



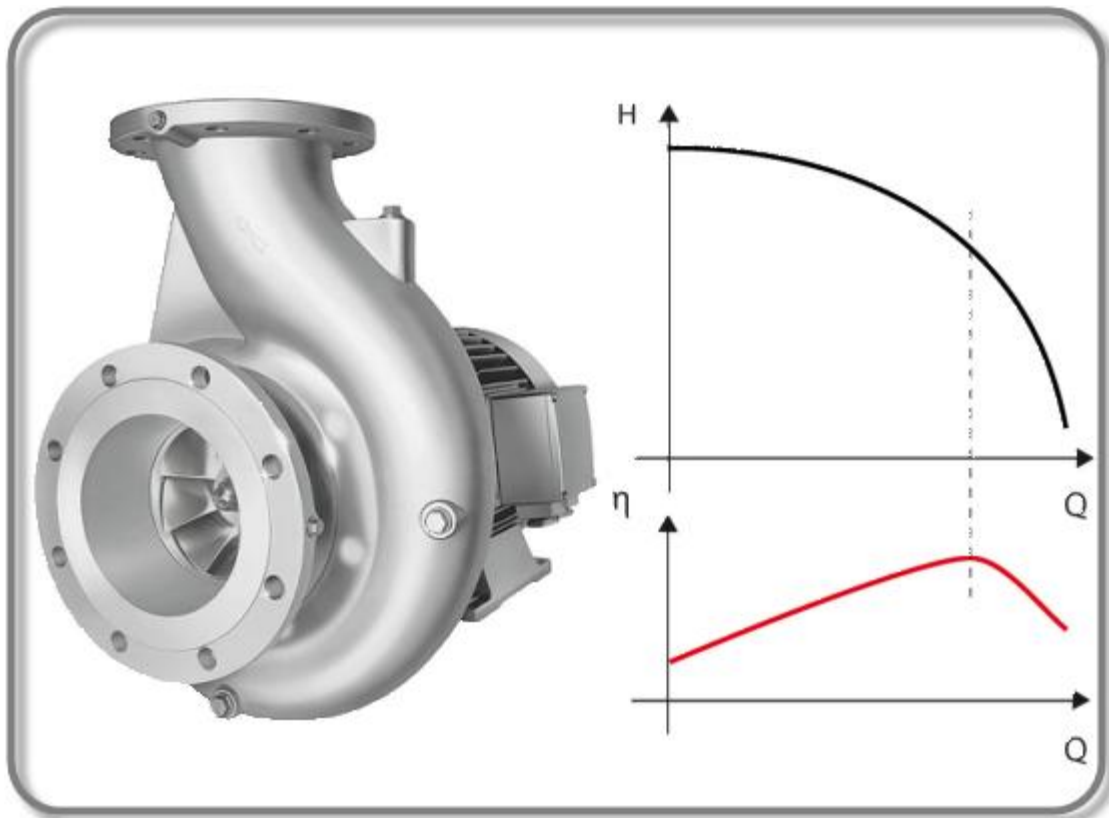
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΡΕΥΣΤΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

της
Αικατερίνης Παυλοπούλου

Με θέμα:

Χάραξη-υπολογισμός των χαρακτηριστικών καμπυλών
φυγόκεντρης αντλίας. Παραμετρική ανάλυση.



Επιβλέπων Καθηγητής:
Δημήτριος Ε. Παπαντώνης

Αθήνα, Οκτώβριος 2010

Ευχαριστίες

Στο σημείο αυτό θεωρώ υποχρέωσή μου να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Δημήτριο Παπαντώνη ο οποίος μέσα από τα μαθήματά του με ενέπνευσε ώστε να επιλέξω διπλωματική εργασία στον τομέα ρευστών και συγκεκριμένα γύρω από το αντικείμενο των αντλιών.

Η εκπόνηση της διπλωματικής μου εργασίας δε θα ήταν εφικτή χωρίς την πολύτιμη βοήθειά του. Τον ευχαριστώ τόσο για το βιβλιογραφικό υλικό που μου διέθεσε όσο και για τις συμβουλές και την καθοδήγησή του σε όλα τα στάδια υλοποίησης της διπλωματικής μου.

Θα ήθελα ακόμα να ευχαριστήσω τους φίλους και την οικογένειά μου για την υπομονή τους, την αμέριστη υποστήριξη και την αγάπη τους. Το φιλικό και οικογενειακό περιβάλλον που δημιούργησαν γύρω μου, παρείχε όλα εκείνα τα στοιχεία ηρεμίας και ασφάλειας που ήταν απαραίτητα στην πορεία μου έως τώρα.

Παυλοπούλου Κατερίνα

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Αθήνα, Οκτώβριος 2010

Περιεχόμενα

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
2. ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΑΙ ΒΑΣΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ.....	3
3. ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΕΣ ΚΑΜΠΥΛΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΝΤΛΙΑΣ	6
4. ΤΡΙΓΩΝΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ.....	8
4.1 Ιδεατή και πραγματική πτερωτή	11
5. ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ	13
6. ΟΜΟΙΟΤΗΤΑ	15
7. ΕΙΔΙΚΟΣ ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΤΡΟΦΩΝ	16
8. ΑΔΙΑΣΤΑΤΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ.....	20
9. ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ	21
10. ΤΜΗΜΑ ΕΙΣΟΔΟΥ.....	26
11. ΤΜΗΜΑ ΕΞΟΔΟΥ	27
11.1 Διαχύτης με πτερύγια	27
11.2 Διαχύτης χωρίς πτερύγια.....	29
11.3 Σπειροειδές κέλυφος.....	29
12. ΑΜΕΡΙΚΑΝΙΚΟΣ ΟΡΙΣΜΟΣ ΜΕΓΕΘΩΝ.....	31
12.1 Εισαγωγή.....	31
12.2 Τρίγωνα ταχυτήτων.....	31
12.3 Παράγοντας ολίσθησης.....	33
12.4 Ειδικός αριθμός στροφών.....	35
12.5 Αδιάστατες παράμετροι Φ και Ψ	35
12.6 Σπηλαιώση.....	36
13. ΚΩΔΙΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΣΧΕΣΕΩΝ.....	38
13.1 Εισαγωγή.....	38
13.2 Δεδομένα.....	38
13.3 Αποτελέσματα	38
13.4 Θεωρία και εξισώσεις	39
13.4.1 Είσοδος πτερωτής.....	39
13.4.2 Έξοδος πτερωτής	40
13.4.3 Σημεία λειτουργίας εκτός κανονικού.....	46
13.4.4 Τροποποιήσεις.....	48
13.5 Επεξήγηση Διαδικασίας	50
13.6 Διαγράμματα και σχολιασμός.....	53
13.7 Συμπεράσματα	57
14. ΚΩΔΙΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΙΣ ΑΠΩΛΕΙΕΣ	59
14.1 Εισαγωγή.....	59
14.2 Δεδομένα.....	60
14.3 Αποτελέσματα	60

14.4	Επεξήγηση Διαδικασίας - Επεξεργασία αποτελεσμάτων	61
14.5	Θεωρία και εξισώσεις	62
14.5.1	Εκτίμηση μεταβλητών εισόδου	62
14.5.2	Κυρίως πρόγραμμα	67
14.6	Παράδειγμα αντλίας και σχολιασμός.....	73
14.7	Μεμονωμένη μεταβολή δεδομένων	78
14.7.1	Εισαγωγή	78
14.7.2	Γωνία β_2	78
14.7.3	Διάμετρος D_2	84
14.7.4	Πλάτος B_2	89
14.7.5	Γωνία β_1	93
14.7.6	Διάμετρος D_1	98
14.7.7	Γωνία β_3	103
14.8	Ταυτόχρονη μεταβολή πολλαπλών δεδομένων	107
14.8.1	Εισαγωγή	107
14.8.2	Δοκιμή Α	108
14.8.3	Δοκιμή Β.....	111
14.8.4	Δοκιμή Γ	114
14.8.5	Δοκιμή Δ.....	117
14.8.6	Δοκιμή Ε	120
14.8.7	Δοκιμή ΣΤ	123
14.8.8	Δοκιμή Ζ	126
14.8.9	Συμπεράσματα	129
14.9	Αντλίες διαφόρων ειδικών αριθμών στροφών	130
14.9.1	Εισαγωγή	130
14.9.2	$n_q=1300$	131
14.9.3	$n_q=1800$	135
14.9.4	$n_q=2000$	139
14.9.5	$n_q=2600$	143
14.9.5	$n_q=2900$	147
14.9.7	$n_q=3600$	151
14.9.8	$n_q=4000$	155
14.9.9	Συμπεράσματα	159
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	161
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	162

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Το θέμα της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η χάραξη των βασικών αδιαστατοποιημένων καμπύλων λειτουργίας ($H/H_k - Q/Q_k, \eta/\eta_k - Q/Q_k$) φυγόκεντρης αντλίας έχοντας ως δεδομένα την επιθυμητή παροχή Q_k και το ύψος H_k στο κανονικό σημείο λειτουργίας (Κ.Σ.Λ.). Για την πραγμάτωση της εργασίας χρησιμοποιήσαμε κατά βάση δύο διαδικασίες:

- Έναν υπολογιστικό κώδικα που δημιουργήσαμε βασιζόμενοι σε πειραματικές σχέσεις (Veres J.P. 1994)
- Έναν κώδικα που στηρίζεται στον υπολογισμό των απωλειών της αντλίας και είναι διαθέσιμος στο βιβλίο Centrifugal Pump Design (Tuzson J. 2000)

Και τα δυο προγράμματα είναι σε κώδικα Fortran. Με χρήση της δεύτερης μεθόδου που δίνει πιο ακριβή αποτελέσματα σε σχέση με την πρώτη, σχεδιάζουμε τις αδιαστατοποιημένες καμπύλες για διάφορες αντλίες και κατ' επέκταση διάφορα ύψη και παροχές με σκοπό οι καμπύλες να καλύπτουν ένα ευρύ φάσμα ειδικού αριθμού στροφών. Επιπλέον μελετήσαμε πώς οι αλλαγές κάθε βασικής διάστασης της αντλίας επηρεάζουν τη μορφή της εκάστοτε καμπύλης. Τέλος, με βάση τα συμπεράσματα των προηγούμενων καμπυλών κάναμε συνδυαστικές μεταβολές σε περισσότερες από μια διαστάσεις της αντλίας προκειμένου να πλησιάσουμε όσο δυνατό την αντίστοιχη αδιαστατοποιημένη καμπύλη για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών όπως αυτή είναι διαθέσιμη από τη βιβλιογραφία (Sulzer Brothers Ltd, 1989)

Το ονομαστικό ύψος και παροχή αντιστοιχούν στο μέγιστο βαθμό απόδοσης και αυτές είναι οι επιθυμητές συνθήκες για τις οποίες σχεδιάζεται η αντλία και στις οποίες η ροή διαμέσου της αντλίας διέρχεται με τις λιγότερες διαταραχές. Παρότι όμως η αντλία σχεδιάζεται για αυτές τις συνθήκες, στην πραγματικότητα λειτουργεί μέσα σε ένα εύρος παροχών. Σε σημεία, λοιπόν, λειτουργίας εκτός του κανονικού η ροή ξεφεύγει από την ιδανική με αποτέλεσμα να έχουμε φαινόμενα όπως αποκόλληση, ανακυκλοφορία αλλά και σπηλαιώση. Αυτά όχι μόνο ρίχνουν το βαθμό απόδοσης αλλά ενδεχομένως μακροπρόθεσμα κυρίως λόγω της σπηλαιώσης να οδηγήσουν σε σημαντική φθορά. Παρόλο που οι καταστροφικές αστοχίες είναι σπάνιες, η διαρκής λειτουργία της αντλίας σε σημεία εκτός του κανονικού συμβάλλει στη μείωση της διάρκειας ζωής της. Κατ' επέκταση στο σχεδιασμό μιας αντλίας αλλά και στη συνέχεια στην επιλογή της κατάλληλης θα πρέπει κανείς να έχει υπόψη του τη χρήση που θέλει να κάνει. Είναι λοιπόν σημαντικό να γνωρίζει μέσω των καμπυλών λειτουργίας τη συμπεριφορά της αντλίας, γεγονός που μας οδηγεί μέσα από αυτή τη διπλωματική να δημιουργήσουμε και να εξετάσουμε ποια θα είναι η μορφή αυτών των καμπύλων σε σημεία εκτός του κανονικού.

Abstract

The topic of the current dissertation is the creation of the fundamental dimensionless curves ($H/H_k - Q/Q_k, \eta/\eta_k - Q/Q_k$), which define the overall performance of a centrifugal pump by using the nominal flow rate Q and head H at the best efficiency point (B.E.P.).

Two procedures have been applied for this assignment:

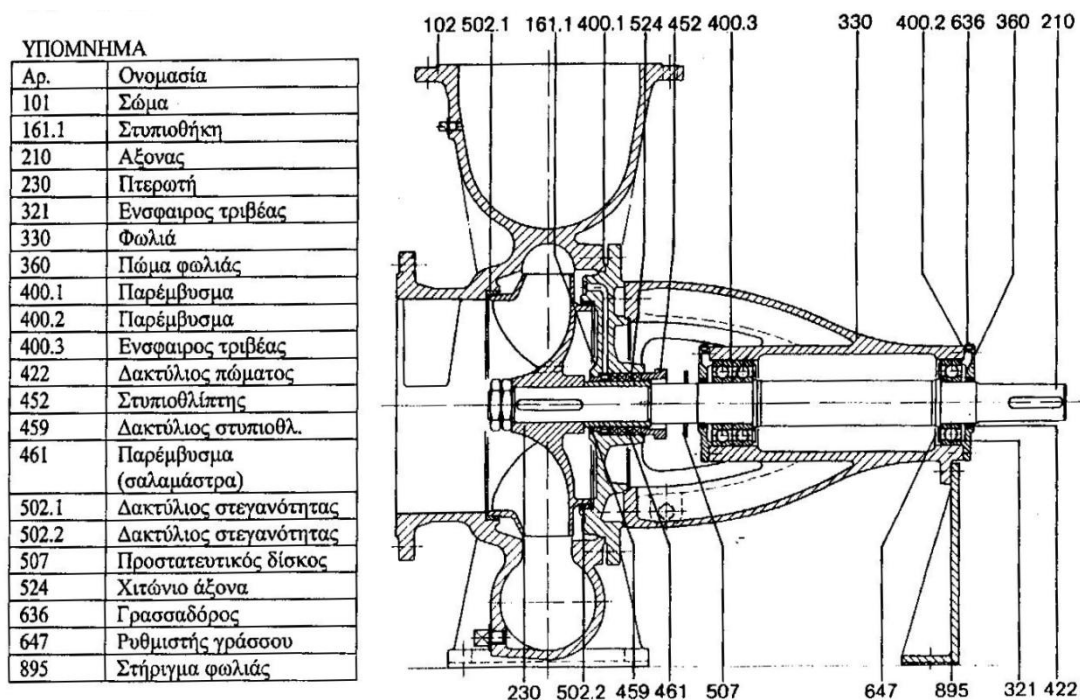
- A computer program, which we developed, based on experimental equations (Veres J.P,1994)
- A computer program, which calculates the pump's losses, and which is available in the book "Centrifugal Pump Design" (Tuzson J., 2000)

Both programs are in FORTRAN language. With the second method, which gives more accurate results in contrast to the first one, we design the dimensionless curves for various pumps and as a consequence, for various heads and flow rates in order to cover a wide range of specific speeds. Furthermore, we have examined how the changes of the pump's fundamental dimensions affect the form of each curve. Finally, using the conclusions of the latter curves, we applied multiple changes to several pump's dimensions, in order to approach the dimensionless curve of the same specific speed as it is internationally available (Sulzer Brothers Ltd,1989)

The nominal head and flow rate refer to the maximum efficiency and those are the desired conditions for which the pump is designed and at which the flow through the pump is the most disturbance-free. Although designed for these particular conditions, in practice, pumps operate across a certain range of flow rates. Thus, the flow, at off-design points, deviates from the ideal, which results to phenomena such as flow separation, recirculation and cavitation. Not only do they deteriorate the efficiency but they can also lead to permanent damage, especially due to cavitation. Although catastrophic failures are rare, the off-design point operation for a longer period of time seriously reduces pump life. Thus, in designing or selecting a pump, much care must be given on the pump's application. Therefore, it is important to know the pump's performance through its curves. This motivates us, in this dissertation, to design and examine the form of the performance curves at off-design conditions.

2. ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΝΤΛΙΑΣ ΚΑΙ ΒΑΣΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ

Η αντλία αποτελεί στροβιλομηχανή μέσω της οποίας γίνεται εναλλαγή της μηχανικής ενέργειας που προέρχεται από την άτρακτο του κινητήρα σε ενέργεια του ρευστού μέσω συνεχούς ροής του ρευστού και σταθερής περιστροφικής κίνησης. Το ρευστό μπορεί να είναι αέρας, νερό, καυσαέρια, ατμός κτλ. Γενικά χωρίζεται σε δυο κατηγορίες: *συμπίεστο* όπως ο αέρας και *ασυμπίεστο* όπως το νερό με το οποίο θα ασχοληθούμε και στην παρούσα διπλωματική εργασία. Η τομή μιας μονοβάθμιας αντλίας με πτερωτή σε πρόβολο δίνεται στο σχήμα 2.1.



Σχήμα 2.1: Τυπική μονοβάθμια αντλία γενικής χρήσεως με την πτερωτή σε πρόβολο (Παπαντώνης Δ., 2004)

Η σταθερή περιστροφική κίνηση προέρχεται από την άτρακτο που στρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω (rad/sec) και αναπτύσσει στρεπτική ροπή M (Nm) και έτσι επιτυγχάνεται η μεταφορά μηχανικής ενέργειας. Η αντίστοιχη μηχανική ισχύς N δίνεται από τη σχέση:

$$N = M\omega \quad (W) \quad (2.1)$$

Η μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε ενέργεια του ρευστού πραγματοποιείται στο στρεφόμενο τμήμα της αντλίας που ονομάζεται πτερωτή. Επιπλέον, η ροπή που αναπτύσσεται στην πτερωτή είναι ανθιστάμενη και μάλιστα ίση με την κινητήρια ροπή του συνδεδεμένου κινητήρα προκειμένου το σύστημα να στρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω .

Η ανά μονάδα μάζας ολική ενέργεια του ρευστού που μπορεί να εναλλαχθεί με μηχανική ενέργεια συμβολίζεται με E (Nm/Kg) και σύμφωνα με την εξίσωση Bernoulli εκφράζεται από το παρακάτω άθροισμα:

$$E = \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + U + gz \quad (Nm/Kg) \quad (2.2)$$

όπου c είναι το μέτρο της ταχύτητας του εξεταζόμενου στοιχείου του ρευστού, p η στατική του πίεση, ρ η πυκνότητα, z το ύψος από μια αυθαίρετη στάθμη αναφοράς και g η επιτάχυνση της βαρύτητας. Οι όροι του παραπάνω αθροίσματος εκφράζουν:

- $\frac{c^2}{2}$ την κινητική ενέργεια
- $\frac{p}{\rho}$ την ενέργεια εντατικής κατάστασης
- gz την δυναμική ενέργεια λόγω βαρύτητας
- U η εσωτερική ενέργεια που χαρακτηρίζεται από την απόλυτη θερμοκρασία T του ρευστού

Εάν συμβολίσουμε με E_e και E_a την ανά μονάδα μάζας ενέργεια του ρευστού στις διατομές εισόδου e (διατομή αναρρόφησης) και εξόδου a (διατομή κατάθλιψης) αντίστοιχα και θεωρώντας τις ομοιόμορφες στις αντίστοιχες διατομές, η ανά μονάδα μάζας μεταβολή της ολικής ενέργειας του ρευστού μεταξύ διατομής εισόδου και διατομής εξόδου, που δύναται να εναλλαχθεί με μηχανική ενέργεια θα είναι ίση προς:

$$E_e - E_a \pm \delta E = \left(\frac{c_e^2}{2} + \frac{p_e}{\rho} + U_e + gz_e \right) - \left(\frac{c_a^2}{2} + \frac{p_a}{\rho} + U_a + gz_a \right) \quad (2.3)$$

στην οποία με δE παριστάνεται η εναλλαγή ενέργειας υπό μορφή θερμότητας από το περιβλήμα της μηχανής, ανηγμένη στη μονάδα μάζας του διερχόμενου ρευστού. Στην περίπτωση απώλειας ενέργειας από τη μηχανή προς το περιβάλλον το δE είναι αρνητικό (-) ενώ στην περίπτωση πρόσδοσης ενέργειας από το περιβάλλον προς το ρευστό το δE είναι θετικό (+). Ωστόσο το δE θεωρείται αμελητέο γιατί ακόμα και στην περίπτωση όπου θα υπήρχε έντονη δυνατότητα ενεργειακής συναλλαγής μέσω του περιβλήματος, το τελευταίο περιβάλλεται με θερμική μόνωση. Συνεπώς λαμβάνουμε ότι $\delta E = 0$. Επίσης η ενέργεια υπό μορφή θερμότητας δεν μπορεί να μετατραπεί σε μηχανικό έργο (αφού αυτό πρέπει να συνοδεύεται από μεταβολή του όγκου) λόγω του ότι το νερό έχει ασυμπίεστη μάζα και γι' αυτό δεν λαμβάνουμε υπόψη την εσωτερική ενέργεια U του υγρού που εκφράζεται από την θερμοκρασία του.

Η μηχανική ισχύς $N = M\omega$ που προσδίδεται από τον κινητήρα στην άτρακτο της μηχανής μετατρέπεται, κατά ένα μέρος, σε ενέργεια που παραλαμβάνει το διακινούμενο ρευστό και

άρα $E_a > E_e$ ενώ το υπόλοιπο χάνεται στις διάφορες απώλειες. Η θεωρητική ισχύς της αντλίας ορίζεται ως:

$$N_i = \gamma HQ \quad \text{ή} \quad (2.4a)$$

$$N_i = \dot{m}(E_a - E_e) \quad (2.4\beta)$$

έτσι ώστε να έχει θετική τιμή (πρόκειται για απορροφούμενη ισχύ). Επίσης, η ισχύς N_i είναι μικρότερη από την προσδιδόμενη N κατά τις ενεργειακές απώλειες (τριβών και στροβιλισμών) που λαμβάνουν χώρα στο εσωτερικό της μηχανής, δηλαδή $N_i < N$. Για το λόγο αυτό ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ορίζεται ως:

$$\eta = \frac{N_i}{N} \quad (2.5)$$

ενώ η διαφορά $\delta N = (N - N_i) = (1 - \eta)N$ εκφράζει την ανά μονάδα χρόνου ενέργεια που χάνεται σε τριβές και στροβιλισμούς.

Η ανά μονάδα μάζας ολική ενέργεια του υγρού σε μονάδες στατικής πίεσης, δηλαδή της ολικής πίεσης εκφράζεται:

$$p_o = \rho \frac{c^2}{2} + p + \rho gz \quad (Pa) \quad (2.6)$$

Ωστόσο, κατά παράδοση στις υδροδυναμικές μηχανές η ολική ενέργεια και πίεση εκφράζονται μέσω της αντίστοιχης τιμής τους σε μέτρα στήλης του υγρού, από τη σχέση:

$$H = \frac{p}{\rho g} = \frac{P}{\gamma} \quad (m\Sigma Y) \quad (2.7)$$

όπου $\gamma = \rho g$ το ειδικό βάρος του υγρού.

Εάν εκφράσουμε με H_o το ολικό ύψος, θα έχουμε ότι η ολική πίεση εκφρασμένη σε μέτρα στήλης του υγρού θα είναι:

$$H_o = \frac{c^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} + z \quad (m\Sigma Y) \quad (2.8)$$

Έτσι, η ανά μονάδα μάζας ενέργεια H που παραλαμβάνει το υγρό από την αντλία, σε μέτρα στήλης του υγρού ($m\Sigma Y$) εκφράζει το πραγματικό ολικό ύψος της αντλίας στην παρακάτω σχέση:

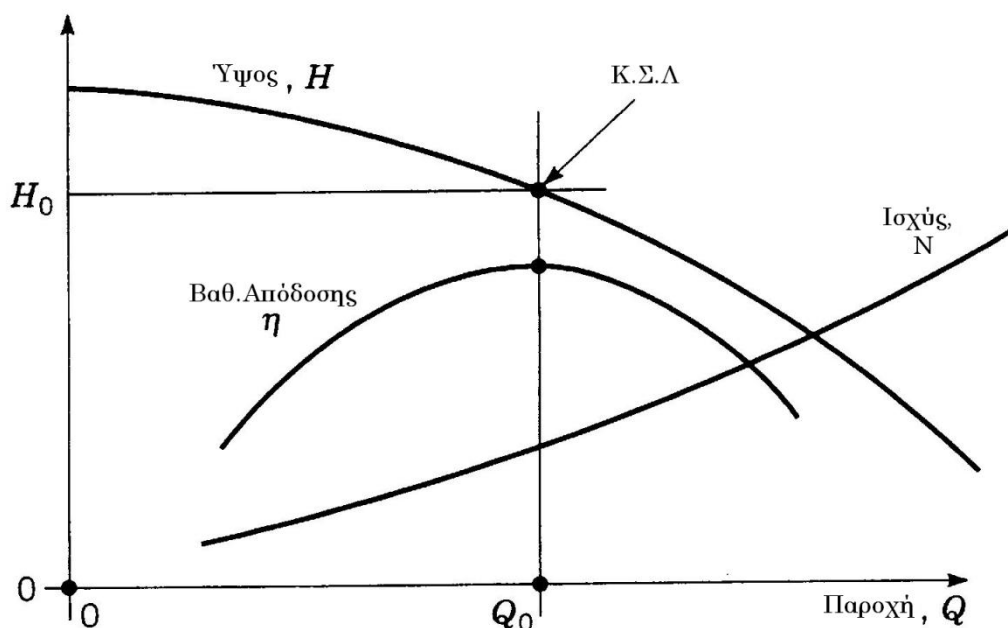
$$H = H_{oa} - H_{oe} = \frac{c_a^2}{2g} + \frac{P_a}{\rho g} + z_a - \left(\frac{c_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\rho g} + z_e \right) \quad (m\Sigma Y) \quad (2.9)$$

Στην περίπτωση ροής υγρών, $\rho = \text{σταθ.}$, η σταθερή παροχή μάζας \dot{m} μπορεί να αντικατασταθεί από τη επίσης σταθερή αντίστοιχη τιμή παροχής όγκου Q μέσω της σχέσης:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = g \frac{\dot{m}}{\gamma} \quad (m^3/\text{sec}) \quad (2.10)$$

3. ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΕΣ ΚΑΜΠΥΛΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Στο σχήμα 3.1 η γενική μορφή των καμπυλών H-Q , η-Q, και N-Q και σημειώνεται και το κανονικό σημείο λειτουργίας (Κ.Σ.Λ.) δηλαδή το σημείο με τον μέγιστο βαθμό απόδοσης.



Σχήμα 3.1 Τυπική μορφή καμπυλών λειτουργίας αντλίας υπό σταθερή ταχύτητα περιστροφής (Tuzson J.,2000)

Από την εξίσωση Euler των στροβιλομηχανών προκύπτει ότι το θεωρητικό ύψος H_u το οποίο εκφράζει την ανά μονάδα μάζας ενέργεια του υγρού εκφρασμένη σε mΣΥ που μετατρέπεται από μηχανική ενέργεια σε ενέργεια του ρευστού είναι:

$$H_u = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (m\Sigma Y) \quad (3.1)$$

Σε όλες τις διαδικασίες που θα αναπτυχθούν παρακάτω θεωρούμε ότι το ρευστό είναι απαλλαγμένο συστροφής με αποτέλεσμα στην είσοδο της πτερωτής $c_{u1} = 0$. Στην πραγματικότητα το υγρό αποκτά μικρή τιμή της περιφερειακής συνιστώσας c_{u1} της τάξης του $0,04u_1$ της ίδιας φοράς περιστροφής με τη u_1 που οφείλεται στην περιστροφή της στεφάνης και συγκεκριμένα στις δυνάμεις συνεκτικότητας που αναπτύσσονται στο υγρό κατά την διαδρομή του από την είσοδο στην πτερωτή μέχρι τη διατομή εισόδου στα πτερύγια (διατομή 1). Ακόμα και στην περίπτωση που το υγρό στην είσοδο της πτερωτής έχει συστροφή c_{u1} η οποία προσδίνεται σε αυτό από τη στρεφόμενη πτερωτή και όχι από στεφάνη ρυθμιστικών

πτερυγίων, ο όρος $r_1 c_{u1}$ στην εξίσωση Euler πρέπει να ληφθεί ίσος με μηδέν επειδή αντιστοιχεί σε ροπή (έστω πολύ μικρή) που προσδίνεται από την ίδια την πτερωτή και αφαιρείται από την ροπή του κινητήρα. Έτσι το θεωρητικό ύψος H_u για κάθε τιμή της παροχής εκφράζεται όπως παρακάτω:

$$H_u = \frac{u_2 c_{u2}}{g} \quad (m\Sigma Y) \quad (3.2)$$

Η ολική ενέργεια που παραλαμβάνει το ρευστό από την πτερωτή θα είναι ίση προς:

$$H_{o2} - H_{o1} = H_u - \delta H_{f12} \quad (m\Sigma Y) \quad (3.3)$$

όπου δh_{f12} οι απώλειες της ροής από την είσοδο (1) μέχρι τη διατομή εξόδου (2).

Προκύπτει άρα:

$$H_u = H_{o2} - H_{o1} + \delta h_{f12} \quad (m\Sigma Y) \quad (3.4)$$

Επίσης από την εξίσωση της συνέχειας και για ασυμπιεστο ρευστό έχουμε ότι:

$$Q_u = (\pi D_1 - z s_{u1}) b_1 c_{n1} = (\pi D_2 - z s_{u2}) b_2 c_{n2} \quad \text{όπου,} \quad (3.5)$$

- Q_u η παροχή όγκου που διέρχεται από την πτερωτή (m^3/sec)
- z το πλήθος των πτερυγίων της πτερωτής
- s_{u1} και s_{u2} η προβολή του πάχους του πτερυγίου στις επιφάνειες εισόδου και εξόδου αντίστοιχα (m)
- b_1 και b_2 το πλάτος της πτερωτής (m)
- c_{n1} και c_{n2} η ορθή συνιστώσα της ταχύτητας στις διατομές εισόδου και εξόδου αντίστοιχα (m/sec)

Στην περίπτωση που οι επιφάνειες εισόδου και εξόδου είναι ακτινικές, η ορθή συνιστώσα της ταχύτητας ταυτίζεται με την ακτινική, δηλαδή

$$c_{n1} = c_{r1} \quad \text{και} \quad c_{n2} = c_{r2}$$

Οι περιφερειακές ταχύτητες στη είσοδο και την έξοδο δίνονται αντίστοιχα από τις σχέσεις:

$$u_1 = \frac{\omega D_1}{2} \quad \text{και} \quad u_2 = \frac{\omega D_2}{2} \quad (m/sec) \quad \text{όπου} \quad (3.6)$$

$$\omega = \frac{2\pi\eta}{60} \quad \text{και} \quad \eta \quad \text{οι στροφές του κινητήρα ανά λεπτό (rpm)} \quad (3.7)$$

4. ΤΡΙΓΩΝΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Εάν συμβολίσουμε με \vec{c} την ταχύτητα του ρευστού ως προς το απόλυτο σύστημα, με \vec{u} την περιφερειακή ταχύτητα όπως αναφέρθηκε και πριν και με \vec{w} τη σχετική ταχύτητα, δηλαδή την ταχύτητα της ροής που θα μέτραγε ένα μετρητικό όργανο ή παρατηρητής που στρέφεται μαζί με την πτερωτή, προκύπτει η σχέση:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (4.1)$$

Πιο συγκεκριμένα το διάνυσμα της ταχύτητας \vec{c} σε ένα σημείο του πεδίου αναλύεται στις ακόλουθες συνιστώσες: την ακτινική c_r , την αξονική c_z και την περιφερειακή c_u με τα αντίστοιχα μοναδιαία διανύσματα $\vec{i}_r, \vec{i}_z, \vec{i}_u$. Έτσι:

$$\vec{c} = \vec{i}_r c_r + \vec{i}_z c_z + \vec{i}_u c_u \quad (4.2)$$

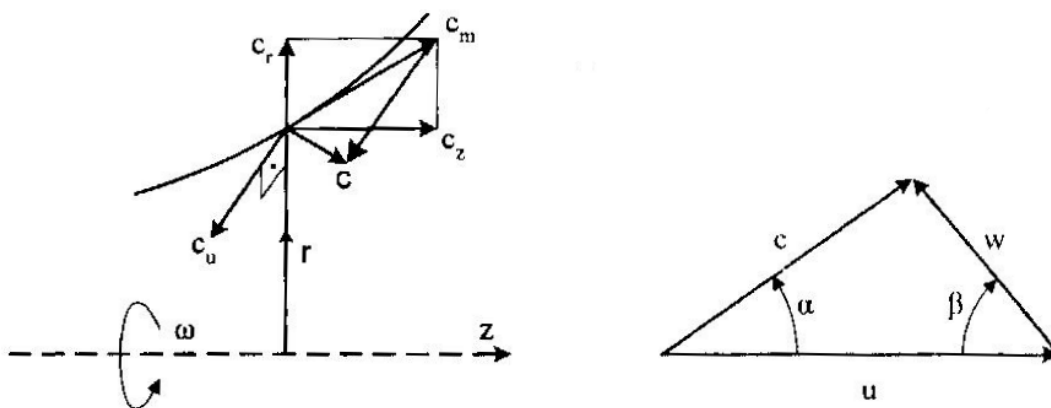
Στη μεσημβρινή τομή και προβολή η ακτινική c_r και αξονική c_z συνιστώσα συνθέτουν την μεσημβρινή συνιστώσα c_n της ταχύτητας δηλαδή:

$$\vec{c}_n = \vec{i}_r c_r + \vec{i}_z c_z \quad (4.3)$$

Έτσι το διάνυσμα της ταχύτητας αναλύεται σε μεσημβρινή και περιφερειακή συνιστώσα c_n και c_u αντίστοιχα ως εξής:

$$\vec{c} = \vec{i}_n c_n + \vec{i}_u c_u \quad (4.4)$$

στην οποία με \vec{i}_n παριστάνεται το μοναδιαίο διάνυσμα κατά τη μεσημβρινή διεύθυνση. Αυτά φαίνονται στο σχήμα 4.1:



Σχήμα 4.1 α) Συνιστώσες του διανύσματος της ταχύτητας και β) τρίγωνο ταχυτήτων (Παπαντώνης Δ., 2002)

Το μέτρο της απόλυτης ταχύτητας c θα είναι:

$$c = \sqrt{c_u^2 + c_n^2} \quad (m/sec) \quad (4.5)$$

Η σχετική ταχύτητα w συνδέεται ως εξής με την απόλυτη ταχύτητα c :

$$w_r = c_r, w_z = c_z, w_u = c_u - u \quad (4.6)$$

Άρα η μεσημβρινή συνιστώσα $w_m(w_r, w_z)$ της σχετικής ταχύτητας ταυτίζεται με τη μεσημβρινή συνιστώσα c_m της αντίστοιχης απόλυτης ταχύτητας.

Το μέτρο της σχετικής ταχύτητας θα είναι:

$$w = \sqrt{w_u^2 + w_m^2} \quad (m/sec) \quad (4.7)$$

Τρίγωνο ταχυτήτων σε μια θέση ονομάζεται το διανυσματικό τρίγωνο του οποίου οι τρεις πλευρές είναι οι \vec{c} , \vec{u} , \vec{w} (σχήμα 4.1) μέσω του οποίου εκφράζεται η διανυσματική εξίσωση 4.1 όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα. Οι κλίσεις των \vec{c} και \vec{w} μετρώνται από την αντίστοιχη περιφερειακή διεύθυνση, δηλαδή ως προς την αντίστοιχη περιφερειακή ταχύτητα \vec{u} . Ωστόσο στην αμερικάνικη βιβλιογραφία μετρώνται ως προς την αντίστοιχη ακτινική διεύθυνση, οι γωνίες τους δηλαδή είναι συμπληρωματικές. Στο κεφάλαιο 12 θα αναπτυχθεί και αυτή η μέθοδος γιατί σε αυτή βασίζεται το πρόγραμμα που χρησιμοποιήσαμε. Στη πρώτη περίπτωση, λοιπόν, η γωνία β της σχετικής ταχύτητας μετράται από την περιφερειακή διεύθυνση προς το διάνυσμα της \vec{w} . Όπως αναφέρθηκε και πριν θεωρούμε ότι το ρευστό είναι απαλλαγμένο συστροφής άρα $c_{u1} = 0$. Συνεπώς στη διατομή 1 (είσοδος πτερωτής) η απόλυτη ταχύτητα θα είναι ίση με την μεσημβρινή συνιστώσα της:

$$c_1 = c_{m1} = \frac{Q_u}{(\pi D_1 - z s_{u1}) b_1} \quad (m/sec) \quad (4.8)$$

ή αν αμελήσουμε το πάχος των πτερυγίων:

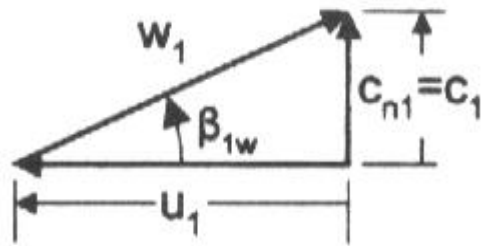
$$c_1 = c_{m1} = \frac{Q_u}{\pi D_1 b_1} \quad (m/sec) \quad (4.9)$$

και άρα το τρίγωνο εισόδου είναι πάντα ορθογώνιο όπως φαίνεται και στο σχήμα 4.2α. Η περιφερειακή ταχύτητα u_1 θα είναι:

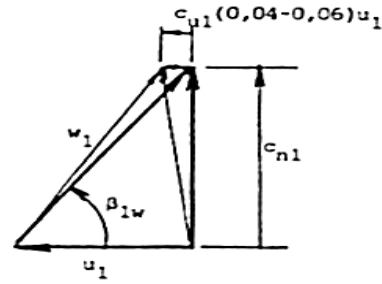
$$u_1 = \frac{\omega D_1}{2} \quad (m/sec)$$

Η κλίση της σχετικής ταχύτητας \vec{w}_1 , η β_{1w} του ρευστού θα είναι ίση με τη γωνία των πτερυγίων β_1 , δηλαδή:

$$\tan \beta_1 = \tan \beta_{1w} = \frac{c_{m1}}{u_1} \quad (4.10)$$



Σχήμα 4.2α Τρίγωνο ταχυτήτων στην είσοδο αν δεν υπάρχει συστροφή (Παπαντώνης Δ., 2002)



Σχήμα 4.2β Τρίγωνο ταχυτήτων στην είσοδο αν υπάρχει συστροφή (Παπαντώνης Δ., 2002)

Σε περίπτωση που λαμβάναμε υπόψη τη συστροφή του ρευστού και κατ' επέκταση και τη c_{u1} το ρευστό θα έμπαινε στη διατομή 1 με μια γωνία β_{1w} διαφορετική από τη γωνία των πτερυγίων β_1 και το τρίγωνο ταχυτήτων θα ήταν όπως στο σχήμα 4.2β.

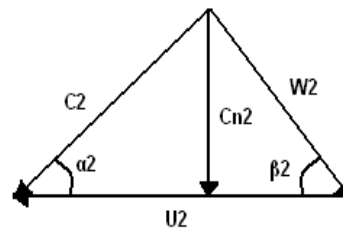
Στη διατομή εξόδου της πτερωτής (σχήμα 4.3), δηλαδή στη διάμετρο D_2 για το αντίστοιχο τρίγωνο ταχυτήτων ισχύουν οι ακόλουθες σχέσεις:

$$u_2 = \frac{\omega D_2}{2} \quad (m/sec)$$

$$c_{n2} = c_{r2} = \frac{Q_u}{(\pi D_2 - z s_{u2}) b_2} \quad (m/sec) \quad (4.11a)$$

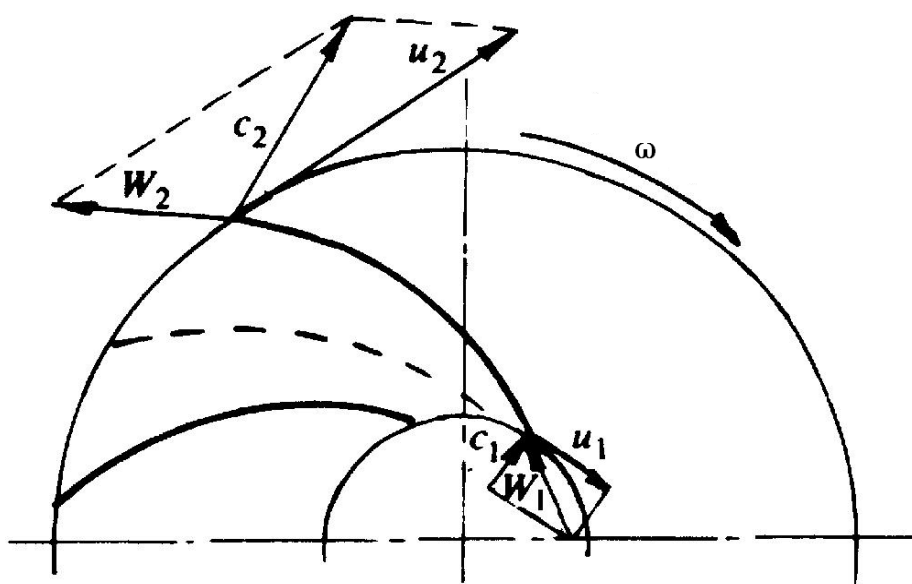
ή αν αμελήσουμε το πάχος των πτερυγίων

$$c_{n2} = c_{r2} = \frac{Q_u}{\pi D_2 b_2} \quad (m/sec) \quad (4.11\beta)$$



Σχήμα 4.3 Ιδεατό τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο της πτερωτής (Παπαντώνης Δ., 2002)

Στο σχήμα 4.4 απεικονίζεται η θέση των τριγώνων ταχυτήτων στην πτερωτή καθώς και η φορά που έχουν οι ταχύτητες σύμφωνα με την ταχύτητα περιστροφής.



Σχήμα 4.4 Τρίγωνα ταχυτήτων στην είσοδο και στην έξοδο της πτερωτής.

(Neumann B., 1991)

4.1 Ιδεατή και πραγματική πτερωτή

Εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι το παραπάνω τρίγωνο ταχυτήτων του σχήματος 4.3 για τη διατομή 2 αφορά τη ιδεατή πτερωτή δηλαδή μια πτερωτή με οριακά άπειρο πλήθος πτερυγίων (απείρωσ λεπτού πάχους). Σε αυτή την περίπτωση η σχετική ταχύτητα \bar{w}_2 θα έχει την κλίση β_2 των πτερυγίων στη διατομή εξόδου, συνεπώς τα του στοιχεία ρευστού φεύγουν από την πτερωτή εφαιπτομενικά προς τις επιφάνειες των πτερυγίων οι οποίες τα καθοδηγούν, δεδομένου ότι το διάκενο μεταξύ δυο διαδοχικών πτερυγίων είναι απείρωσ μικρό και δε θα μπορούσε να εκδηλωθεί οποιαδήποτε απόκλιση της σχετικής ταχύτητας από τις επιφάνειες που την καθοδηγούν. Μάλιστα σε αυτή την περίπτωση για να υποδείξουμε ότι μιλάμε για την ιδεατή πτερωτή χρησιμοποιούμε τονούμενα μεγέθη δηλαδή w_2' . Η αντίστοιχη απόλυτη ταχύτητα του ιδεατού τριγώνου είναι η c_2' και η αντίστοιχη προβολή της στην περιφερειακή διεύθυνση θα είναι η c_{u2}' . Άρα το θεωρητικό ύψος της ιδεατής πτερωτής είναι ίσο προς:

$$H_{ii} = \frac{U_2 c_{u2}'}{g} \quad (m/sec) \quad (4.12)$$

Στην πραγματικότητα όμως η ροή δεν ακολουθεί ακριβώς τα πτερύγια. Επειδή έχουμε πεπερασμένο πλήθος πτερυγίων, το ρευστό, στο διάκενο μεταξύ δυο διαδοχικών πτερυγίων

έχει δυνατότητα εκδήλωσης της αδράνειας του και δεν παραλαμβάνει όλη τη συστροφή που θα του έδινε η ιδεατή πτερωτή. Η γωνία της ροής β_{2w} δεν είναι ταυτόσημη με τη γωνία των πτερυγίων β_2 επειδή η σχετική ταχύτητα W_2 είναι πιο κεκλιμένη αντίθετα από τη φορά περιστροφής. Έτσι φαίνεται ότι το ρευστό στρέφεται σε σχέση με τη πτερωτή με αντίθετη φορά. Επιπλέον για τη πραγματική πτερωτή ισχύει ότι $c_{u2} < c'_{u2}$ και άρα $H_u < H_{ui}$. Έτσι εισάγεται ο ιδεατός βαθμός απόδοσης της πτερύγωσης:

$$\eta_i = \frac{H_u}{H_{ui}} = \frac{c_{u2}}{c'_{u2}} \quad (4.13)$$

Εκφράζει τη δυνατότητα πρόσδοσης ενέργειας της πραγματικής πτερωτής σε σύγκριση με την αντίστοιχη ιδεατή. Η τιμή του η_i πλησιάζει τόσο περισσότερο τη μονάδα όσο μεγαλύτερο είναι το πλήθος z των πτερυγίων. Δεδομένου ότι ισχύει πάντα $\eta_i < 1$ θα ισχύουν οι σχέσεις:

$$\beta_{2w} < \beta_2 \text{ και } a_2 > a'_2$$

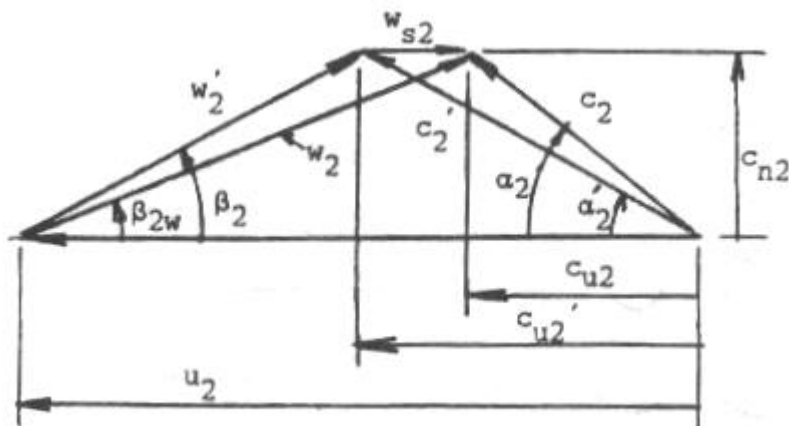
όπου με a_2 και a'_2 εκφράζεται η κλίση της απόλυτης ταχύτητας, του πραγματικού και του ιδεατού τριγώνου αντίστοιχα. Η διαφορά των \vec{w}_2 και \vec{w}'_2 είναι η \vec{w}'_{s2} και είναι παράλληλη προς την περιφερειακή ταχύτητα \vec{u}_2 με αντίθετη φορά προς αυτήν. Επίσης ισχύουν οι σχέσεις:

$$c_{u2} = c'_{u2} - w_{s2} \quad (m/sec) \quad (4.14)$$

$$\eta_i = \frac{c_{u2}}{c'_{u2}} = 1 - \frac{w_{s2}}{c'_{u2}} \quad (4.15)$$

$$\text{όπου: } c'_{u2} = u_2 - \frac{c_{n2}}{\tan \beta_2} \quad (m/sec) \quad (4.16)$$

Έτσι το τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο θα είναι:



Σχήμα 4.7 Ιδεατό και πραγματικό τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο της πτερωτής (Παπαντώνης Δ., 2002)

Η τιμή του ιδεατού βαθμού απόδοσης η_i της πτερύγωσης μιας πτερωτής αυξάνεται όσο:

- αυξάνεται το πλήθος z των πτερυγίων
- αυξάνεται ο λόγος $\frac{D_2}{D_1}$
- μειώνεται η γωνία β_2

5. ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Η ροή του υγρού δια μέσου της αντλίας συνοδεύεται από ανάπτυξη απωλειών οι οποίες διακρίνονται σε τρεις τύπους: τις *υδραυλικές* τις *ογκομετρικές* και τις *μηχανικές* απώλειες.

Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης η_h ορίζεται ως:

$$\eta_h = \frac{H}{H_u} = \frac{H_u - \delta h_{fea}}{H_u} = 1 - \frac{\delta h_{fea}}{H_u} \quad \text{όπου} \quad (5.1)$$

δh_{fea} οι υδραυλικές απώλειες, οι οποίες διακρίνονται σε υδραυλικές απώλειες τριβής δh_τ και σε υδραυλικές απώλειες κρούσεως δh_a , έτσι έχουμε:

$$\delta h_{fea} = \delta h_\tau + \delta h_a \quad (5.2)$$

Το ολικό ύψος της αντλίας μπορεί να εκφραστεί, εισάγοντας και τους όρους η_i, η_h ως εξής:

$$H = \eta_h H_u = \frac{\eta_i \eta_h}{g} u_2^2 \left(1 - \frac{c_{n2} / u_2}{\tan \beta_2} \right) \quad (m\Sigma Y) \quad (5.3)$$

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως εξής:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_u} = 1 - \frac{\delta Q}{Q_u} \quad (5.4)$$

όπου $Q_u = Q + \delta Q$ με,

Q την συνολική παροχή που διακινείται από την αντλία και,

Q_u την παροχή που διέρχεται από την πτερωτή

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως:

$$\eta_m = \frac{N_u}{N} \quad \text{όπου} \quad (5.5)$$

N η μηχανική ισχύς που προσδίδεται στην άτρακτο της αντλίας μέσω του κινητήρα,

N_u η περιφερειακή ισχύς που διατίθεται στη πτερωτή ώστε να τη μετατρέψει σε υδραυλική ενέργεια που προσδίδεται στο διακινούμενο υγρό. Επίσης το υπόλοιπο μέρος της ισχύος, N_m ,

δαπανάται για την υπερνίκηση των απωλειών τριβής των στρεφόμενων μερών της αντλίας. Έτσι έχουμε:

$$N = N_u + N_m \quad (W) \quad (5.6)$$

Η ισχύς των μηχανικών απωλειών διακρίνεται σε δυο όρους: την ισχύ N_E που οφείλεται στις απώλειες τριβής των εδράνων και των στυπιοθλιπτών και την ισχύ N_s στρεφόμενου δίσκου που οφείλεται στην τριβή μεταξύ της στρεφόμενης πτερωτής (στις εξωτερικές επιφάνειες της πλήμνης και της στεφάνης) και του ρευστού που βρίσκεται στα διάκενα, θα είναι δηλαδή:

$$N_m = N_E + N_s \quad (W) \quad (5.7)$$

και συνδυάζοντας όλα τα παραπάνω προκύπτει:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_E}{N} - \frac{N_s}{N} = 1 - \zeta_E - \zeta_s \quad (5.8)$$

στις οποίες με

$$\zeta_E = \frac{N_E}{N} \quad \text{και} \quad \zeta_s = \frac{N_s}{N}$$

συμβολίζονται η παράμετρος απωλειών εδράνων και η παράμετρος απωλειών στρεφόμενου δίσκου αντίστοιχα.

Ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ορίζεται ως:

$$\eta = \frac{N_i}{N} = \frac{\gamma H Q}{N} \quad (5.9)$$

Λαμβάνοντας υπόψη τις σχέσεις ορισμού των βαθμών απόδοσης υδραυλικού η_h , ογκομετρικού η_Q και μηχανικού η_m , θα ισχύει:

$$N = \frac{N_u}{\eta_m} = \frac{\gamma H_u Q_u}{\eta_m} = \frac{\gamma H Q}{\eta_m \eta_h \eta_Q} \quad (W) \quad (5.10)$$

Έτσι προκύπτει ότι:

$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_Q \quad (5.11)$$

Συνεπώς ο ολικός βαθμός απόδοσης είναι το γινόμενο του υδραυλικού, του μηχανικού και του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης. Για σταθερή ταχύτητα περιστροφής της πτερωτής ο μηχανικός και (λιγότερο) ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης εξαρτώνται ελάχιστα από το σημείο λειτουργίας και κατ'επέκταση τη διακινούμενη παροχή. Αντίθετα οι υδραυλικές απώλειες και αντίστοιχα ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης μεταβάλλονται πολύ έντονα με τη διακινούμενη παροχή. Επίσης, η τιμή των η_Q, η_m είναι πολύ υψηλή με αποτέλεσμα η τιμή του ολικού βαθμού απόδοσης, για σταθερή ταχύτητα περιστροφής, να διαμορφώνεται κατά βάση από την τιμή του υδραυλικού βαθμού απόδοσης. Συνεπώς το μέγιστο του ολικού βαθμού απόδοσης συμπίπτει, με πολύ καλή προσέγγιση, με το σημείο λειτουργίας στο οποίο ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης αποκτά τη μέγιστη τιμή του.

6. ΟΜΟΙΟΤΗΤΑ

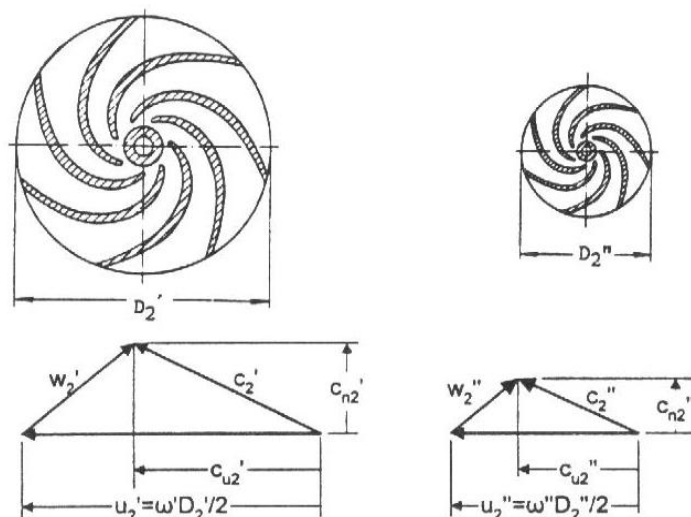
Οι νόμοι της ομοιότητας έχουν μεγάλο πρακτικό ενδιαφέρον όταν θέλουμε να εκτιμήσουμε τη νέα χαρακτηριστική μιας αντλίας εάν αλλάζουμε στροφές στον κινητήρα αλλά και όταν χρησιμοποιούμε μια γεωμετρικά όμοια (συνήθως μικρότερη) ώστε να εκτιμήσουμε τη χαρακτηριστική μιας αντλίας που πρόκειται να κατασκευαστεί. Η δεύτερη περίπτωση έχει μεγάλη πρακτική στην περίπτωση των εργαστηριακών δοκιμών για κάποια υδροδυναμική μηχανή, γεωμετρικά όμοια με την υπό μελέτη, της οποίας οι διαστάσεις είναι απαγορευτικές για μια δοκιμή στο εργαστήριο. Από την πλήρη εργαστηριακή δοκιμή του μοντέλου προκύπτουν χρήσιμα συμπεράσματα όσον αφορά στην προβλεπόμενη λειτουργική συμπεριφορά της πραγματικής υδροδυναμικής μηχανής. Επίσης προκύπτουν οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας, η καμπύλη του βαθμού απόδοσης, διαπιστώνεται η ομαλή ή όχι λειτουργία σε μερικά φορτία, η ανάπτυξη σπηλαιώσης κλπ. Στη συνέχεια μπορούν να γίνουν οι κατάλληλες τροποποιήσεις στη σχεδίαση μέχρι να επιτευχθεί η επιθυμητή λειτουργική συμπεριφορά. Ωστόσο θα πρέπει να τηρούνται ορισμένες συνθήκες για να ισχύουν οι νόμοι της ομοιότητας:

- Οι μηχανές που συγκρίνονται πρέπει να είναι γεωμετρικά όμοιες στις διαστάσεις τους, όπου ο λόγος ομοιότητας τους συμβολίζεται με λ και ο οποίος είναι ίσος προς το λόγο δυο αντίστοιχων γεωμετρικών μεγεθών τους, άρα $\lambda = \frac{D'_2}{D''_2}$ (τα μεγέθη που αναφέρονται στη μια μηχανή χαρακτηρίζονται με ένα τόνο ενώ τα αντίστοιχα της άλλης με δυο τόνους)
- Η ροή μέσα στην πτερωτή πρέπει να είναι κινηματικά όμοια. Αυτό σημαίνει ότι τα τρίγωνα ταχυτήτων πρέπει να είναι γεωμετρικά όμοια
- Πρέπει να ισχύει η δυναμική ομοιότητα της ροής. Η ανάπτυξη των οριακών στρωμάτων, των εγκάρσιων στροβιλισμών, των ενδεχόμενων αποκολλήσεων και της τύρβης της ροής πρέπει να συμπεριφέρονται όμοια που σημαίνει ότι ο αριθμός Reynolds μεταξύ των δυο γεωμετρικά όμοιων μηχανών να έχει περίπου την ίδια τιμή.

Στα αντίστοιχα σημεία λειτουργίας τα αντίστοιχα τρίγωνα ταχυτήτων θα είναι όμοια μεταξύ τους και θα ισχύει η σχέση:

$$\frac{u'_2}{u''_2} = \frac{c'_{u2}}{c''_{u2}} = \frac{c'_{m2}}{c''_{m2}} = \frac{w'_2}{w''_2} = \frac{D'_2 n'}{D''_2 n''} = \lambda \frac{n'}{n''} \quad (6.1)$$

Στο σχήμα 6.1 φαίνονται τα όμοια τρίγωνα ταχυτήτων των γεωμετρικά όμοιων αντλιών.



Σχήμα 6.1 Όμοια τρίγωνα εξόδου σε γεωμετρικά όμοιες πτερωτές
(Παπαντώνης Δ., 2002)

Εισάγοντας τους όρους του ύψους H , της παροχής Q και της ισχύος N προκύπτουν για τα αντίστοιχα σημεία λειτουργίας οι σχέσεις:

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^3 \left(\frac{n'}{n''}\right) = \lambda^3 \left(\frac{n'}{n''}\right) \quad (6.2a)$$

$$\frac{H'}{H''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2 \left(\frac{n'}{n''}\right)^2 = \lambda^2 \left(\frac{n'}{n''}\right)^2 \quad (6.2\beta)$$

$$\frac{N'}{N''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^5 \left(\frac{n'}{n''}\right)^3 = \lambda^5 \left(\frac{n'}{n''}\right)^3 \quad (6.2\gamma)$$

7. ΕΙΔΙΚΟΣ ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΤΡΟΦΩΝ

Με σκοπό τη διαμόρφωση μιας παραμέτρου που να είναι ενδεικτική της μορφής της μεσημβρινής τομής της πτερωτής εισάγεται ο όρος του ειδικού αριθμού στροφών σύμφωνα με την ακόλουθη ανάλυση: έστω μια υδροδυναμική μηχανή, διαμέτρου πτερωτής D_2 της οποίας το κανονικό σημείο λειτουργίας είναι (H_q, Q_q) υπό ταχύτητα περιστροφής n . Θα υπάρχει μια υδροδυναμική μηχανή γεωμετρικά όμοια προς την εξεταζόμενη (δείκτης q), διαμέτρου πτερωτής D_{2q} και της οποίας το κανονικό σημείο λειτουργίας θα είναι ίσο με τη μονάδα παροχής και ύψους, δηλαδή $Q_q = 1$, $H_q = 1$ αντίστοιχα, και η οποία θα πρέπει να στρέφεται υπό ταχύτητα περιστροφής n_q . Στα κανονικά σημεία ως αντίστοιχα, θα ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις ομοιότητας:

$$\frac{Q_{\kappa}}{Q_q} = \left(\frac{D}{D_q}\right)^3 \left(\frac{\eta}{\eta_q}\right) \quad (7.1\alpha)$$

$$\frac{H_{\kappa}}{H_q} = \left(\frac{D}{D_q}\right)^2 \left(\frac{\eta}{\eta_q}\right)^2 \quad (7.1\beta)$$

Στις δυο εξισώσεις υπάρχουν δυο άγνωστοι: η διάμετρος D_q της γεωμετρικά όμοιας αντλίας και η ταχύτητα περιστροφής της η_q , από την επίλυση των οποίων προκύπτει (για $Q_q = 1$ και $H_q = 1$):

$$\eta_q = \eta \frac{Q_{\kappa}^{1/2}}{H_{\kappa}^{3/4}} \quad (7.2)$$

όπου Q σε m^3/h , H σε $m\Sigma Y$ και n σε rpm

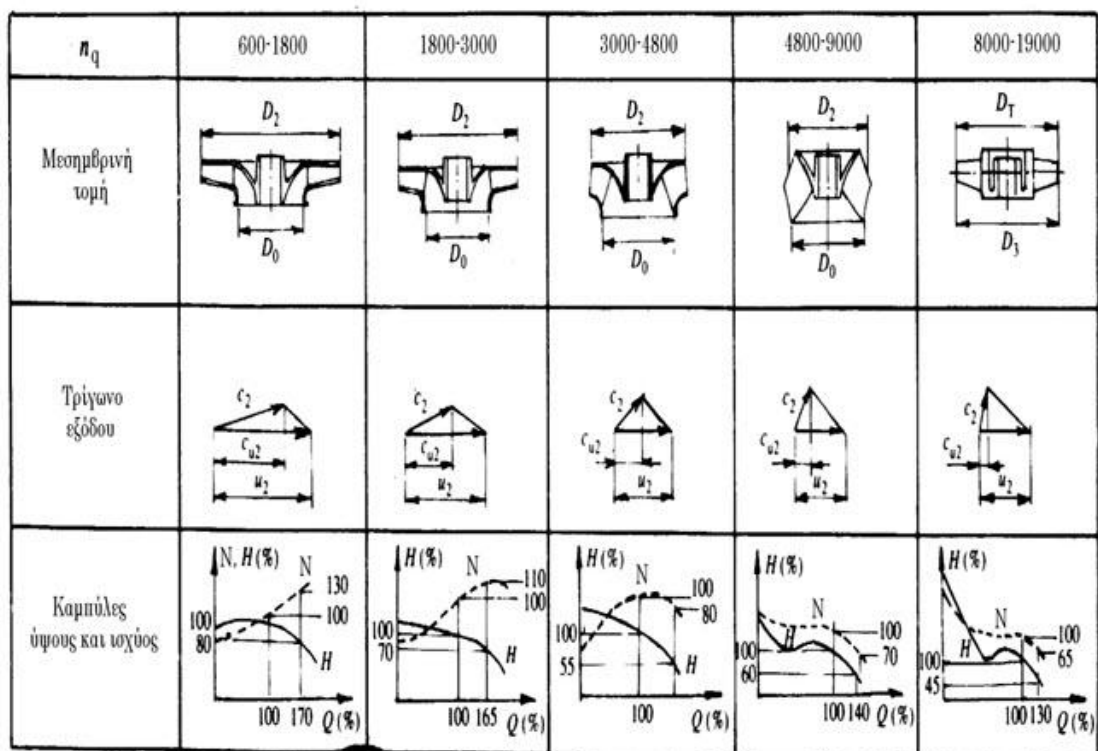
Έτσι η ταχύτητα περιστροφής η_q της γεωμετρικά όμοιας αντλίας που έχει κανονικό σημείο λειτουργίας $Q_q = 1$ και $H_q = 1$ ονομάζεται ειδικός αριθμός στροφών της μηχανής και εξαρτάται από τα κύρια χαρακτηριστικά της αντλίας στο κανονικό σημείο λειτουργίας της, δηλαδή την παροχή Q_{κ} , το ύψος H_{κ} και την ταχύτητα περιστροφής n .

