

Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής

Σχολή Μηχανικών

Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ
ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ

DESIGN AND NUMERICAL ANALYSIS OF CENTRIFUGAL ORGANIC FLUID PUMP

Φλέσσας Γεώργιος

04061

ΕΠΙΤΡΟΠΗ

ΣΑΡΡΗΣ ΙΩΑΝΝΗΣ

ΒΑΣΙΛΟΠΟΥΛΟΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ-ΙΩΑΝΝΗΣ

ΣΟΦΙΑΔΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Φλέσσας Γεώργιος του Ηλία Φλέσσα, με αριθμό μητρώου 04061 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο Δηλών



Περιεχόμενα

Κεφάλαιο 1	8
1.1 Εισαγωγή.....	8
1.1.1 Προϊστορία.....	8
Κεφάλαιο 2	9
2.1.....	9
2.2 Ισχύς, απώλειες και αποδόσεις	11
2.3 Υψομετρικό αντλίας	14
2.4 Σπηλαίωση και συμπεριφορά στην αναρρόφηση	14
2.4.1 Φυσικές αρχές	14
1.4.2 Καθαρή θετική κεφαλή αναρρόφησης (NPSH).....	17
1.5 Διαθέσιμο NPSH.....	20
1.5.1 Διαβρωτική σπηλαίωση	21
Κεφάλαιο 2 Ισχύς άξονα.....	23
Κεφάλαιο 3 Συμπεριφορά φυγοκεντρικών αντλιών κατά τη λειτουργία	29
3.1 Κύρια Χαρακτηριστικά.....	29
3.1.1 Έλεγχος αντλίας.....	30
Κεφάλαιο 4 Προσομοίωση Αντλίας	43
4.1 Προσομοίωση Νερού.....	43
4.2 Παρουσίαση αποτελεσμάτων για το Νερό	46
4.3 Προσομοίωση για Λάδι	52
4.4 Προσομοίωση για Γάλα	58
4.5 Προσομοίωση για Πετρέλαιο	66
Κεφάλαιο 5 Συμπεράσματα	73
Βιβλιογραφία	75

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1:Διάγραμμα διανυσμάτων.....	10
Εικόνα 2: Ισορροπία ισχύος μιας αντλίας.....	13
Εικόνα 3: Αποδόσεις στο βέλτιστο σημείο απόδοσης ως συνάρτηση της συγκεκριμένης ταχύτητας και του ρυθμού ροής.....	13
Εικόνα 4: Κατανομή φυσαλίδων σπηλαιώσης και απώλεια βάρους ανά μονάδα χρόνου ως συνάρτηση του συντελεστή σπηλαιώσης σε σταθερή κεφαλή.....	16
Εικόνα 5: Σπηλαιώση στην είσοδο της πτερωτής.....	17
Εικόνα 6: Επίπεδο αναφοράς για την τιμή NPSH σύμφωνα με το ISO	18
Εικόνα 7a: NPSH με πτώση κεφαλής 3% για αντλίες με προεξέχουσα πτερωτή, υπολογίζεται για NSS = 200	18
Εικόνα 8: Κατά προσέγγιση τιμές για την επιλογή του διαθέσιμου NPSHA στην εγκατάσταση	21
Εικόνα 9: Σχήματα πτερωτής και συντελεστές κεφαλής.....	23
Εικόνα 10: Κατά προσέγγιση εξέλιξη κεφαλής και απόδοσης ως συνάρτηση του λόγου παροχής για διάφορες συγκεκριμένες ταχύτητες.....	24
Εικόνα 11: Κατά προσέγγιση χαρακτηριστικά NPSH ως συνάρτηση του λόγου παροχής για διάφορες συγκεκριμένες ταχύτητες	25
Εικόνα 12: Αξονικές δυνάμεις που δρουν στην πτερωτή.....	26
Εικόνα 13: Αντιστάθμιση αξονικής ώθησης μέσω οπών εξισορρόπησης.....	26
Εικόνα 14: Πτερωτή με υποτυπώδη πτερύγια	27
Εικόνα 15 ^a ,15b : 15α Σχέδιο με έμβολο εξισορρόπησης, 15β Σχέδιο με σφραγίδες εξισορρόπησης.....	27
Εικόνα 16: Σχεδιασμός με δίσκο εξισορρόπησης.....	27
Εικόνα 17: Μερικά παραδείγματα σχεδίων back-to-back	28
Εικόνα 18: Τυπικά σχήματα των χαρακτηριστικών των φυγοκεντρικών αντλιών.....	29
Εικόνα 19: Τυπικά χαρακτηριστικά αντλίας με διάφορες διαμέτρους φτερωτής και σταθερή ταχύτητα.....	31
Εικόνα 20: Τυπικά χαρακτηριστικά αντλίας για σταθερή διάμετρο πτερωτής και μεταβλητή ταχύτητα.....	32
Εικόνα 21: Επίδραση συγκεκριμένης ταχύτητας στο σχήμα των χαρακτηριστικών.....	33
Εικόνα 22: Influence of an unstable characteristic on the operating behavior of a pump under frequency variation	34
Εικόνα 23: Έλεγχος στραγγαλισμού και είσοδος ισχύος σε σταθερές σ.α.λ.....	35
Εικόνα 24:Εν σειρά και παράλληλη λειτουργία	36
Εικόνα 25: Αντλίες παλινδρομικές και φυγόκεντρες που λειτουργούν παράλληλα	36
Εικόνα 26: Τυπικό σύστημα ελέγχου παράκαμψης.....	37
Εικόνα 27; Διάφορα συστήματα ελέγχου με απότομη καμπύλη κεφαλής συστήματος.....	38
Εικόνα 28: Χαρακτηριστικό μιας αντλίας μικτής ροής με ρύθμιση πτερυγίων πτερυγίων.....	40
Εικόνα 29: Χαρακτηριστικά μιας αντλίας κυκλοφορίας νερού μικτής ροής με έλεγχο προ-περιστροφής	41
Εικόνα 30: Έλεγχος σπηλαιώσης.....	42
Εικόνα 31: Διακριτοποίηση μοντέλου	43
Εικόνα 32: Παρουσίαση Μοντέλου	44
Εικόνα 33: Επιλογή του νερού ως πρώτο ρευστό (ιδιότητες νερού)	45
Εικόνα 34: Εισαγωγή περιστροφικής κίνησης στα 1500 rpm	45

Εικόνα 35:Κατανομή πίεσης πάνω στην φτερωτή	46
Εικόνα 36:Κατανομή ταχύτητας πάνω στην φτερωτή.....	47
Εικόνα 37:Διατμητικές τάσεις πάνω στην φτερωτή	48
Εικόνα 38:Συμπεριφορά ιξώδους πάνω στην φτερωτή	49
Εικόνα 39:Κινητική ενέργεια πάνω στην φτερωτή	50
Εικόνα 40:Ταχύτητες Streamline μέσα στην αντλία	51
Εικόνα 41:Ιδιότητες λαδιού	52
Εικόνα 42:Κατανομή πίεσης πάνω στην περρωτή.....	53
Εικόνα 43:Κατανομή ταχύτητας πάνω στην περρωτή.....	54
Εικόνα 44:Συμπεριφορά ιξώδους πάνω στην περρωτή.....	55
Εικόνα 45:Κινητική ενέργεια πάνω στην περρωτή.....	56
Εικόνα 46:Κατανομή διατμητικών τάσεων πάνω στα πτερύγια.....	57
Εικόνα 47:Ιδιότητες του Γάλα	58
Εικόνα 48:Κατανομή πίεσης πάνω στην πτέρυγα	59
Εικόνα 49:Κατανομή ταχύτητας πάνω στην πτέρυγα	60
Εικόνα 50:Συμπεριφορά ιξώδους πάνω στην πτέρυγα	61
Εικόνα 51:Κινητική ενέργεια πάνω στην πτέρυγα	62
Εικόνα 52: Κατανομή διατμητικής τάσης πάνω στην πτέρυγα	63
Εικόνα 53: Κατανομή απόδοσης όγκου πίεσης πάνω στην αντλία	64
Εικόνα 54: Εικόνα 55: Κατανομή απόδοσης όγκου ταχύτητας πάνω στην αντλία.....	65
Εικόνα 56:Κατανομή πίεσης πάνω στην πτέρυγα	67
Εικόνα 57:Συμπεριφορά ιξώδους πάνω στα πτερύγια.....	68
Εικόνα 58: Κατανομή ταχύτητας πάνω στα πτερύγια	69
Εικόνα 59: Κατανομή διατμητική τάση πάνω στα πτερύγια	70
Εικόνα 60: Κατανομή απόδοσης όγκου πίεσης πάνω στην αντλία	71
Εικόνα 61: Κατανομή απόδοσης όγκου ταχύτητας πάνω στην αντλία	72
Εικόνα 62: Διαφορές πιέσεις ανάμεσα στα τέσσερα ρευστά.....	73
Εικόνα 63: Διαφορές Διατμητικών τάσεων ανάμεσα στα τέσσερα ρευστά	74
Εικόνα 64: Διαφορές ιξώδους ανάμεσα στα τέσσερα ρευστά.....	74

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή μου κύριο Ιωάννη Σαρρή για όλη την βοήθεια και την υποστήριξη που μου παρείχε καθ' όλη την διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας, αλλά και την οικογένεια μου, που με στήριξε όλα αυτά τα χρόνια.

Κεφάλαιο 1

1.1 Εισαγωγή

Να σημειωθεί ότι οι φυγόκεντρες αντλίες, χρησιμοποιούνται κυρίως για τη μεταφορά ρευστών, με τη μετατροπή της περιστροφικής κινητικής ενέργειας, στην υδροδυναμική ενέργεια της ροής του ρευστού. Η περιστροφική ενέργεια προέρχεται συνήθως από έναν κινητήρα ή έναν ηλεκτροκινητήρα, ενώ αποτελούν μια υποκατηγορία στροβιλομηχανών, δυναμικής συμμετρικής αξονικής απορρόφησης ενέργειας. Το ρευστό εισέρχεται στην περωτή της αντλίας κατά μήκος, ή κοντά στον άξονα περιστροφής και επιταχύνεται από την περωτή, ρέοντας ακτινικά προς τα έξω σε έναν διαχυτήρα ή σπειροειδή θάλαμο (περίβλημα), από τον οποίο και εξέρχεται.

Οι κοινές χρήσεις περιλαμβάνουν το νερό, τα λύματα, τη γεωργία, το πετρέλαιο και την άντληση πετροχημικών. Οι φυγόκεντρες αντλίες επιλέγονται συχνά για τις δυνατότητες υψηλής ταχύτητας ροής, τη συμβατότητα με λειαντικά διαλύματα, τη δυνατότητα ανάμειξης, καθώς επίσης και τη σχετικά απλή μηχανική τους. Ένας φυγόκεντρικός ανεμιστήρας χρησιμοποιείται συνήθως για την εγκατάσταση μιας μονάδας χειρισμού αέρα ή μιας ηλεκτρικής σκούπας, ενώ, η αντίστροφη λειτουργία της φυγόκεντρης αντλίας, είναι ένας υδροστρόβιλος που μετατρέπει τη δυναμική ενέργεια της πίεσης του νερού, σε μηχανική περιστροφική ενέργεια.

1.1.1 Προϊστορία

Σύμφωνα με τον Ρέτι, η πρώτη μηχανή που θα μπορούσε να χαρακτηριστεί ως φυγόκεντρος αντλία, ήταν μια μηχανή ανύψωσης λάσπης που εμφανίστηκε ήδη από το 1475 σε μια μελέτη του Ιταλού μηχανικού της Αναγέννησης, Francesco di Giorgio Martini. Οι πραγματικές φυγόκεντρες αντλίες αναπτύχθηκαν μέχρι τα τέλη του 17ου αιώνα, όταν ο Denis Papin κατασκεύασε μία, χρησιμοποιώντας ευθεία περύγια. Το κυρτό περύγιο, εισήχθη από τον Βρετανό εφευρέτη John Appold το 1851.

