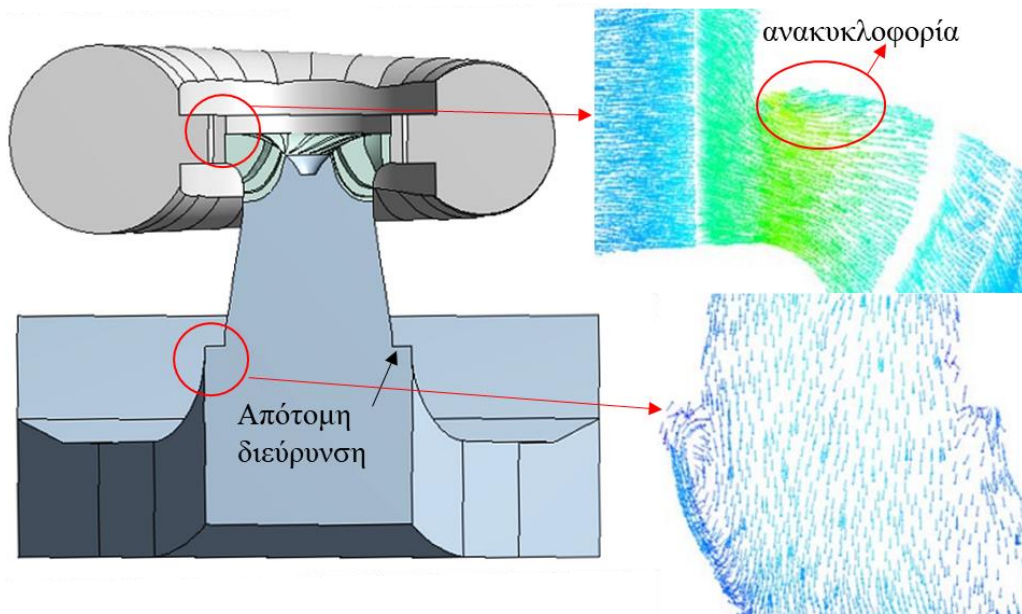
Εικόνα 7.45. Μεταβολή του τριγώνου ταχυτήτων με μείωση της παροχής του υδροστροβίλου υπό σταθερές στροφές και υδραυλικό ύψος (μπλε γραμμή: τρίγωνο ταχυτήτων στο ονομαστικό φορτίο, κόκκινη γραμμή: τρίγωνο ταχυτήτων σε μερικό φορτίο).

Αντιστοίχως, το τρίγωνο εξόδου μεταβάλλεται σημαντικά, καθώς ενώ στο ονομαστικό φορτίο η ροή εξέρχεται με μηδενική συστροφή ($c_{u2}=0$), σε μερικά φορτία, και υπό την προϋπόθεση σταθερής ταχύτητας περιστροφής, παρατηρείται σημαντική παραμένουσα συστροφή, με αποτέλεσμα την αύξηση των υδραυλικών απωλειών τόσο στο δρομέα όσο και στον αγωγό απαγωγής που ακολουθεί, καθώς διαμορφώνονται δυσμενείς συνθήκες ροής κατάντη του δρομέα και δυσχεραίνεται η ανάκτηση στατικής πίεσης. Η επίδραση αυτή γίνεται ακόμα σημαντικότερη στην περίπτωση υδροστροβίλων υψηλού ειδικού αριθμού στροφών όπου η συμμετοχή του αγωγού απαγωγής στην εναλλαγή ενέργειας γίνεται πιο σημαντική. Από το παραπάνω συνάγεται και η χαρακτηριστική ιδιότητα των αργόστροφων υδροστροβίλων που εμφανίζουν αποδοτικότερη λειτουργία υπό μεταβαλλόμενες παροχές συγκριτικά με τους ταχύστροφους υδροστροβίλους.

7.7.5. Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων

Για την σύγκριση των αριθμητικών και των πειραματικών αποτελέσματα επαναλήφθηκαν προσομοιώσεις λαμβάνοντας υπόψη την ακριβή γεωμετρία του μοντέλου του πλήρους υδροστροβίλου καθώς κρίθηκε σκόπιμο να αποτιμηθεί η επίπτωση των τεμαχίων προσαρμογής τόσο στην είσοδο του δρομέα όσο και στον αγωγό απαγωγής. Για το σκοπό αυτό συμπεριλήφθηκαν στο αριθμητικό μοντέλο οι γεωμετρίες του σπειροειδούς κελύφους, του αγωγού απαγωγής και του διανομέα του εργαστηριακού μοντέλου, όπως παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 5. Στην Εικόνα 7.46 παρουσιάζεται το συνολικό

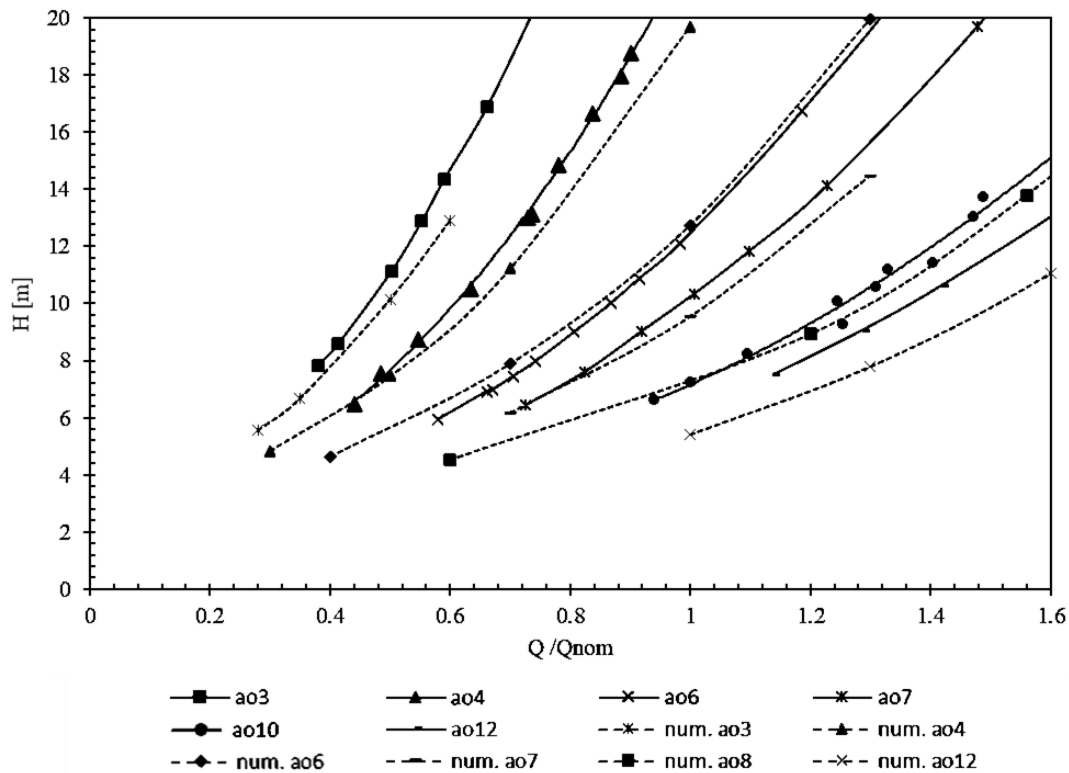
υπολογιστικό χωρίο καθώς και τα διανύσματα ταχυτήτων στην είσοδο του δρομέα και στην έξοδο του αποκλίνοντος τμήματος του αγωγού απαγωγής.



Εικόνα 7.46. Υπολογιστικό χωρίο πλήρους υδροστροβίλου και λεπτομέρειες στην είσοδο του δρομέα και στην έξοδο του κωνικού τεμαχίου του αγωγού απαγωγής.

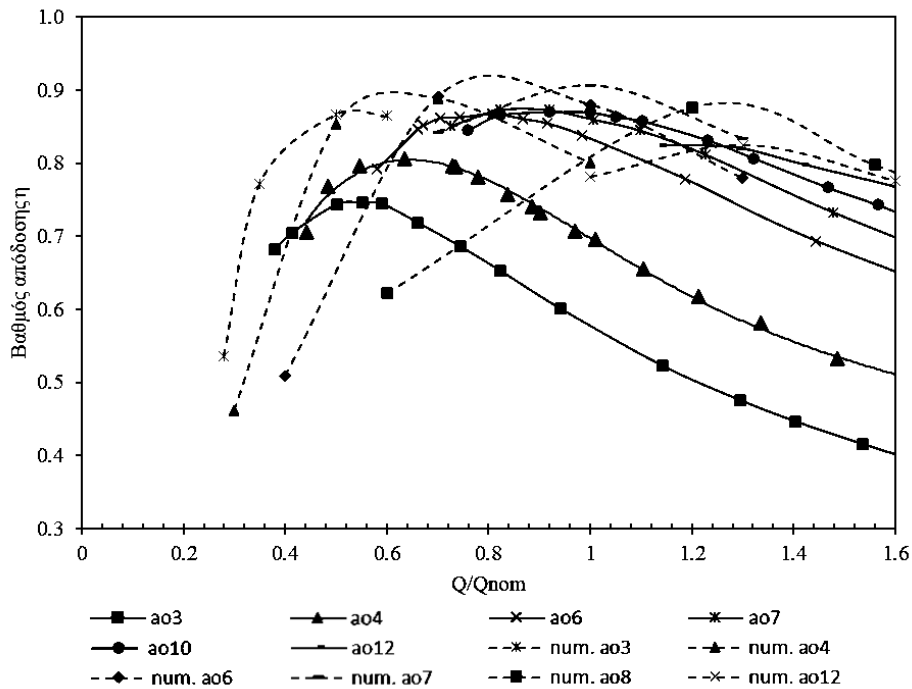
Από την εικόνα αυτή είναι εμφανής η επίδραση του τεμαχίου προσαρμογής στην είσοδο, το οποίο δημιουργεί ένα εμπόδιο μπλοκάροντας τη ροή. Παρατηρούμε ότι στο σημείο τομής του πτερυγίου με την πλήμνη εμφανίζεται τοπική επιτάχυνση της ροής κατάντη της οποίας εμφανίζεται μια περιοχή ανακυκλοφορίας χαμηλότερης ταχύτητας. Το παραπάνω έχει επίσης επίδραση και στο πεδίο πιέσεων δημιουργώντας μία περιοχή χαμηλής πίεσης στη θέση της ανακυκλοφορίας, η οποία καταλαμβάνει περίπου το 5% του πλάτους του πτερυγίου. Αντίστοιχα, κατά τη μεσημβρινή διεύθυνση η περιοχή ανακυκλοφορίας περιορίζεται περίπου στο 1% του μήκους.

Στις Εικόνες 7.47-7.49, συγκρίνονται τα αριθμητικά αποτελέσματα με τα πειραματικά, όπου παρατηρούνται ποιοτικά παρόμοια χαρακτηριστικά, όμως ποσοτικά εμφανίζονται σημαντικές αποκλίσεις ιδιαίτερα στις καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής. Πιο συγκεκριμένα, οι καμπύλες ύψους-παροχής μεταξύ των αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων εμφανίζουν πολύ καλή συσχέτιση για όλο το εύρος ανοιγμάτων ρυθμιστικών πτερυγίων και παροχών που εξετάστηκαν (Εικόνα 7.47). Για μικρότερες τιμές ανοίγματος α_0 , η αύξηση της παροχής οδηγεί σε αύξηση του υδραυλικού ύψους κατά μήκος παραβολικής καμπύλης. Με αύξηση του α_0 η κλίση της καμπύλης μειώνεται με αποτέλεσμα για την αύξηση της παροχής να απαιτείται σημαντικότερη αύξηση του υδραυλικού ύψους.



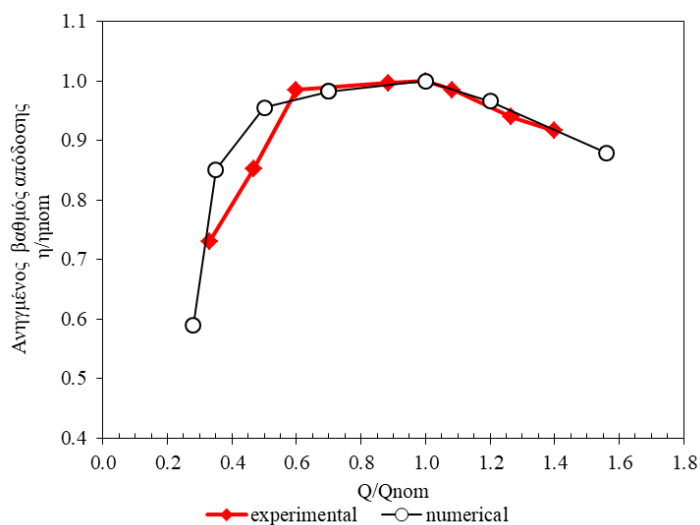
Εικόνα 7.47. Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων - Καμπύλες ύψους-παροχής.

Στην Εικόνα 7.48 παρουσιάζονται οι καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής των αριθμητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων. Συγκεκριμένα σε όλο το εύρος των συνθηκών που εξετάστηκαν, η πειραματικές καμπύλες υπολείπονται των αριθμητικών κατά 3-12% με τις μεγαλύτερες διαφορές να εμφανίζονται σε χαμηλότερα φορτία. Πιο συγκεκριμένα, για φορτία από ~ 25% έως 60% οι διαφορές κυμαίνονται μεταξύ 12% και 5%, ενώ για φορτία από 60% έως 160% οι διαφορές κυμαίνονται μεταξύ 5% - 3%. Παράλληλα, από την εικόνα αυτή βλέπουμε ότι ο βαθμός απόδοσης των πειραματικών δεδομένων στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας είναι περίπου 3.5% χαμηλότερος από τον αντίστοιχο αριθμητικό. Η διαφορά αυτή εξηγείται από το γεγονός ότι το αριθμητικό μοντέλο δεν συμπεριλαμβάνει τις μηχανικές και τις ογκομετρικές απώλειες με αποτέλεσμα οι τιμές του βαθμού απόδοσης να αντιστοιχούν στον συνολικό βαθμό απόδοσης της μηχανής. Για το συγκεκριμένο τύπο και μέγεθος μηχανής, οι μηχανικές και ογκομετρικές απώλειες αναμένονται σε ~5%, μέγεθος ανάλογο των διαφορών που παρατηρούνται και στην παρούσα περίπτωση. Το παραπάνω ενισχύεται και από το γεγονός ότι η διαφορά μεταξύ των αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων αυξάνεται με μείωση του φορτίου, καθώς η συνεισφορά των μηχανικών και ογκομετρικών απωλειών στις συνολικές απώλειες αυξάνουν με τη μείωση της ισχύος της μηχανής.



Εικόνα 7.48. Σύγκριση αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων - Καμπύλες βαθμού απόδοσης-παροχής.

Το ίδιο μπορεί να παρατηρηθεί και από την Εικόνα 7.49 όπου συγκρίνονται τα ανηγμένα μεγέθη ως προς το ονομαστικό σημείο λειτουργίας μεταξύ των αριθμητικών και των πειραματικών αποτελεσμάτων. Από την εικόνα αυτή συμπεραίνουμε τόσο ότι ποιοτικά η συμφωνία των πειραματικών δεδομένων με τα αριθμητικά είναι εξαιρετική, όσο και ότι το ονομαστικό σημείο λειτουργίας των αριθμητικών αποτελεσμάτων είναι σε πλήρη ταύτιση με το πειραματικό, όπως αναφέρθηκε και στις προηγούμενες ενότητες. Παράλληλα, επισημαίνεται η αύξηση της διαφοράς στον βαθμό απόδοσης μεταξύ των δύο περιπτώσεων καθώς το φορτίο βαίνει μειούμενο.



Εικόνα 7.49. Σύγκριση ανηγμένου βαθμού απόδοσης μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών δεδομένων.

Για την καλύτερη σύγκριση των αποτελεσμάτων κρίνεται σκόπιμη η μέτρηση των μηχανικών απωλειών κατά τη διενέργεια των δοκιμών. Αυτό επιτυγχάνεται με λειτουργία της μηχανής απουσία νερού και μέτρηση της ανθιστάμενης ροπής ενώ μεταβάλλεται η ταχύτητα περιστροφής του υδροστροβίλου, λαμβάνοντας με αυτό τον τρόπο το σύνολο των μηχανικών απωλειών (εδράνων και στρεφόμενου δίσκου). Η παραπάνω διαδικασία μπορεί να επαναληφθεί αφαιρώντας τον δρομέα, ώστε με αυτό τον τρόπο να μετρώνται μόνο οι μηχανικές απώλειες των εδράνων. Αντίστοιχα, οι ογκομετρικές απώλειες είναι δυνατό να μετρηθούν χρησιμοποιώντας κάποιο όργανο μέτρησης της παροχής σε συνδυασμό με ειδική διάταξη με την οποία από κατάλληλη θέση κατάντη των λαβυρίθων απομαστεύεται το νερό που διαφεύγει και δεν συμμετέχει στην εναλλαγή ενέργειας με τον δρομέα. Στην παρούσα διάταξη, δεν ήταν διαθέσιμος ο κατάλληλος εξοπλισμός μέτρησης ενώ ήταν δύσκολο να ανοιχτούν οπές απομάστευσης στις απαραίτητες θέσεις. Σχετικά με τις μηχανικές απώλειες, έγινε προσπάθεια μέτρησής τους με τον υφιστάμενο εξοπλισμό, ωστόσο, καθώς οι μετρούμενες τιμές ήταν αρκετά μικρότερες από την ονομαστική ροπή του οργάνου ως και 2 τάξεις μεγέθους, οι μετρήσεις που ελήφθησαν παρουσίαζαν σημαντικό σφάλμα, ήταν μη επαναλήψιμες, δεν θεωρήθηκαν αξιόπιστες και τέλος απορρίφθηκαν.

Στο σημείο αυτό θα πρέπει να επισημανθούν και οι γεωμετρικές διαφορές μεταξύ των δύο περιπτώσεων που αναφέρθηκαν και προηγουμένως. Συγκεκριμένα, ο αγωγός απαγωγής που χρησιμοποιήθηκε αντιστοιχεί σε σχεδίαση υδροστροβίλου υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, ενώ μόνο το κωνικό τμήμα αμέσως κατάντη του δρομέα αντιστοιχεί στην παρούσα σχεδίαση. Ωστόσο, όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, η επίδραση αυτή στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης θεωρείται μικρή, καθώς με τη μείωση του ειδικού αριθμού στροφών μειώνεται και η σημασία του αγωγού απαγωγής. Επιπλέον, το κωνικό τμήμα αμέσως κατάντη του υδροστροβίλου είναι υπεύθυνο για το μεγαλύτερο ποσοστό της ανάκτησης ενέργειας, και επομένως, πιθανές αποκλίσεις της ροής λόγω κακής συνεργασίας των επιμέρους τμημάτων θεωρούνται μικρής σημασίας.

Διαφορές ανάμεσα στα πειραματικά και τα αριθμητικά δεδομένα μπορεί επίσης να οφείλονται και σε αποκλίσεις στη γεωμετρία του σπειροειδούς κελύφους και των οδηγητικών πτερυγίων. Όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4, η γεωμετρία του εργαστηριακού μοντέλου ψηφιοποιήθηκε μετρώντας τις εξωτερικές διαστάσεις των εκάστοτε διατομών καθώς και το πάχος και στη συνέχεια ανακατασκευάστηκε χρησιμοποιώντας εργαλεία CAD. Στην περίπτωση όμως των οδηγητικών πτερυγίων δεν υπήρχε δυνατότητα πρόσβασης στο εσωτερικό της μηχανής για την αποτύπωση του υδραυλικού περιγράμματος και η σχεδίαση πραγματοποιήθηκε θεωρώντας ότι η συστροφή διατηρείται σε όλο το μήκος του πτερυγίου και ότι το πτερύγιο έχει αμελητέα επίδραση στο πεδίο ροής. Παράλληλα, το πάχος του πτερυγίου επιλέχθηκε να είναι κατά προσέγγιση ίσο με το πάχος των ρυθμιστικών πτερυγίων. Στο σημείο αυτό θα πρέπει να αναφερθεί ότι σύμφωνα και με όσα παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 2 η συνεισφορά του σπειροειδούς κελύφους στις συνολικές απώλειες είναι της τάξης του 0.5 - 1%, ενώ στην περίπτωση της στεφάνης οδηγητικών και ρυθμιστικών

πτερυγίων, αυτή κυμαίνεται μεταξύ 3% και 5%. Η συνεργασία όμως των επιμέρους τμημάτων του υδροστροβίλου, ακόμα και αν δεν αναμένεται να μεταβάλλουν σημαντικά αυτά τα ποσοστά ενδέχεται να επηρεάζουν τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της μηχανής.

7.8. Συμπεράσματα

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζεται η μεθοδολογία σχεδίασης που αναπτύχθηκε στο πλαίσιο της παρούσας διατριβής και επιδεικνύεται με την εφαρμογή της για τη σχεδίαση ενός υδροστροβίλου χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών. Ο δρομέας που σχεδιάστηκε παρουσιάζει ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας, ενώ από την προσομοίωση σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας και τη χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων φάνηκε ότι το τελικό ονομαστικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου συμπίπτει με το επιθυμητό σημείο σχεδιασμού, επισημαίνοντας την επιτυχία και την αξιοπιστία της παρούσας μεθοδολογίας. Στη συνέχεια, ο νέος δρομέας κατασκευάστηκε και εγκαταστάθηκε στην εργαστηριακή διάταξη στο υφιστάμενο μοντέλο υδροστροβίλου, ύστερα από τις απαραίτητες τροποποιήσεις/προσθήκες εξαρτημάτων. Κατόπιν, έλαβαν χώρα δοκιμές σύμφωνα με το πρότυπο IEC60193 σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας καλύπτοντας όσο το δυνατό μεγαλύτερο συνδυασμό παροχών, πιέσεων και ανοιγμάτων ρυθμιστικών πτερυγίων για την λεπτομερή χάραξη των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας. Από τη σύγκριση των αριθμητικών και των πειραματικών δεδομένων προέκυψε ικανοποιητική συμφωνία μεταξύ τους επιβεβαιώνοντας περαιτέρω την επιτυχία της παρούσας μεθοδολογίας σχεδιασμού.

Κεφάλαιο 8 - Βελτίωση λειτουργικών χαρακτηριστικών υδροστροβίλων Francis

8.1. Εισαγωγή

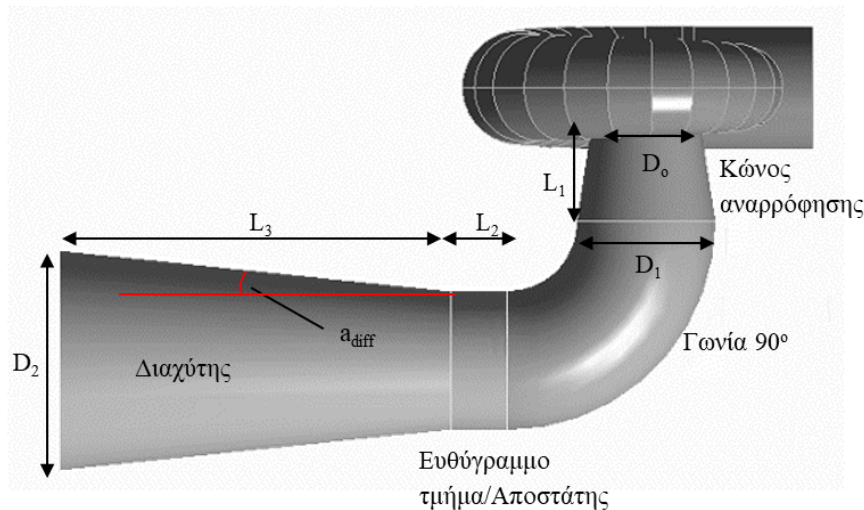
Στο παρόν κεφάλαιο εξετάζεται αριθμητικά η επίδραση σχεδιαστικών παραμέτρων στο βαθμό απόδοσης και στα λειτουργικά χαρακτηριστικά των μοντέλων υδροστροβίλου που μελετήθηκαν στην παρούσα διατριβή, με σκοπό τη βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών τους σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας. Συγκεκριμένα, στην περίπτωση του υδροστροβίλου υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, εξετάστηκε παραμετρικά η σχεδίαση του αγωγού απαγωγής και διενεργήθηκε εκτενής ανάλυση του πεδίου ροής υπό διαφορετικά σημεία λειτουργίας με στόχο την κατανόηση του πεδίου ροής και τη συσχέτισή του με την απόδοση του αγωγού απαγωγής και συνολικά με τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης του υδροστροβίλου. Στη συνέχεια, για τον ίδιο υδροστροβίλο παρουσιάζεται η βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης, καθώς και η αύξηση της ελάχιστης πίεσης στην είσοδο του δρομέα ύστερα από αλλαγές στη γεωμετρία της ακμής εισόδου. Τέλος, για την περίπτωση του υδροστροβίλου χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών παρουσιάζεται η βελτίωση των μη μόνιμων χαρακτηριστικών του χρησιμοποιώντας ενδιάμεσα πτερύγια μικρότερου μεσημβρινού μήκους.

8.2. Υδροστρόβιλος υψηλού ειδικού αριθμού στροφών n_s

8.2.1. Σχεδίαση αγωγού απαγωγής

Ο αγωγός απαγωγής είναι ιδιαίτερος σημαντικός στη λειτουργία των υδροστροβίλων αντίδρασης, ιδιαίτερος σε υδροστροβίλους υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, όπου η διαθέσιμη υδραυλική πτώση είναι χαμηλότερη και η κινητική ενέργεια του ρευστού που διαφεύγει αναξιοποίητη στην έξοδο του δρομέα αποτελεί σημαντικό ποσοστό της συνολικής ενέργειας. Για την αποδοτική ανάκτηση της ενέργειας αυτής χρησιμοποιείται κατάλληλα σχεδιασμένος διαχύτης. Κατά τη λειτουργία του υδροστροβίλου, η πίεση στην έξοδο του δρομέα μειώνεται με την αύξηση της στάθμης τοποθέτησης [221,227]. Ομοίως, η πίεση στην έξοδο του υδροστροβίλου μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας στην έξοδο του δρομέα, γεγονός που επισημαίνει τη σημασία του αγωγού απαγωγής σε υδροστροβίλους υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, όπου ο έλεγχος της στάθμης τοποθέτησης γίνεται σημαντικότερος για την αποφυγή σπηλαιώσεως. Παράλληλα, για την επίτευξη υψηλού βαθμού απόδοσης σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας γίνεται σημαντικότερη η προσεκτική επιλογή των σχεδιαστικών παραμέτρων.

Ο αγωγός απαγωγής αποτελείται από ένα κωνικό τμήμα, στη συνέχεια καμπυλώνεται κατά 90° και συνήθως μεταβαίνει από κυκλικές σε ορθογωνικές διατομές. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατό να μειωθεί το ολικό μήκος του αγωγού και να ελαχιστοποιηθούν οι απαιτήσεις εκσκαφών. Σε μικρούς υδροστροβίλους και σε περιπτώσεις όπου η στάθμη τοποθέτησης μπορεί να είναι υψηλότερη από την κατάντη στάθμη, ο αγωγός απαγωγής σχεδιάζεται με κυκλικές διατομές καθ' όλο το μήκος του (Εικόνα 8.1).



Εικόνα 8.1. Παράμετροι σχεδιασμού αγωγού απαγωγής κυκλικών διατομών.

Ως αποτέλεσμα της ανάπτυξης του οριακού στρώματος και με την σταδιακή αύξηση της στατικής πίεσης κατά το μήκος του αποκλίνοντος τμήματος είναι δυνατή η ανάπτυξη περιοχής αποκόλλησης [228]. Υπό την επίδραση φυγοκεντρικών δυνάμεων κατά την στροφή αυτή της ροής, διαμορφώνεται κατανομή πίεσης κατά την ακτινική διεύθυνση όπου εμφανίζεται υψηλότερη πίεση στην εξωτερική πλευρά του αγωγού με αποτέλεσμα η κατανομή ταχυτήτων να παύει να είναι συμμετρική ως προς τον άξονα. Καθώς η ροή στην περιοχή αυτή μεταβαίνει από μια περιοχή με χαμηλότερη πίεση σε περιοχή με υψηλότερη, σε συνδυασμό με την επίδραση του οριακού στρώματος, είναι δυνατή η επιβράδυνση και τελικά η αναστροφή της ροής. Παράλληλα, υπό την επίδραση του οριακού στρώματος και της κλίσης πίεσης μεταξύ της εξωτερικής και εσωτερικής επιφάνειας, δημιουργούνται δευτερεύουσες ροές υπό την μορφή δύο στροβίλων που αφαιρούν ενέργεια από το ρευστό. Λόγω των παραπάνω, σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού όπου στην έξοδο του δρομέα παρατηρείται μία επιπλέον συνιστώσα της ταχύτητας κατά την περιφερειακή διεύθυνση, το πεδίο ροής γίνεται περισσότερο περίπλοκο και οι υδραυλικές απώλειες ενέργειας αυξάνονται.