Μπορεί να εκφραστεί και αδιάστατα μέσω της σχέσης:

$$n_{q,\alpha\delta} = \frac{\omega Q^{1/2}}{g^{3/4} H^{3/4}} \quad (7.3)$$

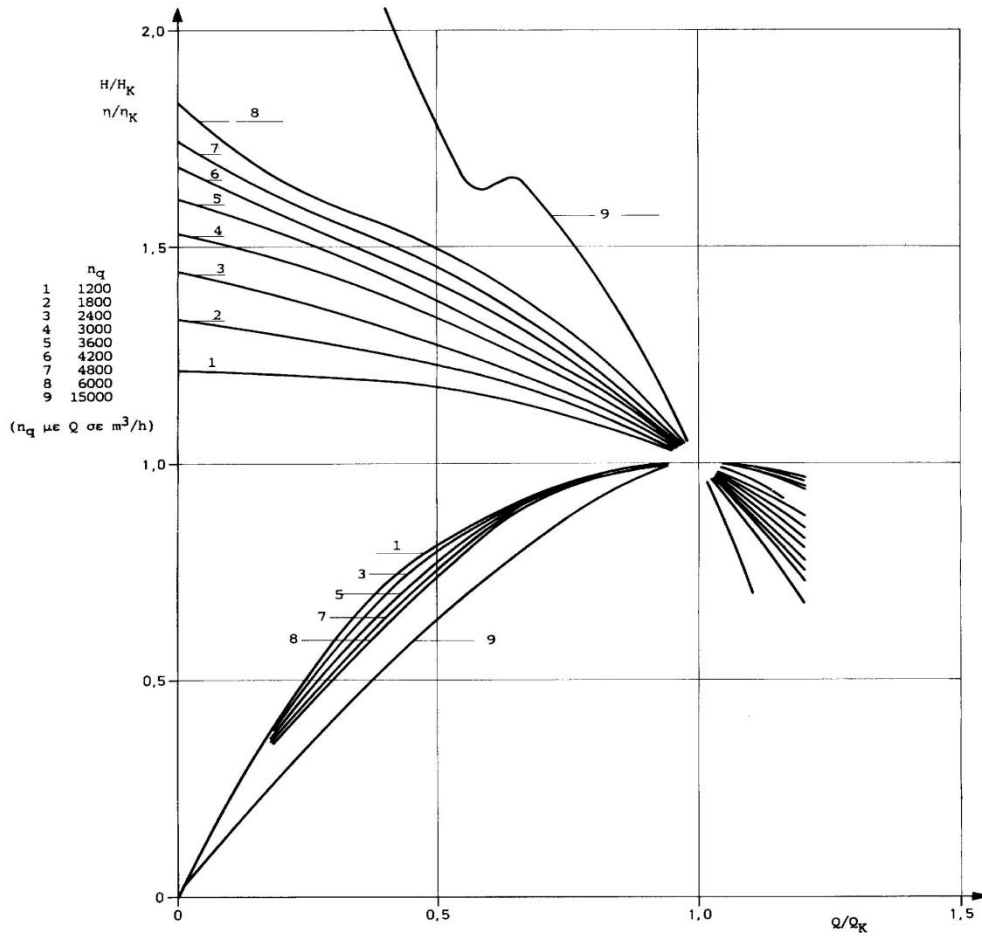
αρκεί να χρησιμοποιηθούν m^3/s για το Q , m για το H , $1/s$ για τη γωνιακή ταχύτητα ω και $9,81 m/s^2$ για την επιτάχυνση της βαρύτητας g . Οι μονάδες που αναπτύσσονται στο αμερικάνικο σύστημα (που χρησιμοποιούνται και από τα προγράμματα της εργασίας) αναπτύσσονται παρακάτω.

Μια οικογένεια αντλιών, γεωμετρικά όμοιες μεταξύ τους χαρακτηρίζονται από τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών n_q (χωρίς όμως να συνεπάγεται και το αντίστροφο). Επίσης, η τιμή του n_q είναι ενδεικτική της μορφής της μεσημβρινής τομής της πτερωτής και κατ' αναλογία ολόκληρης της μηχανής. Πιο συγκεκριμένα. Όσο αυξάνεται η τιμή του n_q τόσο η μορφή της πτερωτής γίνεται περισσότερο μεικτής και οριακά αξονικής ροής ενώ όσο μικρότερη είναι η τιμή του n_q τόσο περισσότερο ακτινικής ροής γίνεται η πτερωτή, δηλαδή μειώνεται ο λόγος b_2/D_2 . Αυτό αντικατοπτρίζεται στο σχήμα 7.1.

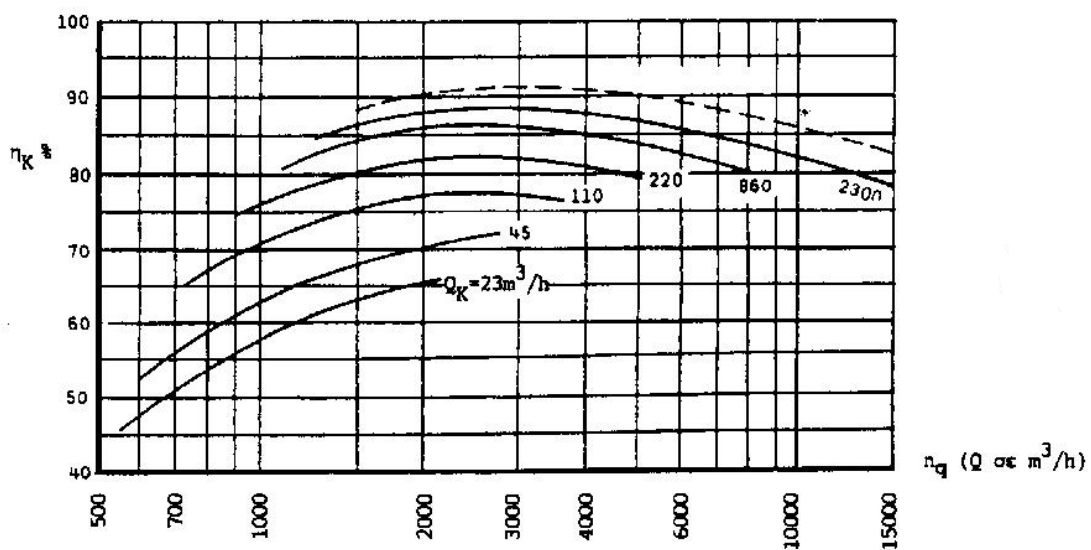


Σχήμα 7.1 Ενδεικτικές μορφές της μεσημβρινής τομής πτερωτής αντλίας των τριγώνων ταχυτήτων εξόδου και των χαρακτηριστικών καμπυλών $(H, Q), (N, Q)$ για διάφορες τιμές του n_q (Neumann B.,1991)

Εκτός αυτών, η τιμή του n_q είναι ενδεικτική της μορφής των αδιάστατων χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας (H, Q) και (η, Q) όπως φαίνεται στο σχήμα 7.2 παρακάτω. Ακόμη, η στατιστική επεξεργασία μεγάλου πλήθους σωστά σχεδιασμένων φυγόκεντρων αντλιών οδήγησε στο διάγραμμα (σχήμα 7.3) που συσχετίζει τον ειδικό αριθμό στροφών και την παροχή με τον ολικό βαθμό απόδοσης. Γίνεται λοιπόν φανερό ότι μελετώντας μια γεωμετρικά όμοια αντλία μπορούμε να κάνουμε μια εκτίμηση για την τιμή του ολικού βαθμού απόδοσης της υπό μελέτη αντλίας και στη συνέχεια μέσω των αδιάστατων καμπυλών λειτουργίας να εκτιμήσουμε τις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της.



Σχήμα 7.2 Τυπικές αδιάστατες καμπύλες λειτουργίας φυγόκεντρων αντλιών για διάφορες τιμές του ειδικού αριθμού στροφών n_q (H σε $m\Sigma Y$, Q σε m^3/h), (Sulzer Brothers Ltd, 1989)



Σχήμα 7.3 Στατιστικό διάγραμμα του ολικού βαθμού απόδοσης η_K στο κανονικό σημείο λειτουργίας καλά σχεδιασμένων αντλιών (Παπαντώνης Δ., 2002)

8. ΑΔΙΑΣΤΑΤΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ

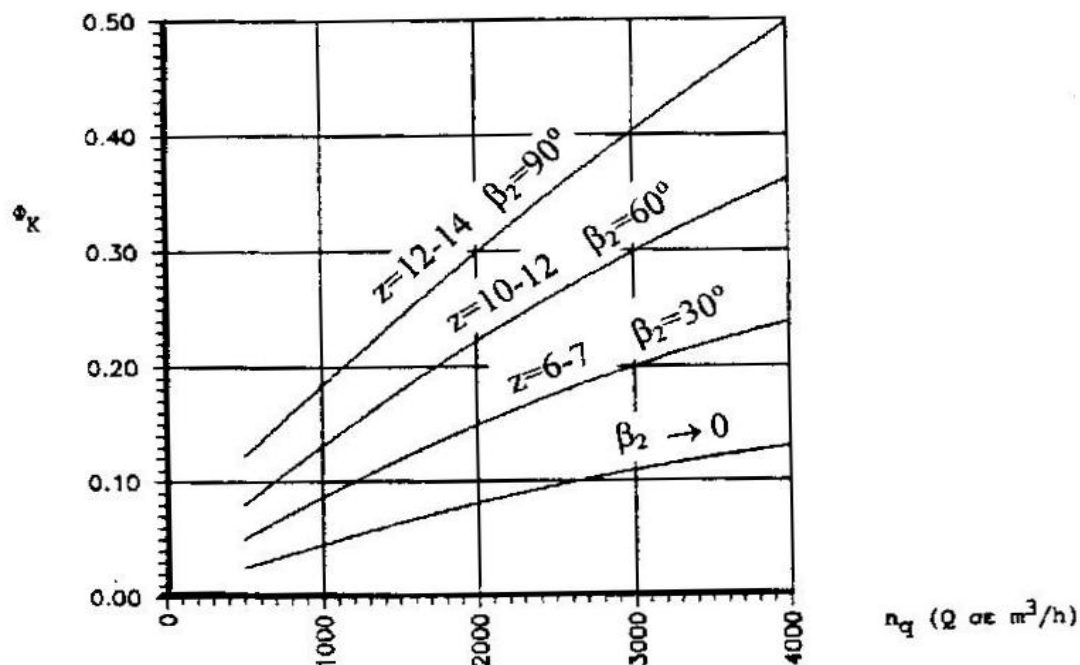
Μεγάλη χρησιμότητα έχει η χάραξη των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας μιας οικογένειας γεωμετρικά όμοιων μηχανών σε αδιάστατη μορφή έτσι ώστε να οι καμπύλες να είναι ενδεικτικές της γεωμετρίας των αντλιών, αλλά ταυτόχρονα ανεξάρτητες του μεγέθους και της ταχύτητας περιστροφής τους. Γι' αυτό το λόγο εισάγονται οι αδιάστατες παράμετροι παροχής και ύψους, Φ και Ψ αντίστοιχα, οι οποίες στην περίπτωση των αντλιών ορίζονται ως:

$$\Phi = \frac{c_{n2}}{u_2} \quad \text{και} \quad \Psi = \frac{2gH}{u_2^2} \quad (8.1)$$

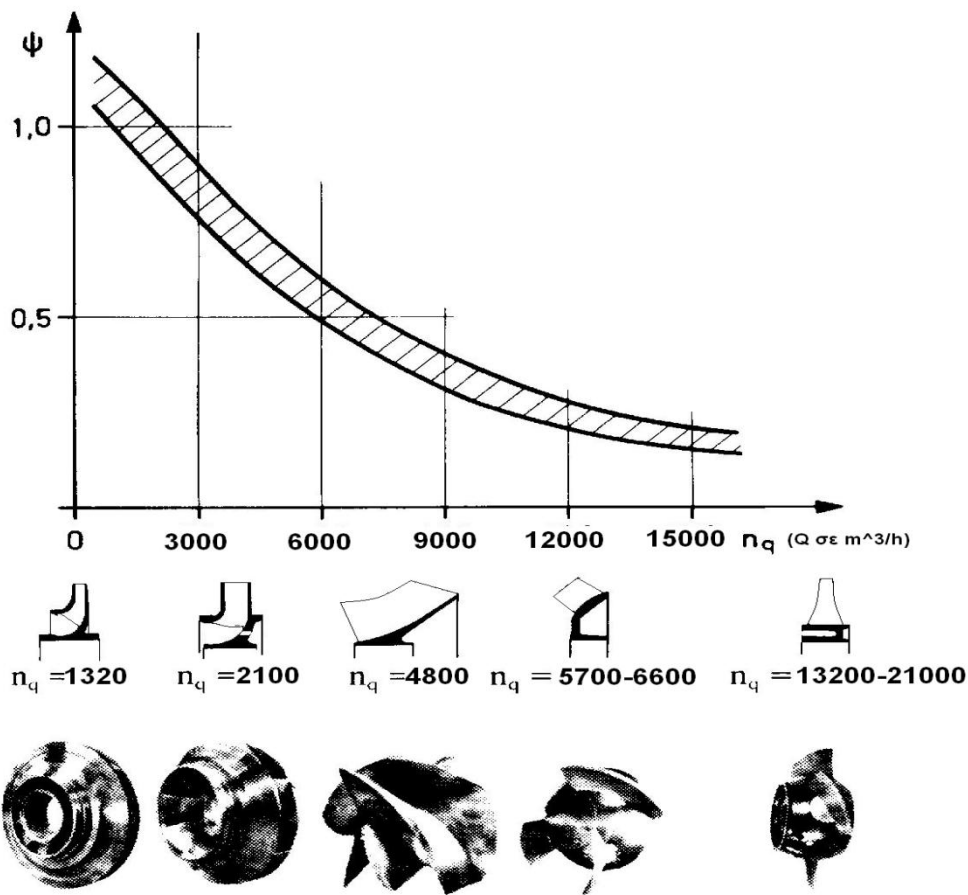
μια σχέση που συνδέει και τις δυο παραμέτρους είναι η:

$$\Psi = 2\eta_i\eta_h \left(1 - \frac{\Phi}{\tan \beta_2} \right) \quad (8.2)$$

Διάφορες πειραματικές σχέσεις έχουν προταθεί στην παγκόσμια βιβλιογραφία που να συνδέουν την παράμετρο ύψους με τον ειδικό αριθμό στροφών. Σύμφωνα με μια πρόταση (Tuzson J. 2000) η παράμετρος ύψους γενικά μειώνεται, σχεδόν γραμμικά, από $\Psi=0,75$ για $n_q = 1200$ σε $\Psi=0,45$ για $n_q = 4600$. Γενικότερα, τυπικές τιμές για την παράμετρο ύψους είναι $\Psi=0,4$ έως $\Psi=0,7$ και για την παράμετρο παροχής είναι $\Phi=0,05$ έως $\Phi=0,2$. Η συσχέτιση του Φ και του Ψ με τον ειδικό αριθμό στροφών φαίνεται και στα σχήματα 8.1 και 8.2



Σχήμα 8.1 Διάγραμμα συσχέτισης της παραμέτρου παροχής Φ στο κανονικό σημείο λειτουργίας με την τιμή του ειδικού αριθμού στροφών n_q (Παπαντώνης Δ., 2002)



Σχήμα 8.2 Παράμετρος ύψους συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών n_q και οι αντίστοιχες μορφές της πτερωτής. (Sulzer Brothers Ltd, 1989)

9. ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ

Το φαινόμενο της σπηλαιώσης αναπτύσσεται όταν σε μια περιοχή της ροής η στατική πίεση τείνει τοπικά να γίνει μικρότερη από την πίεση ατμοποίησης του υγρού p_s , οπότε αυτό ατμοποιείται και αναπτύσσεται ένας θύλακας ατμοποιημένου υγρού, δηλαδή ατμού. Η υψηλή τοπική ταχύτητα κοντά στην ακμή πρόσπτωσης της πτερώγωσης (και ιδιαίτερα στην ακμή υποπίεσης) αντιστοιχεί σε χαμηλή στατική πίεση με αποτέλεσμα την πιθανότητα εμφάνισης σπηλαιώσης. Υπό συνθήκες σπηλαιώσης, όπως προαναφέρθηκε, αναπτύσσονται θύλακες ατμού. Ο αναπτυσσόμενος ατμός και η αντίστοιχη αύξηση του όγκου του περιορίζουν την παροχή και την περαιτέρω αύξησή της.

Στη συνέχεια,, η κατάρρευση των διάφορων θυλάκων αναγκάζει το περιβάλλον υγρό να καλύψει άμεσα το κενό με αποτέλεσμα να έχουμε κρουστικά φαινόμενα πάνω στις πτερυγώσεις, δημιουργώντας πολύ υψηλές τοπικά πιέσεις που μπορούν να καταστρέψουν το υλικό της πτερωτής.

Αυτή η φθορά από τη σπηλαιώση πρέπει να αποφεύγεται και παραμένει ένα καθοριστικό σημείο στη σχεδίαση, επιλογή και λειτουργία μιας αντλίας. Στην εικόνα (σχήμα 9.1) φαίνεται η πτερωτή αντλίας μεικτής ροής μετά από μακρά λειτουργία υπό συνθήκες σπηλαιώσης, οι οποίες δημιούργησαν τη συγκεκριμένη φθορά



Σχήμα 9.1 Διάβρωση λόγω σπηλαιώσης στα πτερώγια μιας αντλίας μεικτής ροής (www.iapws.jp)

Για να εξετάσουμε τη συμπεριφορά της αντλίας ως προς τη σπηλαιώση εισάγονται οι ακόλουθοι όροι:

Το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης H_θ το οποίο χαρακτηρίζει την εγκατάσταση της αντλίας και εκφράζει τη διαφορά της ολικής πίεσης στη διατομή της αντλίας ως προς την πίεση ατμοποίησης του υγρού.

$$H_\theta = H_{oe} - H_s = (H_M - H_s) + H_{kp} \quad (m\Sigma Y) \quad (9.1)$$

όπου H_{oe} το ύψος της αντλίας στη διατομή εισόδου,

$$\bullet \quad H_{oe} = H_M + (1 + \zeta) \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} = H_M + \lambda_2 \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} \quad (9.2)$$

$$\bullet \quad \lambda_1 = \left(\frac{w_M}{w_1} \right)^2 - 1 \text{ όπου } w_M \text{ η σχετική ταχύτητα στη διατομή } M \text{ που εμφανίζεται η}$$

ελάχιστη τιμή της στατικής πίεσης,

• ζ είναι ένας συντελεστής απωλειών ο οποίος εξαρτάται από τη σχεδίαση του τμήματος εισόδου της αντλίας και το βαθμό κατεργασίας,

$$\bullet \quad \lambda_2 = 1 + \zeta$$

• H_M το ύψος στη διατομή M όπου αναπτύσσεται η ελάχιστη τιμή της στατικής πίεσης.

• H_s η πίεση ατμοποίησης του υγρού p_s εκφρασμένη σε $m\Sigma Y$, δηλαδή το ύψος

$$H_s = \frac{p_s}{\rho g} \quad (9.3)$$

• H_{kp} το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης

Το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης εκφράζει τη διαφορά της ολικής πίεσης στη διατομή εισόδου της αντλίας από την πίεση ατμοποίησης του υγρού που πρέπει να έχει η αντλία ώστε η λειτουργία της να βρίσκεται στο όριο εμφάνισης σπηλαιώσης, δηλαδή όταν $H_M \approx H_s$. Τότε η τιμή του

$H_\theta = H_{oe} - H_s$ παίρνει την ακόλουθη τιμή σύμφωνα με την εξίσωση 9.2

$$H_{kp} = (H_\theta)_{kp} = \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{c_1^2}{2g} \quad (9.4)$$

Ενδεικτικές τιμές των παραμέτρων λ_1 και λ_2 για τυπικές αντλίες γενική χρήσης είναι οι ακόλουθες:

$$\lambda_1 \approx 0,2 \text{ και } \lambda_2 \approx 1,2$$

Σε τρεις διακρίνονται οι καταστάσεις λειτουργίας μιας αντλίας ως προς τη σπηλαιώση:

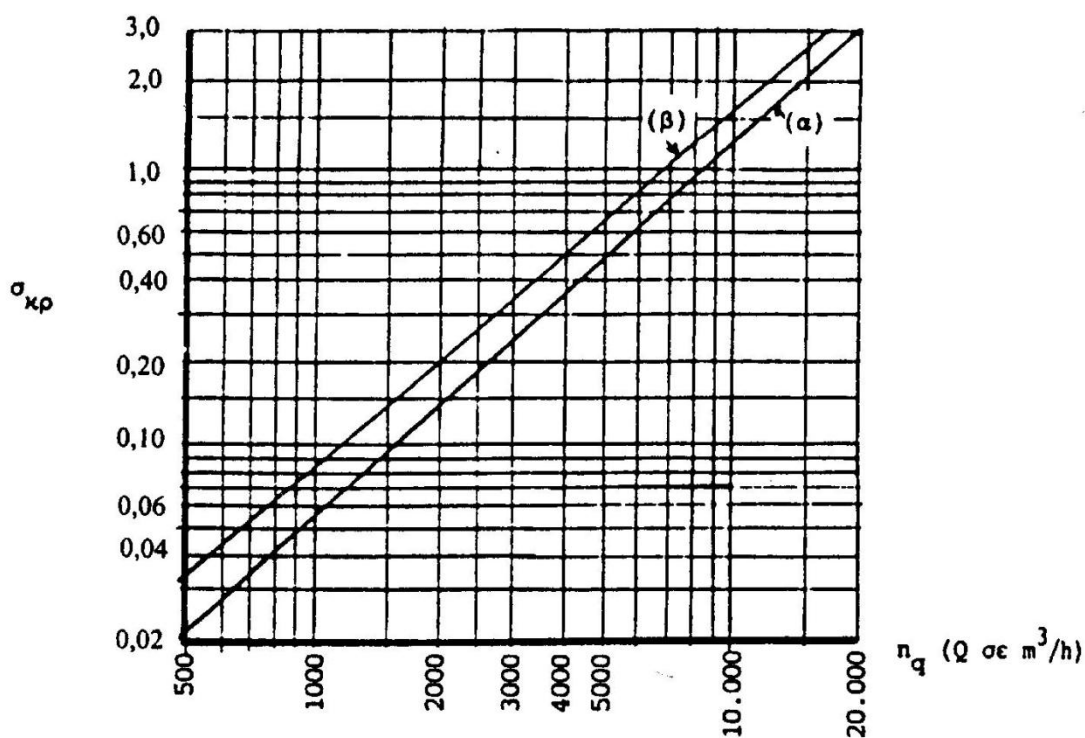
- ασφαλής λειτουργία $\rightarrow H_\theta > H_{kp}$
- επισφαλής λειτουργία $\rightarrow H_\theta \approx H_{kp}$
- μη ασφαλής λειτουργία $\rightarrow H_\theta < H_{kp}$

Επιπλέον εισάγεται η παράμετρος σπηλαιώσης σ_κ που ορίζεται ως:

$$\sigma_\kappa = \frac{H_{kp}}{H_\kappa} \quad (9.5)$$

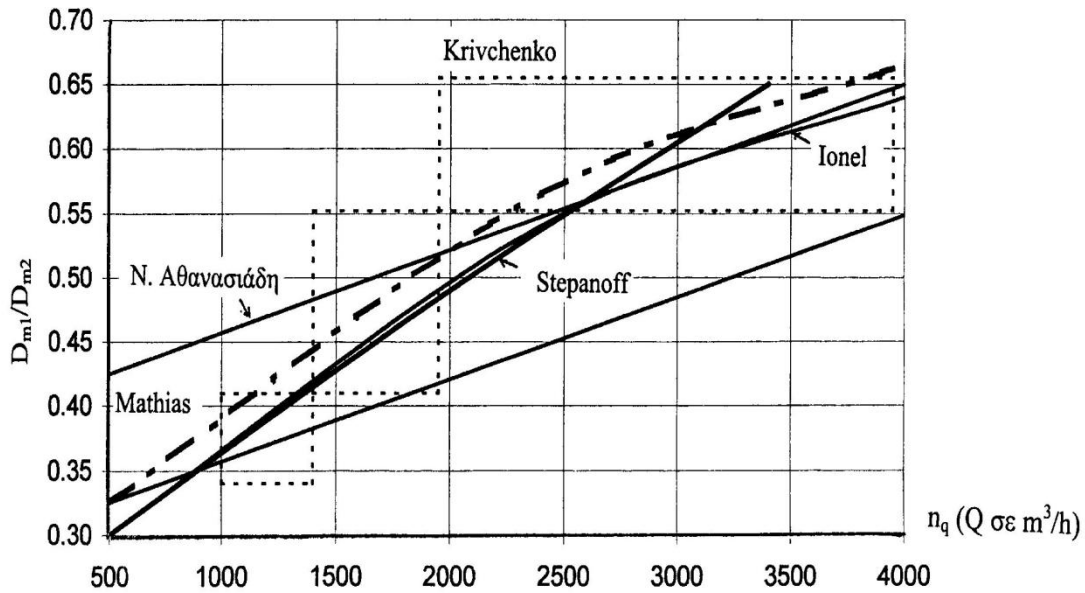
όπου H_κ το ολικό ύψος της αντλίας στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Φυσικά και το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης αναφέρεται στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Η παράμετρος σπηλαιώσης σ_κ εκφράζει τις ιδιότητες της αντλίας αναφορικά με τη σπηλαιώση καθώς και των γεωμετρικά όμοιων προς αυτήν αντλιών δεδομένου ότι γεωμετρικά όμοιες αντλίες (στα αντίστοιχα κανονικά σημεία λειτουργίας) έχουν την ίδια τιμή του σ_κ . Επιθυμία είναι να έχουμε μικρό σ_κ και κατ' επέκταση μικρό H_{kp} . Συγκεκριμένα η τιμή του σ_κ γίνεται τόσο μικρότερη όσο:

- ο λόγος D_1/D_2 είναι μικρός, ή το αντίστροφο, όσο δηλαδή ο λόγος D_2/D_1 είναι μεγάλος οπότε η φόρτιση κάθε πτερυγίου είναι μικρότερη, το ίδιο και η υποπίεση που αναπτύσσεται στη γειτονιά της ακμής πρόσπτωσης. Τυπικές τιμές του λόγου D_1/D_2 αναλόγως του ειδικού αριθμού στροφών φαίνονται στο σχήμα 9.2β,
- η τιμή β_1 είναι μικρή. Για το λόγο αυτό στις φυγόκεντρες αντλίες η τιμή της γωνίας β_1 επιδιώκεται να είναι μικρή, της τάξεως των $\beta_1 = 15 - (17) - 22^\circ$,
- μεγαλύτερη είναι η γωνία β_2 (η επίδραση της γωνίας β_2 στην τιμή του σ_κ είναι ασθενέστερη



Σχήμα 9.2α Στατιστική συσχέτιση της παραμέτρου σπηλαιώσης σ_k με τον ειδικό αριθμό στροφών n_q (Παπαντώνης Δ., 2002)

Η συσχέτιση της παραμέτρου σπηλαιώσης σ_k με τη γεωμετρική μορφή της πτερωτής, η οποία συνδέεται με τον ειδικό αριθμό στροφών οδηγεί στο συμπέρασμα ότι σε σωστά σχεδιασμένες αντλίες υπάρχει σχέση μεταξύ του ειδικού αριθμού στροφών και της παραμέτρου σπηλαιώσης όπως φαίνεται και στο σχήμα 9.2α. Η τιμή του σ_k περιορίζεται μεταξύ δυο καμπυλών: την (α) που αποτελεί τη συσχέτιση αντλιών με βελτιωμένη συμπεριφορά ως προς τη σπηλαιώση (χαμηλό H_{kp}) μέσω καλής διαμόρφωσης του τμήματος εισόδου και ιδιαίτερα της ακμής πρόσπτωσης των πτερυγίων, και την (β), που αντιστοιχεί σε υψηλότερες τιμές του H_{kp} με λιγότερο προσεγγμένη διαμόρφωση και ενδεχόμενα μεγαλύτερη τιμή της γωνίας β_1 αλλά πάντοτε μέσα στα ανεκτά όρια.



Σχήμα 9.2β Συνιστώμενες τιμές του λόγου D_{m1}/D_{m2} συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών n_q
(Παπαντώνης Δ., 2004)

Στη βιβλιογραφία αναφέρεται επίσης ο αριθμός στροφών σπηλαιώσης n_{κ} που ορίζεται για το κανονικό σημείο λειτουργίας της αντλίας με αντικατάσταση του ολικού ύψους H από το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης $H_{\kappa\rho}$, δηλαδή:

$$n_{\kappa} = n \frac{Q^{1/2}}{H_{\kappa\rho}^{3/4}} \quad (9.6)$$

συνεπώς μεταξύ του n_q και του n_{κ} ισχύει η σχέση:

$$\sigma_{\kappa} = \left(\frac{n_{\kappa}}{n_q} \right)^{-4/3} \quad (9.7)$$

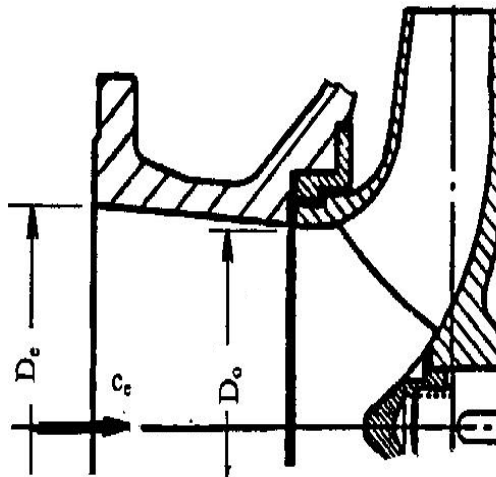
Η τιμή του n_{κ} είναι ανεξάρτητη του ειδικού αριθμού στροφών n_q και κυμαίνεται μεταξύ των τιμών:

$$n_{\kappa} = 6400 - 8700$$

με n σε rpm , Q σε (m^3/h) και $H_{\kappa\rho}$ σε $m\Sigma Y$. Όσο μεγαλύτερη η τιμή του n_{κ} τόσο η αντίστοιχη αντλία είναι καλύτερη από πλευράς σπηλαιώσης (μικρή τιμή του $H_{\kappa\rho}$ λόγω καλής σχεδίασης και κατασκευής)

10. ΤΜΗΜΑ ΕΙΣΟΔΟΥ

Σκοπός του τμήματος εισόδου της αντλίας είναι η εξασφάλιση ομοιόμορφης διανομής της ταχύτητας στην αξονοσυμμετρική επιφάνεια εισόδου της πτερωτής, έτσι ώστε όλα τα πτερύγια της πτερωτής να λειτουργού ομοιόμορφα. Στις μονοβάθμιες αντλίες με την πτερωτή σε πρόβολο και στις κατακόρυφες αντλίες αξονικής ή μεικτής ροής, οι συνθήκες αυτές ικανοποιούνται εύκολα: το τμήμα εισόδου έχει κωνική μορφή, συνήθως συγκλίνουσα προς την είσοδο της πτερωτής, ώστε η ροή να είναι ελαφρά επιταχυνόμενη, ή είναι απλώς ένα κυλινδρικό τμήμα κυκλικής διατομής (σχήμα 10.1).



Η διάμετρος εισόδου D_e υπολογίζεται προδιαγράφοντας την αντίστοιχη μέση ταχύτητα εισόδου c_e η οποία πρέπει να είναι της τάξης των $c_e = 3 \div 5 \text{ m/s}$. Σε ορισμένες μονοβάθμιες αντλίες με την πτερωτή σε πρόβολο, για να μειωθεί η ένταση της συστροφής που ενδεχόμενα έχει το ρευστό στη διατομή εισόδου (e) της αντλίας, διαμορφώνονται στο τμήμα εισόδου πτερύγια κατά μεσημβρινά επίπεδα (συνήθως 1,2 ή 3)

Σχήμα 10.1: Τομή τμήματος εισόδου αντλίας με την πτερωτή σε πρόβολο (Παπαντώνης Δ., 2004)

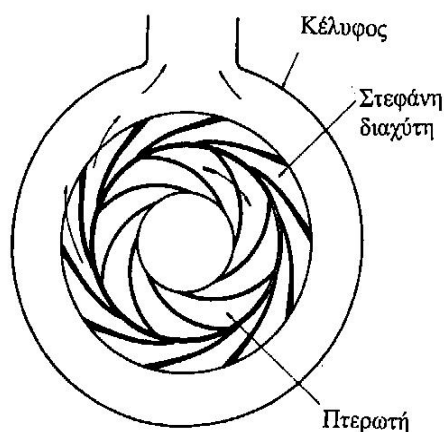
Στις πολυβάθμιες όμως αντλίες και στις αντλίες διπλής αναρρόφησης όπου η άτρακτος διαπερνά το τμήμα εισόδου, η διαμόρφωση του δεν μπορεί πλέον να έχει τη μορφή κωνικής ή κυλινδρικής επιφάνειας κυκλικής διατομής καθώς η διεύθυνση του ρευστού στη διατομή εισόδου της αντλίας είναι κάθετη προς τον άξονα περιστροφής. Άρα θα πρέπει το τμήμα εισόδου να αλλάξει προς τη διεύθυνση του ρευστού και να αφαιρέσει τη συστροφή που έχει το ρευστό ως προς τον άξονα περιστροφής. Γι' αυτό το τμήμα εισόδου διαμορφώνεται ως ημισπειροειδές κέλυφος στο οποίο φροντίζουμε μέσω της σχεδίασης η ροή να είναι επιταχυνόμενη. Σε περίπτωση αντλιών με πτερωτή διπλής αναρρόφησης το τμήμα εισόδου είναι συμμετρικό και διαμοιράζει τη ροή σε δυο ίσα μέρη οπότε η τροφοδοσία κάθε μιας εισόδου της πτερωτής γίνεται από ένα ημισπειροειδές κέλυφος όπως και στις πολυβάθμιες αντλίες.

11. ΤΜΗΜΑ ΕΞΟΔΟΥ

Σκοπός του τμήματος εξόδου αντλίας είναι η συλλογή του ρευστού που εξέρχεται από την πτερωτή και η καθοδήγηση του στη διατομή εξόδου της αντλίας, δηλαδή σε κυκλική διατομή, όπου η μέση ταχύτητα της ροής c_a είναι μειωμένη σε σχέση με την ταχύτητα c_2 του υγρού και παράλληλα γίνεται ανάκτηση της κινητικής ενέργειας του υγρού σε στατική πίεση. Διακρίνουμε δύο τμήματα εξόδου φυγόκεντρων αντλιών: τον διαχύτη (diffuser) (με ή χωρίς πτερύγια) και το σπειροειδές κέλυφος (volute).

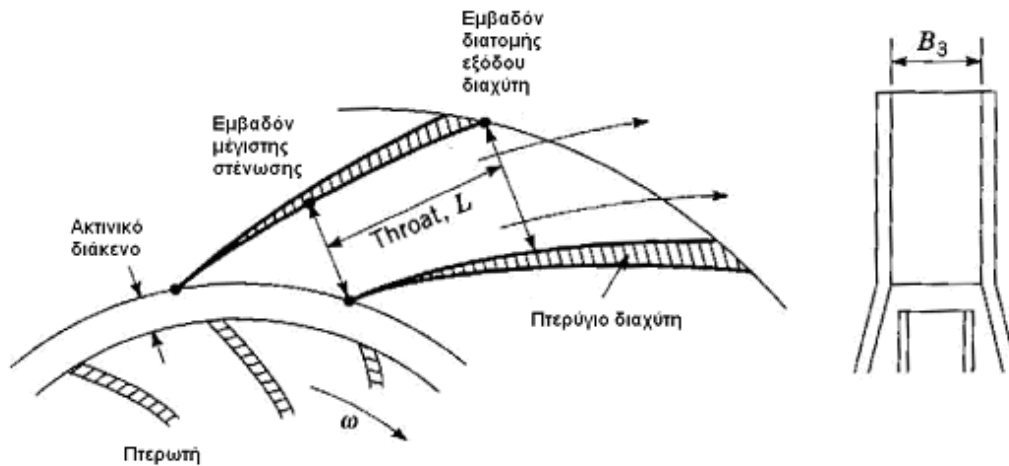
11.1 Διαχύτης με πτερύγια

Σε ορισμένες αντλίες ένας διαχύτης με πτερύγια ακολουθεί την έξοδο της πτερωτής (σχήμα 11.2). Ένα μικρό ακτινικό διάκενο χωρίς πτερύγια προηγείται του διαχύτη. Η διάμετρος της εισόδου του διαχύτη είναι συνήθως 5 έως 10% μεγαλύτερη από τη διάμετρο της πτερωτής. Το ακτινικό διάκενο πριν το διαχύτη επιτρέπει στο ρευστό να αναμιχθεί μετά την έξοδο της πτερωτής, να γίνει πιο ομοιόμορφο και να προσαρμοστεί στην είσοδο του διαχύτη. Ο σκοπός του διαχύτη είναι να μειώσει την ροή υψηλής ταχύτητας που βγαίνει από την πτερωτή και να ανακτήσει πίεση. Αυτό επιτυγχάνεται κυρίως μέσα από τη μείωση της περιφερειακής συνιστώσας της ταχύτητας.



Σχήμα 11.1 Διαχύτης με πτερύγια
(Παπαντώνης Δ., 2004)

Η διεύθυνση της ακμής πρόσπτωσης του διαχύτη, το εμβαδόν της μέγιστης στένωσης μεταξύ δυο διαδοχικών πτερυγίων (throat area), το μήκος της περιοχής αλληλεπικάλυψης μεταξύ δυο διαδοχικών πτερυγίων (throat size L), το εμβαδόν μεταξύ δυο διαδοχικών πτερυγίων κάθετα στην ταχύτητα, πρέπει όσο το δυνατόν να μη διαταράσσουν το μέγεθος αλλά και τη διεύθυνση με την οποία η ταχύτητα εξόδου του ρευστού από την πτερωτή.



Σχήμα 11.2 Διαχύτης με πτερύγια (Tuzson J., 2000)

Η ταχύτητα μειώνεται στο ακτινικό διάκενο ανάλογα με την αύξηση της ακτίνας $c_3 = c_2 (R_2/R_3)$ διατηρώντας τη κατεύθυνση της. Επιπλέον η ταχύτητα στη μέγιστη στένωση μεταξύ δυο διαδοχικών πτερυγίων c_{Q3} , θεωρώντας ευθύγραμμα πτερύγια και τοιχώματα, δίνεται από τη σχέση (χωρίς να λάβουμε υπόψη το πάχος των πτερυγίων του διαχύτη):

$$c_{Q3} = \frac{Q}{A_s} = \frac{Q}{2\pi R_3 B_3 \cos \beta_3} = c_3 = c_2 \frac{R_2}{R_3} \quad (m/sec) \quad (11.1)$$

όπου:

- A_s (m^2) το εμβαδόν της μέγιστης στένωσης μεταξύ δυο διαδοχικών πτερυγίων (throat area)
- R_3 (m) η ακτίνα στην είσοδο του διαχύτη
- B_3 (m) το πάχος του διαχύτη
- β_3 η γωνία εισόδου του διαχύτη

Ο αριθμός των πτερυγίων του διαχύτη συνήθως ξεπερνάει ή υπολείπεται κατά ένα του αριθμό των πτερυγίων της πτερωτής. Αν ο αριθμός των πτερυγίων ήταν ο ίδιος τα πτερύγια τα πτερωτής θα διασταυρώνονταν με τα πτερύγια του διαχύτη την ίδια στιγμή καθ' όλη τη διάρκεια της λειτουργίας, η κατανομή των πιέσεων θα συγχρονιζόταν με αποτέλεσμα να είχαμε συντονισμό του θορύβου και των πιέσεων. Επιπλέον ο θόρυβος επηρεάζεται από το μέγεθος του ακτινικού διακένου μεταξύ της πτερωτής και του διαχύτη.

Σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού η ταχύτητα εξόδου από την πτερωτή δεν ευθυγραμμίζεται με την είσοδο του διαχύτη με αποτέλεσμα να εμφανίζονται αποκολλήσεις στην ακμή πρόσπτωσης του διαχύτη. Επίσης έχουμε απώλειες εξαιτίας της διαφοράς μεταξύ της ταχύτητας που εισέρχεται στο διαχύτη c_3 και της ταχύτητας στη μέγιστη στένωση c_{Q3} .

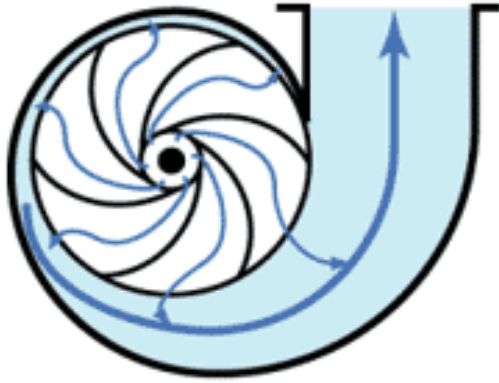
Οι απώλειες μειώνονται εάν η ροή αναγκάζεται να επιταχύνει μέσα στο διαχύτη απ' ότι αν πρέπει να επιβραδύνει. Πιο συγκεκριμένα η ροή πρέπει να επιταχύνει για παροχές μεγαλύτερες της κανονικής και να επιβραδύνει σε αντίθετη περίπτωση. Θεωρητικά ο διαχύτης είναι στο κανονικό σημείο λειτουργίας σωστά ευθυγραμμισμένος με τη ροή. Επίσης λόγω της αξονικής συμμετρίας της ροής σε όλα τα σημεία λειτουργίας δεν αναπτύσσεται ακτινική δύναμη στην περωτή. Ωστόσο έχουμε πολλές απώλειες τριβών λόγω των πολλών επιφανειών με τις οποίες έρχεται σε επαφή το ρευστό. Ένα ακόμα μειονέκτημα των διαχυτών με περύγια είναι το υψηλότερο συνολικό κόστος της αντλίας.

11.2 Διαχύτης χωρίς περύγια

Ο διαχύτης χωρίς περύγια, δηλαδή ένας αξονοσυμμετρικός χώρος όπου η περιφερειακή ταχύτητα μεταβάλλεται αντίστροφα προς την ακτίνα r (διατήρηση της συστροφής) ενώ η ακτινική ικανοποιεί την αρχή της συνέχειας, δεν αποτελεί ικανοποιητική λύση για τις αντλίες γιατί, καθώς η γωνία α_2 (κλίση της απόλυτης ταχύτητας c_2 στην έξοδο της περωτής) είναι μικρή, η διαδρομή του ρευστού είναι μεγάλη και άρα οι απώλειες τριβής σημαντικές.

11.3 Σπειροειδές κέλυφος

Συνήθως αμέσως μετά την περωτή ακολουθεί το σπειροειδές κέλυφος. Η μεσημβρινή του τομή αυξάνεται σταδιακά γύρω από την περιφέρεια της περωτής ξεκινώντας από τη γλωττίδα (volute tongue) και καταλήγοντας στην αρχή του αποκλίνοντος κώνου λίγο πριν την έξοδο που αποτελεί και στένωση πριν την έξοδο (volute throat) σε γωνία 360° από την ευθεία που ενώνει τον άξονα της περωτής με την γλωττίδα όπως φαίνεται και στο σχήμα 11.4. Η απόσταση της γλωττίδας ορίζεται από ένα κύκλο (base circle), ένα ακτινικό διάκενο διαμέτρου περίπου 10% μεγαλύτερης από τη διάμετρο εξόδου της περωτής. Στο σχήμα 11.3 αποτυπώνεται ένα σπειροειδές κέλυφος καθώς και η πορεία του νερού στο εσωτερικό του.



Σχήμα 11.3 Σπειροειδές κέλυφος
(www.lytron.com)

Όταν η παροχή είναι μεγαλύτερη της κανονικής, η ροή σε γενικές γραμμές επιταχύνει μέσα στο σπειροειδές κέλυφος, και η πίεση τείνει να μικραίνει στην περιφερειακή διεύθυνση. Όταν η παροχή είναι μικρότερη της κανονικής η ταχύτητα μέσα στο σπειροειδές κέλυφος τείνει να μειώνεται και η πίεση αυξάνεται περιφερειακά γύρω από την πτερωτή.

Λόγω αυτών των αυξομειώσεων στην κατανομή των πιέσεων στα σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού, πρέπει οι δυνάμεις που ανακύπτουν να αντισταθμίζονται από κατάλληλα έδρανα. Επιπλέον η τιμή του ακτινικού διακένου της γλωττίδας επιδρά στο βαθμό απόδοσης και στη λειτουργία χωρίς παλμώσεις (διακυμάνσεις) της αντλίας και οι οποίες οφείλονται στη διαδοχική πρόσπτωση του ομόρρου των πτερυγίων στη γλωττίδα: μικρό ακτινικό διάκενο βελτιώνει το βαθμό απόδοσης (μικρότερη ποσότητα ρευστού κάνει μεγάλη διαδρομή μέσα στο σπειροειδές κέλυφος), όμως αυξάνει την ένταση των παλμώσεων, ενώ το αντίθετο συμβαίνει με την αύξηση του διακένου.

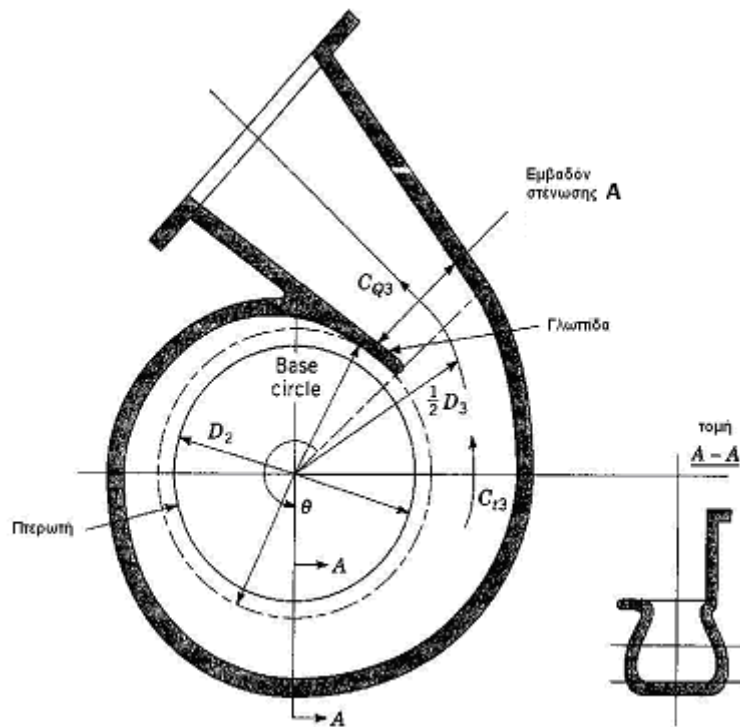
Ιδανικά, η τομή του σπειροειδούς κελύφους σε διάφορες γωνίες θα πρέπει να κατευθύνει τη ροή χωρίς μεταβολές στην ταχύτητα. Αυτή η υπόθεση προϋποθέτει ότι η επιφάνεια A της τομής του κελύφους θα πρέπει σταδιακά να αυξάνεται ανάλογα με τη περιφερειακή γωνία θ (με $\theta=0^\circ$ στη γλωττίδα). Ωστόσο αφού το κέντρο της κάθε τομής μετακινείται ακτινικά σε όλο και μεγαλύτερες ακτίνες, συμπεραίνουμε ότι η περιφερειακή ταχύτητα του ρευστού σταδιακά θα μειώνεται. Αν το κέντρο της τελευταίας τομής του κελύφους, στην στένωση στην αρχή του κώνου εξόδου (volute throat) είναι σε ακτίνα $D_3/2$ η ιδανική εκάστοτε τομή του σπειροειδούς κελύφους, ανάλογα με τη γωνία θα δίνεται από τη σχέση:

$$A = \frac{Q(\theta/360)}{c_{u\theta}} \quad (m^2) \quad (11.2)$$

όπου

$$c_{u\theta} = \frac{c_{u2}D_2}{D_2 + (D_3 - D_2)(\theta/360)} \quad (m/sec) \quad (11.3)$$

Στην πράξη το εμβαδόν της επιφάνειας A θα πρέπει να σχεδιάζεται 15 έως 25% μεγαλύτερο από το ιδανικό γιατί οι απώλειες μειώνουν την ταχύτητα και επιπλέον τα οριακά στρώματα αυξάνονται με αποτέλεσμα να μειώνεται η διαθέσιμη διατομή από την οποία μπορεί να περάσει η παροχή.



Σχήμα 11.4 Σπειροειδές κέλυφος (Tuzson J., 2000)

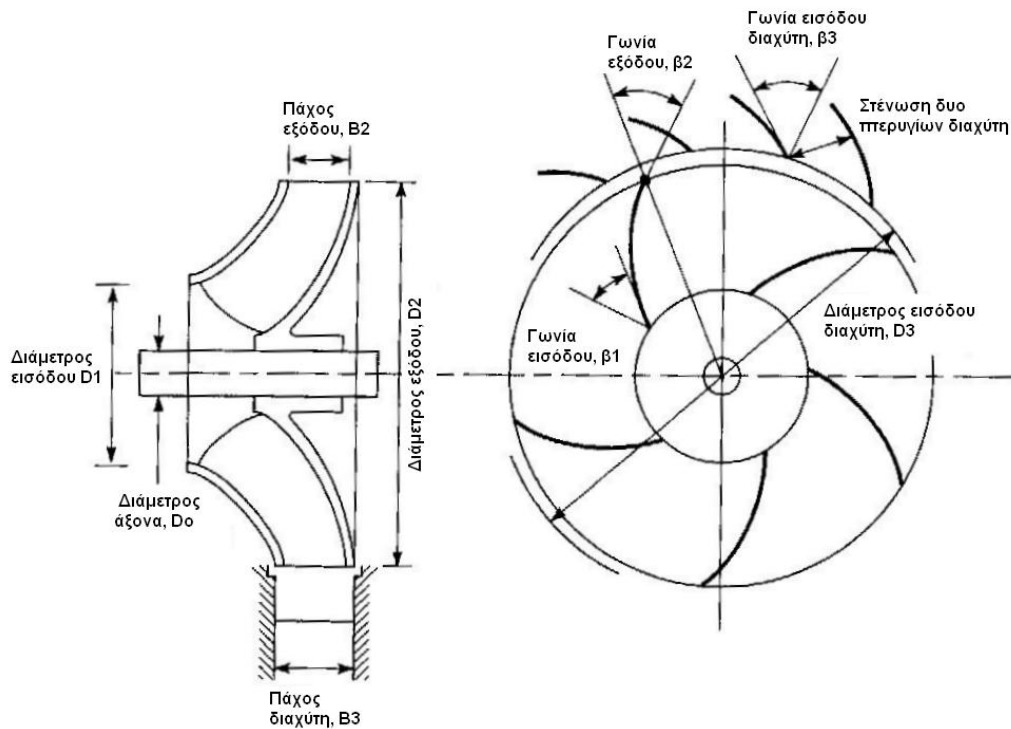
12. ΑΜΕΡΙΚΑΝΙΚΟΣ ΟΡΙΣΜΟΣ ΜΕΓΕΘΩΝ

12.1 Εισαγωγή

Στην αμερικάνικη βιβλιογραφία υπάρχουν ορισμένες διαφορές στον τρόπο υπολογισμού κάποιων μεγεθών, στο πώς ορίζονται αλλά και στις μονάδες που χρησιμοποιούνται. Δεδομένου ότι τα δυο προγράμματα που χρησιμοποιήθηκαν στη διπλωματική είναι σε αυτό το σύστημα μονάδων κ επειδή εμπεριέχονται πολλές πειραματικές σχέσεις που απαιτούν τέτοιες μονάδες, κρίνεται σκόπιμο να αναπτυχθούν σύντομα τα κύρια σημεία διαφοράς στον ορισμό των μεγεθών και οι μονάδες που πρέπει να χρησιμοποιηθούν.

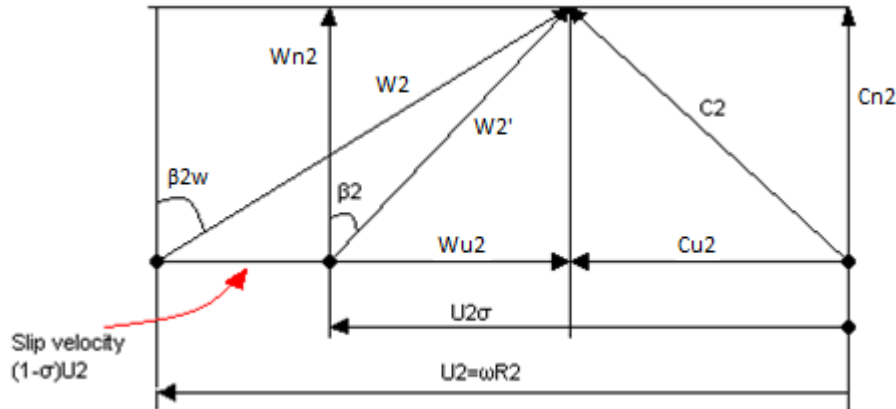
12.2 Τρίγωνα ταχυτήτων

Στην αμερικάνικη βιβλιογραφία όπως προαναφέρθηκε η γωνίες μετρώνται από την ακτινική διεύθυνση (σχήμα 12.1) με αποτέλεσμα να είναι συμπληρωματικές των γωνιών που περιγράφηκαν προηγουμένως. Τα παρακάτω σχήματα δείχνουν παραστατικά πώς είναι τα τρίγωνα ταχυτήτων σε αυτήν την περίπτωση:



Σχήμα 12.1 Γεωμετρία της περωτής (Tuzson J., 2000)

Επιπλέον η γωνία β_{2w} , όπως φαίνεται και στο σχήμα 12.2, η οποία αντιστοιχεί στο πραγματικό τρίγωνο ταχυτήτων στη θέση 2 είναι η γωνία της ροής σε αντίθεση με τη γωνία β_2 που χαρακτηρίζει το πτερύγιο αλλά και το θεωρητικό τρίγωνο ταχυτήτων. Παρατηρούμε επίσης ότι η γωνία β_{2w} εντοπίζεται ανάμεσα στην ακτινική διεύθυνση (αντί της περιφερειακής) και της πραγματικής σχετικής ταχύτητας στη διατομή 2, την W_2 , και ότι αντίστοιχα η γωνία β_2 βρίσκεται μεταξύ της ακτινικής διεύθυνσης και της θεωρητικής σχετικής ταχύτητας στη διατομή 2, την W_2' .



Σχήμα 12.2: Τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο της πτερωτής (Tuzson J., 2000)

12.3 Παράγοντας ολίσθησης

Όπως εξηγήθηκε και πιο πριν, η διαφορά μεταξύ \vec{w}_2 και \vec{w}'_2 είναι η \vec{w}'_{s2} με διεύθυνση περιφερειακή και φορά αντίθετη της u_2 . Στο αμερικάνικο σύστημα αναφέρεται ως slip velocity ή slip. Ωστόσο δε συνδέεται με τον βαθμό απόδοσης της πτερυγώσης η_i αλλά με έναν άλλο παράγοντα, τον παράγοντα ολίσθησης (slip coefficient) σ . Όπως φαίνεται και στο σχήμα 12.2, η \vec{w}'_{s2} ή slip είναι διαφορά μεταξύ της ταχύτητας u_2 και της ίδιας πολλαπλασιασμένης επί σ , δηλαδή $u_2\sigma$ με αποτέλεσμα να δίνεται από τη σχέση:

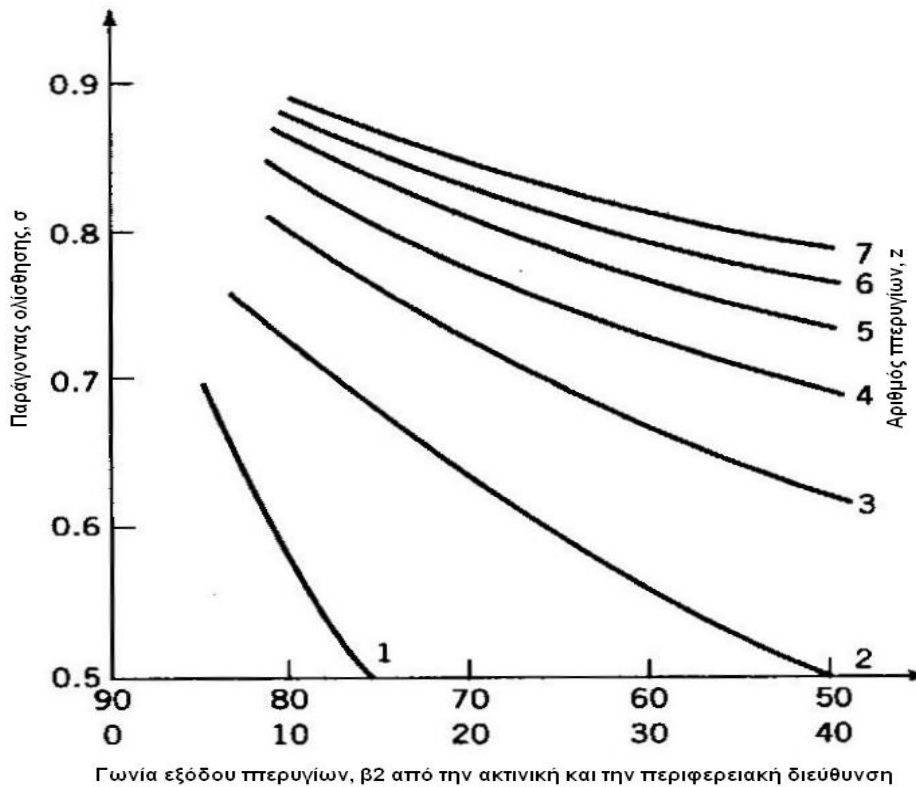
$$slip = (1 - \sigma)U_2 \quad (m/sec) \quad (12.1)$$

Ακριβείς τιμές για τον παράγοντα ολίσθησης σ έχουν υπολογιστεί από τον Busemann υποθέτοντας ροή μέσα από ακτινική πτερωτή με πτερυγία σχήματος λογαριθμικής σπείρας (Busemann 1928). Τα αποτελέσματά του έχουν επαληθευτεί από πιο σύγχρονους υπολογισμούς (McDonald and Howard 1973). Ο Wiesner ξαναμελέτησε τα αποτελέσματα του Busemann καθώς επίσης και τις εμπειρικές σχέσεις που προτείνουν διάφοροι άλλοι επιστήμονες και μελετώντας 49 πτερωτές (Wiesner 1967) κατέληξε στην ακόλουθη σχέση για τον υπολογισμό του σ που φαίνεται επίσης και στο σχήμα 12.3

$$\sigma = 1 - \frac{[\sin(90 - \beta_2)]^{1/2}}{z^{0.70}} \quad (12.2)$$

όπου:

- z ο αριθμός των πτερυγίων
- β_2 η γωνία των πτερυγίων στην έξοδο μετρημένη από την ακτινική διεύθυνση



Σχήμα 12.3 Παράγοντας ολίσθησης συναρτήσει της γωνίας εξόδου των πτερυγίων και του αριθμού των πτερυγίων (Tuzson J., 2000)

Πρέπει να σημειωθεί ότι ο παράγοντας σ δεν είναι μια ενεργειακή απώλεια. Επηρεάζει το ύψος που μια δεδομένη πτερωτή μπορεί να παράγει. Αυτό αποδεικνύεται από το εξής: Όπως αναπτύχθηκε προηγουμένως το θεωρητικό ύψος για κάθε τιμή της παροχής δίνεται από τη σχέση:

$$H_u = \frac{u_2 c_{u2}}{g} \quad (m\Sigma Y)$$

Από το τρίγωνο ταχυτήτων φαίνεται ότι

$$c_{u2} = U_2 \sigma - W_{r2} \tan \beta_2 \quad (m/sec) \quad (12.3)$$

Αντικαθιστώντας στη σχέση για το ύψος:

$$H_u = \frac{U_2^2 \sigma - U_2 W_{r2} \tan \beta_2}{g} \quad (m\Sigma Y) \quad (12.4)$$

οπότε παρατηρούμε ότι η τιμή του σ επηρεάζει το θεωρητικό ύψος και κατ' επέκταση και το πραγματικό.