Κεφάλαιο 2

2.1

Σε αντίθεση με άλλες αντλίες οι οποίες συνήθως δημιουργούν υδροστατική πίεση, η ενέργεια που παρέχεται στην φυγόκεντρη αντλία, είναι κυρίως από υδροδυναμικά μέσα. Τα μιγαδικά σχέδια ροής στην περωτή μέσω μονοδιάστασης αναπαράστασης, βοηθά στον υπολογισμό της μεταφοράς της ενέργειας, όπως προκύπτει από το θεώρημα ροής ρευστού-εξίσωση Euler, με την βοήθεια διανυσματικών διαγραμμάτων. (Εικ. 1): Η ροπή που ενεργεί στην περωτή, ορίζεται ως:

$$T_{LA} = \rho Q_{LA} (c_{2u} R_2 - c_{0u} R_1) \quad (1)$$

Με $u = R\omega$, η ενέργεια που μεταφέρεται στο ρευστό από την περωτή ορίζεται ως:

$$P_{LA} = T_{LA}\omega = \rho Q_{LA} (c_{2u} u_2 - c_{0u} u_1) \quad (2)$$

Η ισχύς που μεταφέρεται ανά μονάδα ροής μάζας στο ρευστό που αντλείται, ορίζεται ως το συγκεκριμένο έργο Y_{LA} που εκτελεί η περωτή. Αυτό συνεπάγεται από την (2), ως εξής:

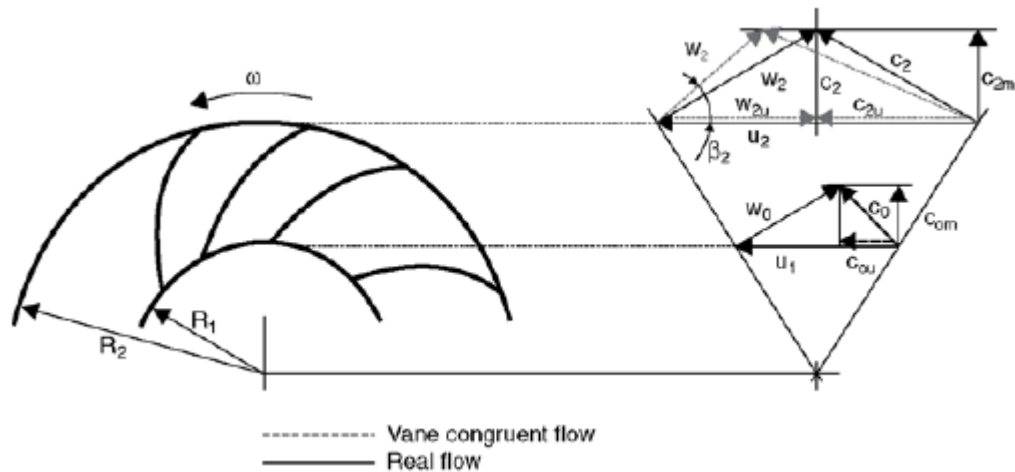
$$Y_{LA} = \frac{P_{LA}}{\rho Q_{LA}} = c_{2u} u_2 - c_{0u} u_1 \quad (3)$$

Επομένως το ειδικό έργο το οποίο δίνεται από την φυγόκεντρική αντλία, υπολογίζεται να είναι μικρότερο από αυτό της περωτής, επειδή υπάρχουν (όπως είναι αναμενόμενο) απώλειες στην περωτή, τον διαχύτη αλλά και την εισαγωγή.

Ο όρος που προσδιορίζει τις απώλειες αυτές είναι ο η_h :

$$Y = \eta_h Y_{LA} = \eta_h (c_{2u} u_2 - c_{0u} u_1) \quad (4)$$

Αυτή η εργασία λοιπόν η οποία γίνεται, εξαρτάται μόνο από το μέγεθος και το σχήμα των υδραυλικών εξαρτημάτων της αντλίας, τον ρυθμό ροής και την ταχύτητα στην περιφέρεια. Δεν εξαρτάται από το μέσο που αντλείται, αλλά και ούτε από την επιτάχυνση της βαρύτητας.



Εικόνα 1: Διάγραμμα διανυσμάτων

Με σκοπό να χρησιμοποιηθεί η εξίσωση No4 ώστε να υπολογιστεί η συγκεκριμένη εργασία της αντλίας, θα πρέπει να γνωρίζουμε τα χαρακτηριστικά εκτροπής ροής της περωτής, αλλά και όλες τις απώλειες ροής. Ωστόσο, αυτά τα δεδομένα μπορούν να προσδιοριστούν με επαρκή ακρίβεια, μόνο μέσω δοκιμών.

Σε οποιαδήποτε εξίσωση από τις παραπάνω, να σημειωθεί, ότι θα πρέπει να αντικατασταθούν οι πραγματικές ταχύτητες. Εφόσον ήταν εφικτό η ροή να ακολουθεί με ακρίβεια τα περιγράμματα του περυγίου της περωτής, θα έπρεπε να ληφθεί μεγαλύτερη απόλυτη συνιστώσα εφαπτομενικής ροής c_{2u} για μια δεδομένη γωνία εξόδου περυγίου β_2 , από ό,τι με την πραγματική ροή c_{ou} , η οποία δεν είναι σύμφωνη με το περύγιο (βλ. Εικ 1). Η διαφορά μεταξύ c_{2u} και c_{ou} είναι γνωστή ως «ολίσθηση». Ωστόσο, η ολίσθηση δεν είναι απώλεια που προκαλεί οποιαδήποτε αύξηση στην κατανάλωση ισχύος της αντλίας.

Για να μπορέσει να μελετηθεί η σύνδεση της αντλίας και ενός λεβιτοστασίουςτο οποίο αυτή λειτουργεί, πρέπει να γίνει εξέταση της εξίσωσης ενέργειας του Bernulli.

Ως προς την ενέργεια ανά μονάδα μάζας αντλούμενου ρευστού, μπορεί να γραφεί:

$$\frac{P_s}{Q} + Z_s \cdot g + \frac{C_s^2}{2} + Y = \frac{P_d}{Q} + Z_d \cdot g + \frac{C_d^2}{2} \quad (5)$$

2.2 Ισχύς, απώλειες και αποδόσεις

Οι εξισώσεις (1) έως (4) ισχύουν μόνο εφόσον δεν υπάρχει ανακυκλοφορία μερικού φορτίου.

Η ίδια ακριβώς υπόθεση σημειώνεται και παρακάτω. Το Q_{LA} , το οποίο ανταποκρίνεται στην ροή που υπάρχει στην φτερωτή, γενικά περιγράφεται από τα παρακάτω στοιχεία:

- ο χρήσιμος ρυθμός ροής Q ;
- ο ρυθμός ροής διαρροής Q_L ;
- ο ρυθμός ροής εξισορρόπησης Q_E .

Λαμβάνοντας υπόψιν τις υδραυλικές απώλειες σύμφωνα με την εξίσωση (4), η ισχύς που μεταφέρεται στο ρευστό από την πτερωτή, ορίζεται ως:

$$P_{LA} = \rho(Q + Q_L + Q_E) \frac{Y}{\eta_h} \quad (6)$$

Η ισχύς εισόδου που απαιτείται στον κινητήριο άξονα της αντλίας, είναι μεγαλύτερη από την P_{LA} , επειδή πρέπει επίσης να ληφθούν υπόψιν και οι ακόλουθες απώλειες:

- Οι απώλειες που οφείλονται στην τριβή του δίσκου
- Οι απώλειες που προκαλούνται λόγω μηχανικών μερών
- Οι απώλειες λόγω της υπέρξυσης της τριβής
- Η απαιτούμενη ισχύς που χρειάζεται για να κινηθεί ο άξονας της αντλίας, είναι:

$$P = \rho(Q + Q_L + Q_E) \frac{Y}{\eta_h} + P_{RR} + P_m + P_{ER} \quad (7)$$

Εάν η ογκομετρική απόδοση η_v είναι:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_L + Q_E} \quad (8)$$

η ισχύς που απαιτείται από την αντλία, μπορεί να γραφτεί ως εξής:

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{\eta_v \cdot \eta_h} + P_{RR} + P_m + P_{ER} \quad (9)$$

Η απόδοση της αντλίας, ορίζεται ως ο λόγος της χρήσιμης υδραυλικής ισχύος $P_Q = \rho \cdot Q \cdot Y$, προς την είσοδο ισχύος P στον κινητήριο άξονα της αντλίας:

$$\eta = \frac{P_Q}{P} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{P} = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{P} \quad (10)$$

Η απόδοση της αντλίας μπορεί επίσης να εκφραστεί με τη μορφή μεμονωμένων αποδόσεων:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \left(\eta_m - \frac{P_{RR} + P_{ER}}{P} \right) \quad (10a)$$

Εάν οι υδραυλικές απώλειες και οι απώλειες τριβής δίσκου συνδυάζονται σε:

$$\eta_{hR} = \eta_h \cdot \left(1 - \frac{P_{RR} + P_{ER}}{P \cdot \eta_m} \right) \quad (10b)$$

Η αποτελεσματικότητα μπορεί επίσης να εκφραστεί ως:

$$\eta = \eta_{hR} \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (10c)$$

Στην παραπάνω εξίσωση το η_m αντιπροσωπεύει τη μηχανική απόδοση:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P} \quad (10d)$$

Η εσωτερική απόδοση, ενσωματώνει όλες τις απώλειες που οδηγούν σε θέρμανση του αντλητικού μέσου, όπως:

- Απώλειες λόγο πιέσεων (Υδραυλικές)
- Απώλειες λόγο θερμότητας (λόγο τριβής του δίσκου)
- απώλειες διαρροής, συμπεριλαμβανομένης της ροής εξισορρόπησης, εάν η τελευταία επιστραφεί στην εισαγωγή της αντλίας όπως συμβαίνει συνήθως

$$\eta_i = \frac{\rho \cdot Q \cdot \rho \cdot H}{P - P_m} \quad (10e)$$

Το ισοζύγιο ισχύος της αντλίας που εκφράζεται στην εξίσωση (7), απεικονίζεται στην εικόνα 2α, όπου:

$$P_{vh} = \text{Υδραυλικές απώλειες} = \rho \cdot Q \cdot H \cdot \left(\frac{1}{\eta_h} - 1 \right)$$

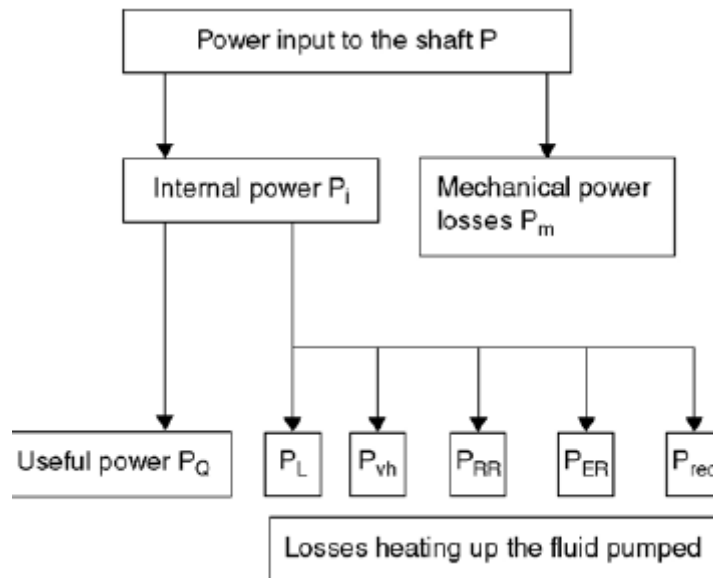
$$P_L = (Q_L + Q_E) \rho \cdot g \cdot \frac{H}{\eta_h}$$

P_{ER} = απώλειες τριβής στη συσκευή εξισορρόπησης

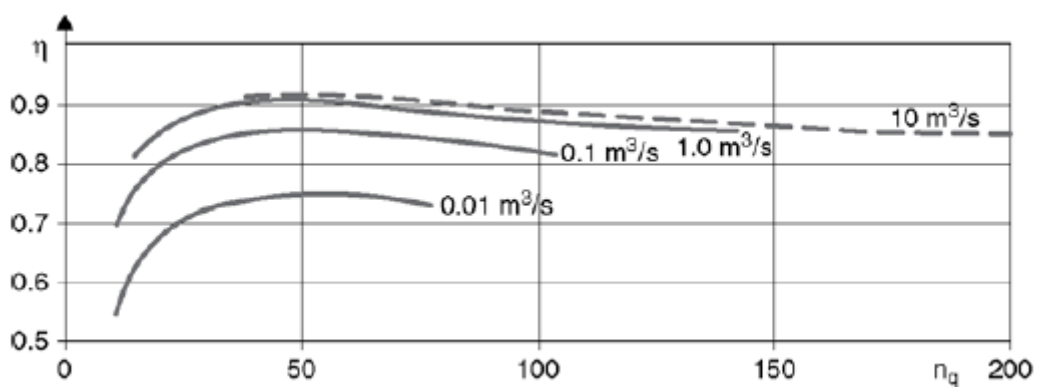
P_{rec} = υδραυλικές απώλειες που δημιουργούνται από την ανακυκλοφορία μερικού φορτίου στην είσοδο και/ή έξοδο της περατής.