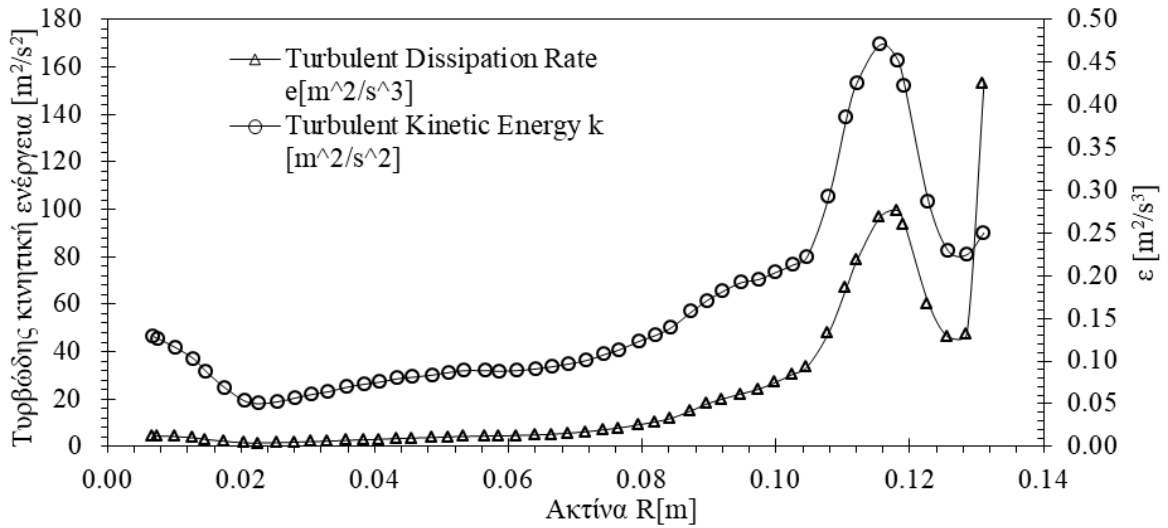
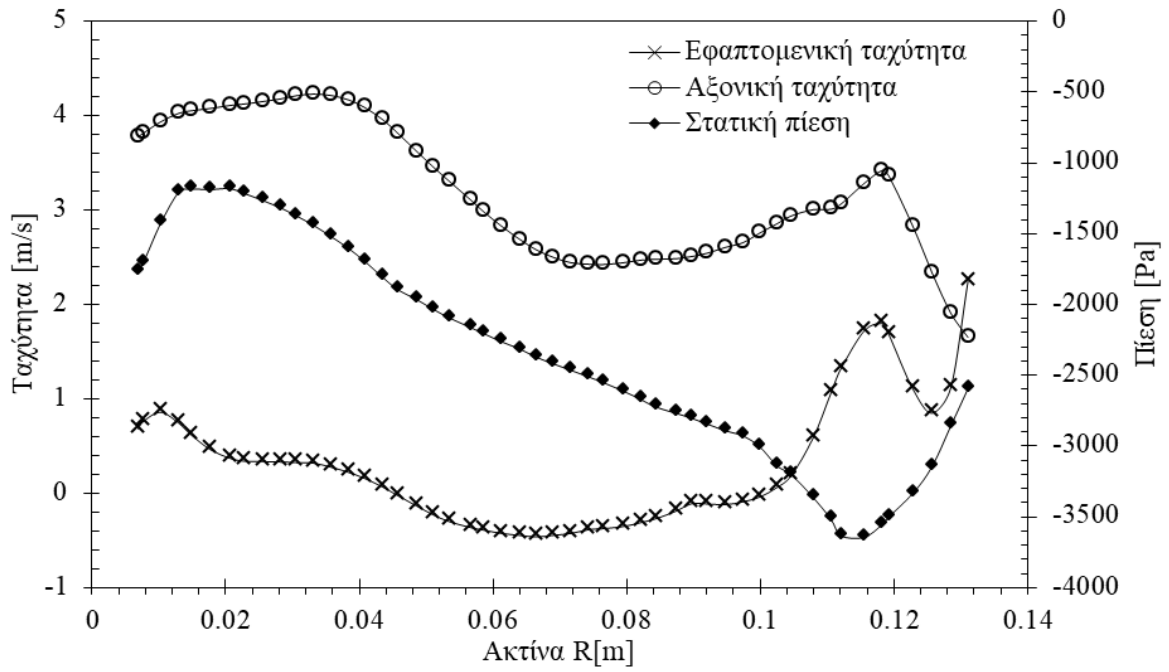
Για τη μείωση των ενεργειακών απωλειών που αναπτύσσονται, και ιδιαίτερα για την αποφυγή αποκόλλησης της ροής κατάντη της γωνίας 90° , επιλέγεται η μείωση της διατομής στο τμήμα αλλαγής διεύθυνσης. Με τον τρόπο αυτό η ροή γίνεται επιταχυνόμενη τοπικά και τα φαινόμενα αναστροφής κλίσης πίεσης περιορίζονται. Στη συνέχεια, μετά την αλλαγή διεύθυνσης χρησιμοποιείται ένα

αποκλίνουν τμήμα ορθογωνικής διατομής για την επίτευξη της επιθυμητής ανάκτησης πίεσης [227]. Όμως, με τον τρόπο αυτό η κατασκευή γίνεται περισσότερο πολύπλοκη και αυξάνεται σημαντικά το κόστος κατασκευής λόγω της αύξησης των απαιτήσεων για συγκόλληση μεγάλου αριθμού χαλβοελασμάτων. Μία εναλλακτική λύση για το παραπάνω πρόβλημα αποτελεί η χρήση ενός ευθύγραμμου κυλινδρικού τμήματος/αποστάτη αμέσως κατάντη από την γωνία 90° με σκοπό την τοπική εξομάλυνση του πεδίου ροής και την αποφυγή της αποκόλλησης.

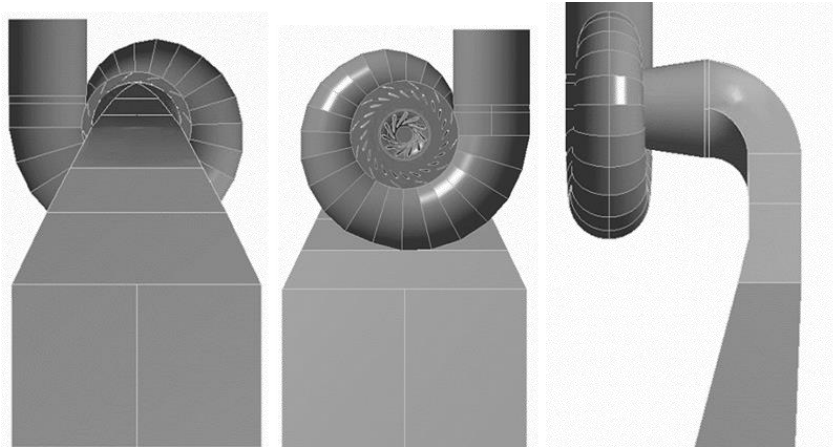
Από τα παραπάνω, γίνεται εμφανής η ανάγκη για κατάλληλη επιλογή των παραμέτρων σχεδιασμού του αγωγού απαγωγής με σκοπό την επίτευξη αποδοτικής λειτουργίας και διατήρησης της σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας. Με σκοπό την σχεδίαση ενός νέου αγωγού απαγωγής κυκλικών διατομών εξετάστηκε αναλυτικά η επίδραση διαφόρων παραμέτρων σχεδιασμού, σύμφωνα με την Εικόνα 8.1 με αντικειμενικό σκοπό την απλότητα της κατασκευής, τη διατήρηση της απόδοσης του αγωγού σε ικανοποιητικά επίπεδα και τουλάχιστον στα ίδια επίπεδα με την αρχική σχεδίαση, και όπου είναι εφικτό, την βελτίωση της απόδοσης του. Συγκεκριμένα, εξετάστηκε η επίδραση τριών βασικών παραμέτρων: (i) του μήκους του κώνου αναρρόφησης L_1 , (ii) του μήκους του αποστάτη L_2 , και (iii) της εξωτερικής διαμέτρου D_2 .

Για το σκοπό αυτό επιλέχθηκε ως σημείο σχεδιασμού αναφοράς το ονομαστικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου, όπως παρουσιάστηκε στο Κεφάλαιο 4. Στην περίπτωση αυτή, για την μείωση του απαιτούμενου υπολογιστικού χρόνου, το υπολογιστικό χωρίο αποτελείται μόνο από τον αγωγό απαγωγής, επιβάλλοντας έτσι στην είσοδο κατάλληλες κατανομές των βασικών παραμέτρων του πεδίου ροής που προέκυψαν από την προσομοίωση του πλήρους μοντέλου.

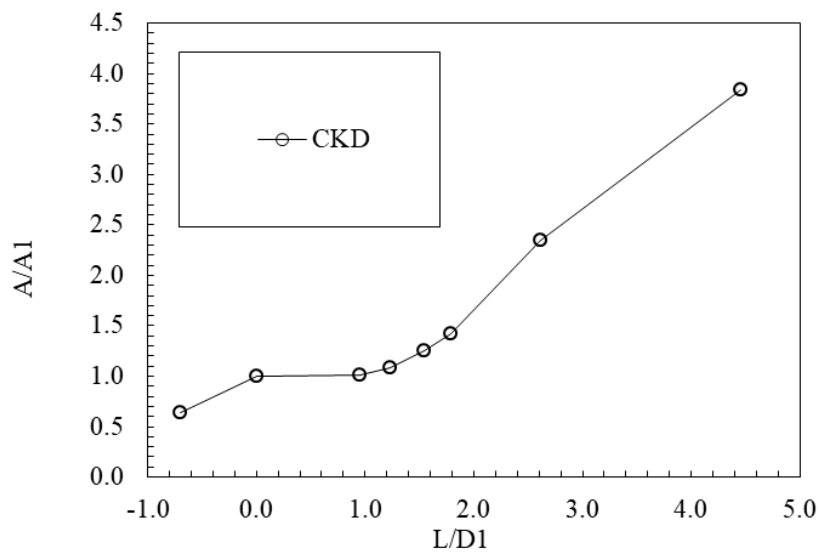
Στην Εικόνα 8.2 συνοψίζονται οι οριακές συνθήκες που χρησιμοποιήθηκαν καθώς και το προφίλ των ταχυτήτων για το εν λόγω σημείο λειτουργίας και τα αποτελέσματα συγκρίνονται με τη περίπτωση του εργαστηριακού αγωγού απαγωγής, ορθογωνικών διατομών (Εικόνα 8.3). Ομοίως, στην Εικόνα 8.4 παρουσιάζεται η κατανομή των διατομών κατά το μήκος του εργαστηριακού αγωγού απαγωγής. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα αυτό, με τις ορθογωνικές διατομές είναι δυνατός ο περιορισμός του συνολικού μήκους του αγωγού, επιθυμητό χαρακτηριστικό για τη περίπτωση μεγάλων κατακόρυφων υδροστροβίλων.



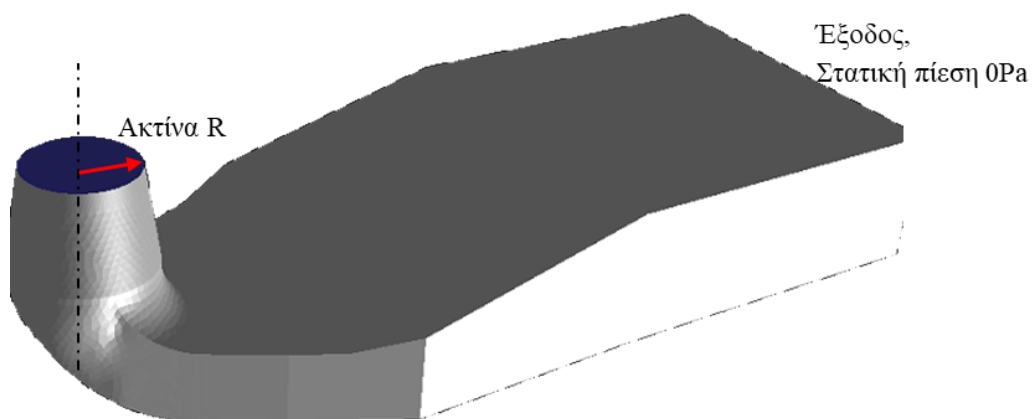
Εικόνα 8.2. Κατανομές φυσικών μεγεθών που περιγράφουν το πεδίο ροής στην είσοδο του αγωγού απαγωγής που χρησιμοποιήθηκαν ως οριακές συνθήκες.



Εικόνα 8.3. Γεωμετρία αγωγού απαγωγής εργαστηριακού υδροστροβίλου παραδοσιακού σχεδιασμού (ορθογωνικών διατομών).



Εικόνα 8.4. Κατανομή διατομών κατά μήκος του εργαστηριακού υδροστροβίλου παραδοσιακού σχεδιασμού (ορθογωνικών διατομών).



Εικόνα 8.5. Τρισδιάστατη απεικόνιση εργαστηριακού μοντέλου αγωγού απαγωγής και οριακές συνθήκες στο υπολογιστικό χωρίο.

Η ανάλυση που έλαβε χώρα είχε ως σκοπό: (i) τον καθορισμό της επίδρασης των διαφορετικών γεωμετρικών παραμέτρων και ποσοτικοποίηση της σημασίας τους, (ii) τον καθορισμό του κέρδους ή της απώλειας στον βαθμό απόδοσης που σχετίζεται με διαφορετικές σχεδιάσεις του αγωγού απαγωγής και (iii) τον καθορισμό των οδηγιών σχεδίασης για αγωγούς απαγωγής.

Συγκεκριμένα, παρακάτω αναλύεται η επίδραση της γεωμετρίας του αγωγού στο βαθμό απόδοσης του υδροστρόβιλου. Για το σκοπό αυτό έλαβαν χώρα οι εξής αναλύσεις:

- Ανάλυση της επίδρασης του αποστάτη μεταξύ διαχύτη και γωνίας 90°
- Ανάλυση της επίδραση των διαστάσεων του κώνου αναρρόφησης
- Ανάλυσης της επίδρασης του λόγου επιφανειών (AR) και του λόγου μήκους (LR) του αγωγού απαγωγής

Για την επίτευξη των παραπάνω θεωρήθηκαν δύο διαφορετικές προσεγγίσεις. Στην πρώτη περίπτωση το υπολογιστικό χωρίο περιλάμβανε τον πλήρη υδροστρόβιλο υπολογίζοντας ταυτόχρονα το βαθμό απόδοσης και τις επιμέρους απώλειες. Στη δεύτερη προσέγγιση, το υπολογιστικό χωρίο περιορίστηκε στον αγωγό απαγωγής χρησιμοποιώντας ως οριακές συνθήκες τα ροϊκά χαρακτηριστικά του πλήρους μοντέλου, με σκοπό την πιστοποίηση της απλούστευσης αυτής και την εκτίμηση του σφάλματος που σχετίζεται από την υιοθέτηση αυτής της προσέγγισης, που χαρακτηρίζεται από σημαντικά χαμηλότερο υπολογιστικό κόστος.

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, οι βασικές παράμετροι που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη σχεδίαση ενός κυλινδρικού αγωγού απαγωγής είναι ο λόγος επιφανειών AR και ο λόγος του μήκους προς την ακτίνα LR, σύμφωνα με τις Εξισώσεις 8.1-8.2. Από τη βιβλιογραφία, προτεινόμενες τιμές για τις παραπάνω παραμέτρους είναι AR= 3 και LR= 10.

$$AR = \left(\frac{R_2}{R_o}\right)^2 = 3 \quad \text{Εξίσωση 8.1}$$

$$\frac{N}{R_o} = \frac{L_1 + L_3}{R_o} = 10 \quad \text{Εξίσωση 8.2}$$

Η απόδοση του αγωγού απαγωγής μπορεί να ποσοτικοποιηθεί χρησιμοποιώντας τον συντελεστή ανάκτησης πίεσης και το βαθμό απόδοσης του αγωγού, σύμφωνα με τις εξισώσεις:

$$\text{Συντελεστής ανάκτησης:} \quad C_p = \left(\frac{\frac{1}{A_{out}} \iint_{A_{out}} p dA - \frac{1}{A_{in}} \iint_{A_{in}} p dA}{\frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_{in}}\right)^2} \right) \quad \text{Εξίσωση 8.3}$$

$$\text{Θεωρητικός συντελεστής ανάκτησης:} \quad C_{pth} = (1 - 1/AR^2) \quad \text{Εξίσωση 8.4}$$

Βαθμός απόδοσης
αγωγού:

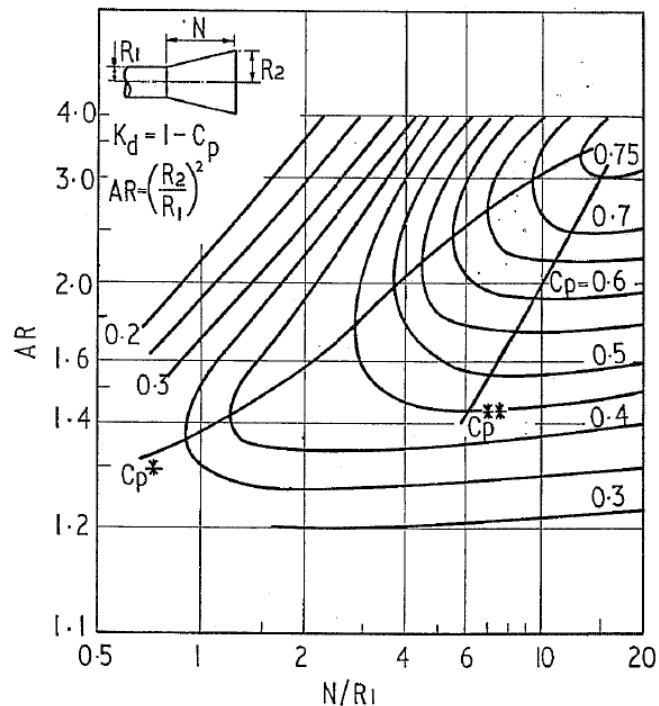
$$\eta_{DT} = \frac{C_p}{C_{pth}}$$

Εξίσωση 8.5

Μία αρχική σχεδίαση του αγωγού απαγωγής μπορεί να προκύψει λαμβάνοντας υπόψη την Εικόνα 8.6, η οποία συσχετίζει τον συντελεστή ανάκτησης με τις γεωμετρικές παραμέτρους που αναφέρθηκαν προηγουμένως. Για τις ανάγκες της παρούσας μελέτης, θεωρήθηκε το ονομαστικό σημείο λειτουργίας, καθώς σε αυτό ελαχιστοποιούνται πιθανές δευτερεύουσες ροές και ανακυκλοφορίες. Οι γεωμετρικές παράμετροι της αρχικής γεωμετρίας συνοψίζονται στον Πίνακα 8.1:

Πίνακας 8.1. Γεωμετρικές παράμετροι κυλινδρικού αγωγού απαγωγής.

Παράμετρος	D_1/D_o	D_2/D_o	L_1/D_o	L_2/D_o	L_3/D_o
Τιμή	1.2265	2.0397	0.9723	0.52868	3.2605



Εικόνα 8.6. Συντελεστής ανάκτησης πίεσης για κυλινδρικούς αγωγούς απαγωγής [229].

Συνοψίζοντας, οι παραμετρικές μελέτες που έλαβαν χώρα στο πλαίσιο της παρούσας διατριβής ομαδοποιούνται ως εξής:

- Ανάλυση Α
 - i. Μελέτη επίδρασης μήκους αποστάτη με διαφορετικές γωνίες διαχύτη και διαφορετικούς λόγους N/R_o

ii. Μελέτη επίδρασης μήκους αποστάτη με σταθερή γωνία διαχύτη και σταθερό λόγο N/R_0

- Ανάλυση B: Μελέτη επίδρασης του λόγου επιφανειών
- Ανάλυση C: Μελέτη επίδρασης του μήκους του κώνου αναρρόφησης
- Ανάλυση D: Συνδυασμός των διαφορετικών τροποποιήσεων και επαλήθευση στο πλήρες αριθμητικό μοντέλο

Πιο συγκεκριμένα, αρχικά εξετάζεται η επίδραση του μήκους του ευθύγραμμου τμήματος που τοποθετείται αμέσως κατάντη της γωνίας 90° με σκοπό την ομαλοποίηση της ροής πριν από την είσοδο στο διαχύτη. Σε πρώτη φάση εξετάστηκαν διαφορετικά μήκη, διατηρώντας σταθερό το συνολικό μήκος του αγωγού απαγωγής, με αποτέλεσμα να τροποποιείται η γωνία του κώνου του διαχύτη a_{diff} , καθώς και ο λόγος N/R_0 . Οι γεωμετρίες που εξετάστηκαν ήταν: (i) $L2'=1.3L2$, (ii) $L2'=1.6L2$ και (iii) $L2'=0$, όπου $L2$ το αρχικό μήκος του διαχύτη, ενώ σε όλες τις περιπτώσεις ο λόγος AR των επιφανειών διατηρείται σταθερός. Για τις προσομοιώσεις αυτές επιλέχθηκε το σημείο λειτουργίας με άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων a_{016} και παροχή $Q115$, για το οποίο φαίνεται ότι επιτυγχάνεται η βέλτιστη λειτουργία του αγωγού απαγωγής και το οποίο βρίσκεται στην περιοχή κοντά στο κανονικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου, σύμφωνα με όσα παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 4. Στη συνέχεια οι παραπάνω προσομοιώσεις επαναλήφθηκαν για τα ίδια μήκη $L2$ του Πίνακα 8.2, αλλά διατηρώντας σταθερό τον λόγο N/R_0 και τη γωνία του διαχύτη a_{diff} με αποτέλεσμα το συνολικό μήκος του αγωγού να αυξάνεται κατά το πρόσθετο μήκος $L2$. Σκοπός της ανάλυσης αυτής ήταν να διαπιστωθεί λεπτομερώς η επίδραση της γωνίας κώνου και του τμήματος $L2$ στο συντελεστή ανάκτησης του αγωγού απαγωγής.

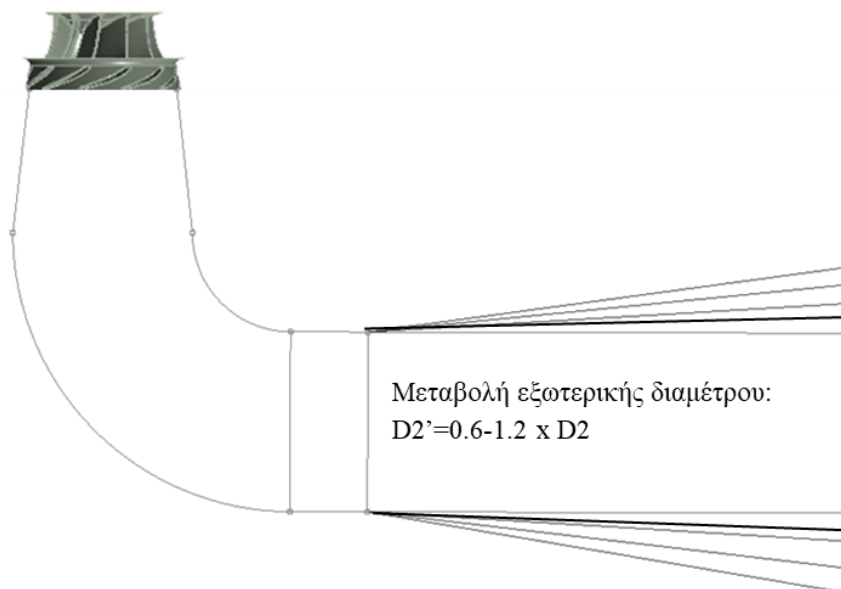
Πίνακας 8.2. Παράμετροι αγωγού απαγωγής με διαφορετικά μήκη ευθύγραμμου τμήματος $L2$.

Παράμετρος	$L2$	$1.3 L2$	$1.6 L2$	$L2=0$
$a_{diff} [^\circ]$	7.13	7.48	7.86	6.12
# Γεωμετρίας	Αρχικό	A1	A2	A3

Στη συνέχεια ακολούθησε η μελέτη της επίδρασης του λόγου επιφανειών μεταξύ της εισόδου του αγωγού απαγωγής και της εξόδου, παράμετρος που συνδέεται άμεσα με την επιβράδυνση της ροής και την ανάκτηση στατικής πίεσης. Οι περιπτώσεις που εξετάστηκαν συνοψίζονται στον Πίνακα 8.3 και στην Εικόνα 8.7. Αναφέρεται ότι καθώς η διάμετρος D_0 στην είσοδο του αγωγού απαγωγής εξαρτάται από τη διάμετρο εξόδου του υδροστροβίλου, η οποία παραμένει σταθερή, η αλλαγή του λόγου AR επιτυγχάνεται με αλλαγή της διαμέτρου εξόδου του αγωγού απαγωγής, D_2 .

Πίνακας 8.3. Τιμές της παραμέτρου AR που εξετάστηκαν.

Παράμετρος	0.6 D_2/D_0	0.85 D_2/D_0	1.1 D_2/D_0	1.2 D_2/D_0
# Γεωμετρίας	B1	B2	B3	B4



Εικόνα 8.7. Μεταβολή του λόγου AR για διαφορετικές τιμές της εξωτερικής διαμέτρου D2.

Τέλος, η επίδραση του μήκους του αγωγού αναρρόφησης L_1 εξετάστηκε θεωρώντας σταθερό το λόγο επιφανειών AR, και σταθερές τις διαμέτρους D_0 και D_1 , οδηγώντας ουσιαστικά σε διαφορετικές γωνίες κώνου. Σημειώνεται ότι η περίπτωση σταθερής γωνίας κώνου δεν εξετάστηκε καθώς θεωρείται ότι οδηγεί σε υπερβολικά ογκώδης αγωγούς απαγωγής οι οποίοι θα χαρακτηρίζονταν από σημαντική επιβράδυνση της ροής στην εξωτερική επιφάνεια του αγωγού και σε αυξημένες απώλειες. Οι παράμετροι που εξετάστηκαν συνοψίζονται στον Πίνακα 8.4.

Πίνακας 8.4. Τιμές του μήκους του κώνου αναρρόφησης που εξετάστηκαν.

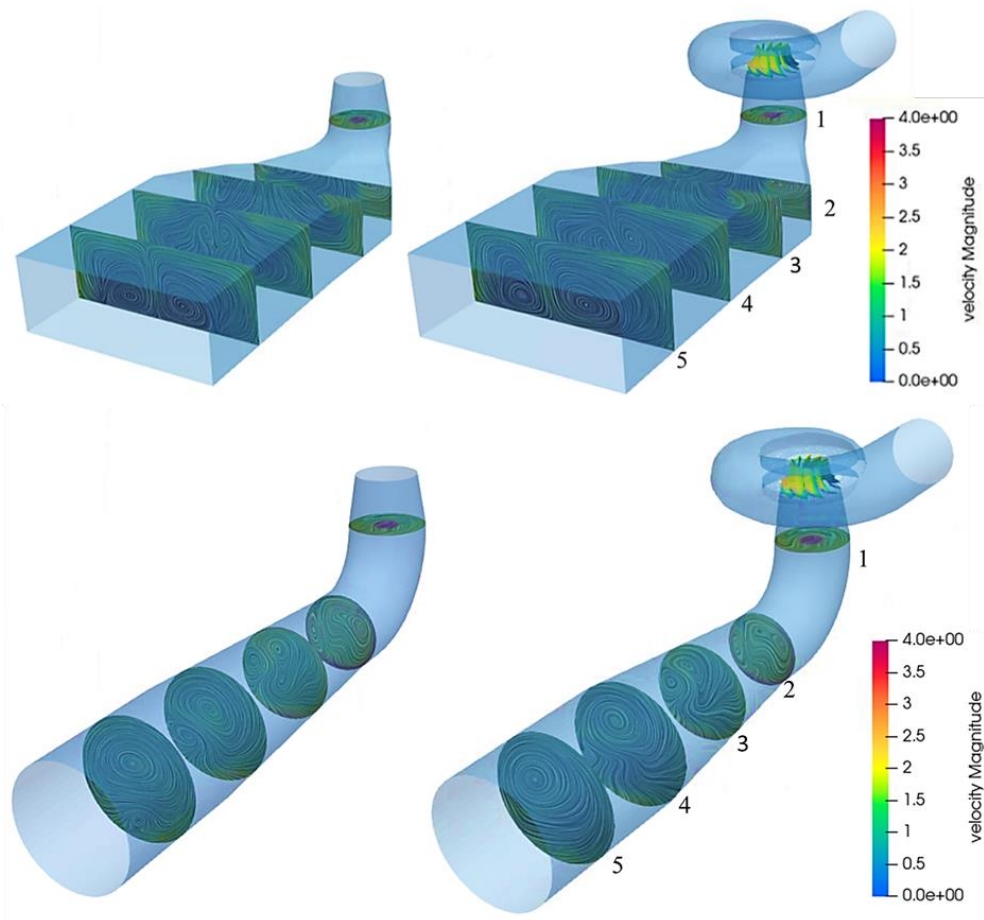
Παράμετρος	1.2 L_1	1.4 L_1	1.6 L_1
# Γεωμετρίας	C1	C2	C3

8.2.2. Αποτελέσματα παραμετρικής μελέτης

Για την επίτευξη ακρίβειας στον υπολογισμό των υδραυλικών απωλειών κατά τη μοντελοποίηση της ροής στους αγωγούς απαγωγής, ιδιαίτερα σημαντικό ρόλο παίζει η σωστή επιλογή των οριακών συνθηκών, και ιδιαιτέρως της εισόδου [230-232]. Είναι αξιοσημείωτο ότι ακόμα και μικρές αλλαγές

στο πεδίο ταχυτήτων που επιβάλλονται στην είσοδο μπορεί να οδηγήσουν σε σημαντικές αποκλίσεις και διαφοροποιήσεις της ροής που αναπτύσσεται. Το παραπάνω χαρακτηριστικό είναι ακόμα εντονότερο για σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού όπου αναπτύσσονται σημαντικές δευτερεύουσες ροές και μη μόνιμα φαινόμενα. Επιπροσθέτως, ο σωστός προσδιορισμός της απόδοσης του αγωγού απαγωγής εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από το αριθμητικό πλέγμα που χρησιμοποιείται. Για το λόγο αυτό εξετάστηκε η χρήση διαφορετικών πλεγμάτων για τον έλεγχο της ευαισθησίας των αποτελεσμάτων καθώς και των οριακών συνθηκών που χρησιμοποιούνται.

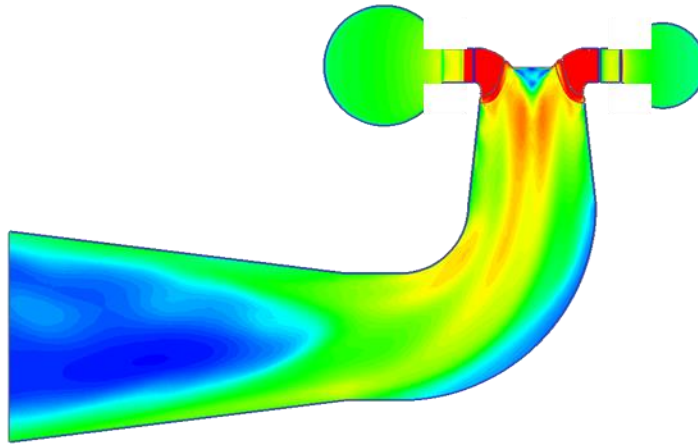
Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, για την επιτάχυνση της παραμετρικής μελέτης, το μοντέλο απλοποιήθηκε απομονώνοντας τον αγωγό απαγωγής και αγνοώντας τα τμήματα του σπειροειδούς κελύφους, του διανομέα και του υδροστροβίλου. Για να εξασφαλιστεί όμως η σωστή μοντελοποίηση του σημείου λειτουργίας που επιλέχθηκε, έγινε εξαγωγή των χαρακτηριστικών της ροής από τις προσομοιώσεις του πλήρους αριθμητικού μοντέλου, σύμφωνα με όσα αναφέρθηκαν στην προηγούμενη ενότητα. Στην Εικόνα 8.8 παρουσιάζονται τα αριθμητικά αποτελέσματα από την εφαρμογή των ανωτέρω στον εργαστηριακό αγωγό απαγωγής καθώς και σε αντίστοιχο αγωγό κυκλικής σχεδίασης.