12.4 Ειδικός αριθμός στροφών

Ο ειδικός αριθμός στροφών συμβολίζεται ως N_s και παρότι έχει το ίδιο όρισμα χρησιμοποιεί διαφορετικές μονάδες.

$$N_s = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (12.5)$$

όπου n (rpm), Q (gpm), H (ft)

αδιάστατα δίνεται από τη σχέση:

$$n_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{g^{3/4} H^{3/4}} \quad (12.6)$$

όπου ω (rad/sec), Q (ft^3/sec), H (ft), g ($32,2 ft/sec^2$)

12.5 Αδιάστατες παράμετροι Φ και Ψ

Η παράμετρος παροχής Φ , όπως και πριν δίνεται από τη σχέση:

$$\Phi = \frac{c_{r2}}{U_2} \quad (12.7)$$

αλλά η παράμετρος ύψους δίνεται από τη σχέση:

$$\Psi = \frac{gH}{\eta U_2^2} \quad (12.8)$$

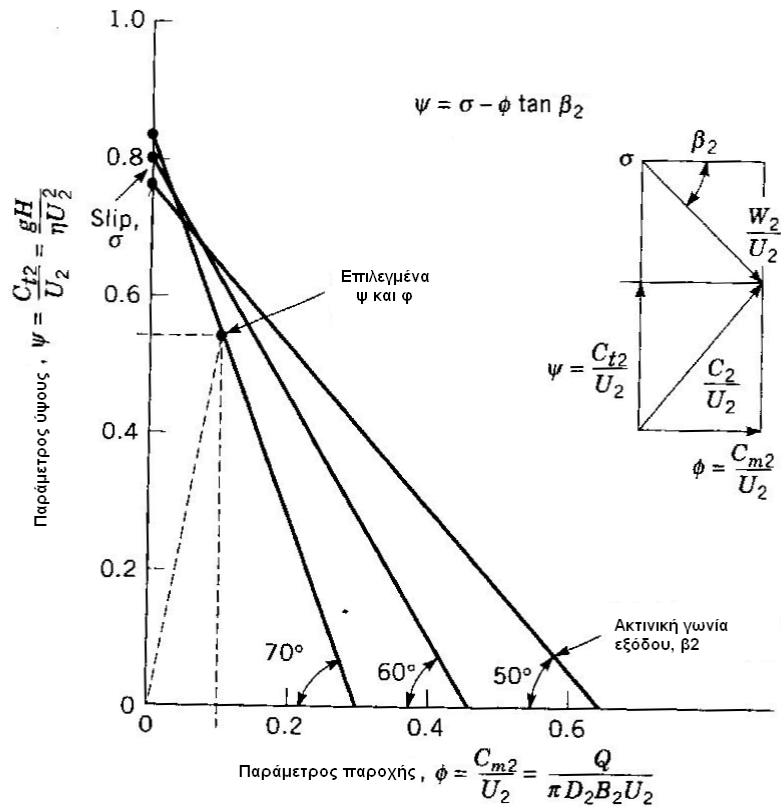
ή εναλλακτικά:

$$\Psi = \frac{c_{u2}}{U_2} \quad (12.9)$$

Επιπλέον η σχέση που συνδέει την παράμετρο παροχής Φ , την παράμετρο ύψους Ψ , τον παράγοντα ολίσθησης σ και τη γωνία εξόδου των πτερυγίων β_2 είναι:

$$\Psi = \sigma - \Phi \tan \beta_2 \quad (12.10)$$

Η σχέση αυτή μεταξύ τους, αντικατοπτρίζεται και στο σχήμα 12.4 για $z=6$ πτερύγια. Η γωνία είναι μετρημένη από την ακτινική διεύθυνση.



Σχήμα 12.4 Διάγραμμα παραμέτρων ύψους και παροχής. Ο παράγοντας ολίσθησης έχει υπολογιστεί για αριθμό πτερυγίων 6 (Tuzson.J, 2000)

12.6 Σπηλαιώση

Το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης συμβολίζεται ως **NPSHR (Net Positive Suction Head Required)** και δίνεται από τη σχέση:

$$NPSHR = \frac{P_{o1} - P_{vp}}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - \frac{P_{vp}}{\rho g} \quad (12.11)$$

Σε αυτή τη σχέση, το P_{o1} είναι η τιμή της ολικής πίεσης για την οποία εμφανίζεται σπηλαιώση κάπου μέσα στην αντλία. Η εμφάνιση σπηλαιώσης εξαρτάται από την παροχή, το ίδιο και η τιμή της ολικής πίεσης στη σχέση. Παρατηρούμε ότι θα έχουμε σπηλαιώση στην είσοδο εάν το NPSHR της αντλίας είναι ίσο με $c_1^2/2g$. Τότε η στατική πίεση στην είσοδο της αντλίας $P_1/\rho g$ θα είναι ίση με την πίεση ατμοποίησης του ρευστού $P_{vp}/\rho g$. Πειράματα δείχνουν ότι το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης αυξάνεται με αύξηση της παροχής.

Ανάλογα με την παράμετρο σπηλαιώσης ορίζεται μια διαφορετική αδιάστατη παράμετρος σπηλαιώσης που δίνεται όμως από τη σχέση:

$$\sigma = \frac{NPSHR}{(U_1^2/2g)} \quad (12.12)$$

Όπως και πριν, πρόκειται για έναν αριθμό που είναι ίδιος στην περίπτωση όμοιων αντλιών και χρησιμοποιείται για την κατηγοριοποίηση των αντλιών σε ότι αφορά τη συμπεριφορά τους ως προς τη σπηλαιώση.

Σύμφωνα με τη σχέση 12.11, προσεγγιστικά θα έχουμε έναρξη εμφάνισης σπηλαιώσης εφόσον:

$$NPSHR = \frac{c_1^2}{2g} \quad (ft) \quad (12.13)$$

Εάν αγνοήσουμε το πάχος των πτερυγίων, τα οριακά στρώματα και το πάχος της ατράκτου η ταχύτητα c_1 δίνεται βάσει αυτών των προσεγγίσεων από τη σχέση:

$$c_1 = \frac{Q}{(\pi D_1^2/4)} \quad (ft/sec) \quad (12.14)$$

Από το τρίγωνο ταχυτήτων προκύπτει η σχέση:

$$\tan \beta_1 = \frac{U_1}{c_1} \quad (12.15)$$

$$\text{όπου } U_1 = \frac{\omega D_1}{2} = \frac{2\pi n D_1}{60 \cdot 2} \quad (ft/sec)$$

Η διάμετρος εισόδου της πτερωτής δίνεται από τη σχέση:

$$D_1 = \left(\frac{8}{\pi} \tan \beta_1 \frac{Q}{n} \frac{60}{2\pi} \right)^{1/3} \quad (in) \quad (12.16)$$

Τότε το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης γίνεται (Tuzson J. 2000):

$$NPSHR = \frac{c_1^2}{2g} = \frac{(\tan \beta_1)^{-2} U_1^2}{2g} = 0,023 \left(\frac{1}{2g} \right) (\tan \beta_1)^{-4/3} N^{4/3} Q^{2/3} \quad (12.17)$$

όπου n (rpm) και Q (ft^3/sec), οπότε το NPSHR θα είναι σε (ft).

Μία σχέση που συνδέει το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης με τον ειδικό αριθμό στροφών

$$\text{είναι (Tuzson J. 2000): } NPSHR = C_c \frac{1}{2g} n^{4/3} Q^{2/3} = C_c \frac{1}{2g} N_s^{4/3} H \quad (ft) \quad (12.18)$$

Ο παράγοντας C_c εξαρτάται από τη γωνία β_1 . Μπορεί να είναι αδιάστατος εφόσον χρησιμοποιείται ο αδιάστατος ειδικός αριθμός στροφών, το n (rpm), Q (ft^3/sec) και H (ft).

Μια ακόμα σχέση που προτείνεται και βασίζεται σε πειράματα είναι η (Tuzson J.2000):

$$NPSHR = 0,415 \times 10^{-6} N_s^{5/3} H = 0,415 \times 10^{-6} N_s^{1/3} N^{4/3} Q^{2/3} \quad (ft) \quad (12.19)$$

όπου το Q (gpm), H (ft) και n (rpm). Ο σταθερός όρος είναι διαστατός και κατ' επέκταση το αποτέλεσμα αλλοιώνεται αν χρησιμοποιηθούν μονάδες SI.

13. ΚΩΔΙΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΣΧΕΣΕΩΝ

13.1 Εισαγωγή

Το πρόγραμμα αυτό που εξετάσαμε αρχικά, βασίζεται σε μια μέθοδο που αναπτύχθηκε (Veres J.P. 1994) προκειμένου να γίνει εκτίμηση της λειτουργίας μιας αντλίας σε σημεία εκτός του κανονικού, υπολογίζοντας τις συνθήκες στο Κ.Σ.Λ. και στη συνέχεια εισάγοντας διορθωτικούς συντελεστές, μέσα από πειραματικές σχέσεις, οι οποίοι προσομοιάζουν τις απώλειες. Πιο συγκεκριμένα, ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης η_h και ο παράγοντας ολίσθησης σ , υπολογίζονται μέσα από σχέσεις που τους συνδέουν με τον ειδικό αριθμό στροφών και τη γεωμετρία της πτερωτής αντίστοιχα. Ο ολοκληρωμένος κώδικας ονομάζεται PUMPA και σύμφωνα με τον σχεδιαστή του, προσομοιάζει τη λειτουργία φυγόκεντρων, μεικτής εισόδου και αξονικών αντλιών. Επειδή όμως δεν είχαμε διαθέσιμο τον κώδικα, βασιστήκαμε για τη χάραξη των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας στη θεωρία και τις σχέσεις που παρουσιάζονται στη μελέτη και δημιουργήσαμε ένα πρόγραμμα (PUMP) με πολύ βασικές σχέσεις που θα μας επέτρεπαν τον σχεδιασμό των καμπυλών.

13.2 Δεδομένα

Το πρόγραμμα βασίζεται στη σχέση του Euler σε συνδυασμό με πειραματικές σχέσεις για τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης. Μόλις υπολογιστούν οι συνθήκες στο Κ.Σ.Λ., τότε το πρόγραμμα υπολογίζει τις συνθήκες σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού. Τα γεωμετρικά δεδομένα που είναι απαραίτητα να είναι γνωστά είναι οι ακτίνες στη βάση (hub) και στη κορυφή (tip) του πτερυγίου τόσο στην είσοδο όσο και στη έξοδο της πτερωτής, το πλάτος της πτερωτής, οι γωνίες των πτερυγίων. Για το τμήμα εξόδου πρέπει να είναι γνωστά στην περίπτωση σπειροειδούς κελύφους η ακτίνα της γλωττίδας, η ακτίνα εξόδου, το εμβαδόν της μέγιστης στένωσης πριν την έξοδο της αντλίας, ενώ στην περίπτωση διαχύτη με πτερύγια πρέπει να είναι γνωστά: η γωνία εισόδου και το εμβαδόν εξόδου από τη βαθμίδα. Επιπλέον, πρέπει να είναι γνωστά ο συντελεστής απώλειας ολικής πίεσης στο τμήμα εξόδου, οι στροφές του κινητήρα, η παροχή, η πίεση, η θερμοκρασία και η συστροφή στην είσοδο(εφόσον υπάρχει).

13.3 Αποτελέσματα

Ως αποτέλεσμα παίρνουμε τις ταχύτητες, τις γωνίες του ρευστού και πιέσεις. Οι στατικές και οι ολικές πιέσεις υπολογίζονται στην έξοδο της πτερωτής και στην έξοδο της αντλίας. Το ολικό ύψος, η ισχύς και ο βαθμός απόδοσης υπολογίζονται για κάθε βαθμίδα αλλά και για όλη την αντλία (αν πρόκειται για πολυβάθμια). Οι υπολογισμοί μπορούν να γίνουν όχι μόνο για

παροχές διαφορετικές της κανονικής αλλά και για ταυτόχρονα διαφορετικές στροφές του κινητήρα, επιτρέποντας έτσι γενική εποπτεία της συμπεριφοράς της αντλίας

13.4 Θεωρία και εξισώσεις

Σε αυτό το τμήμα θα αναπτυχθεί η γενική θεωρία γύρω από το αυθεντικό πρόγραμμα PUMPA καθώς και οι εξισώσεις στις οποίες στηρίζεται, οι οποίες μας βοήθησαν να δομήσουμε το απλουστευμένο πρόγραμμα PUMP αφού το πρώτο δε μας ήταν διαθέσιμο. Αφού παρουσιαστεί σε αυτό το κεφάλαιο η γενική θεωρία, στη συνέχεια θα αναπτυχθούν οι τροποποιήσεις που έπρεπε να γίνουν λόγω έλλειψης επαρκών δεδομένων, καθώς και η διαδικασία που ακολουθήθηκε. Θα πρέπει επίσης να επισημανθεί ότι οι γωνίες αυτού του προγράμματος είναι μετρημένες από την περιφερειακή διεύθυνση και αναλόγως έχουν εφαρμοστεί στις εξισώσεις.

13.4.1 Είσοδος πτερωτής

Αρχικά γίνεται υπολογισμός της επιφάνειας εισόδου στην πτερωτή βάσει των γεωμετρικών στοιχείων στην είσοδο αλλά και τον παράγοντα λ που συνδέει ολόκληρο το εμβαδόν της διατομής με το πρακτικά διαθέσιμο στη ροή λόγω της ύπαρξης του οριακού στρώματος που μειώνει τη διαθέσιμη διατομή. Έτσι:

$$\lambda = \frac{\text{εμβαδόν ροής}}{\text{συνολικό εμβαδόν διατομής}}$$

Το συνολικό εμβαδόν από τα πτερώγια και το οποίο πρέπει να αφαιρεθεί από το συνολικό της διατομής είναι:

$$Bk_1 = \frac{s_1 b_1 z}{\sin \beta_1} \quad (m^2) \quad (13.1)$$

και το εμβαδόν διατομής θα είναι:

$$A_1 = \left[\pi b_1 (R_{hub1} + R_{tip1}) - Bk_1 \right] \lambda_1 \quad (m^2) \quad (13.2)$$

όπου $s_1 (m)$ το πάχος των πτερυγίων, $b_1 (m)$ το πλάτος της πτερωτής, z ο αριθμός των πτερυγίων, β_1 η γωνία εισόδου των πτερυγίων και $R (m)$ η ακτίνα.

Η μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο θα είναι στο μέσο του πτερυγίου ίση με:

$$C_{n1} = \frac{\dot{m}}{\rho A_1} \quad (m/sec) \quad (13.3)$$

όπου $\dot{m} (kg/sec)$ η παροχή μάζας, $\rho (kg/m^3)$ η πυκνότητα του υγρού και το εμβαδόν υπολογισμένο από την εξίσωση 13.2 σε m^2 .

Η ταχύτητα της πτερωτής στην είσοδο θα είναι:

$$U_1 = \frac{2\pi n}{60} R_1 \quad (m/sec)$$

όπου n (rpm) οι στροφές του κινητήρα και R_1 σε (m).

Εάν η ροή έχει συστροφή κατά την είσοδο, τότε η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας θα είναι:

$$C_{u1} = \frac{C_{n1}}{\tan(\alpha_1)} \quad (m/sec) \quad (13.4)$$

όπου α_1 η γωνία μεταξύ της ταχύτητας U_1 και της ταχύτητας C_{u1} . Αλλιώς αν δεν υπάρχει συστροφή στην είσοδο, η α_1 θα είναι 90° και δεν θα υπάρχει η συνιστώσα C_{u1} .

Το μέτρο της απόλυτης ταχύτητας είναι:

$$C_1 = (C_{n1}^2 + C_{u1}^2)^{1/2} \quad (m/sec) \quad (13.5)$$

και η σχετική γωνία εισόδου της ροής:

$$\beta_{1w} = \tan^{-1} \frac{C_{n1}}{C_{u1} - U_1} \quad (13.6)$$

Η γωνία πρόσπτωσης τότε, θα είναι:

$$\delta_{\beta 1} = \beta_1 - \beta_{1w} \quad (13.7)$$

Η περιφερειακή συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας δίνεται από τη σχέση:

$$W_{u1} = \frac{C_{n1}}{\tan \beta_{1w}} \quad (m/sec) \quad (13.8)$$

Δεδομένου ότι η μεσημβρινή συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας είναι ίση με τη μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας, τότε το μέτρο της σχετικής ταχύτητας δίνεται από τη σχέση:

$$W_1 = (W_{u1}^2 + C_{n1}^2)^{1/2} \quad (m/sec) \quad (13.9)$$

13.4.2 Έξοδος πτερωτής

Το θεωρητικό ύψος H_u στην έξοδο της πτερωτής υπολογίζεται από τη σχέση του Euler αφού πρώτα καθοριστούν οι ταχύτητες στις διατομές 1 και 2 (είσοδος και έξοδος πτερωτής αντίστοιχα). Στη συνέχεια, και εφόσον δε γνωρίζουμε το πραγματικό ύψος H στην έξοδο της πτερωτής εφαρμόζουμε μια επαναληπτική διαδικασία θεωρώντας κάποια αρχική τιμή για το ύψος H . Από αυτή την τιμή, βρίσκουμε τον αδιάστατο ειδικό αριθμό στροφών n_s και μέσα από εμπειρικές σχέσεις υπολογίζουμε τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης η_h . Με αυτόν αλλά και

με το θεωρητικό ύψος H_u βρίσκουμε το νέο ύψος H και συνεχίζουμε μέχρι η διαδικασία να συγκλίνει και να έχουμε βρει το σωστό H . Όλα αυτά συνοψίζονται με τις παρακάτω σχέσεις: Ο παράγοντας ολίσθησης σ υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\frac{1}{\sigma} = 1 + \frac{1 + 0,6 \sin \beta_2}{\left(Z(1 + \delta)X^2 + 0,25(1 - \delta)^2 \right)^{1/2}} \quad (13.10)$$

όπου

- β_2 η γωνία των πτερυγίων στην έξοδο
- $\delta = R_{rms1} + R_{rms2}$ (*in*) όπου ο δείκτης *rms* υποδηλώνει τη μέση γραμμή ροής μέσα από το πτερύγιο.
- $X = S + (2R_{rms2})$ (*in*) όπου S το μήκος της μέσης γραμμής του πτερυγίου

Εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι στην παραπάνω σχέση, οι μονάδες για τις ακτίνες και το μήκος πρέπει να είναι σε *in* καθώς η σχέση 13.10 είναι πειραματική και οι σταθεροί της όροι απαιτούν αυτές τις μονάδες.

Η επιφάνεια στην έξοδο της πτερωτής A_2 υπολογίζεται ομοίως με τη διαδικασία που αφορούσε τη διατομή 1 και είναι:

$$A_2 = \left[\pi b_2 (R_{hub2} + R_{tip2}) - Bk_2 \right] \lambda_2 \quad (m^2) \quad (13.11)$$

με

$$Bk_2 = \frac{s_2 b_2 z}{\sin \beta_2} \quad (m^2) \quad (13.12)$$

όπου s_2 (m) το πάχος των πτερυγίων, b_2 (m) το πλάτος της πτερωτής, β_2 η γωνία εξόδου των πτερυγίων, R_{hub2} και R_{tip2} (m) οι ακτίνες στο hub και στο tip της εξόδου των πτερυγίων αντίστοιχα.

Η περιφερειακή ταχύτητα της πτερωτής στη διατομή 2 προκύπτει από τη σχέση:

$$U_2 = \frac{2\pi n}{60} R_2 \quad (m/sec) \quad (13.13)$$

όπου R_2 σε m

Έτσι μπορούμε να υπολογίσουμε την ταχύτητα ολίσθησης w_{s2} ή slip:

$$slip = (1 - \sigma) U_2 \quad (m/sec) \quad (13.14)$$

Η μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας υπολογίζεται:

$$C_{n2} = \frac{\dot{m}}{\rho A_2} \quad (m/sec) \quad (13.15)$$

όπου \dot{m} (kg/sec) η παροχή μάζας, ρ (kg/m^3) η πυκνότητα του υγρού και το εμβαδόν υπολογισμένο από την εξίσωση 13.11 σε m^2 .

Η περιφερειακή συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας υπολογίζεται:

$$W_{u2} = C_{n2} / \tan \beta_2 + slip \quad (m/sec) \quad (13.16)$$

Κατά συνέπεια η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας είναι:

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad (m/sec) \quad (13.17)$$

Το μέτρο της απόλυτης και της σχετικής ταχύτητας στην διατομή 2 είναι αντίστοιχα:

$$C_2 = (C_{u2}^2 + C_{n2}^2)^{1/2} \quad (m/sec) \quad (13.18)$$

$$W_2 = (W_{u2}^2 + C_{n2}^2)^{1/2} \quad (m/sec) \quad (13.19)$$

Η γωνία εξόδου της ροής μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$\beta_{2w} = \tan^{-1} \frac{C_{n2}}{W_{u2}} \quad (13.20)$$

Έτσι η απόκλιση (deviation) μεταξύ σχετικής γωνίας εξόδου και γωνίας εξόδου των πτερυγίων θα είναι:

$$deviation = \beta_2 - \beta_{2w} \quad (13.21)$$

Με αυτά τα δεδομένα υπολογίζουμε το θεωρητικό ύψος που παράγει η πτερωτή από τη σχέση του Euler:

$$H_u = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g} \quad (13.22)$$

Σε αυτό σημείο υποθέτουμε μια τιμή για το ύψος στην έξοδο της πτερωτής H , τέτοιο ώστε $H < H_u$ και υπολογίζουμε τον αδιάστατο ειδικό αριθμό στροφών n_s :

$$n_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{g^{3/4} H^{3/4}} \quad (13.23)$$

όπου οι μονάδες είναι m^3/s για το Q , m για το H , $1/s$ για τη γωνιακή ταχύτητα ω και $9,81 m/s^2$ για την επιτάχυνση της βαρύτητας g .

Ακολούθως χρησιμοποιούμε δυο σχέσεις (Veres J.P, 1994) που έχουν αναπτυχθεί, οι οποίες συνδέουν τον αδιάστατο ειδικό αριθμό στροφών n_s με τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης η_h . Στο σχήμα 13.1 φαίνεται και η σχέση μεταξύ των δύο. Η πρώτη σχέση αφορά τις αντλίες με αδιάστατο ειδικό αριθμό στροφών μικρότερο του 0,8. Αυτή η περιοχή περιλαμβάνει κυρίως τις φυγόκεντρες αντλίες.

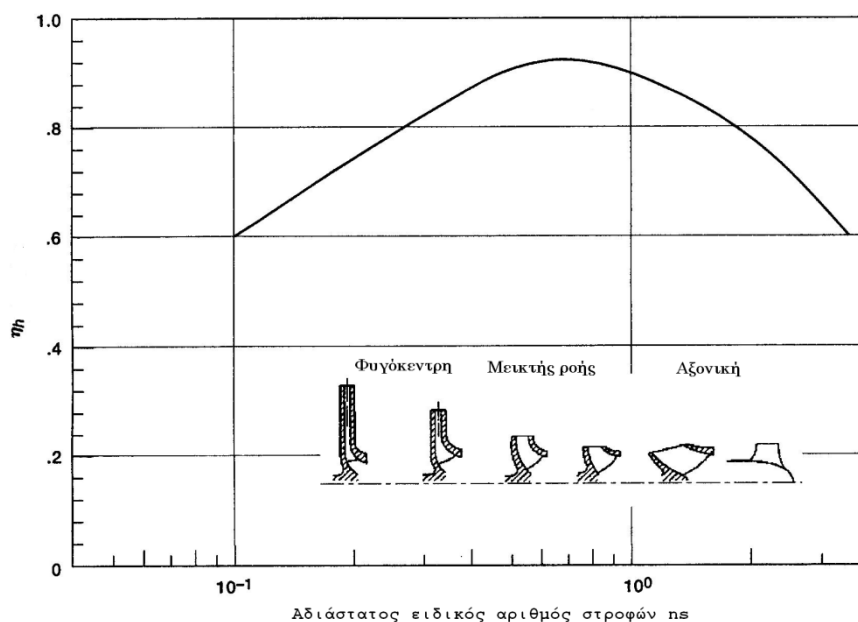
$$\eta_{hk} = 0,41989 + 2,1524n_s - 3,1434n_s^2 + 1,5673n_s^3 \quad (13.24)$$

όπου η_{hk} ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης στο κανονικό σημείο λειτουργίας.

Οι αντλίες με αδιάστατο ειδικό αριθμό στροφών μεγαλύτερο του 0,8 είναι κυρίως μεικτής ροής ή αξονικές. Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης τους, προκύπτει από τη σχέση:

$$\eta_{hk} = 1,020 - 0,120n_s \quad (13.25)$$

Οι δύο αυτές σχέσεις προϋποθέτουν ότι έχει γίνει σωστός σχεδιασμός της αντλίας βάσει του αδιάστατου ειδικού αριθμού στροφών.



Σχήμα 13.1 Υδραυλικός βαθμός απόδοσης η_h συναρτήσεως του αδιαστατοποιημένου ειδικού αριθμού στροφών n_s (Veres J.P., 1994)

Έχοντας βρει τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης, υπολογίζουμε το πραγματικό ύψος στην έξοδο της πτερωτής H από τη σχέση:

$$H = H_u \eta_h \quad (m\Sigma Y) \quad (13.26)$$

Το νέο αυτό ύψος H το χρησιμοποιούμε για τον υπολογισμό του νέου αδιάστατου ειδικού αριθμού στροφών και επαναλαμβάνουμε τη διαδικασία μέχρι να αυτή συγκλίνει και βρούμε τη σωστή τιμή του H

Η ολική πίεση στην έξοδο της πτερωτής υπολογίζεται από τη σχέση 13.27 και έχοντας γνωστή την ολική πίεση στην είσοδο p_{t1} (Pa):

$$p_{t2} = H \rho g + p_{t1} \quad (Pa) \quad (13.27)$$

όπου η πυκνότητα ρ μετράται σε kg/m^3 , η επιτάχυνση της βαρύτητας $g = 9,81m/sec^2$ και H σε m

Η στατική πίεση θα βρεθεί μέσω της ολικής πίεσης και ταχύτητας στην αντίστοιχη θέση από τη σχέση:

$$p_s = p_t - \rho \frac{c^2}{2} \quad (Pa) \quad (13.28)$$

με ρ σε kg/m^3 και c σε m/sec

Στη συνέχεια, το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης υπολογίζεται με τη βοήθεια της πίεσης p_{t1} (Pa), της πίεσης ατμοποίησης του υγρού p_v (Pa) και της πυκνότητας του ρ (kg/m^3) από τη σχέση:

$$H_\theta = \frac{(p_{t1} - p_v)}{\rho g} \quad (m) \quad (13.29)$$

Ο αριθμός στροφών σπηλαιώσης θα είναι:

$$n_k = n \frac{Q^{1/2}}{H_\theta^{3/4}} \quad (13.30)$$

Προκειμένου να υπολογίσουμε την πίεση στην έξοδο της βαθμίδας P_{t4} χρησιμοποιούμε τον παράγοντα απώλειας ολικής πίεσης στο τμήμα εξόδου $\omega_{2 \rightarrow 4}$ ο οποίος πρέπει να είναι γνωστός για την αντλία. Κοντά στο κανονικό σημείο λειτουργίας, η μικρότερες τιμές του κυμαίνονται μεταξύ 0,15 και 0,25 κυρίως σε αντλίες με διαχύτη χωρίς πτερύγια, οποίος ακολουθείται από σπειροειδές κέλυφος. Έτσι η P_{t4} υπολογίζεται από:

$$\omega_{2 \rightarrow 4} = \frac{p_{t2} - p_{t4}}{p_{t2} - p_{s2}} \quad (13.31)$$

Η απόλυτη ταχύτητα στη μέγιστη στένωση στο σπειροειδές κέλυφος ή στον διαχύτη με πτερύγια C_{throat} δίνεται από τη σχέση:

$$C_{throat} = \frac{\dot{m}}{\rho A_{throat}} \quad (m/sec) \quad (13.32)$$

με \dot{m} σε kg/sec , ρ σε kg/m^3 και A_{throat} το εμβαδόν της στένωσης κάθετα στη ροή σε (m^2)

Στη συνέχεια πρέπει να υπολογίσουμε την παράμετρο L χρησιμοποιώντας την παραπάνω ταχύτητα αλλά και την ταχύτητα στην είσοδο του διαχύτη, μέσα από τη σχέση:

$$L = \frac{C_{throat}}{(C_{u3}^2 + C_{n3}^2)^{1/2}} = \frac{C_{throat}}{C_3} \quad (13.33)$$

Η τιμή του L είναι από τα καθοριστικά μεγέθη που επηρεάζουν τη μορφή και την κλίση της καμπύλης λειτουργίας της αντλίας. Συνήθως η τιμή είναι περίπου 0,8. Οι υψηλές τιμές του L οδηγούν σε μεγάλη κλίση της καμπύλης λειτουργίας σε αντίθεση με τις χαμηλότερες τιμές του L που δίνουν πιο ομαλή κλίση (Veres J.P. 1994).

Η ταχύτητα στην έξοδο της βαθμίδας C_4 προκύπτει από τη σχέση:

$$C_4 = \frac{\dot{m}}{\rho A_4} \quad (m/sec) \quad (13.34)$$

με \dot{m} σε kg/sec , ρ σε kg/m^3 και A_4 το εμβαδόν της διατομής εξόδου από τη βαθμίδα (m^2)

και η στατική πίεση στην ίδια θέση θα είναι:

$$p_{s4} = p_{t4} - \rho \frac{c_4^2}{2} \quad (Pa) \quad (13.35)$$

με ρ σε kg/m^3 και c σε m/sec

Το πραγματικό ύψος στην έξοδο της βαθμίδας H_4 θα είναι ίσο με:

$$H_4 = \frac{(p_{t4} - p_{t1})}{\rho g} \quad (m) \quad (13.36)$$

Οι απώλειες στρεφόμενου δίσκου N_d (hp) δίνονται από τη σχέση (Veres J.P. 1994):

$$N_d = 32Kn^3 R_{hub}^5 \quad (hp) \quad (13.37)$$

όπου το R σε in , το n σε rpm , και το HPd σε hp . Η σταθερά απωλειών k υπολογίζεται από πειραματικές σχέσεις.

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_Q = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_L} \quad (13.38)$$

όπου \dot{m}_L (kg/sec) η παροχή μάζας που αντιστοιχεί στις ανακυκλοφορίες.

Για το μηχανικό βαθμό απόδοσης η_m χρησιμοποιείται η τιμή 0,98 δεδομένου ότι δεν έχει μεγάλες διαφορές μεταξύ των αντλιών.

Η απαιτούμενη ισχύς για τη λειτουργία της αντλίας θα είναι (Veres J.P. 1994):

$$N = \frac{\dot{m}H_2}{550(\eta_h\eta_m\eta_Q)} + N_d \quad (hp) \quad (13.39)$$

υπολογισμένη σε hp και με παροχή μάζας \dot{m} σε lb/sec , H_2 σε ft και N_d σε hp .

Εάν η προηγούμενη σχέση για την ισχύ θέλουμε να υπολογιστεί σε $Watt$ τότε:

$$N = \frac{\rho g H_2 Q}{(\eta_h\eta_m\eta_Q)} + N_d \quad (W) \quad (13.40)$$

όπου: ρ σε kg/m^3 , H_2 σε m , Q σε m^3/sec , $g = 9,81m/sec^2$ και N_d σε $Watt$

Ο ολικός βαθμός απόδοσης η δίνεται από τη σχέση:

$$\eta = \frac{\rho g H_4 Q}{N} \quad (13.41)$$

13.4.3 Σημεία λειτουργίας εκτός κανονικού

Οι παραπάνω υπολογισμοί αφορούν το κανονικό σημείο λειτουργίας. Για να μπορέσουν να σχεδιαστούν οι καμπύλες λειτουργίας χρειαζόμαστε και άλλα σημεία λειτουργίας. Γι' αυτό το σκοπό, μέσω πειραμάτων αναπτύχθηκαν σχέσεις που υπολογίζουν τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης, τον παράγοντα ολίσθησης καθώς και τον παράγοντα απώλειας ολικής πίεσης σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού.

Αρχικά υπολογίζουμε τον παράγοντα F που υποδεικνύει σε τι συνθήκες λειτουργίας βρισκόμαστε. Πιο συγκεκριμένα:

$$F = \frac{Q}{Q_{\kappa}} \frac{n}{n_{\kappa}} \quad (13.42\alpha)$$

όπου ο δείκτης κ υποδηλώνει το κανονικό σημείο λειτουργίας. Στην περίπτωση μας, εξετάζουμε μόνο την αλλαγή παροχής και όχι την αλλαγή στροφών. Έτσι η παραπάνω σχέση μετασχηματίζεται:

$$F = \frac{Q}{Q_{\kappa}} \quad (13.42\beta)$$

πρόκειται δηλαδή για την εκάστοτε παροχή ανηγμένη στην κανονική παροχή. Η νέα τιμή του υδραυλικού βαθμού απόδοσης για κάθε τιμή του F (έως μέγιστο $F=1,5$) δίνεται από τη σχέση (Veres J.P. 1994):

$$\frac{\eta_h}{\eta_{h\kappa}} = 0,86387 + 0,3096F - 0,14086F^2 - 0,029265F^3 \quad (13.43)$$

Η σχέση αυτή αποτυπώνεται και γραφικά στο διάγραμμα του σχήματος 13.2. Ομοίως, ο παράγοντας ολίσθησης υπολογίζεται από τη σχέση (Veres J.P. 1994):

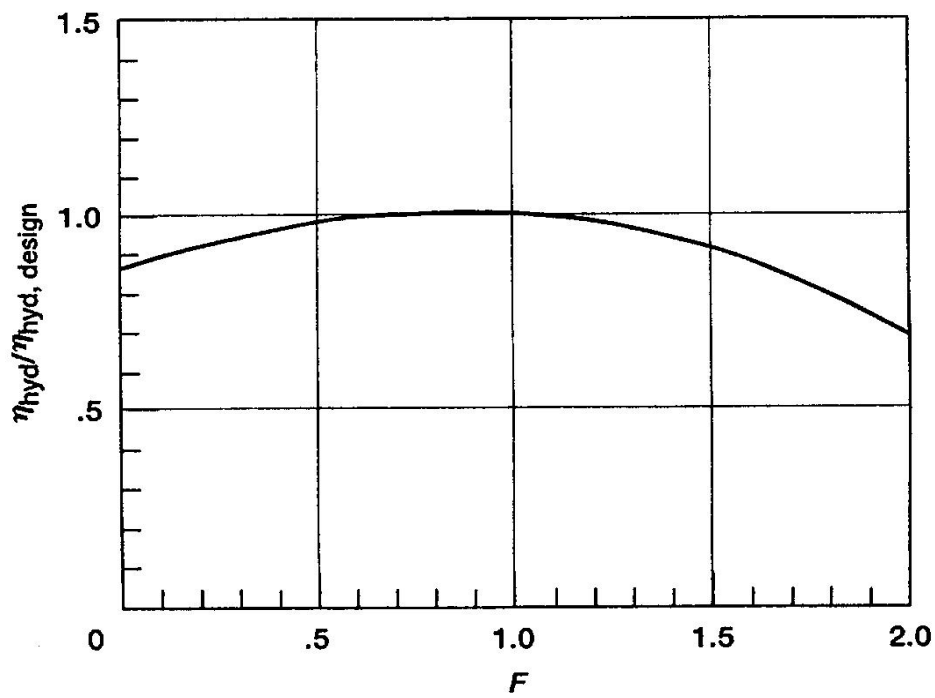
$$\frac{\sigma}{\sigma_{\kappa}} = 1,534988 - 0,6681668F + 0,077472F^2 + 0,0571508F^3 \quad (13.44)$$

όπως φαίνεται και στο διάγραμμα 13.3.

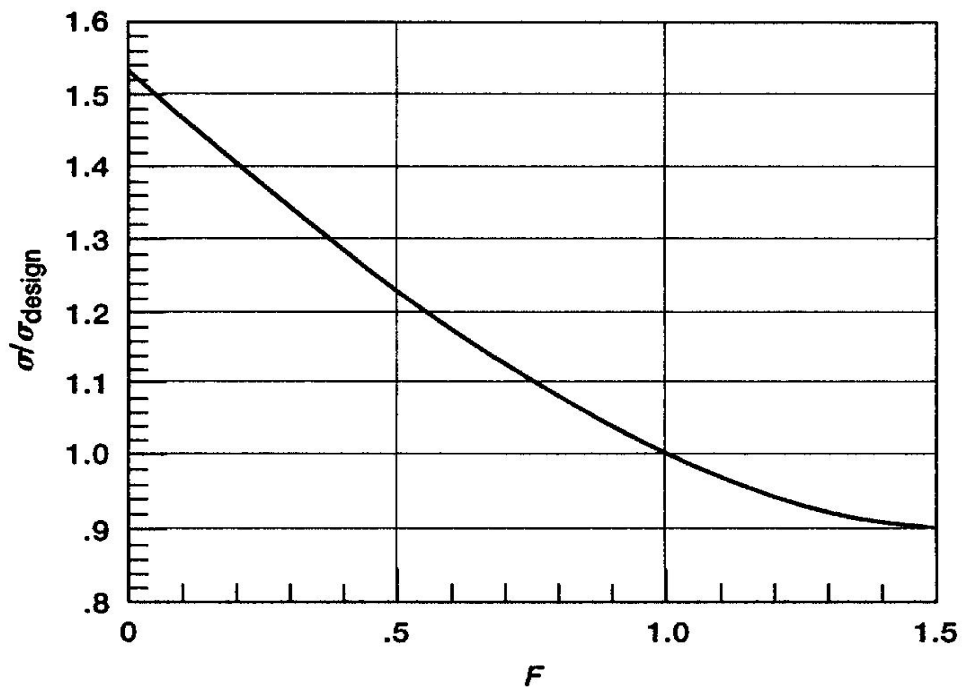
Για να υπολογίσουμε στη συνέχεια τον συντελεστή απωλειών ολικής πίεσης $\omega_{2 \rightarrow 4}$ θα πρέπει να βρούμε τη νέα παράμετρο L βρίσκοντας τις νέες ταχύτητες. Αφού υπολογιστεί εφαρμόζουμε τη σχέση:

$$\frac{\omega_{2-4}}{\omega_{2-4,\kappa}} = 1,8151 - 1,83527L + 0,8798L^2 + 0,18765L^3 \quad (13.45)$$

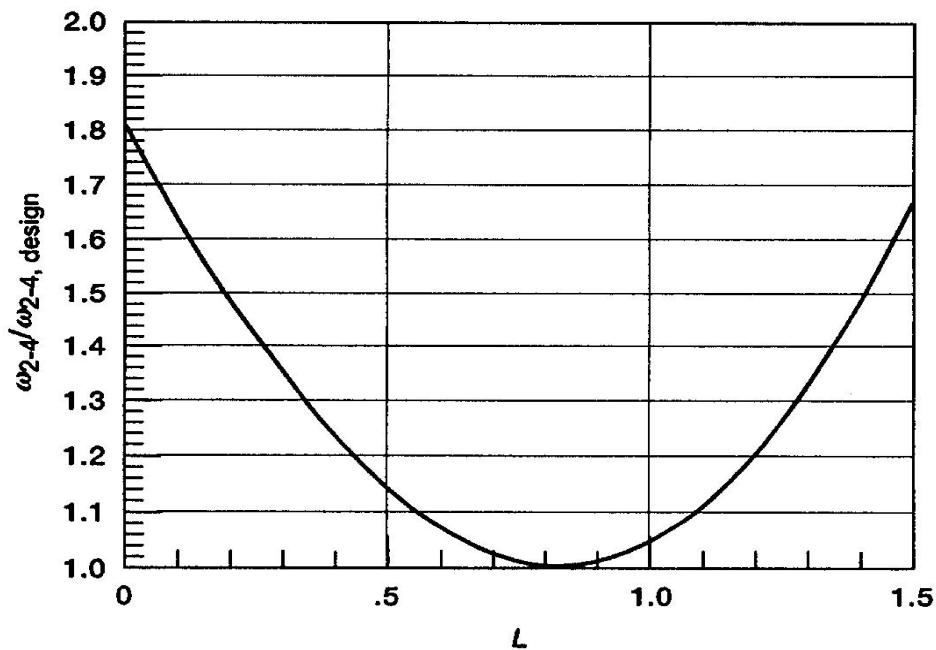
Η μεταβολή του, αναλόγως του L φαίνεται και στο διάγραμμα 13.4:



Σχήμα 13.2 Διακύμανση υδραυλικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της αδιαστατοποιημένης παροχής (Veres J.P., 1994)



Σχήμα 13.3 Διακύμανση παράγοντα ολίσθησης συναρτήσει της αδιαστατοποιημένης παροχής (Veres J.P., 1994)



Σχήμα 13.4 Διακύμανση λόγου πτώσης πίεσης στο τμήμα εξόδου συναρτήσει της παραμέτρου L (Veres J.P., 1994)

Έχοντας τις νέες τιμές για το η_h , σ και ω_{2-4} υπολογίζουμε τις νέες ταχύτητες, πιέσεις και ύψη. Αποκτώντας όλα αυτά τα στοιχεία σχεδιάζουμε τις αδιαστατοποιημένες καμπύλες

$$\frac{H}{H_\kappa} - \frac{Q}{Q_\kappa} \text{ και } \frac{\eta}{\eta_\kappa} - \frac{Q}{Q_\kappa} .$$

13.4.4 Τροποποιήσεις

Κυρίως λόγω έλλειψης επαρκών δεδομένων, έπρεπε να κάνουμε κάποιους συμβιβασμούς και σε ορισμένες περιπτώσεις να χρησιμοποιήσουμε διαφορετικές εξισώσεις από τις παραπάνω. Αρχικά θεωρήσαμε πλήρως ακτινική είσοδο και έξοδο πτερυγίων ώστε στο εμβαδόν της διατομής 1 και 2 να μη χρειάζονται οι ακτίνες R_{hub} και R_{tip} . Επιπλέον δε λάβαμε υπόψη τα πάχη των οριακών στρωμάτων με αποτέλεσμα η διαθέσιμη διατομή στο ρευστό να ταυτίζεται με την πραγματική, άρα:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = 1 \quad (13.46)$$

Το πάχος των πτερυγίων το λάβαμε ίσο στην είσοδο και στην έξοδο:

$$s_1 = s_2 \quad (13.47)$$

Άρα για τον υπολογισμό του εμβαδού στην είσοδο και στην έξοδο των πτερυγίων χρησιμοποιούμε τις παρακάτω σχέσεις βάζοντας τον κατάλληλο δείκτη κάθε φορά $A_{1(2)}$ (m^2),

$b_{1(2)}$ (m), $Bk_{1(2)}$ (m^2), $D_{1(2)}$ (m):

$$Bk_{1(2)} = \frac{s_{1(2)} b_{1(2)} z}{\sin(\beta_{1(2)})} \quad (m^2) \quad (13.48)$$

$$A_{1(2)} = \pi b_{1(2)} D_{1(2)} - Bk_{1(2)} \quad (m^2) \quad (13.49)$$

Επίσης, δεδομένου ότι δεν έχουμε την παροχή μάζας \dot{m} και την παροχή μάζας λόγω ανακυκλοφορίας \dot{m}_L , θεωρούμε ότι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης η_Q παραμένει σταθερός και ίσος με 0,975 οπότε η μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο και στην έξοδο δίνεται από τις σχέσεις:

$$C_{n1} = \frac{Q}{A_1 \eta_Q} \quad (m/sec) \quad (13.50)$$

$$C_{n2} = \frac{Q}{A_2 \eta_Q} \quad (m/sec) \quad (13.51)$$

όπου Q (m^3/sec), A (m^2)

Θεωρούμε ακόμη ότι το ρευστό είναι απαλλαγμένο συστροφής με αποτέλεσμα:

$$C_{u1} = 0$$

Για τον υπολογισμό του παράγοντα ολίσθησης σ απαιτούνται όπως φαίνεται στην εξίσωση 13.10 πολλές διαστάσεις τις οποίες όμως δε διαθέταμε οπότε χρησιμοποιήσαμε τη σχέση 12.2.

$$\sigma = 1 - \frac{[\sin(\beta_2)]^{1/2}}{z^{0,70}}$$

όπου η γωνία εδώ μετράται από την περιφερειακή διεύθυνση.

Για τον συντελεστή απώλειας ολικής πίεσης ω_{2-4} δεν είχαμε καθόλου δεδομένα οπότε επιλέξαμε μια τιμή μέσα στα τυπικά όρια που καταγράψαμε παραπάνω, το 0,25. Για τον υπολογισμό της ταχύτητας στον διαχύτη δεν είχαμε επίσης καθόλου στοιχεία, γι' αυτό θεωρήσαμε ότι η μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας θα μείνει σταθερή, ενώ η περιφερειακή της συνιστώσα θα μειώνεται αντιστρόφως ανάλογα προς τη διάμετρο. Έτσι έχουμε:

$$C_{n2} = C_{n3} \quad (m/sec)$$

$$C_{u3} = C_{u2} \frac{D_2}{D_3} \quad (m/sec)$$

οπότε η απόλυτη ταχύτητα στη διατομή 3 είναι:

$$C_3 = \left(C_{n2}^2 + \left(C_{u2} \frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (m/sec) \quad (13.52)$$

Η ταχύτητα στη μέγιστη στένωση του διαχύτη δίνεται από τη σχέση:

$$C_{throat} = \frac{Q}{A_{throat} \eta_Q} \quad (m/sec) \quad (13.53)$$

Για τον υπολογισμό της ισχύος λόγω απωλειών στρεφομένου δίσκου εφαρμόστηκε η σχέση (Παπαντώνης Δ. 2004):

$$N_d = \frac{2}{5} \rho \pi \zeta \omega^3 \left(\frac{D_2}{2} \right)^5 \quad (W) \quad (13.54)$$

όπου ζ συντελεστής αντίστασης που δίνεται από τη σχέση:

$$\zeta = \frac{5 c_m}{4 \pi}$$

με c_m

- $c_m = 2,67 Re_r^{-1/2}$ στην στρωτή περιοχή ($Re_r < 1 \cdot 10^5$)
- $c_m = 0,0622 Re_r^{-0,2}$ στην τυρβώδη περιοχή ($Re_r > 3 \cdot 10^5$)

$$\text{και } Re_r = \frac{\omega \left(\frac{D_2}{2} \right)^2}{\nu} \text{ με } \nu = 1,15 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{sec)}$$

Η ολική ισχύς N (W) στη συνέχεια υπολογίζεται από τη σχέση 13.40 ενώ ο ολικός βαθμός απόδοσης η από τη σχέση 13.41.

13.5 ΕΠΕΞΗΓΗΣΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ

Στον κώδικα που συντάχθηκε σε Fortran, ακολουθήθηκε η παραπάνω διαδικασία με σκοπό την εύρεση του ύψους H_4 στην έξοδο της αντλίας και του βαθμού απόδοσης η για κάθε

παροχή Q προκειμένου να χαραχθούν οι καμπύλες $H/H_k - Q/Q_k$ και $\eta/\eta_k - Q/Q_k$. Στο

αρχείο Dedomena.txt έχουν καταγραφεί τα δεδομένα εισόδου τα οποία είναι:

- πλάτος πτερωτής στην είσοδο b_1
- διάμετρος πτερωτής στην είσοδο D_1
- παροχή στο Κ.Σ.Λ. Q_k
- στροφές κινητήρα n
- αριθμός πτερυγίων z
- γωνία πτερυγίων στην έξοδο β_2

• διάμετρος πτερωτής στην έξοδο	D_2
• πλάτος πτερωτής στην έξοδο	b_2
• πάχος πτερυγίων	s
• γωνία πτερυγίων στην είσοδο	β_1
• ολική πίεση στην είσοδο	p_{t1}
• συντελεστής απώλειας ολικής πίεσης	w_{24d}
• εμβαδόν μέγιστης στένωσης στο διαχύτη	A_{thr}
• πυκνότητα ρευστού	ρ
• διάμετρος στην είσοδο του διαχύτη	D_3
• πίεση ατμοποίησης ρευστού	p_v

Δυστυχώς λόγω έλλειψης δεδομένων κάποια από τα μεγέθη δεν είναι ακριβή στον υπολογισμό τους αλλά η τιμή που τους αποδόθηκε προκύπτει βάσει εκτιμήσεων σύμφωνα με όσα είναι γνωστά.

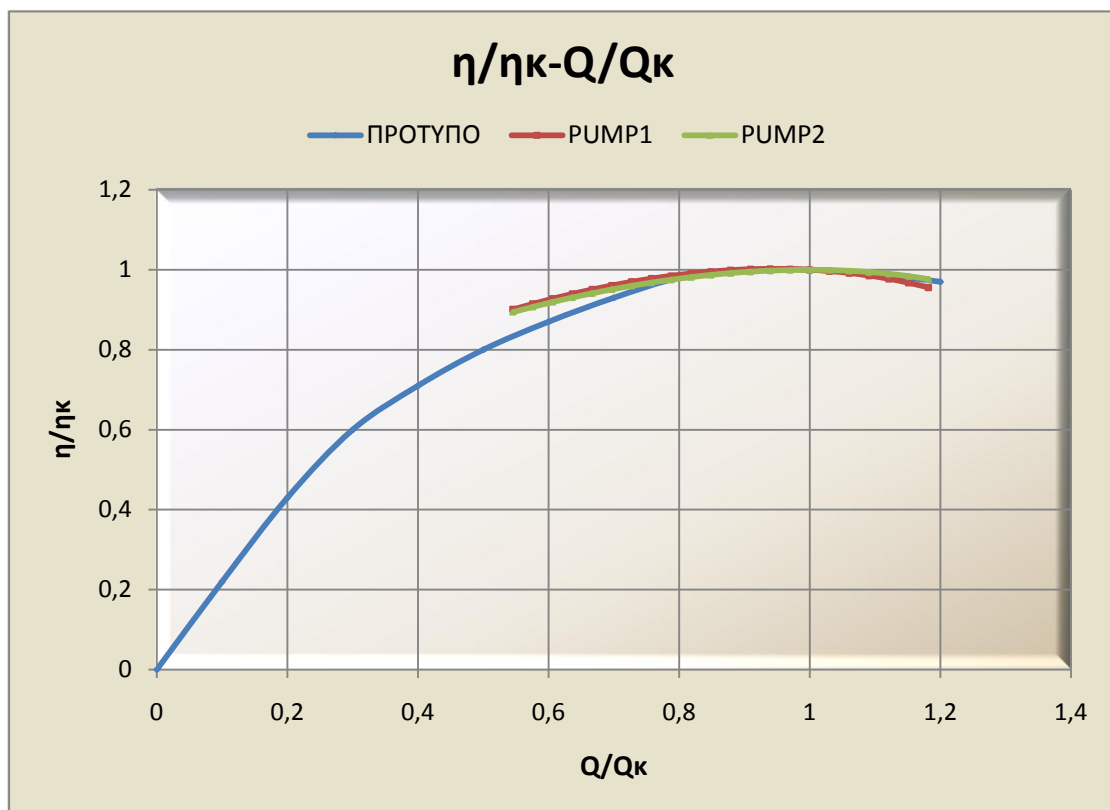
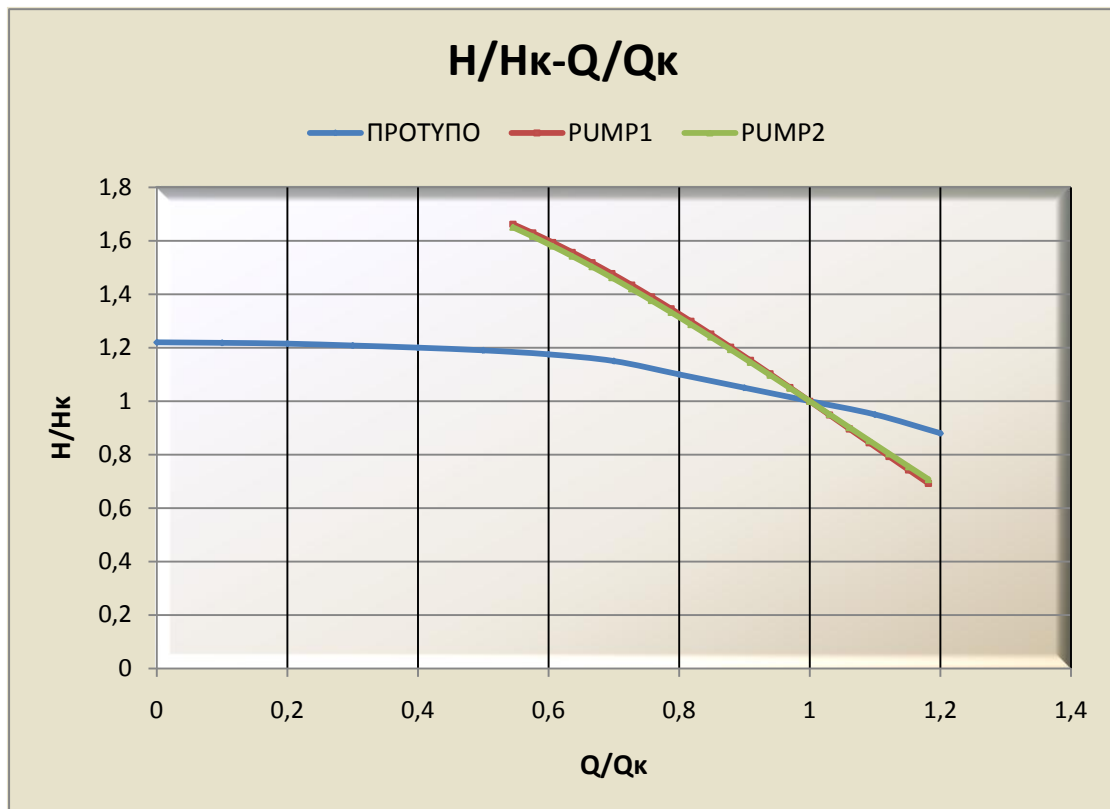
Στο αρχείο `Arotelesmata.txt` καταγράφονται τα περισσότερα από τα μεγέθη που υπολογίζονται με τον κώδικα. Αυτά είναι:

• περιφερειακή ταχύτητα στην είσοδο	U_1
• απόλυτη ταχύτητα στην είσοδο	C_1
• σχετική ταχύτητα στην είσοδο	W_1
• περιφερειακή συνιστώσα σχετικής ταχύτητας στην είσοδο	W_{u1}
• σχετική γωνία εισόδου της ροής στο πτερύγιο	β_{1w}
• παράγοντας ολίσθησης	σ
• ταχύτητα ολίσθησης	W_{s2}
• περιφερειακή ταχύτητα στην έξοδο	U_2
• μεσημβρινή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας στην έξοδο	C_{n2}
• περιφερειακή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας στην έξοδο	C_{u2}
• απόλυτη ταχύτητα στην έξοδο	C_2
• περιφερειακή συνιστώσα σχετικής ταχύτητας στην έξοδο	W_{u2}
• σχετική ταχύτητα στην έξοδο	W_2
• σχετική γωνία εξόδου του ρευστού	β_{2w}
• απόκλιση μεταξύ γωνίας εξόδου ρευστού και πτερυγίου	<i>απόκλιση</i>
• παράμετρος L	L

- Καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης *NPSH*
- Αριθμός στροφών σπηλαίωσης n_k
- Αδιάστατος ειδικός αριθμός στροφών n_s
- Ειδικός αριθμός στροφών n_q

Στο αρχείο HEQ.txt έχουν καταγραφεί οι τιμές της παροχής, του ύψους και του βαθμού απόδοσης. Στη συνέχεια επεξεργαζόμαστε αυτές τις τιμές και τις διαιρούμε με την κανονική παροχή, το ύψος αλλά και το βαθμό απόδοσης που αντιστοιχούν στο κανονικό σημείο λειτουργίας, προκειμένου να αδιαστατοποιήσουμε τις τιμές τους. Με αυτές τις νέες τιμές σχεδιάζουμε τις αδιάστατες καμπύλες $H/H_k - Q/Q_k$ και $\eta/\eta_k - Q/Q_k$. Εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι αυτές οι καμπύλες δεν ξεκινούν για μηδενική τιμή παροχής. Αυτό συμβαίνει γιατί η τιμή του παράγοντα ολίσθησης βάσει της σχέσης 13.44 ξεπερνάει τη μονάδα για μικρές τιμές της παροχής πράγμα που είναι αδύνατο. Γι' αυτό στον κώδικα τέθηκε προϋπόθεση να είναι $\sigma < 1$ ώστε να γίνονται οι υπολογισμοί. Σε αντίθετη περίπτωση ο κώδικας προχωράει και κάνει τους υπολογισμούς για υψηλότερες τιμές της παροχής μέχρι να βρει τιμή $\sigma < 1$. Οι καμπύλες λειτουργίας έχουν τοποθετηθεί σε κοινό διάγραμμα έτσι ώστε να διευκολύνεται η σύγκριση. Οι καμπύλες που σχεδιάστηκαν είναι δυο: PUMP1 και PUMP2. Η μόνη τους διαφορά είναι σε ένα δεδομένου εισόδου, το εμβαδόν της στένωσης στο διαχύτη A_{throat} . Αυτή η αλλαγή πραγματοποιήθηκε για να έχουμε μια μεταβολή στην παράμετρο L , η οποία όπως εξηγήθηκε και προηγουμένως επηρεάζει την κλίση της καμπύλης $H - Q$. Περισσότερες μεταβολές στα δεδομένα εισόδου δεν πραγματοποιήθηκαν γιατί όπως φαίνεται και στα διαγράμματα που ακολουθούν, ήδη τα πρώτα αποτελέσματα δεν αντικατοπτρίζουν την πραγματικότητα, με συνέπεια η περαιτέρω διερεύνηση να προσφέρει από λίγα έως παραπλανητικά συμπεράσματα. Συνοδεύονται επίσης από μία ακόμα αδιαστατοποιημένη καμπύλη για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών με τον συμβολισμό "ΠΡΟΤΥΠΟ" επειδή ακριβώς τη χρησιμοποιούμε ως ένα πρότυπο σύγκρισης με τις καμπύλες PUMP1 και PUMP2 που σχεδιάσαμε. Η καμπύλη «πρότυπο» προέρχεται από το διάγραμμα 7.2. Σκοπός είναι να μπορεί να γίνει μια σύγκριση μεταξύ αυτής και των άλλων δυο καμπυλών δεδομένου ότι αντλίες με τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών έχουν παρόμοιες αν όχι και ίδιες αδιαστατοποιημένες καμπύλες λειτουργίας. Είναι λοιπόν ένα μέτρο επικύρωσης ή απόρριψης της διαδικασίας που ακολουθήθηκε.

13.6 Διαγράμματα και σχολιασμός



Τα δύο παραπάνω διαγράμματα είναι όπως εξηγήθηκε τα αδιαστατοποιημένα $H/H_k - Q/Q_k$ και $\eta/\eta_k - Q/Q_k$. Ακολουθούν τα δεδομένα εισόδου αλλά και τα αποτελέσματα που προέκυψαν για το PUMP1 και PUMP2.

PUMP1

Dedomena.txt

b1	(m)	= 0,015
D1	(m)	= 0,250
Qκ	(m ³ /h)	= 330
n	(rpm)	= 1450
z		= 7
β2		= 28
D2	(m)	= 0,500
b2	(m)	= 0,008
s	(m)	= 0,01
β1		= 22
Pt1	(Pa)	= 50000
w24d		= 0,25
Athr	(m ²)	= 0,007
ρ	(kg/m ³)	= 1000
D3	(m)	= 0,600
pv	(Pa)	= 4241,7

HEQ.txt

Q(m ³ /h)	H(m)	η
180,00	83,42	0,656
190,00	81,76	0,666
200,00	79,99	0,676
210,00	78,13	0,685
220,00	76,17	0,693
230,00	74,12	0,700
240,00	71,99	0,707
250,00	69,78	0,712
260,00	67,50	0,717
270,00	65,16	0,722
280,00	62,76	0,725
290,00	60,31	0,728
300,00	57,82	0,729
310,00	55,29	0,730
320,00	52,74	0,730
330,00	50,17	0,728
340,00	47,58	0,726
350,00	44,99	0,723
360,00	42,40	0,718
370,00	39,83	0,712
380,00	37,27	0,705
390,00	34,73	0,696

Apotelesmata.txt

U1(m/s)	C1(m/s)	wu1(m/s)	w1(m/s)	β_{1w}
18,98	10,47	18,98	21,68	28,89
σ	ws2(m/s)	U2(m/s)	Cn2(m/s)	Cu2(m/s)
0,82	6,66	37,96	8,27	15,75
C2	wu2(m/s)	w2(m/s)	β_{2w} (m/s)	απόκλιση
17,79	22,21	23,70	20,42	7,58
L	NPSH(m)	nκ	ns	nq
0,866	4,66	8298,97	0,42	1323,9

PUMP2Dedomena.txt

b1	(m)	= 0,015
D1	(m)	= 0,250
Qκ	(m ³ /h)	= 330
n	(rpm)	= 1450
z		= 7
β_2		= 28
D2	(m)	= 0,500
b2	(m)	= 0,008
s	(m)	= 0,01
β_1		= 22
Pt1	(Pa)	= 50000
w24d		= 0,25
Athr	(m ²)	= 0,03
ρ	(kg/m ³)	= 1000
D3	(m)	= 0,600
pv	(Pa)	= 4241,7

HEQ.txt

Q(m ³ /h)	H(m)	η
180,00	79,65	0,627
190,00	78,00	0,636
200,00	76,25	0,644
210,00	74,43	0,652
220,00	72,53	0,659
230,00	70,56	0,666
240,00	68,53	0,673
250,00	66,43	0,678
260,00	64,28	0,683
270,00	62,09	0,688
280,00	59,85	0,692
290,00	57,58	0,695
300,00	55,28	0,697
310,00	52,95	0,699
320,00	50,60	0,700
330,00	48,24	0,700
340,00	45,88	0,700
350,00	43,51	0,699
360,00	41,14	0,697
370,00	38,79	0,693
380,00	36,45	0,689
390,00	34,13	0,684

Apotelesmata.txt

U1(m/s)	C1(m/s)	wu1(m/s)	w1(m/s)	β_{1w}
18,98	10,47	18,98	21,68	28,89
σ	ws2(m/s)	U2(m/s)	Cn2(m/s)	Cu2(m/s)
0,82	6,66	37,96	8,27	15,75
C2	wu2(m/s)	w2(m/s)	β_{2w} (m/s)	απόκλιση
17,79	22,21	23,70	20,42	7,58
L	NPSH(m)	n_k	ns	n_q
0,202	4,66	8298,97	0,42	1323,9

Παρατηρούμε ότι το μοναδικό που αλλάζει στα δεδομένα εισόδου είναι το εμβαδόν της μέγιστης στένωσης A_{throat} για να επηρεαστεί στη συνέχεια η παράμετρος L. Πράγματι στο αρχείο Apotelesmata.txt στο PUMP1 και στο PUMP2 η μοναδική αλλαγή είναι στο L. Συγκεκριμένα, στο PUMP1 εμφανίζεται $A_{throat} = 0,007m^2$ ενώ στο PUMP2 εμφανίζεται μια μεγαλύτερη τιμή που θα αντιστοιχούσε περισσότερο σε στένωση σπειροειδούς κελύφους παρά σε στένωση διαχύτη $A_{throat} = 0,03m^2$. Για το μικρότερο A_{throat} παρατηρούμε ότι η τιμή του L είναι μεγαλύτερη, 0,86, και κοντά στις τυπικές τιμές της ενώ αντίθετα, στη δοκιμή PUMP2 όπου το A_{throat} είναι πολύ μεγαλύτερο, προκύπτει μικρό L της τάξης του 0,2. Η διαφορά αυτή έχει μικρή επίπτωση στο ύψος H και στο βαθμό απόδοσης η όπως αντικατοπτρίζεται και στα παραπάνω διαγράμματα. Παρατηρούμε επίσης ότι οι τιμές της παροχής ξεκινούν από το $180m^3/h$ ενώ η κανονική παροχή είναι $Q_k = 330m^3/h$. Δεν έχουμε τιμές κάτω του 180 επειδή προφανώς υπολογίστηκε για $Q < 180m^3/h$ ότι $\sigma > 1$ το οποίο είναι αδύνατο με αποτέλεσμα να μην γίνεται κανένας υπολογισμός γι' αυτές τις τιμές του Q. Στο διάγραμμα $H/H_k - Q/Q_k$ γίνεται σαφές ότι και οι δυο καμπύλες, PUMP1 και PUMP2 δεν ακολουθούν την συνήθη μορφή. Παρότι έχουν αρνητική κλίση και σχεδόν συμπίπτουν μεταξύ τους στο Κ.Σ.Λ., το ύψος αυξάνεται πολύ απότομα για $Q < Q_k$. Ως αποτέλεσμα, δεν ακολουθούν καθόλου τη μορφή της πρότυπης καμπύλης ενώ θα έπρεπε να είναι όμοιες, δεδομένου ότι αφορούν τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών $n_q \approx 1300$. Αντίθετα, τέμνουν την πρότυπη καμπύλη στο κανονικό σημείο λειτουργίας ενώ για $Q \neq Q_k$ διαφέρουν σημαντικά. Μπορούμε επίσης να παρατηρήσουμε ότι η PUMP1 και η PUMP2 δεν έχουν μεγάλη

διαφορά στην κλίση παρόλο που έχουν διαφορά στην παράμετρο L ($L = 0,8658$ για την PUMP1 και $L = 0,2020$ για την PUMP2). Αυτό αντιτίθεται στη θεωρία που αναπτύχθηκε παραπάνω και υποστηρίζει ότι μικρότερο L οδηγεί σε πιο ομαλή κλίση του διαγράμματος $H - Q$.