Για δεδομένες τιμές πυκνότητας, ταχύτητας ροής και κεφαλής, η ισχύς εισόδου που απαιτείται από την αντλία, μπορεί να υπολογιστεί από:

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}$$



Εικόνα 2: Ισορροπία ισχύος μιας αντλίας



Εικόνα 3: Αποδόσεις στο βέλτιστο σημείο απόδοσης ως συνάρτηση της συγκεκριμένης ταχύτητας και του ρυθμού ροής

2.3 Υψομετρικό αντλίας

Στο σχεδιασμό της αντλίας, είναι ίσως πιο φυσιολογικό και πρακτικό να ορίζεται η χρήσιμη μηχανική ενέργεια (που μεταφέρεται στο αντλούμενο μέσο), σε όρους μοναδιαίου βάρους υπό την επιτάχυνση της βαρύτητας, αντί για την μονάδα μάζας, όπως στην εξίσωση (3).

Αυτή η τιμή, η οποία εκφράζεται σε μονάδες μήκους, είναι γνωστή ως κεφαλή H :

$$H = \frac{Y}{g} \quad (11)$$

Με την επίλυση της εξίσωσης (5) για το Y , η κεφαλή, ορίζεται ως:

$$H = \frac{Y}{g} = \frac{P_d - P_s}{\rho \cdot g} + Z_d - Z_s + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2g} \quad (12)$$

Η κεφαλή μπορεί να προσδιοριστεί, μετρώντας τη στατική πίεση στα ακροφύσια αναρρόφησης αλλά και εκκένωσης, όπως επίσης και υπολογίζοντας τις ταχύτητες ροής, στα ακροφύσια αυτά.

2.4 Σπηλαιώση και συμπεριφορά στην αναρρόφηση

2.4.1 Φυσικές αρχές

Η διαδρομή ροής πάνω από το πρόσθιο άκρο του πτερυγίου της πτερωτής, όπως συμβαίνει με ένα αεροτομείο, υπόκειται σε τοπικές υπερβολικές ταχύτητες και ζώνες, στις οποίες η στατική πίεση είναι χαμηλότερη από αυτή του σωλήνα αναρρόφησης. Όταν η πίεση σε όλα τα σημεία είναι μικρότερη από αυτή του κορεσμού (η οποία αντιστοιχεί με την θερμοκρασία του υγρού), τότε έχουμε το φαινόμενο του σχηματισμού των φυσαλίδων ατμού.

Έτσι, εάν μέσα στο υγρό υπάρχουν αέρια, αυτά διαχωρίζονται σε μεγάλο βαθμό από την πτώση της πίεσης. Να σημειωθεί ότι οι φυσαλίδες ατμού, παρασύρονται στη ροή (αν και η ζώνη των φυσαλίδων εμφανίζεται συχνά ακίνητη στον παρατηρητή) και εκρήγνυνται απότομα, στο σημείο όπου η τοπική πίεση ανεβαίνει ξανά πάνω από την πίεση κορεσμού.

Τα κριτήρια τα οποία λαμβάνονται υπόψη για να μπορέσει να εκτιμηθεί ο βαθμός και η έκταση της σπηλαιώσης, απεικονίζονται καλύτερα, εάν γίνει δοκιμή του μοντέλου, υπό σταθερή ταχύτητα. Για τον σκοπό αυτό, η κεφαλή αναρρόφησης μειώνεται σταδιακά, με σταθερό ρυθμό ροής, ενώ μετράται η κεφαλή και παρατηρείται το μάτι της περωτής(με στροβοσκόπιο).

Στο σχήμα 4, παρουσιάζεται μια δοκιμή όπως αυτή περιγράφηκε παραπάνω, η οποία περιλαμβάνει την κεφαλή αναρρόφησης (NPSH) και η οποία εκφράζεται από έναν αδιάστατο συντελεστή σπηλαιώσης. Τα σημεία από 1-3, ισχύουν για της παρακάτω περιπτώσεις:

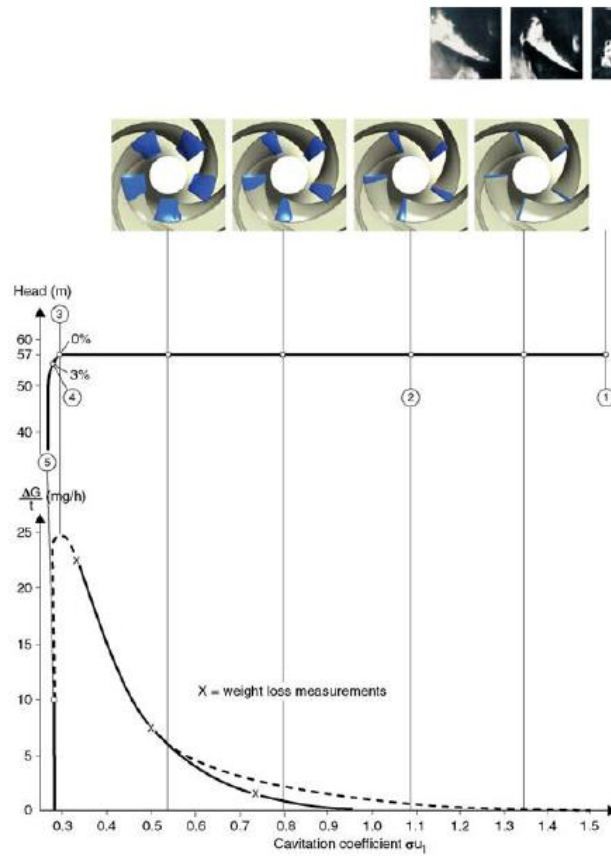
1. Έναρξη σπηλαιώσης, NPSH_i: σε αυτήν την κεφαλή αναρρόφησης μπορούν να παρατηρηθούν οι πρώτες φυσαλίδες στα πτερύγια της περωτής (στις υψηλότερες κεφαλές αναρρόφησης δεν υπάρχει άλλη σπηλαιώση).
2. Ενώ ξεκινάει η μείωση αναρρόφησης της κεφαλής, η ζώνη φυσαλίδων καλύπτει ένα αυξανόμενο μήκος του πτερυγίου της περωτής.

3. Πλήρης σπηλαιώση, NPSH_{FC}

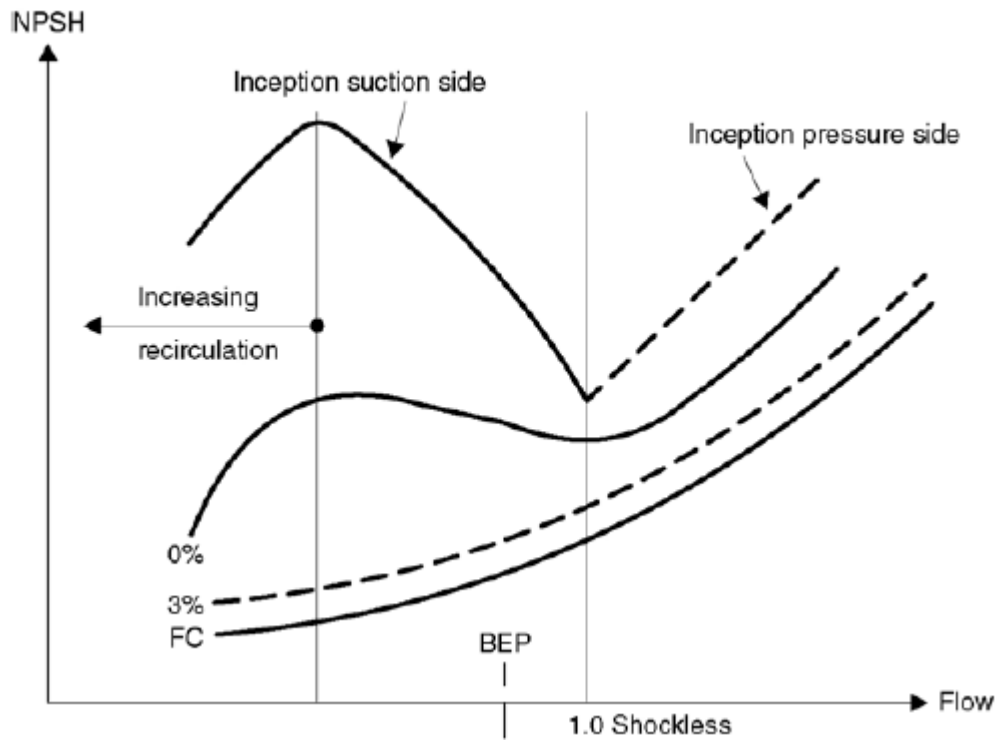
Στην εικόνα 4 φαίνονται κάποιες τυπικές καμπύλες, οι οποίες δείχνουν πώς ξεκινάει η σπηλαιώση.

Σε ροή χωρίς κραδασμούς, όπου οι γωνίες ροής εισόδου ταιριάζουν με τις γωνίες των λεπίδων, το NPSH_{inc}, δείχνει ένα ελάχιστο σημείο. Σε ρυθμούς ροής πάνω από εκεί όπου δεν παρουσιάζονται κραδασμοί, εμφανίζεται σπηλαιώση στην πλευρά πίεσης των λεπίδων, και στην πλευρά αναρρόφησης, κάτω από το όριο όπου δεν εμφανίζονται κραδασμοί.

Στην παρακάτω εικόνα(5), εμφανίζεται το πως κατανέμονται οι φυσαλίδες, εξαιτίας της σπηλαιώσης σε όλη την περωτή.



Εικόνα 4: Κατανομή φυσαλίδων σπηλαίωσης και απώλεια βάρους ανά μονάδα χρόνου ως συνάρτηση του συντελεστή σπηλαίωσης σε σταθερή κεφαλή



Εικόνα 4α: Τυπικές NPSH καμπύλες



Εικόνα 5: Σπηλαιώση στην είσοδο της περωτής

1.4.2 Καθαρή θετική κεφαλή αναρρόφησης (NPSH)

Η διαφορά μεταξύ της συνολικής κεφαλής (στατική κεφαλή συν δυναμική κεφαλή) και της κεφαλής πίεσης ατμών στην είσοδο της αντλίας, ορίζεται από το DIN 24260, ως η συνολική κεφαλή αναρρόφησης H_H :

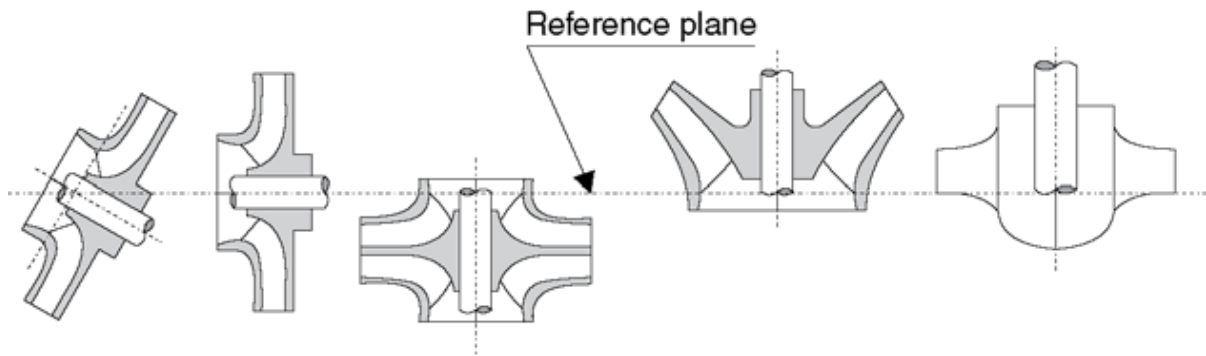
$$H_H = \frac{p_{ges} - p_D}{\rho \cdot g} \quad (13)$$

Η τιμή NPSH για μια δεδομένη αντλία, ορίζεται ως:

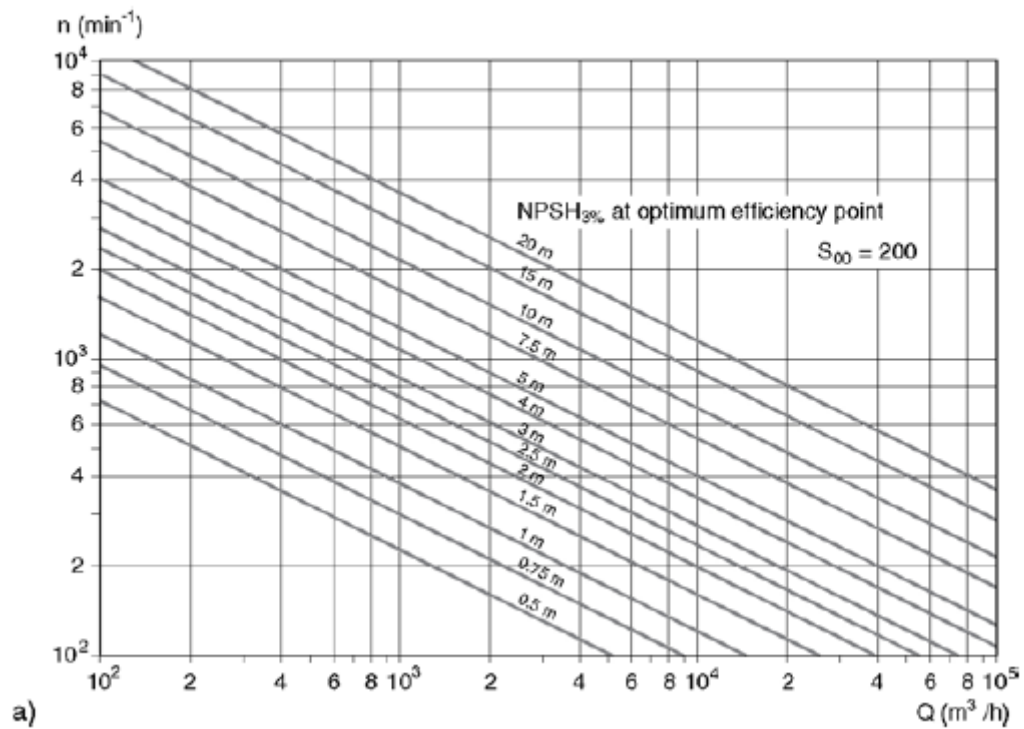
$$NPSH = \frac{p_{s_{abs}} - p_D}{\rho \cdot g} + \frac{c_s^2}{2g} = \frac{p_b + p_s - p_D}{\rho \cdot g} + \frac{c_s^2}{2g} \quad (14)$$

Οι τιμές NPSH που δίνονται, ισχύουν για το σημείο της βέλτιστης απόδοσης. Προκειμένου να συγκριθεί η απόδοση αναρρόφησης διαφορετικών αντλιών, να σημειωθεί, ότι η ειδική ταχύτητα αναρρόφησης N_{SS} , είναι ένα καλό και χρήσιμο κριτήριο:

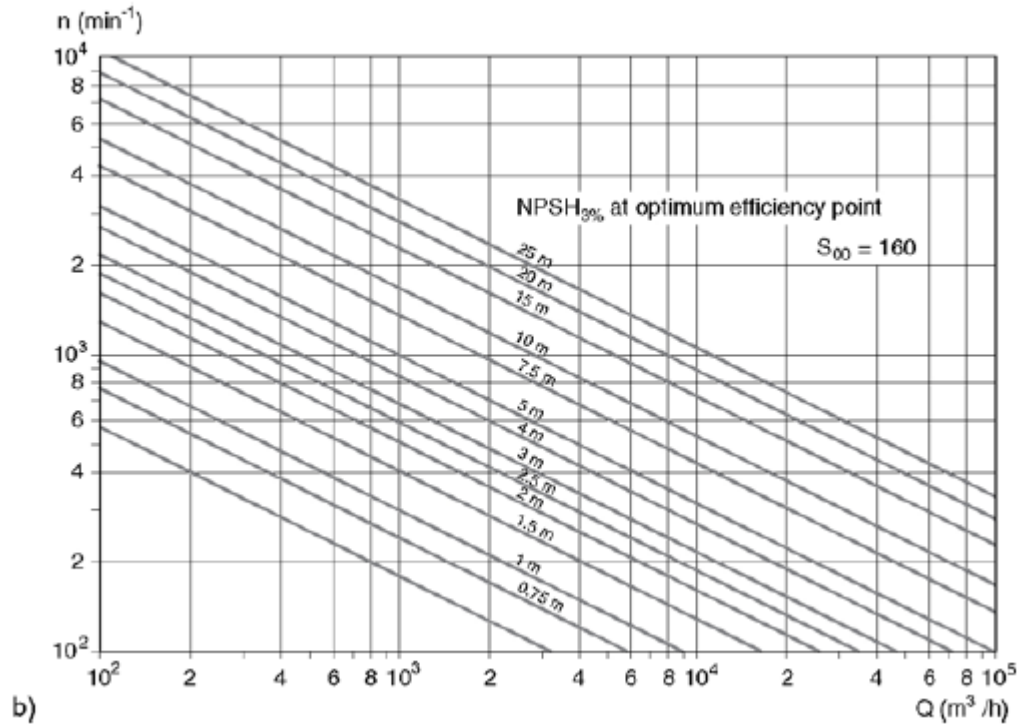
$$N_{SS} = n \frac{\sqrt{Q}}{NPSH^{0.75}} \quad (15a)$$



Εικόνα 6: Επίπεδο αναφοράς για την τιμή NPSH σύμφωνα με το ISO



Εικόνα 7α: NPSH με πτώση κεφαλής 3% για αντλίες με προεξέχουσα περρωτή, υπολογίζεται για $N_{ss} = 200$



Εικόνα 7b: NPSH σε πτώση κεφαλής 3% για αντλίες με περρωτές μεταξύ τους ρουλεμάν, υπολογισμένο για $NSS = 200$

Καθορίζεται με τη ροή στην περρωτή για το καλύτερο σημείο απόδοσης και συνήθως με το κριτήριο σπηλαίωσης πτώσης κεφαλής, 3%. Ο σχεδιασμός της περρωτής, η είσοδος της αντλίας και η ειδική ταχύτητα αναρρόφησης σε δεδομένο τύπο αντλίας, μπορεί να διαφέρει σε μεγάλο βαθμό. Όλες οι μονάδες για το NSS όπως ορίζονται παραπάνω (μονάδες: rpm, m^3/s , m), είναι:

. Αντλίες θερματικής αναρρόφησης με αξονική είσοδο: 190 -230 - 270. Αντλίες με άξονα μέσω του ματιού:

– μέτρια απόφραξη άξονα: 170 - 200 - 240

– αντλίες πολλαπλών σταδίων με κεφαλή ανά στάδιο, άνω των 500m: 150-180-220, για βιομηχανικές εφαρμογές: 350 - 500 – 700

Με την αύξηση της ταχύτητας στο άκρο της περρωτής αλλά και τον αυξανόμενο κίνδυνο διάβρωσης λόγω σπηλαίωσης, η ειδική για την αναρρόφηση ταχύτητα, θα πρέπει να

επιλέγεται προς το κάτω άκρο των περιοχών NSS. Η δυνατότητα της αναρρόφησης της αντλίας, μπορεί να γίνει καλύτερη με την χρήση ειδικών περωτών, οι οποίες θα αντιπροσωπεύουν το ανώτερο εύρος των μορφών NSS, αλλά και περωτές διπλής εισόδου.

Στη δεκαετία του 1980, έγινε αναφορά στο γεγονός ότι η ειδική ταχύτητα αναρρόφησης, θα πρέπει να περιοριστεί για διάφορους τύπους αντλιών σε ορισμένα καθορισμένα επίπεδα, προκειμένου να μειωθεί ο κίνδυνος πρόωρης φθοράς ή βλάβης στην αντλία.

Μια σκέψη που διατυπώθηκε, είναι ότι το υψηλό NSS, απαιτούσε μεγάλες διαμέτρους περυγίων, γεγονός που οδήγησε σε υπερβολική ανακυκλοφορία μερικού φορτίου. Πρόσφατες έρευνες, έδειξαν ότι δεν υπάρχει μοναδική σχέση μεταξύ της έναρξης της ανακυκλοφορίας και του NSS και ότι οι σωστά σχεδιασμένες περωτές με υψηλό NSS, παρέχουν μακροχρόνια λειτουργία (με σωστή εφαρμογή τους).

1.5 Διαθέσιμο NPSH

Η συνολική πίεση μια εγκατάστασης, καθορίζεται από την τιμή NPSH, η οποία επικρατεί στο σημείο αναρρόφησης της αντλίας για πεπερασμένη ροή υγρού (ο ρυθμός της ροής εξαρτάται από τις απώλειες που εμφανίζει ο αγωγός)

Η τιμή NPSH της εγκατάστασης, γνωστή και ως διαθέσιμη NPSH, είναι ανεξάρτητη από την ίδια την αντλία και ορίζεται σύμφωνα με την εικόνα 8, ως:

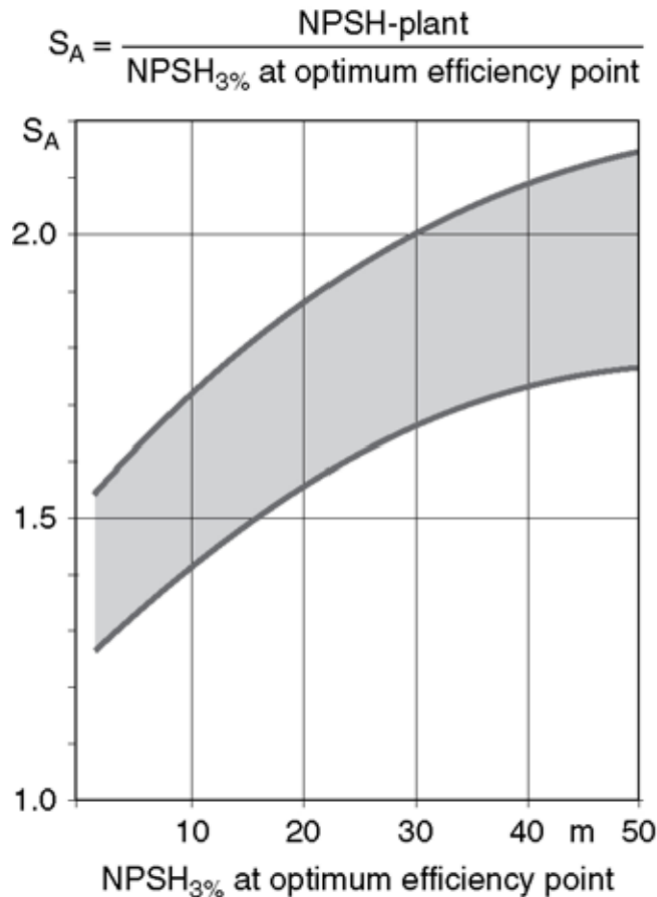
$$NPSH_A = \frac{p_{e \text{ abs}} - p_D}{\rho \cdot G} + Z_e - Z_s + \frac{c_e^2}{2g} - H_{vs} \quad (16)$$

όπου:

$p_{e \text{ abs}}$ = απόλυτη πίεση στην επιφάνεια του υγρού στην εισαγωγή

c_e = μέση ταχύτητα ροής στο δοχείο εισαγωγής (ή γενικά στη δεξαμενή αναρρόφησης, συνήθως πολύ μικρή).

Στην εικόνα 8 παρακάτω, παρουσιάζονται οι τιμές που επιλέγονται για την τιμή NPSH, ως συνάρτηση του NPSH_{3%}, που παρουσιάζει η κεφαλή. Έτσι με το που θα εφαρμοστεί, κάθε φορά γίνονται αποκλίσεις από την παρακάτω καμπύλη. Για παράδειγμα, στο νερό της θάλασσας ενδέχεται να παρθούν υψηλότερες ανοχές, ενώ για τους υδρογονάνθρακες συνήθως λαμβάνονται μικρότερες τιμές.



Εικόνα 8: Κατά προσέγγιση τιμές για την επιλογή του διαθέσιμου NPSHA στην εγκατάσταση

$$S_A = \frac{\text{NPSH}_A}{\text{NPSH}_{3\%} \text{ at optimum efficiency point}}$$

1.5.1 Διαβρωτική σπηλαίωση

Η διαβρωτική σπηλαίωση, παρουσιάζεται όταν οι φυσαλίδες εκτινάσσονται από την περωτή, ή μπορεί και από άλλα μέρη της αντλίας, με αποτέλεσμα να δημιουργούνται πολύ μεγάλες πιέσεις σε τοπικό επίπεδο, οι οποίες μπορεί πολλές φορές, να υπερβούν το όριο αντοχής του υλικού και ειδικά το όριο κόπωσης αυτού, καθώς μιλάμε για δυναμική καταπόνηση. Όταν αυτό συμβεί, τότε αρχίζει το φαινόμενο διάβρωσης του υλικού.

Όσον αφορά την διάβρωση του υλικού:

- αυξάνεται με την αύξηση της ενέργειας εκτόνωσης. Η ένταση της διάβρωσης, είναι περίπου ανάλογη με το $(NPSH)^3$ ή την 6η δύναμη της ταχύτητας.
- Παρουσιάζεται μια μείωση η οποία είναι ίση με το τετράγωνο της αντοχής σε εφελκυσμό.
- μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του νερού.