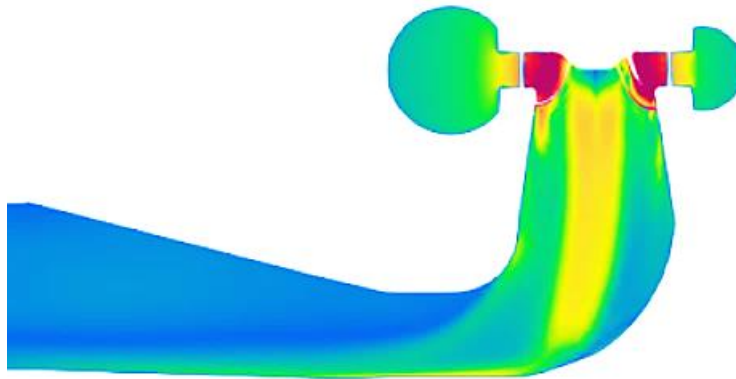
Εικόνα 8.8. Σύγκριση του πεδίου ροής κατά μήκος του αγωγού απαγωγής για την περίπτωση μεμονωμένου αγωγού απαγωγής (αριστερά) και ολόκληρου του υδροστροβίλου (δεξιά) για σχεδιάσεις ορθογωνικής (πάνω) και κυκλικής (κάτω) διατομής αντίστοιχα.

Από την Εικόνα αυτή, παρατηρούμε σε όλες της περιπτώσεις αξιοσημείωτη ομοιότητα στο πεδίο ταχυτήτων στην έξοδο του αγωγού αναρρόφησης. Παρόλα αυτά, καθώς εξελίσσεται η ροή κατάντη της αλλαγής διεύθυνσης, αρχίζουν να ενισχύονται πιθανές μικροδιαφορές και παρατηρούμε σταδιακά αυξανόμενες αποκλίσεις μέχρι την έξοδο του αγωγού. Η σημαντικότερη διαφορά εμφανίζεται στην περίπτωση του ορθογωνικού αγωγού, όπου παρατηρούμε μία συμμετρία στις αναπτυσσόμενες δίνες που απουσιάζει στην περίπτωση του πλήρους μοντέλου. Αυτή η ασυμμετρία εμφανίζεται σε όλα τα σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν στην παρούσα διατριβή και παρουσιάστηκαν λεπτομερώς στο Κεφάλαιο 5, και αποδίδεται στην επίδραση του σπειροειδούς κελύφους και τη γωνιακή σχετική θέση της εισόδου σχετικά με την έξοδο του αγωγού απαγωγής. Όπως συζητήθηκε και στο Κεφάλαιο αυτό, η ύπαρξη του κελύφους οδηγεί στην απόκλιση της ροής από τον άξονα και την συγκέντρωσή της προς τα τοιχώματα. Αντίθετα, στην περίπτωση του μεμονωμένου αγωγού όπου δεν υπάρχει το κέλυφος και το προφίλ ταχυτήτων που επιβάλλεται στην είσοδο του χωρίου προκύπτει από την εκ περιστροφής μέση τιμή των χαρακτηριστικών της ροής κατά μήκος της ακτίνας του αγωγού, η ροή κατάντη της γωνίας εξελίσσεται συμμετρική ως προς τον άξονα του αγωγού. Τέλος, στην περίπτωση του κυκλικού αγωγού, η επίδραση του κελύφους στο πεδίο ταχυτήτων που αναπτύσσεται είναι περιορισμένη.

Στην Εικόνα 8.9 παρουσιάζεται το πεδίο ροής στην τομή της γεωμετρίας με το επίπεδο $y=0$, όπου παρατηρείται ότι για το συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας η ροή εξέρχεται από το δρομέα αξονικά και εμφανίζονται υψηλές ταχύτητες προς τον άξονα της μηχανής. Παράλληλα, υπό την επίδραση της κλίσης πίεσης στην εξωτερική επιφάνεια της γωνίας, η ροή επιβραδύνεται τοπικά και ύστερα από την αλλαγή διεύθυνσης λόγω της επιρροής των υψηλών ταχυτήτων στον άξονα του αγωγού η ταχύτητα αυξάνεται πάλι. Επιπροσθέτως, στην εσωτερική επιφάνεια της γωνίας, εμφανίζεται επίσης μια τοπική επιτάχυνση της ροής η οποία σταδιακά αποσβένεται κατάντη καθώς η ροή περιστρέφεται. Στη συνέχεια, προς την έξοδο του διαχύτη όπου ολοκληρώνεται η ανάκτηση της στατικής πίεσης, η ροή επιβραδύνεται και παράλληλα αναπτύσσεται μια δίνη γύρω από τον άξονα του αγωγού που εξελίσσεται αμέσως μετά την αλλαγή διεύθυνσης και εκτείνεται στο μεγαλύτερο τμήμα της διατομής στην έξοδο του διαχύτη. Αντίστοιχη ποιοτική εικόνα παρατηρείται και στην περίπτωση του αγωγού ορθογωνικής διατομής, με τη διαφορά ότι σε αυτή την περίπτωση παρατηρείται αποκόλληση της ροής στην εσωτερική επιφάνεια του αγωγού και η ροή παραμένει εκτοπισμένη προς την εξωτερική επιφάνεια σε όλο το μήκος του αγωγού (Εικόνα 8.10).



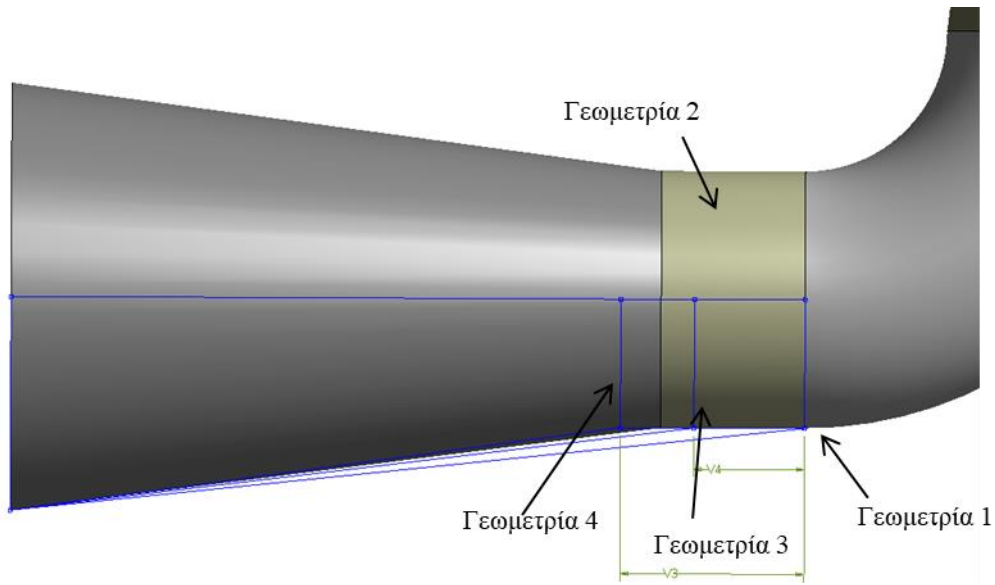
Εικόνα 8.9. Κατανομή ταχυτήτων στην τομή της κυκλικής γεωμετρίας με το επίπεδο $y=0$.



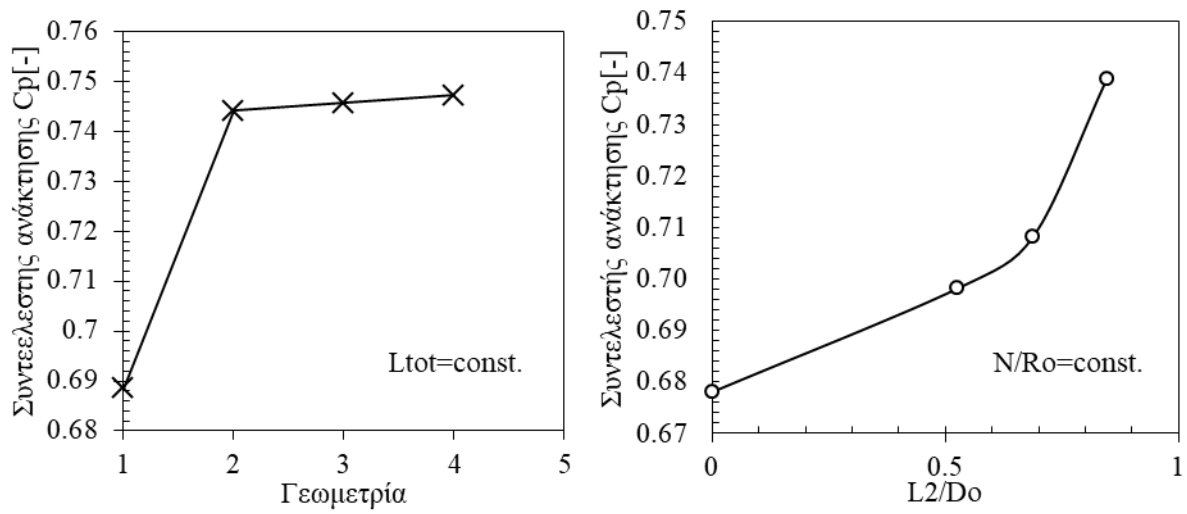
Εικόνα 8.10. Κατανομή ταχυτήτων στην τομή της ορθογωνικής γεωμετρίας με το επίπεδο $y=0$.

Για την συγκριτική αξιολόγηση των περιπτώσεων που εξετάστηκαν χρησιμοποιώντας το μεμονωμένο μοντέλο, χρησιμοποιείται ο συντελεστής ανάκτησης πίεσης, σύμφωνα με την εξίσωση ορισμού του (Εξίσωση 8.3), ενώ στις περιπτώσεις που εξετάζεται ολόκληρη η μηχανή χρησιμοποιείται και ο συνολικός υδραυλικός βαθμός απόδοσης του υδροστροβίλου (Εξίσωση 7.44). Αναφορικά με το μήκος του ευθύγραμμου αγωγού, στην Εικόνα 8.11 παρουσιάζονται οι περιπτώσεις που εξετάστηκαν, ενώ στην Εικόνα 8.12 συγκρίνονται ποσοτικά οι διάφορες γεωμετρίες. Παράλληλα, στην Εικόνα 8.13 παρουσιάζεται η κατανομή ταχυτήτων στην τομή της γεωμετρίας με το επίπεδο $y=0$ για την περίπτωση όπου δεν χρησιμοποιείται ο ευθύγραμμος αγωγός, δηλ. $L_2=0$, και παρατηρείται αποκόλληση της ροής στην εσωτερική επιφάνεια της γωνίας οδηγώντας σε μείωση του συντελεστή ανάκτησης πίεσης. Από τα αποτελέσματα αυτά συνάγεται ότι η χρήση του ευθύγραμμου αγωγού δρα ευεργετικά στην απόδοση του αγωγού απαγωγής διατηρώντας τη ροή προσκολλημένη και μειώνοντας συνολικά τις υδραυλικές απώλειες. Η ίδια συμπεριφορά παρατηρείται και στην περίπτωση του σταθερού λόγου N/D_0 και γωνίας διαχύτη. Από τα παραπάνω προκύπτει ότι για δεδομένο λόγο AR , αλλαγές στον λόγο N/D_0 έχουν μικρή

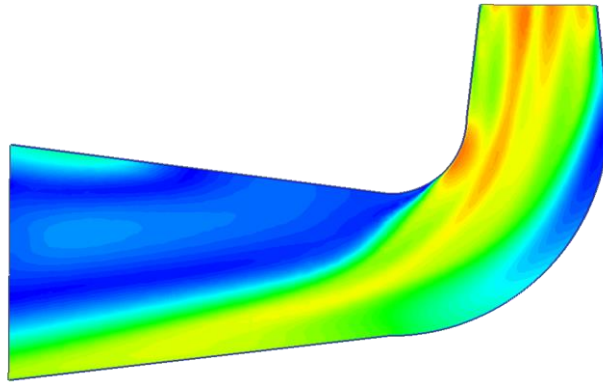
επίδραση στην απόδοση του αγωγού απαγωγής, ενώ για την περίπτωση του σταθερού λόγου N/D_0 η επίδραση του μήκους L_2 είναι αναλογικά υψηλότερη.



Εικόνα 8.11. Επίδραση του μήκους L_2 στη γεωμετρία του αγωγού απαγωγής.

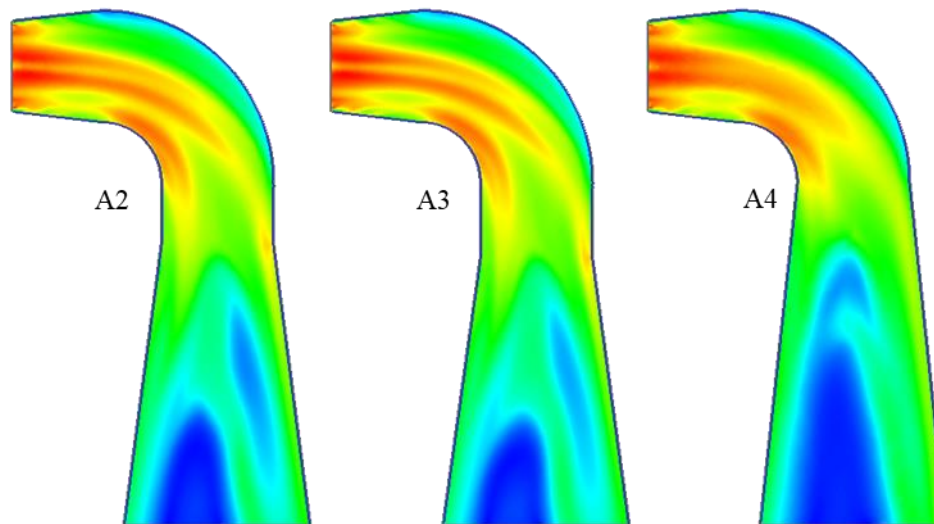


Εικόνα 8.12. Επίδραση του μήκους του ευθύγραμμου τμήματος στον συντελεστή ανάκτηση υπό σταθερό λόγο N/R_0 και μεταβαλλόμενο λόγο επιφανειών (αριστερά) και υπό σταθερό λόγο N/R_0 και σταθερή γωνία διαχύτη (δεξιά).

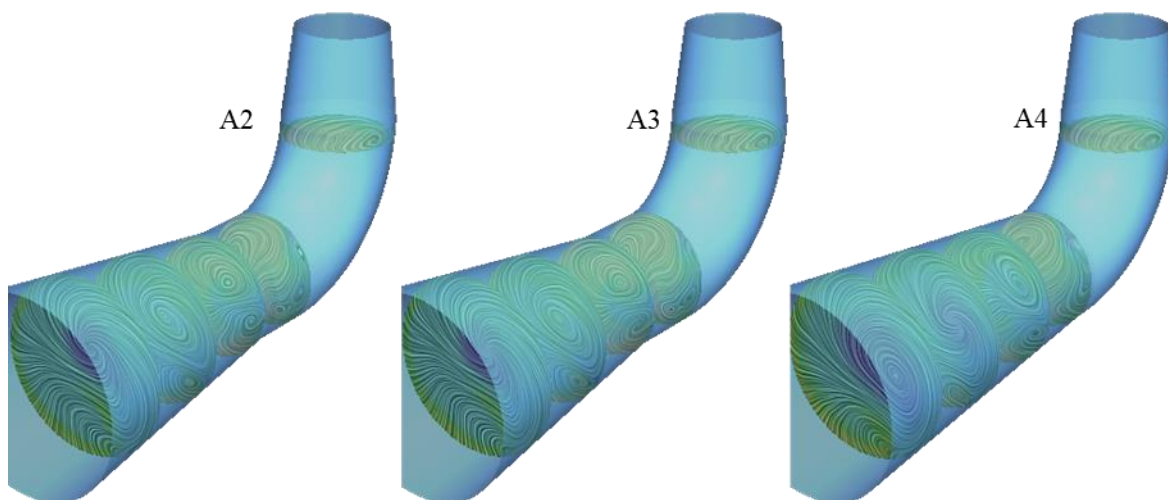


Εικόνα 8.13. Κατανομή ταχυτήτων χωρίς αποστάτη για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων α_{016} και σταθερό λόγο N/R_0 (περίπτωση μεγίστου μήκους διαχύτη).

Στις Εικόνες 8.14-8.15 συγκρίνονται οι κατανομές ταχυτήτων καθώς και η εξέλιξη του πεδίου ροής κατά μήκος του αγωγού για τις διάφορες περιπτώσεις που εξετάστηκαν. Παρατηρούμε ότι στις περιπτώσεις όπου χρησιμοποιείται ο αγωγός, η ροή επιταχύνεται περισσότερο προς την εσωτερική επιφάνεια του αγωγού ενώ ταυτόχρονα παραμένει προσκολλημένη στα τοιχώματα. Στην περίπτωση όπου δεν χρησιμοποιείται το τμήμα αυτό, η επιβράδυνση της ροής ξεκινάει νωρίτερα, όπως φαίνεται και από την μεγάλη ζώνη χαμηλών ταχυτήτων στην περίπτωση A4 της Εικόνας 8.14. Ωστόσο, καθώς η ζώνη αυτή πλησιάζει τη γωνία, η ροή μπορεί να αποκολληθεί στην εσωτερική επιφάνεια οδηγώντας σε υψηλές απώλειες και πτώση του συντελεστή ανάκτησης, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως.

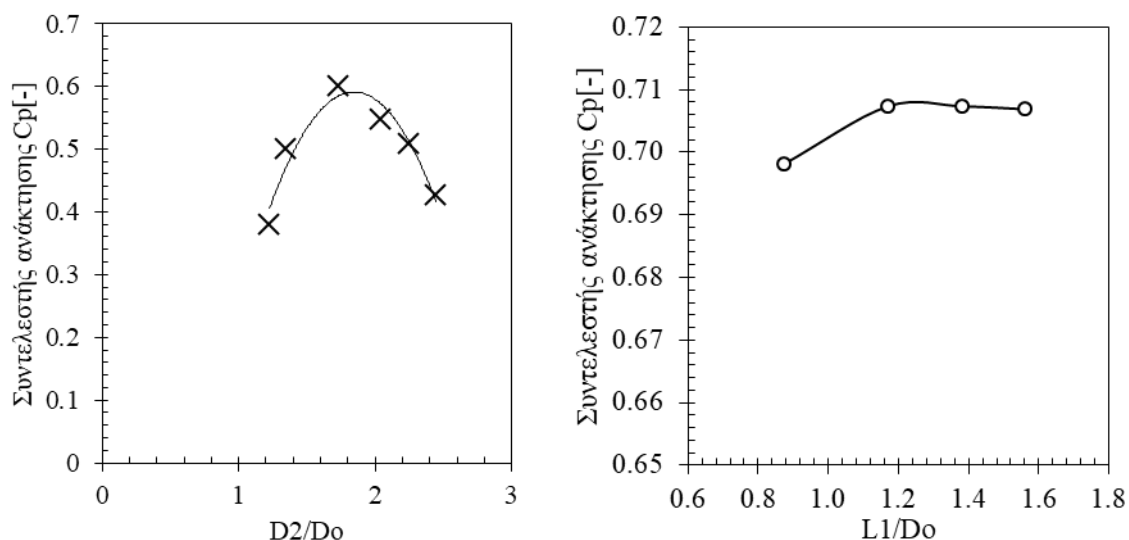


Εικόνα 8.14. Κατανομή ταχυτήτων για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων α_{016} και σταθερό μήκος L συναρτήσει του μήκους $L2$ του ευθύγραμμου αγωγού.

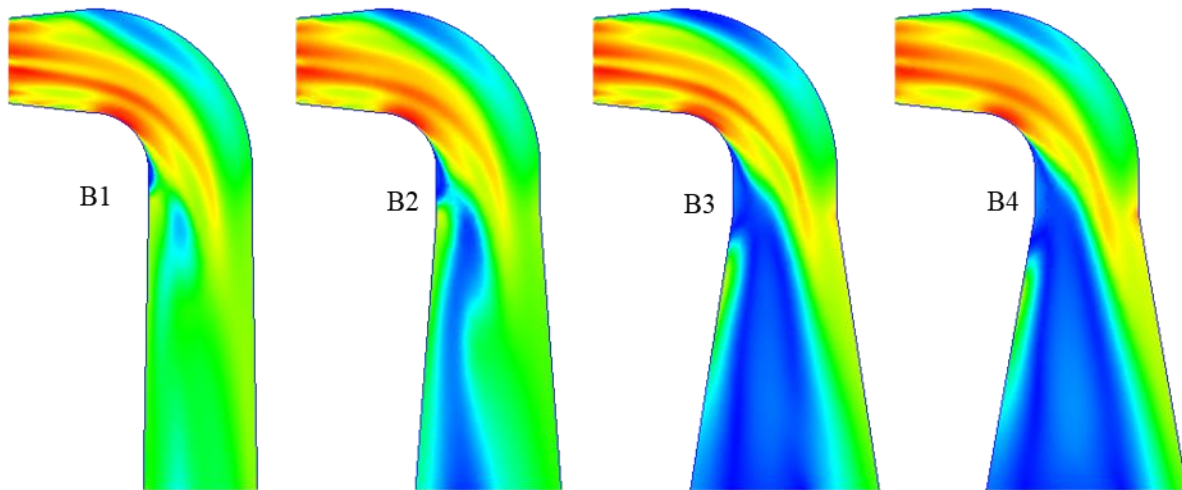


Εικόνα 8.15. Επίδραση του ευθύγραμμου αγωγού στην ανάπτυξη του πεδίου ροής.

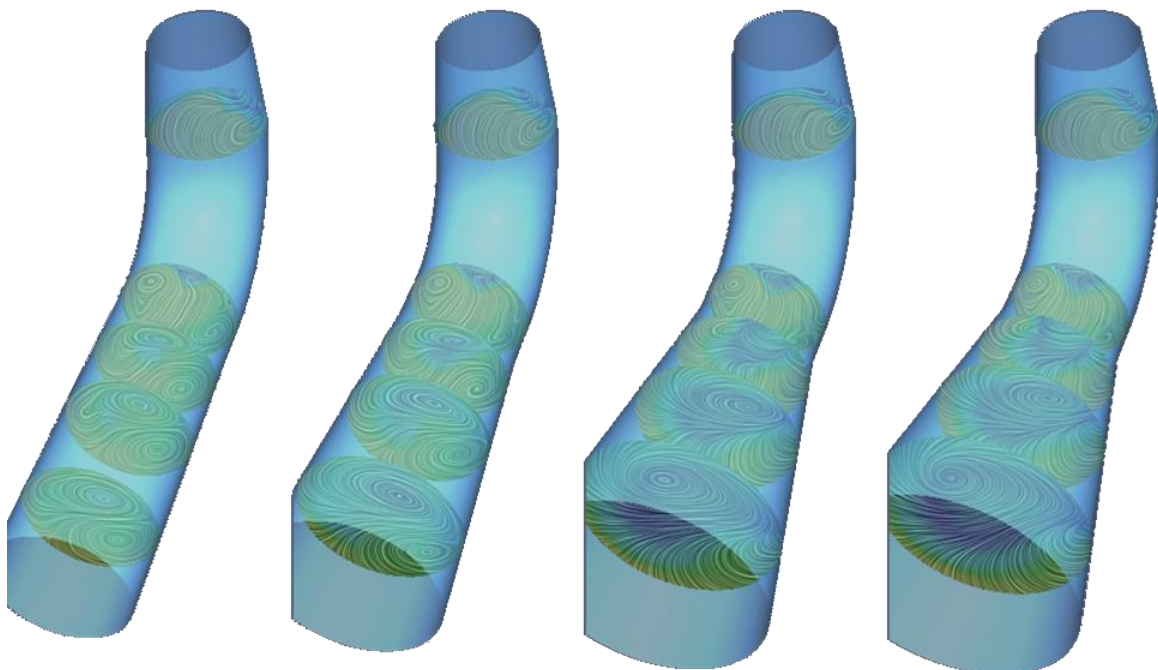
Στην Εικόνα 8.16 παρουσιάζονται ποσοτικά τα αποτελέσματα για διαφορετικές τιμές του λόγου AR καθώς και του μήκους L1 του αγωγού αναρρόφησης. Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, ο λόγος αυτός αλλάζει με την αλλαγή της εξωτερικής διαμέτρου. Από την Εικόνα αυτή παρατηρούμε ότι για να παραμείνει η απόδοση του αγωγού σε υψηλά επίπεδα, πρέπει ο λόγος AR να βρίσκεται στο εύρος 2-3. Από τα αποτελέσματα αυτά συνάγεται ότι υπάρχει μία βέλτιστη τιμή όπου μεγιστοποιείται ο συντελεστής ανάκτησης η οποία εκτιμάται σε μία τιμή $D/D_o = 2.5$. Τα αντίστοιχα αποτελέσματα του πεδίου ροής παρουσιάζονται στις Εικόνες 8.17-8.18.



Εικόνα 8.16. Επίδραση του λόγου διαμέτρων (αριστερά) και του μήκους του αγωγού αναρρόφησης (δεξιά) στο συντελεστή ανάκτησης.



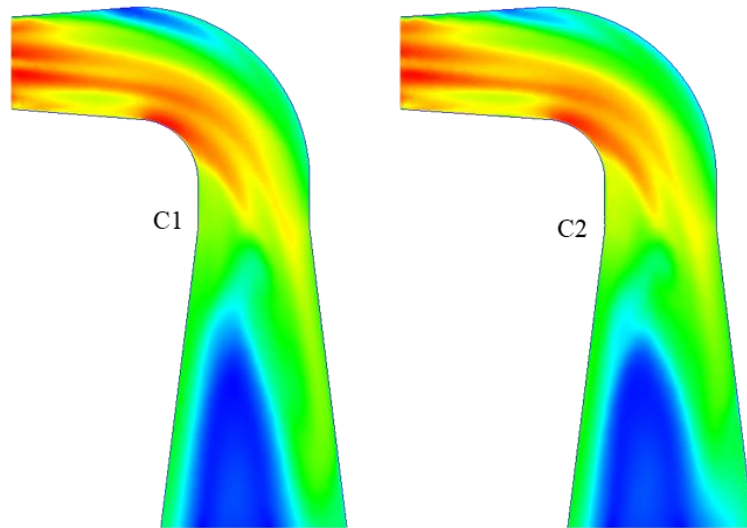
Εικόνα 8.17. Κατανομή ταχυτήτων για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων α_{016} συναρτήσει του λόγου $D2/D_0$.



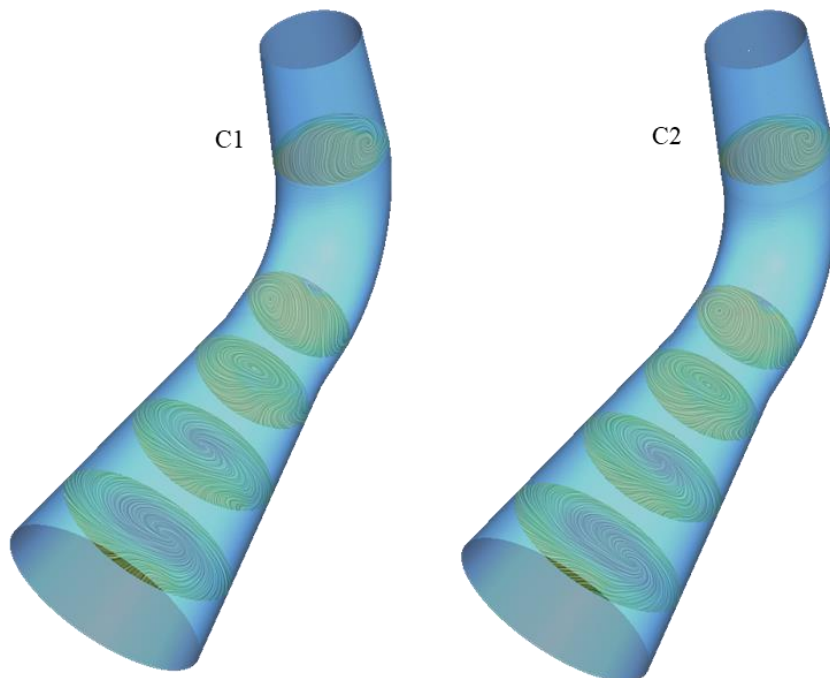
Εικόνα 8.18. Επίδραση του λόγου $D2/D_0$ στην ανάπτυξη του πεδίου ροής.

Στη περίπτωση του μήκους $L1$ του αγωγού αναρρόφησης, παρατηρούμε ότι με την αύξηση του μήκους $L1$ μεταξύ της αρχικής σχεδίασης και της περίπτωσης A1, παρατηρείται μία μικρή αύξηση του συντελεστή ανάκτησης της τάξης του 1.5%, ενώ για περαιτέρω αύξηση του μήκους αυτού, φαίνεται ότι διατηρείται σταθερό. Αντίστοιχα με προηγούμενος, με την αύξηση του μήκους $L1$ μέχρι μία βέλτιστη τιμή, το πεδίο ταχυτήτων που αναπτύσσεται στην περιοχή της γωνίας οδηγεί σε περιορισμό της ζώνης ανακυκλοφορίας στην έξοδο του διαχύτη (Εικόνες 8.19-8.20) και οδηγεί σε βελτίωση του συντελεστή ανάκτησης. Πέραν της βέλτιστης τιμής η απόδοση παραμένει περίπου σταθερή καθώς με την αύξηση του μήκους αυξάνουν και τριβές που εξισορροπούν το παραπάνω θετικό αποτέλεσμα. Εκτιμάται ότι για μικρότερες τιμές του μήκους $L1$, θα παρατηρηθεί σημαντική πτώση στην απόδοση

του αγωγού απαγωγής, καθώς η έξοδος του υδροστροβίλου θα πλησιάζει την γωνία 90° , με αποτέλεσμα να προκαλείται νωρίτερα αποκόλληση στην περιοχή της γωνίας υπό την επίδραση των υψηλότερων ταχυτήτων αμέσως κατάντη του υδροστροβίλου και στον άξονα της μηχανής. Ομοίως, με την μείωση του μήκους $L1$ αυξάνεται η γωνία του κώνου, οδηγώντας σε αύξηση της ζώνης χαμηλής ταχύτητας στην εξωτερική επιφάνεια του αγωγού καθώς η ροή αλλάζει διεύθυνση, ενώ παράλληλα υπάρχει ο κίνδυνος για γενικευμένη αποκόλληση της ροής στα τοιχώματα του αγωγού (Εικόνα 8.19).



Εικόνα 8.19. Κατανομή ταχυτήτων για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων α_{016} συναρτήσει του μήκους του αγωγού αναρρόφησης.