Αντίθετα, τα διαγράμματα $\eta/\eta_k - Q/Q_k$ έχουν καλύτερη μορφή. Και οι δύο καμπύλες PUMP1 και PUMP2 προσεγγίζουν πολύ ικανοποιητικά την πρότυπη καμπύλη γύρω από το Κ.Σ.Λ. και το μέγιστο τους σχεδόν συμπίπτει σε θέση. Οι δύο καμπύλες είναι σχεδόν ταυτόσημες αλλά αυτό δεν σημαίνει απαραίτητα σφάλμα καθώς όπως φαίνεται και στο σχήμα 7.2, το διάγραμμα του βαθμού απόδοσης επιτρέπει σαφώς μικρότερες αποκλίσεις μεταξύ των αντλιών. Ωστόσο, λόγω του προβλήματος με τον παράγοντα ολίσθησης που ξεπερνάει τη μονάδα, δε μπορούμε να δούμε πώς κινείται ο βαθμός απόδοσης σε μικρότερες παροχές.

13.7 Συμπεράσματα

Στο διάγραμμα $H/H_k - Q/Q_k$ γίνεται εμφανές ότι οι καμπύλες δεν πλησιάζουν τη μορφή της πρότυπης καμπύλης σε αντίθεση με το διάγραμμα $\eta/\eta_k - Q/Q_k$ για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών. Αυτή η διαφορά των διαγραμμάτων εγείρει αμφιβολίες για την αξιοπιστία των αποτελεσμάτων, τα οποία θα μπορούσαν να πληροφορήσουν τον κατασκευαστή ή τον χρήστη για τη συμπεριφορά της αντλίας σε σημεία λειτουργίας εκτός του κανονικού. Σαφώς δεν ήταν αναμενόμενο να υπάρχει πλήρης ταύτιση με την πρότυπη καμπύλη, δεδομένου ότι ακόμα και μεταξύ των κατασκευαστικών εταιριών, στα διαγράμματα λειτουργίας που παρέχουν για τις αντλίες τους, μπορεί να έχουν μεταξύ τους διαφορές ακόμη και αν πρόκειται για αντλίες του ίδιου ειδικού αριθμού στροφών. Ωστόσο, στην περίπτωση μας παρατηρείται σημαντική διαφορά κυρίως στο διάγραμμα $H/H_k - Q/Q_k$ που μας οδηγεί στην απόρριψη της μεθόδου που ακολουθήθηκε.

Η μεγάλη απόκλιση μεταξύ των αντλιών μπορεί να οφείλεται σε διάφορους λόγους. Θα πρέπει όμως να αποκλειστεί το ενδεχόμενο ότι το πρόγραμμα που αναπτύχθηκε (PUMPA) από ερευνητές και η δημοσιευμένη θεωρία και εξισώσεις στις οποίες βασίστηκε (Veres J.P, 1994) περιέχουν σφάλματα τόσο σημαντικά που θα οδηγούσαν σε τέτοια απόκλιση των καμπύλων. Στη διάθεση μας δεν είχαμε τον κώδικα PUMPA αλλά τη βασική θεωρία στην οποία στηρίχτηκε και με την οποία φτιάξαμε τον απλοποιημένο κώδικα PUMP. Είναι πιθανό, έτσι, να μη χρησιμοποιήθηκαν εξισώσεις οι οποίες χρησιμοποιούνται από το PUMPA, και οι οποίες ενώ δεν συμπεριλαμβάνονταν στη θεωρία, θα διόρθωναν τυχόν σφάλματα. Είναι λογικό κάποιοι διορθωτικοί συντελεστές ή κάποιες εξισώσεις να μην είναι διαθέσιμες στη δημοσιευμένη θεωρία για λόγους πνευματικής ιδιοκτησίας του κώδικα PUMPA, η απόκτηση του οποίου απαιτεί την καταβολή του χρηματικού αντίτιμου.

Επίσης, όπως αναπτύχθηκε και παραπάνω, έγιναν κάποιες αλλαγές στις εξισώσεις λόγω απουσίας επαρκών δεδομένων, ενώ ορισμένα δεδομένα εισόδου επιλέχθηκαν προσεγγιστικά. Αυτό αναμφίβολα οδηγεί σε σφάλματα που θα αποφεύγονταν αν ήταν διαθέσιμα όλα τα απαιτούμενα δεδομένα που αφορούν μια σωστά σχεδιασμένη αντλία. Αυτά τα σφάλματα αποτυπώνονται στις παραπάνω αντλίες.

Συμπερασματικά θα πρέπει να απορριφθεί η όλη διαδικασία καθώς δε δίνει τα επιθυμητά αποτελέσματα λόγω των πολλών σφαλμάτων που περιέχει. Πιθανότατα το αυθεντικό πρόγραμμα να δίνει πολύ αξιόπιστα αποτελέσματα που μπορούν να αξιοποιηθούν κατάλληλα. Ωστόσο, δε μπορεί να χρησιμοποιηθεί για σχεδιαστικούς σκοπούς κάποιας αντλίας λόγω της ίδιας της φύσης του, που για να δώσει σωστά αποτελέσματα απαιτεί έναν ήδη σωστό σχεδιασμό. Συνεπώς, για μια κατασκευάστρια εταιρία μπορεί να χρησιμεύσει ως επαλήθευση των καμπυλών λειτουργίας που η ίδια έχει υπολογίσει αν και θα έχει αναπτύξει και η ίδια τις δικές της αξιόπιστες μεθόδους σχεδιασμού των καμπυλών λειτουργίας. Για κάποιον χρήστη θα μπορούσε να χρησιμεύσει ως επαλήθευση των καμπυλών λειτουργίας που του παρείχε μαζί με την αντλία η κατασκευάστρια εταιρία ή κάποιος προμηθευτής. Ωστόσο, αυτό είναι εξαιρετικά απίθανο να ενδιαφέρει κάποιον ιδιώτη που συνήθως χρησιμοποιεί μια αντλία για κοινούς σκοπούς. Αυτό περισσότερο θα ενδιέφερε κάποια εταιρία ή οργανισμό που θα χρησιμοποιούσε την αντλία σε πολλά σημεία λειτουργίας και της οποίας η συμπεριφορά στα διάφορα σημεία είναι κρίσιμη. Έτσι, η λεπτομέρεια στις καμπύλες θα είχε μεγάλη σημασία και θα απαιτούσε επαλήθευση των διαθέσιμων καμπυλών. Κάτι τέτοιο είναι όμως σπάνιο και περιορίζεται για ειδικές χρήσεις με μεγάλες απαιτήσεις. Τέλος, για να γίνει μείωση των σφαλμάτων απαιτούνται η χρήση όλων των εξισώσεων που υποδεικνύονται αλλά και πάρα πολλά δεδομένα τα οποία είναι συχνά δύσκολο έως απίθανο να διαθέτει κάποιος. Όλα τα παραπάνω καταστούν τη μέθοδο δύσχρηστη αλλά και αναποτελεσματική στην περίπτωση που δε χρησιμοποιείται το αυθεντικό πρόγραμμα PUMPA.

14. ΚΩΔΙΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΙΣ ΑΠΩΛΕΙΕΣ

14.1 Εισαγωγή

Το πρόγραμμα αυτό υπολογίζει το ύψος H και το βαθμό απόδοσης η , όχι μόνο στο κανονικό σημείο λειτουργίας, αλλά και σε διαφορετικά προκειμένου να εκτιμηθεί η συμπεριφορά της αντλίας σε ένα μεγάλο εύρος λειτουργίας. Η βασική αντίθεση του με το προηγούμενο πρόγραμμα αλλά και με πολλά άλλα προγράμματα υπολογισμού των καμπυλών λειτουργίας μιας αντλίας έγκειται στα σαφώς λιγότερα δεδομένα εισόδου που απαιτεί. Στόχος του κώδικα που ανέπτυξαν είναι ένας, με ελάχιστα δεδομένα εισόδου, εύκολος και γρήγορος υπολογισμός της συμπεριφοράς μιας αντλίας που θα μπορεί να πραγματοποιηθεί τόσο από εξειδικευμένους τελευταίας τεχνολογίας όσο και από απλούς προσωπικής χρήσης υπολογιστές. Οι πράξεις μπορούν να πραγματοποιηθούν ακόμα και στο χέρι απαιτώντας όμως περισσότερο χρόνο. Ο κώδικας ονομάζεται LOSS3 και αναλύεται στη συνέχεια. Οι συνθήκες της ροής υπολογίζονται κατά μήκος μιας μέσης γραμμής μέσα στην αντλία. Οι σχέσεις που εφαρμόζονται στον κώδικα προορίζονται για το αμερικάνικο σύστημα μονάδων οπότε υποχρεωτικά στα δεδομένα εισόδου χρησιμοποιήσαμε τέτοιες μονάδες αλλά τα αποτελέσματα τα μετατρέψαμε σε μονάδες SI. Ωστόσο στην αρχή του προγράμματος προσθέσαμε ένα μικρό τμήμα με μετατροπές μονάδων αν κάποιος θέλει να εισάγει τα δεδομένα σε μονάδες SI. Τα αποτελέσματα επεξεργάζονται και εάν δεν είναι ικανοποιητικά ή ξεφεύγουν εκτός ορίων, γίνονται από τον χρήστη του κώδικα κατάλληλες μετατροπές στα δεδομένα εισόδου. Η επίδραση των διαφόρων μεταβλητών, όπως ο αριθμός των πτερυγίων, η διάμετρος εισόδου και το πλάτος της πτερωτής στην έξοδο, είναι περίπλοκη και συχνά αντικρουόμενη μεταξύ των μεταβλητών αναλόγως της τιμής τους. Στο πρόγραμμα που χρησιμοποιήθηκε εξετάζεται μεμονωμένα η συμπεριφορά τους φτιάχνοντας καμπύλες όπου κάθε φορά μεταβάλλεται μια μόνο μεταβλητή. Επιπλέον φτιάχνονται καμπύλες που προέρχονται από μετατροπές πολλών μεταβλητών ταυτόχρονα για να αποτυπωθούν γραφικά οι συνολικές μεταβολές. Αφού γίνεται αντιληπτή η επίδραση των μεταβλητών εισόδου σχεδιάζουμε τις καμπύλες λειτουργίας αντλιών διαφόρων ειδικών αριθμών στροφών κάνοντας κατάλληλες μετατροπές στα δεδομένα ώστε οι αδιάστατες καμπύλες λειτουργίας να προσεγγίσουν όσο είναι δυνατό την πρότυπη αδιάστατη καμπύλη λειτουργίας που χρησιμοποιήθηκε ως πρότυπο και στο προηγούμενο πρόγραμμα. Ο κώδικας προορίζεται για φυγόκεντρες αντλίες ή αντλίες μεικτής ροής με τμήμα καθοδήγησης μεταξύ των πτερωτών (για πολυβάθμια αντλία) ή με σπειροειδές κέλυφος, με ειδικό αριθμό στροφών από 600 έως 5800, ή για αδιάστατο ειδικό αριθμό στροφών από 0,2 έως 2,0 και για παροχές $21\text{m}^3/\text{h}$ έως $1000\text{m}^3/\text{h}$. Μεγαλύτερη ακρίβεια στους υπολογισμούς αναμένεται κοντά στο κανονικό σημείο λειτουργίας όπου είναι μικρότερες οι απώλειες. Το βασικό σκεπτικό της διαδικασίας είναι ο υπολογισμός της μεταφερόμενης ενέργειας από την

πτερωτή στο ρευστό, ο υπολογισμός του θεωρητικού ύψους και η αφαίρεση όλων των απωλειών ύψους που θα οδηγήσουν στο πραγματικό ύψος H για μια συγκεκριμένη παροχή Q .

14.2 Δεδομένα

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως δεν είναι πολλά τα δεδομένα που απαιτούνται για να εκτελεστεί το πρόγραμμα. Ακόμα όμως και αν δεν είναι γνωστά μπορούν να γίνουν κάποιοι βασικοί υπολογισμοί για την εκτίμηση τους και αναλόγως των αποτελεσμάτων, μετά την εκτέλεση του προγράμματος να τροποποιηθούν. Συνεπώς το πρόγραμμα λειτουργεί και για μια ήδη σωστά σχεδιασμένη αντλία αλλά και για μια αντλία υπό σχεδίαση για την οποία αναζητείται ο καταλληλότερος σχεδιασμός. Τα αρχικά δεδομένα που απαιτούνται είναι η κανονική παροχή, η ταχύτητα περιστροφής, ο αριθμός των πτερυγίων της πτερωτής, η διάμετρος στην είσοδο και στην έξοδο της πτερωτής, το πλάτος της πτερωτής στην έξοδο, οι γωνίες εισόδου και εξόδου της πτερωτής, η γωνία εισόδου στο διαχύτη (εφόσον υπάρχει), ο αριθμός των πτερυγίων του διαχύτη, η διάμετρος στην είσοδο του διαχύτη, η διάμετρος στην έξοδο της βαθμίδας, το εμβαδόν της μέγιστης στένωσης του σπειροειδούς κελύφους λίγο πριν την έξοδο, η διάμετρος της ατράκτου, ο βαθμός απόδοσης και διάφοροι συντελεστές απωλειών. Τα δυο τελευταία, ο βαθμός απόδοσης και οι συντελεστές απωλειών κανονικά θα πρέπει να αντλούνται ως δεδομένα από την εργαστηριακή δοκιμή μιας γεωμετρικά όμοιας αντλίας, αν και στην παρούσα διπλωματική ακολουθήθηκε άλλη τακτική αφού δεν υπήρχε αυτή η δυνατότητα.

14.3 Αποτελέσματα

Ως αποτελέσματα λαμβάνουμε το θεωρητικό αλλά και το πραγματικό ύψος καθώς και τον βαθμό απόδοσης σε όσες τιμές της παροχής έχει επιλεγεί. Για τις ίδιες τιμές της παροχής, υπολογίζονται οι τιμές των ταχυτήτων σε καθοριστικά σημεία της αντλίας: είσοδος, έξοδος πτερωτής, έξοδος διαχύτη, σπειροειδές κέλυφος. Επίσης καταγράφονται οι διάφορες απώλειες σε μονάδες ύψους οι οποίες αφαιρούνται από το αντίστοιχο θεωρητικό για να δώσουν ως αποτέλεσμα το πραγματικό ύψος. Υπολογίζονται ακόμα οι ανακυκλοφορίες της ροής. Από αυτά τα δεδομένα κατασκευάζονται οι αδιάστατες καμπύλες $H/H_k - Q/Q_k$ και $\eta/\eta_k - Q/Q_k$ αφού πρώτα έχουμε διαιρέσει το κάθε μέγεθος με την τιμή του στο κανονικό σημείο λειτουργίας.

14.4 Επεξήγηση Διαδικασίας - Επεξεργασία αποτελεσμάτων

Σύμφωνα με τη θεωρία του προγράμματος, τα αποτελέσματα πρέπει να συγκρίνονται με τα αποτελέσματα μιας γνωστής, όμοιας αντλίας. Στην περίπτωση μας, όπως και πριν η βάση της σύγκρισης είναι η πρότυπη αδιαστατοποιημένη καμπύλη λειτουργίας του σχήματος 7.2 για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών. Οι δυο καμπύλες λειτουργίας θα πρέπει να προσεγγίζουν σημαντικά η μία την άλλη. Σε αντίθετη περίπτωση θα πρέπει να γίνονται κατάλληλες μετατροπές στα δεδομένα εισόδου του προγράμματος. Ο παράγοντας ολίσθησης σ για έναν ορισμένο αριθμό πτερυγίων και γωνία εξόδου των πτερυγίων της πτερωτής μένει γενικά σταθερός παρά τις μεταβολές της παροχής στα διάφορα σημεία λειτουργίας. Εδώ, πρέπει να σημειωθεί ότι η διαδικασία προϋποθέτει μέτρηση των γωνιών από την ακτινική διεύθυνση. Η ταχύτητα περιστροφής διατηρείται σταθερή στη διαδικασία που θα ακολουθηθεί ως μια προαπαιτούμενη τιμή για τη λειτουργία της αντλίας. Η διάμετρος D_2 της πτερωτής επηρεάζει τόσο τον βαθμό απόδοσης όσο και το ύψος. Η γωνία εξόδου των πτερυγίων της πτερωτής β_2 καθώς και το πάχος b_2 στην έξοδο της πτερωτής επηρεάζουν την κλίση της καμπύλης $H-Q$. Επίσης το πάχος b_2 μπορεί να ληφθεί στους υπολογισμούς μικρότερο εάν αποδεδειγμένα υπάρχει σημαντική επιρροή λόγω του πάχους των οριακών στρωμάτων, των πτερυγίων ή λόγω μεγάλης ανακυκλοφορίας. Σχετικά με την επίδραση των απωλειών ύψους, οι απώλειες τριβών και οι απώλειες διαχύτη αυξάνονται με το τετράγωνο της παροχής και κυριαρχούν σε υψηλές τιμές της παροχής. Γι' αυτό, οι τιμές των συντελεστών τους πρέπει να προσαρμόζονται ελάχιστα διαφορετικά από τη δοσμένη τιμή εάν δεν προκύπτει το επιθυμητό ύψος σε υψηλές παροχές. Οι απώλειες του σπειροειδούς κελύφους επηρεάζονται από την ταχύτητα εξόδου της πτερωτής κυρίως στις χαμηλές παροχές. Γι' αυτό ο παράγοντας απωλειών σπειροειδούς κελύφους ίσως χρειάζεται μια προσαρμογή εφόσον το ύψος δεν είναι το αναμενόμενο σε χαμηλές παροχές. Οι απώλειες λόγω της γωνίας πρόσπτωσης επηρεάζουν το ύψος σε όλα τα σημεία λειτουργίας αλλά δεν υπάρχει παράγοντας για προσαρμογή. Το πρόγραμμα θεωρεί ακτινική ακμή εισόδου. Για να μειωθούν οι απώλειες πρόσπτωσης γίνεται προσαρμογή της γωνίας πρόσπτωσης β_1 . Οι απώλειες στρεφομένου δίσκου και ανακυκλοφορίας που περιλαμβάνουν και τις μηχανικές απώλειες των εδράνων επηρεάζουν μόνο το βαθμό απόδοσης και όχι το ύψος H . Το πρόγραμμα προτείνει κάποιες τιμές γι' αυτούς τους συντελεστές απωλειών σε περίπτωση αντλίας χωρίς διαχύτη. Αυτές οι τιμές χρησιμοποιήθηκαν εφόσον οι περισσότερες αντλίες που μελετήθηκαν δεν είχαν διαχύτη και δεδομένου ότι δεν υπήρχαν στοιχεία για τις τιμές τους μέσω κάποιας άλλης όμοιας αντλίας. Σε αυτές τις τιμές έγιναν μικρές μόνο αλλαγές δεδομένου ότι μεγαλύτερες θα επέφεραν πιθανόν σημαντικό σφάλμα. Συνεπώς, οι περισσότερες μετατροπές για τη μελέτη των καμπυλών έγιναν στα γεωμετρικά στοιχεία της κάθε αντλίας. Περισσότερη ανάλυση για την επίδραση

των μεγεθών γίνεται στα επόμενα κεφάλαια. Ο τρόπος και το σκεπτικό των μετατροπών θα αναπτυχθεί στη συνέχεια. Συμπερασματικά, γίνεται εμφανές ότι ο σχεδιασμός μιας αντλίας και των καμπυλών λειτουργίας της, απαιτεί πολλές δοκιμές μέσα από διαδοχικές αλλαγές των μεταβλητών εισόδου που θα οδηγήσουν στο βέλτιστο δυνατό αποτέλεσμα.

14.5 Θεωρία και εξισώσεις

Εδώ θα πρέπει να αναφερθεί ότι για τις παρακάτω εξισώσεις σε πολλές περιπτώσεις χρησιμοποιείται για διευκόλυνση ο συμβολισμός που εμφανίζεται και στον κώδικα. Επίσης, έχουμε θεωρήσει ότι πολλές από τις μεταβλητές εισόδου, κυρίως γεωμετρικά μεγέθη της αντλίας δεν είναι γνωστά, οπότε με βάση κάποιους απλούς υπολογισμούς γίνεται μια πρώτη εκτίμηση των τιμών τους. Οι υπολογισμοί αυτοί για να γίνονται με μεγαλύτερη ταχύτητα γράφτηκαν σε έναν μικρό κώδικα με την ονομασία INITIAL.

14.5.1 Εκτίμηση μεταβλητών εισόδου

Προκαθορισμένα είναι στο κανονικό σημείο λειτουργίας το επιθυμητό ύψος H για μια συγκεκριμένη παροχή Q και για συγκεκριμένες στροφές n . Με αυτά τα δεδομένα υπολογίζεται ο ειδικός στροφών n_q αλλά και ο ειδικός αριθμός στροφών N_s στο αμερικάνικο σύστημα μονάδων ως εξής:

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (14.1)$$

όπου n (rpm), Q (m^3/h) και H (m)

$$N_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (14.2)$$

όπου n (rpm), Q (gpm) και H (ft)

Αφού δεν έχουμε τα δεδομένα από μια όμοια αντλία για να υπολογίσουμε τον αναμενόμενο βαθμό απόδοσης στο κανονικό σημείο λειτουργίας ακολουθούμε μια άλλη διαδικασία εκτίμησης του. Μια σχέση (Παπαντώνης Δ., 2004) που υπολογίζει τον ολικό βαθμό απόδοσης είναι η:

$$\eta = 0,94 - \delta\eta_Q - \delta\eta_o \quad (14.3)$$

όπου με $\delta\eta_Q$ παριστάνονται οι απώλειες που επηρεάζονται από το μέγεθος της αντλίας και μάλιστα είναι τόσο μεγαλύτερες όσο μικρότερη είναι η αντλία.

$$\log(\delta\eta_Q) = -0,3274237 \log Q - 0,1498048 \quad (14.4)$$

όπου Q (m^3/h)

και $\delta\eta_o$ είναι ένας διορθωτικός συντελεστής με τον οποίον λαμβάνεται υπόψη η μορφή της πτερωτής μέσω του ειδικού αριθμού στροφών n_q . Η διόρθωση $\delta\eta_o$ δίνεται από τη σχέση:

$$\delta\eta_o = 0,29 \left[0,32 - \log \frac{n_q}{1272,43} \right]^2 \quad (14.5)$$

όπου n_q με $Q(m^3/h)$ και $H(m)$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε τη γωνιακή ταχύτητα ω :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (14.6)$$

Η ελάχιστη διάμετρος της ατράκτου D_s υπολογίζεται:

$$D_s = \left(\frac{16W}{\pi} \right)^{1/3} \quad (m) \quad (14.7)$$

όπου $W (m^3)$ η ροπή αντίστασης της κυκλικής διατομής D_s και υπολογίζεται:

$$W = \frac{M_d}{\tau} \quad (m^3) \quad (14.8)$$

όπου $\tau = \frac{\sigma_i}{2}$ σύμφωνα με το κριτήριο της μέγιστης διατμητικής τάσης, ενώ με σ_i

συμβολίζουμε την ισοδύναμη ορθή τάση για την οποία πρέπει να ισχύει $\sigma_i < \sigma_{\varepsilon\pi}$. Έχοντας επιλέξει υλικό χάλυβα St60 προκύπτει ότι $\sigma_{\varepsilon\pi} = 900 (kp/cm^2)$.

M_d είναι η ροπή στρέψης και η οποία υπολογίζεται ως:

$$M_d = 1,75M_\kappa \quad (Nm) \quad (14.9a)$$

$$\text{όπου } M_\kappa = \frac{N}{\omega} \quad (Nm) \quad (14.9\beta)$$

με N την ισχύ στο κανονικό σημείο λειτουργίας.

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta} \quad (Watt) \quad (14.10)$$

με $\rho = 1000 (kg/m^3)$, $g = 9,81 (m/sec^2)$, $H(m)$, $Q(m^3/sec)$

Η διάμετρος της ατράκτου που υπολογίζεται, μετατρέπεται σε (*in*) ώστε να χρησιμοποιηθεί στη συνέχεια στον επόμενο κώδικα.

Έπειτα, η παράμετρος ύψους υπολογίζεται με γραμμική παρεμβολή σύμφωνα με το σκεπτικό (Tuzson J., 2000) ότι ψ το μειώνεται κατά κανόνα γραμμικά από περίπου $\psi = 0,75$ για

$N_s = 1000$ (ειδικός αριθμός στροφών σε αμερικάνικο σύστημα) μέχρι $\psi = 0,45$ για

$N_s = 4000$.

Σύμφωνα με τη σχέση 12.8 η ταχύτητα U_2 υπολογίζεται:

$$U_2 = \left(\frac{gH}{\eta\psi} \right)^{1/2} \quad (m/sec)$$

Έτσι η διάμετρος D_2 στην έξοδο της πτερωτής θα είναι:

$$D_2 = \frac{2U_2}{\omega} \quad (m/sec) \quad (14.11)$$

Σε αυτό το σημείο θα πρέπει να επιλέξουμε τη γωνία εξόδου των πτερυγίων β_2 (η οποία όμως γράφεται στην αρχή του κώδικα ώστε να είναι εμφανής). Στις συνήθεις αντλίες η γωνία β_2 λαμβάνεται μεταξύ 17° και 35° με συνηθέστερη περιοχή: $\beta_2 = 20 \div 25^\circ$. Εδώ πρέπει να επισημανθεί πάλι ότι όσο μειώνεται η τιμή της β_2 , τόσο αυξάνεται η απόλυτη τιμή της αρνητικής κλίσης dH / dQ της πραγματικής χαρακτηριστικής της αντλίας γεγονός που είναι ευνοϊκό για την ευστάθεια της λειτουργίας αντλητικής εγκατάστασης με θετικό ύψος ανύψωσης h . Στον κώδικα INITIAL θα πρέπει να τοποθετηθεί η γωνία β_2 μετρημένη από την ακτινική διεύθυνση καθώς έτσι θα χρησιμοποιηθεί και στο κυρίως πρόγραμμα LOSS3. Έτσι συμβολίζεται και στις παρακάτω σχέσεις εκτός και αν αναφέρεται το αντίθετο.

Ο συνήθης αριθμός πτερυγίων z για τις παραπάνω τιμές της γωνίας β_2 είναι 5 έως 8.

Ακολουθώς δηλώνεται στο πρόγραμμα ο παράγοντας ολίσθησης σ σύμφωνα με τη σχέση του Wiesner:

$$\sigma = 1 - \frac{[\sin(90 - \beta_2)]^{1/2}}{z^{0.70}} \quad (14.12)$$

όπου:

- z ο αριθμός των πτερυγίων
- β_2 η γωνία των πτερυγίων στην έξοδο μετρημένη από την ακτινική διεύθυνση

Επίσης δηλώνεται η παράμετρος Φ σύμφωνα με το σχήμα 8.1 ή το σχήμα 12.4 και λαμβάνοντας υπόψη τη σχέση 12.10:

$$\varphi = \frac{\sigma - \psi}{\tan \beta_2}$$

Το πλάτος της πτερωτής στην έξοδο όπου έχει αγνοηθεί το πάχος των πτερυγίων δίνεται από τη σχέση:

$$b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 U_2 \varphi} \quad (m) \quad (14.13)$$

με Q σε m^3/sec , D_2 σε m και U_2 σε m/sec

Η διάμετρος D_3 αντιστοιχεί στην είσοδο του διαχύτη ή στην διάμετρο στην οποία βρίσκεται η γλωττίδα του σπειροειδούς κελύφους εφόσον δεν υπάρχει διαχύτης. Στην περίπτωση μας θεωρούμε το δεύτερο και η διάμετρος D_3 είναι συνήθως 10% μεγαλύτερη από τη διάμετρο D_2 . Έτσι, προκύπτει:

$$D_3 = 1,1D_2 \quad (m) \quad (14.14)$$

Μια σχέση (Tuzson J., 2000) που υπολογίζει προσεγγιστικά ως αρχική εκτίμηση τη διάμετρο D_1 είναι:

$$D_1 = \left(\frac{8\sqrt{2}}{\pi} \right)^{1/3} \left(\frac{Q}{\omega} \right)^{1/3} = 1,533 \left(\frac{Q}{\omega} \right)^{1/3} \quad (in) \quad (14.15)$$

όπου πρέπει $Q(in^3/sec)$ και $D_1(in)$ επειδή ο σταθερός όρος προκύπτει από πειραματικά δεδομένα. Στη συνέχεια, μπορεί όμως να μετατραπεί σε m

Η μεσημβρινή συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας αγνοώντας το πάχος των πτερυγίων δίνεται από τη σχέση:

$$W_{n2} = C_{n2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \quad (m/sec) \quad (14.16)$$

όπου Q σε m^3/sec , D_2 σε m και b_2 σε m

Κατά συνέπεια, και σύμφωνα με το σχήμα 12.2, η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας στην έξοδο της πτερωτής είναι:

$$C_{u2} = U_2 \sigma - W_{n2} \tan \beta_2 \quad (m/sec) \quad (14.17)$$

Το επόμενο βήμα αλλάζει αναλόγως αν έχουμε περίπτωση διαχύτη, τμήματος καθοδήγησης που λειτουργεί ως διαχύτης (πολυβάθμια αντλία) ή σπειροειδές κέλυφος.

- *Διαχύτης ή τμήμα καθοδήγησης*

Στο κανονικό σημείο λειτουργίας θεωρούμε ότι η ακμή εισόδου του διαχύτη ευθυγραμμίζεται με την απόλυτη ταχύτητα C_2 εξόδου από τη πτερωτή. Η μεσημβρινή και η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας C_2 έχουν υπολογιστεί από πριν. Θεωρώντας αυτή την ευθυγράμμιση μεταξύ ροής και διαχύτη, υπολογίζεται η γωνία των πτερυγίων του β_3 :

$$\tan \beta_3 = \frac{C_{u2}}{C_{n2}} = \frac{\psi U_2}{\phi U_2} = \frac{\psi}{\phi} \quad (14.18)$$

Εάν το ακτινικό διάκενο μεταξύ διαχύτη και πτερωτής είναι πολύ μικρό, τότε θεωρείται ότι η απόλυτη ταχύτητα εισόδου στο διαχύτη C_3 είναι σχεδόν ίση με την απόλυτη ταχύτητα εξόδου από την πτερωτή. Έτσι το πλάτος των πτερυγίων του διαχύτη είναι:

$$b_3 = \frac{Q}{C_2 \pi D_3 \cos \beta_3} \quad (m) \quad (14.19)$$

με Q σε m^3/sec , C_2 σε m/sec , D_3 σε m

Στην περίπτωση που θέλει κάποιος να αποφύγει αυτούς τους υπολογισμούς και προτιμά μια γρήγορη εκτίμηση των μεγεθών, μπορεί να υπολογίζει τη γωνία β_3 μέσω των παραμέτρων παροχής Φ και ύψους Ψ (σχέση 14.18). Επίσης, το πλάτος B_3 λαμβάνεται λίγο μικρότερο από το πλάτος της πτερωτής B_2 .

Τέλος, ο αριθμός των πτερυγίων του διαχύτη λαμβάνεται συνήθως μεγαλύτερος ή μικρότερος κατά 1 των πτερυγίων της πτερωτής προκειμένου να αποφεύγονται φαινόμενα θορύβου ή συντονισμού.

- *Σπειροειδές κέλυφος*

Εάν μετά την πτερωτή ακολουθεί κατευθείαν σπειροειδές κέλυφος, εφαρμόζεται διαφορετική διαδικασία. Αφού έχει υπολογιστεί η ταχύτητα C_{u2} θεωρούμε ότι η ταχύτητα C_{Q3} (βλ. σχήμα 11.4) στη στένωση του σπειροειδούς κελύφους πριν την έξοδο έχει μειωθεί εξαιτίας της αύξησης της ακτίνας στο σημείο εκείνο. Το εμβαδόν της στένωσης A θεωρείται κυκλικό με διάμετρο d και μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q}{C_{Q3}} \quad (m^2) \quad (14.20)$$

Από την ίδια σχέση υπολογίζουμε τη διάμετρο d . Το κέντρο της επιφάνειας A βρίσκεται σε απόσταση $(D_3 + d)/2$ από το κέντρο της πτερωτής, όπου με D_3 θεωρούμε τη διάμετρο στην οποία βρίσκεται η γλωττίδα του σπειροειδούς κελύφους. Άρα η ταχύτητα C_{Q3} που πλησιάζει τη στένωση του σπειροειδούς κελύφους θα μειώνεται αντιστρόφως ανάλογα με την απόσταση από το κέντρο της πτερωτής σύμφωνα με τη σχέση:

$$C_{Q3} = C_{u2} \left[\frac{D_2}{(D_3 + d)} \right] \quad (m/sec) \quad (14.21)$$

Βρίσκοντας τη νέα ταχύτητα C_{Q3} εφαρμόζουμε πάλι τη σχέση 14.20 και συνεχίζουμε μέχρι η διαδικασία να συγκλίνει και να έχουμε βρει έτσι το εμβαδόν A της στένωσης, και τη διάμετρο της d .

Εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι εμείς θεωρήσαμε την περίπτωση σπειροειδούς κελύφους οπότε ακολουθήθηκε η δεύτερη διαδικασία και η οποία φαίνεται στο πρόγραμμα INITIAL.

Τέλος, θα πρέπει να επιλεγεί η διάμετρος εξόδου της βαθμίδας D_4 σύμφωνα με την προϋπόθεση να μην ξεπερνάει η ταχύτητα εξόδου το εύρος $C_a = 4 \div 6 m/sec$ ($13 \div 20 ft/sec$)

14.5.2 Κυρίως πρόγραμμα

Αφού έχουν επιλεγεί τα παραπάνω μεγέθη τοποθετούνται ως δεδομένα εισόδου στο αρχείο δεδομένων, INPUT.txt. Μαζί με τα γεωμετρικά μεγέθη θα πρέπει να οριστούν και οι συντελεστές απωλειών. Εάν έχει επιλεγεί αντλία χωρίς διαχύτη, τότε τα πτερύγια αυτού θα πρέπει να οριστούν μηδενικά. Σύμφωνα με τους σχεδιαστές του κώδικα, σε αυτή την περίπτωση θα πρέπει να οριστούν για τους συντελεστές τα ακόλουθα ως συνιστώμενες αρχικές τιμές:

CDF	συντελεστής απωλειών στρεφομένου δίσκου	0,005
CSF	συντελεστής απωλειών τριβής	0,005
CRE	συντελεστής απωλειών λόγω ανακυκλοφορίας	0,001
CIN	συντελεστής απωλειών εισόδου σπειροειδούς κελύφους	0,8
CVD	συντελεστής απωλειών διαχύτη	0,5

Ο τελευταίος συντελεστής έχει μη μηδενική τιμή παρόλο ακόμα και αν πρόκειται για αντλία χωρίς διαχύτη. Αυτό συμβαίνει κυρίως για δύο λόγους: Πρώτον επειδή ο κώδικας κατασκευάστηκε με το σκεπτικό ότι το πιθανότερο είναι να υπάρχει διαχύτης οπότε ένα μέρος των συνολικών απωλειών εντάχθηκε σε αυτό το συντελεστή, ο μηδενισμός του οποίου θα οδηγούσε σε πολύ υψηλές τιμές του βαθμού απόδοσης. Ο δεύτερος λόγος είναι ότι πιθανόν με αυτό το συντελεστή να λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες στο ακτινικό διάκενο μεταξύ πτερωτής και γλωττίδας σαν να υπήρχε ένας διαχύτης χωρίς πτερύγια, πράγμα που από του σχεδιαστές του προγράμματος θεωρείται η δεύτερη εναλλακτική σε περίπτωση που δεν υπάρχει διαχύτης με πτερύγια.

Επειδή το πρόγραμμα και οι σχέσεις που το απαρτίζουν αφορούν το αμερικάνικο σύστημα μονάδων, είμαστε αναγκασμένοι να ακολουθήσουμε αυτή τη μορφή. Έτσι όλα τα γεωμετρικά δεδομένα εισόδου είναι σε (*in*), οι γωνίες μετρώνται από την ακτινική διεύθυνση και οι σχέσεις βασίζονται στα τρίγωνα ταχυτήτων όπως αυτά αναπτύχθηκαν στο κεφάλαιο 12. Γι' αυτό στα δεδομένα του αρχείου INPUT συναντάμε τρεις στήλες: η πρώτη αφορά τον συμβολισμό του μεγέθους, η δεύτερη είναι το μέγεθος σε αμερικάνικες μονάδες και η τρίτη σε μονάδες SI. Στην αρχή του προγράμματος ερωτάται ο χρήστης ποια στήλη δεδομένων επιθυμεί να ληφθεί υπόψη. Εάν αυτή είναι η τρίτη, τότε αυτόματα το πρόγραμμα λαμβάνει αυτές τις τιμές και τις μετατρέπει στις αντίστοιχες αμερικάνικες μονάδες. Ωστόσο στο τέλος, τα αποτελέσματα μετατρέπονται σε μονάδες SI για να διευκολύνεται ο σχολιασμός τους.

Στην αρχή του προγράμματος ορίζεται η εκάστοτε κανονική παροχή Q_c (*gpm*) και το βήμα υπολογισμού των υπολοίπων παροχών έτσι ώστε να έχουμε περίπου 20 τιμές της παροχής μέχρι την παροχή $1,2Q_c$. Οι σχέσεις που ακολουθούν είναι όλες στο αμερικάνικο σύστημα μονάδων εφόσον εμφανίζονται πολλές πειραματικές σχέσεις που απαιτούν αυτή τη μορφή και επειδή η διαρκής μεταβολή στις μονάδες θα προκαλούσε σύγχυση στο περιεχόμενο.

Υπολογίζεται η περιφερειακή ταχύτητα U_2 στην έξοδο της πτερωτής:

$$U_2 = \frac{2\pi n D_2}{60 \cdot 24} \quad (ft/sec) \quad (14.22)$$

όπου $D_2 (in)$

Η μεσημβρινή συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας στην έξοδο W_{n2} η οποία ταυτίζεται με τη μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας C_{n2} θα είναι:

$$W_{n2} = \left(\frac{231Q}{60} \right) / (12\pi D_2 B_2) \quad (ft/sec) \quad (14.23)$$

όπου $Q (gpm)$, $D_2 (in)$, $B_2 (in)$

Η σχετική ταχύτητα W_2 υπολογίζεται σύμφωνα με το γενικευμένο πυθαγόρειο θεώρημα ως:

$$W_2^2 = C_{u2}^2 + U_2^2 - 2U_2 C_{u2} \quad (ft/sec) \quad (14.24)$$

Στη συνέχεια υπολογίζεται ο παράγοντας ολίσθησης σ χρησιμοποιώντας τη σχέση του Wiesner:

$$\sigma = 1 - \frac{(\cos \beta_2)^{1/2}}{z^{0.7}} \quad (14.25)$$

Η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας είναι:

$$C_{u2} = U_2 \sigma - W_{n2} \tan \beta_2 \quad (ft/sec) \quad (14.26)$$

οπότε το θεωρητικό ύψος H_u είναι:

$$H_u = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad (ft) \quad (14.27)$$

όπου $g = 32,2 (ft/sec^2)$

Για τον υπολογισμό της παροχής ανακυκλοφορίας Q_L εφαρμόζεται μια σχέση που προτάθηκε από τον Bilgen (1973). Θεωρείται ότι το ακτινικό διάκενο στο λαβύρινθο στην είσοδο της πτερωτής είναι της τάξης του $5/1000in$ ($0,125mm$) και πολλαπλασιάζεται με την περιφέρεια της πτερωτής στην είσοδο. Η διαφορά του ύψους H κατά μήκος του λαβυρίνθου θεωρείται ότι είναι ίση με το θεωρητικό ύψος H_u μειωμένο κατά το ένα τέταρτο του ύψους της κινητικής ενέργειας λόγω της περιφερειακής ταχύτητας στην έξοδο $\left(\frac{1}{4} U_2^2 / 2g \right)$. Αυτή η προσέγγιση προέρχεται από την υπόθεση ότι το ρευστό μεταξύ της στεφάνης και του σταθερού κελύφους στρέφεται με τη μισή ταχύτητα της πτερωτής. Επίσης χρησιμοποιείται ένας παράγοντας συστολής 0,8. Κατά συνέπεια η ανακυκλοφορία θα είναι:

$$Q_L = 0,8(0,005\pi D_1) \left(H_u - \frac{U_2^2}{8g} \right) \quad (14.28)$$

ωστόσο, για να είναι σε μονάδες παροχής (*gpm*) θα πρέπει να γίνουν οι παρακάτω μετατροπές:

$$Q_L = 0,8(0,005\pi D_1) 12 \left(H_u - \frac{U_2^2}{8g} \right)^{1/2} \sqrt{2g} \frac{60}{231} \text{ (gpm)} \quad (14.29)$$

Οι απώλειες δίσκου υπολογίζονται από την παρακάτω σχέση:

$$DFH = \frac{(CDF/2)(\gamma/g)\omega^3(D_2/2)^5}{Q(231\gamma/(1728 \times 60))} \text{ (ft)} \quad (14.30)$$

όπου $\gamma = 62,4 \text{ (lbf/ft}^3\text{)}$, $g = 32,2 \text{ (ft/sec}^2\text{)}$, $Q \text{ (gpm)}$, $D_2 \text{ (in)}$

Αυτό το ύψος όπως θα φανεί και στη συνέχεια πρέπει να προστεθεί στο θεωρητικό ύψος H_u όταν υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης.

Το ίδιο συμβαίνει και με το ύψος κατά μήκος του λαβυρίνθου λόγω ανακυκλοφορίας το οποίο δίνεται από τη σχέση:

$$DRECH = CRE \frac{\omega^3}{2} \frac{1}{gQ} \left(\frac{D_1^2}{4} - \frac{D_s^2}{4} \right)^{5/2} \left(1 - \frac{Q}{Q_x} \right)^{5/2} \text{ (ft)} \quad (14.31)$$

όπου D_s η διάμετρος της ατράκτου.

Εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι αυτό το ύψος λαμβάνεται υπόψη σε παροχές μικρότερες της κανονικής αλλιώς θεωρείται μηδενικό.

Η ταχύτητα στην είσοδο της πτερωτής υπολογίζεται ως:

$$C_1 = \frac{Q}{\left(\pi(D_1^2 - D_s^2)/4 \right)} \text{ (ft/sec)} \quad (14.32)$$

Η ταχύτητα στην είσοδο της πτερωτής θα είναι:

$$U_1 = \omega \frac{D_1}{2} \text{ (ft/sec)} \quad (14.33)$$

Έτσι η σχετική ταχύτητα θα είναι συνδυάζοντας τις δυο παραπάνω και θεωρώντας ότι το τρίγωνο ταχυτήτων στην είσοδο είναι ορθογώνιο:

$$W_1 = \left(U_1^2 + C_1^2 \right) \text{ (ft/sec)} \quad (14.34)$$

Η σχετική γωνία εισόδου της ροής υπολογίζεται:

$$\tan \beta_{1w} = \frac{U_1}{W_1} \quad (14.35)$$

Σε αυτό το σημείο εισάγεται όπως και στο πρόγραμμα PUMPA, ο παράγοντας λ ως ο λόγος της διαθέσιμης προς την συνολική διατομή. Εδώ όμως ορίζεται λίγο διαφορετικά, ως ο λόγος

της σχετικής ταχύτητας εισόδου της ροής W_1 προς την ταχύτητα W_s μετά την αποκόλληση της ροής και της δημιουργίας οριακού στρώματος.

Η σχέση που έχει αναπτυχθεί για τον υπολογισμό του είναι:

$$\lambda = \frac{W_1}{W_s} = \frac{\cos \beta_{1w}}{\cos(2\beta_{1w} - \beta_1)} \left\{ \frac{(\cos \beta_{1w})^2 - \cos \beta_1 \cos(2\beta_{1w} - \beta_1)}{[\cos(2\beta_{1w} - \beta_1)]^2} \right\}^{1/2} \quad (14.36)$$

Θεωρείται επίσης μια απότομη απώλεια λόγω αύξησης της διαθέσιμης διατομής μακριά από το σημείο αποκόλλησης και ορίζοντας την τοπική ταχύτητα W_{ss} ως:

$$W_{ss} = W_1 \cos \beta_{1w} / \cos \beta_1 \quad (ft/sec) \quad (14.37)$$

που συμβολίζει την ταχύτητα πολύ μακριά από το σημείο αποκόλλησης, εκεί όπου η αποκολλημένη ροή αναμιγνύεται εκ νέου με την κανονική και η ροή ομογενοποιείται. Έτσι, η έκφραση για την απώλεια ύψους στην είσοδο, γίνεται:

$$DQIN12 = \frac{W_s^2}{2g} \left(1 - \frac{W_{ss}}{W_s} \right)^2 = \frac{W_1^2}{2g} \left(\frac{1}{\lambda} \right)^2 \left(1 - \frac{\lambda \cos \beta_{1w}}{\cos \beta_1} \right)^2 \quad (ft) \quad (14.38)$$

Σε περίπτωση μεικτής εισόδου, θα πρέπει στη σχέση να μεταβληθεί τεχνητά η γωνία β_1 ώστε να μειωθούν οι απώλειες εισόδου στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Για να είναι ακριβές το αποτέλεσμα είναι καλύτερο να χρησιμοποιηθεί ένας τρισδιάστατος υπολογισμός. Ωστόσο ο σκοπός της παρούσας μελέτης είναι μια γρήγορη εκτίμηση των μεγεθών έχοντας λίγα δεδομένα.

Η απώλεια λόγω των τριβών κατά μήκος της πτερωτής στηρίζεται στη θεωρία απώλειας τριβών κατά μήκος σωλήνα, έτσι η σχέση υπολογισμού της είναι:

$$DQSF12 = CFS \left[(D_2 - D_1) / (2 \cos \beta_2) \right] (1/DHYD12) (W_2 + W_1)^2 / 4g \quad (ft) \quad (14.39)$$

όπου $(D_2 - D_1) / (2 \cos \beta_2)$ θεωρείται το μήκος ανάμεσα στα πτερύγια από την ακμή πρόσπτωσης ως την ακμή εκφυγής .

ενώ ως $(W_2 + W_1) / 2$ θεωρείται η μέση σχετική ταχύτητας της ροής διαμέσου της πτερωτής.

Όπου $DHYD12$ η υδραυλική διάμετρος:

$$DHYD12 = b_2 D_2 \pi \cos \beta_2 / (b_2 z + D_2 \pi \cos \beta_2) \quad (in) \quad (14.40)$$

Στη συνέχεια, λαμβάνεται υπόψη μια νέα απώλεια λόγω μεγάλης επιβράδυνσης στην περίπτωση που συμβαίνει $W_1 / W_2 > 1,4$. Η απώλεια αυτή θα είναι τότε:

$$DQDIF = 0,25 \left(\frac{W_1}{W_2} - 2 \right) \frac{W_2^2}{2g} \quad (ft) \quad (14.41)$$

Η ταχύτητα C_{u3} εισόδου στο διαχύτη ή στο σπειροειδές κέλυφος υπολογίζεται:

$$C_{u3} = C_{u2} \frac{D_2}{D_3} \quad (ft/sec) \quad (14.42)$$

Διαχύτης

Στην περίπτωση του διαχύτη, η μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας στη διατομή 3 είναι:

$$C_{n3} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3} \quad (ft/sec) \quad (14.43)$$

όπου D_3 και b_3 που αφορούν την διάμετρο και το πλάτος του διαχύτη αντίστοιχα είναι σε *in*

Έτσι η απόλυτη ταχύτητα C_3 γίνεται:

$$C_3 = (C_{u3}^2 + C_{n3}^2)^{1/2} \quad (ft/sec) \quad (14.44)$$

Η ταχύτητα στη μέγιστη στένωση του διαχύτη C_{Q3} υπολογίζεται:

$$C_{Q3} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3 \cos \beta_3} \quad (ft/sec) \quad (14.45)$$

με D_3 και b_3 σε *in*

Έτσι οι απώλειες εισόδου στο διαχύτη γίνονται:

$$DQIN23 = CIN(C_3^2 - C_{Q3}^2)/2g \quad (14.46)$$

Οι απώλειες αυτές οφείλονται στη μη ταύτιση της ταχύτητας εξόδου από την πτερωτή και της ταχύτητας στη στένωση του διαχύτη. Εάν η ταχύτητα που προσεγγίζει τη στένωση είναι μεγαλύτερη της ταχύτητας στην ίδια τη στένωση, τότε η διαφορά ύψους που υπάρχει χάνεται. Η σχετική γωνία εισόδου στο διαχύτη είναι:

$$\tan \beta_{3w} = \frac{C_{u3}}{C_{n3}} \quad (14.47)$$

Οι υδραυλικές απώλειες κατά μήκος του διαχύτη υπολογίζονται κατά τρόπο όμοιο με την πτερωτή:

$$DQSF34 = CSF((D_3 - D_1)/(DHVD34 \cos \beta_3))(C_{Q3} + C_1)^2/8g \quad (ft) \quad (14.48)$$

$$\text{όπου } DHVD34 = (B_3 D_3 \pi \cos \beta_3)/(B_3 z + D_3 \pi \cos \beta_3) \quad (in) \quad (14.49)$$

Επιπλέον απώλειες στο διαχύτη είναι οι παρακάτω σύμφωνα με δυο εκδοχές:

Αν ισχύει ότι $\frac{C_{Q3}}{C_1} > 1,4$ τότε οι απώλειες είναι:

$$DQVD = ((CVD + 0,25)C_{Q3}^2 - 0,5C_1^2)/2g \quad (ft) \quad (14.50)$$

αλλιώς υπολογίζεται:

$$DQVD = CVD(C_{Q3}^2/2g) \quad (ft) \quad (14.51)$$

Σπειροειδές κέλυφος

Στην περίπτωση σπειροειδούς κελύφους η ταχύτητα C_{Q3} στη μέγιστη στένωση του υπολογίζεται:

$$C_{Q3} = \frac{Q}{A} \quad (ft/sec) \quad (14.52)$$

όπου A (in^2) το εμβαδόν της στένωσης όπως βρίσκεται στα δεδομένα του αρχείου INPUT. Επίσης θεωρείται ότι ισχύει:

$$C_3 = C_{u3} \quad (ft/sec)$$

Έτσι, οι απώλειες εισόδου στο σπειροειδές κέλυφος υπολογίζονται ως:

$$DQIN23 = CIN(C_3^2 - C_{Q3}^2)/2g \quad (ft) \quad (14.53)$$

στην περίπτωση όμως που $C_3 < C_{Q3}$ οι παραπάνω απώλειες εισόδου λαμβάνονται μηδενικές:

$$DQIN23 = 0 \quad (ft)$$

Οι απώλειες τριβών στο αρχικό τμήμα του σπειροειδούς κελύφους υπολογίζονται:

$$DQSF23 = CSF \frac{\pi D_3}{\sqrt{(A/\pi)}} \frac{C_{Q3}^2}{2g} \quad (ft) \quad (14.54)$$

Στο μέσο και τελευταίο τμήμα του, οι απώλειες είναι:

$$DQSF34 = CSF \frac{D_3}{2} \sqrt{\frac{A}{\pi}} \frac{C_{Q3}^2}{2g} \quad (ft) \quad (14.55)$$

Η ταχύτητα C_4 στην έξοδο της βαθμίδας υπολογίζεται:

$$C_4 = \frac{Q}{\pi D_4^2/4} \quad (ft/sec) \quad (14.56)$$

Επιπλέον απώλειες στο τελευταίο τμήμα του σπειροειδούς κελύφους είναι ένα ποσοστό της επιβράδυνσης που συντελείται, και έτσι υπολογίζονται ως:

$$DQVD = CVD \left(\frac{C_{Q3}^2 - C_4^2}{2g} \right) \quad (14.57)$$

Παρατηρούμε, ότι ενώ δεν υπάρχει διαχύτης χρησιμοποιείται ο αντίστοιχος συντελεστής CVD, κυρίως λόγω του γεγονότος ότι θέλουν να ενσωματωθούν εκεί απώλειες που δε γίνεται αλλιώς λόγω της απουσίας διαχύτη, δεδομένου κιόλας ότι ένα πολύ μεγάλο τμήμα των συνολικών απωλειών προέρχεται από το τμήμα εξόδου.

Συνεπώς το ολικό πραγματικό ύψος της αντλίας υπολογίζεται ως:

$$H = H_u - (DQIN12 + DQSF12 + DQSF23 + DQIN23 + DQDIF + DQSF34 + DQVD) \quad (14.58)$$

και μετράται σε ft

Η επίδραση των ανακυκλοφοριών λαμβάνεται υπόψη στη σχέση που υπολογίζει το βαθμό απόδοσης και είναι:

$$\eta = \left(\frac{H}{H_u + DFH + DRECH} \right) \left(\frac{Q}{Q + Q_L} \right) \quad (14.59)$$

14.6 Παράδειγμα αντλίας και σχολιασμός

Σε αυτό το σημείο θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα που αφορούν μια αντλία με διαχύτη. Μαζί με τα διαγράμματα παρουσιάζονται και τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν αλλά και τα αποτελέσματα που τα συνοδεύουν. Τα δεδομένα προέρχονται από παράδειγμα που συνοδεύει την αρχική μορφή του προγράμματος LOSS3 (Tuzson J., 2000). Η καμπύλη συνοδεύεται και από την αντίστοιχη πρότυπη αδιαστατοποιημένη όπως προκύπτει από το σχήμα 7.2 για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών. Εκτός όμως από την καμπύλη μελετώνται και άλλες τιμές να είναι μέσα σε ανεκτά όρια. Αυτές οι προϋποθέσεις είναι:

- $C_1 = 1,5 \div 7,5 (m/sec)$ με ιδανικότερη περιοχή $C_1 = 3 \div 5 (m/sec)$ για την απόλυτη ταχύτητα εισόδου στην πτερωτή
- $C_a = 4 \div 6 (m/sec)$ για την απόλυτη ταχύτητα εξόδου από τη βαθμίδα προκειμένου να αποφευχθούν αποκολλήσεις.
- $\beta_1 = 15^\circ - (17^\circ) - 22^\circ$ για τη γωνία εισόδου των πτερυγίων της πτερωτής
- $\beta_2 = 23^\circ \div 31^\circ$ για τη γωνία εξόδου των πτερυγίων της πτερωτής
- $\frac{W_2}{W_1} \geq 0,7$ για να αποφευχθούν φαινόμενα αποκολλήσεων
- χαμηλό λόγο $\frac{D_1}{D_2}$ για να είναι όσο δυνατόν μικρή η παράμετρος σπηλαίωσης σ_k
- κοντινές τιμές μεταξύ των ταχυτήτων C_3 και C_{Q3}

INPUT.txt

Τα παρακάτω δεδομένα εισόδου είναι αυτά τα οποία δίνονται ως παράδειγμα του προγράμματος και αφορούν αντλία με ειδικό αριθμό στροφών $n_q = 2900$, παροχή $Q = 453.5 (m^3/h)$, ύψος $H = 30,5m$ και βαθμό απόδοσης $\eta = 86\%$ στο κανονικό σημείο λειτουργίας.

Δεδομένα

$\beta 2$		= 68	= 22
n	(rpm)	= 1770	= 1770
D2	(in)	= 11,60	= 295,00 (mm)
B2	(in)	= 1,30	= 33,00 (mm)
Z		= 6	= 6
D1	(in)	= 6,50	= 165,00 (mm)
CDF		= 0,004	= 0,004
CRE		= 0,004	= 0,004
Ds	(in)	= 0,00	= 0,00 (mm)
$\beta 1$		= 68	= 22
CSF		= 0,0045	= 0,0045
D3	(in)	= 12,75	= 324,00 (mm)
B3	(in)	= 1,20	= 30,50 (mm)
CIN		= 0,400	= 0,400
$\beta 3$		= 70	= 20
XNV		= 7	= 7
CVD		= 0,2	= 0,2
AREA	(in ²)	= 0,000	= 0,000 (mm ²)
D4	(in)	= 0,00	= 0,00 (mm)

Παρατηρούμε ότι οι γωνίες $\beta 1$ και $\beta 2$ είναι ταυτόσημες (22°), και μάλιστα η δεύτερη έχει μια τιμή που είναι λίγο χαμηλότερη από τις συνήθεις. Ο λόγος D_1/D_2 είναι ίσος με 0.56 και ο οποίος φαίνεται λογικός βάσει του σχήματος 9.2β για ειδικό αριθμό στροφών $n_q = 2900$. Το ύψος H και ο βαθμός απόδοσης συναρτήσει της παροχής φαίνεται παρακάτω σύμφωνα με το αρχείο HEQ.txt. Επίσης παρουσιάζονται μέσω του αρχείου APOTELESMATA.txt τα αποτελέσματα με τις διάφορες απώλειες και τις ταχύτητες καθώς και το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης και η παράμετρος σπηλαιώσης. Τα διαγράμματα με τις αδιαστατοποιημένες καμπύλες λειτουργίας φαίνονται στη συνέχεια.