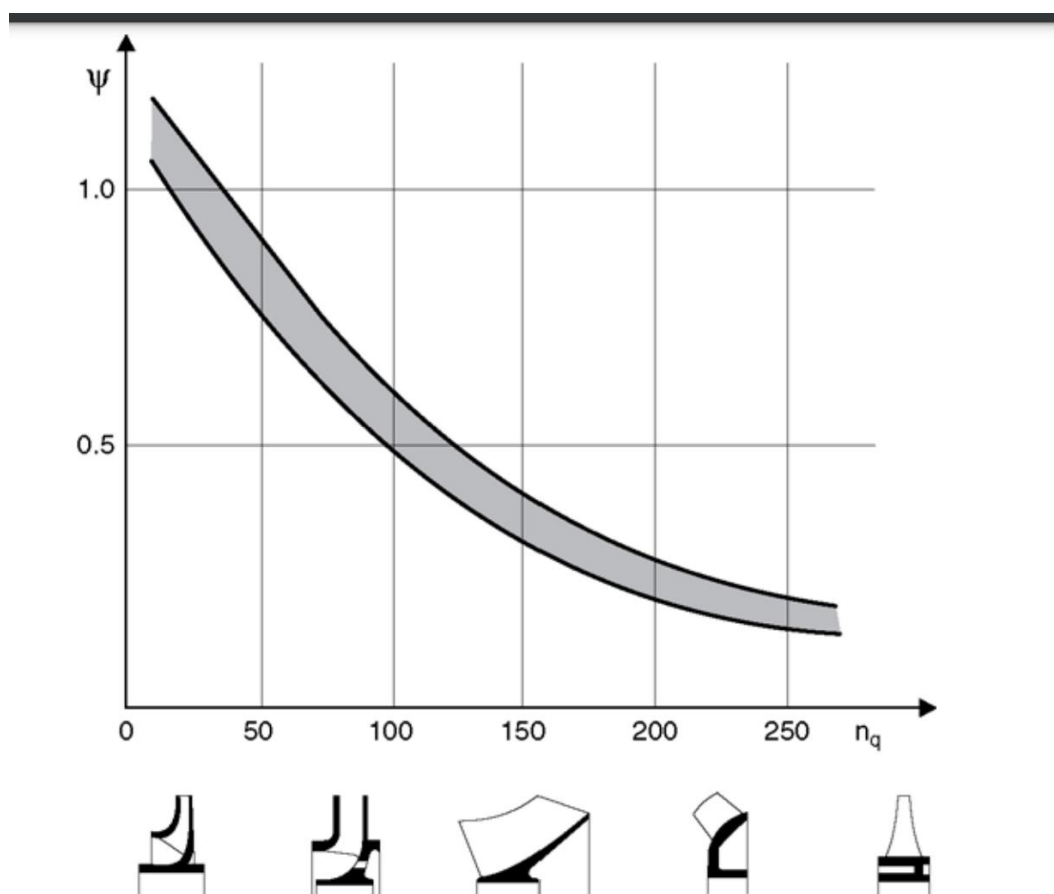
- Ελαχιστοποιείται η περιεκτικότητα του ρευστού σε αέριο και έτσι τα μη πλήρως συμπυκνωμένα αέρια, μειώνουν τις πιέσεις.
- είναι συνήθως πολύ μεγαλύτερο σε μερικό φορτίο από ό,τι όταν αντλείται στην περιοχή της βέλτιστης απόδοσης.

Η διάβρωση της σπηλαίωσης, να σημειωθεί, ότι δεν συμβαίνει σχεδόν ποτέ κατά την άντληση μέσω υδρογονανθράκων.

Κεφάλαιο 2 Ισχύς άξονα

Οι δυνάμεις που δέχεται ένας άξονας σε μια φυγοκεντρική αντλία, είναι κυρίως αξονικές. Αυτές οι δυνάμεις οφείλουν να είναι γνωστές, για να είναι εφικτός ο προσδιορισμός του ρουλέμαν, που θα στηρίξει τον άξονα. Οι δυνάμεις αυτές, είναι:

- Υδραυλικές, οι οποίες λαμβάνουν χώρα πάνω στις φτερωτές λόγω της ενσωμάτωσης της κατανομής της πίεσης πάνω στα πτερύγια (Εικ 12).
- Λόγο της ορμής
- Λόγο του βάρους του ρότορα όταν μιλάμε για κάθετες αντλίες
- Λόγο μη καλής ισορροπημένης ώθησης που έχει ο άξονας
- Λόγο δυνάμεων, που ασκούνται απο εξωτερικές συσκευές εξισορρόπησης.



Εικόνα 9: Σχήματα πτερωτής και συντελεστές κεφαλής

Σύμφωνα με την εικόνα 12, η υδραυλική αξονική δύναμη στην πτερωτή, ορίζεται ως:

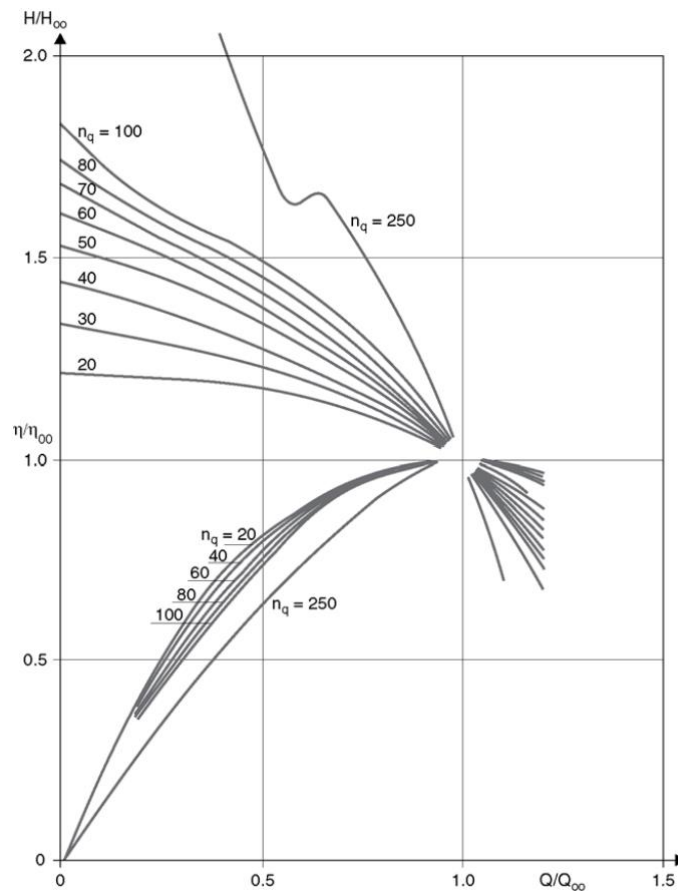
$$F_{HY} = F_{DS} - F_{SS} - F_1 \quad (17)$$

Προκειμένου να υπολογιστούν οι δυνάμεις που ασκούνται στην πλήμνη και το κάλυμμα της περωτής, πρέπει να είναι γνωστή η κατανομή της πίεσης. Στο hub αυτό δίνεται από:

$$p_{DS^{(R)}} = p_{DS} - K_{DS}^2 \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} (R_2^2 - R^2) \quad (18)$$

Άρα η δύναμη που δέχεται η πλήμνη είναι:

$$F_{DS} = 2\pi \int_{R_{DS}}^{R_2} p_{DS}(R) R dR \quad (19)$$

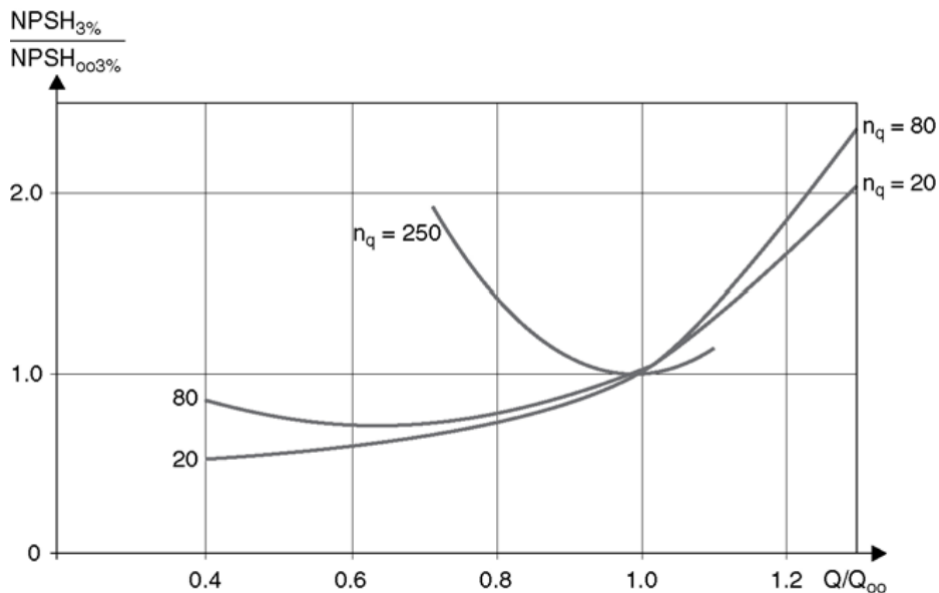


Εικόνα 10: Κατά προσέγγιση εξέλιξη κεφαλής και απόδοσης ως συνάρτηση του λόγου παροχής για διάφορες συγκεκριμένες ταχύτητες

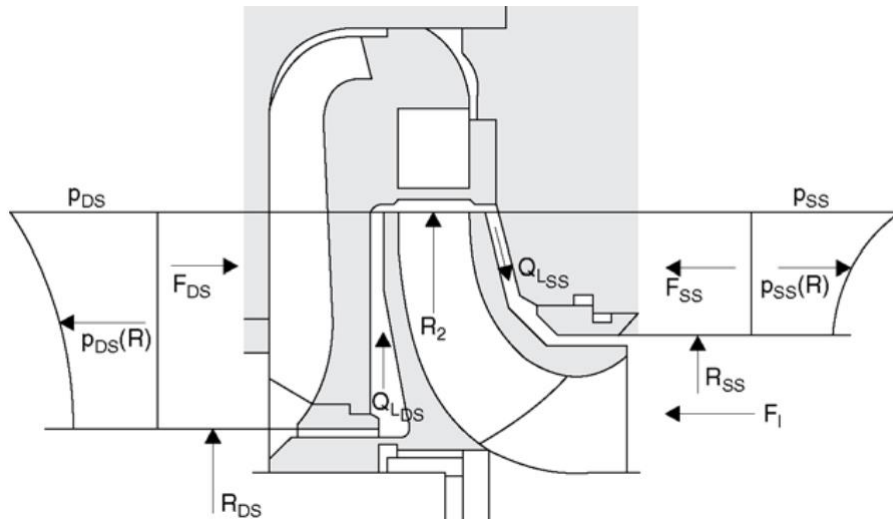
Σε γενικές γραμμές, η αύξηση της p_{DS} πίεσης της πλήμνης, πολλές φορές διαφέρει από αυτήν της p_{SS} , η οποία μπορεί να είναι και η κυρίως υπεύθυνη για ένα μεγάλο μέρος της αξονικής

Ο συντελεστής K εξαρτάται από το μέγεθος και την κατεύθυνση της διαρροής μέσω του χώρου μεταξύ της περωτής και του περιβλήματος (QLSS και QLDS, Εικ. 12) ,αλλά και από το γεωμετρικό σχήμα και την τραχύτητα της επιφάνειας αυτού του χώρου:

- Με το που γίνει η τοποθέτηση των νευρώσεων πάνω στο κάλυμμα το οποίο εφαρμόζεται πάνω στην περωτή, τότε το K μπορεί να αυξήσει την τιμή του και αυτή να πλησιάσει στην μονάδα.
- Όσο μεγαλύτερη είναι η ακτινικά προς τα μέσα ρέουσα διαρροή (QLSS στην Εικ. 12), τόσο μεγαλύτερη είναι η τιμή του K .
- Όσο μεγαλύτερη είναι η ακτινικά προς τα έξω διαρροή (QLDS στην Εικ. 12), τόσο μικρότερη είναι η τιμή του K .