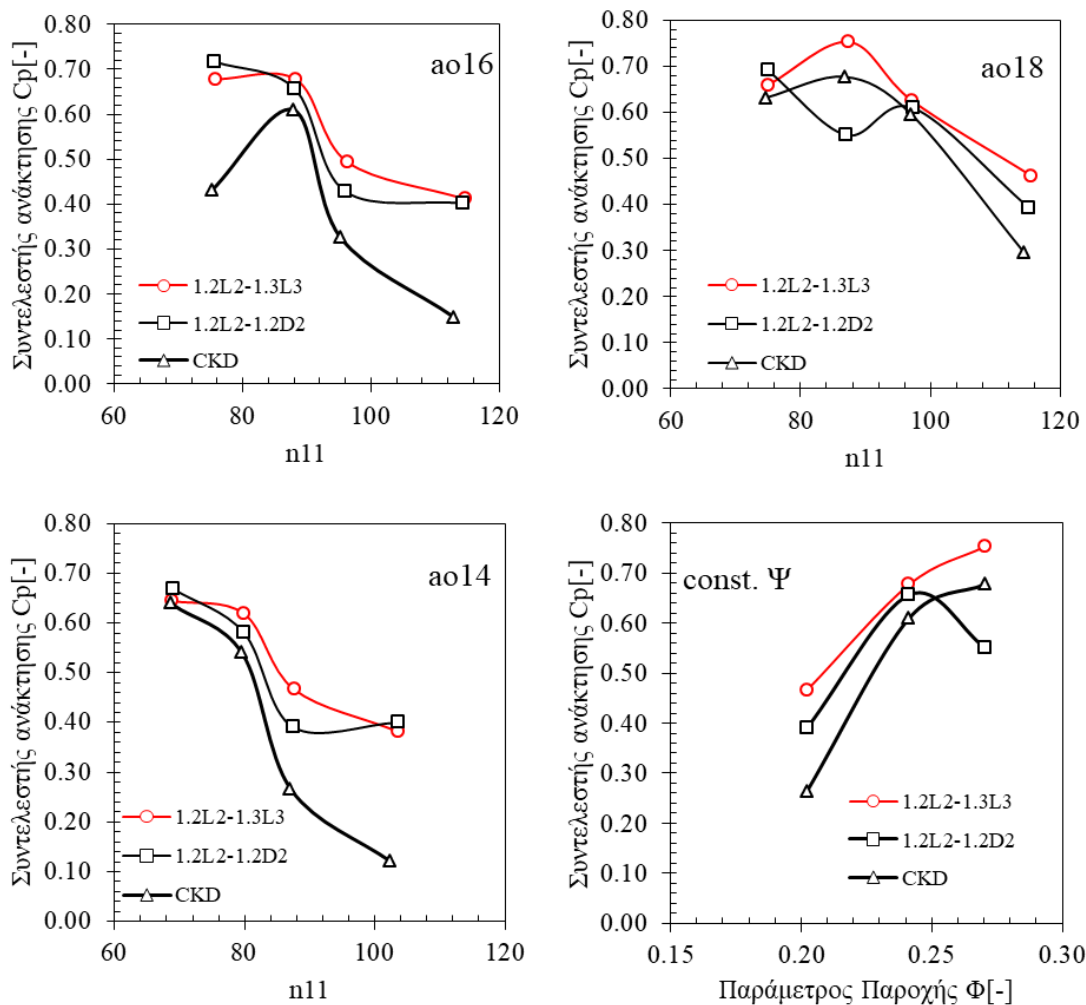


Εικόνα 8.20. Επίδραση του μήκους του αγωγού αναρρόφησης στην ανάπτυξη του πεδίου ροής.

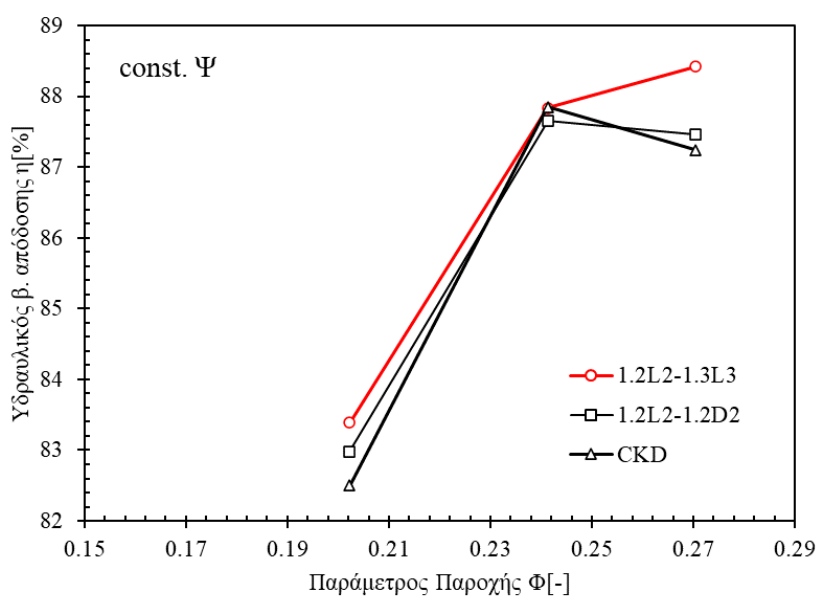
Συνδυάζοντας τα αποτελέσματα της παραπάνω παραμετρικής ανάλυσης επιλέχθηκαν οι γεωμετρικές παράμετροι για την τελική σχεδίαση του αγωγού απαγωγής που θεωρείται να οδηγήσουν σε βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υδροστροβίλου και μελετηθήκαν στη συνέχεια στο πλήρες αριθμητικό μοντέλο. Συγκεκριμένα επιλέχθηκε η χρήση ευθύγραμμου αγωγού με μήκος $L2'=1.2L2$ και μήκος αγωγού αναρρόφησης με μήκος $L3'=1.3L3$ (εν συντομία 1.2L2-1.3L3) καθώς και η περίπτωση με μήκος $L2'=1.2L2$ και λόγο $D2/D_o'=1.2 D2/D_o$ (εν συντομία 1.2L2-1.2D2). Για τις περιπτώσεις αυτές επαναλήφθηκαν προσομοιώσεις για τα ανοίγματα a_{o14} , a_{o16} και a_{o18} σε ένα εύρος παροχών για τη συνολική αξιολόγηση της απόδοσης του αγωγού απαγωγής και της επίπτωσης του στον συνολικό βαθμό απόδοσης του υδροστροβίλου.

Από τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στις Εικόνες 8.21-8.22, παρατηρούμε ότι με τις προτεινόμενες σχεδιάσεις των αγωγών απαγωγής, επιτυγχάνεται σημαντική βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης του υδροστροβίλου. Από τις προτεινόμενες περιπτώσεις, η γεωμετρία 1.2L2-1.3L3 παρουσιάζει συνολικά υψηλότερους συντελεστές ανάκτησης καθώς και τους υψηλότερους βαθμούς απόδοσης σε όλο σχεδόν το εύρος λειτουργίας. Συγκεκριμένα, με τη γεωμετρία αυτή επιτυγχάνεται αύξηση του συντελεστή ανάκτησης κατά 11% στα σημεία λειτουργίας κοντά στο ονομαστικό και ως 76% σε μερικές παροχές που αντιστοιχούν σε αύξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης κατά 1.18% και 0.89%, αντίστοιχα. Αξιοσημείωτο είναι επίσης το γεγονός ότι με τη σχεδίαση αυτή διατηρείται ο βαθμός απόδοσης σε υψηλά επίπεδα σε ένα μεγάλο εύρος παροχών, ενώ δεν παρατηρείται η αναμενόμενη πτώση του βαθμού απόδοσης πέρα από την ονομαστική παροχή. Από τα παραπάνω συνάγεται ότι με την προσεχτική αυτή σχεδίαση του αγωγού απαγωγής επιτυγχάνεται βέλτιστη συνεργασία μεταξύ των επιμέρους τμημάτων για το συγκεκριμένο δρομέα.

Η γεωμετρία 1.2L2-1.2D2 διατηρεί παραπλήσιους και ελάχιστα χαμηλότερους συντελεστές ανάκτησης με την πρώτη περίπτωση, με εξαίρεση το σημείο λειτουργίας για το άνοιγμα a_{o18} με τη μέγιστη παροχή. Στο σημείο αυτό παρατηρούμε μία πτώση του συντελεστή ανάκτησης, ο οποίος μάλιστα είναι χαμηλότερος από τον αντίστοιχο του ορθογωνικού αγωγού, ενώ ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης παραμένει ελαφρώς υψηλότερος από τον αντίστοιχο της αρχικής ορθογωνικής γεωμετρίας (Εικόνα 8.22). Η πτώση αυτή παρατηρείται καθώς με την αύξηση της διαμέτρου στην έξοδο του υδροστροβίλου και με την αύξηση της γωνίας του διαχύτη a_{diff} πέρα από μία συγκεκριμένη παροχή προκαλούνται αποκόλληση της ροής και αυξημένες απώλειες. Από τις Εικόνες 8.21-8.22 συμπεραίνουμε ότι για τα σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν, η βελτίωση του συντελεστή ανάκτησης πίεσης στον αγωγό απαγωγής εν γένει οδηγεί σε αύξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης του υδροστροβίλου. Παράλληλα, παρατηρούμε ότι οι στόχοι σχεδιασμού μπορούν να επιτευχθούν με διαφορετικό συνδυασμό λύσεων, ο οποίος είναι συνάρτηση με το σημείο λειτουργίας και τη βαρύτητα που επιλέγεται για τα επιθυμητά σημεία σχεδιασμού.



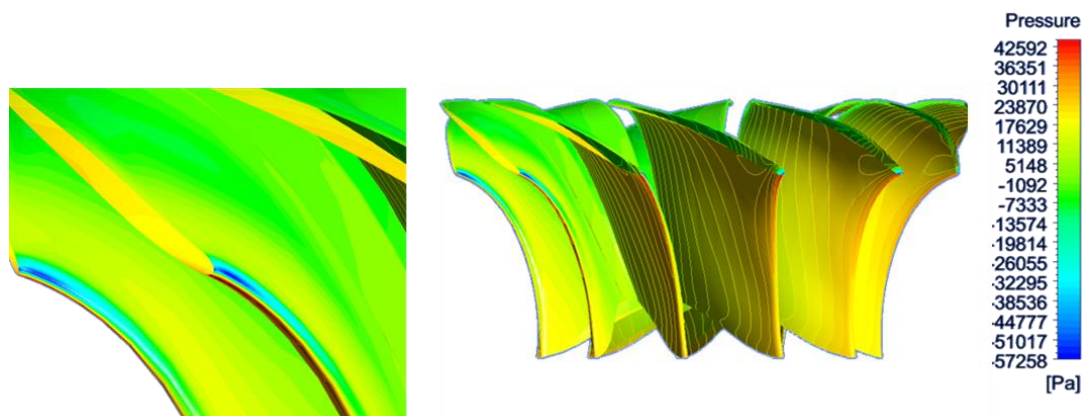
Εικόνα 8.21. Σύγκριση απόδοσης κυκλικών αγωγών απαγωγής και βαθμού απόδοσης υδροστροβίλου με την απόδοση αγωγού ορθογωνικής διατομής (CKD).



Εικόνα 8.22. Επίδραση διαφορετικών γεωμετριών αγωγού απαγωγής στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης.

8.2.3. Σχεδίαση ακμής εισόδου

Στην παρούσα ενότητα εξετάζεται η σχεδίαση του δρομέα του εργαστηριακού υδροστροβίλου με σκοπό τη βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης και τη βελτίωση των χαρακτηριστικών σπηλαιώσης. Η ροή στον υδροστρόβιλο αυτό, εξετάστηκε λεπτομερώς τόσο αριθμητικά όσο και πειραματικά στα Κεφάλαια 4 και 5, όπου φάνηκε η ανάπτυξη περιοχής χαμηλής πίεσης στην είσοδο του δρομέα στη περιοχή της στεφάνης (Εικόνες 5.23 και 8.23). Η περιοχή αυτή εμφανίζεται ως αποτέλεσμα της επιτάχυνσης της ροής, η οποία, λόγω των υψηλών φυγόκεντρων δυνάμεων, συγκεντρώνεται στην περιοχή της στεφάνης. Παράλληλα, εξαιτίας της υψηλής καμπυλότητας της γεωμετρίας και με την αλλαγή διεύθυνσης της ροής, αναπτύσσονται υψηλές ταχύτητες, ιδίως με την αύξηση των παροχών.

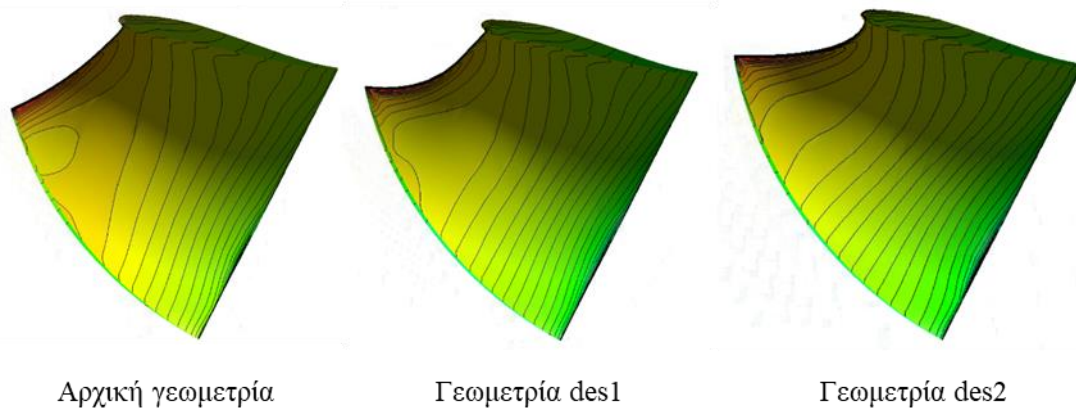


Εικόνα 8.23. Κατανομή στατικής πίεσης στον εργαστηριακό δρομέα υδροστροβίλου $v_0=0.5$, για άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων α_{016} .

Στη συνέχεια, εξετάστηκε η επανασχεδίαση του δρομέα στην περιοχή αυτή με σκοπό την αύξηση των ελαχίστων πιέσεων και την αποφυγή ανάπτυξης του φαινομένου της σπηλαιώσης. Για το σκοπό αυτό, τροποποιήθηκε η γωνία επικάλυψης του πτερυγίου κατά μήκος της ακμής εισόδου, διατηρώντας τις ίδιες γωνίες εισόδου και εξόδου και τα ίδια γεωμετρικά χαρακτηριστικά της μεσημβρινής τομής με την αρχική γεωμετρία. Παράλληλα, διατηρήθηκε σταθερή και η αρχική κατανομή πάχους, ενώ η ακμή εξόδου εξακολουθεί να βρίσκεται εξ' ολοκλήρου σε ακτινικό επίπεδο.

Στην Εικόνα 8.24 παρουσιάζεται η κατανομή πιέσεων στην πλευρά πίεσης του πτερυγίου, όπου γίνεται εμφανής η διαφοροποίηση των γεωμετριών στη περιοχή της εισόδου. Από την εικόνα αυτή παρατηρείται ότι το υδραυλικό περίγραμμα του πτερυγίου στη πλήμνη του δρομέα παραμένει σταθερό, ενώ σημαντική διαφοροποίηση παρατηρείται σταδιακά προς την στεφάνη όπου αυξάνεται η γωνία επικάλυψης και το μήκος του πτερυγίου κατά την περιφερειακή διεύθυνση. Η κατανομή πίεσης της αρχικής γεωμετρίας παρουσιάζει μία έντονη ανομοιομορφία η οποία ενισχύεται από την πλήμνη προς τη στεφάνη η οποία ομαλοποιείται περίπου από το 50% του μήκους μέχρι και την ακμή εξόδου. Η ανομοιομορφία αυτή βελτιώνεται και στις δύο περιπτώσεις με την περίπτωση des2 όπου το σημείο

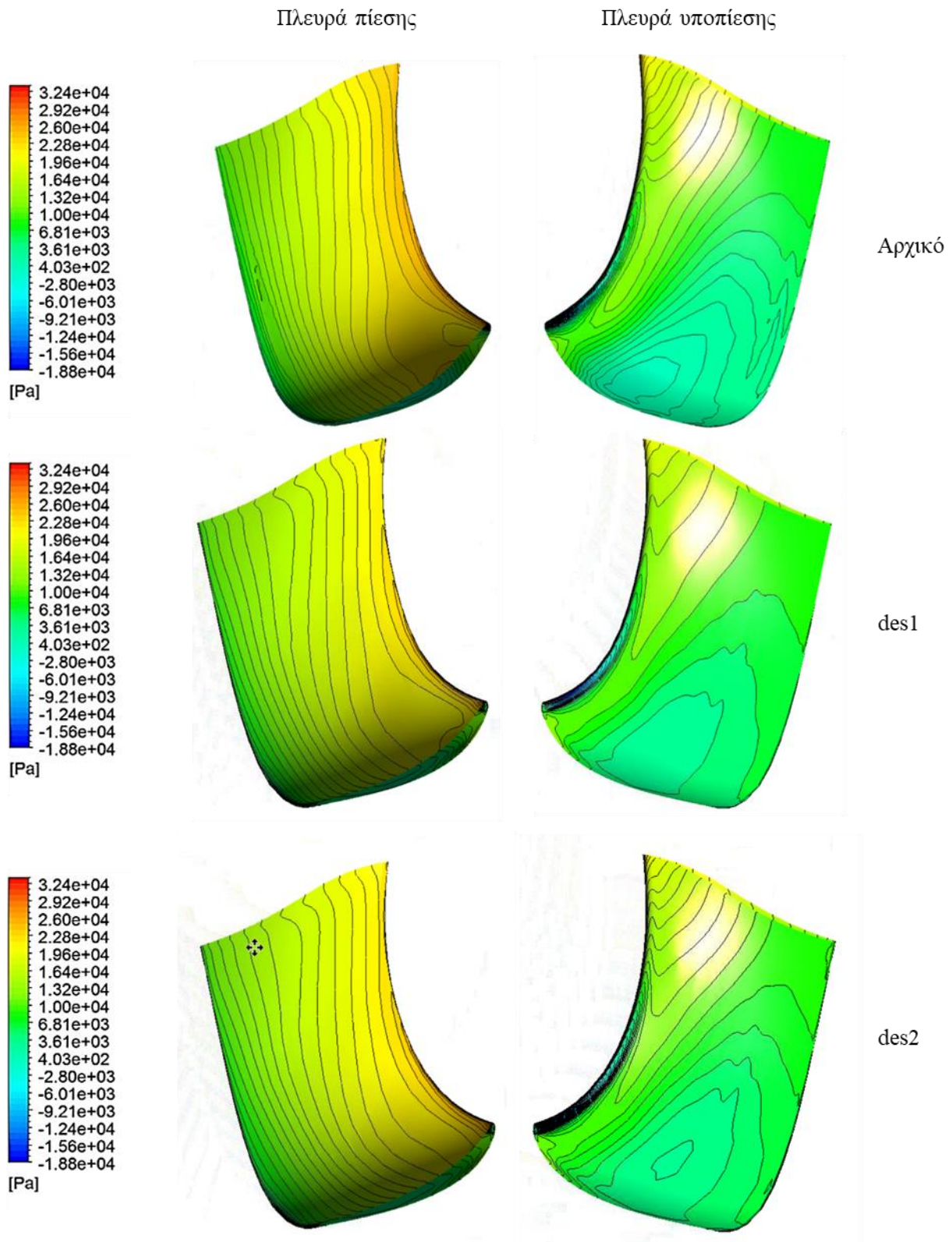
τομής της ακμής εισόδου με την στεφάνη προσεγγίζει οριακά το ακτινικό επίπεδο που διέρχεται από το αντίστοιχα σημείο στην πλήμνη (Εικόνα 8.24). Στη περίπτωση αυτή επιτυγχάνεται ομαλοποίηση της κατανομής πίεσης σε όλο το πλάτος και μήκος του πτερυγίου.



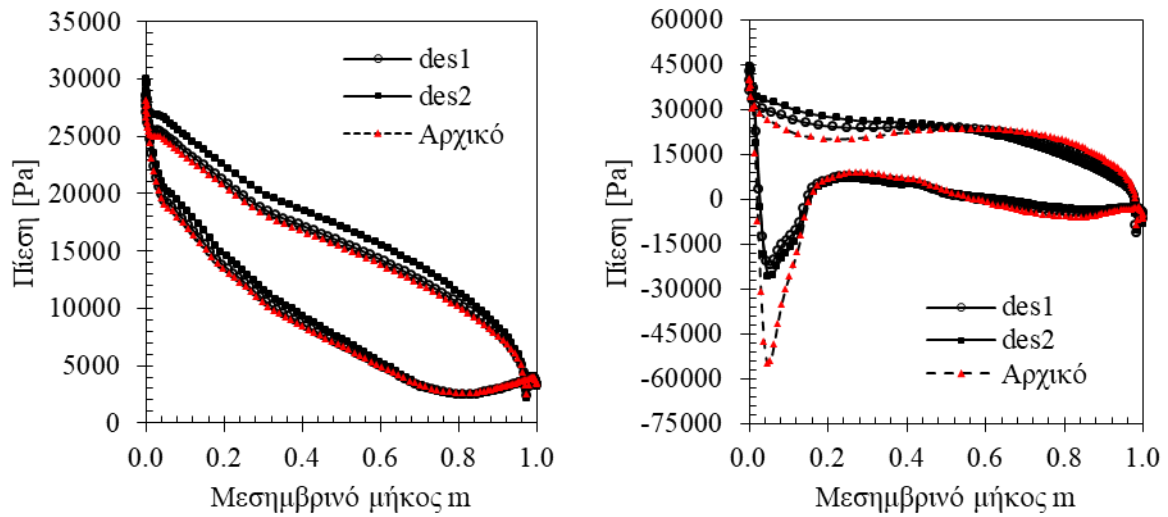
Εικόνα 8.24. Τροποποίηση της ακμής εισόδου του εργαστηριακού δρομέα υδροστροβίλου $v_0=0.5$.

Η επίδραση των αλλαγών στη γεωμετρία διακρίνεται επίσης και στις Εικόνες 8.25-8.27, όπου παρουσιάζεται η κατανομή πίεσης κατά μήκος του πτερυγίου στην περιοχή της πλήμνης και της στεφάνης, στις πλευρές πίεσης και υποπίεσης και μεταξύ των πτερυγίων, αντίστοιχα. Στην περίπτωση της πλήμνης, οι κατανομή πιέσεων μεταξύ των τριών γεωμετριών παρουσιάζουν υψηλή ομοιότητα, τόσο ποιοτικά όσο και ποσοτικά (Εικόνα 8.26). Η κατανομή στην περίπτωση της γεωμετρίας des1 όπου η αύξηση του περιφερειακού μήκους του πτερυγίου είναι μικρότερη, εμφανίζεται σχεδόν πανομοιότυπη με την αρχική, ιδιαίτερα στην πλευρά υποπίεσης του πτερυγίου. Στην περίπτωση της γεωμετρίας des2 εμφανίζονται ελαφρώς υψηλότερες πιέσεις τόσο στην πλευρά πίεσης όσο και στην πλευρά υποπίεσης που αγγίζουν το +10%. Αντίθετα, στη στεφάνη παρατηρείται σημαντική διαφοροποίηση μεταξύ των τριών περιπτώσεων με την ελάχιστη πίεση στο 5.5% του μήκους να αυξάνεται από τα -54000 Pa, στα -22000 Pa στην περίπτωση des1 και -25000 Pa στην περίπτωση des2. Παράλληλα, παρατηρείται αύξηση της πίεσης ως και το 50% του μήκους που αγγίζει το +22% στην περίπτωση des1 και +37% στην περίπτωση des2.

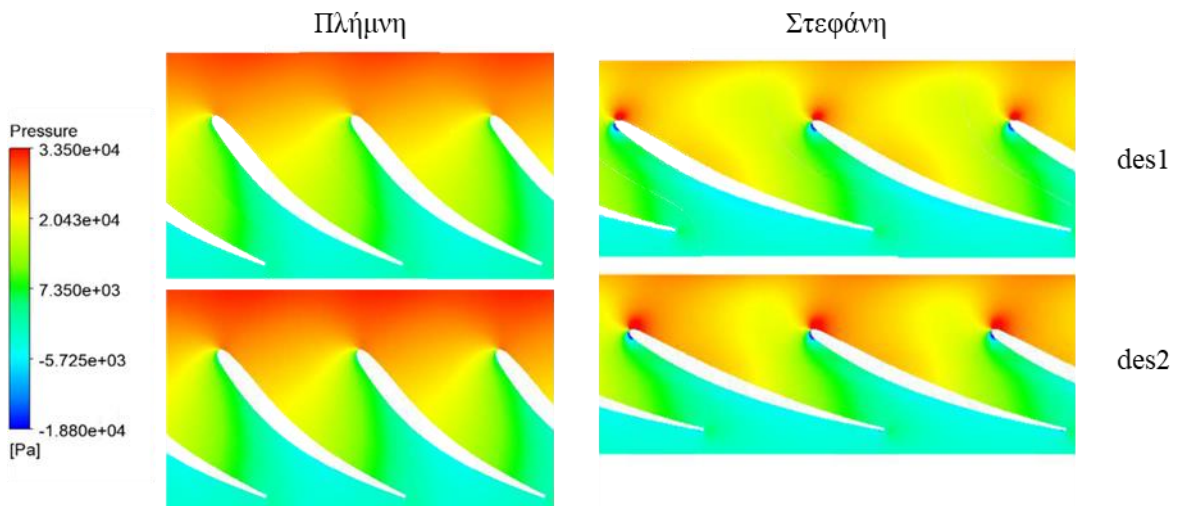
Από τις εικόνες αυτές παρατηρούμε ότι με την αύξηση του περιφερειακού μήκους ομαλοποιείται η κατανομή πίεσης τόσο στην πλευρά πίεσης όσο και στην πλευρά υποπίεσης ενώ παράλληλα βελτιώνεται η φόρτιση του πτερυγίου. Οι αλλαγές αυτές παρά την μεγάλη διαφοροποίηση στη γεωμετρία και στο πεδίο πιέσεων που διαμορφώνεται, έχουν μικρή σχετικά επίδραση στον βαθμό απόδοσης με βελτίωση κατά 0.2% στην περίπτωση des1 στο σημείο λειτουργίας $0.85 Q_{nom}$ και αντίστοιχη αύξηση στην περίπτωση des2 στο σημείο λειτουργίας $0.78 Q_{nom}$ (Εικόνα 8.28). Σημειώνεται ότι στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας και οι τρεις γεωμετρίες παρουσιάζουν πρακτικά πανομοιότυπο βαθμό απόδοσης. Παράλληλα, σημειώνεται ότι πιθανή βελτίωση του βαθμού απόδοσης σε κάποιο σημείο λειτουργίας ενδεχομένως οδηγεί σε μείωση σε κάποιο άλλο.



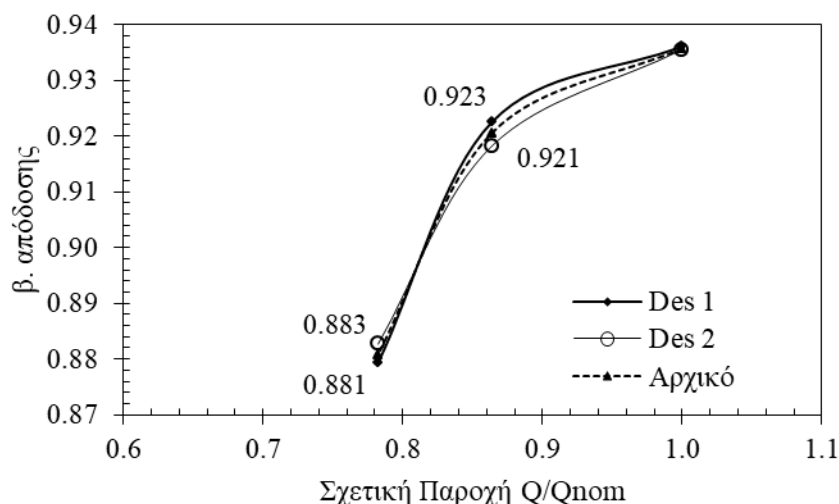
Εικόνα 8.25. Κατανομή πιέσεων στην πλευρά πίεσης και υποπίεσης του πτερυγίου για τις τρεις γεωμετρίες.



Εικόνα 8.26. Κατανομή πίεσης κατά μήκος της τομής του πτερυγίου με την πλήμνη (αριστερά) και την στεφάνη (δεξιά).



Εικόνα 8.27. Κατανομή πιέσεων από πτερόγιο σε πτερόγιο μεταξύ πλήμνης και στεφάνης για τις γεωμετρίες des1 και des2.



Εικόνα 8.28. Επίδραση της ακμής εισόδου στο βαθμό απόδοσης του δρομέα σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας για το άνοιγμα ρυθμιστικών πτερυγίων α_{016} .

Από τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι ανάλογα με τις γεωμετρικές παραμέτρους σχεδιασμού είναι δυνατό να επιτευχθεί σημαντική βελτίωση στα χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου ως προς τη σπηλαιώση, καθώς και βελτιώσεις στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης της μηχανής. Παράλληλα, ομοίως με την περίπτωση του αγωγού απαγωγής, οι στόχοι σχεδιασμού και τα επιθυμητά εύρη λειτουργίας της μηχανής καθορίζουν τη γεωμετρία του δρομέα και μπορούν να επιτευχθούν με κατάλληλη επιλογή των γεωμετρικών παραμέτρων. Η γνώση της συμπεριφοράς της μηχανής ύστερα από συστηματική μελέτη του πεδίου ροής σε διάφορα σημεία λειτουργίας, επιτρέπει την επιλογή των στόχων σχεδιασμού καθώς και των γεωμετρικών παραμέτρων που θα πρέπει να μεταβληθούν για την επίτευξη των στόχων.