HEQ.txt

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	39,08	9,3
56,69	39,07	19,6
85,04	38,98	29,0
113,38	38,80	37,7
141,73	38,55	45,5
170,07	38,22	52,4
198,42	37,80	58,5
226,76	37,31	63,9
255,11	36,73	68,6
283,45	36,07	72,6
311,80	35,33	76,0
340,14	34,51	78,9
368,49	33,61	81,3
396,83	32,63	83,3
425,18	31,57	84,9
453,52	30,42	86,2
481,87	28,64	85,7
510,21	26,38	83,5
538,56	24,01	80,7

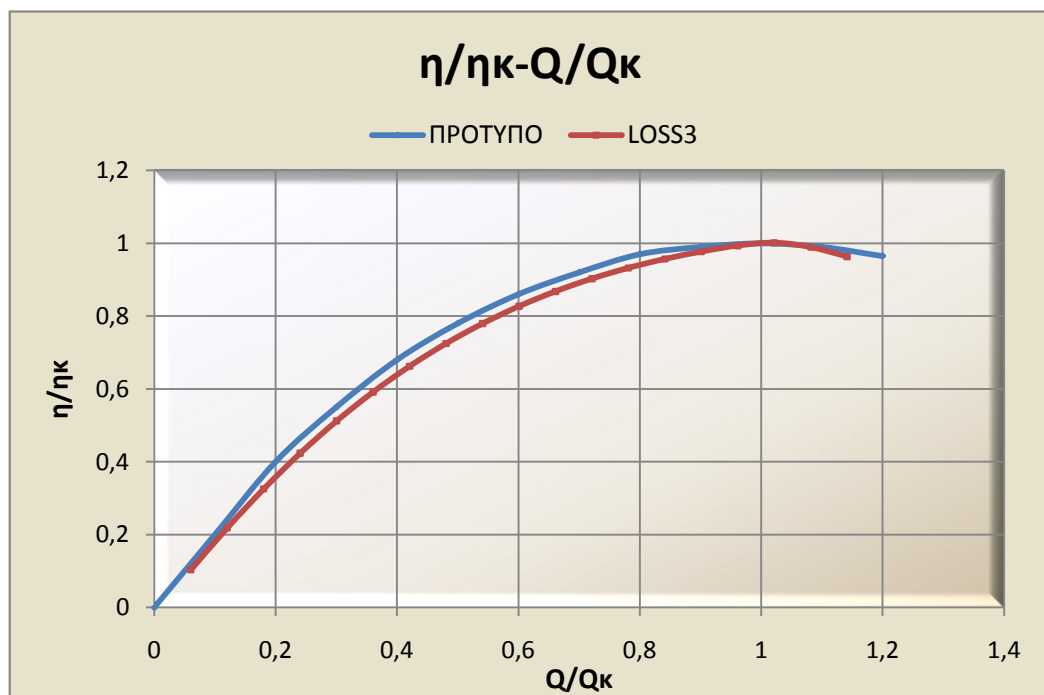
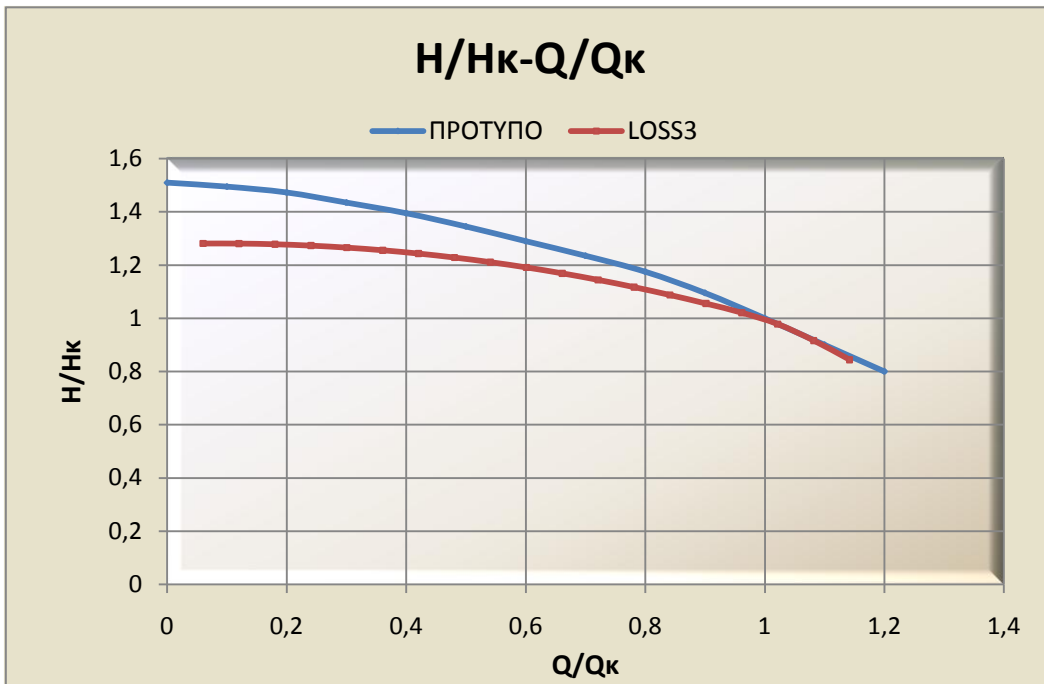
Οι τιμές που έχουν τονιστεί στον πίνακα προσεγγίζουν σχεδόν απόλυτα το κανονικό σημείο λειτουργίας υποδεικνύοντας ότι πιθανότατα έχει γίνει σωστά η επιλογή των δεδομένων. Επίσης σε αυτό το σημείο θα δοθούν και τα αποτελέσματα στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Δυστυχώς δε γίνεται να παρουσιαστεί ολοκληρωμένα το περιεχόμενο του αρχείου αποτελεσμάτων λόγω του μεγάλου όγκου του. Ωστόσο το πρόγραμμα υπολογίζει όλα τα μεγέθη για κάθε σημείο λειτουργίας και μπορεί κάποιος να μελετήσει τις απώλειες αλλά και τις συνθήκες ταχύτητας σε όποιο σημείο έχει επιλέξει.

APOTELESMATA.txt

$Q(m^3/h)$	$H(m)$	$\eta(\%)$	$H_u(m)$	$DQIN12(m)$
453,52	30,42	86,21	34,32	0,03
$DQSF12(m)$	$DQDIF(m)$	$DQIN23(m)$	$DQSF23(m)$	$DQSF34(m)$
0,71	0,34	0,03	0,00	0,44
$DQVD(m)$	$DFH(m)$	$DRECH(m)$	$QL(m^3/h)$	$U1(m/s)$
2,35	0,71	0,00	3,28	15,30
$U2(m/s)$	$C1(m/s)$	$w1(m/s)$	$wn2(m/s)$	$w2(m/s)$
27,31	5,88	16,39	4,12	11,00
$C4(m/s)$	$Cu2(m/s)$	$Cu3(m/s)$	$C3(m/s)$	$CQ3(m/s)$
0,00	12,34	11,22	11,94	11,88
$H_{κρ}(m)$	$σ_{κρ}$			
5,84	0,19			

Η ταχύτητα $C_1 = 5,88 m/sec$ είναι πολύ ικανοποιητικά μέσα στα όρια αλλά παρατηρούμε ότι η ταχύτητα εξόδου από τη βαθμίδα είναι μηδενική. Αυτό συμβαίνει επειδή η επιφάνεια της στένωσης του σπειροειδούς κελύφους έχει οριστεί ίση με το μηδέν, πιθανότατα επειδή αντιμετωπίζεται ως η πρώτη βαθμίδα μιας πολυβάθμιας αντλίας, άρα η έξοδος του σπειροειδούς κελύφους βρίσκεται στο τέλος της τελευταίας βαθμίδας. Ο λόγος $\frac{W_2}{W_1}$ είναι ίσος με 0,67 λίγο μικρότερος δηλαδή από το 0,7 που είναι το όριο. Επίσης έχει καλυφθεί και η απαίτηση να έχουν κοντινές μεταξύ τους τιμές οι ταχύτητες C_3 και C_{Q3} . Τέλος, η παράμετρος σπηλαιώσης έχει τιμή $\sigma_{κρ} = 0,19$ που είναι ελαφρώς μικρότερη από την αναμενόμενη για ειδικό αριθμό στροφών $n_q = 2900$ όπως φαίνεται στο σχήμα 9.2α.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα με τις αδιάστατες καμπύλες λειτουργίας. Παρατηρούμε ότι για $\frac{Q}{Q_{κ}} < 1$ έχουμε μικρότερο ύψος $\frac{H}{H_{κ}}$ σε σχέση με την πρότυπη καμπύλη. Αυτό δε σημαίνει απαραίτητα λάθος του προγράμματος. Άλλωστε και οι ίδιοι οι κατασκευαστές αντλιών δίνουν συχνά διαφορετική μορφή στη καμπύλη λειτουργίας για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών. Εκεί όμως που δεν υπάρχει μεγάλο περιθώριο απόκλισης είναι στην καμπύλη $\eta/\eta_{κ} - Q/Q_{κ}$ δεδομένου ότι οι επιμέρους βαθμοί απόδοσης κινούνται σε μικρότερα όρια. Πράγματι και εδώ στην καμπύλη $\eta/\eta_{κ} - Q/Q_{κ}$ υπάρχει μεγάλη ταύτιση μεταξύ της πρότυπης και της υπολογισμένης.



14.7 Μεμονωμένη μεταβολή δεδομένων

14.7.1 Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο έχουν επιλεγεί 6 βασικά δεδομένα της αντλίας και πραγματοποιούνται μεταβολές στο καθένα ξεχωριστά και στη συνέχεια γίνεται σχεδίαση των νέων καμπυλών λειτουργίας. Για κάθε νέα τιμή της μεταβλητής δίνονται το περιεχόμενο του αρχείου HEQ.txt με τα μεγέθη παροχή, ύψος και βαθμός απόδοσης, καθώς και το περιεχόμενο του αρχείου APOTELESMATA.txt με όλα τα μεγέθη που περιλαμβάνει. Σε κάθε διάγραμμα βρίσκεται η πρότυπη καμπύλη λειτουργίας, η καμπύλη που αντιστοιχεί στα αρχικά δεδομένα όπως παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο καθώς και οι νέες καμπύλες όπως προκύπτουν από τις τιμές που παίρνει μια συγκεκριμένη μεταβλητή-δεδομένο. Η υπό εξέταση μεταβλητή σημειώνεται στον τίτλο του διαγράμματος. Όλα τα υπόλοιπα δεδομένα εισόδου παραμένουν σταθερά και έχουν την τιμή που παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Οι μεταβλητές που εξετάζονται είναι: η γωνίες β_1 , β_2 , β_3 , το πλάτος της πτερωτής b_2 και οι διάμετροι D_1 , D_2 . Σκοπός του κεφαλαίου είναι να μελετηθεί πώς η αύξηση ή μείωση των δεδομένων αυτών επηρεάζει την μορφή των αδιαστατοποιημένων καμπυλών λειτουργίας $H/H_K - Q/Q_K$ και $\eta/\eta_K - Q/Q_K$. Ωστόσο η αλληλεξάρτηση των δεδομένων δε μας επιτρέπει να στηριχτούμε απόλυτα στα συμπεράσματα που θα βγουν αλλά να τα χρησιμοποιήσουμε ως βάση στο σχεδιασμό των καμπυλών.

14.7.2 Γωνία β_2

Η γωνία β_2 όπως είναι ήδη γνωστό, επηρεάζει την κλίση της καμπύλης $H - Q$ αλλά για να γίνει αυτό πιο εμφανές καθώς και άλλα πιθανά επιπλέον στοιχεία, της δόθηκαν τρεις τιμές μεγαλύτερες από την αρχική της που ήταν 22° από την περιφερειακή και 68° από την ακτινική διεύθυνση. Έτσι οι άλλες τρεις τιμές είναι:

$\beta_2 = 23^\circ (67^\circ)$, $\beta_2 = 25^\circ (65^\circ)$ και $\beta_2 = 27^\circ (63^\circ)$, όπου μέσα στις παρενθέσεις σημειώνονται οι τιμές της γωνίας μετρημένης από την ακτινική διεύθυνση.

$$\beta_2 = 23^\circ (67^\circ)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	38,95	9,3
56,69	39,00	19,5
85,04	38,97	29,0
113,38	38,85	37,7
141,73	38,66	45,5
170,07	38,39	52,5
198,42	38,03	58,6
226,76	37,59	63,9
255,11	37,07	68,5
283,45	36,47	72,5
311,80	35,79	75,9
340,14	35,03	78,7
368,49	34,18	81,0
396,83	33,25	82,9
425,18	32,25	84,4
453,52	31,16	85,6
481,87	29,60	85,5
510,21	27,75	84,5
538,56	25,43	81,7

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	31,16	85,6	35,41	0,03
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,65	0,59	0,19	0,00	0,44
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,35	0,71	0,00	3,39	15,30
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27,31	5,88	16,39	4,12	10,55
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	12,73	11,58	12,27	11,88

Παρατηρούμε ότι στο Κ.Σ.Λ. (τονισμένα γράμματα) το ύψος έχει αυξηθεί ελάχιστα, ενώ ο βαθμός απόδοσης έχει μειωθεί επίσης λίγο. Η μορφή όμως των αδιαστατοποιημένων καμπυλών είναι προτιμότερο να σχολιαστεί στο τέλος συγκριτικά με όλες τις γωνίες. Αυτές οι αυξομειώσεις στο ύψος και στο βαθμό απόδοσης οφείλονται σε μικρές αλλαγές στις απώλειες και την ανακυκλοφορία όπως φαίνεται πάνω. Επίσης συντελείται μείωση της ταχύτητας W_2

γεγονός που οδηγεί σε περαιτέρω μείωση του λόγου W_2/W_1 κάτω από το όριο 0,7, γεγονός που πρέπει να αποφεύγεται.

$$\beta_2 = 25^\circ (65^\circ)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	38,68	9,2
56,69	38,84	19,5
85,04	38,92	29,0
113,38	38,91	37,7
141,73	38,82	45,6
170,07	38,65	52,5
198,42	38,40	58,7
226,76	38,07	64,0
255,11	37,65	68,5
283,45	37,15	72,4
311,80	36,57	75,7
340,14	35,91	78,4
368,49	35,16	80,6
396,83	34,33	82,3
425,18	33,42	83,6
453,52	32,43	84,6
481,87	31,27	85,2
510,21	29,53	84,2

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	32,43	84,6	37,29	0,03
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,55	1,00	0,49	0,00	0,44
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,35	0,71	0,00	3,58	15,30
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27,31	5,88	16,39	4,12	9,75
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	13,40	12,19	12,85	11,88

Σε αυτό το βήμα παρατηρούμε ότι γίνεται επιπλέον αύξηση του ύψους στο Κ.Σ.Λ. αλλά ο βαθμός απόδοσης πέφτει, ενώ η μέγιστη τιμή του αντιστοιχεί σε μεγαλύτερη παροχή. Η

ταχύτητα W_2 μειώνεται ακόμα περισσότερο, μειώνοντας κατ' επέκταση και το λόγο W_2/W_1 στην τιμή 0,59.

$$\beta_2 = 27^\circ (63^\circ)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	38,42	9,2
56,69	38,67	19,4
85,04	38,84	29,0
113,38	38,92	37,8
141,73	38,93	45,6
170,07	38,85	52,6
198,42	38,69	58,7
226,76	38,44	64,0
255,11	38,11	68,5
283,45	37,70	72,4
311,80	37,21	75,5
340,14	36,63	78,1
368,49	35,97	80,2
396,83	35,23	81,8
425,18	34,40	83,0
453,52	33,49	83,9
481,87	32,50	84,6
510,21	31,04	84,0
538,56	29,30	82,6

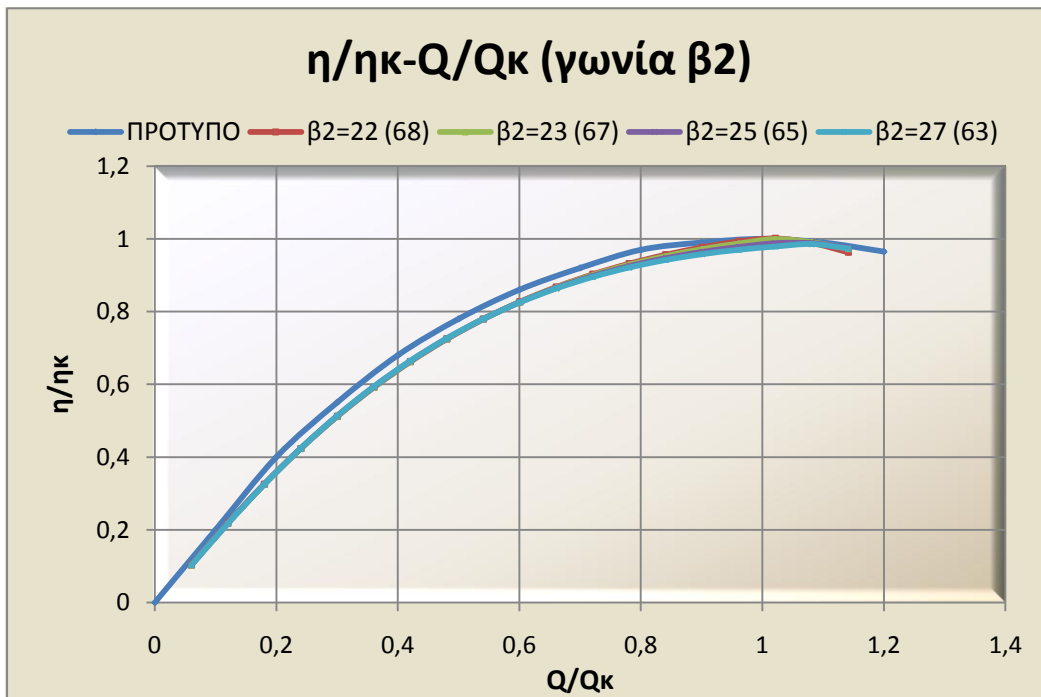
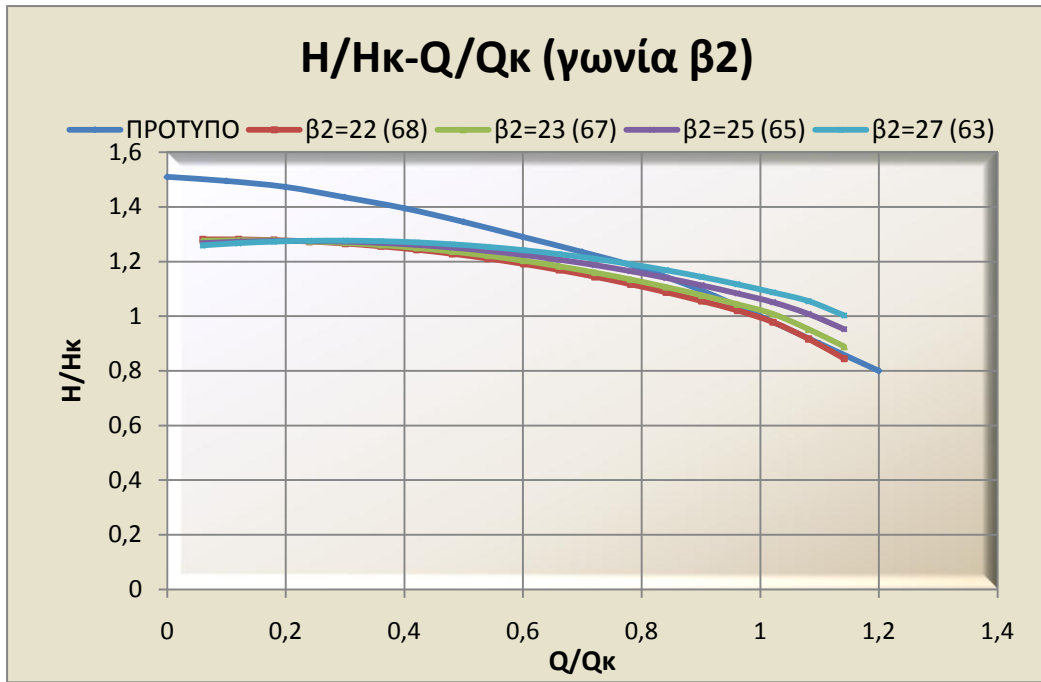
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	33,49	83,9	38,86	0,03
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,47	1,32	0,75	0,00	0,44
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,35	0,71	0,00	3,73	15,30
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27,31	5,88	16,39	4,12	9,08
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	13,97	12,71	13,34	11,88

Ακριβώς ό,τι παρατηρηθήκε προηγουμένως συμβαίνει και εδώ. Η περαιτέρω αύξηση της γωνίας β_2 οδηγεί σε αύξηση του ύψους και μείωση του βαθμού απόδοσης στην κανονική

παροχή. Ο λόγος W_2/W_1 πέφτει σε ανεπίτρεπτα χαμηλές τιμές ενώ οι ταχύτητες C_3 και C_{Q3} αρχίζουν να διαφέρουν περισσότερο με την πρην.

Σχολιασμός Διαγράμματος

Στην αδιαστατοποιημένη καμπύλη ύψους παροχής γίνεται εμφανές ότι όσο αυξάνεται η γωνία β_2 , τόσο μειώνεται η αρνητική κλίση της καμπύλης και αποκτά πιο ομαλή μορφή, γεγονός που δεν είναι ιδιαίτερα ευνοϊκό για την ευστάθεια της αντλητικής εγκατάστασης. Επίσης η καμπύλη στην αρχή έχει μια πολύ μικρή θετική κλίση μέχρι ένα μέγιστο ύψος, μετά το οποίο η κλίση γίνεται αρνητική. Στην αδιαστατοποιημένη καμπύλη βαθμού απόδοσης και παροχής οι τιμές είναι σχεδόν ίσες μέχρι το σημείο $Q/Q_k = 0,8$ αλλά στην συνέχεια οι τιμές του βαθμού απόδοσης πέφτουν και το μέγιστο τους μετακινείται προς μεγαλύτερες παροχές όσο αυξάνεται η τιμή της γωνίας β_2 .



14.7.3 Διάμετρος D2

Για τη μελέτη της επίδρασης της διαμέτρου D_2 στην έξοδο της πτερωτής, πάνω στις αδιαστατοποιημένες καμπύλες λειτουργίας, δίνονται δύο τιμές μεγαλύτερες της αρχικής ($D_2 = 11,6in(295mm)$). Υποχρεωτικά όμως πρέπει κάθε φορά να αναδιαμορφώνεται και η διάμετρος D_3 ώστε να είναι περίπου 10% μεγαλύτερη από τη διάμετρο D_2 . Οι τιμές της D_2 που εξετάζονται είναι: $D_2 = 12in(305mm)$ με $D_3 = 13,2in(335mm)$ και $D_2 = 12,5in(320mm)$ με $D_3 = 13,75in(350mm)$.

$$D_2 = 12in(305mm)$$

$$D_3 = 13,2in(335mm)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	42,87	10,0
56,69	42,86	20,8
85,04	42,77	30,6
113,38	42,59	39,3
141,73	42,34	47,1
170,07	42,00	53,9
198,42	41,58	59,8
226,76	41,08	65,0
255,11	40,50	69,4
283,45	39,84	73,2
311,80	39,09	76,4
340,14	38,27	79,1
368,49	37,36	81,3
396,83	36,38	83,0
425,18	35,31	84,5
453,52	34,16	85,6
481,87	32,92	86,6
510,21	31,02	85,8
538,56	28,68	83,6

$Q(m^3/h)$ 453,52	$H(m)$ 34,16	$\eta(\%)$ 85,6	$H_u(m)$ 38,72	$DQIN12(m)$ 0,03
$DQSF12(m)$ 0,73	$DQDIF(m)$ 0,54	$DQIN23(m)$ 0,68	$DQSF23(m)$ 0,00	$DQSF34(m)$ 0,45
$DQVD(m)$ 2,14	$DFH(m)$ 0,85	$DRECH(m)$ 0,00	$QL(m^3/h)$ 3,59	$U1(m/s)$ 15,30
$U2(m/s)$ 28,25	$C1(m/s)$ 5,88	$w1(m/s)$ 16,39	$wn2(m/s)$ 3,98	$w2(m/s)$ 10,64
$C4(m/s)$ 0,00	$Cu2(m/s)$ 13,45	$Cu3(m/s)$ 12,23	$C3(m/s)$ 12,84	$CQ3(m/s)$ 11,47

Με αυτή την αύξηση της διαμέτρου D_2 σημειώνεται αύξηση του ύψους στο Κ.Σ.Λ. αλλά πτώση του βαθμού απόδοσης σε εκείνο στο σημείο. Επιπλέον, το μέγιστο του βαθμού απόδοσης εμφανίζεται σε μεγαλύτερη παροχή. Επίσης μειώνεται η ταχύτητα W_2 και μένει σταθερή η W_1 με αποτέλεσμα να μειώνεται ο λόγος τους.

$$D_2 = 12,5in(320mm)$$

$$D_3 = 13,75in(350mm)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	47,79	10,8
56,69	47,77	22,2
85,04	47,68	32,3
113,38	47,50	41,2
141,73	47,24	48,9
170,07	46,90	55,5
198,42	46,48	61,3
226,76	45,98	66,1
255,11	45,39	70,3
283,45	44,72	73,8
311,80	43,97	76,7
340,14	43,14	79,2
368,49	42,23	81,1
396,83	41,24	82,8
425,18	40,16	84,0
453,52	39,00	85,0
481,87	37,76	85,9
510,21	36,44	86,5
538,56	34,68	86,2

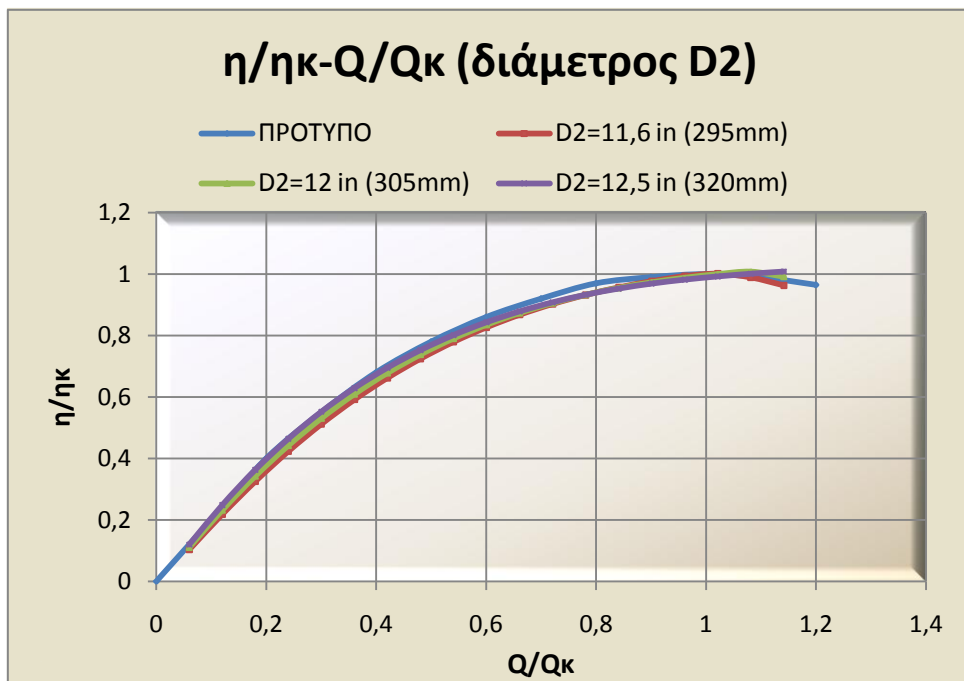
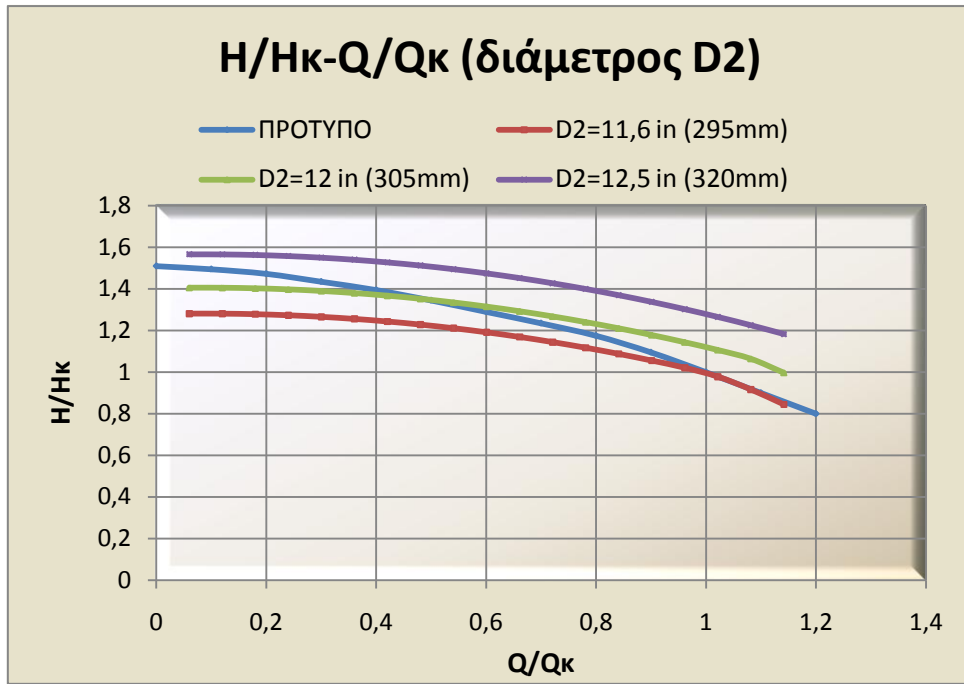
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	39,00	85,0	44,43	0,03
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,76	0,77	1,52	0,00	0,45
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
1,90	1,04	0,00	3,96	15,30
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
29,42	5,88	16,39	3,82	10,21
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	14,82	13,47	13,99	11,01

Το ίδιο με πριν αλλά σε μεγαλύτερο βαθμό συμβαίνει και σε αυτό το σημείο όπου έχουμε σημαντική αύξηση της διαμέτρου D_2 . Το ύψος αποκτά πολύ μεγαλύτερη τιμή αλλά το μέγιστο του βαθμού απόδοσης μετακινείται προς μεγαλύτερες παροχές. Η μείωση της

ταχύτητας W_2 είναι ανεπαίσθητη, γεγονός που υποδεικνύει ότι ακόμα και μεγάλες διακυμάνσεις της διαμέτρου δεν επηρεάζουν εξίσου σημαντικά τη σχετική ταχύτητα W_2 και κατ' επέκταση το λόγο W_2/W_1 .

Σχολιασμός Διαγράμματος

Αυτά όλα αποτυπώνονται συγκεντρωτικά στα διαγράμματα κάτω. Στην αδιαστατοποιημένη καμπύλη ύψους-παροχής παρατηρείται μια παράλληλη κατακόρυφη μετατόπιση προς τα πάνω όσο αυξάνεται η διάμετρος D_2 . Οι τιμές του βαθμού απόδοσης είναι ανάλογα μεγαλύτερες μέχρι το σημείο $Q/Q_c \approx 0,65$. Σε μεγαλύτερες τιμές της αδιαστατοποιημένης παροχής ο βαθμός απόδοσης πέφτει ελάχιστα αλλά αυξάνεται στις περιοχές $Q/Q_c > 1$ όπου και εμφανίζεται το μέγιστο της τιμής του, το οποίο είναι μεγαλύτερο όσο μεγαλώνει η διάμετρος. Οι διαφορές αυτές ωστόσο είναι μικρές στο διάγραμμα του βαθμού απόδοσης και δεν αντικατοπτρίζουν τη μεγάλη αύξηση της διαμέτρου D_2 .



14.7.4 Πλάτος B₂

Σε αυτό το σημείο εξετάζουμε την επίδραση που έχει το πλάτος στην έξοδο της πτερωτής (αλλά και στην είσοδο εφόσον λαμβάνονται ίσα) πάνω στη διαμόρφωση των αδιαστατοποιημένων καμπυλών λειτουργίας. Λαμβάνεται μια τιμή μικρότερη της αρχικής καθώς και μια μεγαλύτερη προκειμένου να έχουμε μια σφαιρικότερη εικόνα των αποτελεσμάτων της αυξομείωσης του πλάτους B_2 . Οι τιμές που δίνονται είναι:

$$B_2 = 1,0in(25mm) \text{ και } B_2 = 1,5in(38mm).$$

$$B_2 = 1,0in(25mm)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	38,64	9,2
56,69	38,24	19,3
85,04	37,77	28,5
113,38	37,22	37,0
141,73	36,60	44,7
170,07	35,90	51,6
198,42	35,13	57,9
226,76	34,28	63,5
255,11	33,36	68,6
283,45	32,36	73,2
311,80	31,29	77,3
340,14	30,14	81,0
368,49	28,75	83,8
396,83	26,95	85,3
425,18	24,53	84,4
453,52	21,93	82,3
481,87	19,21	79,2
510,21	16,39	74,9
538,56	13,46	69,0

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	21,93	82,3	25,81	0,03
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
1,06	0,00	0,00	0,00	0,44
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,35	0,71	0,00	2,19	15,30
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27,31	5,88	16,39	5,36	14,30
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	9,28	8,44	9,37	11,88

Η μείωση του πλάτους, οδήγησε σε σημαντική μείωση του ύψους στο Κ.Σ.Λ., δηλαδή $H = 21,93m$ καθώς και του βαθμού απόδοσης στο ίδιο σημείο, $\eta \approx 82,3\%$. Όμως το μέγιστο του βαθμού απόδοσης μετακινείται στο σημείο $Q/Q_c = 0,87$. Η σχετική ταχύτητα W_2 αυξάνεται σημαντικά, αυξάνοντας έτσι το λόγο $W_2/W_1 = 0,87$. Βλέπουμε δηλαδή ότι το πλάτος B_2 έχει πολύ σημαντική επίδραση στο λόγο επιβράδυνσης της σχετικής ταχύτητας διαμέσου της πτερωτής.

$$B_2 = 1,5in(38mm)$$

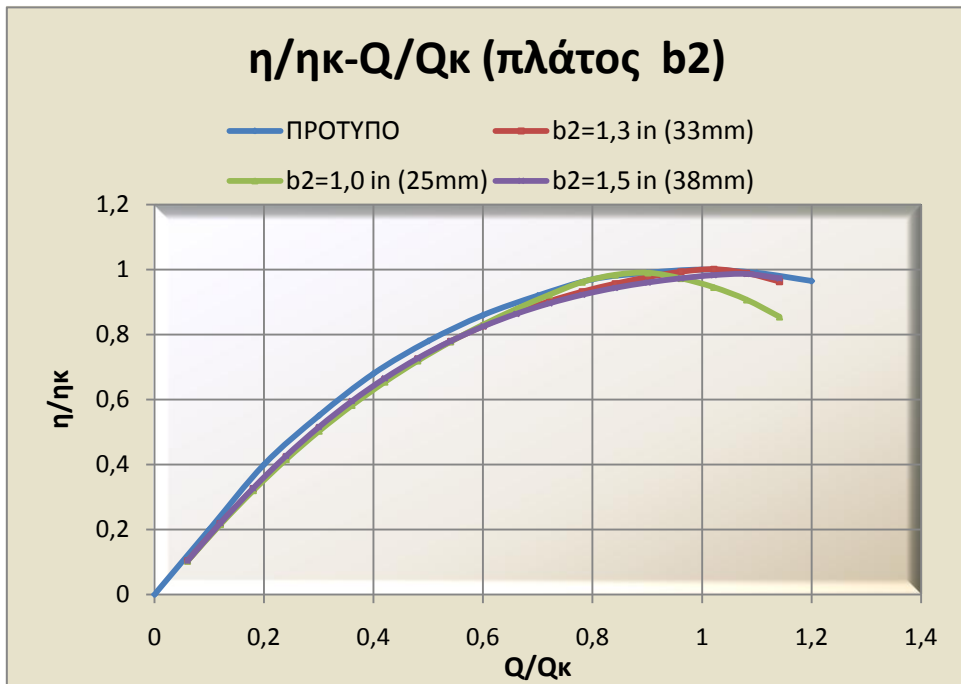
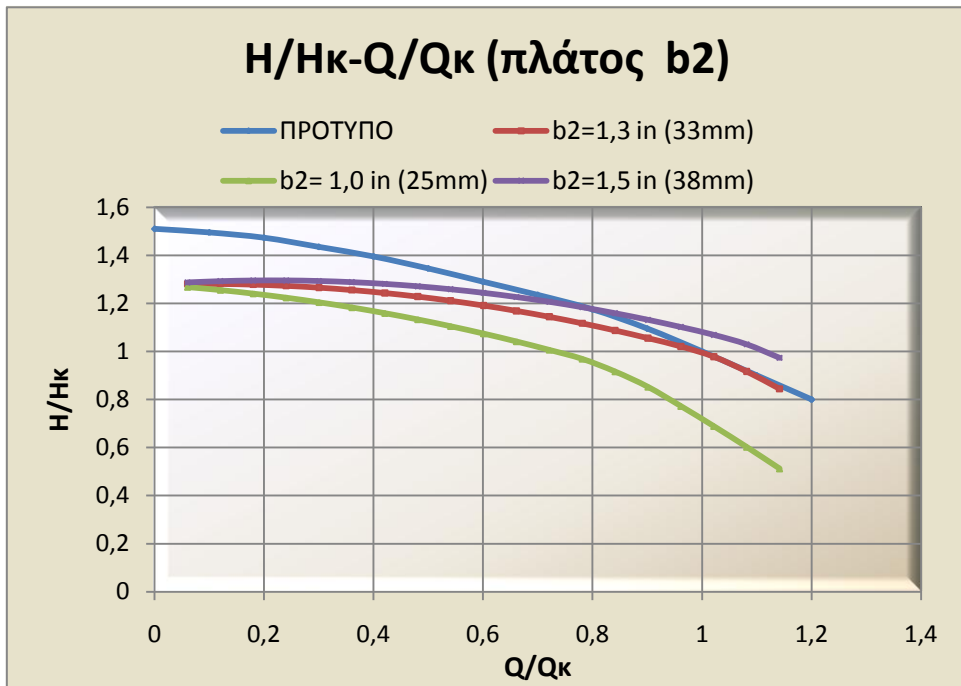
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	39,27	9,3
56,69	39,43	19,7
85,04	39,51	29,3
113,38	39,51	38,0
141,73	39,42	45,8
170,07	39,25	52,7
198,42	39,00	58,8
226,76	38,66	64,1
255,11	38,24	68,6
283,45	37,74	72,4
311,80	37,15	75,6
340,14	36,48	78,2
368,49	35,73	80,3
396,83	34,89	82,0
425,18	33,97	83,3
453,52	32,97	84,2
481,87	31,89	85,0
510,21	30,18	84,0
538,56	28,33	82,6

$Q(m^3/h)$ 453,52	$H(m)$ 32,97	$\eta(\%)$ 84,2	$H_u(m)$ 38,11	$DQIN12(m)$ 0,03
$DQSF12(m)$ 0,58	$DQDIF(m)$ 1,11	$DQIN23(m)$ 0,63	$DQSF23(m)$ 0,00	$DQSF34(m)$ 0,44
$DQVD(m)$ 2,35	$DFH(m)$ 0,71	$DRECH(m)$ 0,00	$QL(m^3/h)$ 3,66	$U1(m/s)$ 15,30
$U2(m/s)$ 27,31	$C1(m/s)$ 5,88	$w1(m/s)$ 16,39	$wn2(m/s)$ 3,57	$w2(m/s)$ 9,54
$C4(m/s)$ 0,00	$Cu2(m/s)$ 13,70	$Cu3(m/s)$ 12,46	$C3(m/s)$ 13,11	$CQ3(m/s)$ 11,88

Με την αύξηση του πλάτους B_2 σημειώνεται αύξηση του ύψους στο Κ.Σ.Λ., όπου $H = 32,97m$ αλλά έχουμε πτώση του βαθμού απόδοσης, με τη μέγιστη τιμή του $\eta \approx 85\%$ να εμφανίζεται για $Q/Q_\kappa = 1,06$ λίγο δηλαδή μετά την κανονική παροχή. Επίσης η σχετική ταχύτητα W_2 μειώνεται εξίσου σημαντικά με πριν, κάνοντας το λόγο των σχετικών ταχυτήτων $W_2/W_1 = 0,58$.

Σχολιασμός διαγράμματος

Στο διάγραμμα ύψους-παροχής γίνεται φανερό ότι η αύξηση του πλάτους B_2 οδηγεί σε λιγότερο αρνητική κλίση της καμπύλης και μάλιστα με τη πιθανότητα εμφάνισης μιας μικρής θετικής κλίσης για τις πολύ χαμηλές παροχές. Η αύξηση όμως του πλάτους έρχεται με το κόστος της μείωσης της σχετικής ταχύτητας W_2 . Επίσης η αύξηση του πλάτους οδηγεί σε μείωση του βαθμού απόδοσης και εμφάνισης του μεγίστου σε τιμές της παροχής μεγαλύτερες της κανονικής. Αντίστοιχα, η μείωση του πλάτους, όπως φαίνεται, αυξάνει το βαθμό απόδοσης αλλά μετακινεί το μέγιστο προς μικρότερες παροχές. Το πλάτος B_2 όμως και η διάμετρος D_2 δεν πρέπει να εξετάζονται ανεξάρτητα καθώς ο συνδυασμός τους είναι καθοριστικό μέγεθος της μεσημβρινής τομής της πτερωτής και κατ' επέκταση έχει κάποιες συνιστώμενες τιμές αναλόγως του ειδικού αριθμού στροφών.



14.7.5 Γωνία β_1

Για τη μελέτη της επίδρασης της γωνίας εισόδου στην πτερωτή β_1 εφαρμόζονται στις σχέσεις υπολογισμού των διαφόρων μεγεθών τρεις μικρότερες τιμές από την αρχική $\beta_1 = 22^\circ (68^\circ)$ και αυτό επειδή η αρχική τιμή είναι ήδη μεγάλη, με τις πιο συνηθισμένες για τη γωνία εισόδου να κυμαίνονται χαμηλότερα. Οι τιμές που εξετάζονται είναι: $\beta_1 = 20^\circ (70^\circ)$, $\beta_1 = 19^\circ (71^\circ)$ και $\beta_1 = 17^\circ (73^\circ)$.

$$\beta_1 = 20^\circ (70^\circ)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η (%)
28,35	39,22	9,3
56,69	39,34	19,7
85,04	39,36	29,3
113,38	39,27	38,2
141,73	39,09	46,1
170,07	38,80	53,2
198,42	38,41	59,5
226,76	37,93	65,0
255,11	37,34	69,7
283,45	36,65	73,7
311,80	35,86	77,1
340,14	34,98	80,0
368,49	33,99	82,2
396,83	32,90	84,0
425,18	31,70	85,3
453,52	30,41	86,2
481,87	28,46	85,1
510,21	26,02	82,4
538,56	23,44	78,8

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	30,41	86,2	34,32	0,04
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,71	0,34	0,03	0,00	0,44
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,35	0,71	0,00	3,28	15,30
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27,31	5,88	16,39	4,12	11,00
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	12,34	11,22	11,94	11,88

Η μείωση της γωνίας β_1 δεν επηρεάζει σημαντικά το κανονικό σημείο λειτουργίας. Το ύψος H και ο βαθμός απόδοσης η διατηρούνται πρακτικά σταθεροί σε αυτό το σημείο. Παρατηρείται μόνο μια μικρή αύξηση των απωλειών εισόδου $DQIN12$ που αυξάνονται σε $0,04m$ από την αρχική τους τιμή που ήταν $0,03m$.

$$\beta_1 = 19^\circ (71^\circ)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	39,31	9,4
56,69	39,50	19,8
85,04	39,57	29,5
113,38	39,53	38,4
141,73	39,38	46,4
170,07	39,12	53,6
198,42	38,74	60,0
226,76	38,26	65,5
255,11	37,65	70,3
283,45	36,94	74,3
311,80	36,11	77,7
340,14	35,18	80,4
368,49	34,12	82,5
396,83	32,96	84,1
425,18	31,68	85,2
453,52	30,29	85,8
481,87	28,23	84,4
510,21	25,66	81,2
538,56	22,95	77,1

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	30,29	85,8	34,32	0,16
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,71	0,34	0,03	0,00	0,44
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,35	0,71	0,00	3,28	15,30
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27,31	5,88	16,39	4,12	11,00
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	12,34	11,22	11,94	11,88

Η μείωση της γωνίας β_1 σε $\beta_1 = 19^\circ (71^\circ)$ προκάλεσε μια πολύ μικρή πτώση τόσο στο ύψος H όσο και στο βαθμό απόδοσης η στο Κ.Σ.Λ.. Σημαντικότερη όμως γίνεται η αύξηση των απωλειών εισόδου που φτάνει την τιμή $DQIN12 = 0,16m$. Στις ταχύτητες, επίσης δε συντελείται μεγάλη μεταβολή που να επηρεάζει σημαντικά τις συνθήκες.

$$\beta_1 = 17^\circ (73^\circ)$$

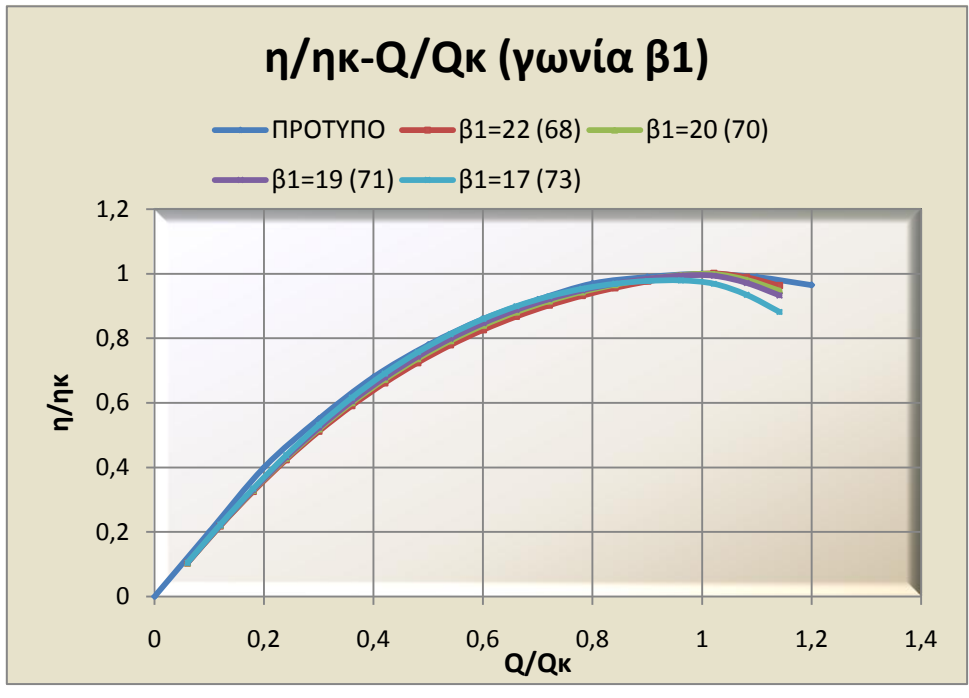
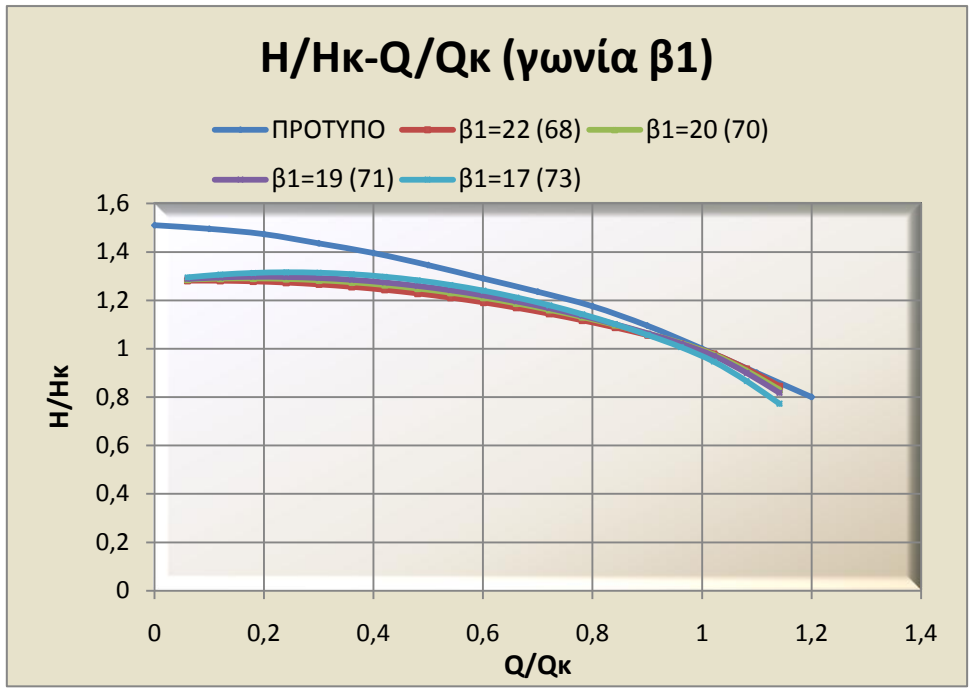
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	39,50	9,4
56,69	39,85	20,0
85,04	40,06	29,9
113,38	40,12	39,0
141,73	40,04	47,2
170,07	39,82	54,6
198,42	39,45	61,1
226,76	38,94	66,7
255,11	38,28	71,5
283,45	37,48	75,4
311,80	36,54	78,6
340,14	35,45	81,0
368,49	34,22	82,8
396,83	32,84	83,8
425,18	31,32	84,2
453,52	29,66	84,0
481,87	27,29	81,6
510,21	24,38	77,2
538,56	21,31	71,6

$Q(m^3/h)$ 453,52	$H(m)$ 29,66	$\eta(\%)$ 84,0	$H_u(m)$ 34,32	$DQIN12(m)$ 0,79
$DQSF12(m)$ 0,71	$DQDIF(m)$ 0,34	$DQIN23(m)$ 0,03	$DQSF23(m)$ 0,00	$DQSF34(m)$ 0,44
$DQVD(m)$ 2,35	$DFH(m)$ 0,71	$DRECH(m)$ 0,00	$QL(m^3/h)$ 3,28	$U1(m/s)$ 15,30
$U2(m/s)$ 27,31	$C1(m/s)$ 5,88	$w1(m/s)$ 16,39	$wn2(m/s)$ 4,12	$w2(m/s)$ 11,00
$C4(m/s)$ 0,00	$Cu2(m/s)$ 12,34	$Cu3(m/s)$ 11,22	$C3(m/s)$ 11,94	$CQ3(m/s)$ 11,88

Η περαιτέρω μείωση της γωνίας $\beta_1 = 17^\circ (73^\circ)$ μειώνει το ύψος H στο Κ.Σ.Λ. αλλά λιγότερο από $1m$, ενώ η μείωση του βαθμού απόδοσης συνδυάζεται με μετακίνηση του μεγίστου του ($\eta = 84,2\%$) σε ελαφρώς μικρότερη παροχή. Ωστόσο, οι απώλειες εισόδου αυξάνονται πολύ φτάνοντας την τιμή $DQIN12 = 0,79m$

Σχολιασμός διαγράμματος

Στο διάγραμμα ύψους-παροχής παρατηρούμε ότι η μείωση της γωνίας β_1 δεν επηρεάζει σημαντικά το Κ.Σ.Λ., όμως προκαλεί την εμφάνιση ή την τάση προς εμφάνιση θετικής κλίσης στις χαμηλές παροχές, με ταυτόχρονη αύξηση της απόλυτης τιμής της αρνητικής κλίσης σε παροχές μεγαλύτερες της κανονικής. Συνεπώς η αδιαστατοποιημένη καμπύλη λειτουργίας ύψους-παροχής γίνεται περισσότερο καμπυλωτή (με τα κοίλα προς τα κάτω) όσο μειώνεται η γωνία εισόδου στην πτερωτή β_1 . Στο διάγραμμα βαθμού απόδοσης-παροχής παρατηρούμε ανεπαίσθητη αύξηση του βαθμού απόδοσης στις χαμηλές παροχές, όσο μειώνεται η γωνία. Ωστόσο, στις μεγαλύτερες παροχές, η μείωση της γωνίας β_1 οδηγεί σε απότομη μείωση του βαθμού απόδοσης, και μετακίνηση του εκάστοτε μεγίστου, σε χαμηλότερες παροχές.



14.7.6 Διάμετρος D1

Για τη διάμετρο της περρωτής στην είσοδο εξετάζουμε τρεις περιπτώσεις ,μια μικρότερη από την αρχική και δυο μεγαλύτερες. Οι τιμές οι οποίες εξετάζονται είναι:

$$D_1 = 6,3in(160mm), D_1 = 6,7in(170mm) \text{ και } D_1 = 7,0in(178mm)$$

$$D_1 = 6,3in(160mm)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	40,03	10,1
56,69	40,04	20,9
85,04	39,97	30,8
113,38	39,80	39,7
141,73	39,54	47,6
170,07	39,19	54,6
198,42	38,75	60,7
226,76	38,22	66,0
255,11	37,59	70,6
283,45	36,87	74,5
311,80	36,06	77,8
340,14	35,16	80,5
368,49	34,16	82,7
396,83	33,07	84,5
425,18	31,89	85,8
453,52	30,62	86,8
481,87	28,58	85,5
510,21	26,18	82,9
538,56	23,66	79,5

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	30,62	86,8	34,32	0,02
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,72	0,22	0,03	0,00	0,48
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,23	0,71	0,00	3,18	14,83
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27,31	6,26	16,10	4,12	11,00
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	12,34	11,22	11,94	11,88

Παρατηρούμε ότι τόσο το ύψος H όσο και ο βαθμός απόδοσης η στο Κ.Σ.Λ. αυξάνονται ελάχιστα λαμβάνοντας αντίστοιχα τις τιμές 30,62 m και 86,8% . Επίσης, όπως ήταν αναμενόμενο μειώθηκε η ταχύτητα U_1 και αυξήθηκε η απόλυτη ταχύτητα εισόδου C_1 . Η ανεπαίσθητη μείωση της σχετικής ταχύτητας W_1 δεν ήταν επαρκής για σημαντική αύξηση του λόγου W_2/W_1 προκειμένου να μειωθεί ο κίνδυνος αποκολλήσεων, ωστόσο ακόμα και η μικρή του αύξηση οδήγησε σε μείωση των απωλειών DQDIF που προκύπτουν λόγω των αποκολλήσεων. Επίσης μείωση είχαμε στις απώλειες εισόδου DQIN12, διαχύτη DQVD και στις ανακυκλοφορίες QL

$$D_1 = 6,7in(170mm)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η (%)
28.35	38.10	8.6
56.69	38.07	18.3
85.04	37.96	27.4
113.38	37.78	35.7
141.73	37.52	43.4
170.07	37.20	50.2
198.42	36.80	56.3
226.76	36.34	61.7
255.11	35.80	66.4
283.45	35.19	70.5
311.80	34.51	74.0
340.14	33.76	77.1
368.49	32.94	79.6
396.83	32.04	81.7
425.18	31.08	83.6
453.52	30.04	85.1
481.87	28.37	84.8
510.21	26.36	83.4
538.56	24.12	81.1

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453.52	30.04	85.1	34.32	0.22
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0.70	0.48	0.03	0.00	0.41
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2.45	0.71	0.00	3.38	15.77
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27.31	5.54	16.72	4.12	11.00
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0.00	12.34	11.22	11.94	11.88

Εδώ, αύξηση της διαμέτρου D_1 οδήγησε σε μια μικρή μείωση του ύψους H και περισσότερο του βαθμού απόδοσης η στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Επίσης, σημειώνεται αύξηση της περιφερειακής ταχύτητας U_1 και τη σχετικής ταχύτητας W_1 . Η αύξηση της W_1 οδηγεί σε περαιτέρω μείωση του λόγου W_2/W_1 κάτω από το 0,68 που ήταν η αρχική του τιμή, γεγονός που οδηγεί στην αύξηση των απωλειών λόγω αποκολλήσεων DQDIF. Επίσης έχουμε αύξηση στις απώλειες εισόδου DQIN12 και στις απώλειες διαχύτη DQVD.

$$D_1 = 7in(178mm)$$

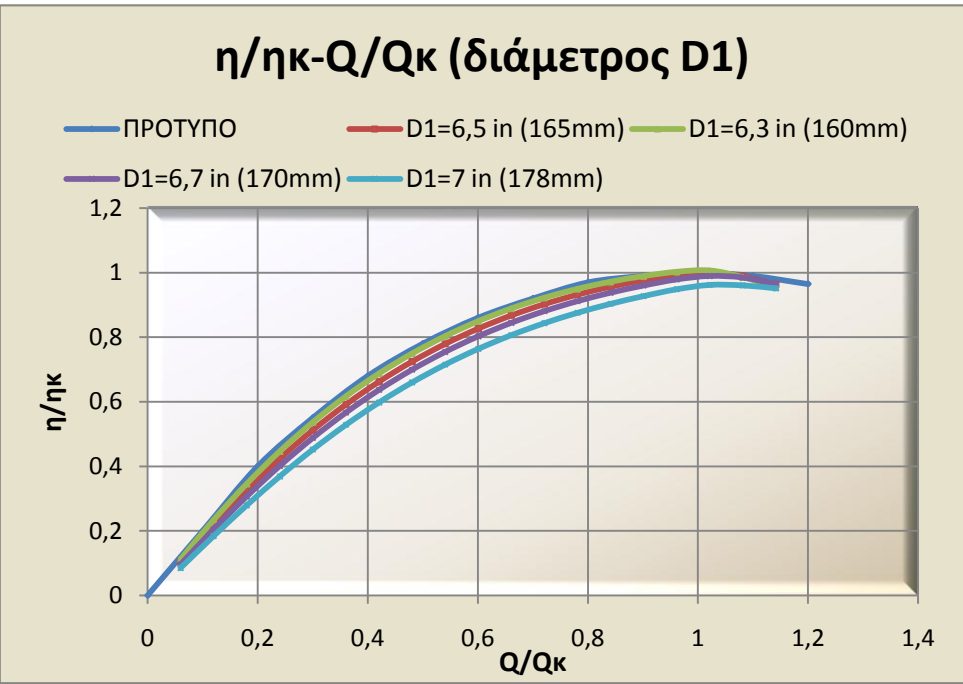
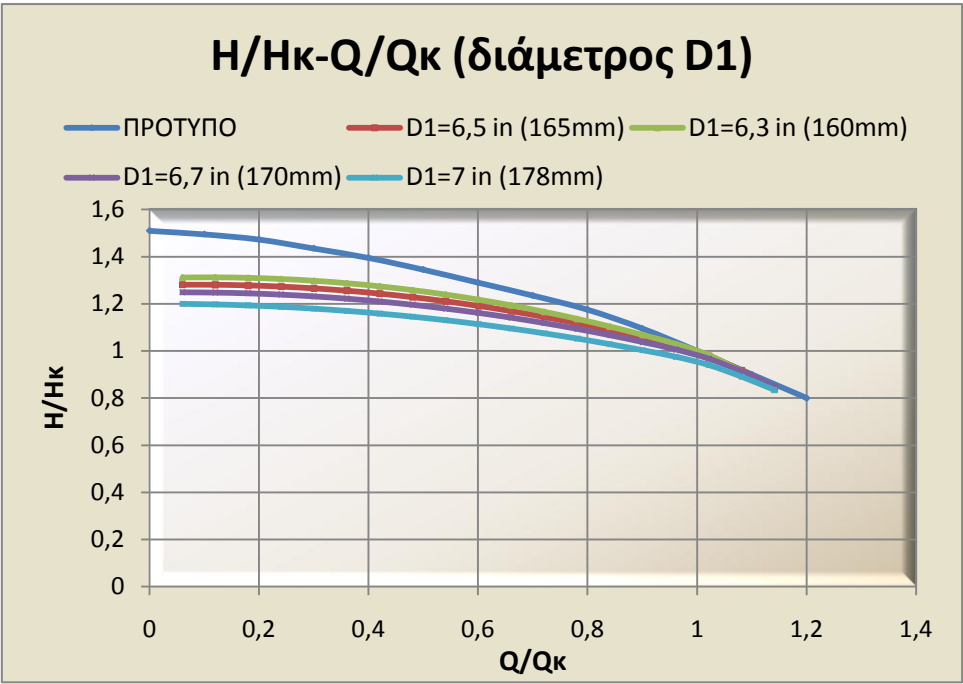
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	36,60	7,6
56,69	36,52	16,5
85,04	36,38	24,9
113,38	36,18	32,9
141,73	35,92	40,4
170,07	35,61	46,9
198,42	35,23	52,9
226,76	34,80	58,3
255,11	34,30	63,1
283,45	33,75	67,2
311,80	33,14	70,8
340,14	32,46	73,9
368,49	31,73	76,6
396,83	30,94	78,9
425,18	30,09	80,9
453,52	29,18	82,6
481,87	27,65	82,7
510,21	26,03	82,4
538,56	23,92	80,4

$Q(m^3/h)$ 453,52	$H(m)$ 29,18	$\eta(\%)$ 82,6	$H_u(m)$ 34,32	$DQIN12(m)$ 0,78
$DQSF12(m)$ 0,68	$DQDIF(m)$ 0,70	$DQIN23(m)$ 0,03	$DQSF23(m)$ 0,00	$DQSF34(m)$ 0,37
$DQVD(m)$ 2,58	$DFH(m)$ 0,71	$DRECH(m)$ 0,00	$QL(m^3/h)$ 3,53	$U1(m/s)$ 16,48
$U2(m/s)$ 27,31	$C1(m/s)$ 5,07	$w1(m/s)$ 17,24	$wn2(m/s)$ 4,12	$w2(m/s)$ 11,00
$C4(m/s)$ 0,00	$Cu2(m/s)$ 12,34	$Cu3(m/s)$ 11,22	$C3(m/s)$ 11,94	$CQ3(m/s)$ 11,88

Η ακόμα μεγαλύτερη αύξηση της διαμέτρου μείωσε το ύψος και το βαθμό απόδοσης στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Πιο συγκεκριμένα, το νέο μέγιστο του βαθμού απόδοσης ($\eta = 82,7\%$) που είναι σαφώς μικρότερο από την αρχική του τιμή, μετακινείται ελαφρά προς μεγαλύτερη παροχή. Λόγω της μεγάλης αύξησης της ταχύτητας W_1 μειώνεται πολύ ο λόγος W_2/W_1 στην τιμή 0,64. Εξαιτίας αυτής της μείωσης, αυξάνονται οι απώλειες λόγω αποκόλλησης DQDIF. Επίσης παρατηρείται μια μικρή αύξηση των ανακυκλοφοριών Q_L καθώς και των απωλειών διαχύτη DQVD.

Σχολιασμός διαγράμματος

Στο διάγραμμα αδιαστατοποιημένου ύψους και παροχής παρατηρούμε ότι η αύξηση της διαμέτρου D_1 οδηγεί σε μείωση του ύψους H κυρίως στις χαμηλές παροχές. Από το σημείο $Q/Q_c = 0,8$ η διαφορά είναι μικρότερη καθώς οι καμπύλες τείνουν να συγκλίνουν μεταξύ τους, με εκείνη όμως που αντιστοιχεί σε μεγαλύτερη διάμετρο, να έχει ελαφρώς μικρότερες τιμές ύψους. Στο διάγραμμα αδιαστατοποιημένου βαθμού απόδοσης και παροχής γίνεται εμφανές ότι η αύξηση της διαμέτρου προκαλεί μείωση του βαθμού απόδοσης, η θέση μεγίστου του οποίου ελάχιστα μεταβάλλεται και πρακτικά μένει σταθερή. Παρατηρούμε επίσης ότι η πτώση του βαθμού απόδοσης για $Q/Q_c > 1$ είναι πιο ομαλή όσο μεγαλώνει η διάμετρος D_1 .