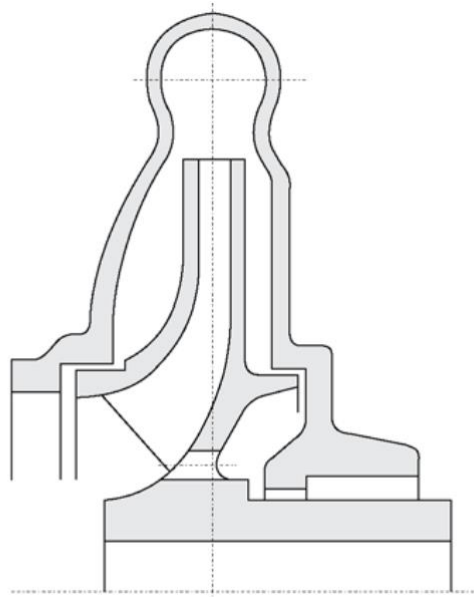
Εικόνα 11: Κατά προσέγγιση χαρακτηριστικά NPSH ως συνάρτηση του λόγου παροχής για διάφορες συγκεκριμένες ταχύτητες



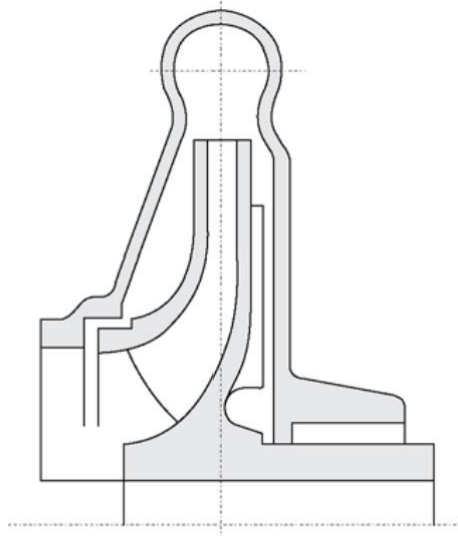
Εικόνα 12: Αξονικές δυνάμεις που δρουν στην περρωτή

Από αυτά τα χαρακτηριστικά ροής στο διάκενο μεταξύ της περρωτής και του περιβλήματος, προκύπτει ότι για αντλίες πολλαπλών σταδίων, (αναφορά στην μίας εισόδου), η αξονική ώθηση αυξάνεται με τη φθορά της στεγανοποίησης(κατά τη λειτουργία).

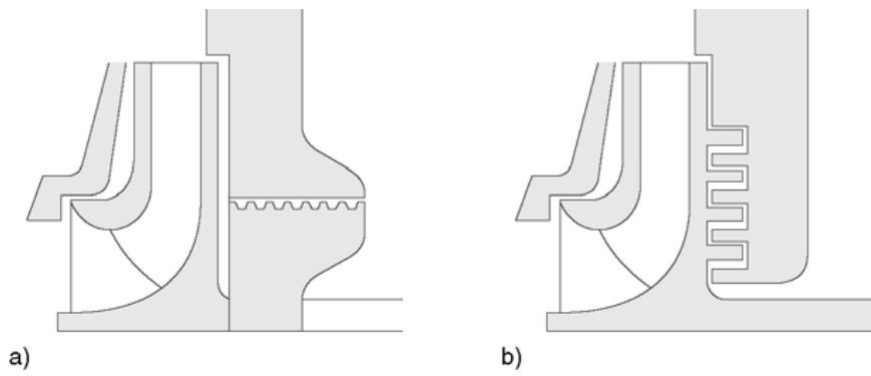
Όλα αυτά τα μέτρα (συμπεριλαμβανομένης της διάταξης των φτερών, λόγω των απωλειών υπερχειλίσης) επηρεάζουν την απόδοση της αντλίας.



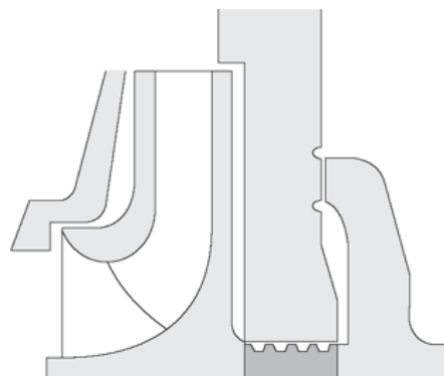
Εικόνα 13: Ισορρόπηση της αξονικής ώθησης με σπές



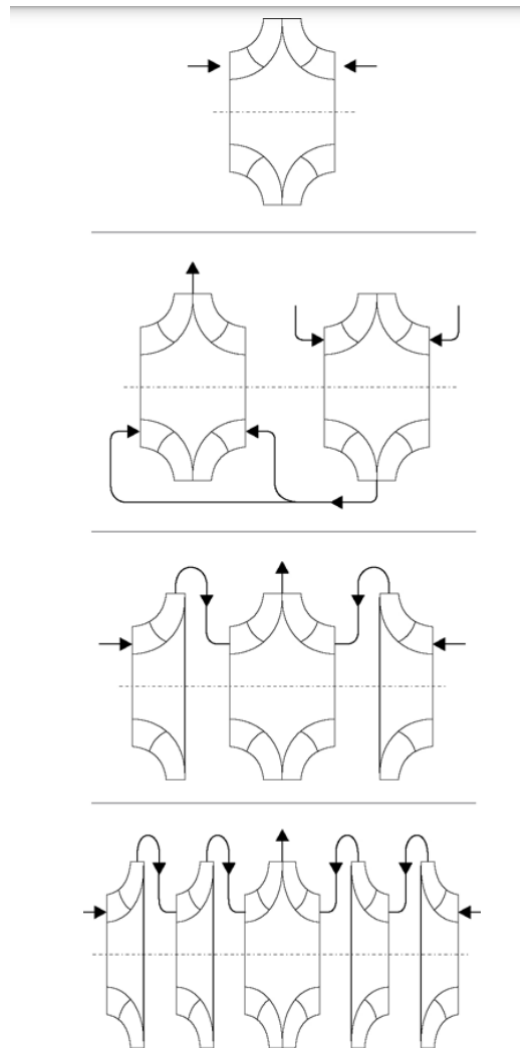
Εικόνα 14: Κοινή περωτή



Εικόνα 15^α, 15^β : 15^α Έμβολο εξισσορόπησης, 15^β Σ σφραγίδες εξισορρόπησης



Εικόνα 16: Δίσκος εξισορρόπησης



Εικόνα 17: Σχέδια back-to-back

Στο κομμάτι των πτερωτών με διπλή είσοδο, η ώθηση που προέρχεται από τον άξονα, τείνει να είναι ισορροπημένη. Αυτό οφείλεται στο γεγονός των ροών (οι οποίες είναι ασύμμετρες) και οι οποίες προκαλούν ανακυκλοφορία του φορτίου αλλά και των ανοχών. Παρ'όλα αυτά, υπάρχει πάντα παραμένουσα ώθηση, η οποία κάνει την εμφάνιση της και η οποία πρέπει να απορροφηθεί από το έδρανο στήριξης του άξονα.

Κεφάλαιο 3 Συμπεριφορά φυγοκεντρικών αντλιών κατά τη λειτουργία

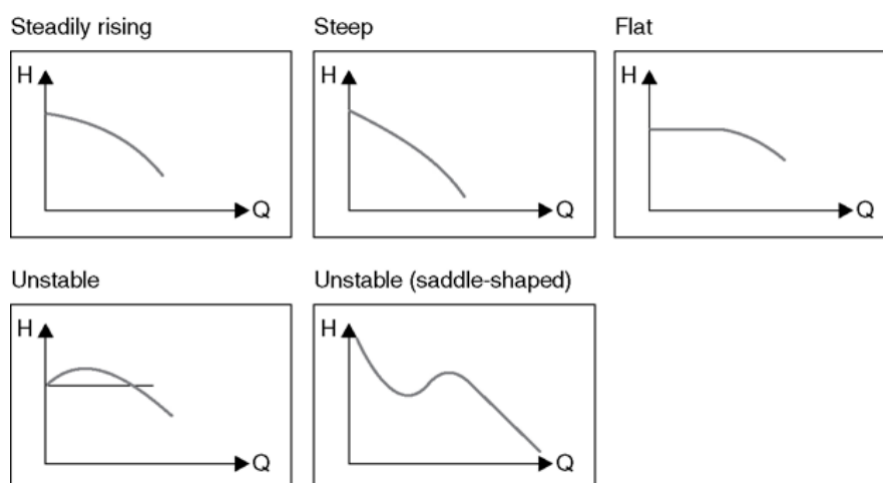
3.1 Κύρια Χαρακτηριστικά

Όσον αφορά τις χαρακτηριστικές καμπύλες, αυτές, υποδεικνύουν τη συμπεριφορά μιας αντλίας, υπό μεταβαλλόμενες συνθήκες λειτουργίας (Εικ. 18). Η κεφαλή H , η ισχύς εισόδου P και η απόδοση h σε σταθερή ταχύτητα n , απεικονίζονται σε γραφική παράσταση με το ρυθμό ροής Q (Εικ. 19). Το σχήμα 20, δείχνει τις καμπύλες χωρητικότητας κεφαλής (καμπύλες $Q-H$) σε διάφορες ταχύτητες και τις καμπύλες ίσης απόδοσης.

Ανάλογα με τη συγκεκριμένη ταχύτητα, η κλίση του χαρακτηριστικού της κεφαλής ποικίλλει από επίπεδη (χαμηλή ειδική ταχύτητα) έως απότομη (υψηλή ειδική ταχύτητα). βλέπε Εικ. 22.

Στις αντλίες που περιλαμβάνουν ακτινικές, τα σταθερά και κύρια χαρακτηριστικά τους μπορούν να παρθούν λαμβάνοντας τα παρακάτω μέτρα:

- Χαμηλή γωνία εξόδου πτερωτής.
- εκτεταμένα πτερύγια επιστροφής σε αντλίες πολλαπλών σταδίων.
- Μεγάλο πλάτος πτερωτής
- Όχι πολλά πτερύγια.



Εικόνα 18: Τυπικά σχήματα των χαρακτηριστικών των φυγοκεντρικών αντλιών

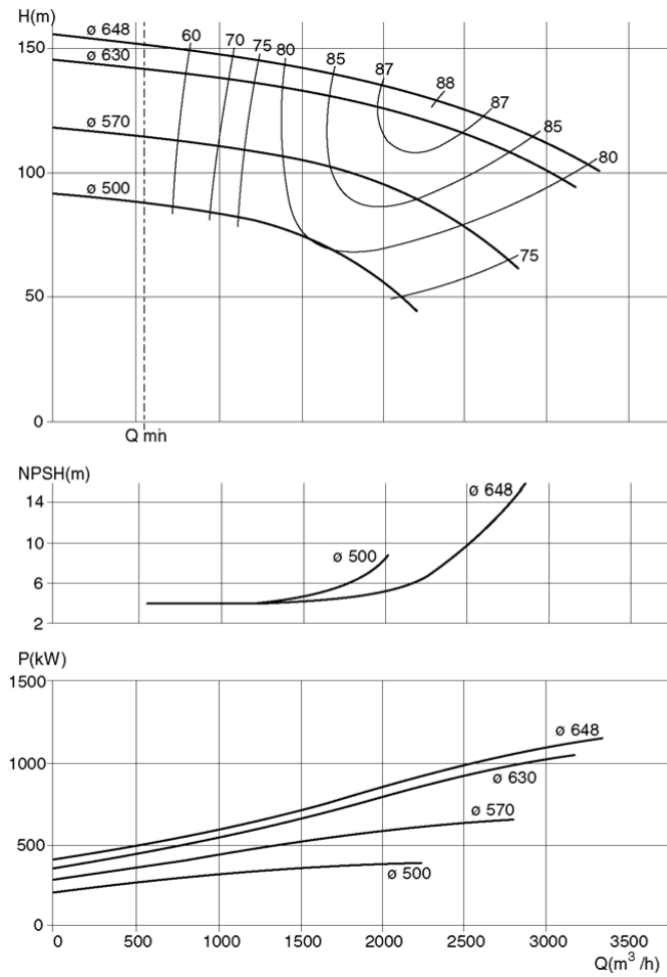
Η εικόνα 22 που φαίνεται παρακάτω, παρουσιάζει ένα χαρακτηριστικό το οποίο είναι ασταθές και το οποίο δείχνει τα Q-Hνα τέμνονται δύο φορές. Αυτό συμβαίνει, επειδή υπάρχει πτώση στην συχνότητα του δικτύου. Έτσι προκαλείτε κίνδυνος για την αντλία, με άμεσο αποτέλεσμα να μην έχει την κατάλληλη ροή και επομένως να υπάρχει κίνδυνος να υπάρξει άνοδος της θερμοκρασίας επειδή όλη η ισχύς της αντλίας μετατρέπεται σε θερμότητα λόγω τριβών.