8.3. Μελέτη ανάπτυξης της στήλης σπηλαιώσης σε υδροστρόβιλο χαμηλού n_s και αντιμετώπιση των ταλαντώσεων πίεσης με τη χρήση ενδιάμεσων πτερυγίων

8.3.1. Εισαγωγή

Όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 1 της παρούσας διατριβής, οι υδροστρόβιλοι καλούνται πλέον να λειτουργούν σε ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας προς ικανοποίηση των αυξανόμενων απαιτήσεων του δικτύου για ευελιξία. Ωστόσο, στα μερικά φορτία λειτουργίας παρουσιάζεται επιδείνωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών με τη μείωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης αλλά και με την αύξηση της πιθανότητας ανάπτυξης μίας περιστρεφόμενης δίνης ή δίνης σπηλαιώσης στην έξοδο του δρομέα, η οποία είναι αποτέλεσμα παραμένουσας συστροφής και σχετίζεται με την ανάπτυξη υψηλών ταλαντώσεων πίεσης και ασταθών συνθηκών ροής, περιορίζοντας το εύρος λειτουργίας της μηχανής. Η δίνη αυτή όπως αναπτύχθηκε και στο Κεφάλαιο 1, εκτείνεται συνήθως

από την πλήμνη του δρομέα ως και την έξοδο του αγωγού απαγωγής, και μπορεί να αλληλεπιδράσει με τα τοιχώματα του υδροστροβίλου, να οδηγήσει σε ταλαντώσεις ισχύος αλλά και να διεγείρει την ιδιοσυχνότητα του υδροστροβίλου και του σταθμού παραγωγής με πιθανές καταστρεπτικές συνέπειες. Για τους παραπάνω λόγους γίνεται επιτακτική η σχεδίαση υδροστροβίλων με βελτιωμένο βαθμό απόδοσης, η επανασχεδίαση τμημάτων υφιστάμενων υδροστροβίλων για τη βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών, η συστηματική μελέτη και κατανόηση των συνθηκών που επάγουν τις ταλαντώσεις πίεσης, αλλά και η αναζήτηση μεθόδων που περιορίζουν την εμφάνιση του φαινομένου και μετριάζουν τις αρνητικές επιπτώσεις που προκαλεί. Για το σκοπό αυτό, το μοντέλο υδροστροβίλου που σχεδιάστηκε και δοκιμάστηκε στο πλαίσιο της παρούσας διατριβής χρησιμοποιήθηκε για την ανάλυση του φαινομένου τόσο πειραματικά όσο και αριθμητικά. Παράλληλα, εξετάστηκε η χρήση ενδιάμεσων περυγίων ως μέθοδος βελτίωσης του υδραυλικού βαθμού απόδοσης αλλά και μείωσης του πλάτους των ταλαντώσεων πίεσης που αναπτύσσονται κατά τη λειτουργία σε μερικά φορτία.

8.3.2. Αριθμητική και πειραματική μελέτη λειτουργίας εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου σε μερικά φορτία

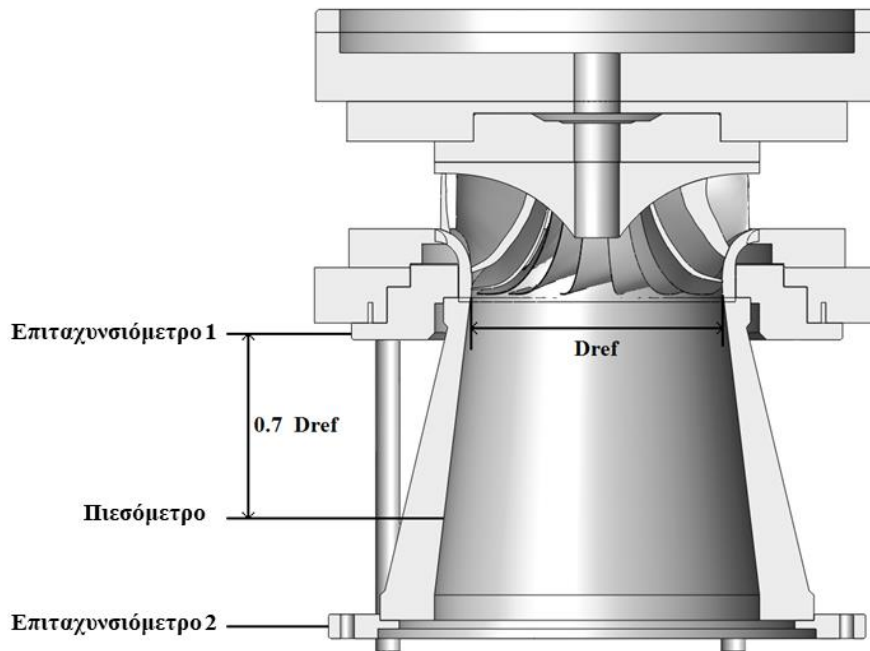
Το εργαστηριακό μοντέλο και ο νέος δρομέας παρουσιάστηκαν εκτενώς στα Κεφάλαια 4 και 7 και αποτελείται από ένα δρομέα υδροστροβίλου Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών, τοποθετημένο σε υδροστροβίλο υψηλού ειδικού αριθμού στροφών με την κατάλληλη προσαρμογή της γεωμετρίας. Το κανονικό σημείο λειτουργίας του υδροστροβίλου αυτού εμφανίζεται σε παροχή ίση με $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$ και υδραυλικό ύψος 9 m στις 750 rpm. Ύστερα από δοκιμές στην εργαστηριακή διάταξη, επιλέχθηκαν ορισμένα αντιπροσωπευτικά σημεία λειτουργίας (operation point, OP) στο εύρος των διαθέσιμων οργάνων για τη μελέτη του φαινομένου της δίνης σπηλαίωσης (Πίνακας 8.5).

Πίνακας 8.5. Σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν αριθμητικά και πειραματικά.

OP	Q/Q_{BEP}	Φ	Ψ
1	$1 Q_{BEP}$	0.298	2.7
2	$0.87 Q_{BEP}$	0.260	2.7
3	$0.67 Q_{BEP}$	0.200	2.7
4	$0.5 Q_{BEP}$	0.149	2.7

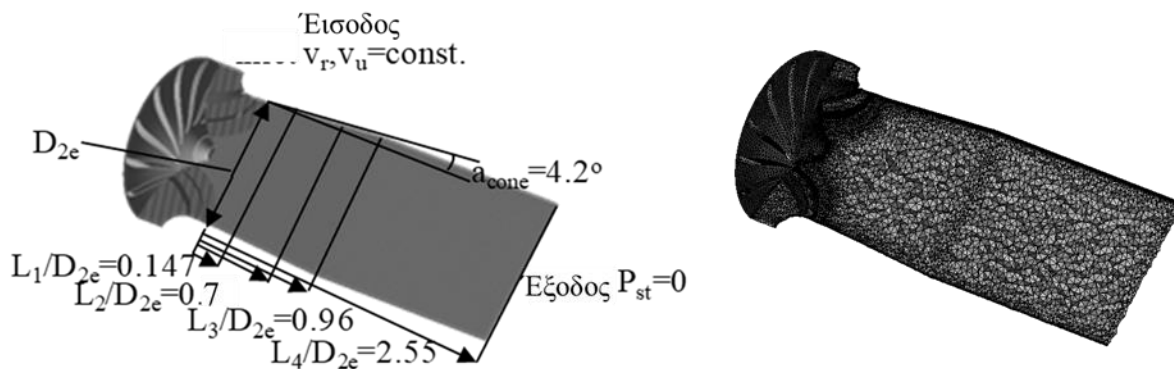
Με την ανάπτυξη του φαινομένου αναμένεται η εμφάνιση ταλαντώσεων πίεσης ως αποτέλεσμα της περιστρεφόμενης στήλης με αναμενόμενη συχνότητα περιστροφής της δίνης σε ένα εύρος συχνοτήτων $0.2-0.5 f_n$, όπου f_n η συχνότητα περιστροφής του δρομέα, που οδηγούν στην εμφάνιση χαμηλόσυχνων ταλαντώσεων στο σώμα της μηχανής [233]. Για τη μέτρηση των ταλαντώσεων και την εξαγωγή της συχνότητας αυτής στη παρούσα μελέτη, χρησιμοποιήθηκαν δύο επιταχυνσιόμετρα

τοποθετημένα στο κέλυφος της μηχανής σε δύο θέσεις αμέσως κατάντη του δρομέα.. Επιπροσθέτως, σε απόσταση $0.7D$ από τον δρομέα τοποθετήθηκε και ένας αισθητήρας πίεσης. Κατά την πειραματική μελέτη του φαινομένου εξετάστηκε η περίπτωση των υψηλότερων στροφών (900 rpm) με αποτέλεσμα οι αναμενόμενες ταλαντώσεις πίεσης να βρίσκονται στο εύρος 3-Hz, ενώ για την επιτυχή καταγραφή των δεδομένων επιλέχθηκε η συχνότητα δειγματοληψίας δεκαπλάσια της συχνότητας περιστροφής με διάρκεια καταγραφής τα 6.5 sec. Η εργαστηριακή διάταξη και οι θέσεις εγκατάστασης του μετρητικού εξοπλισμού παρουσιάζονται στην Εικόνα 8.29.



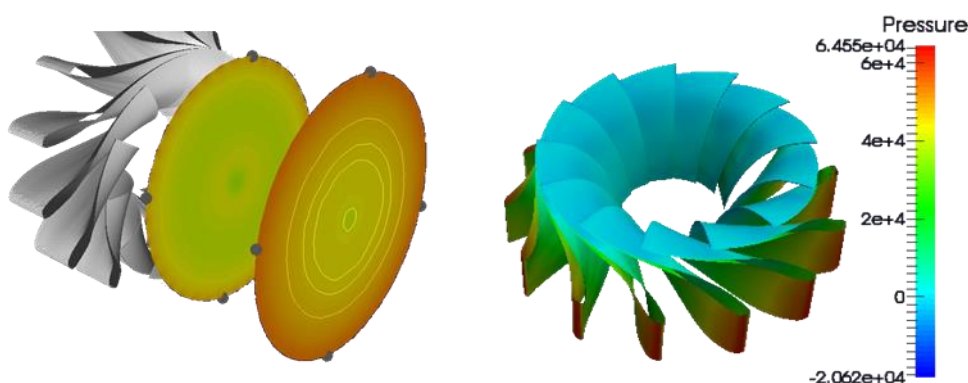
Εικόνα 8.29. Μετρητική διάταξη εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου.

Αντίστοιχα, στην Εικόνα 8.30 παρουσιάζεται το υπολογιστικό χωρίο που χρησιμοποιήθηκε για την αριθμητική μελέτη του φαινομένου. Με σκοπό τη μελέτη των ροϊκών χαρακτηριστικών στον αγωγό απαγωγής με περιορισμένο υπολογιστικό κόστος, το αριθμητικό μοντέλο περιορίστηκε στο δρομέα και στο κωνικό τμήμα στην είσοδο του αγωγού απαγωγής αμέσως κατάντη του δρομέα, το οποίο προεκτάθηκε στην έξοδο ώστε να αποφεύγεται η επιρροή της οριακής συνθήκης στην ανάπτυξη του φαινομένου αλλά και για την καλύτερη επιτήρηση της ανάπτυξης του φαινομένου κατά μήκος του αγωγού.



Εικόνα 8.30. Υπολογιστικό χωρίο και αριθμητικό πλέγμα που χρησιμοποιήθηκε για τη μελέτη ανάπτυξης της στήλης σπηλαίωσης.

Στην είσοδο του υπολογιστικού χωρίου χρησιμοποιήθηκαν οι συνιστώσες της ακτινικής και της περιφερειακής ταχύτητας που αντιστοιχούν σε δεδομένα ανοίγματα των ρυθμιστικών περυγίων, ενώ στην έξοδο τέθηκε μηδενική στατική πίεση. Η επιλογή αυτή δεν εισάγει σημαντικό σφάλμα καθώς η θέση της εξόδου τοποθετήθηκε σε ικανοποιητική απόσταση από τον δρομέα ($2.55D_{ref}$) ενώ αντίστοιχα οι αναμενόμενες πιέσεις κατόπιν του υδροστροβίλου αναμένονται να προσεγγίζουν την ατμοσφαιρική πίεση (ή 0 Pa μανομετρική). Το αριθμητικό πλέγμα στην παρούσα ανάλυση αποτελείται από 8 εκατ. τετραεδρικά κελιά, ενώ εφαρμόζεται τοπική πυκνωση σε όλα τα τοιχώματα της γεωμετρίας. Οι αριθμητικές προσομοιώσεις επιλύθηκαν τόσο με εξισώσεις ροής θεωρώντας μόνιμες συνθήκες και το μοντέλων πολλαπλών συστημάτων αναφοράς (MRF model- Κεφάλαιο 2), αλλά και με τις URANS εξισώσεις για τη μοντελοποίηση του μη μόνιμου φαινομένου. Με τον τρόπο αυτό αρχικοποιείται το πεδίο ροής χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα του μοντέλου MRF και εξασφαλίζεται ότι στην είσοδο του αγωγού απαγωγής αποτυπώνεται με μεγαλύτερη ακρίβεια τόσο ως προς την κατανομή κατά την ακτινική διεύθυνση όσο και ως προς τον χρόνο.

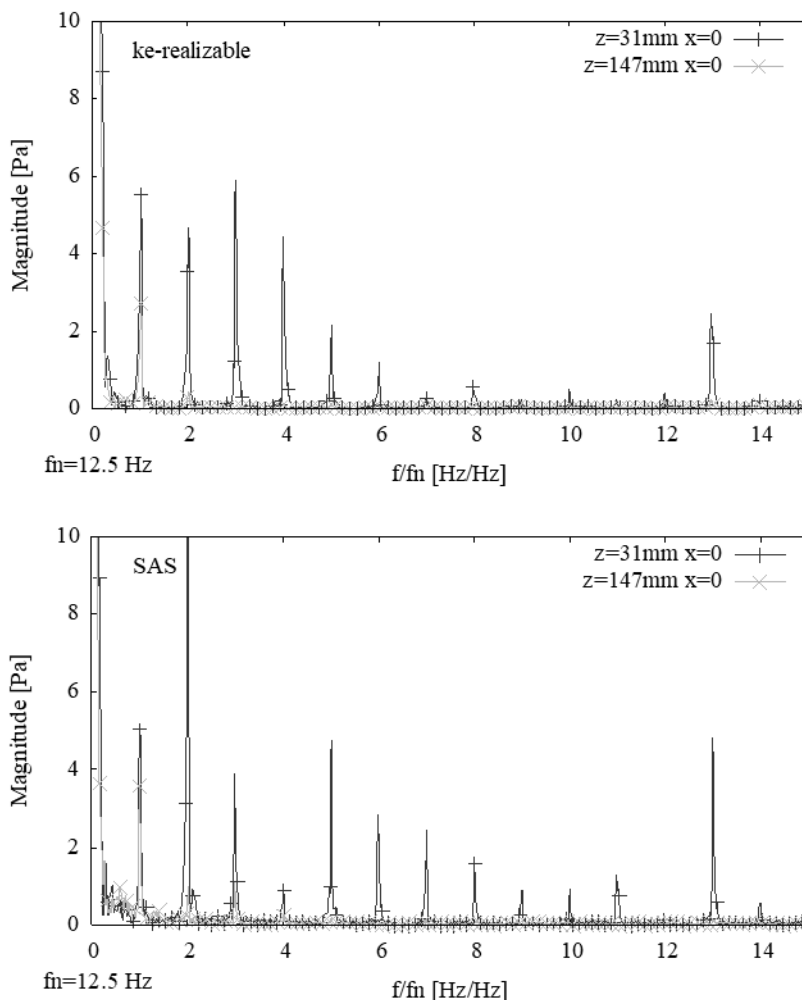


Εικόνα 8.31. Κατανομή πιέσεων στα περύγια και στην έξοδο του δρομέα για το σημείο λειτουργίας 1.

Κατά την προσομοίωση του μη μόνιμου πεδίου ροής επιλέχθηκε χρονικό βήμα που αντιστοιχεί σε 1° περιστροφής του δρομέα, που ύστερα από δοκιμές κρίθηκε ότι επαρκεί για την επίτευξη

ικανοποιητικής περιοδικότητας στις επιτηρούμενες πιέσεις. Παράλληλα, για τη μοντελοποίηση της τύρβης χρησιμοποιήθηκαν δύο διαφορετικά μοντέλα, και συγκεκριμένα το μοντέλο δύο εξισώσεων k-ε και το υβριδικό μοντέλο SAS, που όπως αναπτύχθηκε στο Κεφάλαιο 5 αναμένεται να αποτυπώσει με μεγαλύτερη ακρίβεια τα μη μόνιμα χαρακτηριστικά της ροής.

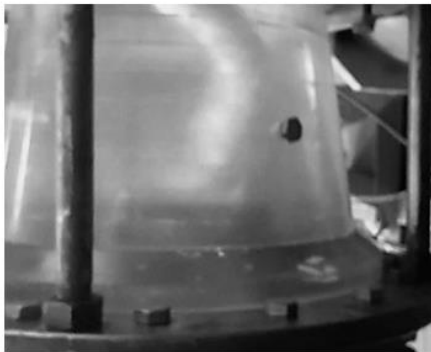
Στην Εικόνα 8.32 συγκρίνονται οι πιέσεις στην έξοδο του υδροστροβίλου (αξονική θέση 0.7D) στο πεδίο των συχνοτήτων για το σημείο λειτουργίας 1, για τα μοντέλα τύρβης που αναφέρθηκαν παραπάνω. Παρατηρούμε ότι και στις δύο περιπτώσεις η απόκριση είναι παρόμοια με την εμφάνιση μεγίστων στις συχνότητες που αντιστοιχούν στην ταχύτητα περιστροφής και στις αρμονικές της. Σημαντική όμως διαφορά παρατηρείται στα πλάτη, όπου στην περίπτωση του μοντέλου k-ε είναι αρκετά μικρότερα. Η συμπεριφορά αυτή ήταν αναμενόμενη καθώς είναι γνωστό ότι η ενέργεια της τύρβης διαχέεται εντονότερα στην περίπτωση των μοντέλων 2 εξισώσεων με αποτέλεσμα να υποεκτιμώνται τα πλάτη των πιέσεων και οι ταλαντώσεις να αποσβένονται γρηγορότερα.



Εικόνα 8.32. Ανάλυση ταλαντώσεων πίεσης στο πεδίο του χρόνου (πάνω) και των συχνοτήτων (κάτω) για το σημείο λειτουργίας 1.

Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί ότι ποιοτικά και τα δύο μοντέλα είναι δυνατό να αποτυπώσουν τα μακροσκοπικά χαρακτηριστικά της ροής και την εμφάνιση περιοχών χαμηλότερων πιέσεων, με όμως σημαντικό σφάλμα στα ποσοτικά χαρακτηριστικά. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι κινητήριος δύναμη για την ανάπτυξη του φαινομένου της δίνης σπηλαίωσης είναι η παραμένουσα συστροφή στην έξοδο. Η συστροφή αυτή οδηγεί στην ανάπτυξη ανακυκλοφορίας στον άξονα του υδροστροβίλου και εκτείνεται από την πλήμνη του δρομέα ως την έξοδο. Σε συνδυασμό με τμήματα της ροής με μεγαλύτερη αξονική συνιστώσα, η παραμένουσα συστροφή οδηγεί στην ανάπτυξη υψηλής διάτμησης, στην αναδίπλωση της δίνης και στην περιστροφή της γύρω από τον άξονα με χαμηλότερη συχνότητα από τη συχνότητα περιστροφής του δρομέα. Επομένως η παρακολούθηση της παραμένουσας συστροφής στην έξοδο του υδροστροβίλου μπορεί να αποτελέσει εργαλείο για την εκτίμηση της πιθανότητας εμφάνισης και ανάπτυξης του φαινομένου. Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, για τις περαιτέρω μη μόνιμες προσομοιώσεις χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο SAS.

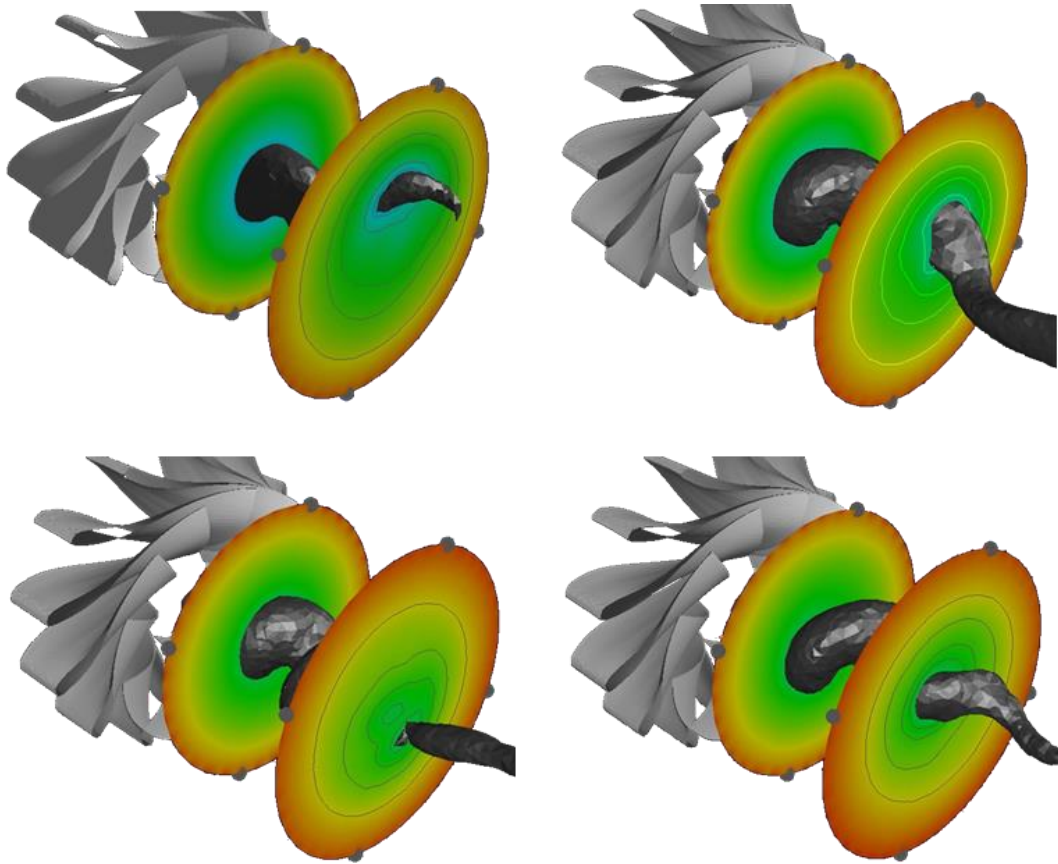
Στην Εικόνα 8.33 συγκρίνεται ποιοτικά η εμφάνιση αυτής της δίνης σπηλαίωσης στο εργαστηριακό μοντέλο με την αντίστοιχη του αριθμητικού για το σημείο λειτουργίας 3. Για την οπτικοποίηση της περιστρεφόμενης δίνης στο αριθμητικό μοντέλο χρησιμοποιούνται επιφάνειες ίσης πίεσης σε τομή με επίπεδο που διέρχεται από τον άξονα (επίπεδο $y=0$). Και στις δύο περιπτώσεις παρατηρείται η χαρακτηριστική ελικοειδής μορφή της δίνης, η οποία άρχεται από την πλήμνη και εκτείνεται προς την έξοδο του αγωγού απαγωγής. Στην περίπτωση των αριθμητικών αποτελεσμάτων, φαίνεται ότι η περιστρεφόμενη δίνη αποσβένεται γρηγορότερα υπό την επίδραση της κλίσης πίεσης κατάντη του αγωγού απαγωγής, ενώ από τα πειραματικά αποτελέσματα παρατηρούμε ότι διατηρεί το μέγεθός της για μεγαλύτερο αξονικό μήκος.



Εικόνα 8.33. Οπτικοποίηση ανάπτυξης της στήλης σπηλαίωσης στο πειραματικό (αριστερά) και αριθμητικό (δεξιά) μοντέλο για το σημείο λειτουργίας 3.

Αντιστοίχως στην Εικόνα 8.34 παρουσιάζεται η χρονική εξέλιξη του φαινομένου για μία πλήρη περιστροφή της δίνης γύρω από τον άξονα της μηχανής όπου το όριο της δίνης αποτυπώνεται ως μία επιφάνεια ίσης πίεσης ($P = -12000$ Pa). Για την επιτήρηση της εξέλιξης του φαινομένου παρουσιάζονται οι κατανομές της πίεσης σε δύο τομές με επίπεδο κάθετο στον άξονα της μηχανής κατάντη το δρομέα,

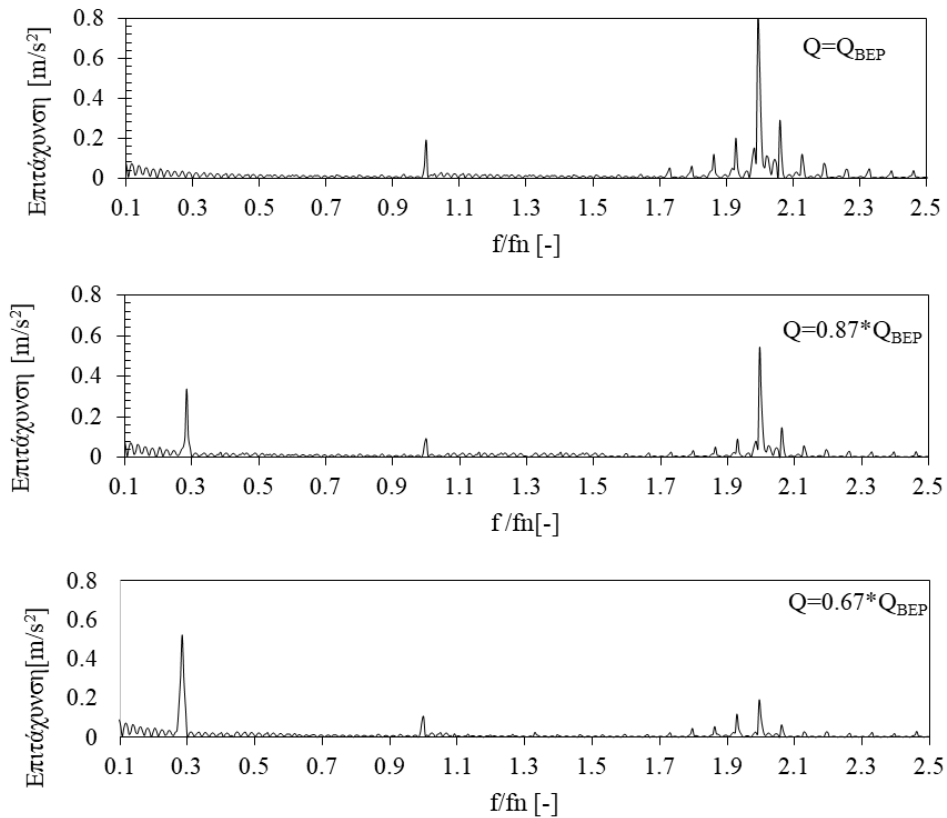
σύμφωνα με την Εικόνα 8.34. Από την εικόνα αυτή παρατηρούμε ότι καθώς η δίνη περιστρέφεται, παρατηρείται μία αυξομείωση της ελάχιστης πίεσης με παράλληλη αυξομείωση του μεγέθους της δίνης με συχνότητα που διαφέρει από τη συχνότητα περιστροφής της δίνης. Από τα παραπάνω συνάγεται ότι κατά την εξέλιξη του φαινομένου διεγείρεται η μηχανή σε ένα εύρος συχνοτήτων, γεγονός που επιβεβαιώνεται και από βιβλιογραφικά δεδομένα [234].



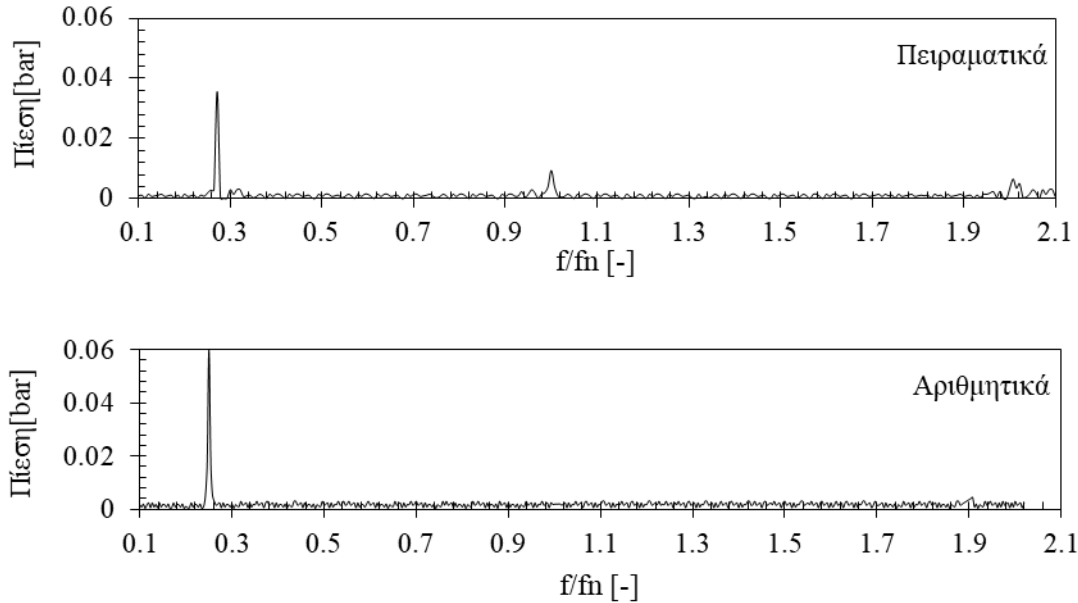
Εικόνα 8.34. Κατανομή πιέσεων στο περὺγιο και εξέλιξη του φαινομένου σπηλαιώσης με το χρόνο και κατά το μήκος του αγωγού απαγωγής για το σημείο λειτουργίας 3.

Στην Εικόνα 8.35 παρουσιάζονται οι μετρήσεις των ταλαντώσεων για τα σημεία λειτουργίας 1-3, ενώ στην Εικόνα 8.36 συγκρίνονται οι αριθμητικές με τις πειραματικές ταλαντώσεις πίεσης στο πεδίο των συχνοτήτων για το σημείο λειτουργίας 3. Στην περίπτωση του ονομαστικού σημείου λειτουργίας, παρατηρούνται ταλαντώσεις με θεμελιώδη συχνότητα τη συχνότητα που αντιστοιχεί στην ταχύτητα περιστροφής του δρομέα καθώς και τις αρμονικές της, με τη δεύτερη αρμονική να εμφανίζει το υψηλότερο πλάτος. Παράλληλα με τη μείωση της παροχής και την ανάπτυξη της παραμένουσας συστροφής στην έξοδο του δρομέα, εμφανίζεται μία συνιστώσα χαμηλότερης συχνότητας ~ 0.3 fn, η οποία αντιστοιχεί στη συχνότητα περιστροφής της δίνης σπηλαιώσης και το πλάτος της οποίας αυξάνει με την μείωση της παροχής. Εξετάζοντας την πίεση στο πεδίο των συχνοτήτων για το σημείο λειτουργίας 3, παρατηρείται ομοίως η εμφάνιση ενός μεγίστου στη συχνότητα 0.3 fn και σε πλήρη ταύτιση της αντίστοιχης τιμής στην περίπτωση των αριθμητικών δεδομένων (Εικόνα 8.36). Από τα

παραπάνω συμπεραίνουμε ότι το αριθμητικό μοντέλο μπορεί να προσεγγίσει τα πειραματικά δεδομένα σε πολύ ικανοποιητικό βαθμό και αποδεικνύεται ότι ακόμα και πιθανές απλουστεύσεις στη μεθοδολογία μοντελοποίησης μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τη μελέτη του φαινομένου με σκοπό τη βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών της μηχανής. Σημειώνεται ότι κατόπιν παραμετρικής μελέτης και επιλογής της τελικής γεωμετρίας, η τελική πιστοποίηση των αποτελεσμάτων θα προκύψει χρησιμοποιώντας μοντέλα αυξημένης πολυπλοκότητας και ακρίβειας και μέσω εργαστηριακών μετρήσεων.