14.7.7 Γωνία β3

Για να μελετηθεί η γωνία των πτερυγίων στην είσοδο του διαχύτη β_3 στο σχεδιασμό των καμπυλών λειτουργίας της αντλίας επιλέγουμε μια μικρότερη και μια μεγαλύτερη τιμή από την αρχική $\beta_3 = 20^\circ (70^\circ)$. Έτσι, οι τιμές που εξετάζονται είναι: $\beta_3 = 22^\circ (68^\circ)$ και $\beta_3 = 17^\circ (73^\circ)$

$$\beta_3 = 22^\circ (68^\circ)$$

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	39,08	9,3
56,69	39,07	19,6
85,04	38,98	29,1
113,38	38,81	37,7
141,73	38,57	45,5
170,07	38,24	52,4
198,42	37,83	58,7
226,76	37,34	64,0
255,11	36,78	68,7
283,45	36,13	72,7
311,80	35,41	76,2
340,14	34,60	79,1
368,49	33,72	81,6
396,83	32,75	83,6
425,18	31,71	85,3
453,52	30,58	86,6
481,87	29,36	87,8
510,21	27,18	86,1
538,56	24,91	83,7

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
453,52	30,58	86,6	34,32	0,03
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,71	0,34	0,51	0,00	0,35
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
1,81	0,71	0,00	3,28	15,30
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
27,31	5,88	16,39	4,12	11,00
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
0,00	12,34	11,22	11,94	10,84

Παρατηρούμε ότι η αύξηση της γωνίας β_3 προκάλεσε ελάχιστη αύξηση στο ύψος στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Ωστόσο αύξησε κατά μια μονάδα τον βαθμό απόδοσης και η μέγιστη τιμή του 87,8% μετακινήθηκε σε μεγαλύτερη παροχή, αλλάζοντας έτσι το κανονικό σημείο λειτουργίας. Οι τιμές των ταχυτήτων και η ανακυκλοφορία δεν επηρεάστηκαν αλλά μεταβλήθηκαν οι τιμές των απωλειών. Οι μόνες ταχύτητες που είχαν μια μικρή μεταβολή ήταν η C_3 και η C_{Q3} με μια μικρή αύξηση για την πρώτη και μείωση για τη δεύτερη. Οι απώλειες πρόπτωσης στο διαχύτη DQIN23 αυξήθηκαν σημαντικά στην τιμή 0,51m, ενώ οι απώλειες τριβής DQSF34 και οι υπόλοιπες απώλειες του διαχύτη DQVD μειώθηκαν κατά λίγο.

$$\beta_3 = 17^\circ (73^\circ)$$

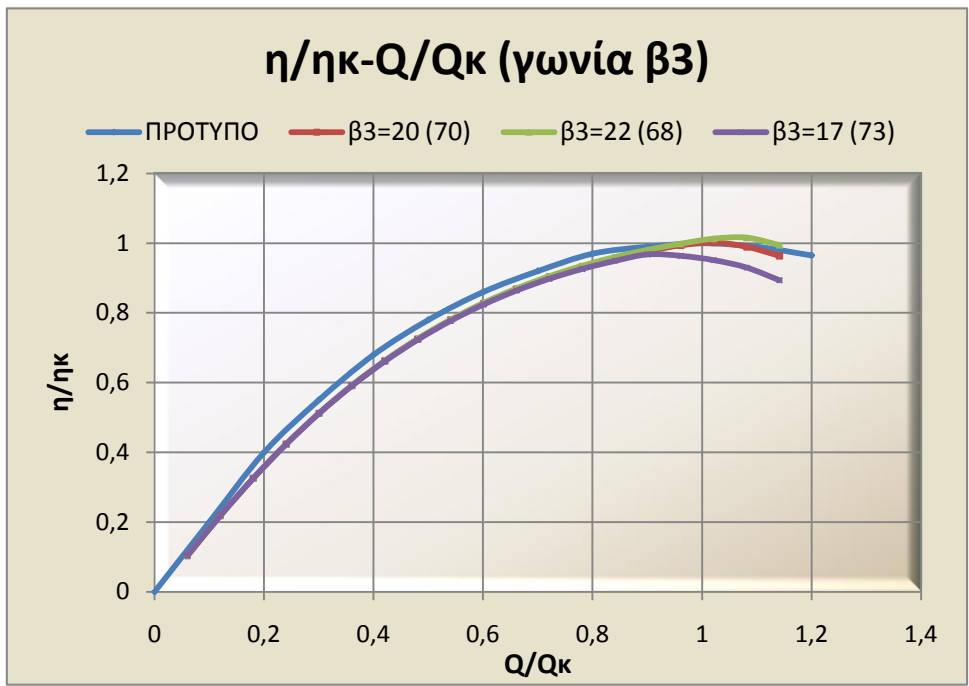
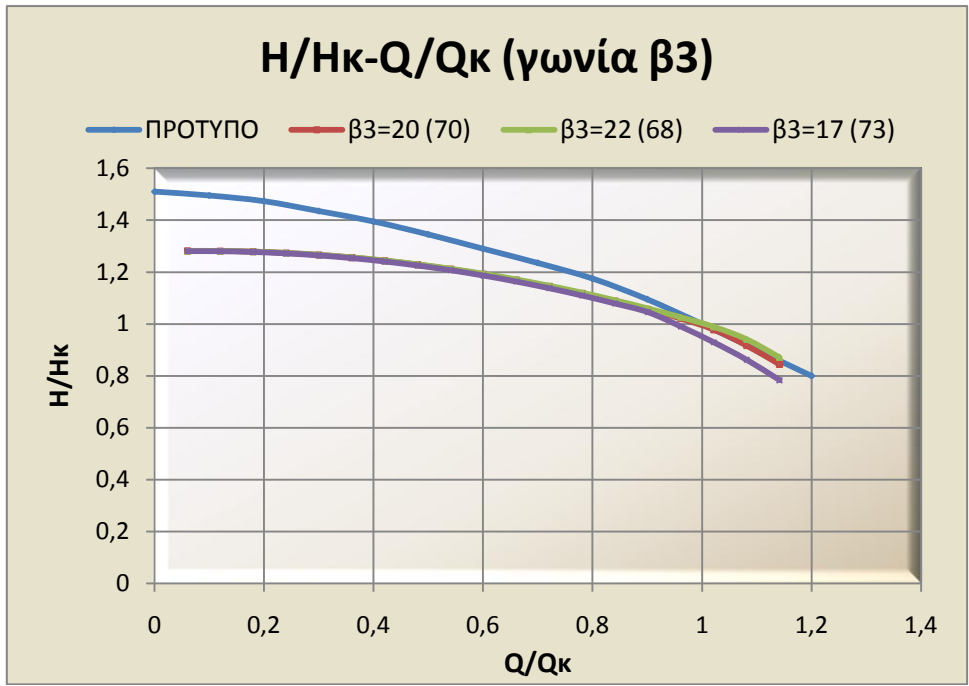
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	39,08	9,3
56,69	39,06	19,6
85,04	38,96	29,0
113,38	38,78	37,7
141,73	38,51	45,4
170,07	38,16	52,3
198,42	37,73	58,4
226,76	37,21	63,7
255,11	36,61	68,3
283,45	35,93	72,3
311,80	35,16	75,6
340,14	34,30	78,4
368,49	33,37	80,7
396,83	32,34	82,6
425,18	30,92	83,2
453,52	29,02	82,2
481,87	27,02	80,8
510,21	24,57	77,8
538,56	21,99	73,9

Q (m^3/h)	H (m)	η (%)	Hu (m)	DQIN12 (m)
453,52	29,02	82,2	34,32	0,03
DQSF12 (m)	DQDIF (m)	DQIN23 (m)	DQSF23 (m)	DQSF34 (m)
0,71	0,34	0,00	0,00	0,69
DQVD (m)	DFH (m)	DRECH (m)	QL (m^3/h)	U1 (m/s)
3,54	0,71	0,00	3,28	15,30
U2 (m/s)	C1 (m/s)	w1 (m/s)	wn2 (m/s)	w2 (m/s)
27,31	5,88	16,39	4,12	11,00
C4 (m/s)	Cu2 (m/s)	Cu3 (m/s)	C3 (m/s)	CQ3 (m/s)
0,00	12,34	11,22	11,94	13,89

Η μείωση της γωνίας β_3 προκάλεσε μείωση στο ύψος H . Ακόμα μεγαλύτερη όμως ήταν η μείωση του βαθμού απόδοσης ($\eta = 82,2\%$), η μέγιστη τιμή του οποίου ($\eta = 83,1\%$) μετακινήθηκε προς μικρότερη τιμή της παροχής. Επίσης, οι ταχύτητες C_3 και C_{Q3} αρχίζουν να διαφέρουν σημαντικά μεταξύ τους, γεγονός που είναι ανεπιθύμητο στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Παρατηρούμε επίσης ότι οι απώλειες στο διαχύτη DQVD καθώς και οι απώλειες τριβών στο ίδιο σημείο DQSF34 έχουν αυξηθεί, ενώ οι απώλειες πρόσπτωσης στο διαχύτη μηδενίζονται.

Σχολιασμός διαγράμματος

Στο διάγραμμα ύψους-παροχής $H/H_\kappa - Q/Q_\kappa$, οι καμπύλες για κάθε γωνία β_3 είναι σχεδόν ταυτόσημες μέχρι το σημείο $Q/Q_\kappa = 0,9$. Σε μεγαλύτερες τιμές της αδιαστατοποιημένης παροχής εντοπίζεται σημαντική πτώση του ύψους H όσο μειώνεται η γωνία β_3 . Στο διάγραμμα του βαθμού απόδοσης παρατηρούμε πάλι ότι και στις τρεις περιπτώσεις οι καμπύλες είναι σχεδόν ταυτόσημες μέχρι το $Q/Q_\kappa = 0,9$. Βλέπουμε όμως, ότι η μείωση της γωνίας β_3 μειώνει το βαθμό απόδοσης και μετακινεί το μέγιστό του, σε χαμηλότερη παροχή. Το αντίθετο συμβαίνει όσο αυξάνεται η γωνία β_3 , όπως χαρακτηριστικά φαίνεται με την τιμή των 20°



14.8 Ταυτόχρονη μεταβολή πολλαπλών δεδομένων

14.8.1 Εισαγωγή

Βασιζόμενοι στα συμπεράσματα που αντλήσαμε από τις μεμονωμένες αλλαγές που πραγματοποιήθηκαν στο κεφάλαιο 14.7 επιχειρούμε την προσέγγιση της καμπύλης του παραδείγματος (LOSS3) προς την πρότυπη αδιαστατοποιημένη καμπύλη λειτουργίας για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών όπως φαίνεται σε όλα τα διαγράμματα έως τώρα. Για να το πετύχουμε αυτό κρατάμε τα αρχικά δεδομένα σταθερά, αλλά επιλέγουμε ορισμένα και τους αλλάζουμε τιμή ώστε να αλλάξουμε τη μορφή της καμπύλης. Όλα τα αποτελέσματα παρουσιάζονται σε κάθε περίπτωση και σχεδιάζονται οι καμπύλες λειτουργίας, οι οποίες και σχολιάζονται. Γίνονται συνολικά 6 διαφορετικές δοκιμές, τα δεδομένα των οποίων παρουσιάζονται παρακάτω. Αναγράφονται μόνο τα δεδομένα που αλλάζουν, ενώ τα υπόλοιπα διατηρούνται όπως έχουν δοθεί αρχικά. Τα δεδομένα της κάθε δοκιμής είναι:

- **Δοκιμή Α:** $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,2in(310mm)$, $D_3 = 13,5in(343mm)$
- **Δοκιμή Β:** $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,2in(310mm)$, $D_3 = 13,5in(343mm)$,
 $\beta_3 = 22^\circ(68^\circ)$
- **Δοκιμή Γ:** $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,2in(310mm)$, $D_3 = 13,5in(343mm)$,
 $\beta_2 = 23^\circ(67^\circ)$, $\beta_3 = 21^\circ(69^\circ)$
- **Δοκιμή Δ:** $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,2in(310mm)$, $D_3 = 13,5in(343mm)$,
 $\beta_2 = 23^\circ(67^\circ)$, $\beta_3 = 21^\circ(69^\circ)$, $D_1 = 6,3in(160mm)$
- **Δοκιμή Ε:** $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,3in(312mm)$, $D_3 = 13,55in(344mm)$,
 $\beta_2 = 23^\circ(67^\circ)$, $\beta_3 = 21^\circ(69^\circ)$
- **Δοκιμή ΣΤ:** $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,4in(315mm)$, $D_3 = 13,7in(348mm)$
- **Δοκιμή Ζ:** $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,4in(315mm)$, $D_3 = 13,7in(348mm)$,
 $\beta_3 = 21^\circ(69^\circ)$

14.8.2 Δοκιμή Α

Δοκιμή Α: $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,2in(310mm)$, $D_3 = 13,5in(343mm)$

Σε αυτή τη δοκιμή μειώνουμε το πλάτος της πτερωτής B_2 προκειμένου να αυξηθεί η αρνητική κλίση της καμπύλης και να γίνει σχεδόν παράλληλη με την πρότυπη καμπύλη. Επειδή όμως αυτό θα μειώσει το ύψος στο κανονικό σημείο λειτουργίας, κάνουμε μια ταυτόχρονη αύξηση της διαμέτρου D_2 ώστε να αυξηθεί συνολικά το ύψος. Επιπλέον, πρέπει να αυξήσουμε τη διάμετρο D_3 ώστε να είναι περίπου 10% μεγαλύτερη από τη διάμετρο D_2 . Ο λόγος των διαμέτρων D_1/D_2 μικραίνει και γίνεται 0,53, τιμή που εξακολουθεί να κυμαίνεται στις προβλεπόμενες για ειδικό αριθμό στροφών $n_q = 2900$, σύμφωνα με το σχήμα 9.2β. Τα αποτελέσματα που παίρνουμε για το ύψος και το βαθμό απόδοσης καθώς και για τις απώλειες και ταχύτητες στο κανονικό σημείο λειτουργίας, ακολουθούν.

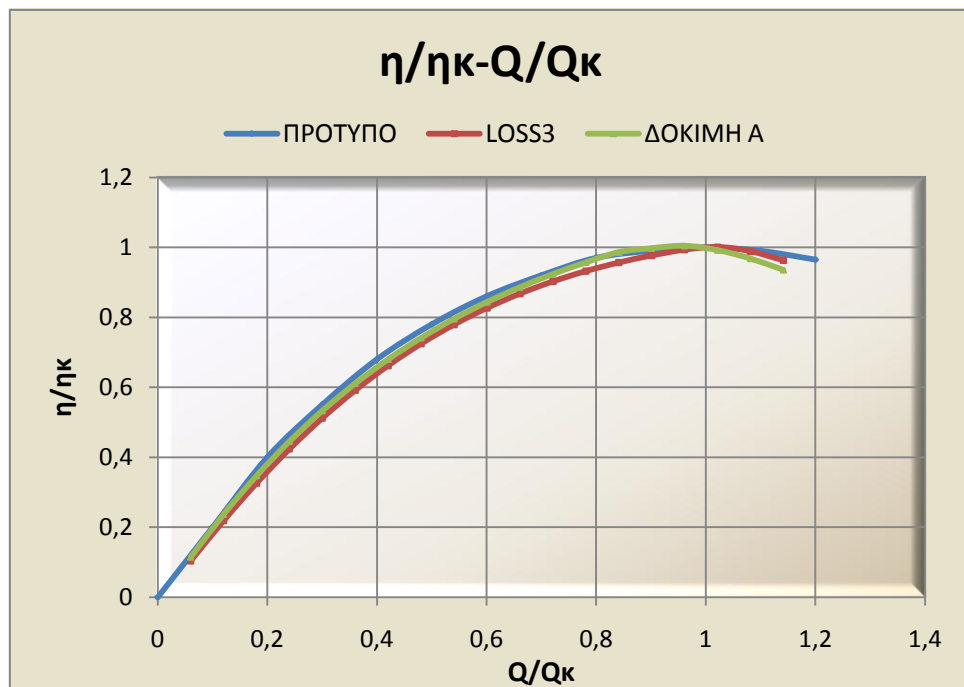
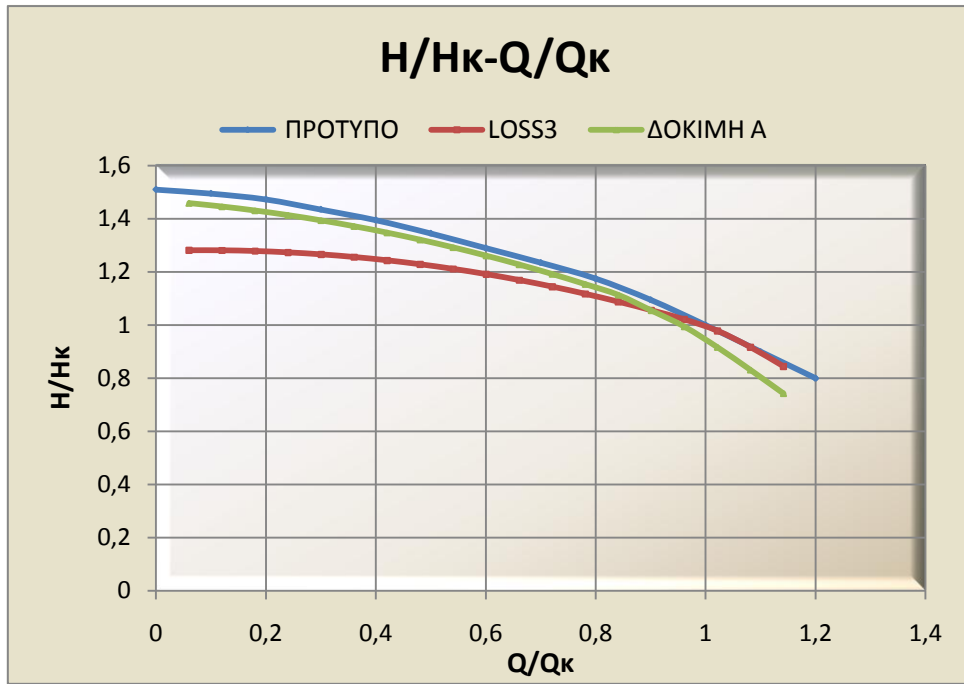
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28.35	44.48	10.2
56.69	44.07	21.1
85.04	43.58	30.9
113.38	43.02	39.6
141.73	42.38	47.3
170.07	41.67	54.0
198.42	40.88	60.0
226.76	40.02	65.3
255.11	39.08	70.0
283.45	38.06	74.1
311.80	36.97	77.7
340.14	35.80	80.9
368.49	34.56	83.7
396.83	32.95	85.4
425.18	31.07	86.2
453.52	28.87	85.9
481.87	26.20	84.0
510.21	23.42	81.3
538.56	20.54	77.8

$Q(m^3/h)$	$H(m)$	$\eta(\%)$	$H_u(m)$	$DQIN12(m)$
453,52	28,87	85,9	32,46	0,03
$DQSF12(m)$	$DQDIF(m)$	$DQIN23(m)$	$DQSF23(m)$	$DQSF34(m)$
1,11	0,00	0,00	0,00	0,45
$DQVD(m)$	$DFH(m)$	$DRECH(m)$	$QL(m^3/h)$	$U1(m/s)$
2,00	0,92	0,00	2,84	15,30
$U2(m/s)$	$C1(m/s)$	$w1(m/s)$	$wn2(m/s)$	$w2(m/s)$
28,72	5,88	16,39	5,09	13,60
$C4(m/s)$	$Cu2(m/s)$	$Cu3(m/s)$	$C3(m/s)$	$CQ3(m/s)$
0,00	11,09	10,03	10,73	11,22

Το ύψος $H = 28,87m$ είναι λίγο μικρότερο από το αρχικό ($30,5m$), ενώ το μέγιστο του βαθμού απόδοσης $\eta = 86,23\%$ έχει μετακινηθεί σε λίγο μικρότερη τιμή της παροχής. Οι απώλειες πρόσπτωσης στο διαχύτη $DQIN23$ μηδενίζονται όπως και οι απώλειες λόγω μεγάλης επιβράδυνσης $DQDIF$ δεδομένου ότι η μείωση του πλάτους οδήγησε σε αύξηση της σχετικής ταχύτητας εξόδου από την πτερωτή W_2 και αύξηση του λόγου W_2/W_1 που γίνεται 0,83. Οι απώλειες στο διαχύτη μειώνονται σε $DQVD = 2,00m$, ενώ αυξάνονται οι απώλειες τριβών διαμέσου της πτερωτής σε $DQSF = 1,11m$. Η ταχύτητα C_{Q3} είναι ελαφρώς μεγαλύτερη της C_3 , πράγμα που είναι λογικό ότι λόγω της μετακίνησης του μέγιστου βαθμού απόδοσης προς μικρότερη παροχή, η παροχή $Q = 453,2m$ θεωρείται πλέον μεγαλύτερη της κανονικής με αποτέλεσμα η υπεροχή της τιμής της C_{Q3} να είναι δικαιολογημένη.

Σχολιασμός διαγράμματος

Στο διάγραμμα $H/H_k - Q/Q_k$, η νέα καμπύλη προσεγγίζει περισσότερο την πρότυπη σε σχέση με την αρχική (LOSS3), ωστόσο στην κανονική παροχή είναι το ύψος μικρότερο από το επιθυμητό. Επιπλέον, για $Q/Q_k > 1$ γίνεται πιο έντονη η αρνητική κλίση της καμπύλης. Στο διάγραμμα $\eta/\eta_k - Q/Q_k$ δε συντελείται μεγάλη βελτίωση, παρά μόνο στις παροχές μικρότερες της κανονικής. Ο βαθμός απόδοσης, όμως έχει μέγιστο σε μικρότερη παροχή από την επιθυμητή και μετά από το σημείο του μεγίστου έχει απότομη πτώση της τιμής τους, γεγονός που θα επιβάρυνε μια πιθανή λειτουργία της αντλίας σε παροχή μεγαλύτερη της κανονικής.



14.8.3 Δοκιμή Β

$$\text{Δοκιμή Β: } B_2 = 1,0 \text{in}(25\text{mm}), \quad D_2 = 12,2 \text{in}(310\text{mm}), \quad D_3 = 13,5 \text{in}(343\text{mm}),$$
$$\beta_3 = 22^\circ (68^\circ)$$

Σε αυτή τη δεύτερη δοκιμή διατηρήσαμε τις προηγούμενες τιμές του πλάτους B_2 και των διαμέτρων D_1 και D_2 . Ωστόσο, αυξήσαμε τη γωνία β_3 των πτερυγίων στην είσοδο του διαχύτη. Αυτό έγινε για να αυξηθεί λίγο το ύψος H στις παροχές $Q/Q_x > 1$ αλλά και για να διορθωθεί ο βαθμός απόδοσης μετακινούμενος σε μεγαλύτερη παροχή και με ελαφρώς μεγαλύτερη τιμή. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται παρακάτω.

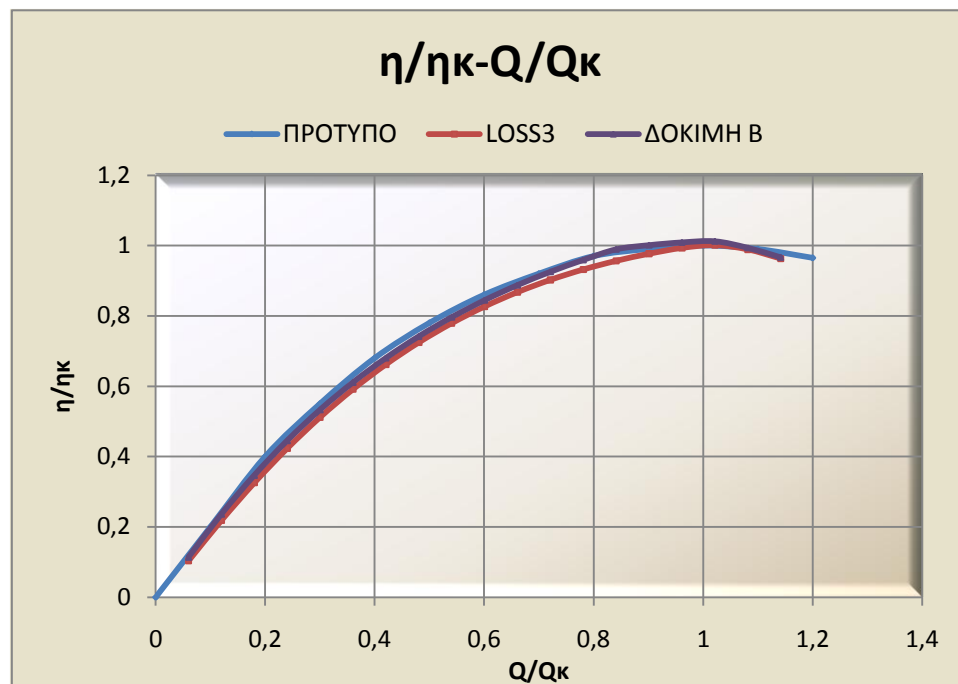
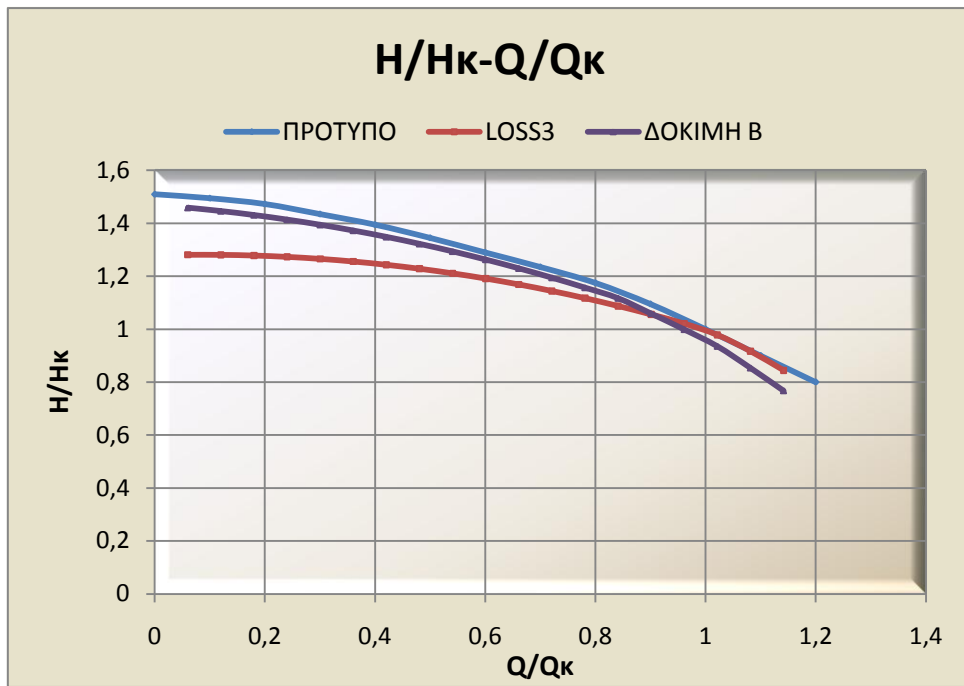
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	44,48	10,2
56,69	44,07	21,1
85,04	43,59	30,9
113,38	43,03	39,6
141,73	42,40	47,3
170,07	41,69	54,1
198,42	40,91	60,1
226,76	40,05	65,4
255,11	39,13	70,1
283,45	38,12	74,2
311,80	37,04	77,8
340,14	35,89	81,1
368,49	34,66	83,9
396,83	33,07	85,7
425,18	31,21	86,6
453,52	29,23	87,0
481,87	26,85	86,1
510,21	24,15	83,9
538,56	21,35	80,8

$Q(m^3/h)$	$H(m)$	$\eta(\%)$	$H_u(m)$	$DQIN12(m)$
453,52	29,23	87,0	32,46	0,03
$DQSF12(m)$	$DQDIF(m)$	$DQIN23(m)$	$DQSF23(m)$	$DQSF34(m)$
1,11	0,00	0,21	0,00	0,35
$DQVD(m)$	$DFH(m)$	$DRECH(m)$	$Q_L(m^3/h)$	$U1(m/s)$
1,52	0,92	0,00	2,84	15,30
$U2(m/s)$	$C1(m/s)$	$w1(m/s)$	$w_n2(m/s)$	$w2(m/s)$
28,72	5,88	16,39	5,09	13,60
$C4(m/s)$	$Cu2(m/s)$	$Cu3(m/s)$	$C3(m/s)$	$CQ3(m/s)$
0,00	11,09	10,03	10,73	10,24

Πράγματι βλέπουμε ότι τόσο το ύψος H όσο και ο βαθμός απόδοσης η αυξάνονται. Το ύψος όμως παραμένει ελαφρώς μικρότερο από το επιθυμητό (30,5m), ενώ ο βαθμός απόδοσης είναι λίγο υψηλότερος (87,0%) από την αναμενόμενη τιμή παρότι κατορθώθηκε να έχει μέγιστο ακριβώς στην επιθυμητή παροχή ($Q = 453,5 m^3/h$). Όπως και πριν, η αύξηση της ταχύτητας W_2 , αύξησε το λόγο W_2/W_1 στην τιμή 0,83, με αποτέλεσμα να μηδενίζονται οι απώλειες λόγω μεγάλης επιβράδυνσης DQDIF. Επίσης μειώνονται οι απώλειες διαχύτη DQVD και οι ανακυκλοφορίες Q_L . Αύξηση όμως εντοπίζεται στις απώλειες στρεφομένου δίσκου DFH και στις απώλειες τριβών DQSF12 διαμέσου της πτερωτής. Επιπλέον, βελτιώθηκε σε σχέση με τη Δοκιμή Α η προσέγγιση μεταξύ των ταχυτήτων C_3 και C_{Q3} .

Σχολιασμός διαγράμματος

Στο διάγραμμα ύψους-παροχής παρατηρούμε ότι παρά τις προβλέψεις μας η βελτίωση είναι ελάχιστη. Στις παροχές $Q/Q_k < 1$, η νέα καμπύλη προσεγγίζει περισσότερο την πρότυπη σε σχέση με τη Δοκιμή Α, όμως εξακολουθεί να υφίσταται το πρόβλημα στις παροχές $Q/Q_k > 1$ όπου το ύψος πέφτει απότομα λόγω της μεγάλης αρνητικής κλίσης της καμπύλης. Αυτό πιθανότατα συμβαίνει επειδή δεν έγινε μια ανεξάρτητη αύξηση της γωνίας β_3 αλλά συνοδεύεται από αλλαγή του πλάτους B_2 και της διαμέτρου D_2 , ο συνδυασμός των οποίων μπορεί να μην επιτρέπει τα επιθυμητά αποτελέσματα. Μεγαλύτερη όμως είναι η βελτίωση στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα $\eta/\eta_k - Q/Q_k$ όπου εντοπίζεται ακόμα μεγαλύτερη ταύτιση μεταξύ της πρότυπης και της νέας καμπύλης λειτουργίας κυρίως επειδή μειώθηκαν πολλές απώλειες.



14.8.4 Δοκιμή Γ

Δοκιμή Γ: $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,2in(310mm)$, $D_3 = 13,5in(343mm)$,
 $\beta_2 = 23^\circ (67^\circ)$, $\beta_3 = 21^\circ (69^\circ)$

Σε αυτό το σημείο διατηρούμε σταθερό το πλάτος B_2 καθώς και τις διαμέτρους D_2 και D_3 . Αυξάνουμε τη γωνία β_2 σε $\beta_2 = 23^\circ$ προκειμένου να μειώσουμε την αρνητική κλίση της καμπύλης ύψους-παροχής κυρίως σε σημεία λειτουργίας μεγαλύτερα του κανονικού και ταυτόχρονα μειώνουμε κατά μια μοίρα σε σχέση με τη Δοκιμή Β τη γωνία β_3 αφού μέρος του σκοπού της που ήταν η ομαλοποίηση της καμπύλης ύψους-παροχής, επιτελείται από την αύξηση της γωνίας β_2 .

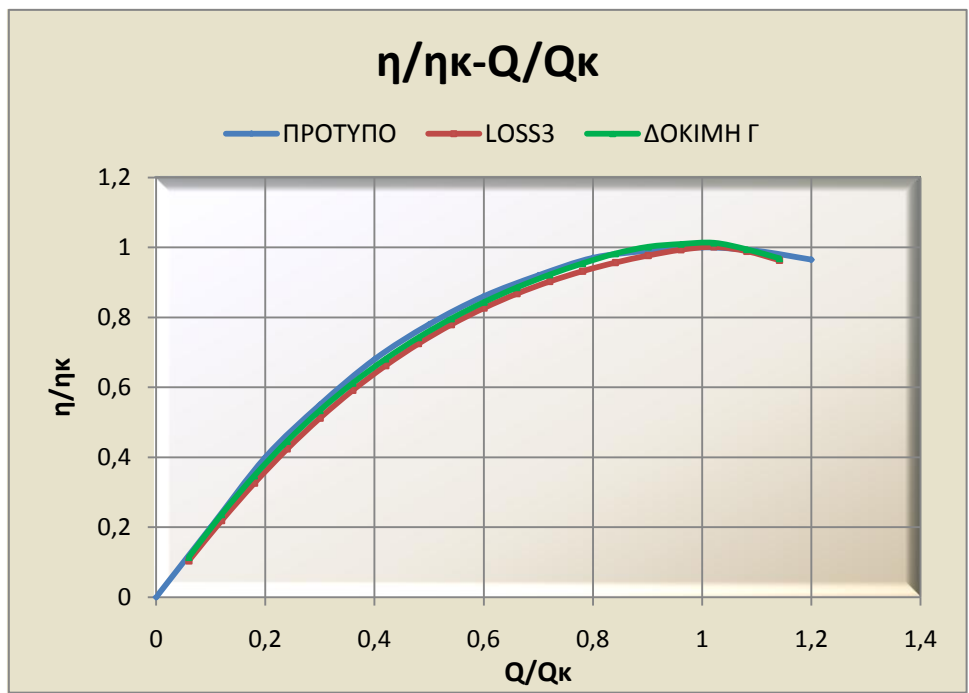
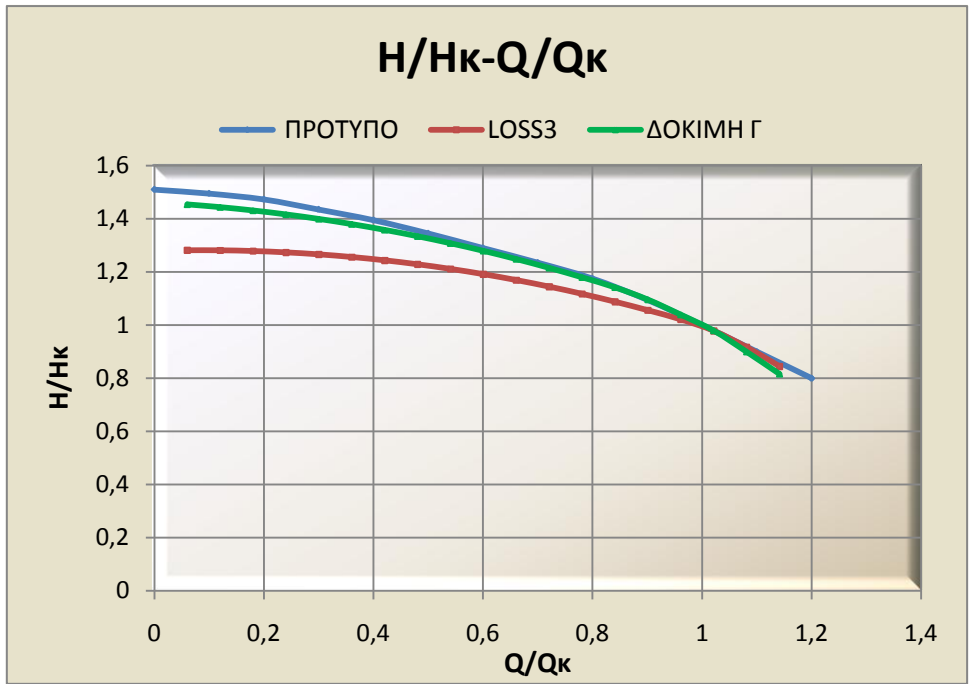
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28.35	44.35	10.2
56.69	44.02	21.1
85.04	43.61	30.9
113.38	43.13	39.6
141.73	42.57	47.3
170.07	41.94	54.1
198.42	41.23	60.1
226.76	40.45	65.4
255.11	39.59	70.0
283.45	38.66	74.1
311.80	37.65	77.6
340.14	36.56	80.7
368.49	35.39	83.4
396.83	34.16	85.7
425.18	32.40	86.6
453.52	30.54	87.1
481.87	28.23	86.1
510.21	25.61	84.0
538.56	22.89	81.1

$Q(m^3/h)$	$H(m)$	$\eta(\%)$	$H_u(m)$	$DQIN12(m)$
453,52	30,54	87,1	33,93	0,03
$DQSF12(m)$	$DQDIF(m)$	$DQIN23(m)$	$DQSF23(m)$	$DQSF34(m)$
1,01	0,00	0,20	0,00	0,40
$DQVD(m)$	$DFH(m)$	$DRECH(m)$	$QL(m^3/h)$	$U1(m/s)$
1,75	0,92	0,00	3,01	15,30
$U2(m/s)$	$C1(m/s)$	$w1(m/s)$	$wn2(m/s)$	$w2(m/s)$
28,72	5,88	16,39	5,09	13,04
$C4(m/s)$	$Cu2(m/s)$	$Cu3(m/s)$	$C3(m/s)$	$CQ3(m/s)$
0,00	11,59	10,48	11,16	10,71

Οι τιμές του ύψους $H = 30,54m$ και $\eta = 87,1\%$ προσεγγίζουν πολύ ικανοποιητικά τις αρχικά υπολογισμένες τιμές περιγράφοντας πιστά το κανονικό σημείο λειτουργίας. Όπως και στις προηγούμενες δοκιμές, ο λόγος W_2/W_1 είναι μεγαλύτερος από το όριο του 0,7 με αποτέλεσμα να μηδενίζονται οι απώλειες λόγω μεγάλης επιβράδυνσης. Μείωση επίσης συντελείται στις απώλειες διαχύτη DQVD, στις απώλειες τριβών στο διαχύτη DQSF34 καθώς και στις ανακυκλοφορίες Q_L . Ωστόσο, αυξάνονται οι απώλειες τριβών στην πτερωτή DQSF12 καθώς και οι απώλειες στρεφομένου δίσκου DFH. Οι ταχύτητες C_3 και C_{Q3} έχουν ελαφρώς μεγαλύτερη απόκλιση μεταξύ τους ξεφεύγοντας από το ιδανικό.

Σχολιασμός διαγράμματος

Και στα δύο διαγράμματα, ύψους-παροχής και βαθμού απόδοσης-παροχής εντοπίζεται σημαντική βελτίωση σε σχέση με την αρχική καμπύλη. Η νέα καμπύλη προσεγγίζει σχεδόν απόλυτη την πρότυπη κυρίως στις περιοχές γύρω από το κανονικό σημείο λειτουργίας που είναι και η πιο πιθανή περιοχή λειτουργίας μιας αντλίας. Η καμπύλη $H - Q$ ομαλοποιήθηκε στις παροχές μεγαλύτερες της κανονικής με αποτέλεσμα να αποφεύγεται η απότομη πτώση ύψους και η αστάθεια. Η καμπύλη του βαθμού απόδοσης διατηρεί τη μορφή της αρχικής καμπύλης στις παροχές $Q/Q_x > 1$, ενώ αυξάνει τις τιμές της, στις χαμηλότερες παροχές.



14.8.5 Δοκιμή Δ

$$\text{Δοκιμή Δ: } B_2 = 1,0in(25mm) , \quad D_2 = 12,2in(310mm) , \quad D_3 = 13,5in(343mm) , \\ \beta_2 = 23^\circ (67^\circ) \quad , \quad \beta_3 = 21^\circ (69^\circ) \quad , \quad D_1 = 6,3in(160mm)$$

Σε αυτή τη δοκιμή κρατάμε τα ίδια δεδομένα με τη Δοκιμή Γ και μειώνουμε τη διάμετρο D_1 σε $D_1 = 6,3in(160mm)$. Αυτό το κάνουμε για να αυξήσουμε λίγο το ύψος H και το βαθμό απόδοσης η στις χαμηλές παροχές και για να εξετάσουμε κατά πόσο μικρή ή μεγάλη θα είναι η επίδραση αυτής της αλλαγής. Όμως, με αυτή τη κίνηση, ο λόγος των διαμέτρων D_1/D_2 μικραίνει ακόμα περισσότερο και γίνεται 0,516 που απέχει περισσότερο με πριν από τα συνιστώμενα (βλ. σχήμα 9.2β). Τα αποτελέσματα είναι:

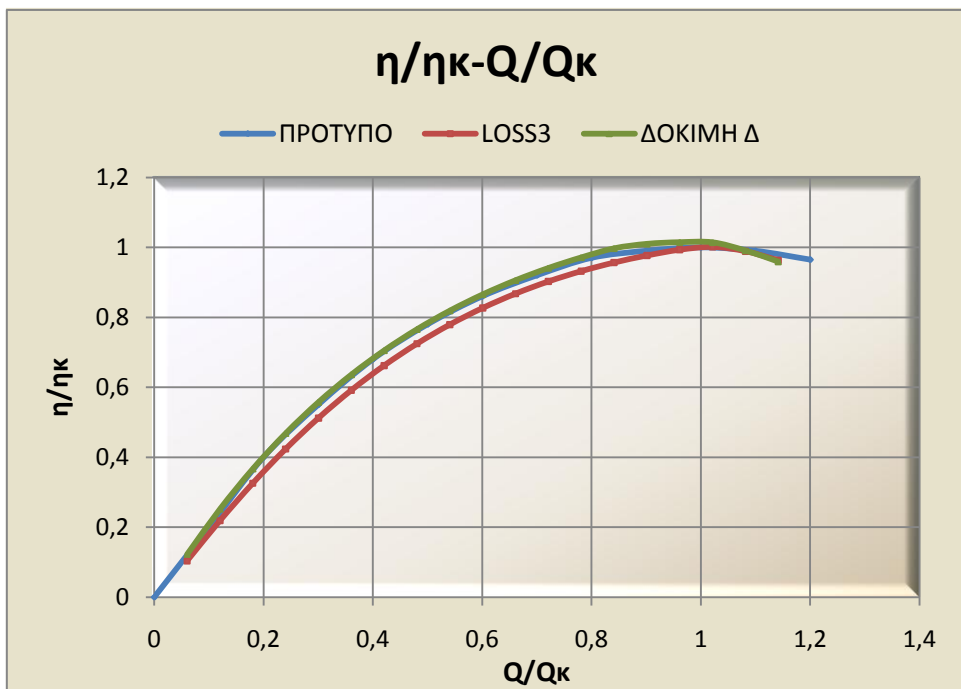
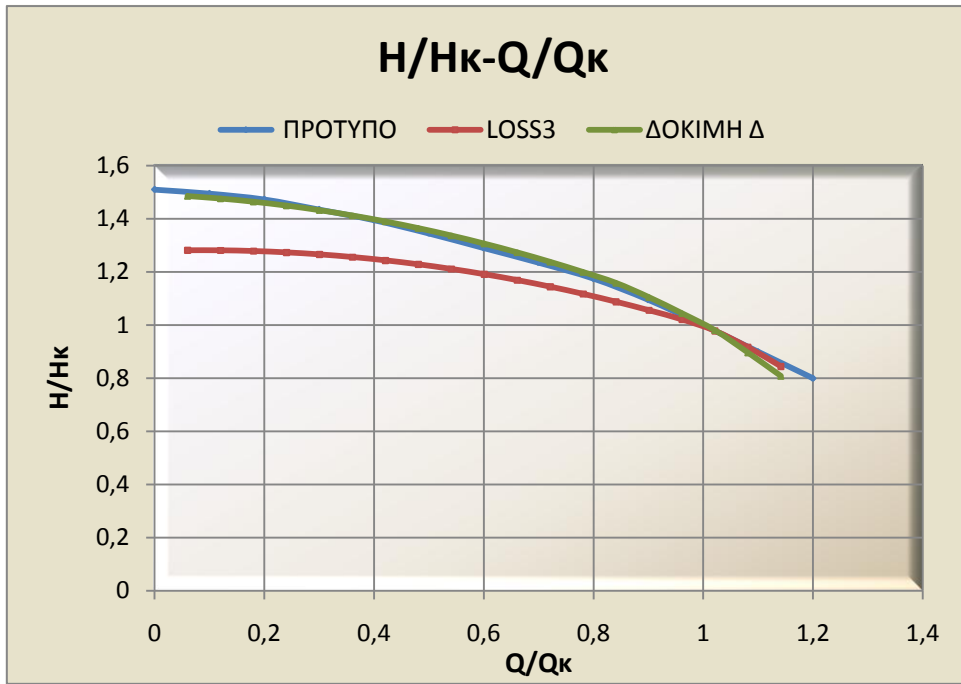
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	45,30	11,0
56,69	44,99	22,5
85,04	44,61	32,7
113,38	44,13	41,6
141,73	43,57	49,4
170,07	42,92	56,2
198,42	42,19	62,2
226,76	41,36	67,4
255,11	40,46	71,9
283,45	39,46	75,9
311,80	38,38	79,3
340,14	37,20	82,2
368,49	35,95	84,7
396,83	34,47	86,5
425,18	32,60	87,2
453,52	30,62	87,3
481,87	28,17	85,9
510,21	25,42	83,3
538,56	22,54	79,9

$Q(m^3/h)$ 453,52	$H(m)$ 30,62	$\eta(\%)$ 87,3	$H_u(m)$ 33,93	$DQIN12(m)$ 0,02
$DQSF12(m)$ 1,03	$DQDIF(m)$ 0,00	$DQIN23(m)$ 0,20	$DQSF23(m)$ 0,00	$DQSF34(m)$ 0,43
$DQVD(m)$ 1,63	$DFH(m)$ 0,92	$DRECH(m)$ 0,00	$QL(m^3/h)$ 2,92	$U1(m/s)$ 14,83
$U2(m/s)$ 28,72	$C1(m/s)$ 6,26	$w1(m/s)$ 16,10	$wn2(m/s)$ 5,09	$w2(m/s)$ 13,04
$C4(m/s)$ 0,00	$Cu2(m/s)$ 11,59	$Cu3(m/s)$ 10,48	$C3(m/s)$ 11,16	$CQ3(m/s)$ 10,71

Η μείωση της διαμέτρου D_1 σε σχέση με τη Δοκιμή Γ αύξησε λίγο το ύψος H και το βαθμό απόδοσης η στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Επίσης, αυτή η αλλαγή προκάλεσε τη μείωση (πάντα σε σχέση με τη Δοκιμή Γ) των απωλειών εισόδου στην πτερωτή DQIN12, των απωλειών διαχύτη DQVD και των ανακυκλοφοριών Q_L . Έχουμε ακόμη, μια μικρή μείωση της σχετικής ταχύτητας εισόδου W_1 . Ωστόσο, αύξηση εντοπίζεται στις απώλειες τριβών διαμέσου της πτερωτής DQSF12 και διαμέσου του διαχύτη DQSF34. Επίσης, όπως ήταν αναμενόμενο αυξάνεται και η απόλυτη ταχύτητα εισόδου C_1 . Η διαφορά μεταξύ των ταχυτήτων C_3 και C_{Q3} διατηρείται σταθερή.

Σχολιασμός διαγράμματος

Τα διαγράμματα που παρουσιάζονται στη συνέχεια έχουν μικρή μόνο διαφορά με τα διαγράμματα της Δοκιμής Γ. Πιο συγκεκριμένα, στη Δοκιμή Δ, προσεγγίζεται περισσότερο η πρότυπη καμπύλη στις παροχές $Q/Q_K < 0,85$. Στην περιοχή $0,85 < Q/Q_K < 1$ εντοπίζεται ελάχιστα μεγαλύτερη καμπυλότητα που συνοδεύεται με αύξηση του ύψους σε σχέση με την πρότυπη καμπύλη. Στη συνέχεια και για $Q/Q_K > 1$ έχουμε πάλι αύξηση της αρνητικής κλίσης με μεγαλύτερη πτώση του ύψους H σε σχέση με το κανονικό. Στην καμπύλη του βαθμού απόδοσης παρατηρούνται λίγο μεγαλύτερες τιμές αλλά και αύξηση του μεγίστου. Ωστόσο μετά το κανονικό σημείο λειτουργίας η πτώση του βαθμού απόδοσης είναι ελαφρώς πιο έντονη απ' ό,τι στη Δοκιμή Γ.



14.8.6 Δοκιμή Ε

Δοκιμή Ε: $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,3in(312mm)$, $D_3 = 13,55in(344mm)$,
 $\beta_2 = 23^\circ(67^\circ)$, $\beta_3 = 21^\circ(69^\circ)$

Στη νέα αυτή δοκιμή διατηρούμε ίσο με προηγουμένως το πλάτος B_2 , και τις γωνίες β_2 και β_3 . Η διάμετρος D_2 αυξάνεται σε σχέση με πριν κατά $\frac{1}{10}in$ και κατάλληλα διαμορφώνεται και η διάμετρος D_3 ώστε να είναι περίπου 10% μεγαλύτερη από τη D_2 . Υπενθυμίζεται, ότι όσα άλλα μεγέθη δεν αναφέρονται αποκτούν την αρχική τους τιμή όπως φαίνεται στο αρχικό παράδειγμα (βλ. σελ. 77). Αυτή η αλλαγή στη διάμετρο D_2 σε συνδυασμό με την επιστροφή της διαμέτρου D_1 στην αρχική της τιμή, μετέτρεψαν το λόγο των διαμέτρων σε $D_1/D_2 = 0,53$ που είναι λίγο μικρότερο από το συνηθισμένο. Τα αποτελέσματα αυτών των αλλαγών φαίνονται παρακάτω.

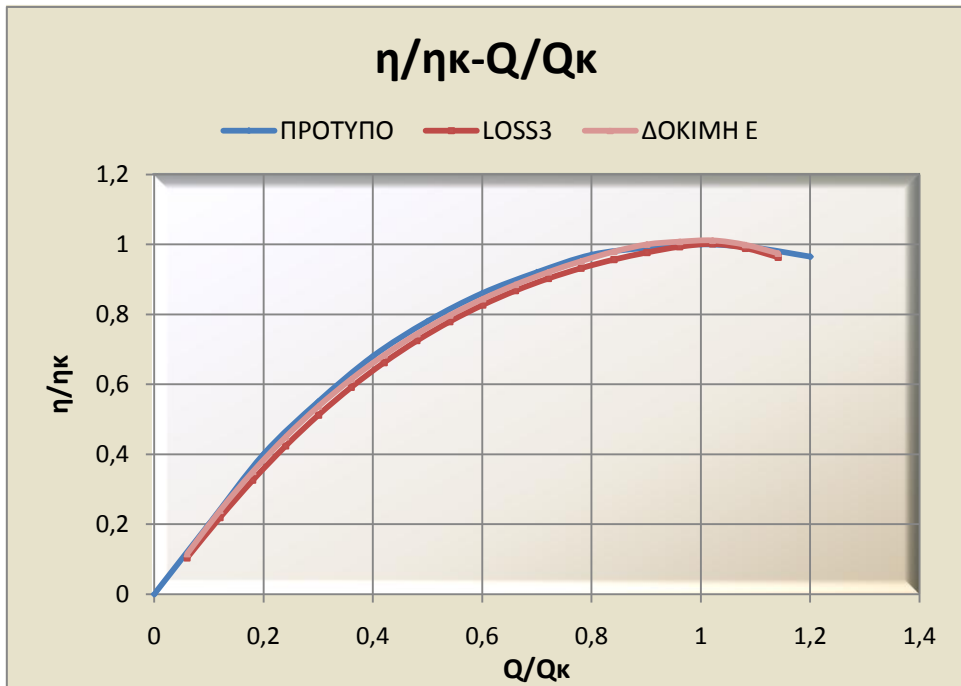
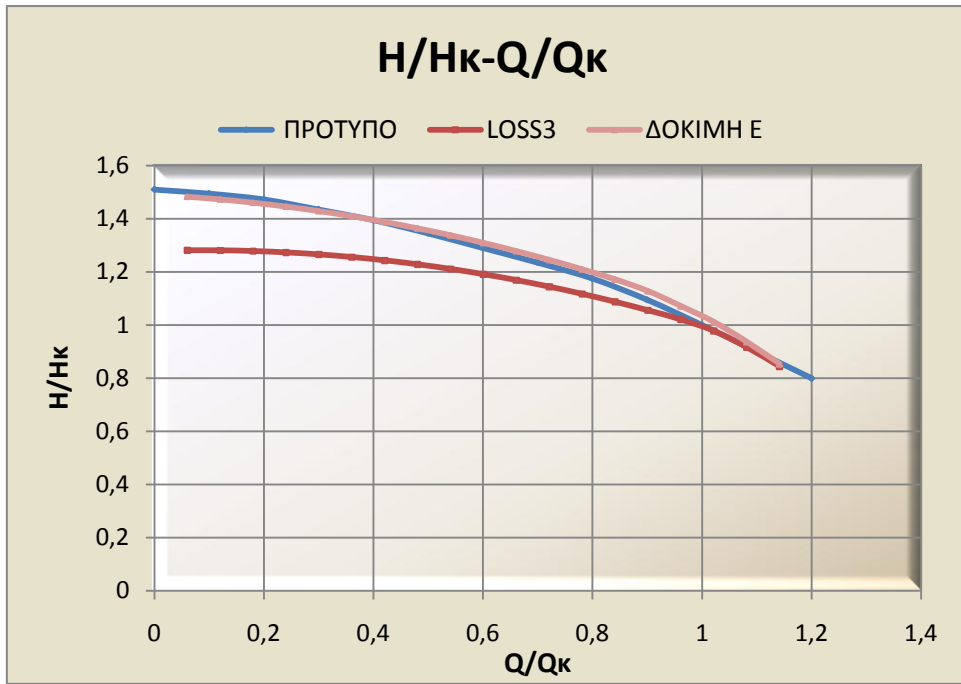
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	45,25	10,4
56,69	44,92	21,4
85,04	44,52	31,2
113,38	44,04	40,0
141,73	43,49	47,6
170,07	42,86	54,4
198,42	42,16	60,3
226,76	41,38	65,6
255,11	40,52	70,1
283,45	39,58	74,1
311,80	38,57	77,6
340,14	37,49	80,6
368,49	36,32	83,2
396,83	35,08	85,5
425,18	33,39	86,5
453,52	31,54	86,9
481,87	29,38	86,5
510,21	26,77	84,5
538,56	24,05	81,8

$Q(m^3/h)$	$H(m)$	$\eta(\%)$	$H_u(m)$	$DQIN12(m)$
453,52	31,54	86,9	35,06	0,03
$DQSF12(m)$	$DQDIF(m)$	$DQIN23(m)$	$DQSF23(m)$	$DQSF34(m)$
1,02	0,00	0,35	0,00	0,40
$DQVD(m)$	$DFH(m)$	$DRECH(m)$	$QL(m^3/h)$	$U1(m/s)$
1,73	0,96	0,00	3,10	15,30
$U2(m/s)$	$C1(m/s)$	$w1(m/s)$	$wn2(m/s)$	$w2(m/s)$
28,95	5,88	16,39	5,05	12,93
$C4(m/s)$	$Cu2(m/s)$	$Cu3(m/s)$	$C3(m/s)$	$CQ3(m/s)$
0,00	11,89	10,79	11,45	10,67

Παρατηρούμε ότι ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται λίγο σε σχέση με την αρχική του τιμή και γίνεται $\eta \approx 87\%$, ενώ το ύψος H αυξάνεται κατά 1m περίπου. Η σχετική ταχύτητα W_2 μειώθηκε ελάχιστα αλλά ο λόγος της επιβράδυνσης W_2/W_1 εξακολουθεί να είναι μεγαλύτερος του 0,7, με αποτέλεσμα οι απώλειες λόγω επιβράδυνσης DQDIF να είναι μηδενικές. Μείωση έχουμε επίσης στις απώλειες τριβών στο διαχύτη DQSF34, στις υπόλοιπες απώλειες διαχύτη DQVD καθώς και στην παροχή ανακυκλοφορίας Q_L . Ωστόσο, αυξάνονται οι απώλειες λόγω τριβών στην πτερωτή DQSF12, οι απώλειες εισόδου στο διαχύτη DQIN23 καθώς και οι απώλειες στρεφομένου δίσκου DFH. Η διαφορά μεταξύ των ταχυτήτων C_3 και C_{Q3} αυξάνεται λίγο περισσότερο χωρίς όμως να φτάνει σε απαγορευτικές τιμές.

Σχολιασμός Διαγράμματος

Στο διάγραμμα ύψους-παροχής παρατηρούμε ότι η καμπύλη λειτουργίας χαλαίει σε σχέση με τις προηγούμενες δοκιμές. Το ύψος είναι λίγο χαμηλότερο από το αντίστοιχο της πρότυπης καμπύλης στις χαμηλές παροχές ενώ το αντίθετο συμβαίνει στις περιοχές πιο κοντά στο κανονικό σημείο λειτουργίας, όπου το ύψος λαμβάνει μεγαλύτερες τιμές. Στο τελευταίο τμήμα της καμπύλης μεταξύ $1,1 < Q/Q_x < 1,2$ έχουμε ταύτιση με την αρχική καμπύλη LOSS3. Το διάγραμμα βαθμού απόδοσης-παροχής δίνει καλύτερα αποτελέσματα και μεγαλύτερη ταύτιση με την πρότυπη αδιαστατοποιημένη καμπύλη λειτουργίας.



14.8.7 Δοκιμή ΣΤ

Δοκιμή ΣΤ: $B_2 = 1,0in(25mm)$, $D_2 = 12,4in(315mm)$, $D_3 = 13,7in(348mm)$

Σε αυτή τη δοκιμή διατηρούμε το πλάτος B_2 ίσο με πριν και αυξάνουμε τη διάμετρο D_2 και κατ' επέκταση και τη διάμετρο D_3 . Εξετάζεται έτσι μήπως βελτιωθεί αυτή η δοκιμή είναι μια βελτίωση της Δοκιμής Α όπου προέκυπτε χαμηλότερο ύψος από το επιθυμητό. Η επιλογή όμως αυτή προκαλεί μείωση του λόγου D_1/D_2 το οποίο ήδη από πριν ήταν σε ασυνήθιστα χαμηλές τιμές. Τα αποτελέσματα αυτής της δοκιμής παρουσιάζονται ακολούθως:

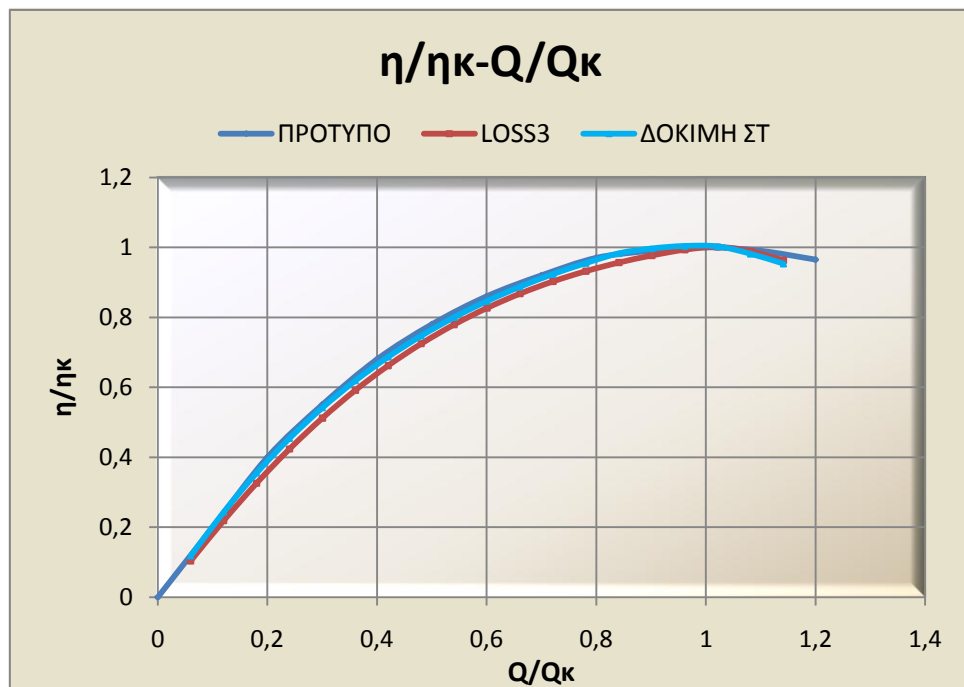
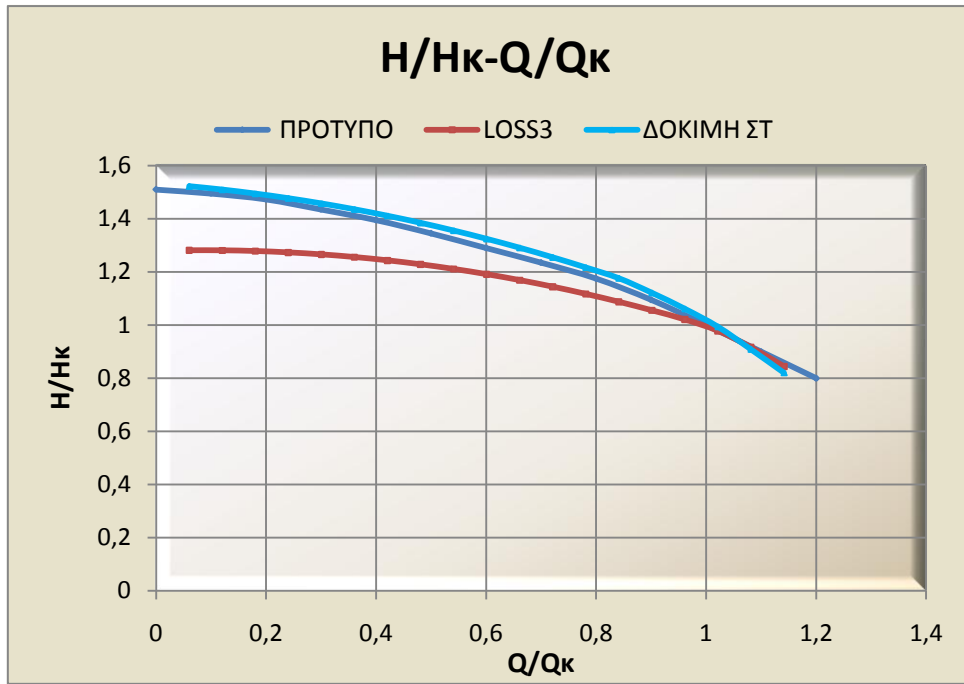
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	46,42	10,6
56,69	46,01	21,7
85,04	45,53	31,6
113,38	44,97	40,3
141,73	44,33	48,0
170,07	43,62	54,7
198,42	42,83	60,6
226,76	41,96	65,8
255,11	41,02	70,3
283,45	40,00	74,3
311,80	38,90	77,7
340,14	37,73	80,8
368,49	36,49	83,4
396,83	34,99	85,3
425,18	33,12	86,2
453,52	31,15	86,5
481,87	28,57	85,1
510,21	25,80	82,7
538,56	22,93	79,6

$Q(m^3/h)$ 453,52	$H(m)$ 31,15	$\eta(\%)$ 86,5	$H_u(m)$ 34,76	$DQIN12(m)$ 0,03
$DQSF12(m)$ 1,13	$DQDIF(m)$ 0,00	$DQIN23(m)$ 0,08	$DQSF23(m)$ 0,00	$DQSF34(m)$ 0,45
$DQVD(m)$ 1,92	$DFH(m)$ 1,00	$DRECH(m)$ 0,00	$QL(m^3/h)$ 3,03	$U1(m/s)$ 15,30
$U2(m/s)$ 29,19	$C1(m/s)$ 5,88	$w1(m/s)$ 16,39	$wn2(m/s)$ 5,01	$w2(m/s)$ 13,38
$C4(m/s)$ 0,00	$Cu2(m/s)$ 11,69	$Cu3(m/s)$ 10,58	$C3(m/s)$ 11,23	$CQ3(m/s)$ 11,05

Από τα αποτελέσματα προκύπτει αύξηση τόσο του ύψους H , όσο και του βαθμού απόδοσης η στο κανονικό σημείο λειτουργίας, σε τιμές λίγο υψηλότερες από τις αναμενόμενες. Η τιμή του λόγου W_2/W_1 συνεχίζει να κινείται σε αποδεκτά επίπεδα, πάνω από το όριο του 0,7 και έτσι όπως και πριν μηδενίζονται οι απώλειες DQDIF. Ωστόσο μείωση των απωλειών επιτυγχάνεται μόνο στις απώλειες διαχύτη DQVD ενώ σημειώνεται και μείωση των ανακυκλοφοριών Q_L . Οι απώλειες τριβών στην πτερωτή DQSF12 είναι αυξημένες όπως επίσης και οι απώλειες εισόδου στο διαχύτη DQIN23 και οι απώλειες στρεφόμενου δίσκου DFH. Στις ταχύτητες όμως C_3 και C_{Q3} εντοπίζεται μεγαλύτερη ταύτιση σε σχέση με τη Δοκιμή Α (αλλά όχι και με το αρχικό παράδειγμα).