Αντλίες με ασταθή χαρακτηριστικά ενδέχεται να αλληλοεπιδράσουν με το σύστημα σε κλειστά κυκλώματα, οδηγώντας σε ταλαντώσεις ροής (κύμα) και πιθανώς δονήσεις του σωλήνα. Τα σταθερά χαρακτηριστικά αποτελούν θεμελιώδη απαίτηση για τον αυτόματο έλεγχο των φυγοκεντρικών αντλιών.

3.1.1 Έλεγχος αντλίας

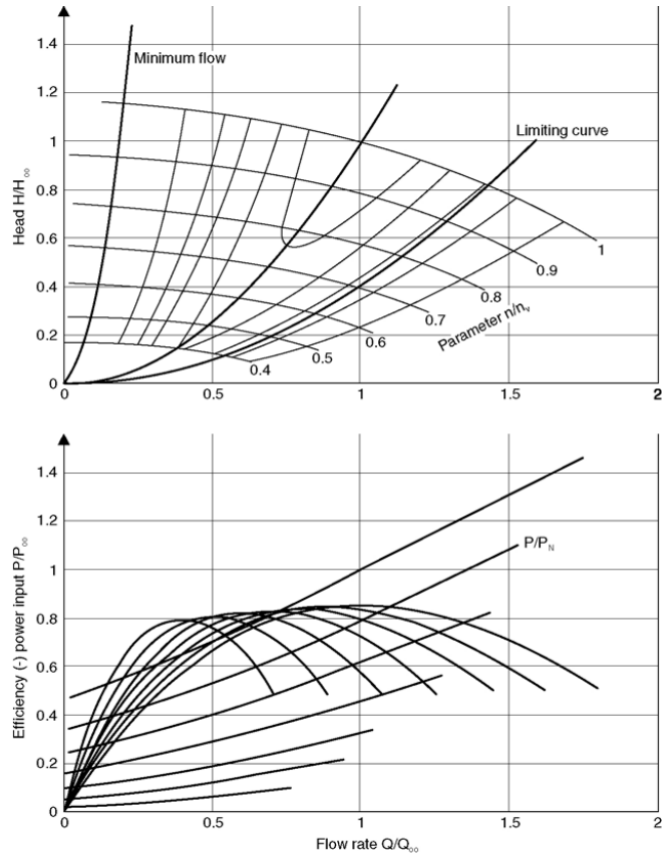
Ο έλεγχος της εξόδου της αντλίας μπορεί να γίνει ως εξής:

1. Με στραγγαλισμό



Εικόνα 19: Τυπικά χαρακτηριστικά αντλίας με διάφορες διαμέτρους φτερωτής και σταθερή ταχύτητα

2. Με ενεργοποίηση ή απενεργοποίηση αντλιών, με αντλίες που λειτουργούν παράλληλα ή με αντλίες που λειτουργούν σε σειρά
3. Με έλεγχο παράκαμψης (By-pass)
4. Ελέγχοντας την ταχύτητα



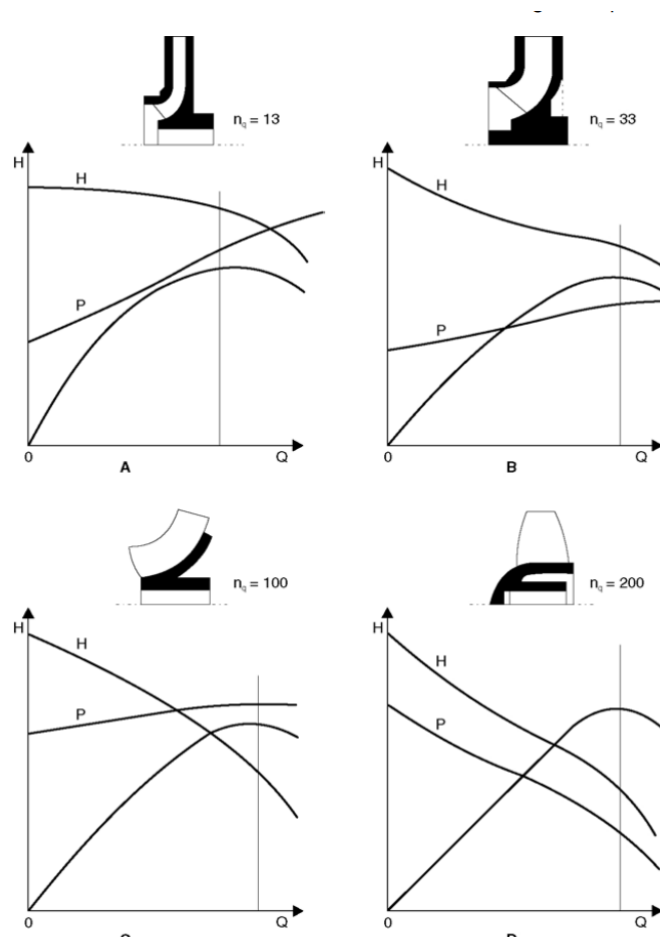
Εικόνα 20: Τυπικά χαρακτηριστικά αντλίας για σταθερή διάμετρο περωτής και μεταβλητή ταχύτητα

5. Ρυθίζοντας τα περύγια

6. Ελέγχοντας την σπηλαιώση

3.2.2.1 Περιστροφή

Όταν κλείνει μια βαλβίδα σε μια γραμμή, αυτό έχει ως άμεσο αποτέλεσμα την αύξηση της αντίστασης της ροής, σε ολόκληρο το σύστημα. Για να μην έχουμε τέτοιου είδους προβλήματα και για να αποφευχθεί η μείωση του δείκτη NPSHA, απαγορεύεται ο οποιοσδήποτε σταγγαλισμός στον σωλήνα της αναρρόφησης.

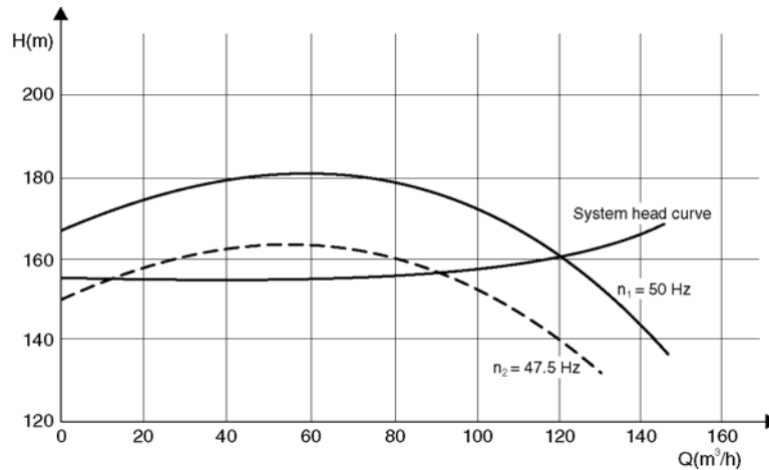


Εικόνα 21: Επίδραση συγκεκριμένης ταχύτητας στο σχήμα των χαρακτηριστικών

Ο έλεγχος στραγγαλισμού (Εικ. 24) είναι χρήσιμος, όταν ο ρυθμός ροής που απαιτείτε δεν είναι ο ίδιος με την ονομαστική ροή για πολύ μικρές περιόδους λειτουργίας. Η ισχύς εισόδου P_0 σε kWh ανά m^3 αντλούμενου υγρού, αυξάνεται με την πτώση του ρυθμού ροής:

$$P' = \frac{\rho \cdot H}{367 \cdot \eta} \left[\frac{\text{kWh}}{\text{m}^3} \right] = \text{const.} \cdot \frac{H}{\eta} \quad \begin{array}{l} \rho \text{ in kg/dm}^3 \\ H \text{ in m} \end{array}$$

δηλαδή το P_0 εξαρτάται μόνο από την αναλογία H/h



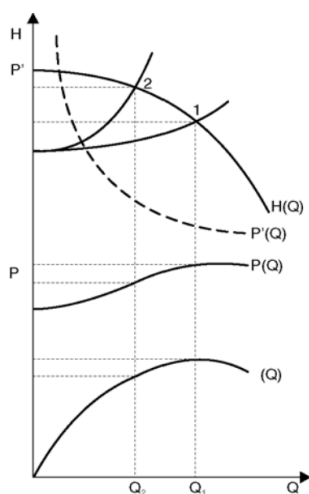
Εικόνα 22: Influence of an unstable characteristic on the operating behaviour of a pump under frequency variation

Αυτό το σκεπτικό αναδεικνύει, ότι ο έλεγχος στραγγαλισμού θα πρέπει να χρησιμοποιείται κυρίως σε ακτινικές αντλίες με $\eta < 40$, επειδή αυτές έχουν ένα πιο επίπεδο χαρακτηριστικό H -to- Q αλλά και επειδή είναι κατάλληλες για τέτοιο έλεγχο.

3.2.2.2 ΑΝΤΛΙΕΣ ΕΚΚΙΝΗΣΗΣ ΚΑΙ ΣΤΑΜΑΤΟΣ

Παράλληλη λειτουργία

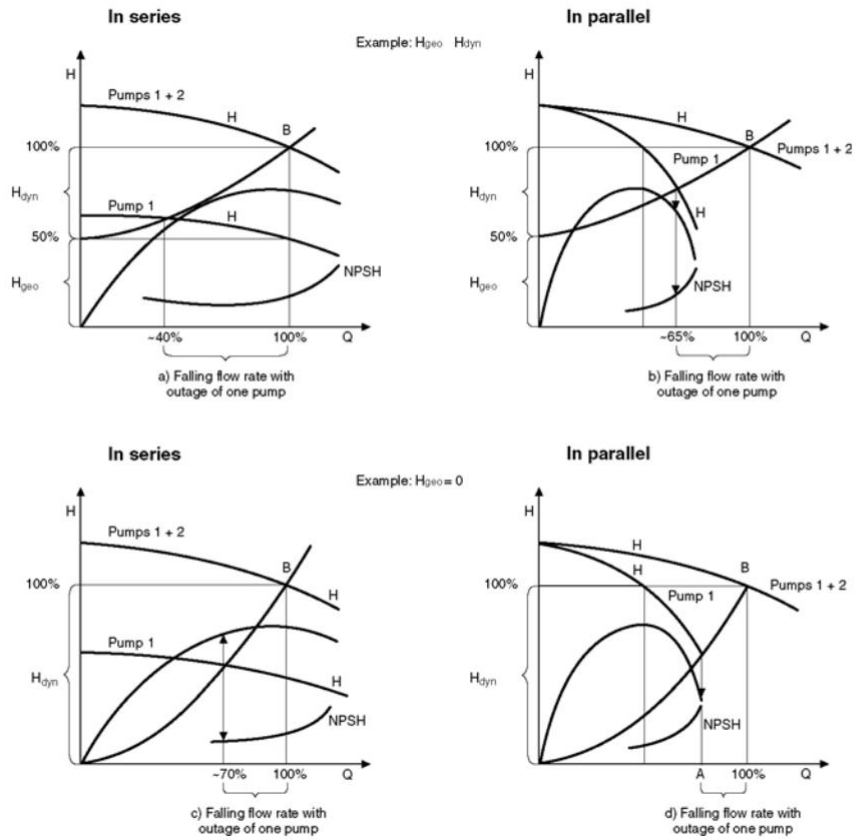
Να σημειωθεί,ότι ίσως και να είναι επιθυμητό να χρησιμοποιηθούν πολλές μικρές αντλίες, αντί για μερικές μεγάλες μονάδες, στην περίπτωση όπου η απαίτηση άντλησης διαφέρει. Όταν υπάρξει μείωση του ρυθμού ροής, σταματάνε μια ή και περισσότερες αντλίες,ενώ, στην πορεία, όλα τα υπολοίπα ρυθμίζονται να δουλεύουν πιο κοντά στο σημείο βέλτιστης απόδοσής τους.



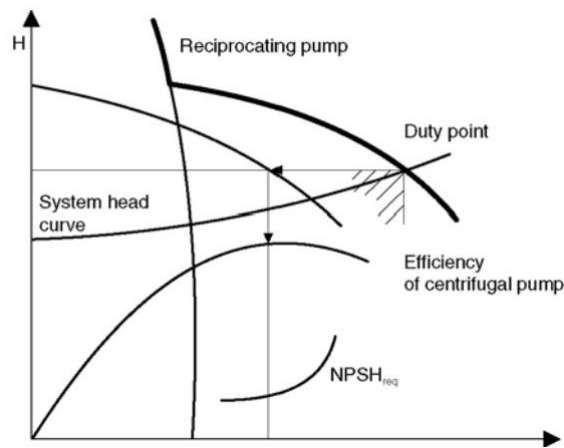
Εικόνα 23:Έλεγχος στραγγαλισμού και είσοδος ισχύος σε σταθερές σ.α.λ

Με δεδομένη κεφαλή αναρρόφησης αλλά και ταχύτητα ροής, ένας μεγαλύτερος αριθμός αντλιών, μπορεί μερικές φορές να αποφέρει οφέλη.Αυτό συμβαίνει, επειδή μπορεί στη συνέχεια να δημιουργηθεί υψηλότερη ταχύτητα, επιτρέποντας τη μείωση του κόστους της αντλίας. Για να επιλεγθεί ο βέλτιστος αριθμός αντλιών θα πρέπει πάντα να λαμβάνονται υπόψιν οι περιορισμοί που έχει το κάθε σύστημα, όπως: ο διαθέσιμος χώρος, εξοπλισμοί κλπ.