Εικόνα 8.35. Ανάλυση σήματος ταλαντώσεων στο πεδίο των συχνοτήτων για το επιταχυνσίμετρο 1, για τα τρία σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν πειραματικά.



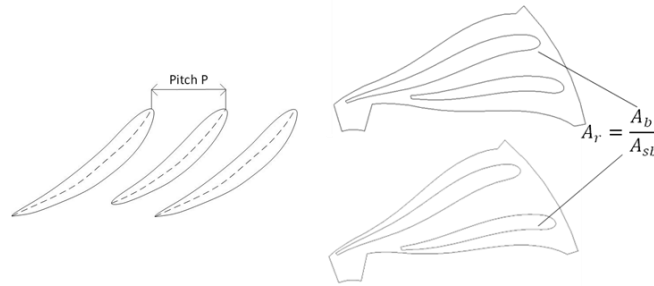
Εικόνα 8.36. Ανάλυση σήματος ταλαντώσεων πίεσης στο πεδίο των συχνοτήτων για παροχή $Q = 0.67Q_{BEP}$ (πάνω: πειραματικά δεδομένα, κάτω: αριθμητικά δεδομένα).

8.3.3. Χρήση πτερυγίων ενδιάμεσου μεσημβρινού μήκους

Μία λύση που χρησιμοποιείται σε υδροστροβίλους χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών για τη βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης και τα χαρακτηριστικά σπηλαιώσης του, είναι η προσθήκη πτερυγίων ενδιάμεσου μεσημβρινού μήκους ανάμεσα από τα αρχικά πτερύγια. Η προσθήκη αυτή τροποποιεί την κατανομή πίεσης που αναπτύσσεται μεταξύ της πλευράς πίεσης και υποπίεσης, οδηγώντας σε βελτίωση της συμπεριφοράς του δρομέα ως προς τη σπηλαιώση. Παράλληλα, μειώνεται η ελεύθερη επιφάνεια μεταξύ πτερυγίων στην οποία υπάρχει ο κίνδυνος να αναπτυχθούν δευτερεύουσες ροές και αυξημένες απώλειες. Επιπροσθέτως, τα πτερύγια αυτά είναι δυνατό να οδηγήσουν σε περιορισμό των ταλαντώσεων πίεσης που αναπτύσσονται στη μηχανή σε μερικά φορτία [235,236]. Στους υδροστροβίλους με τα πτερύγια αυτά, η απόδοση του δρομέα καθορίζεται από τον λόγο του μεσημβρινού μήκους του βασικού πτερυγίου προς το μήκος του ενδιάμεσου A_b/A_{sb} . Κατά τη σχεδίαση ενός τέτοιου δρομέα απαιτείται προσεκτικός σχεδιασμός της μορφής αυτών των πτερυγίων και της επιλογής του λόγου A_b/A_{sb} ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή βελτίωση [237].

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω και τα δεδομένα που παρουσιάστηκαν στην προηγούμενη ενότητα, εξετάστηκε η επίδραση προσθήκης πτερυγίων ενδιάμεσου μεσημβρινού μήκους για δύο διαφορετικές γεωμετρικές παραμέτρους, με σκοπό την ταυτόχρονη βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης του δρομέα και τη μείωση των ταλαντώσεων πίεσης σε μερικά φορτία. Καθώς το μήκος των πτερυγίων των υδροστροβίλων ενδέχεται να αυξάνει σημαντικά με την αύξηση της γωνίας επικάλυψης, η χρήση του λόγου του μεσημβρινού μήκους μπορεί να εισάγει στρεβλώσεις και λανθασμένα συμπεράσματα. Για το λόγο αυτό επιλέχθηκαν ως παράμετροι σχεδιασμού των ενδιάμεσων πτερυγίων

ο λόγος της επιφάνειας του πρόσθετου πτερυγίου προς την αντίστοιχη του βασικού A_r , καθώς και το βήμα P , σύμφωνα με την Εικόνα 8.37.



Εικόνα 8.37. Γεωμετρικές παράμετροι σχεδιασμού δρομέα με ενδιάμεσα πτερύγια.

Ακολούθως, για την αξιολόγηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών των διαφορετικών γεωμετριών με τα ενδιάμεσα πτερύγια, υπολογίστηκε ο βαθμό απόδοσης του δρομέα καθώς και κατάλληλο κριτήριο της παραμένουσας συστροφής κατάντη του δρομέα σε δύο αξονικές θέσεις. Συγκεκριμένα, οι παράμετροι αξιολόγησης της παραμένουσας συστροφής κατάντη του δρομέα που χρησιμοποιήθηκαν είναι η μέση στροβιλότητα $\bar{\Omega}$ και η ροή της ροπής της ορμής m_2 , σύμφωνα με τις παρακάτω εξισώσεις [238].

$$\bar{\Omega} = \frac{\int_A (\rho |\vec{\Omega}| |\vec{u} \cdot \mathbf{n}|) dA}{\int_A (\rho |\vec{u} \cdot \mathbf{n}|) dA} \quad \text{Εξίσωση 8.6}$$

$$|\vec{\Omega}| = |\nabla \times \vec{u}| \quad \text{Εξίσωση 8.7}$$

$$m_2 = \int_0^{r_w} (r v_\theta) v_{2z} 2r dr \quad \text{Εξίσωση 8.8}$$

$$v = V / (\omega R_{ref}) \quad \text{Εξίσωση 8.9}$$

Στον Πίνακα 8.6 συνοψίζονται οι τιμές των παραμέτρων σχεδιασμού των ενδιάμεσων πτερυγίων που εξετάστηκαν στην παρούσα εργασία.

Πίνακας 8.6. Γεωμετρικές παράμετροι ενδιάμεσων πτερυγίων που εξετάστηκαν.

Περίπτωση	Λόγος επιφάνειας (A_r)	Βήμα (P)
1	0.64	0.5
2	0.67	0.5
3	0.67	0.4

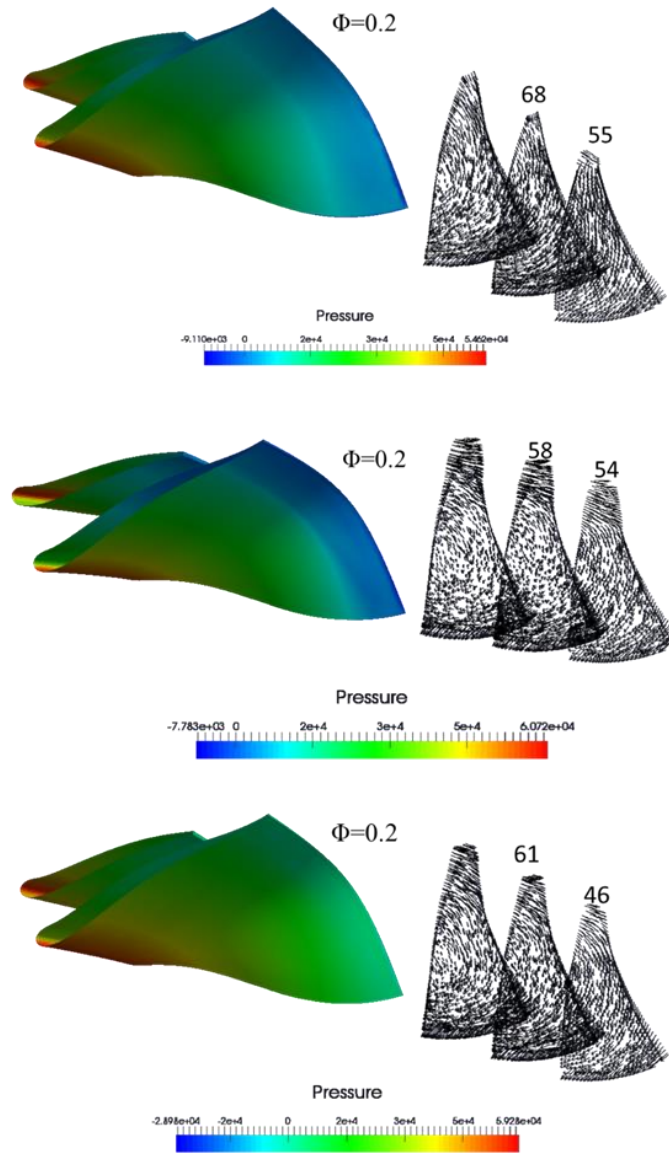
Από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων αυτών, παρατηρούμε ότι η προσθήκη πτερυγίων με μικρότερο λόγο επιφανειών οδηγεί σε σημαντική αύξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης που

αγγίζει το 2% σε σχέση με την αρχική γεωμετρία. Αντιθέτως, η χρήση μεγαλύτερου πτερυγίου οδηγεί σε πτώση του βαθμού απόδοσης κατά αντίστοιχο ποσοστό. Η 3η περίπτωση που χαρακτηρίζεται από υψηλό λόγο A_r και χαμηλότερο βήμα, φαίνεται να επιδεινώνει ακόμα περισσότερο τον βαθμό απόδοσης. Τα παραπάνω οφείλονται στη σημαντική μείωση της επιφάνειας και τον στραγγαλισμό της ροής καθώς και την ανάπτυξη υψηλών ταχυτήτων εντός του καναλιού ροής με τη συνακόλουθη αύξηση των υδραυλικών απωλειών. Αντίστοιχα, τοποθετώντας το ενδιάμεσο πτερύγιο σε μικρότερο βήμα, το ενδιάμεσο πτερύγιο πλησιάζει ακόμα περισσότερο το ένα από τα δύο βασικά πτερύγια με αποτέλεσμα να στραγγαλίζεται αναλογικά περισσότερο η ροή μεταξύ του ενός καναλιού σε σχέση με το άλλο. Στην Εικόνα 8.38 παρουσιάζεται η κατανομή πιέσεων στο δρομέα καθώς και η εξέλιξη του πεδίου ταχυτήτων σε δύο διαδοχικές διατομές κατάντη του δρομέα, ενώ στον Πίνακα 8.7 συνοψίζονται τα αριθμητικά αποτελέσματα. Όπως φαίνεται, η αρχική περίπτωση εμφανίζει την υψηλότερη συστροφή στην έξοδο του δρομέα που μάλιστα φαίνεται να αυξάνει προς την αξονική διεύθυνση.

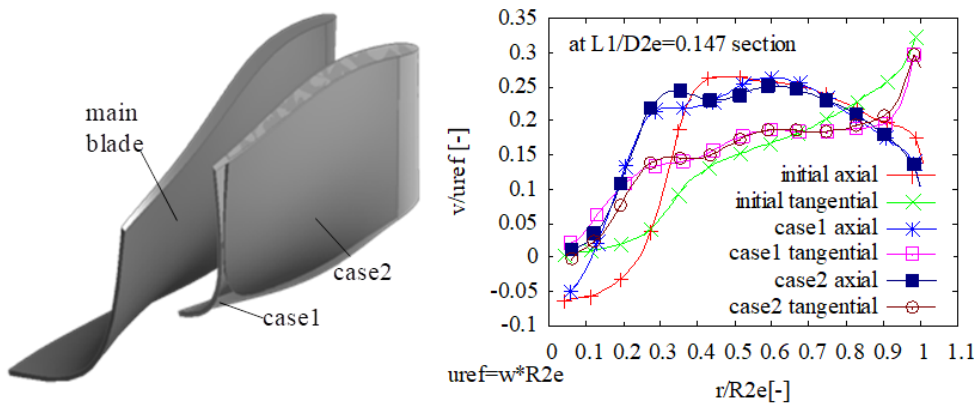
Πίνακας 8.7. Αποτελέσματα προσομοιώσεων για την επιλογή ενδιάμεσου πτερυγίου.

#	Σχεδίαση	Φ [-]	Ψ [-]	η [%]	$\bar{\Omega}_1$	$\bar{\Omega}_2$	m_2 OP2	m_2 OP3
0	Αρχική	0.26	2.6	94.3	72.28	80.55	0.0189	0.031
1	$A_r= 0.64, P= 0.5$	0.26	2.59	96.1	68.1	55.8	0.0135	0.0263
2	$A_r= 0.67, P= 0.5$	0.261	2.58	92.2	58.3	54.8	0.01396	0.0266
3	$A_r= 0.67, P= 0.4$	0.259	2.59	89.5	61.4	46.3	-	-

Στην Εικόνα 8.39 συγκρίνονται οι γεωμετρίες των ενδιάμεσων πτερυγίων καθώς και οι κατανομές ταχυτήτων στην έξοδο του δρομέα που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό της ροής της ροπής της ορμής m_2 (Εξίσωση 8.8) για κάθε περίπτωση, ως ένα μέτρο ποσοτικοποίησης της παραμένουσας συστροφής και συσχέτισης της με την ανάπτυξη της στήλης σπηλαίωσης. Συγκρίνοντας τις κατανομές ταχύτητας, παρατηρούμε ότι και στις δύο περιπτώσεις η εισαγωγή των ενδιάμεσων πτερυγίων οδηγεί σε σημαντική τροποποίηση του πεδίου ταχυτήτων κατάντη του δρομέα και ότι η περιφερειακή συνιστώσα της ταχύτητας αυξάνεται στο διάστημα από τον άξονα έως το 20% της ακτίνας και στη συνέχεια μειώνεται στο διάστημα 70-100% της ακτίνας. Αντίστοιχη αύξηση παρατηρείται και στην αξονική συνιστώσα της ταχύτητας στο διάστημα από τον άξονα ως το 30% της ακτίνας. Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, με την προσθήκη των ενδιάμεσων πτερυγίων παρατηρείται μία μείωση ίση με 15.2% και 14.2% στην παραμένουσα συστροφή, αντίστοιχα και στις δύο περιπτώσεις.



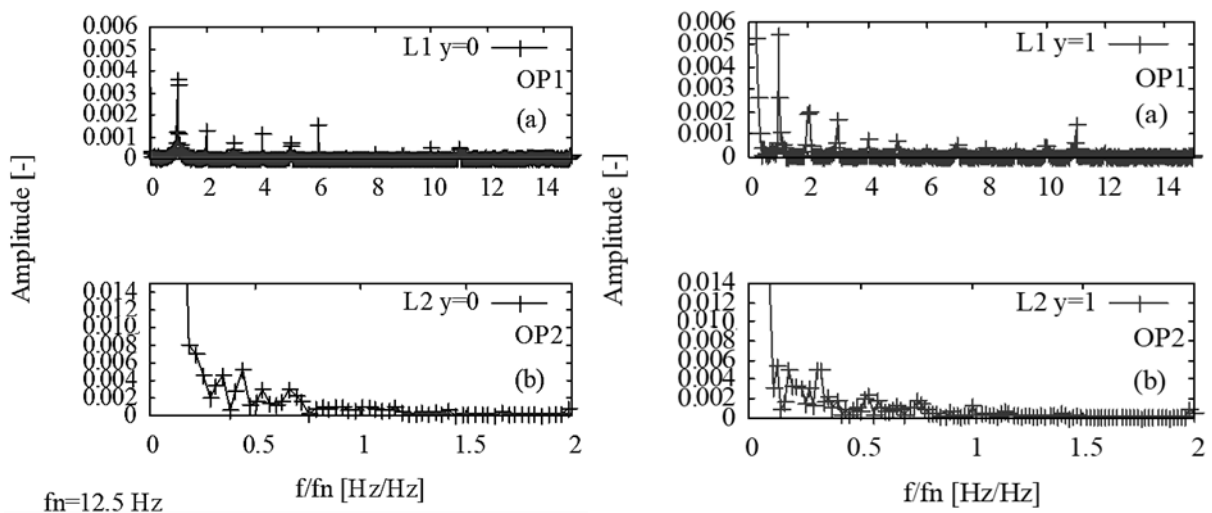
Εικόνα 8.38. Επίδραση των γεωμετρικών παραμέτρων του ενδιάμεσου πτερυγίου στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης και τη συστροφή στην έξοδο.



Εικόνα 8.39. Σύγκριση γεωμετριών ενδιάμεσου πτερυγίου και αδιάστατων κατανομών ταχύτητας κατόπιν του δρομέα στη θέση $z=0.7D$.

Στη συνέχεια, για τις παραπάνω περιπτώσεις με διαφορετικούς λόγους ενδιάμεσων πτερυγίων προσομοιώνεται το μη μόνιμο πεδίο ροής με σκοπό να εξαχθούν και να συγκριθούν τα μη μόνιμα χαρακτηριστικά τους στα σημεία λειτουργίας 2 και 3 του Πίνακα 8.5.

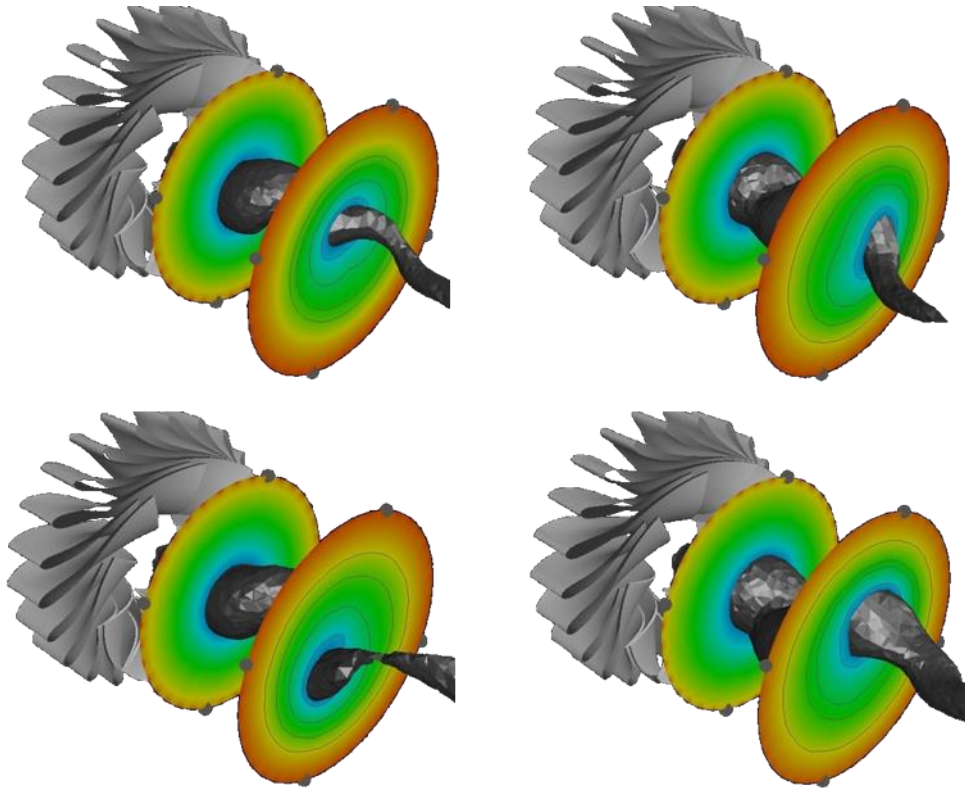
Στην Εικόνα 8.40 συγκρίνονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων στο πεδίο των συχνοτήτων στη θέση $z = 0.7D$. Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα αυτά με τα αντίστοιχα για την αρχική γεωμετρία, παρατηρούμε κατά μέσο όρο μία αύξηση 20% ως προς τα πλάτη ταλαντώσεων με θεμελιώδη συχνότητα την συχνότητα περιστροφής του δρομέα, όπως και προηγουμένως. Η αύξηση αυτή θεωρείται ότι οφείλεται στην αλληλεπίδραση των πτερυγίων του δρομέα με τα τοιχώματα του αγωγού απαγωγής που παραμένουν σταθερά και η οποία αυξάνει με την αύξηση του αριθμού των πτερυγίων του δρομέα. Στην αρχική σχεδίαση, για αυτό το σημείο λειτουργίας παρατηρείται μία σταδιακή μείωση του πλάτους της ταλάντωσης σε όλο το εύρος συχνοτήτων, κάτι που δεν συμβαίνει με την προσθήκη των ενδιάμεσων πτερυγίων. Εξετάζοντας τα αποτελέσματα της πρώτης γεωμετρίας ενδιάμεσου πτερυγίου (περίπτωση 1) για το ίδιο σημείο λειτουργίας, φαίνεται ότι τα πλάτη ταλάντωσης έχουν μειωθεί σημαντικά και η συχνότητα περιστροφής της δίνης σπηλαίωσης μετατοπίζεται στα 0.44 fn ενώ παράλληλα εμφανίζονται επιπλέον συνιστώσες συχνότητας στις τιμές 0.34, 0.53 και 0.66 fn. Στην περίπτωση του μικρότερου πτερυγίου, παρατηρείται περαιτέρω αύξηση του πλάτους στις τρεις πρώτες αρμονικές με σταδιακή απόσβεση του σε μεγαλύτερες συχνότητες. Στο σημείο λειτουργίας όπου εμφανίζεται η στήλη σπηλαίωσης (OP2), παρατηρείται η εμφάνιση των επιπλέον συνιστωσών 0.32, 0.54 και 0.75 fn με τη συχνότητα της στήλης σπηλαίωσης να μετατοπίζεται σε μικρότερο βαθμό στη τιμή 0.32 fn.



Εικόνα 8.40. Ανάλυση σήματος ταλαντώσεων πίεσης στο πεδίο των συχνοτήτων ύστερα από την προσθήκη των ενδιάμεσων πτερυγίων για τα σημεία λειτουργίας 1 (πάνω) και 2 (κάτω) και για τις περιπτώσεις 1 (αριστερά) και 2 (δεξιά).

Στην Εικόνα 8.41 παρουσιάζεται η εξέλιξη του φαινομένου κατάντη του δρομέα για μία πλήρη περιστροφή της στήλης σπηλαίωσης καθώς και η κατανομή πίεσης κατάντη του δρομέα για τη

γεωμετρία του ενδιάμεσου πτερυγίου (περίπτωση 2). Στην περίπτωση αυτή, η δίνη σπηλαίωσης προσδιορίζεται χρησιμοποιώντας μία επιφάνεια ίσης πίεσης η οποία λαμβάνει την τιμή -1300 Pa . Η τιμή αυτή επιλέγεται καθώς η πίεση στον αγωγό απαγωγής είναι υψηλότερη σε σχέση με την αρχική γεωμετρία, οδηγώντας σε μείωση του μεγέθους της στήλης σπηλαίωσης.



Εικόνα 8.41. Κατανομή πιέσεων κατάντη του δρομέα και χρονική εξέλιξη του φαινομένου για το σημείο λειτουργίας 2 και με τη χρήση ενδιάμεσου πτερυγίου (περίπτωση 2).

Από τα αποτελέσματα αυτά φαίνεται ότι τα βασικά χαρακτηριστικά της ροής που επάγουν την ανάπτυξη του φαινομένου της στήλης σπηλαίωσης είναι δυνατό να προσεγγιστούν ποιοτικά ακόμα και με προσομοιώσεις σε μόνιμες συνθήκες. Παρόλο που τα χαρακτηριστικά της δίνης δεν προσεγγίζονται με μεγάλη ακρίβεια, η αναγνώριση και παρακολούθηση κατάλληλων παραμέτρων που χαρακτηρίζουν τη ροή και ευθύνονται για την ανάπτυξη του φαινομένου καθώς και η συγκριτική αξιολόγηση διαφορετικών σχεδιάσεων ως προς τις παραμέτρους αυτές, ενδέχεται να επιτρέπουν την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων και την επιλογή παραμέτρων σχεδιασμού που οδηγούν σε βελτίωση τόσο του υδραυλικού βαθμού απόδοσης όσο και των μη μόνιμων χαρακτηριστικών του υδροστροβίλου. Με την προσθήκη των ενδιάμεσων πτερυγίων, μεταβάλλεται η απόκριση στο πεδίο των συχνοτήτων στον αγωγό απαγωγής λόγω της μείωσης της παραμένουσας συστροφής στην έξοδο του δρομέα. Επιπροσθέτως, προκύπτει ότι μικρές αλλαγές στη γεωμετρία μπορεί να οδηγήσουν σε σημαντικές επιδράσεις στη λειτουργία του υδροστροβίλου σε μερικά φορτία.

Κεφάλαιο 9 - Συμπεράσματα, συνεισφορά της εργασίας και προτάσεις για μελλοντική έρευνα

9.1. Συμπεράσματα

Η σχεδίαση υδροδυναμικών μηχανών, και ιδιαίτερα η σχεδίαση υδροστροβίλων, αποτελεί μια εξαιρετικά περίπλοκη διαδικασία που απαιτεί εκτενή γνώση και κατανόηση των χαρακτηριστικών της ροής μέσα στη μηχανή, καθώς και των λειτουργικών χαρακτηριστικών σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Στο παρελθόν, για τη σχεδίαση υδροστροβίλων υψηλής απόδοσης ήταν απαραίτητο να δαπανηθούν σημαντικά κεφάλαια και χρόνος κατόπιν μεγάλου αριθμού εργαστηριακών δοκιμών και μακρόχρονης διαδικασίας δοκιμής-σφάλματος. Η πολύπλοκη γεωμετρία των υδροστροβίλων Francis, σε συνδυασμό με τα απαιτητικά ροϊκά φαινόμενα που προκύπτουν κατά τη λειτουργία τους σε σημεία εκτός των συνηθισμένων, επιβάλλει την ανάγκη για την ανάπτυξη νέων, εξειδικευμένων εργαλείων σχεδίασης. Τούτο εξυπηρετεί τις απαιτήσεις της βιομηχανίας και συμβάλλει στη διαρκή βελτίωση αυτών των μηχανών.

Στο πλαίσιο αυτό, η ανάπτυξη υπολογιστικών εργαλείων και νέων τεχνικών υπολογιστικής ρευστομηχανικής παρέχει τη δυνατότητα για την ταχεία αξιολόγηση των σχεδιασμών, επιταχύνοντας τη διαδικασία του σχεδιασμού, ακόμα και με απλοποιημένα μοντέλα. Με την περαιτέρω εξέλιξη αυτών των εργαλείων, είναι δυνατή η αύξηση της ακρίβειας τους και η εξέταση περισσότερο πολύπλοκων ροϊκών φαινομένων που προκύπτουν σε σημεία λειτουργίας εκτός των κανονικών. Μέσα από την εκτενή κατανόηση της ροής, μπορεί να επιτευχθεί ο σχεδιασμός των μηχανών λαμβάνοντας υπόψη ένα ευρύτερο φάσμα συνθηκών λειτουργίας, όπου εντοπίζονται σύνθετα φαινόμενα όπως αποκολλήσεις, ανακυκλοφορίες και ταλαντώσεις πίεσης. Παράλληλα, η ανάπτυξη νέων εργαλείων και μοντέλων για την παραμετροποίηση των τμημάτων των υδροστροβίλων, ειδικότερα των πτερυγίων του δρομέα, προσφέρει μεγαλύτερη ευελιξία, διατηρώντας γεωμετρική συνοχή και ομοιομορφία. Ωστόσο, η χρήση παραμετρικών εργαλείων σχεδίασης απαιτεί τη δημιουργία αυτοματοποιημένων διαδικασιών για τη γρήγορη και αποδοτική αξιολόγηση των πιθανών σχεδιάσεων και τον εντοπισμό βέλτιστων γεωμετριών, αποφεύγοντας χρονοβόρες διαδικασίες δοκιμής-σφάλματος. Συνδυάζοντας αυτά τα εργαλεία με μεθόδους βελτιστοποίησης, είναι εφικτή η ανεύρεση βέλτιστων λύσεων που ανταποκρίνονται σε ορισμένα κριτήρια σχεδιασμού και περιορισμούς. Για τη μείωση του υπολογιστικού χρόνου, η κατάλληλη παραμετροποίηση της γεωμετρίας και η ελαχιστοποίηση των ελευθέρων παραμέτρων σχεδιασμού αποτελούν ζητήματα πρωταρχικής σημασίας.

Σε αυτό το πλαίσιο, στην παρούσα διατριβή αναπτύχθηκε μία γενικευμένη μεθοδολογία σχεδιασμού υδροστροβίλων αντίδρασης συνδυάζοντας παραδοσιακές τεχνικές με σύγχρονες τεχνικές

CAD, διατηρώντας τη συσχέτιση των μεταβλητών σχεδιασμού με τις υδραυλικές παραμέτρους της μηχανής. Η μεθοδολογία αυτή βασίζεται στην τεχνική της σύμμορφης απεικόνισης και στη μελέτη της ροής στη μεσημβρινή τομή του δρομέα, οι οποίες συνδυάζονται με παραμετρικές καμπύλες και επιφάνειες για τον καθορισμό της τρισδιάστατης γεωμετρίας του πτερυγίου του δρομέα. Με τη συσχέτιση των μεταβλητών σχεδιασμού με τον ειδικό αριθμό στροφών είναι εφικτό το εργαλείο σχεδιασμού να γενικευτεί καλύπτοντας οποιονδήποτε συνδυασμό υδραυλικών παραμέτρων. Σημαντική διαφοροποίηση του εργαλείου που αναπτύχθηκε αποτελεί η χρήση παραμετρικών επιφανειών για τον έλεγχο της κλίσης του πτερυγίου, επιτρέποντας την ελαχιστοποίηση του αριθμού των παραμέτρων. Επισημαίνεται ωστόσο ότι ο αλγόριθμος σχεδίασης συμπεριλαμβάνει τη δυνατότητα προσθήκης επιπλέον μεταβλητών σχεδιασμού με την αύξηση των σημείων ελέγχου της παραμετρικής επιφάνειας, ανάλογα με την επιθυμητή πολυπλοκότητα. Για τη σχεδίαση του δρομέα, το εργαλείο σχεδίασης συνδυάζεται με εμπορικό λογισμικό αριθμητικής προσομοίωσης και το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY το οποίο διαχειρίζεται τη διαδικασία βελτιστοποίησης και την επιλογή του πληθυσμού των επικρατέστερων λύσεων.