Σχολιασμός διαγράμματος

Από το διάγραμμα $H/H_k - Q/Q_k$ δεν προκύπτει κάποια βελτίωση σε σχέση με τις προηγούμενες δοκιμές. Αντίθετα έχουμε αύξηση του ύψους H στις παροχές $Q/Q_k < 1$ αλλά πτώση του κάτω από την πρότυπη αδιαστατοποιημένη καμπύλη λειτουργίας στις παροχές $Q/Q_k > 1$. Στην καμπύλη $\eta/\eta_k - Q/Q_k$ παρατηρούμε βελτίωση στις παροχές $Q/Q_k < 1$ όπου ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται και προσεγγίζει την πρότυπη καμπύλη όμως η αρνητική κλίση στις παροχές $Q/Q_k > 1$ είναι μεγαλύτερη από το επιθυμητό με αποτέλεσμα ο βαθμός απόδοσης να πέφτει πολύ γρήγορα. Συνολικά λοιπόν αυτή η δοκιμή δεν είχε πολλά να προσθέσει και δεν αποτελεί βελτίωση των προηγούμενων.



14.8.8 Δοκιμή Z

$$\text{Δοκιμή Z: } B_2 = 1,0 \text{in}(25\text{mm}), \quad D_2 = 12,4 \text{in}(315\text{mm}), \quad D_3 = 13,7 \text{in}(348\text{mm}),$$
$$\beta_3 = 21^\circ (69^\circ)$$

Στη δοκιμή αυτή διατηρούμε σταθερά τα δεδομένα της Δοκιμής ΣΤ αλλά κάνουμε μια επιπλέον αλλαγή στη γωνία εισόδου στο διαχύτη β_3 δίνοντας της την τιμή $\beta_3 = 21^\circ$. Αυτό γίνεται για να βελτιωθούν οι ατέλειες της Δοκιμής ΣΤ όπου εντοπίστηκε απότομη μείωση του ύψους H και του βαθμού απόδοσης για τιμές της παροχής $Q/Q_K > 1$. Τα αποτελέσματα φαίνονται παρακάτω:

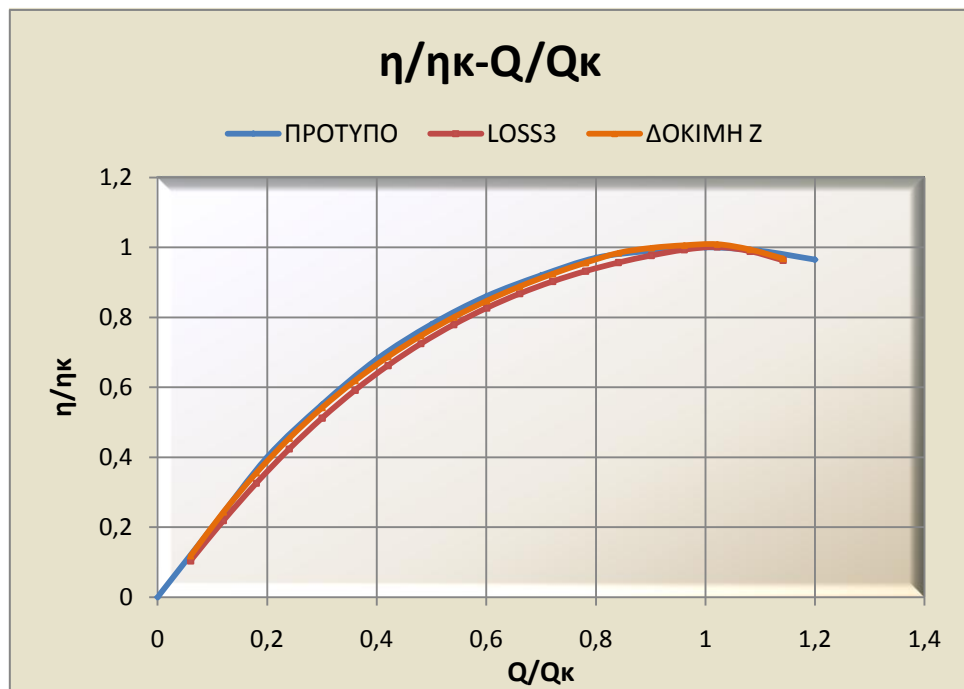
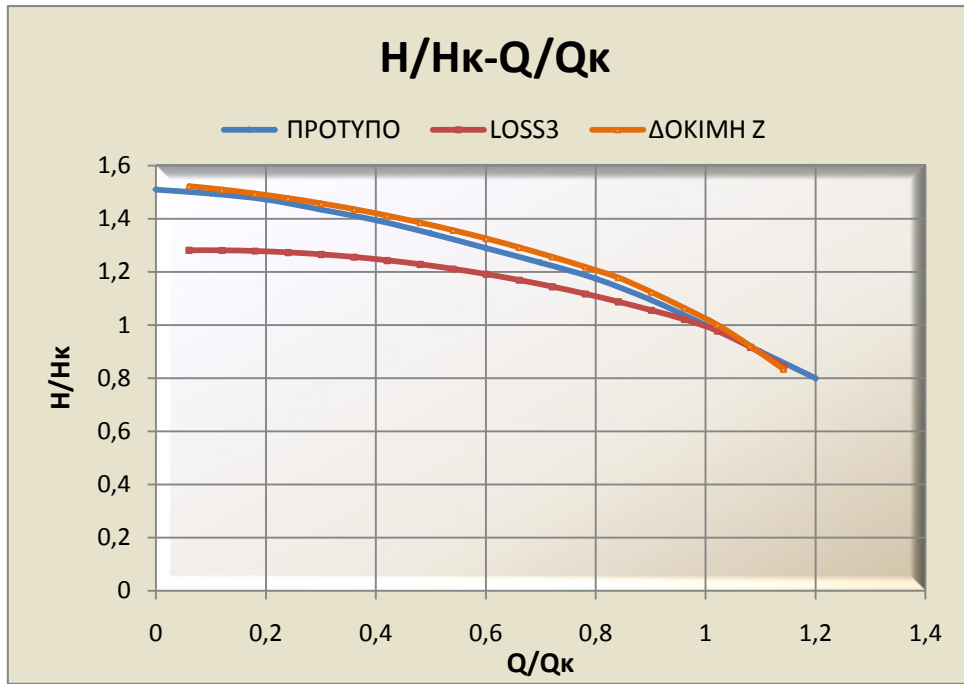
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
28,35	46,42	10,5
56,69	46,01	21,7
85,04	45,53	31,6
113,38	44,97	40,3
141,73	44,34	48,0
170,07	43,63	54,7
198,42	42,84	60,6
226,76	41,98	65,8
255,11	41,04	70,4
283,45	40,03	74,3
311,80	38,94	77,8
340,14	37,78	80,9
368,49	36,54	83,5
396,83	35,05	85,5
425,18	33,19	86,3
453,52	31,23	86,7
481,87	28,91	86,1
510,21	26,18	83,9
538,56	23,35	81,1

$Q(m^3/h)$ 453,52	$H(m)$ 31,23	$\eta(\%)$ 86,7	$H_u(m)$ 34,76	$DQIN12(m)$ 0,03
$DQSF12(m)$ 1,13	$DQDIF(m)$ 0,00	$DQIN23(m)$ 0,30	$DQSF23(m)$ 0,00	$DQSF34(m)$ 0,40
$DQVD(m)$ 1,67	$DFH(m)$ 1,00	$DRECH(m)$ 0,00	$QL(m^3/h)$ 3,03	$U1(m/s)$ 15,30
$U2(m/s)$ 29,19	$C1(m/s)$ 5,88	$w1(m/s)$ 16,39	$wn2(m/s)$ 5,01	$w2(m/s)$ 13,38
$C4(m/s)$ 0,00	$Cu2(m/s)$ 11,69	$Cu3(m/s)$ 10,58	$C3(m/s)$ 11,23	$CQ3(m/s)$ 10,55

Σύμφωνα με τα αποτελέσματα, έχουμε αύξηση του ύψους H και του βαθμού απόδοσης η στο κανονικό σημείο λειτουργίας σε τιμές μεγαλύτερες και από τις αρχικές. Σε σχέση με τη Δοκιμή ΣΤ παρατηρούνται ελάχιστες αλλαγές στα υπολογισμένα μεγέθη του κανονικού σημείου λειτουργίας. Αυτά είναι μια σημαντική αύξηση των απωλειών εισόδου στο διαχύτη $DQIN23$ από 0,08 σε 0,30m αλλά και μια μικρή μείωση των απωλειών τριβής διαμέσου του διαχύτη $DQSF34$ από 0,45m σε 0,40m. Επίσης, μείωση σημειώνεται στις απώλειες διαχύτη $DQVD$ από 1,92 σε 1,67m αλλά και στην ταχύτητα C_{Q3} στη μέγιστη στένωση του διαχύτη. Λόγω όμως τις τελευταίας μείωσης, διευρύνεται η διαφορά μεταξύ της ταχύτητας προσέγγισης στο διαχύτη και της ταχύτητας στη στένωση του. Συνολικά παρατηρούμε λοιπόν ότι η μεταβολή της γωνίας β_3 σε σχέση με τη Δοκιμή ΣΤ επηρέασε μόνο τα αποτελέσματα που σχετίζονται με το διαχύτη.

Σχολιασμός Διαγράμματος

Πράγματι με τη Δοκιμή Ζ βελτιώνονται οι ατέλειες της Δοκιμής ΣΤ. Πιο συγκεκριμένα βελτιώνεται η μορφή τόσο της καμπύλης $H/H_k - Q/Q_k$ όσο και της καμπύλης $\eta/\eta_k - Q/Q_k$ σε παροχές μεγαλύτερες της κανονικής με εξαίρεση της έντονης αρνητικής κλίσης που οδηγούσε απότομη πτώση του ύψους και του βαθμού απόδοσης. Ιδανικά, θα έπρεπε η καμπύλη $H/H_k - Q/Q_k$ να είχε λίγο πιο ευθύγραμμη μορφή στην περιοχή $0,3 < Q/Q_k < 0,9$ στο μεγαλύτερο μέρος της δηλαδή, καθώς η τωρινή μορφή αυξάνει αισθητά το ύψος σε αυτή την περιοχή.



14.8.9 Συμπεράσματα

Έγινε συνεπώς αντιληπτό, ότι με τις κατάλληλες μετατροπές πολλών μεταβλητών μπορούμε να δώσουμε στις καμπύλες λειτουργίας την επιθυμητή, ανάλογα με την χρήση μορφή, αρκεί να τηρούνται τα όρια που έχουν ήδη συζητηθεί σε ορισμένα μεγέθη. Σε αυτό το κεφάλαιο επιλέχτηκε να προσεγγιστεί ως πρότυπο η αδιαστατοποιημένη καμπύλη του σχήματος 7.2 για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών ($n_q = 2900$). Ωστόσο, αυτή δεν είναι η μόνη σωστή μορφή της καμπύλης καθώς ανάλογα με τη χρήση μπορούν να υπάρχουν μικρές αποκλίσεις. Άλλωστε κάτι τέτοιο γίνεται φανερό και από καμπύλες λειτουργίας που προτείνονται από τους ίδιους κατασκευαστές των αντλιών, και οι οποίες καμπύλες μπορεί να διαφέρουν ακόμα και αν αναφέρονται στον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών. Αν από τις παραπάνω δοκιμές έπρεπε να επιλεγεί η ιδανικότερη, αυτή θα ήταν η Δοκιμή Γ. Όπως περιγράφηκε και στην ανάλυση της, το ύψος H και ο βαθμός απόδοσης η στο κανονικό σημείο λειτουργίας προσεγγίζουν τις επιθυμητές και αρχικές τιμές αλλά και στο σύνολο τους οι καμπύλες είναι πολύ κοντά στην πρότυπη αδιαστατοποιημένη καμπύλη λειτουργίας. Επιπλέον ο λόγος επιβράδυνσης είναι μεγαλύτερος του 0,7 για να αποφεύγονται αποκολλήσεις, και συγκεκριμένα $W_2/W_1 = 0,79$. Οι ταχύτητες προσέγγισης στο διαχύτη και στένωσης του διαχύτη, C_3 και C_{Q3} αντίστοιχα έχουν μια λίγο μεγαλύτερη απόκλιση από ότι αρχικά, γεγονός που είναι ανεπιθύμητο, καθώς στο κανονικό σημείο λειτουργίας πρέπει σχεδόν να ταυτίζονται. Ωστόσο η διαφορά τους δεν ξεπερνάει τα $0,5 m/sec$. Όλα τα παραπάνω στοιχεία καθιστούν τη Δοκιμή Γ ως την ιδανικότερη ανάμεσα στις διάφορες δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν με ταυτόχρονη μεταβολή πολλών δεδομένων.

14.9 Αντλίες διαφόρων ειδικών αριθμών στροφών

14.9.1 Εισαγωγή

Σε αυτό το κεφάλαιο, συνδυάζοντας όλα τα προηγούμενα συμπεράσματα, προσπαθούμε να φτιάξουμε τις αδιαστατοποιημένες καμπύλες λειτουργίας για διάφορους ειδικούς αριθμούς στροφών. Όλες οι αντλίες είναι με σπειροειδές κέλυφος και όχι διαχύτη και οι στροφές τους είναι είτε 2900 είτε 1450. Τα υπόλοιπα δεδομένα εκτιμώνται και παρουσιάζονται παρακάτω για κάθε αντλία. Η πρώτη εκτίμηση των γεωμετρικών μεγεθών γίνεται με τη βοήθεια του προγράμματος INITIAL όπως περιγράφηκε στο κεφάλαιο 14.5.1 και στη συνέχεια υφίστανται, εφόσον χρειάζεται, κατάλληλες μεταβολές. Η δυσκολία αυτής της διαδικασίας έγκειται στο γεγονός ότι εκτός από τα γεωμετρικά δεδομένα που πρέπει να εκτιμηθούν και να προσαρμοστούν αναλόγως των αποτελεσμάτων, το ίδιο πρέπει να γίνει και για τους συντελεστές απωλειών. Γι' αυτούς δεν έχουμε καθορισμένες τιμές όπως θα έπρεπε, επειδή δεν έχει γίνει εξέταση γεωμετρικά όμοιων αντλιών. Έτσι, σε όλους δίνεται αρχικά η συνιστώμενη τιμή, που έχει αναφερθεί στο κεφάλαιο 14.5.2. Στη συνέχεια, αναλόγως των αποτελεσμάτων και εφόσον κρίνεται αναγκαίο, υφίστανται μικρές μετατροπές. Για να περιοριστούν, όμως τα σφάλματα, ιδανικότερη θα ήταν η σύγκριση με μια γεωμετρικά όμοια αντλία. Όλα τα μεγέθη μεταβάλλονται κατάλληλα, έτσι ώστε η καμπύλη λειτουργίας να προσεγγίζει την πρότυπη, και ταυτόχρονα να τηρούνται οι προϋποθέσεις που σχολιάστηκαν και νωρίτερα (π.χ. ταχύτητα εισόδου, λόγος W_2/W_1 κτλ.). Στα διαγράμματα απεικονίζονται η πρότυπη καμπύλη και η υπολογισμένη από το πρόγραμμα, που κάθε φορά αντιστοιχούν στον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών. Τα αποτελέσματα καθώς και οι καμπύλες, σχολιάζονται για κάθε ειδικό αριθμό στροφών. Σκοπός δεν είναι η υπόδειξη της σωστής καμπύλης, καθώς πολλές μπορούν να είναι κατάλληλες, αλλά η παρουσίαση ενός τρόπου σχεδιασμού μιας αντλίας και των αδιαστατοποιημένων καμπυλών λειτουργίας που τη συνοδεύουν.

14.9.2 $n_q=1300$

$$n_q = 1300$$

Η αντλία αυτή έχει κανονική παροχή $Q_k = 21m^3/h$, ύψος $H_k = 22m\Sigma Y$ και σύμφωνα με το πρόγραμμα INITIAL βαθμό απόδοσης περίπου 0,65. Τα δεδομένα που κατόπιν πολλών δοκιμών επιλέχτηκαν, είναι:

Δεδομένα

β_2		= 68	= 22	
n	(rpm)	= 2900	= 2900	
D2	(in)	= 5,300	= 135	(mm)
B2	(in)	= 0,300	= 7,6	(mm)
Z		= 7	= 7	
D1	(in)	= 2,500	= 63,5	(mm)
CDF		= 0,006	= 0,006	
CRE		= 0,001	= 0,001	
Ds	(in)	= 0,43	= 11,00	(mm)
β_1		= 68	= 22	
CSF		= 0,008	= 0,008	
D3	(in)	= 5,800	= 147,0	(mm)
B3	(in)	= 0,000	= 0,00	(mm)
CIN		= 0,800	= 0,800	
β_3		= 0	= 0	
XNV		= 0	= 0	
CVD		= 0,5	= 0,5	
AREA	(in ²)	= 0,800	= 516,13	(mm ²)
D4	(in)	= 1,500	= 38,00	(mm)

Παρατηρούμε ότι οι γωνίες β_1 και β_2 είναι ίσες μεταξύ τους, 22° . Αυτή η τιμή για τη γωνία β_1 θεωρείται από τις μεγαλύτερες που μπορεί να λάβει σε μια φυγόκεντρη αντλία. Ο λόγος των διαμέτρων εισόδου και εξόδου από την πτερωτή είναι: $D_1/D_2 = 0,47$, τιμή ικανοποιητική αλλά οριακή καθώς σύμφωνα με το σχήμα 9.2β είναι ίσως η μεγαλύτερη αποδεκτή τιμή για ειδικό αριθμό στροφών $n_q = 1300$. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν παρουσιάζονται παρακάτω.

Αποτελέσματα

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
1,32	28,96	3,7
2,63	28,61	10,5
3,95	28,21	18,2
5,27	27,78	26,1
6,59	27,30	33,8
7,90	26,78	41,0
9,22	26,23	47,4
10,54	25,63	52,8
11,86	24,99	57,3
13,17	24,30	60,7
14,49	23,58	63,2
15,81	22,82	64,7
17,13	22,01	65,5
18,44	21,17	65,5
19,76	20,28	64,9
21,08	19,35	63,9
22,39	18,37	62,4
23,71	17,33	60,6
25,03	16,26	58,5

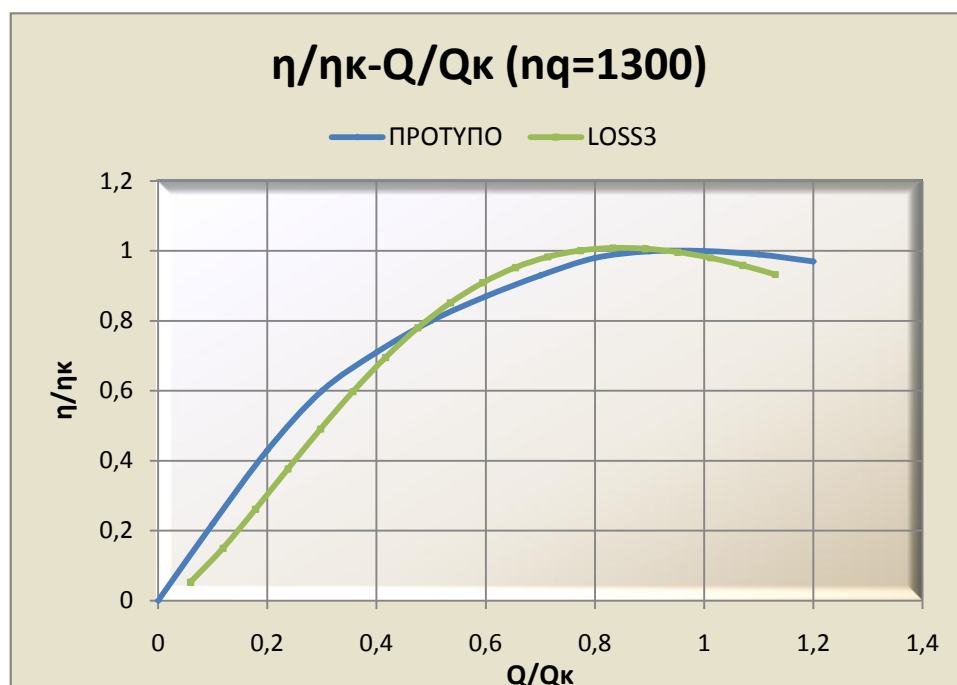
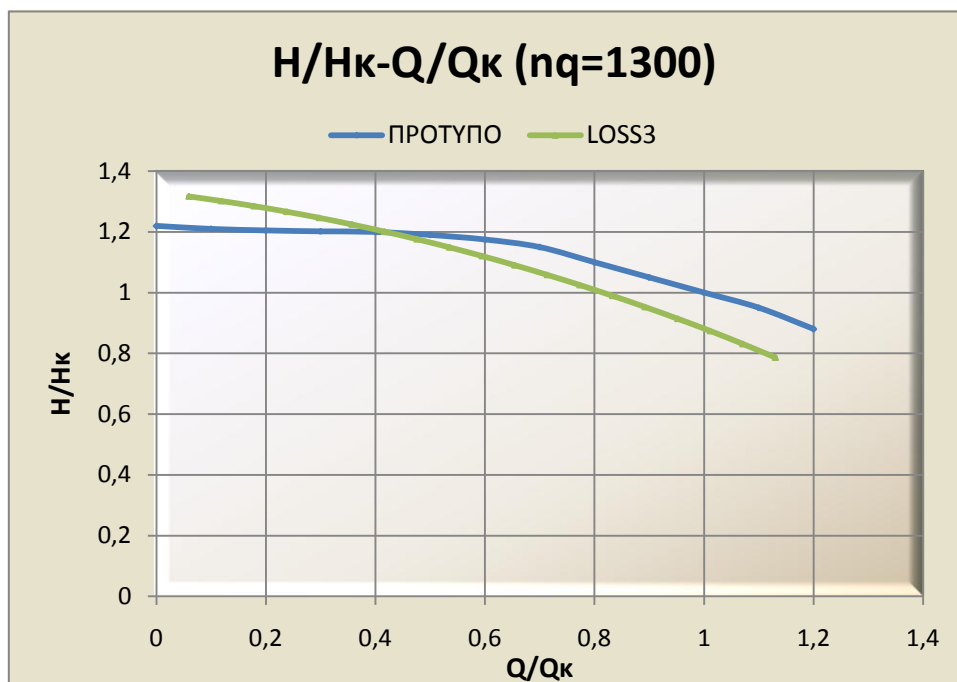
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
21,08	19,35	63,9	26,53	1,24
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,73	0,63	0,01	1,89	0,08
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,61	2,02	0,00	1,28	9,64
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
20,44	1,91	9,83	1,82	4,85
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
5,14	12,74	11,64	11,64	11,34
Hκρ(m)	σκρ			
1,11	0,05			

Στα αποτελέσματα βλέπουμε ότι το ύψος H που αντιστοιχεί στην κανονική παροχή είναι μικρότερο κατά $2m\Sigma Y$ περίπου από το κανονικό. Επίσης ο βαθμός απόδοσης η στο ίδιο σημείο είναι μικρότερος από το αναμενόμενο 0,65 και παρατηρούμε ότι το μέγιστο των τιμών του, εντοπίζεται σε παροχή $Q/Q_c = 0,8$. Η ταχύτητα C_1 είναι οριακά μεγαλύτερη από το

όριο των $1,5\text{ m/sec}$ δείχνοντας έτσι ότι η διάμετρος D_1 δεν επιτρέπεται να αυξηθεί άλλο. Πολύ άσχημος προκύπτει ο λόγος $W_2/W_1 \approx 0,5$ γεγονός που δικαιολογεί τις αυξημένες απώλειες $DQDIF = 0,63\text{ m}$. Μεγάλες είναι επίσης οι απώλειες τριβών DQSF23 που ξεπερνούν το $1\text{ m}\Sigma\Upsilon$. Επίσης η παράμετρος σπηλαίωσης έχει ικανοποιητική τιμή, ελάχιστα κάτω από την καμπύλη α του σχήματος 9.2α. Τέλος, θετικό αποτελεί η μεγάλη ταύτιση μεταξύ των ταχυτήτων C_3 και C_{Q3} .

Σχολιασμός Διαγραμμάτων

Στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα ύψους-παροχής παρατηρείται μεγάλη απόκλιση μεταξύ της πρότυπης και της υπολογισμένης καμπύλης. Η δεύτερη έχει μια σχεδόν γραμμική μορφή, με αρνητική κλίση σαφώς μεγαλύτερη από της πρότυπης. Παρότι θα μπορούσαν να αλλαχτούν τα δεδομένα προκειμένου η κλίση να γίνει πιο ομαλή, τα αποτελέσματα έβγαιναν ακόμα περισσότερο εκτός ορίων, και κυρίως ο λόγος W_2/W_1 έφτανε τιμές έως και 0,35. Επιπλέον, στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα παροχής-βαθμού απόδοσης επιβεβαιώνουμε ότι το μέγιστο βρίσκεται στο $Q/Q_x = 0,8$. Στις χαμηλές παροχές, ο βαθμός απόδοσης της υπολογισμένης αντλίας είναι χαμηλότερος απ' ότι της πρότυπης, και μετά το μέγιστο του, εμφανίζει μια απότομη πτώση με αποτέλεσμα οι δυο καμπύλες να διαφέρουν ακόμα περισσότερο.



14.9.3 $n_q=1800$

$$n_q = 1800$$

Η αντλία αυτή έχει κανονική παροχή $Q_k = 87,5 m^3/h$ και ύψος $H = 37,5 m\Sigma Y$. Οι στροφές του κινητήρα της είναι $n = 2900 rpm$ και υπολογίστηκε ότι έχει βαθμό απόδοσης, περίπου 0,77. Τα υπόλοιπα δεδομένα της που προέκυψαν κατόπιν δοκιμών, παρουσιάζονται παρακάτω.

Δεδομένα

β_2		= 60	= 30	
n	(rpm)	= 2900	= 2900	
D2	(in)	= 7,30	= 185	(mm)
B2	(in)	= 0,38	= 10,0	(mm)
Z		= 7	= 7	
D1	(in)	= 2,75	= 70,0	(mm)
CDF		= 0,008	= 0,008	
CRE		= 0,002	= 0,002	
Ds	(in)	= 0,80	= 20,0	(mm)
β_1		= 68	= 22	
CSF		= 0,007	= 0,007	
D3	(in)	= 8,03	= 204,0	(mm)
B3	(in)	= 0,00	= 0,00	(mm)
CIN		= 0,800	= 0,800	
β_3		= 0	= 0	
XNV		= 0	= 0	
CVD		= 0,5	= 0,5	
AREA	(in ²)	= 3,0	= 1935,5	(mm ²)
D4	(in)	= 3,00	= 76,0	(mm)

Οι γωνίες β_1 και β_2 έχουν τιμές 22° και 30° αντίστοιχα, τιμές φυσιολογικές και για τις δυο. Ίσως μόνο για τη β_1 θα μπορούσαμε να πούμε, όπως σχολιάστηκε και στην περίπτωση του $n_q = 1300$ ότι ως τιμή είναι λίγο μεγαλύτερη από τις συνηθισμένες. Ο λόγος των διαμέτρων D_1/D_2 είναι ίσος με 0,37, τιμή που σύμφωνα με το διάγραμμα 9.2β είναι ελαφρώς μικρότερη από τις ενδεικνυόμενες για $n_q = 1800$. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται εδώ:

Αποτελέσματα

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
5.15	58.21	5.9
10.30	57.88	14.3
15.44	57.44	23.3
20.59	56.88	32.4
25.74	56.20	41.3
30.89	55.40	49.6
36.03	54.48	57.2
41.18	53.45	63.9
46.33	52.29	69.6
51.48	51.02	74.3
56.62	49.63	77.8
61.77	48.12	80.3
66.92	46.49	81.8
72.07	44.74	82.3
77.22	42.87	82.0
82.36	40.89	81.0
87.51	38.79	79.4
92.66	36.56	77.3
97.81	34.04	74.4
102.95	31.38	70.8

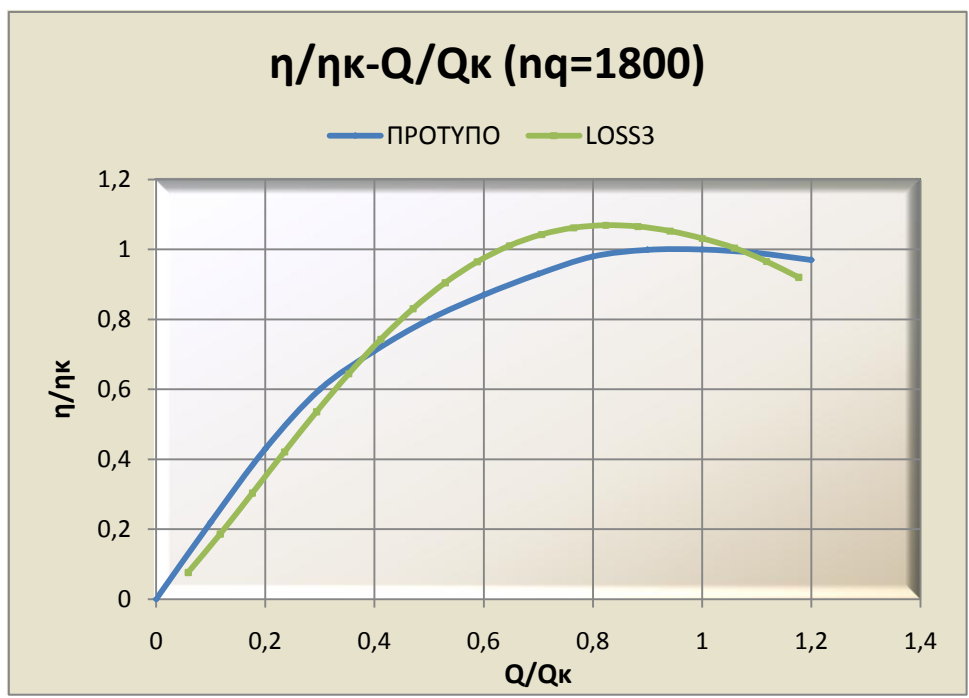
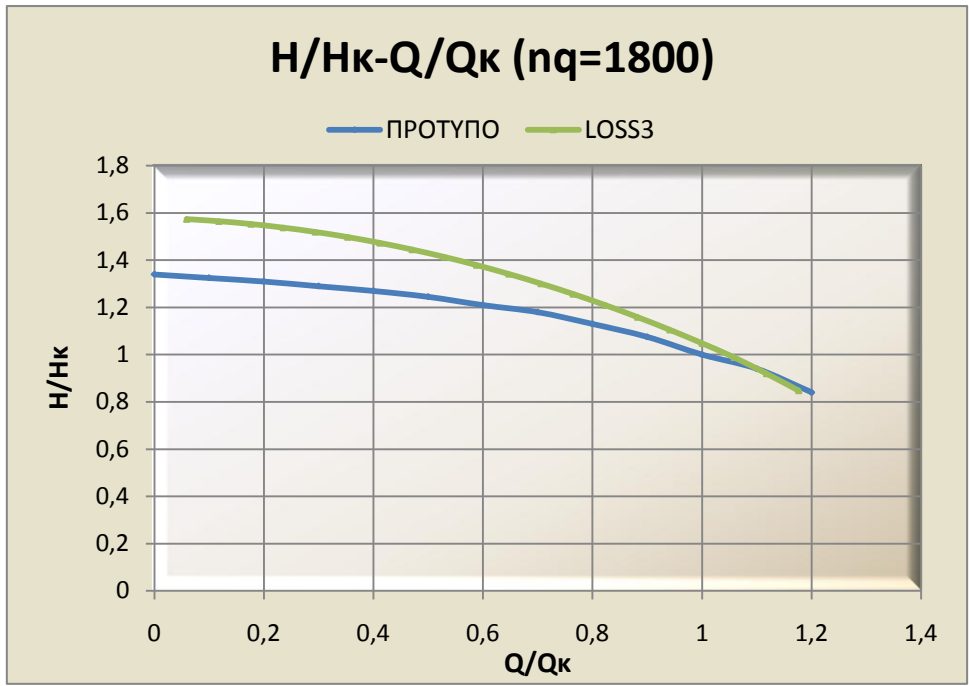
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
87,51	38,79	79,4	44,66	2,18
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,09	0,14	0,05	0,10	0,02
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
3,29	3,22	0,00	1,75	10,61
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
28,15	6,93	12,67	4,32	8,65
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
5,33	15,57	14,76	14,76	12,56
Hκρ(m)	σκρ			
3,21	0,09			

Το ύψος και ο βαθμός απόδοσης που αντιστοιχούν κανονική παροχή είναι λίγο μεγαλύτερα από τις αρχικά υπολογισμένες τιμές. Αυτό όμως που είναι πιο σημαντικό, είναι ότι το μέγιστο του βαθμού απόδοσης, αντί για 0,77 είναι 0,82 και βρίσκεται σε παροχή μικρότερη από εκείνη

που έχει οριστεί ως κανονική. Ο λόγος επιβράδυνσης $W_2/W_1 = 0,68$ προσεγγίζει περισσότερο από πριν το όριο του 0,7 με αποτέλεσμα να έχουμε ικανοποιητικά μικρές απώλειες DQDIF. Ωστόσο, αυξημένες είναι απώλειες εισόδου στην πτερωτή $DQIN12 = 2,18m$ υποδεικνύοντας πιθανότατα ότι ίσως μια διαφορετική γωνία εισόδου β_1 να διόρθωνε το πρόβλημα. Οι απώλειες ύψους λόγω ανακυκλοφοριών DRECH είναι μηδενικές, γιατί όπως εξηγήθηκε και στη θεωρία βρισκόμαστε σύμφωνα με τα αποτελέσματα, σε παροχή μεγαλύτερη της κανονικής. Επίσης, οι ταχύτητες C_3 και C_{Q3} διαφέρουν μεταξύ τους κατά περίπου $2m/sec$ γεγονός που δεν είναι ιδιαίτερα ευνοϊκό. Η παράμετρος σπηλαίωσης, όπως και πριν προκύπτει λίγο χαμηλότερα από την ιδανική καμπύλη α του σχήματος 9.2a

Σχολιασμός Διαγραμμάτων

Στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα ύψους-παροχής διαπιστώνουμε ότι η υπολογισμένη καμπύλη έχει μεγαλύτερη αρνητική κλίση από την πρότυπη, αλλά την προσεγγίζει μεταξύ των παροχών $0,85 < Q/Q_c < 1,2$, ενώ σε όλα τα υπόλοιπα σημεία η τιμές του αδιαστατοποιημένου ύψους της, είναι μεγαλύτερες. Το διάγραμμα του βαθμού απόδοσης-παροχής, βλέπουμε ότι μοιάζει σε εκείνο των $n_q = 1300$. Πιο συγκεκριμένα οι δύο καμπύλες έχουν κοντινές τιμές στην περιοχή $0 < Q/Q_c < 0,4$ ενώ στη συνέχεια, ο αδιαστατοποιημένος βαθμός απόδοσης αυξάνεται σημαντικά λαμβάνοντας τιμές μεγαλύτερες από εκείνες της πρότυπης καμπύλης. Ο ρυθμός πτώσης του ωστόσο, είναι μεγαλύτερος αφού φτάσει στο μέγιστο.



14.9.4 $n_q=2000$

$$n_q = 2000$$

Σε αυτή την αντλία, η κανονική παροχή είναι $Q_k = 125 m^3/h$ και το ύψος που τις αντιστοιχεί $H_k = 40 mΣY$. Οι στροφές του κινητήρα της είναι $n_q = 2900 rpm$ και ο βαθμός απόδοσης σύμφωνα με τους υπολογισμούς έχει την τιμή $\eta = 0,79$.

Δεδομένα

β_2		= 68	= 22	
n	(rpm)	= 2900	= 2900	
D2	(in)	= 7,50	= 190,50	(mm)
B2	(in)	= 0,58	= 14,70	(mm)
Z		= 7	= 7	
D1	(in)	= 3,70	= 94,00	(mm)
CDF		= 0,007	= 0,007	
CRE		= 0,001	= 0,001	
Ds	(in)	= 0,88	= 22,40	(mm)
β_1		= 69	= 21	
CSF		= 0,007	= 0,007	
D3	(in)	= 8,30	= 210,00	(mm)
B3	(in)	= 0,00	= 0,00	(mm)
CIN		= 0,800	= 0,800	
β_3		= 0	= 0	
XNV		= 0	= 0	
CVD		= 0,5	= 0,5	
AREA	(in ²)	= 4,500	= 2903,20	(mm ²)
D4	(in)	= 3,50	= 89,00	(mm)

Στα δεδομένα εντοπίζουμε ότι οι γωνίες β_1 και β_2 έχουν πολύ κοντινές τιμές, οι οποίες όμως κινούνται στα φυσιολογικά τους πλαίσια, και είναι 21° και 22° αντίστοιχα. Ο λόγος των διαμέτρων έχει μια απόλυτα ικανοποιητική τιμή για αυτόν τον ειδικό αριθμό στροφών, $D_1/D_2 = 0,49$. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται παρακάτω:

Αποτελέσματα

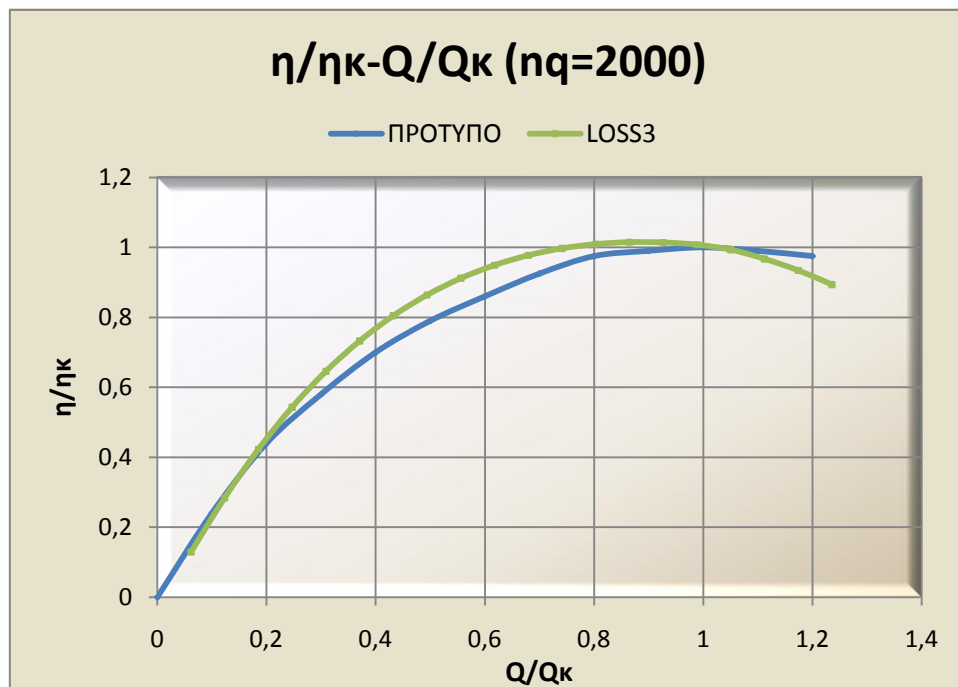
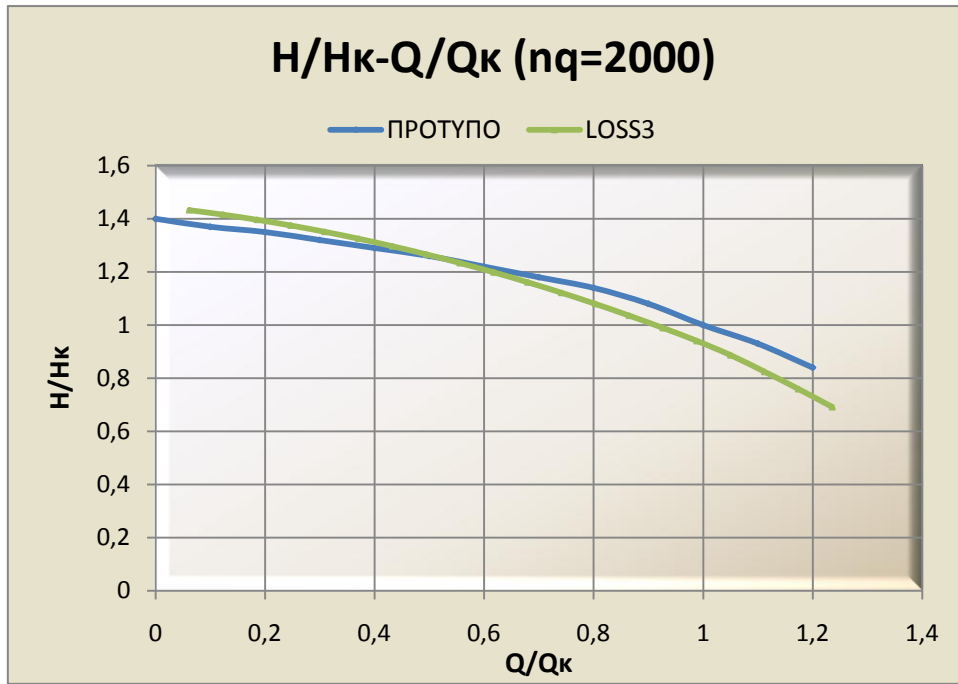
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
7.81	57.31	10.3
15.63	56.63	22.7
23.44	55.85	33.7
31.25	54.97	43.3
39.07	54.01	51.4
46.88	52.95	58.3
54.69	51.80	64.0
62.50	50.55	68.6
70.32	49.22	72.4
78.13	47.79	75.3
85.94	46.27	77.5
93.76	44.65	78.9
101.57	42.94	79.9
109.38	41.14	80.2
117.20	39.25	80.1
125.01	37.26	79.5
132.82	35.00	78.1
140.64	32.46	75.9
148.45	29.80	73.2

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
125,01	37,26	79,5	43,16	0,01
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
1,51	0,14	0,03	1,11	0,25
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
2,85	2,90	0,00	2,23	14,27
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
28,93	5,31	15,22	3,94	10,51
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
5,59	14,64	13,23	13,23	11,96
Hκρ(m)	σκρ			
4,24	0,11			

Παρατηρούμε ότι το ύψος $H = 37,3m\Sigma Y$ είναι μικρότερο κατά περίπου $3m\Sigma Y$ από το κανονικό ($40m\Sigma Y$), ενώ ο βαθμός απόδοσης η για την κανονική παροχή είναι περίπου 79%. Ωστόσο το μέγιστο των τιμών του, εμφανίζεται για παροχή $Q/Q_{\kappa} = 0,87$. Σημαντικό μέρος των απωλειών αποτελούν οι απώλειες τριβών στην πτερωτή αλλά και στο αρχικό τμήμα του σπειροειδούς κελύφους, DQSF12 και DQSF23 αντίστοιχα. Σημαντική τιμή έχουν, επίσης, οι απώλειες στρεφόμενου δίσκου $DFH = 2,90m$. Οριακά καλή τιμή έχει ο λόγος επιβράδυνσης, $W_2/W_1 = 0,69$ με αποτέλεσμα να μειώνονται και οι αντίστοιχες απώλειες DQDIF. Ωστόσο, ως αρνητική λογίζεται η διαφορά των περίπου $2m/sec$ των ταχυτήτων C_3 και C_{Q3} . Για ακόμα μια φορά η παράμετρος σπηλαίωσης $\sigma_{kp} = 0,11$ βρίσκεται λίγο χαμηλότερα από το πλαίσιο που ορίζουν οι καμπύλες α και β του σχήματος 9.2α

Σχολιασμός Διαγραμμάτων

Πολύ ικανοποιητική μορφή καμπύλης παρατηρούμε στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα ύψους-παροχής. Η υπολογισμένη καμπύλη έχει λίγο μεγαλύτερη απόλυτη τιμή αρνητικής κλίσης με αποτέλεσμα να τέμνει την πρότυπη καμπύλη στην παροχή $Q/Q_{\kappa} = 0,55$ και στη θέση $Q/Q_{\kappa} = 1$, να έχει μικρότερο ύψος από το επιθυμητό. Το αδιαστατοποιημένο διάγραμμα βαθμού απόδοσης-παροχής έχει βελτιωμένη μορφή σε σχέση με τις αντλίες των προηγούμενων ειδικών αριθμών στροφών. Ενώ υπάρχει απόλυτη ταύτιση στις παροχές έως $Q/Q_{\kappa} = 0,2$, μετά η υπολογισμένη καμπύλη λαμβάνει μεγαλύτερες τιμές από αυτές της πρότυπης και το μέγιστο της, όπως αναφέρθηκε και πριν εντοπίζεται σε παροχή μικρότερη της κανονικής.



14.9.5 $n_q=2600$

$$n_q = 2600$$

Η αντλία αυτή έχει κανονική παροχή $Q_x = 160 m^3/h$ και ύψος $H = 13,5m$. Οι στροφές του κινητήρα της είναι $n = 1450 rpm$ και ο βαθμός απόδοσης της εκτιμήθηκε ότι είναι της τάξης του $\eta = 0,81$. Τα δεδομένα στην αρχή του προγράμματος όπως υπολογίστηκαν κατόπιν δοκιμών, καθώς και τα αποτελέσματα, ακολουθούν.

Δεδομένα

β_2		= 67	= 23	
n	(rpm)	= 1450	= 1450	
D2	(in)	= 8,90	= 226,00	(mm)
B2	(in)	= 1,00	= 25,00	(mm)
Z		= 7	= 7	
D1	(in)	= 4,50	= 114,30	(mm)
CDF		= 0,015	= 0,015	
CRE		= 0,004	= 0,004	
Ds	(in)	= 0,84	= 21,00	(mm)
β_1		= 68	= 22	
CSF		= 0,006	= 0,006	
D3	(in)	= 10,20	= 259,00	(mm)
B3	(in)	= 0,00	= 0,00	(mm)
CIN		= 0,800	= 0,800	
β_3		= 0	= 0	
XNV		= 0	= 0	
CVD		= 0,5	= 0,5	
AREA	(in ²)	= 11,00	= 7096,8	(mm ²)
D4	(in)	= 4,50	= 114,00	(mm)

Οι τιμές $\beta_1 = 22^\circ$ και $\beta_2 = 23^\circ$ είναι λογικές τιμές για τις γωνίες εισόδου και εξόδου, με την πρώτη να λαμβάνει τη μεγαλύτερη συνηθισμένη τιμή, ενώ μεγαλύτερες τιμές εμφανίζονται σπάνια. Ο λόγος των διαμέτρων $D_1/D_2 = 0,50$ είναι αποδεκτή τιμή σύμφωνα με το σχήμα 9.2β αλλά μεγαλύτερες τιμές από αυτήν είναι πιο συνηθεις.

Αποτελέσματα

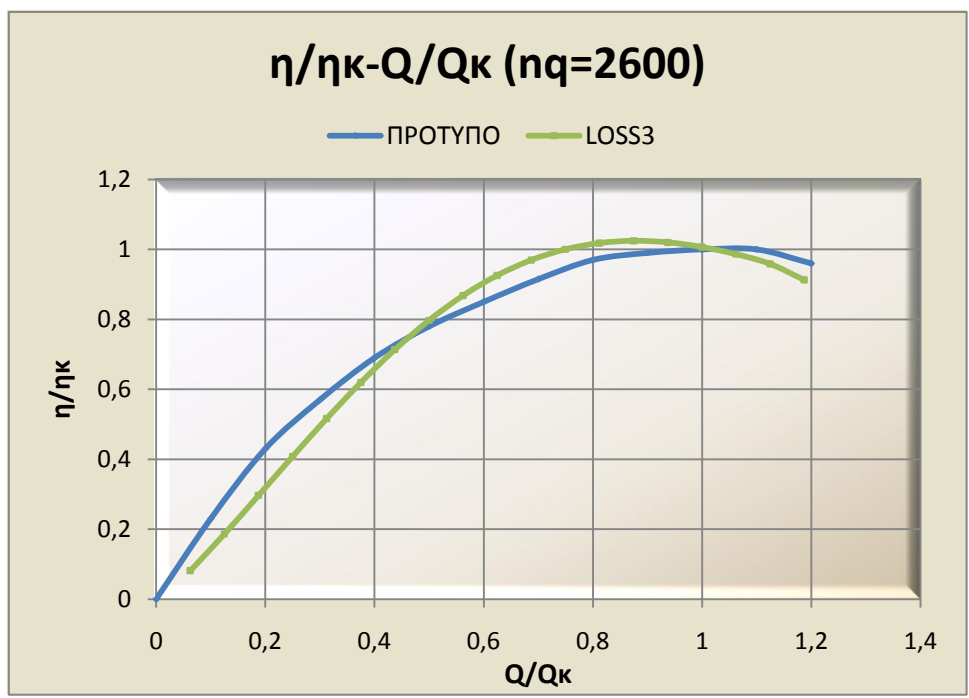
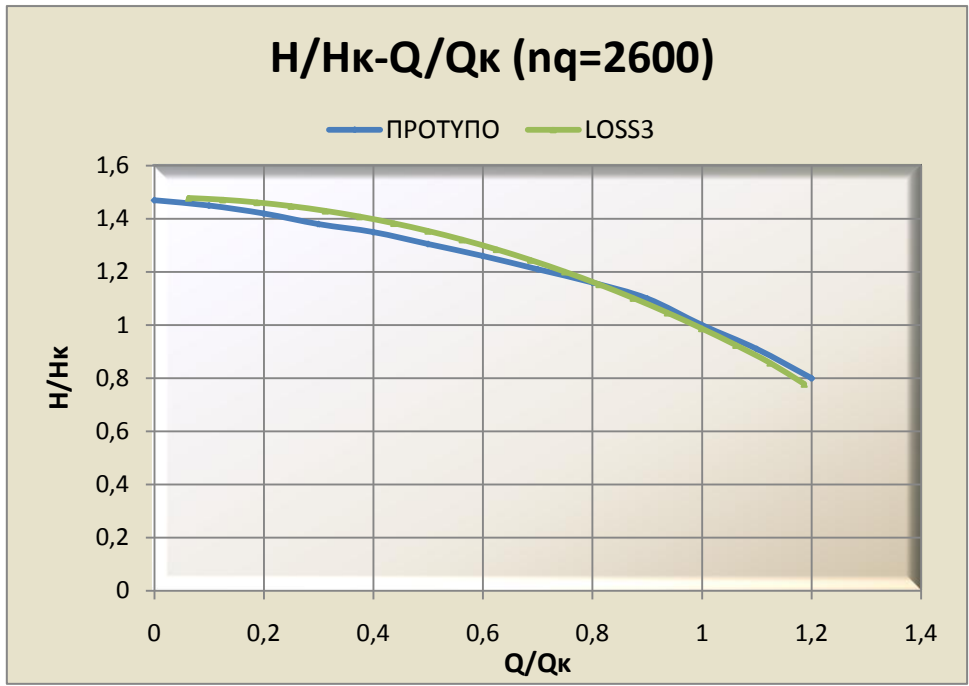
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
11,44	19,95	7,7
22,87	19,83	17,6
34,31	19,65	27,9
45,74	19,41	38,1
57,18	19,10	47,9
68,61	18,72	56,8
80,05	18,27	64,6
91,49	17,76	71,1
102,92	17,19	76,1
114,36	16,54	79,7
125,79	15,84	82,0
137,23	15,06	82,9
148,66	14,22	82,7
160,10	13,31	81,5
171,54	12,33	79,6
182,97	11,25	76,6
194,41	10,00	72,0
205,84	8,67	66,2
217,28	7,26	59,0

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
160,10	13,31	81,5	15,05	0,30
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,37	0,20	0,03	0,21	0,11
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
0,52	1,11	0,00	1,59	8,68
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
17,16	4,49	9,77	2,47	6,31
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
4,33	8,61	7,51	7,51	6,27
Hκρ(m)	σκρ			
2,15	0,16			

Τα αποτελέσματα για το ύψος και το βαθμό απόδοσης στο κανονικό σημείο λειτουργίας προσεγγίζουν πολύ τα αρχικώς δοσμένα. Ωστόσο για άλλη μια φορά, δε βρίσκεται σε αυτή τη θέση το μέγιστο του βαθμού απόδοσης, αλλά σε μικρότερη τιμή της αδιαστατοποιημένης παροχής. Όπως βλέπουμε στα αποτελέσματα πάνω, οι απώλειες είναι μικρές με τη μεγαλύτερη να είναι η απώλεια στρεφομένου δίσκου DFH που φτάνει το 1mΣΥ. Οι ταχύτητες C_3 και C_{Q3} έχουν μια πιο αποδεκτή διαφορά μεταξύ τους απ' ό τι προηγουμένως αλλά σίγουρα υπάρχει περιθώριο βελτίωσης. Ο λόγος επιβράδυνσης είναι χαμηλότερα από το όριο του 0,7, πιο συγκεκριμένα $W_2/W_1 = 0,65$ με αποτέλεσμα οι απώλειες λόγω μεγάλης επιβράδυνσης να είναι $DQDIF = 0,20m$. Η παράμετρος σπηλαιώσης $\sigma_{kp} = 0,16$ παραμένει ελαφρώς χαμηλότερα της καμπύλης α του σχήματος 9.2α

Σχολιασμός διαγραμμάτων

Στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα ύψους-παροχής παρατηρούμε μεγάλη ταύτιση μεταξύ των καμπυλών, με πιο σημαντική την ταύτιση στο σημείο $Q/Q_k = 1$. Στις παροχές μικρότερες αυτής της τιμής, βλέπουμε ότι το ύψος της υπολογισμένης καμπύλης προκύπτει μεγαλύτερο από της αδιαστατοποιημένης. Στα υπόλοιπα σημεία, η ταύτιση επιτυγχάνεται σε πολύ μεγάλο βαθμό. Η αδιαστατοποιημένη καμπύλη του βαθμού απόδοσης έχει μορφή παρόμοια με τους προηγούμενα υπολογισμένους ειδικούς αριθμούς στροφών, ωστόσο με μια ελαφρώς βελτιωμένη δομή. Στις παροχές έως $Q/Q_k = 0,4$ ο βαθμός απόδοσης είναι χαμηλότερος από τον επιθυμητό και στη συνέχεια, μέχρι την παροχή $Q/Q_k = 1$ λαμβάνει μεγαλύτερες τιμές από την πρότυπη καμπύλη.



14.9.5 $n_q=2900$

$$n_q = 2900$$

Η αντλία αυτή έχει κανονική παροχή $Q_k = 195 \text{ m}^3/\text{h}$ και ύψος $H = 33,5 \text{ mΣΥ}$. Οι στροφές του κινητήρα της είναι $n = 2900 \text{ rpm}$ και ο βαθμός απόδοσης υπολογίστηκε ότι είναι της τάξης του $\eta = 0,81$. Τα δεδομένα και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στη συνέχεια.

Δεδομένα

β_2		= 62	= 28	
n	(rpm)	= 2900	= 2900	
D2	(in)	= 7,50	= 190,50	(mm)
B2	(in)	= 0,60	= 15,00	(mm)
Z		= 7	= 7	
D1	(in)	= 4,50	= 114,30	(mm)
CDF		= 0,013	= 0,013	
CRE		= 0,001	= 0,001	
Ds	(in)	= 0,96	= 24,00	(mm)
β_1		= 70	= 20	
CSF		= 0,005	= 0,005	
D3	(in)	= 8,14	= 207,00	(mm)
B3	(in)	= 0,00	= 0,00	(mm)
CIN		= 0,800	= 0,800	
β_3		= 0	= 0	
XNV		= 0	= 0	
CVD		= 0,5	= 0,5	
AREA	(in ²)	= 8,77	= 5658,0	(mm ²)
D4	(in)	= 4,50	= 114,00	(mm)

Σε αυτή την περίπτωση παρατηρούμε μεγαλύτερη διαφορά μεταξύ των γωνιών β_1 και β_2 , 20° και 28° αντίστοιχα. Ο λόγος των διαμέτρων γίνεται $D_1/D_2 = 0,6$, τιμή απολύτως φυσιολογική για $n_q = 2900$ σύμφωνα με το σχήμα 9.2.β.

Αποτελέσματα

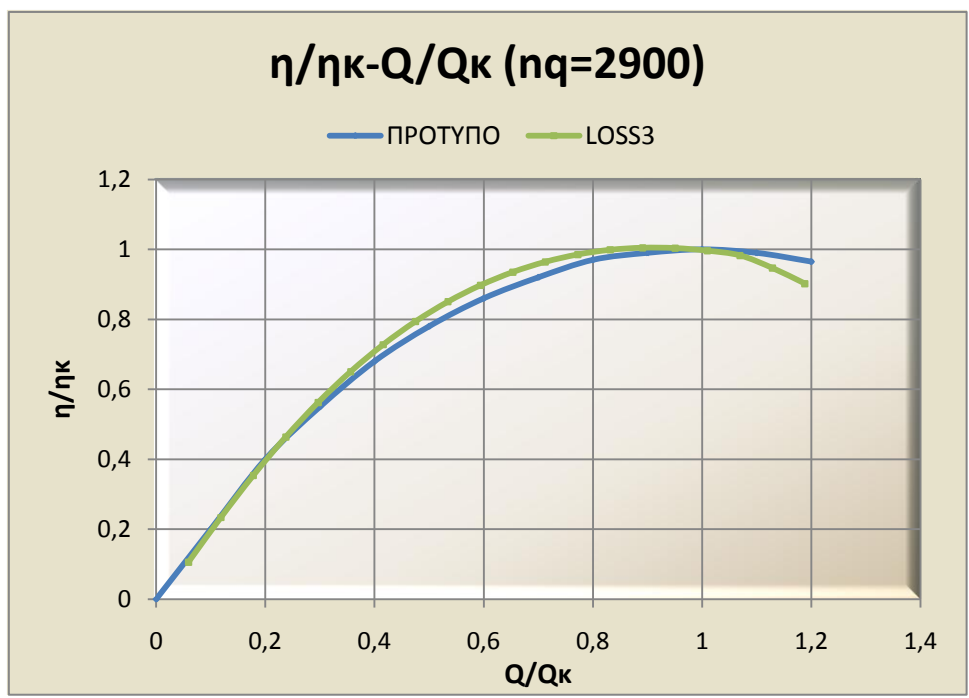
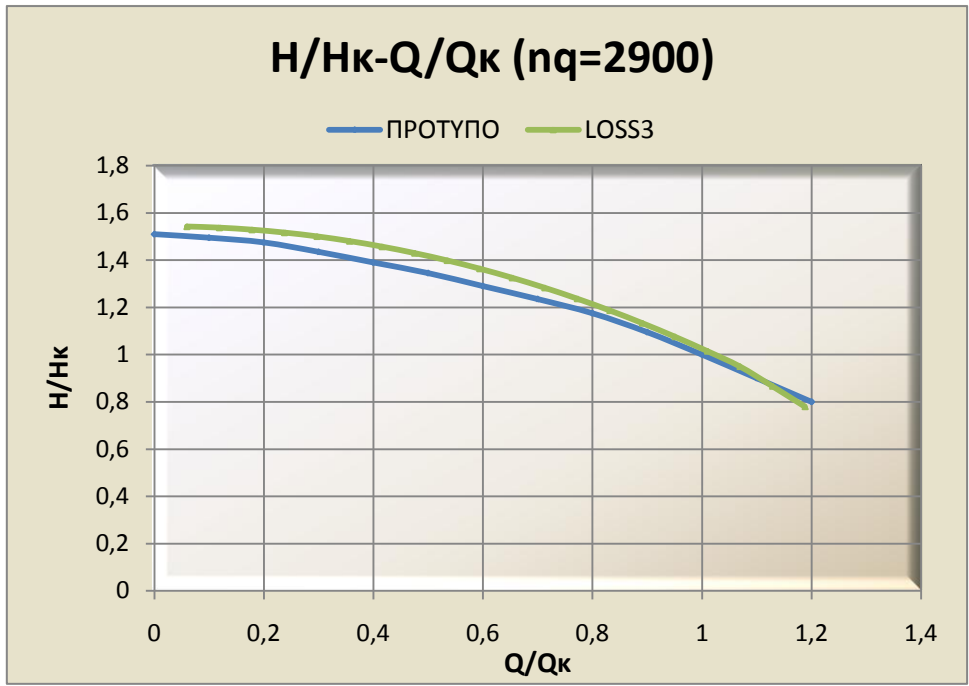
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
11,47	49,90	7,9
22,94	49,44	17,7
34,42	48,91	26,9
45,89	48,30	35,4
57,36	47,63	43,1
68,83	46,88	49,9
80,30	46,06	56,0
91,78	45,17	61,4
103,25	44,21	66,1
114,72	43,17	70,1
126,19	42,06	73,4
137,66	40,88	76,3
149,14	39,63	78,6
160,61	38,31	80,4
172,08	36,91	81,8
183,55	35,44	82,9
195,02	33,90	83,6
206,50	31,99	83,3
217,97	29,82	82,3

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
195,02	33,90	83,6	37,37	0,24
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,89	0,15	0,05	0,36	0,16
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
1,63	2,69	0,00	2,32	17,36
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
28,93	5,53	18,22	5,94	12,65
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
5,28	12,68	11,68	11,68	9,57
Hκρ(m)	σκρ			
6,41	0,19			

Στα αποτελέσματα βλέπουμε ότι το ύψος που αντιστοιχεί στην κανονική παροχή προσεγγίζει σχεδόν το απόλυτα το επιθυμητό, λαμβάνοντας την τιμή $H = 33,90m$. Προκύπτει επίσης ότι το μέγιστο του βαθμού απόδοσης αντιστοιχεί στη ίδια παροχή καθιστώντας την ως κανονική και για την υπολογισμένη καμπύλη. Σχετικά μεγάλη τιμή έχουν οι απώλειες τριβών μέσα στην πτερωτή λαμβάνοντας την τιμή $DQSF12 = 0,89m$. Πολύ καλή τιμή έχει ο λόγος επιβράδυνσης $W_2/W_1 = 0,69$ που είναι οριακά μικρότερος από το 0,7. Γι' αυτό το λόγο οι απώλειες λόγω μεγάλης επιβράδυνσης είναι $DQDIF = 0,15m$. Ως αρνητικό όμως σχολιάζεται η σημαντική διαφορά μεταξύ των ταχυτήτων C_3 και C_{Q3} , οι οποίες στο κανονικό σημείο λειτουργίας θα πρέπει σχεδόν να είναι ίσες. Η παράμετρος σπηλαιώσης $\sigma_{kp} = 0,19$ βρίσκεται οριακά κάτω από την καμπύλη α του σχήματος 9.2α

Σχολιασμός Διαγραμμάτων

Το αδιαστατοποιημένο διάγραμμα του ύψους-παροχής παρατηρούμε ότι έχει μεγάλη ταύτιση με την αντίστοιχη πρότυπη καμπύλη για τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών. Βλέπουμε ότι σε όλη σχεδόν τη περιοχή λειτουργίας η υπολογισμένη καμπύλη της αντλίας έχει μεγαλύτερες τιμές ύψους από την πρότυπη καμπύλη. Μόνο στο σημείο $Q/Q_k = 1$ ταυτίζονται και στη συνέχεια οι τιμές της γίνονται ελαφρώς μικρότερες. Στην καμπύλη του βαθμού απόδοσης παρατηρούμε πολύ μεγάλη προσέγγιση μεταξύ των καμπυλών και μόνο σε μια περιορισμένη περιοχή λειτουργίας, γίνεται ο βαθμός απόδοσης της αντλίας μεγαλύτερος από την πρότυπη καμπύλη. Ωστόσο έχει μεγαλύτερη πτώση από την επιθυμητή, στην περιοχή $Q/Q_k > 1$.



14.9.7 $n_q=3600$

$$n_q = 3600$$

Η αντλία αυτή έχει κανονική παροχή $Q_k = 48m^3/h$ και ύψος $H = 3,9m\Sigma Y$. Οι στροφές του κινητήρα της είναι $n = 1450rpm$ και ο βαθμός απόδοσης της υπολογίστηκε ότι είναι της τάξης του $\eta = 0,74$. Τα δεδομένα που προέκυψαν κατόπιν δοκιμών και τα αντίστοιχα αποτελέσματα είναι:

Δεδομένα

β_2		= 67	= 23	
n	(rpm)	= 1450	= 1450	
D2	(in)	= 5,40	= 137,00	(mm)
B2	(in)	= 0,60	= 15,00	(mm)
Z		= 7	= 7	
D1	(in)	= 3,20	= 81,00	(mm)
CDF		= 0,008	= 0,008	
CRE		= 0,001	= 0,001	
DS	(in)	= 0,40	= 10,00	(mm)
β_1		= 69	= 21	
CSF		= 0,009	= 0,009	
D3	(in)	= 5,95	= 151,00	(mm)
B3	(in)	= 0,00	= 0,00	(mm)
CIN		= 0,800	= 0,800	
β_3		= 0	= 0	
XNV		= 0	= 0	
CVD		= 0,5	= 0,5	
AREA	(in ²)	= 6,800	= 4387,00	(mm ²)
D4	(in)	= 2,30	= 58,00	(mm)

Στα δεδομένα βλέπουμε ότι υπάρχει ένας καλός συνδυασμός μεταξύ των γωνιών β_1 και β_2 με τιμές 21° και 67° , τιμές αρκετά συνηθισμένες για τις δύο αυτές γωνίες. Ο λόγος των διαμέτρων $D_1/D_2 = 0,59$ είναι μια αρκετά ικανοποιητική τιμή για ειδικό αριθμό στροφών $n_q = 3600$ με μια μικρή τάση προς τα κάτω σε σχέση με τις ενδεικνυόμενες τιμές της.

Αποτελέσματα

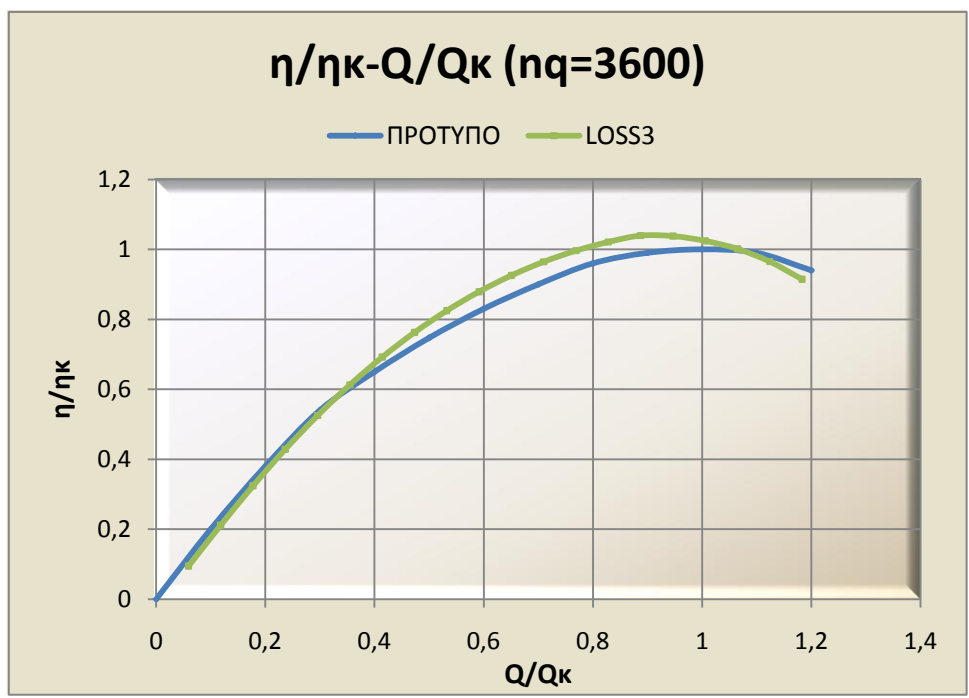
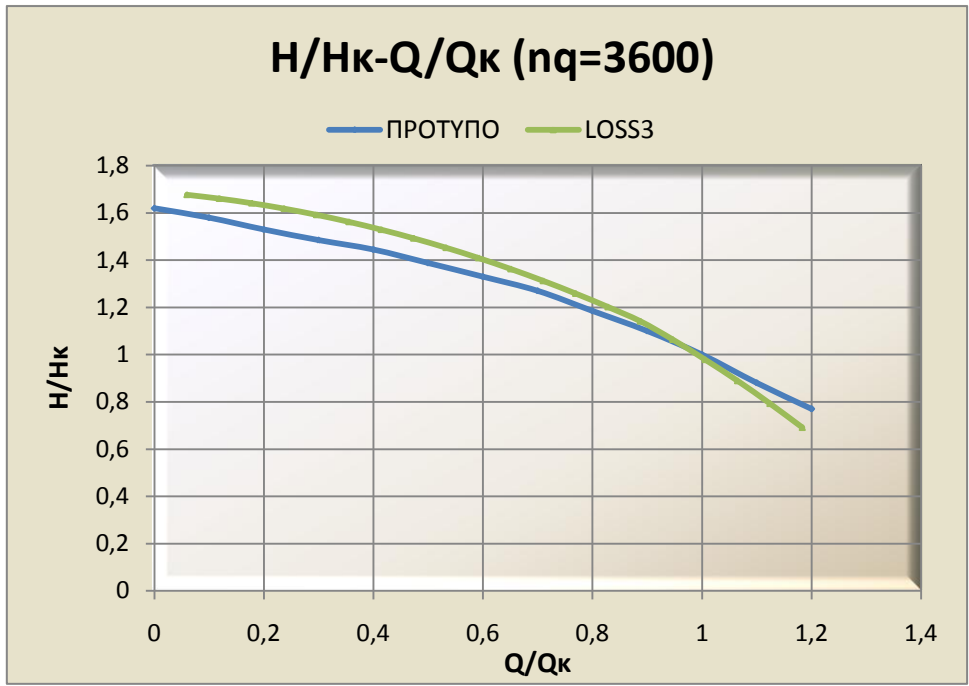
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
2,83	6,54	6,94
5,66	6,48	15,5
8,48	6,40	23,8
11,31	6,31	31,6
14,14	6,21	38,7
16,97	6,10	45,2
19,79	5,97	51,0
22,62	5,83	56,2
25,45	5,67	60,9
28,28	5,50	64,9
31,10	5,32	68,3
33,93	5,13	71,2
36,76	4,92	73,6
39,59	4,70	75,5
42,42	4,47	76,8
45,24	4,17	76,8
48,07	3,84	75,9
50,90	3,49	74,2
53,73	3,12	71,6

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
48,07	3,84	75,9	4,20	0,02
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
0,25	0,00	0,01	0,05	0,02
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
0,00	0,81	0,00	0,49	6,17
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
10,41	2,61	6,70	2,03	5,20
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
4,98	3,96	3,59	3,59	3,04
Hκρ(m)	σκρ			
1,08	0,28			

Στα αποτελέσματα παρατηρούμε ότι το ύψος H ταυτίζεται σχεδόν απόλυτα με το αρχικά δοσμένο ύψος που είναι $3,9m\Sigma Y$. Ο βαθμός απόδοσης είναι μεγαλύτερος από τον εκτιμημένο αλλά το πιο σημαντικό είναι ότι η μέγιστη τιμή του που φτάνει το $\eta \approx 76,9\%$ είναι σε παροχή ελαφρώς μικρότερη από την κανονική των $48m^3/h$. Επίσης παρατηρούμε ότι οι απώλειες είναι πολύ περιορισμένες με τις μεγαλύτερες να είναι οι απώλειες στρεφόμενου δίσκου που φτάνουν τη τιμή $DFH = 0,81m$. Επιπλέον, καλύπτεται απόλυτα η απαίτηση σχετικά με το λόγο επιβράδυνσης, έχοντας την τιμή $W_2/W_1 = 0,77$, με αποτέλεσμα οι απώλειες $DQDIF$ να μηδενίζονται.

Σχολιασμός Διαγραμμάτων

Στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα ύψους-παροχής βλέπουμε ότι υπάρχει μεγάλη προσέγγιση μεταξύ των δυο καμπύλων. Η υπολογισμένη έχει λίγο μεγαλύτερη αρνητική κλίση με αποτέλεσμα το ύψος στις παροχές $Q/Q_c < 1$ να είναι μεγαλύτερο από το αντίστοιχο ύψος της πρότυπης καμπύλης. Ακριβώς το αντίθετο συμβαίνει στις παροχές $Q/Q_c > 1$. Επίσης, μεγάλη προσέγγιση μεταξύ των δύο καμπύλων βλέπουμε στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα βαθμού απόδοσης-παροχής. Σε μικρή μόνο περιοχή λειτουργίας, κάτω από το κανονικό βλέπουμε ότι η καμπύλη έχει υψηλότερες τιμές βαθμού απόδοσης ενώ το μέγιστο αντιστοιχεί επίσης σε μικρότερη παροχή από την κανονική.



14.9.8 $n_q=4000$

$$n_q = 4000$$

Η αντλία αυτή έχει κανονική παροχή $Q=150m^3/h$ και ύψος $H=18,4m\Sigma Y$. Οι στροφές του κινητήρα της είναι $n=2900rpm$ και ο βαθμός απόδοσης εκτιμήθηκε ότι είναι της τάξης $\eta=0,79$. Τα δεδομένα που υπολογίστηκαν και τα κατοπινά αποτελέσματα είναι:

Δεδομένα

β_2		= 66	= 24	
n	(rpm)	= 2900	= 2900	
D2	(in)	= 5,85	= 148,00	(mm)
B2	(in)	= 0,80	= 20,00	(mm)
Z		= 7	= 7	
D1	(in)	= 3,70	= 94,00	(mm)
CDF		= 0,018	= 0,018	
CRE		= 0,001	= 0,001	
Ds	(in)	= 0,75	= 19,00	(mm)
β_1		= 68	= 22	
CSF		= 0,008	= 0,008	
D3	(in)	= 6,45	= 164,00	(mm)
B3	(in)	= 0,00	= 0,00	(mm)
CIN		= 0,800	= 0,800	
β_3		= 0	= 0	
XNV		= 0	= 0	
CVD		= 0,5	= 0,5	
AREA	(in ²)	= 11,667	= 7527,00	(mm ²)
D4	(in)	= 4,00	= 102,00	(mm)

Οι τιμές των γωνιών β_1 και β_2 είναι 22° και 24° αντίστοιχα είναι δυο επίσης με πριν λογικές τιμές για να δώσουν ικανοποιητική κλίση στην καμπύλη ύψους-παροχής αλλά και για μη αυξημένες απώλειες. Ο λόγος των διαμέτρων είναι $D_1/D_2=0,63$ και αποτελεί ιδανική επιλογή σύμφωνα με το σχήμα 9.2β για ειδικό αριθμό στροφών $n_q=4000$

Αποτελέσματα

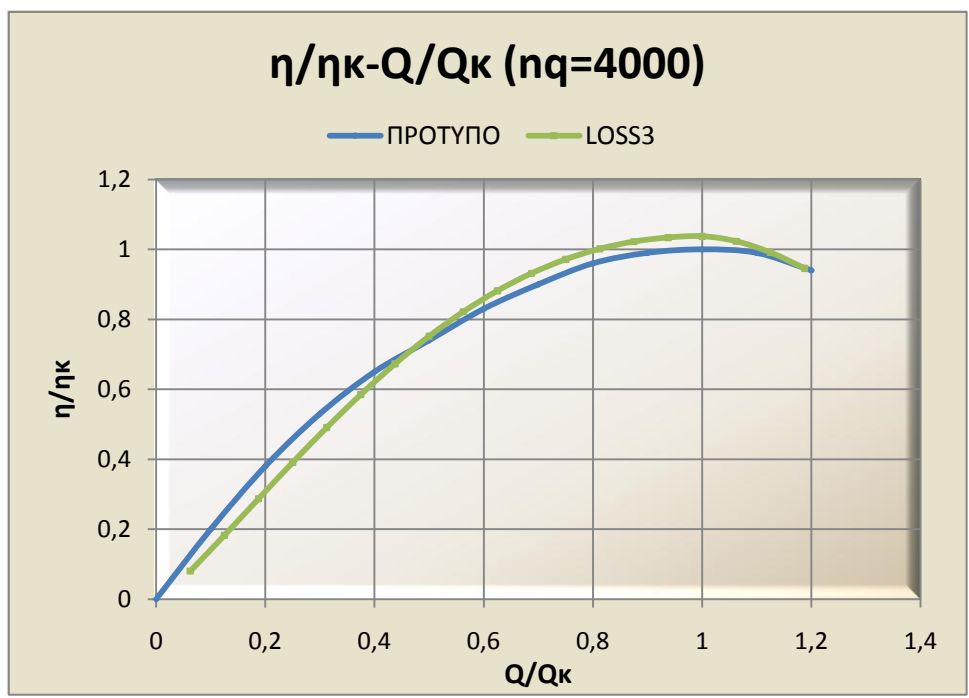
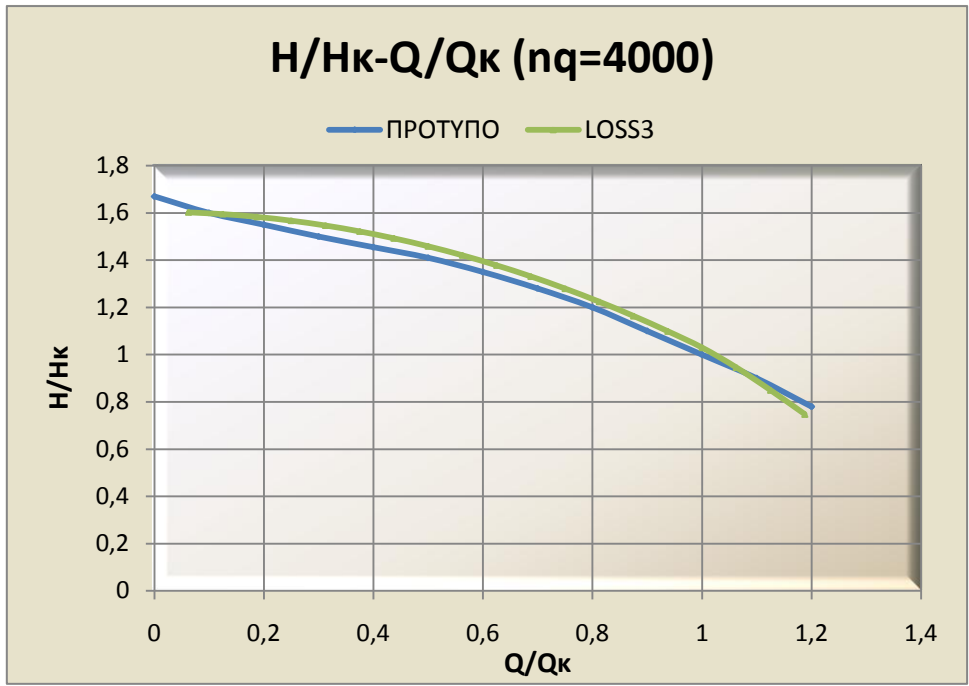
Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)
9,38	29,65	6,3
18,75	29,51	14,4
28,13	29,29	22,6
37,50	29,00	30,8
46,88	28,62	38,7
56,25	28,15	46,2
65,63	27,61	53,1
75,01	26,99	59,4
84,38	26,28	64,9
93,76	25,49	69,6
103,13	24,63	73,6
112,51	23,68	76,7
121,88	22,64	79,1
131,26	21,53	80,7
140,64	20,33	81,7
150,01	19,05	81,9
159,39	17,50	80,8
168,76	15,72	78,3
178,14	13,84	74,7

Q(m ³ /h)	H(m)	η(%)	Hu(m)	DQIN12(m)
150,01	19,05	81,9	20,71	0,08
DQSF12(m)	DQDIF(m)	DQIN23(m)	DQSF23(m)	DQSF34(m)
1,02	0,12	0,07	0,16	0,10
DQVD(m)	DFH(m)	DRECH(m)	QL(m ³ /h)	U1(m/s)
0,11	2,33	0,00	1,33	14,27
U2(m/s)	C1(m/s)	w1(m/s)	wn2(m/s)	w2(m/s)
22,56	6,26	15,58	4,39	10,80
C4(m/s)	Cu2(m/s)	Cu3(m/s)	C3(m/s)	CQ3(m/s)
5,14	9,01	8,17	8,17	5,54
Hκρ(m)	σκρ			
5,99	0,33			

Από τα αποτελέσματα βλέπουμε ότι για την κανονική παροχή προσεγγίζεται ο δεδομένο ύψος πολύ ικανοποιητικά λαμβάνοντας τη τιμή $H = 19,05m\Sigma Y$ αντί για $18,4m\Sigma Y$. Η τιμή του βαθμού απόδοσης είναι μεγαλύτερη από την αναμενόμενη φτάνοντας το $\eta \approx 82\%$. Το θετικό, όμως είναι ότι αυτή η τιμή αποτελεί το μέγιστο που βρίσκεται μάλιστα και στη θέση $Q/Q_c = 1$. Με μόνες εξαιρέσεις τις απώλειες τριβών στην πτερωτή DQSF12 και τις απώλειες στρεφόμενου δίσκου DFH, όλες οι υπόλοιπες απώλειες λαμβάνουν πολύ χαμηλές τιμές. Μεγάλη απόκλιση έχουν μεταξύ τους οι ταχύτητες C_3 και C_{Q3} , γεγονός που δε θα έπρεπε να συμβαίνει στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Επίσης ο λόγος επιβράδυνσης είναι $W_2/W_1 = 0,69$, ελάχιστα κάτω από το όριο των 0,7 με αποτέλεσμα να αποκτούν μια μικρή τιμή αντί για μηδενική, οι απώλειες DQDIF. Πολύ καλή τιμή σύμφωνα με το σχήμα 9.2α έχει η παράμετρος σπηλαίωσης $\sigma_{kp} = 0,33$.

Σχολιασμός Διαγραμμάτων

Στο αδιαστατοποιημένο διάγραμμα ύψους-παροχής παρατηρούμε πολύ μεγάλη ταύτιση των δύο καμπυλών. Ωστόσο, στην υπολογισμένη καμπύλη υπάρχει μια τάση εμφάνισης θετικής κλίσης στις πολύ χαμηλές παροχές, γεγονός που θα μπορούσε να αποτελεί παράγοντα αστάθειας. Εξίσου μεγάλη ταύτιση παρατηρούμε και στην καμπύλη του βαθμού απόδοσης όπου μάλιστα και οι δύο καμπύλες εμφανίζουν μέγιστο στο σημείο $Q/Q_c = 1$. Στα υπόλοιπα σημεία λειτουργίας, έχουν μόνο μια ελαφριά απόκλιση μεταξύ τους.



14.9.9 Συμπεράσματα

Από όλες τις καμπύλες που σχεδιάστηκαν συμπεραίνουμε ότι η μέθοδος είναι πολύ χρήσιμη για τον σχεδιασμό των καμπυλών λειτουργίας μιας αντλίας. Η μέθοδος μπορεί να εφαρμοστεί είτε σε μια ήδη υπάρχουσα αντλία είτε σε μια αντλία υπό σχεδιασμό. Στη δεύτερη περίπτωση, θα επιλέγονται τα κατάλληλα δεδομένα έτσι ώστε η καμπύλη λειτουργίας να έχει την επιθυμητή μορφή. Άλλωστε, όπως εξηγήθηκε και νωρίτερα ακόμα και αντλίες του ίδιου ειδικού αριθμού στροφών έχουν συχνά διαφορές μεταξύ τους ως προς την καμπύλη λειτουργίας. Αυτό αποτελεί και το πλεονέκτημα της μεθόδου: επιτρέπει μέσω αλλαγής των δεδομένων να διαμορφώσει κατάλληλα τις καμπύλες λειτουργίας.

Πολύ χρήσιμο είναι επίσης το γεγονός ότι για τον υπολογισμό του ύψους της αντλίας, υπολογίζονται και όλες οι επιμέρους απώλειες. Εξετάζοντας τις τιμές τους, βλέπουμε ποια δεδομένα πρέπει να υποστούν αλλαγές, για παράδειγμα, οι υψηλές απώλειες στην είσοδο θα μας οδηγούσαν σε αναθεώρηση της τιμής της γωνίας εισόδου β_1 ή και τις διαμέτρου D_1 .

Επίσης, πάλι στην περίπτωση του σχεδιασμού της αντλίας δίνεται η δυνατότητα εκτίμησης των αρχικών μεγεθών που απαιτούνται για να δουλέψει το πρόγραμμα και έχουμε άμεση απάντηση του κατά πόσο τα δεδομένα δίνουν καλές καμπύλες λειτουργίας. Έτσι οι τελευταίες, δεν είναι μόνο αποτέλεσμα της διαδικασίας αλλά και ένα μέσο αξιολόγησης των δεδομένων που επιλέχτηκαν επιτρέποντας έτσι έναν κύκλο υπόθεσης-συμπεράσματος-επανεκτίμησης δεδομένων και κατάληξης στο τελικό αποτέλεσμα. Ωστόσο, δεν πρέπει να χρησιμοποιείται ως αποκλειστικό μέσο για το σχεδιασμό μιας αντλίας. Είναι ένας απλός και γρήγορος τρόπος για εκτίμηση των κατάλληλων μεγεθών της αντλίας και των αντίστοιχων καμπυλών λειτουργίας. Άλλωστε όπως εξηγήθηκε και στη θεωρία έχουν γίνει πολλές παραδοχές και έχουν αγνοηθεί ορισμένα μεγέθη (όπως το πάχος των πτερυγίων) τα οποία σίγουρα φέρουν κάποιο σφάλμα. Γι' αυτό και είναι κατάλληλο για έναν αρχικό σχεδιασμό ή εκτίμηση της τάξης ορισμένων τιμών.

Εξίσου ή ίσως και περισσότερο κατάλληλο φαίνεται να είναι στην περίπτωση μιας ήδη υπάρχουσας αντλίας με όλα της τα δεδομένα διαθέσιμα, με σκοπό την επαλήθευση των καμπυλών λειτουργίας της. Δε θα πρέπει όμως να αναμένουμε απόλυτη ταύτιση, λόγω των παραδοχών του προγράμματος, αλλά μια ικανοποιητική προσέγγιση θα ήταν αρκετή.

Αυτό όμως που είναι πολύ σημαντικό, είναι να έχουμε γνωστούς, κατά προτίμηση από γνωστή όμοια αντλία, τους συντελεστές απωλειών, καθώς αυτοί επηρεάζουν τη μορφή των καμπυλών. Στις δοκιμές που έγιναν για διάφορους ειδικούς αριθμούς στροφών έπρεπε να γίνει εκτίμηση και των συντελεστών απωλειών. Αυτό σίγουρα οδήγησε σε σφάλματα, γεγονός που είναι ορατό στις καμπύλες του βαθμού απόδοσης. Όλες οι δοκιμές που έγιναν για διάφορους ειδικούς αριθμούς στροφών, έχουν εμφανή απόκλιση από την πρότυπη καμπύλη, σε αντίθεση με τις προηγούμενες δοκιμές που έγιναν στην αντλία του παραδείγματος, η οποία είχε δεδομένους συντελεστές απωλειών. Μειονέκτημα όμως είναι το γεγονός ότι αυτοί οι συντελεστές έτσι όπως είναι ορισμένοι, είναι είτε δύσκολο να επαληθευτεί η τιμή τους, είτε

δύσκολο να αναγνωριστούν διεθνώς ώστε κάποιος να έχει αίσθηση του μεγέθους τους. Για παράδειγμα, ο παράγοντας τριβών CSF, ενώ η σχέση ορισμού του προσεγγίζει τη σχέση υπολογισμού των γραμμικών απωλειών, ωστόσο το εύρος τιμών του δεν ταυτίζεται με το γνωστό μας παράγοντα λ που λαμβάνεται μέσω του αριθμού Reynolds και της σχετικής τραχύτητας από το διάγραμμα Moody. Επιπλέον, στη σχέση υπολογισμού των γραμμικών απωλειών δεν λαμβάνεται υπόψη η σχετική τραχύτητα της αντλίας. Ως αποτέλεσμα δεν μπορεί να γίνει εμφανής σύγκριση μεταξύ δυο αντλιών διαφορετικού μεγέθους που σίγουρα θα είχαν διαφορετικές σχετικές τραχύτητες εξαιτίας της διαφοράς στη διάμετρο τους. Ακόμα όμως και στην περίπτωση που οι συντελεστές δεν είναι γνωστοί, μπορούν να πάρουν τις προτεινόμενες τιμές που έχουν αναφερθεί.

Το άλλο πρόβλημα το οποίο εντοπίστηκε είναι ότι το πρόγραμμα αναφέρεται κυρίως σε αντλίες με διαχύτη ή τουλάχιστον με διαχύτη άνευ πτερυγίων που ακολουθείται από σπειροειδές κέλυφος. Στο κομμάτι των διαφόρων ειδικών αριθμών στροφών, όπου θεωρήσαμε ότι κατευθείαν μετά τη πτερωτή βρίσκεται το σπειροειδές κέλυφος, η απουσία του διαχύτη μείωσε τις απώλειες κατά μήκος της βαθμίδας με αποτέλεσμα να έχουμε υψηλότερους από το αναμενόμενο βαθμούς απόδοσης. Γι' αυτό το λόγο άλλωστε ακόμα και τότε δε μηδενίζεται ο παράγοντας απωλειών διαχύτη CVD, προκειμένου να ληφθεί το αρχικό μέρος του σπειροειδούς κελύφους ως μια μορφή διαχύτη χωρίς πτερύγια και να μη μηδενίζονται οι απώλειες.

Τέλος, το πρόγραμμα αυτό είναι ένα εύχρηστο εκπαιδευτικό εργαλείο με το οποίο μπορεί να αντιληφθεί ένας σπουδαστής αλλάζοντας τιμές στα δεδομένα, πώς και κατά πόσο κάθε μέγεθος της αντλίας επηρεάζει τη λειτουργία της αλλά και τις απώλειες στο εσωτερικό της.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Neumann B., 1991: "The Interaction between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump", Mechanical Engineering Publications Limited, London
- Παπαντώνης Δ., 2002: "Υδροδυναμικές Μηχανές Αντλίες – Υδροστρόβιλοι", Συμμεών, Έκδοση Β, Αθήνα
- Παπαντώνης Δ., 2004: "Μελέτη και Χάραξη Φυγόκεντρων και Αξονικών Αντλιών", Ε.Μ.Π., Αθήνα
- Sulzer Brothers Ltd, 1989: "Sulzer Centrifugal Pump Handbook", Elsevier Applied Science, London
- Tuzson J., 2000: "Centrifugal Pump Design", John Wiley and Sons, New York
- Veres J.P, 1994: "Centrifugal and Axial Pump Design and Off-Design Performance Prediction", NASA Technical Memorandum 106745, Lewis Research Center, Cleveland Ohio

Ιστοσελίδες

- www.iapws.jp/Proceedings/Symposium04/232Zima.pdf
- www.lytron.com/tools-technical/notes/turbine-pumps.aspx

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

ΚΩΔΙΚΕΣ

Κώδικας INITIAL

```
program INITIAL
implicit double precision(a-h,o-z)
dimension cq3(100)

DN=2900.
beb2d=62.
pi=4.*atan(1.)

write(*,*)'H (m)'
read(*,*)Hk
write(*,*)'Q (m^3/h)'
read(*,*)Qk
c   Eidikos arithmos strofwn otan Q se m^3/h kai H se m
aNq=DN*Qk**0.5/(Hk**0.75)
write(*,*)'nq=',aNq
c   Eidikos arithmos strofwn otan Q se gpm kai H se ft
aNs=DN*(Qk/0.0037854/60)**0.5/((Hk/0.3048)**0.75)
write(*,*)'Ns=',aNs

c   Vathmos Apodosis
dho=0.29*(0.32-log10(aNq/1272.43))**2
dhq=10**(-0.3274237*log10(Qk)-0.1498048)
eff=0.94-dho-dhq
write(*,*)'dho=',dho
write(*,*)'dhq=',dhq
write(*,*)'η=',eff
c   Ypologismos diametrou atraktou
w=2*pi*DN/60 !gwniakh taxythta
eN=1000*9.81*Hk*Qk/eff/3600 !ixsus
eMk=eN/w !roph sto K.S.L.
eMd=1.75*eMk !ropi strepsis
sep=900. !epitrepomenh orthi tasi
t=sep*9.807*10**4/2. !megisth diatmhtikh tash
ew=eMd/t !roph antistashs kuklikhs diatomhs
Dssi=(16*ew/pi)**(1./3.) !elaxisth epitrepomenh diametros
atraktou
write(*,*)'w=',w,'rad/sec'
write(*,*)'N=',eN,'watt'
write(*,*)'Mk=',eMk,'Nm'
write(*,*)'Md=',eMd,'Nm'
write(*,*)'W=',ew,'m^3'
write(*,*)'Ds=',Dssi,'m'
Ds=Dssi*12./0.3048
write(*,*)'Ds=',Ds,'in'

c   Arxikh ektimhsh diastasewn kai megethwn
psi=(0.45*(aNs-1000.)+0.7*(4000.-aNs))/3000.
u2=(32.2*(Hk/0.3048)/eff/psi)**0.5
d2=2*u2/w*12.
write(*,*)'dwse fi kai s'
read(*,*)fi
read(*,*)s
B2=(Qk/(0.0037854*60))*231/(pi*D2*u2*fi*60*12)
D3=1.1*D2
D1=1.533*(((Qk/(0.0037854*60))*231./(60*w))** (1./3.))
wn2=231*(Qk/(0.0037854*60))/(60*pi*d2*b2*12)
cu2=u2*s-wn2*tan(beb2d*pi/180.)

c   Metatroph monadwn
u2si=u2*0.3048
```

```

D2si=D2*0.3048/12.
B2si=B2*0.3048/12.
D3si=D3*0.3048/12.
D1si=D1*0.3048/12.
wn2si=wn2*0.3048
Cu2si=Cu2*0.3048

write(*,*)'ψ=',psi
write(*,*)'U2=',U2, 'ft/s'
write(*,*)'U2=',U2si, 'm/s'
write(*,*)'D2=',D2, 'in'
write(*,*)'D2=',D2si, 'm'
write(*,*)'B2=',B2, 'in'
write(*,*)'B2=',B2si, 'm'
write(*,*)'D3=',D3, 'in'
write(*,*)'D3=',D3si, 'm'
write(*,*)'D1=',D1, 'in'
write(*,*)'D1=',D1si, 'm'
write(*,*)'wn2=',wn2, 'ft/s'
write(*,*)'wn2=',wn2si, 'm/s'
write(*,*)'Cu2=',Cu2, 'ft/s'
write(*,*)'Cu2=',Cu2si, 'm/s'
write(*,*)'Dwste cq3'
read(*,*)z

do l=1,100
c q3(1)=z
c Ypologismos epifaneias stenwshs kai antistoixhs diametrou
Area=(Qk/(0.0037854*60))*231/(60*12*CQ3(1))
d=(4*Area/pi)**0.5
cq3(l+1)=Cu2*(D2/(D3+d))
if((abs(cq3(l+1)-cq3(l))).le.0.01) then
write(*,*)'cq3=',cq3(l), 'ft/s'
CQ3si=CQ3(1)*0.3048
write(*,*)'Cq3=',CQ3si, 'm/s'
write(*,*)'Area=',Area, 'in^2'
Areasi=Area*0.092903/144.
write(*,*)'Area=',Areasi, 'm^2'
write(*,*)'d=',d, 'in'
dsi=d*0.3048/12.
write(*,*)'d=',dsi, 'm'
go to 4
end if
enddo

4 end

```

ΚΩΔΙΚΑΣ PUMP

```

program PUMP
implicit double precision (a-h,o-z)
parameter k=203
dimension Q(k), H2off(k), H4(k),w24(k),H2a(k)
OPEN(1,FILE='INPUT.txt')
OPEN(2,FILE='OUTPUT.txt')
OPEN(3,FILE='HEQ.txt')

3 READ(1,10)B1,D1,Qk,DN,z,beb2d,D2,b2,si,beb1d,pt1,w24d,Area,r,D
10 READ(1,10)pv
FORMAT (19x,F13.5)

WRITE(3,*)' Q(m^3/h)      H(m)      η'

c
pi=4.*atan(1.)
Diatomi eisodou 1
Bk1=si*B1*Z/sin(beb1d*pi/180.)

```

```

A1=pi*D1*B1-Bk1
Cn1=Qk/(A1*3600.)/0.975
U1=(2*pi*DN/60)*D1/2.
Cu1=0.
C1=(Cn1**2+Cu1**2)**0.5
Wu1=U1-Cu1
b1w=(atan(Cn1/(U1-Cu1)))*180./pi
w1=(Wu1**2+Cn1**2)**0.5

write(*,*)'Dwste ypsos H2 (m)'
read(*,*)H2a(1)

do 100 i=1,200
  aNss=(pi*DN/30.)*(Qk/3600. )**0.5/(9.81**0.75*H2a(i)**0.75)

  if(aNss.lt.0.8) then
    ehdes=0.41989+2.1524*aNss-3.1434*aNss**2+1.5673*aNss**3
  else
    ehdes=1.020-0.120*aNss
  end if

  sdes=1-((sin(beb2d*pi/180))**0.5)/z**0.7

c   Diatomi eksodou 2
  U2=(2*pi*DN/60.)*D2/2
  slip=(1-sdes)*u2
  Bk2=si*B2*z/sin(beb2d*pi/180.)
  A2=pi*D2*B2-Bk2
  Cn2=Qk/(A2*3600.)/0.975
  Wu2=Cn2/tan(beb2d*pi/180.)+slip
  W2=(Wu2**2+Cn2**2)**0.5
  Cu2=U2-Wu2
  C2=(Cu2**2+Cn2**2)**0.5
  b2w=(atan(Cn2/Wu2))*180./pi
  deviation=beb2d-b2w
  H2a(i+1)=U2*Cu2*ehdes/9.81

  if(abs(H2a(i+1)-H2a(i)).LT.0.001)then
    H2=H2a(i)
    go to 3
  end if

100 continue

c   Eidikos arithmos strofwn
3   aNq=DN*Qk**0.5/H2**0.75

  pt2=H2*r*9.81+pt1
  ps2=pt2-r*(C2**2)/2
  pt4=pt2-w24d*(pt2-ps2)

c   Diatomi 3
  C3=(Cn2**2+(Cu2*D2/D3)**2)**0.5
  Cthr=Qk/(Area*3600.*0.975)
  aL=Cthr/C3

  H4=(pt4-pt1)/(r*9.81)

c   Katharo thetiko upsos anarrofshsh
aNPSH=(pt1-pv)/(r*9.81)
c   Arithmos strofwn sphlaiwshs
aNk=DN*Qk**0.5/aNPSH**0.75

write(2,*)'U1(m/s)    C1(m/s)    Wu1(m/s)    W1(m/s)    beta1w  '
write(2,20)u1,c1,Wu1,w1,b1w
write(2,*)

```



```

,      write(2,*)'σ          ws2(m/s)   U2(m/s)   Cn2(m/s)   Cu2(m/s)
      write(2,20)sdes,slip,u2,cn2,cu2
      write(2,*)
      write(2,*)'C2          wu2(m/s)   w2(m/s)   β2w(m/s)
απόκλιση
      write(2,20)C2,wu2,w2,b2w,deviation
      write(2,*)
      write(2,*)'L          NPSH(m)   nk          ns          nq'
      write(2,30)aL,aNPSH,aNk,aNss,aNq

20     Format(F7.2,4x,F7.2,4x,F7.2,4x,F7.2,4x,F7.2)
30     Format(F7.3,4x,F7.2,4x,F8.2,4x,F5.2,4x,F8.1)

c      off-design
      Q(1)=0.
      do 200 l=1,200
          f=Q(1)/Qk
          eh=(0.86387+0.3096*f-0.14086*f**2-0.029265*f**3)*ehdes
          s=(1.534988-0.6681668*f+0.077472*f**2+0.0571508*f**3)*sdes
          if (s.GE.1.0000) then
              go to 4
          end if
          cn2=Q(1)/(A2*3600.*0.975)
          H2off(1)=U2*(U2*s-Cn2/tan(beb2d*pi/180.))*eh/9.81
          Cthr=Q(1)/(Area*3600.*0.975)
          Cu2=U2*s-Cn2/tan(beb2d*pi/180.)
          C2=(Cn2**2.+Cu2**2)**0.5
          pt2=H2off(1)*r*9.81+pt1
          ps2=pt2-r*(C2**2)/2
          C3=(Cn2**2+(Cu2*D2/D3)**2)**0.5
          aL=Cthr/C3
          w24(1)=(1.8151-1.83527*aL+0.8798*aL**2+0.18765*aL**3)*w24d
          pt4=pt2-w24(1)*(pt2-ps2)
          H4(1)=(pt4-pt1)/(r*9.81)
          Rer=(2*pi*DN/60.)*(D2/2.)**2/(1.15*10**(-6.))
          if(Rer.LT.10**5) then
              cm=2.67*Rer**(-0.5)
          else
              cm=0.0622*Rer**(-0.2)
          end if
          za=5*cm/(4*pi)
          aNd=2./5.*r*za*pi*(2*pi*DN/60.)**3.*(D2/2.)**5.
          aNt=r*9.81*H2off(1)*Q(1)/(3600.*0.975*eh*0.98)+aNd
          eff=r*9.81*H4(1)*Q(1)/(3600.*aNt)

40     write(3,40)Q(1),H4(1),eff
          Format(2F10.2,F10.3)

          if(f.EQ.1)then
              write(*,*)'Qk(m^3/h)=' ,Q(1)
              write(*,*)'Hk(m)      =' ,H4(1)
          endif

4       Q(1+1)=Q(1)+10.
          if(Q(1+1).Gt.(1.2*Qk)) then
              go to 5
          end if
200    continue

5       end

```

ΚΩΔΙΚΑΣ LOSS3

```
program loss3
  implicit double precision(a-h,o-z)
  dimension Q(22)
  OPEN(1,FILE='INPUT.txt')
  OPEN(2,FILE='APOTELESMATA.txt')
  OPEN(3,FILE='HEQ.txt')
  OPEN(4,FILE='SPHLAIWSH.txt')
  OPEN(5,FILE='RESULTS.txt')
  OPEN(6,FILE='HEQ2.txt')

  pi=4*atan(1.)
  g=32.2
  WRITE(*,*)'Pathste 1 an dedomena se English Units,alliw 2 gia
SI'
  READ(*,*)st
  IF(st.EQ.1) THEN
  READ(1,10)BEB2D,DN,D2,B2,XNB,D1,CDF,CRE,DS,BEB1D,CSF,D3,B3,CIN
  READ(1,10)BEB3D,XNV,CVD,AREA,D4
  10  FORMAT(16X,F12.6)
  WRITE(*,*)'Dwste kanonikh paroxh Q se gpm'
  READ(*,*)Qk
  WRITE(*,*)'Dwste kanoniko upsos H se ft'
  READ(*,*)Hk
  else IF(st.EQ.2)then
  READ(1,20)BEB2D,DN,D2,B2,XNB,D1,CDF,CRE,DS,BEB1D,CSF,D3,B3,CIN
  READ(1,20)BEB3D,XNV,CVD,AREA,D4
  20  FORMAT(31X,F9.4)
  WRITE(*,*)'Dwste kanonikh paroxh Q se m^3/h'
  READ(*,*)Qk
  WRITE(*,*)'Dwste kanoniko upsos H se m'
  READ(*,*)Hk
  Qk=Qk/(0.0037854*60)
  Hk=Hk/0.3048
  BEB2D=90.-BEB2D
  BEB1D=90.-BEB1D
  IF(BEB3D.NE.0.)THEN
  BEB3D=90.-BEB3D
  END IF
  D2=D2*12./304.8
  D1=D1*12./304.8
  DS=DS*12./304.8
  D3=D3*12./304.8
  D4=D4*12./304.8
  B2=B2*12./304.8
  B3=B3*12./304.8
  AREA=AREA*144./92903.
  ENDIF

  WRITE(3,*)'   Q(m^3/h)   H(m)   η(%)'
  WRITE(6,*)'   Q(gpm)   H(ft)   η(%)'

  c  Eidikos arithmos strofwn (Q se gpm, H se ft)
  aNs=DN*Qk**0.5/Hk**0.75
  c  Krisimo upsos sphlaiwshs se ft kai se m
  aNPSHR=0.415/1000000*aNs**(1./3.)*DN**(4./3.)*Qk**(2./3.)
  aNPSHRsi=aNPSHR*0.3048

  c  Parametros sphlaiwshs skr
  skr=aNPSHR/Hk
  write(4,*)'Hkr(m)   Hkr(ft)   skr   '
  write(4,30)aNPSHRsi,aNPSHR,skr
  30  FORMAT(F6.2,2F10.2)

  Q(1)=0
  Do 100 I=2,20
```

```

Q(I)=Q(I-1)+5.8

BEB2=pi/180.*beb2d
u2=(2*pi*DN/60)*D2/24
wn2=(231*Q(I)/60.)/(pi*D2*B2*12)
w2=wn2/cos(BEB2)

s=1-((cos(BEB2))**0.5/XNB**0.7)
Cu2=U2*s-wn2*tan(BEB2)
Hu=U2*Cu2/g

IF((Hu-U2**2/(4*g)).LE.0.) THEN
QL=0.
ELSE
QL=0.8*pi*0.005*D1*12*8*(SQRT(Hu-U2**2/(8*g)))*0.25974
END IF

DFC=1
PDK=DFC*(CDF/2)*(62.4/g)*((DN*2*pi/60.))**3*(D2/24)**5
DFH=PDK/(Q(I)*0.1390)

IF(Q(I).GT.Qk) THEN
DRECH=0
ELSE
a=CRE/2.
DRECH=a*((DN*2*pi/60)**3)*(D1*D1/4.-DS*DS/4.)*(5./2.)*
1((1-(Q(i)/Qk))**2.5)/(Q(i)*g)
END IF

C1=(231*Q(I)/60)/(12*(D1*D1-DS*DS)*pi/4)
U1=(2*pi*DN/60)*D1/24
W1=(C1*C1+U1*U1)**0.5
BEB1=pi/180*BEB1D
BE1=atan(U1/C1)
Wu1=C1*TAN(BEB1)
BES1=2*BE1-BEB1

RATIO1=(cos(BE1))/(cos(BES1))

TERM1=SQRT(RATIO1**2-((cos(BEB1))/cos(BES1)))
IF (RATIO1.LT.0) THEN
TERM1=-TERM1

END IF
XLAM1=RATIO1-TERM1

DQIN12=(w1**2/2/g)*(1-
XLAM1*cos(BE1)/cos(BEB1))**2*(1/XLAM1)**2

DHYD12=(B2*D2*pi*cos(BEB2))/(B2*XNB+D2*pi*cos(BEB2))
DQSF12=CSF*((D2-D1)/(cos(BEB2)*DHYD12))*(w2+w1)*(w2+w1)/8/g

DQDIF=0
DIF=w1/w2
IF(DIF.GT.1.4) THEN
DQDIF=0.25*(DIF*DIF-2)*w2*w2/64.4
END IF

Cu3=Cu2*D2/D3
Cn3=(231*Q(I)/60)/(12*pi*D3*B3)

if(b3.EQ.0) then
Cn3=0
end if
C3=(Cu3**2+Cn3**2)**0.5

BEB3=pi/180*BEB3D
CQ3=(231*Q(I)/60)/(12*cos(BEB3)*pi*D3*B3)

```

```

DQIN23=CIN*(C3**2-CQ3**2)/2/g
IF((C3-CQ3).LT.0) THEN
DQIN23=0
END IF
BE3=atan(Cu3/Cn3)

DHYD34=(B3*D3*pi*cos(BEB3))/(B3*XNV+D3*pi*cos(BEB3))
DQSF34=CSF*((D3-D1)/(cos(BEB3)*DHYD34))*(CQ3+C1)**2/257.6

IF ((CQ3/C1).GT.1.4) THEN
DQVD=((CVD+0.25)*CQ3**2-0.5*C1**2)/2/g
ELSE
DQVD=CVD*CQ3**2/2/g
END IF

C   Speiroeides Kelufos
IF(XNV.LE.1) THEN
CQ3=(231*Q(I)/60)/(AREA*12)
DQIN23=CIN*(C3**2-CQ3**2)/2/g
IF ((C3-CQ3).LE.0) THEN
DQIN23=0
END IF
DQSF23=CSF*(pi*D3/SQRT(AREA/pi))*(CQ3**2/2/g)
DQSF34=CSF*(D3/2*SQRT(AREA/pi))*(CQ3**2/2/g)
C4=(231*Q(I)/60)/(12*pi*D4**2/4)
DQVD=CVD*(CQ3**2-C4**2)/2/g
END IF
IF(DQVD.LT.0) THEN
DQVD=0
END IF
IF (DQIN23.LT.0) THEN
DQIN23=0
END IF

C   Ypsos kai vathmos apodosis
DH=Hu-(DQIN12+DQSF12+DQSF23+DQIN23+DQDIF+DQSF34+DQVD)
EFF=(DH/(Hu+DFH+DRECH)*100)*(Q(I)/(Q(I)+QL))

WRITE(5,*)
WRITE(5,*)
WRITE(5,*)
WRITE(5,*)'      Q(gpm)           H(ft)           ζ(%)           Hu(ft)
DQIN12(ft)'
WRITE(5,40)Q(I),DH,EFF,Hu,DQIN12

WRITE(5,*)
WRITE(5,*)'DQSF12(ft)   DQDIF(ft)   DQIN23(ft)   DQSF23(ft)
DQSF34(ft)'
WRITE(5,50)DQSF12,DQDIF,DQIN23,DQSF23,DQSF34

WRITE(5,*)
WRITE(5,*)'      DQVD(ft)      DFH(ft)      DRECH(ft)      QL(gpm)
U1(ft/s)'
WRITE(5,50)DQVD,DFH,DRECH,QL,U1

WRITE(5,*)
WRITE(5,*)'   U2(ft/s)      C1(ft/s)      w1(ft/s)      wn2(ft/s)
w2(ft/s)'
WRITE(5,50)U2,C1,w1,wn2,w2

WRITE(5,*)
WRITE(5,*)'   C4(ft/s)   Cu2(ft/s)   Cu3(ft/s)   C3(ft/s)
1CQ3(ft/s)'
WRITE(5,50)C4,Cu2,Cu3,C3,CQ3

40  FORMAT(2F10.2,F10.1,2F10.2)
50  FORMAT(5F10.2)

WRITE(6,60)Q(I),DH,EFF

```

```

60   FORMAT(2F10.2, F10.1)
c    Metatropi monadwn
     Qsi=Q(I)*0.0037854*60   !Paroxi           Q   se   m^3/h
     DHsi=DH*0.3048         !Ypsos           H   se   m
     Husi=Hu*0.3048         !Thewrhtiko upsos Hu se   m
     DQIN12si=DQIN12*0.3048 !Apwleia upsous   se   m
     DQSF12si=DQSF12*0.3048 !----->>----- se   m
     DQDIFsi=DQDIF*0.3048  !----->>----- se   m
     DQIN23si=DQIN23*0.3048 !----->>----- se   m
     DQSF23si=DQSF23*0.3048 !----->>----- se   m
     DQSF34si=DQSF34*0.3048 !----->>----- se   m
     DQVdsi=DQVD*0.3048    !----->>----- se   m
     DFHsi=DFH*0.3048     !----->>----- se   m
     DREChsi=DRECH*0.3048 !----->>----- se   m
     Qlsi=QL*0.0037854*60 !Anakukloforia   se   m^3/h
     U1si=U1*0.3048       !Taxuthta U1     se   m/sec
     U2si=U2*0.3048       !Taxuthta U2     se   m/sec
     C1si=C1*0.3048       !Taxuthta C1     se   m/sec
     w1si=w1*0.3048       !Taxuthta w1     se   m/sec
     wu1si=wu1*0.3048     !Taxuthta wu1    se   m/sec
     w2si=w2*0.3048       !Taxuthta w2     se   m/sec
     wn2si=wn2*0.3048    !Taxuthta wn2    se   m/sec
     Cu2si=Cu2*0.3048     !Taxuthta Cu2    se   m/sec
     Cu3si=Cu3*0.3048     !Taxuthta Cu3    se   m/sec
     C3si=C3*0.3048       !Taxuthta C3     se   m/sec
     CQ3si=CQ3*0.3048     !Taxuthta CQ3    se   m/sec
     C4si=C4*0.3048       !Taxuthta C4     se   m/sec

70   WRITE(3,70)Qsi,DHsi,EFF
     FORMAT(2F10.2, F10.1)

     WRITE(2,*)
     WRITE(2,*)
     WRITE(2,*)
     WRITE(2,*)' Q(m^3/h)      H(m)      η(%)      Hu(m)
     1DQIN12(m)
     WRITE(2,80)Qsi,DHsi,EFF,Husi,DQIN12si

     WRITE(2,*)
     WRITE(2,*)' DQSF12(m)      DQDIF(m)      DQIN23(m)      DQSF23(m)
     DQSF34(m)'

     WRITE(2,90),DQSF12si,DQDIFsi,DQIN23si,DQSF23si,DQSF34si

     WRITE(2,*)
     WRITE(2,*)' DQVD(m)      DFH(m)      DRECH(m)      QL(m^3/h)
     U1(m/s)'

     WRITE(2,90)DQVdsi,DFHsi,DREChsi,Qlsi,U1si

     WRITE(2,*)
     WRITE(2,*)' U2(m/s)      C1(m/s)      w1(m/s)      wn2(m/s)
     w2(m/s)'

     WRITE(2,90)U2si,C1si,w1si,wn2si,w2si

     WRITE(2,*)
     WRITE(2,*)' C4(m/s)      Cu2(m/s)      Cu3(m/s)      C3(m/s)
     CQ3(m/s)'

     WRITE(2,90)C4si,Cu2si,Cu3si,C3si,CQ3si

80   FORMAT(2F10.2, F10.1, 2F10.2)
90   FORMAT(5F10.2)

100  continue

     end

```

Συμβολισμοί

Μέγεθος	Περιγραφή	Κώδικας
A_{throat}	Επιφάνεια στένωσης διαχύτη ή σπειροειδούς κελύφους κάθετα στη ροή	Area
A_1	Επιφάνεια Διατομής στην είσοδο της πτερωτής	A1
A_2	Επιφάνεια Διατομής στην έξοδο της πτερωτής	A2
b_2	Πλάτος πτερωτής στην έξοδο	B2
b_3	Πλάτος διαχύτη	B3
C_1	Απόλυτη ταχύτητα στην είσοδο της πτερωτής	C1
C_{n1}	Μεσημβρινή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο της πτερωτής	Cn1
C_{u1}	Περιφερειακή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο της πτερωτής	Cu1
C_2	Απόλυτη ταχύτητα στην έξοδο της πτερωτής	C2
C_{n2}	Μεσημβρινή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας στην έξοδο της πτερωτής	Cn2
C_{u2}	Περιφερειακή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας στην έξοδο της πτερωτής	Cu2
C_3	Απόλυτη ταχύτητα στην είσοδο του διαχύτη / σπειροειδούς κελύφους	C3
C_{n3}	Μεσημβρινή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο του διαχύτη / σπειροειδούς κελύφους	Cn3
C_{u3}	Περιφερειακή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας στην είσοδο του διαχύτη / σπειροειδούς κελύφους	Cu3
C_{Q3}	Απόλυτη ταχύτητα κάθετα στη ροή στη στένωση του διαχύτη / σπειροειδούς κελύφους	Cq3
C_4	Απόλυτη ταχύτητα εξόδου από τη βαθμίδα	C4
d	Διάμετρος στένωσης σπειροειδούς κελύφους	d
D_1	Διάμετρος εισόδου πτερωτής	D1
D_2	Διάμετρος εξόδου πτερωτής	D2
D_3	Διάμετρος εισόδου διαχύτη / γλωπτίδας σπειροειδούς κελύφους	D3
D_4	Διάμετρος διατομής εξόδου βαθμίδας	D4
D_s	Διάμετρος ατράκτου	DS
g	Επιτάχυνση βαρύτητας	g
H	Ύψος αντλίας	DH
H_2	Ύψος στην έξοδο της πτερωτής	H2
H_4	Ύψος στην έξοδο της βαθμίδας	H4
H_{Θ}	Καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης	aNPSH
$H_{κρ}$	Κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης	aNPSHr
$H_{κ}$	Ύψος στο Κ.Σ.Λ.	Hk
H_u	Θεωρητικό ύψος αντλίας	Hu
L	Παράμετρος L	L
n	Στροφές κινητήρα	DN

n_k	Αριθμός στροφών σπηλαίωσης	aNk
n_q	Ειδικός αριθμός στροφών (Q σε m^3/h , H σε m)	aNq
n_s	Αδιάστατος ειδικός αριθμός στροφών	aNss
N_s	Ειδικός αριθμός στροφών (Q σε gpm , H σε ft)	aNs
N_d	Ισχύς απωλειών στρεφόμενου δίσκου	aNd
N	Παραγόμενη ισχύς	aNt
p_{t1}	Ολική πίεση στην είσοδο της πτερωτής	pt1
p_{s2}	Πίεση στην έξοδο της πτερωτής	ps2
p_{t2}	Ολική πίεση στην έξοδο της πτερωτής	pt2
p_{t4}	Ολική πίεση στην έξοδο της βαθμίδας	pt4
Q	Παροχή αντλίας	Q
Q_k	Παροχή στο Κ.Σ.Λ	Qk
Q_L	Παροχή ανακυκλοφορίας	QL
Re_r	Αριθμός Reynolds	Re_r
s	Πάχος πτερυγίου	si
U_1	Περιφερειακή ταχύτητα στην είσοδο της πτερωτής	U1
U_2	Περιφερειακή ταχύτητα στην έξοδο της πτερωτής	U2
W_1	Σχετική ταχύτητα στην είσοδο της πτερωτής	W1
W_{n1}	Μεσημβρινή συνιστώσα σχετικής ταχύτητας στην είσοδο της πτερωτής	Wn1
W_{u1}	Περιφερειακή συνιστώσα σχετικής ταχύτητας στην είσοδο της πτερωτής	Wu1
W_2	Σχετική ταχύτητα στην έξοδο της πτερωτής	W2
W_{n2}	Μεσημβρινή συνιστώσα σχετικής ταχύτητας στην έξοδο της πτερωτής	Wn2
W_{u2}	Περιφερειακή συνιστώσα σχετικής ταχύτητας στην έξοδο της πτερωτής	Wu2
W_{s2}	Ταχύτητα ολίσθησης	slip
z	Αριθμός πτερυγίων πτερωτής	XNB
z_δ	Αριθμός πτερυγίων διαχύτη	XNV
β_1	Γωνία εισόδου πτερυγίων της πτερωτής	beb1d
β_{1w}	Σχετική γωνία εισόδου ροής στην πτερωτή	b1w
β_2	Γωνία εξόδου πτερυγίων της πτερωτής	beb2d
β_{2w}	Σχετική γωνία εξόδου ροής από την πτερωτή	b2w
β_3	Γωνία εισόδου πτερυγίων του διαχύτη	beb3d
$\delta\eta_o$	Απώλειες αναλόγως μεγέθους αντλίας	dho
$\delta\eta_Q$	Διορθωτικός συντελεστής αναλόγως μορφής πτερωτής	dhq
η	Βαθμός απόδοσης αντλίας	EFF
η_h	Υδραυλικός βαθμός απόδοσης	ehdes
M_k	Ροπή στρέψης στο Κ.Σ.Λ	eMk
M_d	Προσαυξημένη ροπή στρέψης	eMd
ρ	Πυκνότητα	r

σ	Παράγοντας ολίσθησης	s
$\sigma_{\varepsilon\pi}$	Επιτρεπόμενη ορθή τάση	sep
$\sigma_{\kappa\rho}$	Παράμετρος σπηλαιώσης	skr
τ	Μέγιστη διατμητική τάση	t
Φ	Παράγοντας παροχής	fi
Ψ	Παράγοντας ύψους	psi
ω	Γωνιακή ταχύτητα	w
$\omega_{2-4,\kappa}$	Συντελεστής απωλειών ολικής πίεσης	w24d

ΜΕΤΑΤΡΟΠΗ ΜΟΝΑΔΩΝ

Μήκος	Metre <i>m</i>	Inch <i>in</i>	Foot <i>ft</i>
1 <i>m</i>	1	39,37008	3,28084
1 <i>in</i>	0,02540	1	1/12
1 <i>ft</i>	0,30480	12	1

Επιφάνεια	Square metre <i>m²</i>	Square inch <i>in²</i>	Square foot <i>ft²</i>
1 <i>m²</i>	1	1550,003	10,76391
1 <i>in²</i>	$6,45160 \cdot 10^{-4}$	1	1/144
1 <i>ft²</i>	$9,2903 \cdot 10^{-2}$	144	1

Όγκος	Cubic metre <i>m³</i>	Cubic inch <i>in³</i>	Cubic foot <i>ft³</i>	U.S. gallon <i>U.S. gallon</i>
1 <i>m³</i>	1	$6,10237 \cdot 10^4$	35,31467	264,177
1 <i>in³</i>	$1,63871 \cdot 10^{-5}$	1	1/1728	$4,32909 \cdot 10^{-3}$
1 <i>ft³</i>	$2,83168 \cdot 10^{-2}$	1728	1	7,48067
1 <i>U.S. gallon</i>	$3,78543 \cdot 10^{-3}$	230,995	0,133678	1

Δύναμη	Newton <i>N</i>	Kilopond <i>kp</i>	Pound force <i>lb_f</i>
<i>N</i>	1	0,101972	0,22481
<i>kp</i>	9,80665	1	2,20462
<i>lb_f</i>	4,44822	0,45359	1

Πίεση	Bar	Pascal $\text{Pa}(= \text{N}/\text{m}^2)$	<i>kp/cm²</i>	<i>atm</i>
1 <i>bar</i>	1	10^5	1,01972	0,986924
1 <i>Pa</i>	10^{-5}	1	$1,01972 \cdot 10^{-5}$	$0,986924 \cdot 10^{-5}$
1 <i>kp/cm²</i>	0,980665	$0,980665 \cdot 10^5$	1	0,967842
1 <i>atm</i>	1,01325	$1,01325 \cdot 10^5$	1,03323	1

Ενέργεια	$J = N \cdot m$	kWh	$kp \cdot m$	$hp \cdot hr$
J	1	$2,7777 \cdot 10^{-7}$	0,101972	$3,72506 \cdot 10^{-7}$
kWh	$3,6 \cdot 10^{-6}$	1	$3,67098 \cdot 10^5$	1,34102
$kp \cdot m$	9,80665	$2,72407 \cdot 10^{-6}$	1	$3,65303 \cdot 10^{-6}$
$hp \cdot hr$	$2,68452 \cdot 10^{-6}$	0,745701	$2,73745 \cdot 10^5$	1

Ισχύς	kW	hp
kW	1	1,34102
hp	0,745701	1

Πυκνότητα	kg/m^3	lb/ft^3
kg/m^3	1	0,062428
lb/ft^3	16,018463	1

Μάζα	kg	lb
kg	1	2,204623
lb	0,453592	1

Επιτάχυνση Βαρύτητας: $g = 9,807 \text{ m/sec}^2 = 32,174 \text{ ft/sec}^2$