Ωστόσο, η σχεδίαση του υδροστροβίλου δεν περιορίζεται μόνο στο δρομέα. Στην παρούσα μεθοδολογία σχεδιασμού συμπεριλαμβάνονται και αλγόριθμοι σχεδίασης των υπόλοιπων τμημάτων του υδροστροβίλου, δηλαδή του σπειροειδούς κελύφους, της στεφάνης ρυθμιστικών πτερυγίων και του αγωγού απαγωγής. Συγκεκριμένα, αναπτύχθηκε εργαλείο παραμετρικής σχεδίασης του σπειροειδούς κελύφους, το οποίο επιτρέπει τη σχεδίαση κελύφους κυλινδρικών και ελλειπτικών τομών, τη δυνατότητα διαμόρφωσης των τομών με χείλος αλλά και τη διαμόρφωση των τομών των περισσότερο σύγχρονων γεωμετριών με επίπεδες στεφάνες. Παράλληλα, συμπεριλαμβάνεται αλγόριθμος σχεδίασης της στεφάνης ρυθμιστικών και οδηγητικών πτερυγίων επιτρέποντας διαφορετικές τεχνικές σχεδίασης του υδραυλικού περιγράμματος τους, προσθέτοντας περαιτέρω ευελιξία. Τέλος, συμπεριλαμβάνεται εργαλείο παραμετρικής σχεδίασης αγωγών απαγωγής κυλινδρικών διατομών.

Από την εφαρμογή της παρούσας μεθοδολογίας για τη σχεδίαση ενός δρομέα υδροστροβίλου Francis χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών επιτυγχάνονται οι στόχοι για ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας ενώ χαράσσοντας τις πλήρεις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας προέκυψε ταύτιση του ονομαστικού σημείου λειτουργίας του υδροστροβίλου με το επιθυμητό σημείο σχεδιασμού. Με τον τρόπο αυτό αποδεικνύεται η επιτυχία και η αξιοπιστία της παρούσας μεθοδολογίας για τη σχεδίαση νέων υδροστροβίλων. Στη συνέχεια, ο νέος δρομέας κατασκευάστηκε και εγκαταστάθηκε στην εργαστηριακή διάταξη ενσωματώνοντας τις απαιτούμενες τροποποιήσεις και προσθήκες εξαρτημάτων. Ακολούθως, πραγματοποιήθηκαν δοκιμές σύμφωνα με το πρότυπο IEC60193, καλύπτοντας ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας και εξετάζοντας διάφορους συνδυασμούς παροχών, πιέσεων και ανοιγμάτων ρυθμιστικών πτερυγίων. Αυτό επέτρεψε τη λεπτομερή ανάλυση και χάραξη των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας. Η σύγκριση των

αριθμητικών αποτελεσμάτων με τα πειραματικά δεδομένα έδειξε σημαντική συμφωνία μεταξύ τους, επιβεβαιώνοντας περαιτέρω την αξιοπιστία και επιτυχία της προτεινόμενης μεθοδολογίας σχεδιασμού.

Με σκοπό την εν γένει πιστοποίηση της αριθμητικής διαδικασίας, την κατανόηση των ροϊκών φαινομένων που εμφανίζονται εντός της μηχανής κατά τη λειτουργία σε διαφορετικά σημεία αλλά και τη σύνδεση τους με τα μακροσκοπικά χαρακτηριστικά της μηχανής, έλαβαν χώρα πειραματικές μετρήσεις σε εργαστηριακό μοντέλο υδροστροβίλου Francis υψηλού ειδικού αριθμού στροφών. Από τις μετρήσεις αυτές προέκυψε το ονομαστικό σημείο λειτουργίας, ο ειδικός αριθμός στροφών, καθώς και οι πλήρεις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του υδροστροβίλου. Παράλληλα, από τα πειραματικά αποτελέσματα προέκυψε ότι σε περιπτώσεις όπου υπάρχει αύξηση του ειδικού αριθμού στροφών, η λειτουργία της μηχανής γίνεται περισσότερο επιρρεπής στις μεταβολές της παροχής, όπως επιβεβαιώνεται από την σχετική θεωρία. Αντίθετα, ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης φαίνεται να είναι λιγότερο ευαίσθητος στις αλλαγές της παροχής, ειδικά όταν η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται, ενώ συνολικά, διατηρείται σε ικανοποιητικό επίπεδο.

Επεκτείνοντας την ανάλυση της λειτουργίας του συγκεκριμένου υδροστροβίλου, μελετήθηκαν οι χαρακτηριστικές καμπύλες του αριθμητικά συμπεριλαμβάροντας ολόκληρη τη γεωμετρία στο αριθμητικό μοντέλο. Σε αντίθεση με τη βιβλιογραφία, στην παρούσα εφαρμογή παρατηρήθηκε υποεκτιμής του αριθμητικού υδραυλικού βαθμού απόδοσης συγκριτικά με τα πειραματικά δεδομένα. Η διαφοροποίηση αυτή θεωρείται ότι οφείλεται: (i) στο συνδυασμό των γεωμετρικών αβεβαιοτήτων, ιδίως όσον αφορά τη γεωμετρία των οδηγητικών πτερυγίων, (ii) στο γεγονός ότι δεν συμπεριλαμβάνονται οι μηχανικές και οι ογκομετρικές απώλειες, και (iii) στα σφάλματα που εισάγονται κατά την επίλυση της ροής στον αγωγό απαγωγής, ο οποίος συμμετέχει σε μεγαλύτερο βαθμό στην εναλλαγή ενέργειας λόγω του υψηλού ειδικού αριθμού στροφών, συγκριτικά με τις εφαρμογές που συναντώνται στη βιβλιογραφία. Συγκεκριμένα, η διαφορά των αριθμητικών και των πειραματικών δεδομένων διατηρήθηκε κατά μέσα όρο σταθερή και περίπου ίση με -3% για διαφορετικά σημεία λειτουργίας, ενώ παρατηρήθηκε αξιοσημείωτη ποιοτική ταύτιση των χαρακτηριστικών καμπύλων. Από τα αποτελέσματα αυτά και σε συνδυασμό με τα αποτελέσματα του υδροστροβίλου χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών, πιστοποιήθηκε η αριθμητική μεθοδολογία που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη μελέτη της ροής σε πλήθος διαφορετικών σημείων λειτουργίας και τη χάραξη των αριθμητικών χαρακτηριστικών καμπύλων διαφορετικών υδροστροβίλων.

Από τη μελέτη του φαινομένου της στήλης σπηλαίωσης στον υδροστροβίλο χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών, προκύπτει ότι ακόμα και με προσομοιώσεις υπό μόνιμες συνθήκες είναι εφικτό να προσεγγιστούν ποιοτικά τα κύρια χαρακτηριστικά της ροής που προκαλούν τη δημιουργία του φαινομένου της δίνης σπηλαίωσης. Αν και οι λεπτομέρειες της δίνης δεν αναπαρίστανται με απόλυτη ακρίβεια, η αναγνώριση και παρακολούθηση των κατάλληλων παραμέτρων που προσδιορίζουν τη ροή και που είναι υπεύθυνες για το φαινόμενο, μαζί με τη συγκριτική αξιολόγηση διαφορετικών

σχεδιασμών βάσει αυτών των παραμέτρων, επιτρέπει την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων. Αυτό καθιστά δυνατή την επιλογή σχεδιαστικών παραμέτρων που βελτιώνουν την υδραυλική απόδοση και τα μη μόνιμα χαρακτηριστικά. Επίσης, η προσθήκη ενδιάμεσων πτερυγίων αλλάζει την απόκριση στο πεδίο συχνοτήτων στον αγωγό απαγωγής, μειώνοντας τη συστροφή στην έξοδο του δρομέα. Επιπλέον, παρατηρήθηκε ότι μικρές μεταβολές στη γεωμετρία μπορούν να έχουν σημαντικές επιπτώσεις στη λειτουργία του υδροστροβίλου σε μερικά φορτία.

Από την παραμετρική σχεδίαση του αγωγού απαγωγής και της ακμής εισόδου του εργαστηριακού μοντέλου υδροστροβίλου, προέκυψε σημαντική βελτίωση των χαρακτηριστικών του υδροστροβίλου, κυρίως όσον αφορά τη σπηλαιώση και τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης. Συγκεκριμένα, στην περίπτωση του αγωγού απαγωγής ήταν δυνατό να επιτευχθεί αύξηση του συντελεστή ανάκτησης κατά 11% στα σημεία λειτουργίας κοντά στο ονομαστικό, καθώς και αύξηση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης κατά 1.18% και 0.89% για μερικές παροχές. Αυτό υποδηλώνει ότι ο νέος σχεδιασμός οδηγεί σε βελτίωση της απόδοσης του υδροστροβίλου σε μεγάλο εύρος παροχών. Παράλληλα, από τα αποτελέσματα της παρούσας εργασίας συμπεραίνουμε ότι η βελτίωση του συντελεστή ανάκτησης πίεσης στον αγωγό απαγωγής εν γένει οδηγεί σε αύξηση της υδραυλικής απόδοσης του υδροστροβίλου. Επιπλέον, συμπεραίνουμε ότι οι στόχοι σχεδιασμού μπορούν να επιτευχθούν μέσω διαφορετικών συνδυασμών λύσεων, οι οποίοι εξαρτώνται από το σημείο λειτουργίας και τη βαρύτητα που επιλέγεται για τα επιθυμητά σημεία σχεδιασμού. Συνολικά, η τελική σχεδίαση της γεωμετρίας του αγωγού απαγωγής φαίνεται να έχει επιτύχει σημαντική βελτίωση στα χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου, επιτρέποντας τη βελτιστοποίηση της απόδοσης και των μη μόνιμων χαρακτηριστικών του υδροστροβίλου σε διάφορες παροχές και σημεία λειτουργίας.

Από τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι, ανάλογα με τις γεωμετρικές παραμέτρους σχεδιασμού, είναι εφικτό να επιτευχθεί σημαντική βελτίωση στα χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου όσον αφορά τη σπηλαιώση, καθώς και βελτιώσεις στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης της μηχανής. Επιπροσθέτως, ανάλογα με την περίπτωση του αγωγού απαγωγής, οι στόχοι σχεδιασμού και οι επιθυμητές συνθήκες λειτουργίας της μηχανής καθορίζουν τη γεωμετρία του δρομέα και μπορούν να επιτευχθούν με την κατάλληλη επιλογή των γεωμετρικών παραμέτρων. Η γνώση της συμπεριφοράς της μηχανής μετά από μία συστηματική μελέτη της ροής σε διάφορα σημεία λειτουργίας, επιτρέπει την καθοριστική επιλογή των στόχων σχεδιασμού και των γεωμετρικών παραμέτρων που απαιτείται να τροποποιηθούν για την επίτευξη αυτών των στόχων.

9.2. Συνεισφορά της εργασίας

Στην παρούσα ενότητα συνοψίζονται τα πρωτότυπα στοιχεία της παρούσας διατριβής. Συγκεκριμένα:

- Αναπτύχθηκε ένα νέο παραμετρικό εργαλείο σχεδίασης δρομέων υδροστροβίλων αντίδρασης που συμπεριλαμβάνει την παραμετρική χάραξη του μεσημβρινού καναλιού και την παραμετρική σχεδίαση των τρισδιάστατων πτερυγίων του δρομέα συνδυάζοντας παραδοσιακές τεχνικές με παραμετρικές καμπύλες και επιφάνειες.
- Αναπτύχθηκε παραμετρικό εργαλείο σχεδίασης σπειροειδούς κελύφους υδροστροβίλων αντίδρασης με μεγάλη ευελιξία ως προς τις τομές και τη μέθοδο προσαρμογής της εκάστοτε τομής στις επίπεδες επιφάνειες της στεφάνης, εξασφαλίζοντας ομαλή μετάβαση από το ένα τμήμα στο άλλο και ελαχιστοποιώντας τις υδραυλικές απώλειες.
- Αναπτύχθηκε αλγόριθμος σχεδίασης ρυθμιστικών και οδηγητικών πτερυγίων συμπεριλαμβάνοντας τρεις διαφορετικές μεθόδους σχεδίασης του υδραυλικού τους περιγράμματος
- Αναπτύχθηκε παραμετρικό εργαλείο σχεδίασης αγωγών απαγωγής σύμφωνα με το επιθυμητό σημείο λειτουργίας με γνώμονα την απλοποίηση της γεωμετρίας και την ελαχιστοποίηση των παραμέτρων σχεδιασμού.
- Αναπτύχθηκε μία γενικευμένη και αυτοματοποιημένη μεθοδολογία σχεδιασμού υδροστροβίλων αντίδρασης συνδυάζοντας τα παραπάνω εργαλεία με λογισμικό επίλυσης της ροής και λογισμικό βελτιστοποίησης.
- Πιστοποιήθηκαν τα αριθμητικά αποτελέσματα μέσω σύγκρισης με τα αντίστοιχα πειραματικών σημείων λειτουργίας για ένα εκτεταμένο εύρος συνθηκών για δύο διαφορετικούς υδροστροβίλους, ενός υψηλού ειδικού αριθμού στροφών και ενός χαμηλού και έγινε συσχέτιση των μακροσκοπικών χαρακτηριστικών της μηχανής με ροϊκά φαινόμενα.
- Μελετήθηκε η επίδραση των πτερυγίων ενδιάμεσου μεσημβρινού μήκους στον υδραυλικό βαθμό απόδοσης και τα μη μόνιμα χαρακτηριστικά του υδροστροβίλου σε μερικά φορτία.
- Για την εξαγωγή της γεωμετρίας του εργαστηριακού μοντέλου και την ψηφιοποίησή της εφαρμόστηκαν τεχνικές αντίστροφης μηχανικής και τεχνικές ανακατασκευής της γεωμετρίας με το τελικό ψηφιακό μοντέλο ολόκληρου του υδροστροβίλου να παρουσιάζει πλήρη ταύτιση με το πραγματικό μοντέλο.
- Σχεδιάστηκαν τα απαραίτητα εξαρτήματα για την προσαρμογή της γεωμετρίας του εργαστηριακού μοντέλου και τοποθετήθηκε με επιτυχία ο νέος δρομέας χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών στον υδροστροβίλο του εργαστηριακού μοντέλου υψηλού ειδικού αριθμού στροφών. Η σχεδίαση ήταν τέτοια που επιτεύχθει πολύ μικρή επίδραση στον συνολικό βαθμό απόδοσης με αποτέλεσμα να μετρηθούν υψηλές αποδόσεις.

9.3. Προτάσεις για Μελλοντική έρευνα

Σε συνέχεια των αποτελεσμάτων που παρουσιάστηκαν στην παρούσα διατριβή, συνοψίζονται παρακάτω προτάσεις περαιτέρω έρευνας σε σχέση με τη σχεδίαση υδροστροβίλων και το φαινόμενο της στήλης σπηλαιώσης.

9.3.1. Σχεδίαση υδροστροβίλων

Με σκοπό την περαιτέρω βελτίωση του υδραυλικού βαθμού απόδοσης του εργαστηριακού μοντέλου, τη συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων και την ευαισθησία τους στην επιλογή της αντικειμενικής συνάρτησης προτείνονται τα παρακάτω:

- Εφαρμογή της μεθοδολογίας σχεδίασης σε άλλους τύπους υδροστροβίλων αντίδρασης (πχ. Kaplan και Deriaz) κατόπιν κατάλληλης προσαρμογής των αλγορίθμων.
- Εφαρμογή πολυεπίπεδης πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης με την ταυτόχρονη βελτιστοποίηση του αγωγού απαγωγής και του δρομέα για την περίπτωση του υδροστροβίλου υψηλού ειδικού αριθμού στροφών και μελέτη της επίδρασης του πεδίου ταχυτήτων στην είσοδο του αγωγού.
- Εφαρμογή βελτιστοποίησης με διαφορετικά κριτήρια όπως τη μεταβολή των συντελεστών βαρύτητας ανάλογα με το σημείο λειτουργίας και τη σύγκριση των τελικών αποτελεσμάτων με κριτήριο την ελαχιστοποίηση της συστροφής στην έξοδο.
- Εφαρμογή βελτιστοποίησης σε υδροστροβίλο χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών με στόχο την ελαχιστοποίηση της συστροφής στην έξοδο και ταυτόχρονα την επιλογή των βέλτιστων διαστάσεων του ενδιάμεσου περυγίου.
- Κατασκευή και πειραματική αξιολόγηση νέου βελτιστοποιημένου μοντέλου δρομέα υψηλού ειδικού αριθμού στροφών και κατασκευή νέου βελτιστοποιημένου αγωγού απαγωγής.
- Ανάπτυξη αλγορίθμου σχεδίασης αγωγών απαγωγής σύνθετης διατομής.

9.3.2. Στήλη σπηλαιώσης

Με σκοπό την περαιτέρω μελέτη του φαινομένου της στήλης σπηλαιώσης που εμφανίζεται σε μερικά φορτία και την περαιτέρω βελτίωση των λειτουργικών χαρακτηριστικών της μηχανής προτείνονται τα παρακάτω:

- Μελέτη της επίδραση της γεωμετρίας των ενδιάμεσων περυγίων σε ακόμα χαμηλότερα φορτία και η συσχέτιση των λειτουργικών χαρακτηριστικών με το πεδίο ταχυτήτων.
- Μελέτη της στήλης σπηλαιώσης σε υδροστροβίλο υψηλού ειδικού αριθμού στροφών και η εξαγωγή των αριθμητικών μη μόνιμων χαρακτηριστικών, με παράλληλη πειραματική

πιστοποίηση. Με σκοπό την γενίκευση των συμπερασμάτων για υδροστροβίλους διαφορετικών ειδικών αριθμών στροφών, προτείνεται παράλληλα η σύγκριση με τα δεδομένα υδροστροβίλου χαμηλού ειδικού αριθμού στροφών.

- Αριθμητική μοντελοποίηση μεθόδων αντιμετώπισης των ταλαντώσεων πίεσης με την εισαγωγή νερού/αέρα σε κατάλληλες θέσεις για τους δύο υδροστροβίλους και ταυτοποίηση των απαιτούμενων ποσοτήτων για ελαχιστοποίηση των ταλαντώσεων σε κάθε περίπτωση.

Κεφάλαιο 10 - Βιβλιογραφία

1. International Energy Agency. Key World Energy Statistics 2018. (2018).
2. United Nations Industrial Development Organization - International Center on Small Hydro Power. World Small Hydropower Development Report 2016. (2016).
3. U.S. Energy Information Administration. International Energy Outlook 2016. (2016).
4. International Energy Agency. Renewables Information 2016. (2016).
5. International Hydropower Association. Hydropower Status Report - sector trends and insights. (2018).
6. U.S. Department of Energy. Hydropower Vision. (2016).
7. International Energy Agency. Energy Policies of IEA Countries: Greece 2017 Review. (2017).
8. Viollet, P.-L. From the water wheel to turbines and hydroelectricity. Technological evolution and revolutions. *Comptes Rendus Mécanique*. **345**(8), 570-580 (2017).
9. Martin, G., Coignard, J.B. & Guerin, H.L. Sur la plus grande perfection possible des machines dont un fluide est la force novante, in *Histoire de l'Académie royale des sciences année 1699 [-1783]*, 116-123 (Paris, 1745).
10. Brown, J. *Water power and watermills: An historical guide*. (Crowood Press, 2011).
11. Smeaton, J. An experimental enquiry concerning the natural powers of water and wind to turn mills and other machines depending on a circular motion. *Philosophical Transactions (1683-1775)*. **51**, 100-174 (1759).
12. Smith, N. The origins of the water turbine. *Scientific American*. **242**(1), 138-149 (1980).
13. Belidor, M. *L'architecture hydraulique, ou l'art de conduire, d'élever et de ménager les eaux pour les différents besoins de la vie*. (Jombert, France, 1753).
14. Rynne, C. The technical development of the horizontal water-wheel in the first millennium ad: Some recent archaeological insights from Ireland. *The International Journal for the History of Engineering & Technology*. **85**(1), 70-93 (2015).
15. Smith, N. The origins of the water turbine and the invention of its name, in *History of Technology*, Vol. 2 (eds. Hall, A.R. & Smith, N.). 215–260 (Bloomsbury Academic, 1977).
16. Rossi, C. & Russo, F. Hydraulic motors, in *Ancient Engineers' Inventions: Precursors of the Present*, (eds. Rossi, C. & Russo, F.). 105-119 (Springer International Publishing, Cham, 2017).
17. 123RF. (2023) *Poncelet wheel, vintage engraved illustration*. *Industrial encyclopedia E.-O. Lami - 1875*. Available at https://www.123rf.com/photo_41783061_poncelet-wheel-vintage-engraved-illustration-industrial-encyclopedia-eo-lami-1875.html. Accessed 13-05-2023.
18. Papadopoulos, E. *Heron of Alexandria (c. 10–85 AD)*. (Springer, Dordrecht, 2007).
19. Branca, G. *Le machine (1629)*. (UTET, Torino, 1977).
20. Schauburger, V. *La turbine Fourneyron*. Available at http://magpowersystem.free.fr/Turbine_Fourneyron/Turbine_Fourneyron.html. Accessed 03-06-2023.
21. Viollet, P.-L. *Histoire de l'énergie hydraulique: Moulins, pompes, roues et turbines de l'Antiquité au XXe siècle*. (Presses de l'école nationale des Ponts et Chaussées, 2006).
22. Olivier, J.-M. Les paysages de l'industrie au fil de l'eau en Europe occidentale. Étude comparée des aménagements successifs dans les espaces méridionaux et septentrionaux (du Moyen Âge au XXe siècle), in *Une longue histoire. La construction des paysages méridionaux*, (ed. Abbé, J.-L.). 23-34 (Presses universitaires du Midi, Toulouse, 2012).
23. Francis, J.B. *Lowell hydraulic experiments*. (D. Van Nostrand, New York, 1883).
24. Lewis, B.J., Cimbala, J.M. & Wouden, A.M. Major historical developments in the design of water wheels and Francis hydroturbines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **22**(1), 012020 (2014).
25. Παπαντώνης, Δ.Ε. *Υδροδυναμικές μηχανές, αντλίες - υδροστροβίλοι, υδροδυναμικές μεταδόσεις*. (Εκδόσεις Συμείων, Αθήνα, 2004).

26. The American Society of Mechanical Engineers. The 102-inch Boyden hydraulic turbines at Harmony Mill No. 3, Cohoes, New York. (1975).
27. Howd, S.B. United States Patent No. 861 (1838).
28. Garnett, W.H.S. *Turbines*. (G. Bell, London, 1907).
29. Hunter, L.C. *A history of industrial power in the United States, 1780-1930: Waterpower in the century of the steam engine*. (University Press of Virginia for the Eleutherian Mills-Hagley Foundation, Charlottesville, 1979).
30. Safford, A.T. & Hamilton, E.P. The American mixed flow turbine and its setting. *Transactions of the American Society of Civil Engineers*. **85**, 1237-1356 (1922).
31. Thurso, J.W. *Modern turbine practice and water power plants*. (D. Van Nostrand Company, New York, 1907).
32. Wilson, P.N. Early water turbines in the United Kingdom. *Transactions of the Newcomen Society*. **31**(1), 219-241 (1957).
33. De Puy, W.H. *The Encyclopædia Britannica: A Dictionary of Arts, Sciences, and General Literature ; the R.S. Peale reprint, with new maps and original American articles*. (Werner Company, Chicago, USA, 1893).
34. Escher, R. Die Jonval-Turbine, in *Die Theorie der Wasserturbinen: Ein kurzes Lehrbuch*, (ed. Escher, R.). 172-184 (Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 1921).
35. General Electric. (2022) *Francis hydro turbine*. Available at <https://www.ge.com/renewableenergy/hydro-power/large-hydropower-solutions/hydro-turbines/francis-turbine>. Accessed 01-03-2023.
36. Παπαντώνης, Δ.Ε. *Υδροδυναμικές μηχανές, αντλίες - υδροστρόβιλοι, υδροδυναμικές μεταδόσεις*. (Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα, 2009).
37. Kassanos, I. & Anagnostopoulos, I. Cavitation in hydraulic turbines, in *Cavitation and Bubble Dynamics. Fundamentals and Applications*, (eds. Koukouvini, P. & Gavaises, M.). 173-209 (Academic Press, London, 2021).
38. Brekke, H. *Hydraulic turbines: Design, erection and operation*. (Norwegian University of Science and Technology (NTNU) publications, Norway, 2015).
39. The International Electrotechnical Commission (IEC). Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Rehabilitation and performance improvement. IEC62256 (2017).
40. Obrovsky, J., Zouhar, J., Abraham, M. & Skotak, A. Development of wide operating range runner for Francis turbine upgrading. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **240**, 022014 (2019).
41. Trivedi, C., et al. Investigation of a Francis turbine during speed variation: Inception of cavitation. *Renewable Energy*. **166**, 147-162 (2020).
42. Li, S.-C. *Cavitation of hydraulic machinery*. (World Scientific, 2000).
43. Brennen, C.E. *Cavitation and bubble dynamics*. (Cambridge University Press, Cambridge, 2013).
44. Arndt, R.E.A. Cavitation in fluid machinery and hydraulic structures. *Annual Review of Fluid Mechanics*. **13**(1), 273-326 (1981).
45. Avellan, F. Introduction to cavitation in hydraulic machinery. *Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara: Transactions on Mechanics*. (2004).
46. Arn, C., Dupont, P. & Avellan, F. Efficiency Alteration of Francis Turbines by Travelling Bubble Cavitation. *Hydraulic Machinery and Cavitation*. 524-533 (1996).
47. Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F. & Coussirat, M. Detection of cavitation in hydraulic turbines. *Mechanical Systems and Signal Processing*. **20**, 983-1007 (2006).
48. Bourdon, P., Simoneau, R. & Avellan, F. Erosion vibratory fingerprint of leading edge cavitation of a NACA profile and of a Francis model and prototype hydroturbine. *Proceedings of Bubble Noise and Cavitation Erosion in Fluid Systems, ASME Winter Annual Meeting*. **176**, 51-67 (1993).
49. Favrel, A., Müller, A., Landry, C., Yamamoto, K. & Avellan, F. LDV survey of cavitation and resonance effect on the precessing vortex rope dynamics in the draft tube of Francis turbines. *Experiments in Fluids*. **57**(2016).
50. Nishi, M. & Liu, S. An outlook on the draft-tube-surge study. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. **6**(1), 33-48 (2013).

51. Favrel, A., et al. New insight in Francis turbine cavitation vortex rope: Role of the runner outlet flow swirl number. *Journal of Hydraulic Research*. **56**(3), 367-379 (2018).
52. Hosoi, Y. Contributions to model tests of draft tube surges of Francis turbines. *Proceedings of the Joint Symposium on Design and Operation of Fluid Machinery*. **1**, 141-150 (1978).
53. Nishi, M., Matsunaga, S., Kubota, T. & Senoo, Y. Effect of draft tube shape on the characteristics of pressure surge and swirl flow. *Proceedings of the 13th IAHR Symposium*. **1**, 7/1-13 (1986).
54. Chirkov, D., et al. Mitigation of self-excited oscillations at full load: CFD analysis of air admission and effects of runner design. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*. **49**(2016).
55. Kassanos, I., Anagnostopoulos, J. & Papantonis, D. Numerical investigation of draft tube pressure pulsations in a Francis turbine with splitter blades. *Journal of Physics: Conference Series*. **813**, 012049 (2017).
56. Müller, A., Dreyer, M., Andreini, N. & Avellan, F. Draft tube discharge fluctuation during self-sustained pressure surge: Fluorescent particle image velocimetry in two-phase flow. *Experiments in Fluids*. **54**(2013).
57. Yamamoto, K., Müller, A., Favrel, A. & Avellan, F. Experimental evidence of inter-blade cavitation vortex development in Francis turbines at deep part load condition. *Experiments in Fluids*. **58**(2017).
58. Doussot, F., Balarac, G., Brammer, J., Laurant, Y. & Métais, O. RANS and LES simulations at partial load in Francis turbines: Three-dimensional topology and dynamic behaviour of inter-blade vortices. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. **13**(2020).
59. Yamamoto, K., Müller, A., Favrel, A. & Avellan, F. Physical mechanism of interblade vortex development at deep part load operation of a Francis turbine. *Journal of Fluids Engineering*. **141**(11)(2019).
60. Yamamoto, K., Müller, A., Favrel, A., Landry, C. & Avellan, F. Pressure measurements and high speed visualizations of the cavitation phenomena at deep part load condition in a Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **22**, 022011 (2014).
61. Luo, X.-w., Ji, B. & Tsujimoto, Y. A review of cavitation in hydraulic machinery. *Journal of Hydrodynamics*. **28**(3), 335-358 (2016).
62. Zobeiri, A., Avellan, F. & Farhat, M. Physics behind vortex-induced vibration reduction using an oblique trailing edge hydrofoil. (2010).
63. Ausoni, P., Farhat, M., Escaler, X., Eguisquiza, E. & Avellan, F. Cavitation influence on Kármán vortex shedding and induced hydrofoil vibrations. *Journal of Fluids Engineering*. **129**(2007).
64. The International Electrotechnical Commission (IEC). Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests. IEC60193 (2019).
65. de Siervo, F. & de Leva, F. Modern trends in selecting and designing Kaplan turbines. *Water Power & Dam Construction*. **30:1**(1978).
66. Keck, H. & Sick, M. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. *Acta Mechanica*. **201**(1), 211-229 (2008).
67. Wu, C.-H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types. *NACA Technical Notes*. **2604**(1952).
68. Denton, J.D. & Dawes, W.N. Computational fluid dynamics for turbomachinery design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. **213**(2), 107-124 (1998).
69. Marsh, H. A digital computer program for the through-flow fluid mechanics in an arbitrary turbomachine using a matrix method. *ARC R&M*. **No. 3509**(1968).
70. Nawara, H. Pressure distributions in the runner of a francis turbine. *Proceedings of the 13th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. (1986).
71. Fachbach, H. Flow investigation in a Francis turbine. *Journal of Basic Engineering*. **93**(4), 525-533 (1971).
72. Peng, G., Shu-Liang, C., Ishizuka, M. & Hayama, S. Design optimization of axial flow hydraulic turbine runner Part I: An improved Q3D inverse method. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. **39**, 517-531 (2002).

73. Denton, J.D. An improved time-marching method for turbomachinery flow calculation. *Journal of Engineering for Power*. **105**(3), 514-521 (1983).
74. Gode, E. & Rhyning, I.L. 3-D computation of the flow in a Francis runner. *Sulzer Technical Review*. **4/1987**(1987).
75. Suzuki, T., et al. Flow behavior around stayvanes and guidevanes of a Francis turbine. *Journal of Fluids Engineering*. **118**(1), 110-115 (1996).
76. Lymberopoulos, N., Giannakoglou, K., Chaviaropoulos, P. & Papailiou, K.D. A potential prediction of three-dimensional incompressible flows through turbomachinery blade rows, in *3D-Computation of Incompressible Internal Flows: Proceedings of the GAMM Workshop held at EPFL, 13–15 September 1989, Lausanne, Switzerland*, (eds. Sottas, G. & Rhyning, I.L.). 127-133 (Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 1993).
77. Suzuki, R., Qian, Y., Kitahora, T. & Kurokawa, J. An assessment of the loss distribution in Francis turbines. *Hydraulic Machinery and Cavitation*. 361-370 (1996).
78. Goede, E. A stacking technique for multistage 3D flow computation in hydraulic turbomachinery, in *3D-Computation of Incompressible Internal Flows: Proceedings of the GAMM Workshop held at EPFL, 13–15 September 1989, Lausanne, Switzerland*, (eds. Sottas, G. & Rhyning, I.L.). 93-100 (Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 1993).
79. Keck, H., Drtina, P. & Sick, M. Numerical hill chart prediction by means of CFD stage simulation for a complete Francis turbine. *Hydraulic Machinery and Cavitation*. 170-179 (1996).
80. Sick, M., Casey, M.V. & Galpin, P.F. Validation of a stage calculation in a Francis turbine. *Hydraulic Machinery and Cavitation*. 257-266 (1996).
81. Gros, L., Kueny, J.-L., Avellan, F. & Bellet, L. Numerical flow analysis of the GAMM turbine at nominal and off-design operating conditions. **1**, 121-128 (1998).
82. Nilsson, H. & Davidson, L. Validations of CFD against detailed velocity and pressure measurements in water turbine runner flow. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. **41**(8), 863-879 (2003).
83. Avellan, F. Flow Investigation in a Francis Draft Tube : the Flindt Project. *Proceedings of the 20th IAHR Symposium*. **1**, 1-18 (2000).
84. Goyal, R., Trivedi, C., Kumar Gandhi, B. & Cervantes, M.J. Numerical simulation and validation of a high head model Francis turbine at part load operating condition. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*. **99**, 557-570 (2018).
85. Qian, Y. Application of numerical flow analysis technologies to hydraulic turbines and pump turbines. *Fuji electric review*. **43**(1), 19-22 (1997).
86. Denton, J.D. The calculation of three dimensional viscous flow through multistage turbomachines. *Journal of Turbomachinery*. **114**(1), 18-26 (1992).
87. Mössinger, P., Jester-Zürker, R. & Jung, A. Investigation of different simulation approaches on a high-head Francis turbine and comparison with model test data: Francis-99. *Journal of Physics: Conference Series*. **579**, 012005 (2015).
88. Muntean, S., Resiga, R., Bernad, S. & Anton, I. 3D Turbulent flow analysis of the GAMM Francis turbine for variable discharge. *Proceedings of the 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. **Volume 2**(2004).
89. Gong, R., Trivedi, C., Dahlhaug, O. & Nielsen, T. Blade passage modeling strategy for hydraulic turbine. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. **10**, 345-354 (2017).
90. Hosseinimanes, H., Devals, C., Nennemann, B. & Guibault, F. Comparison of steady and unsteady simulation methodologies for predicting no-load speed in Francis turbines. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. **8**(3), 155-168 (2015).
91. Vu, T.C. & Shyy, W. Performance prediction by viscous flow analysis for Francis turbine runner. *Journal of Fluids Engineering*. **116**(1), 116-120 (1994).
92. Muggli, F.A., Eisele, K., Casey, M.V., Gülich, J. & Schachenmann, A. Flow analysis in a pump diffuser—Part 2: Validation and limitations of CFD for diffuser flows. *Journal of Fluids Engineering*. **119**(4), 978-984 (1997).
93. Stoessel, L. & Nilsson, H. Steady and unsteady numerical simulations of the flow in the Tokke Francis turbine model, at three operating conditions. *Journal of Physics: Conference Series*. **579**(1), 012011 (2015).

94. Zhang, H. & Zhang, L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering*. **31**, 156-165 (2012).
95. Wu, J., Shimmei, K., Tani, K., Niikura, K. & Sato, J. CFD-based design optimization for hydro turbines. *Journal of Fluids Engineering*. **129**(2007).
96. Wu, Y., et al. Turbulent flow computation through a model Francis turbine and its performance prediction. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **12**(1), 012004 (2010).
97. Trivedi, C., Cervantes, M.J., Gandhi, B.K. & Dahlhaug, O.G. Experimental and numerical studies for a high head Francis turbine at several operating points. *Journal of Fluids Engineering*. **135**(11)(2013).
98. Minakov, A.V., Platonov, D.V., Dekterev, A.A., Sentyabov, A.V. & Zakharov, A.V. The numerical simulation of low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbine. *Computers & Fluids*. **111**, 197-205 (2015).
99. Decaix, J., Hasmatuchi, V., Titzschkau, M. & Münch-Alligné, C. CFD Investigation of a high head Francis turbine at speed no-load using advanced URANS models. *Applied Sciences*. **8**(12), 2505 (2018).
100. Zobeiri, A., Kueny, J.L., Farhat, M. & Avellan, F. Pump-turbine rotor-stator interactions in generating mode: Pressure fluctuation in distributor channel. *Proceeding of the 23rd IAHR Symposium*. **1**, 1-10 (2006).
101. Ciocan, G., Iliescu, M., Vu, T., Nennemann, B. & Avellan, F. Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex. *Journal of Fluids Engineering*. **129**, 146-158 (2007).
102. Wu, Y., Liu, J., Sun, Y., Liu, S. & Zuo, Z. Numerical analysis of flow in a Francis turbine on an equal critical cavitation coefficient line. *Journal of Mechanical Science and Technology*. **27**(6), 1635–1641 (2013).
103. Nicolle, J., Morissette, J.-F. & Giroux, A.-M. Transient CFD simulation of a Francis turbine startup. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **15**, 2014 (2012).
104. Widmer, C., Staubli, T. & Ledergerber, N. Unstable characteristics and rotating stall in turbine brake operation of pump-turbines. *Journal of Fluids Engineering*. **133**(4), 041101 (2011).
105. Tong, Z., et al. Investigating the performance of a super high-head Francis turbine under variable discharge conditions using numerical and experimental approach. *Energies*. **13**(15), 1-18 (2020).
106. Sibuea, R.T. & Mirmanto, H. Cavitation draft tube analysis of Francis turbine loads variations: A case study from cirata hydropower plant. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. **1096**(1), 012110 (2021).
107. Guo, T., Zhang, J. & Luo, Z. Analysis of channel vortex and cavitation performance of the Francis Turbine under partial flow conditions. *Processes*. **9**(8), 1385 (2021).
108. Kim, S., et al. Effect of the leakage flow in runner on flow characteristics of a Francis turbine model. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **774**, 012087 (2021).
109. Jošt, D., Škerlavaj, A. & Lipej, A. Improvement of efficiency prediction for a Kaplan turbine with advanced turbulence models. *Journal of Mechanical Engineering*. **60**(2), 124-134 (2014).
110. Zhu, W., Gao, Z., Tang, Y., Zhang, J. & Lu, L. Adaptability of turbulence models to predict the performance and blade surface pressure prediction of a Francis turbine. *Engineering Computations*. **33**(1), 238-251 (2016).
111. Yaping, Z., Weili, L., Hui, R. & Xingqi, L. Performance study for Francis-99 by using different turbulence models. *Journal of Physics: Conference Series*. **579**(1), 012012 (2015).
112. Čelič, D. & Ondráčka, H. The influence of disc friction losses and labyrinth losses on efficiency of high head Francis turbine. *Journal of Physics: Conference Series*. **579**(1), 012007 (2015).
113. Jošt, D., Škerlavaj, A., Morgut, M., Mežnar, P. & Nobile, E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics Conference Series*. **579**, 012006 (2015).
114. Sotoudeh, N., Maddahian, R. & Cervantes, M.J. Investigation of rotating vortex rope formation during load variation in a Francis turbine draft tube. *Renewable Energy*. **151**, 238-254 (2020).
115. Unterluggauer, J., Doujak, E. & Bauer, C. Numerical fatigue analysis of a prototype Francis turbine runner in low-load operation. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*. **4**(3), 21 (2019).

116. Trivedi, C., Cervantes, M.J. & Gandhi, B.K. Investigation of a high head Francis turbine at runaway operating conditions. *Energies*. **9**(3), 149 (2016).
117. Salehi, S., Nilsson, H., Lillberg, E. & Edh, N. An in-depth numerical analysis of transient flow field in a Francis turbine during shutdown. *Renewable Energy*. **179**, 2322-2347 (2021).
118. Unterluggauer, J., Maly, A. & Doujak, E. Investigation on the impact of air admission in a prototype Francis turbine at low-load operation. *Energies*. **12**(15), 2893 (2019).
119. Yao, Z., Xiao, R., Wang, F. & Yang, W. Numerical investigation of cavitation improvement for a Francis turbine. *Journal of Physics: Conference Series*. **656**, 012075 (2015).
120. Necker, J. & Aschenbrenner, T. Model test and CFD calculation of a cavitating bulb turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **12**, 012064 (2010).
121. Schiffer, J., Benigni, H. & Jaberg, H. *Cavitation in a high specific speed kaplan pit-type turbine-two-phase CFD-simulations and experimental verification*. (Budapest, 2018).
122. Jošt, D., Morgut, M., Škerlavaj, A. & Nobile, E. Cavitation prediction in a Kaplan turbine using standard and optimized model parameters. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. (2015).
123. Morgut, M., Nobile, E. & Biluš, I. Comparison of mass transfer models for the numerical prediction of sheet cavitation around a hydrofoil. *International Journal of Multiphase Flow*. **37**(6), 620-626 (2011).
124. Zhou, L., Wang, Z., Luo, Y. & Peng, G. Numerical simulation of cavitating flow in a Francis turbine. *ASME 2008 Fluids Engineering Division Summer Meeting collocated with the Heat Transfer, Energy Sustainability, and 3rd Energy Nanotechnology Conferences*. 1193-1197 (2008).
125. Liu, S., Zhang, L., Nishi, M. & Wu, Y. Cavitating turbulent flow simulation in a Francis turbine based on mixture model. *Journal of Fluids Engineering*. **131**(5), 051302 (2009).
126. Mousmoulis, G., Kassanos, I., Anagnostopoulos, J. & Papantonis, D. Experimental and Numerical Investigation of the Cavitating Draft Tube Vortex in a Francis Model Turbine. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. (2015).
127. Resiga, R., Ciocan, G., Anton, I. & Avellan, F. Analysis of the swirling flow downstream a Francis turbine runner. *Journal of Fluids Engineering*. **128**, 177-189 (2006).
128. Zhou, L., Qnag, Z. & Tian, Y. Numerical simulation of vortex cavitation in a draft tube. *Proceedings of the 23th IAHR Symposium on Hydraulic machinery and systems*. (2003).
129. Guo, P., Luo, X., Wang, Z. & Lu, P. Numerical investigation of steady and unsteady flow fields in an elbow draft tube. *Proceedings of the 23th IAHR Symposium on Hydraulic machinery and systems*. (2003).
130. Leonard, D. & Lindau, J. Multiphase computation of cavitation breakdown in model and prototype scale Francis turbines. *Proceedings of the ASME/JSME/KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conference. Volume 2: Fora*. (AJKFluids2015-5123), V002T005A001 (2015).
131. Brammer, J., et al. Unsteady hydraulic simulation of the cavitating part load vortex rope in Francis turbines. *Journal of Physics: Conference Series*. **813**, 012020 (2017).
132. Jost, D. & Lipej, A. Numerical prediction of the vortex rope in the draft tube. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*. (2009).
133. Xiao, Y., Wang, Z., Yan, Z. & Zhang, J. Experimental and numerical analysis of pressure pulses characteristics in a Francis turbine with partial load. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **12**, 012023 (2010).
134. Krappel, T., Ruprecht, A. & Riedelbauch, S. Flow simulation of a Francis turbine using the SAS turbulence model. *High Performance Computing in Science and Engineering '13*. 455-463 (2013).
135. Wack, J. & Riedelbauch, S. Numerical simulation of a cavitating draft tube vortex rope in a Francis turbine at part load conditions for different σ -levels. *Journal of Physics: Conference Series*. **813**(1), 012019 (2017).
136. Wack, J. & Riedelbauch, S. Cavitation simulations of a tip leakage vortex for a NACA0009 hydrofoil and a Francis turbine at stable full load operating point. *High Performance Computing in Science and Engineering '18*. 351-365 (2019).

137. Jošt, D., Škerlavaj, A., Morgut, M. & Nobile, E. Numerical prediction of cavitating vortex rope in a draft tube of a Francis turbine with standard and calibrated cavitation model. *Journal of Physics: Conference Series*. **813**, 012045 (2017).
138. Liu, X., Wang, Z., Zhou, L. & Escaler, X. Failure investigation of a Francis turbine under the cavitation conditions. *Proceedings of the 16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*. 1-4 (2016).
139. Zhou, L., Liu, M., Wang, Z., Liu, D. & Zhao, Y. Numerical simulation of the blade channel vortices in a Francis turbine runner. *Engineering Computations*. **34**(2), 364-376 (2017).
140. Wack, J., Riedelbauch, S., Yamamoto, K. & Avellan, F. Two-phase flow simulations of the inter-blade vortices in a Francis turbine. *9th International Conference on Multiphase Flow*. (2016).
141. Παπαντώνης, Δ.Ε. *Υδροδυναμικές μηχανές, αντλίες - υδροστροβίλοι, υδροδυναμικές μεταδόσεις*. (Εκδόσεις Τσότρας, Αθήνα, 2015).
142. Bovet, T. Contribution à l'étude du tracé d'aubage d'une turbine à réaction du type Francis. *Informations Techniques Charmilles*. **9**, 47-70 (1963).
143. Zangeneh, M. Inviscid-viscous interaction method for three-dimensional inverse design of centrifugal impellers. *Journal of Turbomachinery*. **116**(2), 280-290 (1994).
144. Zangeneh, M. A compressible three-dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. **13**(5), 599-624 (1991).
145. Daneshkah, K. & Zangeneh, M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **12**, 012058 (2010).
146. Bonaiuti, D., Zangeneh, M., Aartojarvi, R. & Eriksson, J. Parametric design of a waterjet pump by means of inverse design, CFD calculations and experimental analyses. *Journal of Fluids Engineering*. **132**(3)(2010).
147. Goto, A., Nohmi, M., Sakurai, T. & Sogawa, Y. Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD, and inverse design method. *Journal of Fluids Engineering*. **124**(2002).
148. Goto, A. & Zangeneh, M. Hydrodynamic design of pump diffuser using inverse design method and CFD. *Journal of Fluids Engineering*. **124**(2), 319-328 (2002).
149. Kerschberger, P. & Gehrler, A. Hydraulic development of high specific-speed Pump-turbines by means of an inverse design method, numerical flow-simulation (CFD) and model testing. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **12**, 012039 (2010).
150. Bovet, T. *Le distributeur de la turbine hydraulique à réaction : étude de l'aube directrice*. (EPUL/IMH, Lausanne, 1969).
151. Zobeiri, A. Investigations of time dependent flow phenomena in a turbine and a pump-turbine of Francis typerotor-stator interactions and precessing vortex rope. *Ecole Polytechnique Federale de Lausanne*. No. 4272 (2009).
152. Zobeiri, A., Ausoni, P., Avellan, F. & Farhat, M. How oblique trailing edge of a hydrofoil reduces the vortex-induced vibration. *Journal of Fluids and Structures*. **32**, 78-89 (2012).
153. Shrestha, U. & Choi, Y.-D. Improvement of flow behavior in the spiral casing of Francis hydro turbine model by shape optimization. *Journal of Mechanical Science and Technology*. **34**(9), 3647-3656 (2020).
154. Pfleiderer, C. *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. (Springer Berlin, Heidelberg, 1961).
155. Stepanoff, A.J. *Centrifugal and axial flow pumps: Theory, design, and application*. (Krieger Publishing Company, 1993).
156. de Siervo, F. & de Leva, F. Modern trends in selecting and designing Francis turbines. *Water Power & Dam Construction*. 28-35 (1976).
157. Radha Krishna, H.C. *Hydraulic design of hydraulic machinery*. (Avebury, Aldershot, Hants, England, Brookfield, Vt., 1997).
158. United States Department of the Interior - Bureau of Reclamation. Selecting hydraulic reaction turbine. (1976).

159. Gubin, M.F. *Draft tubes of hydro-electric stations*. (Amerind Publishing Co. Pvt. Ltd., New Delhi, 1973).
160. Palde, U.J. Influence of draft tube shape on surging characteristics of reaction turbines. *US Bureau of Reclamation Report*. (REC-ERC-72-24)(1972).
161. Γιαννακόγλου, Κ.Χ. *Μέθοδοι βελτιστοποίησης στην Αεροδυναμική*. (Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, 2005).
162. Koini, G.N., Sarakinos, S.S. & Nikolos, I.K. A software tool for parametric design of turbomachinery blades. *Advances in Engineering Software*. **40**(1), 41-51 (2009).
163. Yamamoto, K. & Inoue, O. Applications of genetic algorithm to aerodynamic shape optimization. *Proceedings of the 12th Computational Fluid Dynamics Conference*. **A95**(1995).
164. Giannakoglou, K.C. Designing turbomachinery blades using evolutionary methods. *Proceedings of the ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 1: Aircraft Engine; Marine; Turbomachinery; Microturbines and Small Turbomachinery*. (V001T03A037)(1999).
165. Hoschek, J. & Müller, R. Turbine blade design by lofted B-Spline surfaces. *Journal of Computational and Applied Mathematics*. **119**(1-2), 235-248 (2000).
166. Anders, J., Haarmeyer, J. & Heukenkamp, H. A parametric blade design system (Part I+II), in *Turbomachinery blade design systems*, (Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Rhode St. Gen'ese, Belgium, 1999).
167. Trigg, M., Tubby, G. & Sheard, A. Automatic genetic optimization approach to two-dimensional blade profile design for steam turbines. *Journal of Turbomachinery*. **121**(1), 11-17 (1999).
168. Rossgatterer, M., Jüttler, B., Kapl, M. & Della Vecchia, G. Medial design of blades for hydroelectric turbines and ship propellers. *Computers & Graphics*. **36**(5), 434-444 (2012).
169. Duvigneau, R., Majd, B.A.E. & Désidéri, J.A. Towards a self-adaptive parameterization for aerodynamic shape optimization. *ESAIM: Proceedings*. **22**, 169–174 (2008).
170. Désidéri, J.-A., Abou El Majd, B. & Janka, A. Nested and self-adaptive Bézier parameterizations for shape optimization. *Journal of Computational Physics*. **224**(1), 117-131 (2007).
171. Suzuki, T., Enomoto, Y. & Kurosawa, S. Design optimization of a Francis turbine runner under multi objective genetic algorithm. *Proceedings of the 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. (2004).
172. Sallaberger, M., Eisele, K. & Casey, M. Accelerated design procedure for Francis runners in rehabilitation projects. *International Journal on Hydropower & Dams*. **8**(1), 87-92 (2001).
173. Thum, S. & Shilling, R. Design optimization of hydraulic turbomachinery bladings by multilevel CFD technique. *Proceedings of the 21th IAHR symposium on hydraulic machinery and systems*. (2002).
174. Pedretti, C. & Thomas, L. Automated design of Francis turbine runner using global optimization algorithms. *Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Turbomachinery and systems*. 11-18 (2002).
175. Casey, M.V. A computational geometry for the blades and internal flow channels of centrifugal compressors. *Proceedings of the ASME 1982 International Gas Turbine Conference and Exhibit. Volume 1: Turbomachinery*. (82-GT-155), V001T001A062 (1982).
176. Smith, D.J.L. & Merryweather, H. The use of analytic surfaces for the design of centrifugal impellers by computer graphics. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. **7**(2), 137-154 (1973).
177. Qinghuan, W. & Xiaoyan, H. The use of Bezier polynomial patches to define the geometrical shape of the flow channels of compressors. *Proceedings of the ASME 1988 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 1: Turbomachinery*. (V001T01A022)(1988).
178. Ferrando López, L. Surface parameterization and optimum design methodology for hydraulic turbines. *Ecole Polytechnique Federale de Lausanne*. No. 3448 (2006).
179. Michálková, K. & Bastl, B. Imposing angle boundary conditions on B-spline/NURBS surfaces. *Computer-Aided Design*. **62**, 1-9 (2015).

180. Skotak, A. & Obrovsky, J. Shape optimization of a Kaplan turbine blade. *Proceedings of the 23th IAHR Symposium on Hydraulic machinery and systems*. (2006).
181. Enomoto, Y., Kurosawa, S. & Suzuki, T. Design optimization of a high specific speed francis turbine runner usin multi objective genetic algorithm. *Proceedings of the 23th IAHR Symposium on Hydraulic machinery and systems*. (2006).
182. Gehrler, A., Schmidl, R. & Sadnik, D. Kaplan turbine runner optimization by numerical flow simulation CFD and an evolutionary algorithm. *Proceedings of the 23th IAHR Symposium on Hydraulic machinery and systems*. (2006).
183. Thum, S. & Schilling, R. Optimization of hydraulic machinery bladings by multilevel CFD techniques. *International Journal of Rotating Machinery*. **2**, 161-167 (2005).
184. Casey, M., Gersbach, F. & Robinson, C. An optimization technique for radial compressor impellers. *Proceedings of ASME Turbo expo*. (2008).
185. Xu, C. & Amano, R.S. On the development of turbomachine blade aerodynamic design system. *International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*. **10**(3), 186-196 (2009).
186. Skouteropoulou, I., et al. Design of a hydromatrix turbine runner using an asynchronous evolutionary algorithm on a multi-processor platform. *7th GRACM International congress on computational mechanics*. (2011).
187. Georgopoulou, H., Kyriacou, S.A., Giannakoglou, K.C., Grafenberger, P. & Parkinson, E. Constrained multi-objective design optimization of hydraulic components using a hierarchical metamodel assisted evolutionary algorithm. Part 1 : Theory. *24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. (2009).
188. Risberg, S., Jonassen, M. & Jonassen, R. Design of Francis turbine runners based on a surrogate model approach. *International Journal on Hydropower and Dams*. **15**(5)(2008).
189. McNabb, J., Devals, C., Kyriacou, S.A., Murry, N. & Mullins, B.F. CFD based draft tube hydraulic design optimization. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **22**(1), 012023 (2014).
190. Pilev, I.M., et al. Multiobjective optimal design of runner blade using efficiency and draft tube pulsation criteria. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **15**(3), 032003 (2012).
191. Semenova, A., et al. Multi-objective shape optimization of runner blade for Kaplan turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **22**(1), 012025 (2014).
192. Kawajiri, H., Enomoto, Y. & Kurosawa, S. Design optimization method for Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **22**(1), 012026 (2014).
193. Bahrami, S., Tribes, C., von Fellenberg, S., Vu, T.C. & Guibault, F. Multi-fidelity design optimization of Francis turbine runner blades. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **22**(1), 012029 (2014).
194. Lyutov, A., Chirkov, D., Skorospelov, V., Turuk, P. & Cherny, S. Coupled multipoint shape optimization of runner and draft tube of hydraulic turbines. *Journal of Fluids Engineering*. **137**, 11 (2015).
195. Chirkov, D.V., Ankudinova, A.S., Kryukov, A.E., Cherny, S.G. & Skorospelov, V.A. Multi-objective shape optimization of a hydraulic turbine runner using efficiency, strength and weight criteria. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. **58**(2), 627-640 (2018).
196. Tengs, E., Storli, P.-T. & Holst, M. Optimization procedure for variable speed turbine design. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. **12**(1), 652-661 (2018).
197. Ma, Z., Zhu, B., Rao, C. & Shangguan, Y. Comprehensive hydraulic improvement and parametric analysis of a Francis turbine runner. *Energies*. **12**(2), 307 (2019).
198. Aponte, R.D., et al. Minimizing erosive wear through a CFD multi-objective optimization methodology for different operating points of a Francis turbine. *Renewable Energy*. **145**, 2217-2232 (2020).
199. Aradag, S., Akin, H. & Celebioglu, K. CFD based design of a 4.3MW Francis turbine for improved performance at design and off-design conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*. **31**(10), 5041-5049 (2017).
200. Teran, L., Larrahondo, F. & Rodríguez, S.A. Performance improvement of a 500-kW Francis turbine based on CFD. *Renewable Energy*. **96**, 977-992 (2016).

201. Versteeg, H.K. & Malalasekera, W. *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*. (Pearson Education Limited, England, 2007).
202. Launder, B.E. & Spalding, D.B. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. **3**(2), 269-289 (1974).
203. Wilcox, D.C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA Journal*. **26**(11), 1299-1310 (1988).
204. Menter, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. **32**(8), 1598-1605 (1994).
205. Menter, F., Ferreira, J.C., Esch, T. & Konno, B. The SST turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines. *Proceedings of the International Gas Turbine Congress*. 2-7 (2003).
206. Wolfshtein, M. The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **12**(3), 301-318 (1969).
207. Smagorinsky, J. General circulation experiments with the primitive equations. *Monthly Weather Review*. **91**(3), 99-164 (1963).
208. Kim, S.-E. Large Eddy Simulation using an unstructured mesh based finite-volume solver. *34th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit*. **2004-2548**(2004).
209. Menter, F. & Egorov, Y. A scale adaptive simulation model using two-equation models, in *43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, (American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2005).
210. Egorov, Y., Menter, F.R., Lechner, R. & Cokljat, D. The Scale-Adaptive Simulation method for unsteady turbulent flow predictions. Part 2: Application to complex flows. *Flow, Turbulence and Combustion*. **85**, 139-165 (2010).
211. Zwart, P.J., Gerber, A.G. & Belamri, T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics. *Fifth International Conference on Multiphase Flow*. **152**(2004).
212. Luo, J.Y., Issa, R.I. & Gosman, A.D. Prediction of impeller-induced flow in mixing vessels using multiple frames of reference. *ICHEME Symposium Series*. **No. 136**, 549-556 (1994).
213. Celik, I.B., et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. *Journal of Fluids Engineering*. **130**(7)(2008).
214. Trivedi, C., Cervantes, M.J. & Dahlhaug, O.G. Numerical techniques applied to hydraulic turbines: A perspective review. *Applied Mechanics Reviews*. **68**(1), 010802 (2016).
215. Trivedi, C., Cervantes, M.J. & Gunnar Dahlhaug, O. Numerical techniques applied to hydraulic turbines: A perspective review. *Applied Mechanics Reviews*. **68**(1), 010802 (2016).
216. Cox, M.G. The numerical evaluation of B-Splines. *IMA Journal of Applied Mathematics*. **10**(2), 134-149 (1972).
217. de Boor, C. On calculating with B-Splines. *Journal of Approximation Theory*. **6**(1), 50-62 (1972).
218. De Boor, C. *A practical guide to splines*. (Springer, New York, NY, 1978).
219. Les Piegl, W.T. *The NURBS book*. (Springer, Berlin, Heidelberg, 1995).
220. Farouki, R.T. & Rajan, V.T. Algorithms for polynomials in Bernstein form. *Computer Aided Geometric Design*. **5**(1), 1-26 (1988).
221. Nechleba, M. *Hydraulic turbines: Their design and equipment*. (Artia Prague, Czechoslovakia, 1957).
222. Παπακόστας, Ι.Π. Ανάπτυξη λογισμικού για τη σχεδίαση υδροστροβίλων Francis. *Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο*, Αθήνα. Διπλωματική Εργασία (1996).
223. Koirala, R., Neopane, H.P., Shrestha, O., Zhu, B. & Thapa, B. Selection of guide vane profile for erosion handling in Francis turbines. *Renewable Energy*. **112**, 328-336 (2017).
224. Parmakian, J. & Ruud, F.O. Stresses in a hydraulic turbine stay ring. *Journal of Engineering for Power*. **86**(1), 77-82 (1964).
225. Giannakoglou, K.C. Design of optimal aerodynamic shapes using stochastic optimization methods and computational intelligence. *Progress in Aerospace Sciences*. **38**(1), 43-76 (2002).
226. Giannakoglou, K.C., Giotis, A.P. & Karakasis, M.K. Low-cost genetic optimization based on inexact pre-evaluations and the sensitivity analysis of design parameters. *Inverse Problems in Engineering*. **9**(4), 389-412 (2001).

227. Παπαντώνης, Δ.Ε. *Μικρά υδροηλεκτρικά έργα*. (Εκδόσεις Συμείων, Αθήνα, 2001).
228. Τσαγγάρης, Σ. *Μηχανική των ρευστών*. (Εκδόσεις Συμείων, Αθήνα, 2005).
229. Miller, D.S. *Internal flow systems*. (BHRA (Information Services), Cranfield, Bedford, 1990).
230. Galván, S., Reggio, M. & Guibault, F. Numerical optimization of the inlet velocity profile ingested by the conical draft tube of a hydraulic turbine. *Journal of Fluids Engineering*. **137**(7), 071102 (2015).
231. Galván, S., Rubio, C., Pacheco, J., Solorio, G. & Carbajal, G. Optimization methodology assessment for the inlet velocity profile of a hydraulic turbine draft tube: Part II—performance evaluation of draft tube model. *Journal of Global Optimization*. **55**(4), 729-749 (2013).
232. Foroutan, H. & Yavuzkurt, S. Flow in the simplified draft tube of a Francis turbine operating at partial load—Part I: Simulation of the vortex rope. *Journal of Applied Mechanics*. **81**(6), 061010 (2014).
233. Dörfler, P., Sick, M. & Coutu, A. *Flow-induced pulsation and vibration in hydroelectric machinery*. (Springer, London, 2013).
234. Muntean, S., Tănasă, C., Bosioc, A.I. & Moș, D.C. Investigation of the plunging pressure pulsation in a swirling flow with precessing vortex rope in a straight diffuser. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **49**(8), 082010 (2016).
235. Meng, L., Zhang, S.P., Zhou, L.J. & Wang, Z.W. Study on the pressure pulsation inside runner with splitter blades in ultra-high head turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. **22**(3), 032012 (2014).
236. Antonsen, O., Nielsen, T.K., Dahlhaug, O.G. & Billdal, J.T. Pressure pulses in Francis turbines vs. Guide Vane Design. *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. (2006).
237. Hou, Y., Li, R. & Zhang, J. Research on the length ratio of splitter blades for ultra-high head Francis runners. *Procedia Engineering*. **31**, 92-96 (2012).
238. Susan-Resiga, R.F., Muntean, S., Avellan, F. & Anton, I. Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range. *Applied Mathematical Modelling*. **35**(10), 4759-4773 (2011).