Ο βέλτιστος αριθμός αντλιών πρέπει να επιλέγεται υπό το πρίσμα των περιορισμών του συστήματος (απαιτήσεις χώρου, κόστος βοηθητικού εξοπλισμού και ανέγερση).



Εικόνα 24: Εν σειρά και παράλληλη λειτουργία



Εικόνα 25: Αντλίες παλινδρομικές και φυγόκεντρες που λειτουργούν παράλληλα

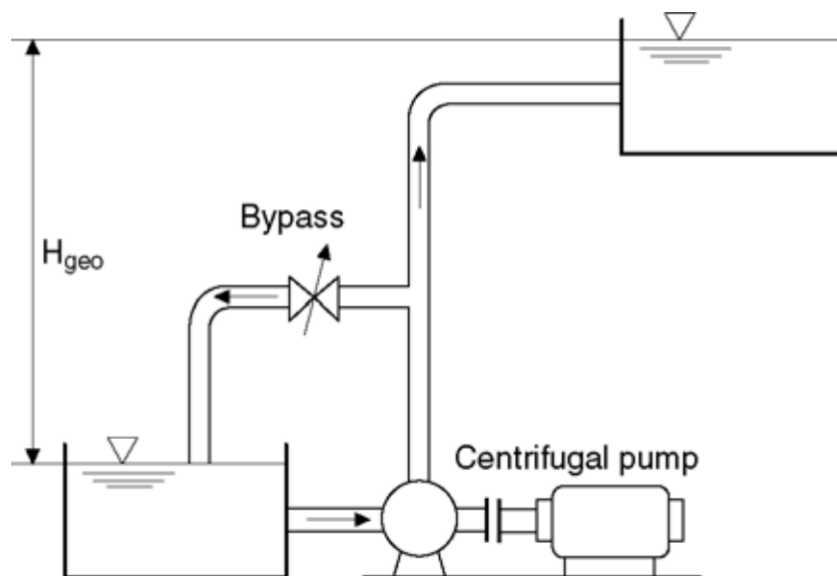
Λειτουργία σειράς

Όταν κυριαρχούν οι εξαρτώμενες από τη ροή απώλειες, π.χ. $H_{geo} > H_{dyn}$, οι αντλίες μπορούν να λειτουργούν σε σειρά. Ο λόγος για αυτό το γεγονός, θα είναι ξεκάθαρος από την εικόνα 26. Με κυρίως δυναμικές απώλειες, συνιστάται η λειτουργία σε σειρά, επειδή είναι ακόμα δυνατή η παροχή (περίπου 70% της αρχικής ροής εάν μια από τις δύο αντλίες είναι απενεργοποιημένη). Επιπλέον, η αντλία λειτουργεί με καλύτερο NPSH και καλύτερη απόδοση.

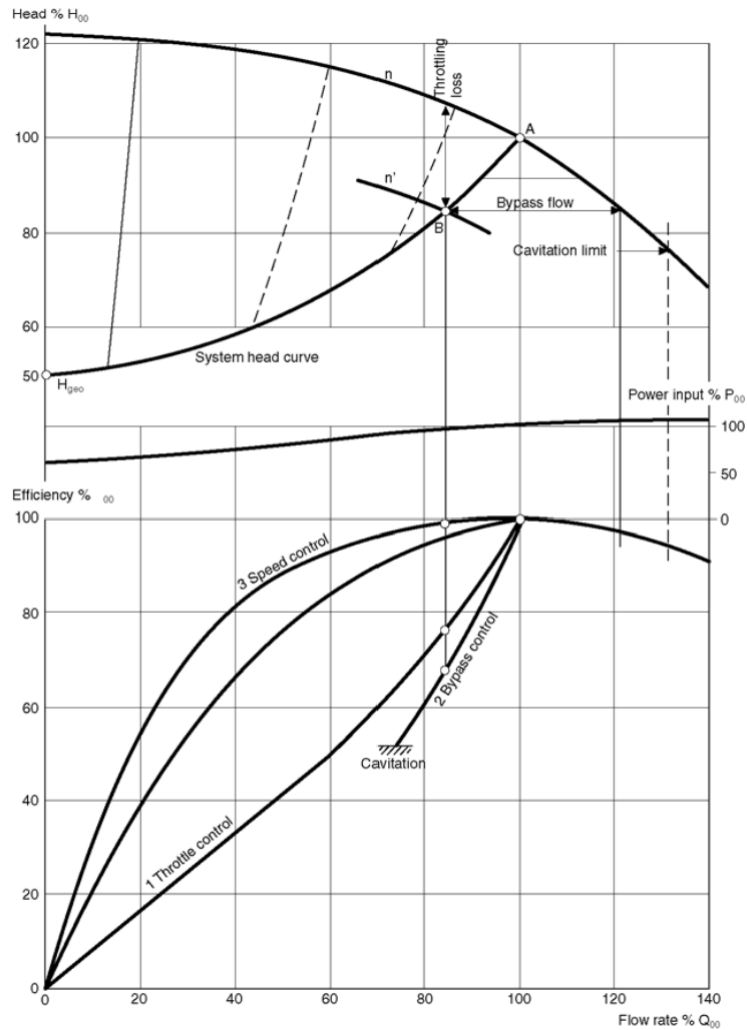
Εάν, ωστόσο, δεν συνιστάται η λειτουργία της σειράς $H_{geo} > H_{dyn}$ (δηλαδή κυρίως στατικό σύστημα), τότε, σημειώνεται ότι : Η αποτυχία λειτουργίας μια αντλία σε σειρά, συνιστά στο να λειτουργεί η άλλη με χαμηλότερη ροή και χαμηλότερη απόδοση, σε μια περιοχή όπου πρέπει να αναμένεται άριστη απόδοση (Εικ. 24a). Σε τέτοιες περιπτώσεις, οι παράλληλες αντλίες λειτουργούν πολύ καλύτερα και δίνουν μεγαλύτερη ροή με υψηλότερη απόδοση.

2.2.2.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΠΑΡΑΚΑΜΨΗΣ

Αυτή η μέθοδος χρησιμοποιείται σπάνια, για τον έλεγχο των φυγόκεντρων αντλιών και, κρίνεται με την μέθοδο της συνολικής απόδοσης(είναι το λιγότερο ικανοποιητικό σύστημα σε σύγκριση με τον έλεγχο ταχύτητας και τον στραγγαλισμό) (Εικ. 26, 27 και 28). Ωστόσο, ο έλεγχος παράκαμψης, χρησιμοποιείται συχνότερα σε αντλίες με υψηλή ειδική ταχύτητα, όπως αντλίες αξονικής ροής, επειδή η ισχύς εισόδου μειώνεται, όσο αυξάνεται η ροή.



Εικόνα 26: Τυπικό σύστημα ελέγχου παράκαμψης



Εικόνα 27; Διάφορα συστήματα ελέγχου με απότομη καμπύλη κεφαλής συστήματος

2.2.2.4 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Όταν η κεφαλή που απαιτείται από την εγκατάσταση αποτελείται εξ ολοκλήρου ή κυρίως από υδραυλικές απώλειες, ο έλεγχος της ταχύτητας είναι καλύτερος, επειδή η απόδοση της αντλίας παραμένει πρακτικά σταθερή. (Εικ. 26 και 27).

Ο έλεγχος της ταχύτητας επιτυγχάνεται με τη χρήση των παρακάτω μηχανημάτων οδήγησης:

- αμοστρόβιλοι
- κινητήρες ντίζελ
- ηλεκτρικοί κινητήρες με αντιστροφή πόλων
- Ηλεκτροκινητήρες μεταβλητής ταχύτητας (κινητήρες με δακτύλιο ολίσθησης, κινητήρες ελεγχόμενης συχνότητας ή ελεγχόμενοι με θυρίστορ)
- ηλεκτρομαγνητικές συνδέσεις

Όταν μεταβάλλεται η ταχύτητα, οι ακόλουθες εξισώσεις ισχύουν σύμφωνα με το νόμο της ομοιότητας:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \frac{NPSH_1}{NPSH_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Από την τελευταία από αυτές τις εξισώσεις, είναι σαφές ότι η αύξηση της ταχύτητας αυξάνει και το $NPSH_{req}$. Επίσης, να σημειωθεί, ότι πρέπει να παρέχεται υψηλότερο $NPSH_{av}$.

Με μεγαλύτερη ταχύτητα, αλλάζει η ταχύτητα στα κανάλια και μαζί και ο αριθμός Reynolds.

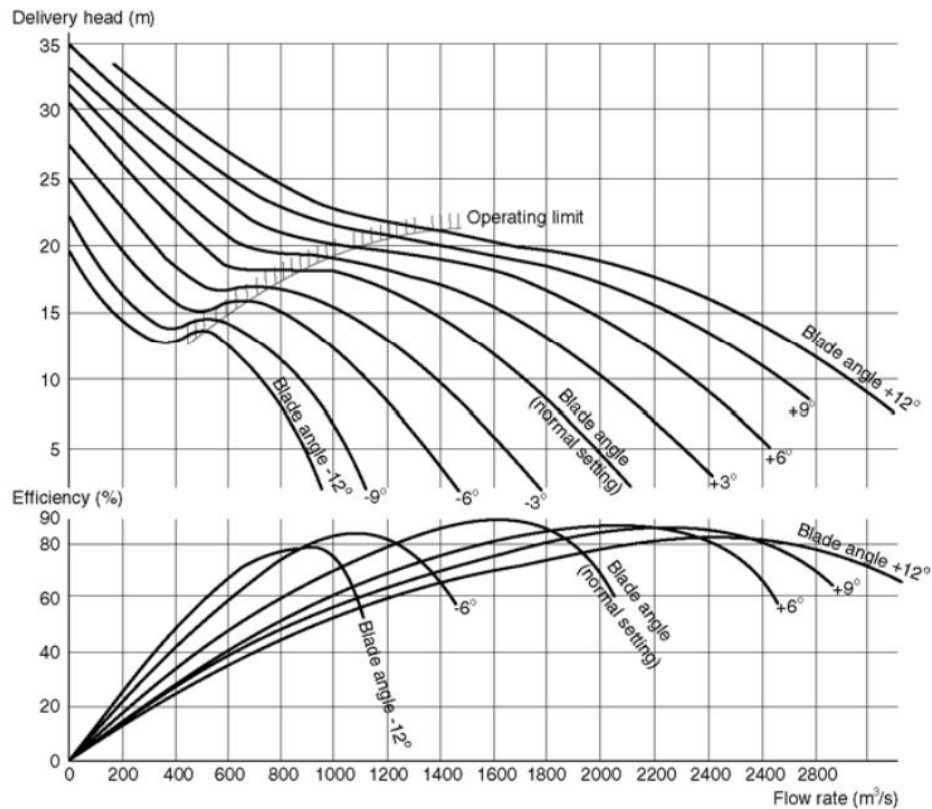
2.2.2.5 ΡΥΘΜΙΣΗ ΛΕΠΙΔΑΣ ΦΤΕΡΩΤΗΣ

Για αξονικές αντλίες (ακόμα και ημιαξονικές αντλίες υψηλής ειδικής ταχύτητας), οι περωτές με ρυθμιζόμενα πτερύγια, μπορούν να παρέχουν τον πιο οικονομικό έλεγχο για εργασίες που περιλαμβάνουν ευρέως μεταβαλλόμενο ρυθμό ροής. Αν συμβεί αύξηση στον απαιτούμενο ρυθμό ροής, οι γωνίες των πτερυγίων της περωτής αυξάνονται, καθώς περιστρέφουν τα πτερύγια γύρω από έναν άξονα, ουσιαστικά κάθετο στην πλήμνη.

Στην παρακάτω εικόνα (28) φαίνονται τα χαρακτηριστικά για πολλές διαφορετικές ρυθμίσεις που μπορούν να γίνουν πάνω στο πτερύγιο, αλλάζοντας την γωνία b , κρατώντας όμως παράλληλα, σταθερή την ταχύτητα.

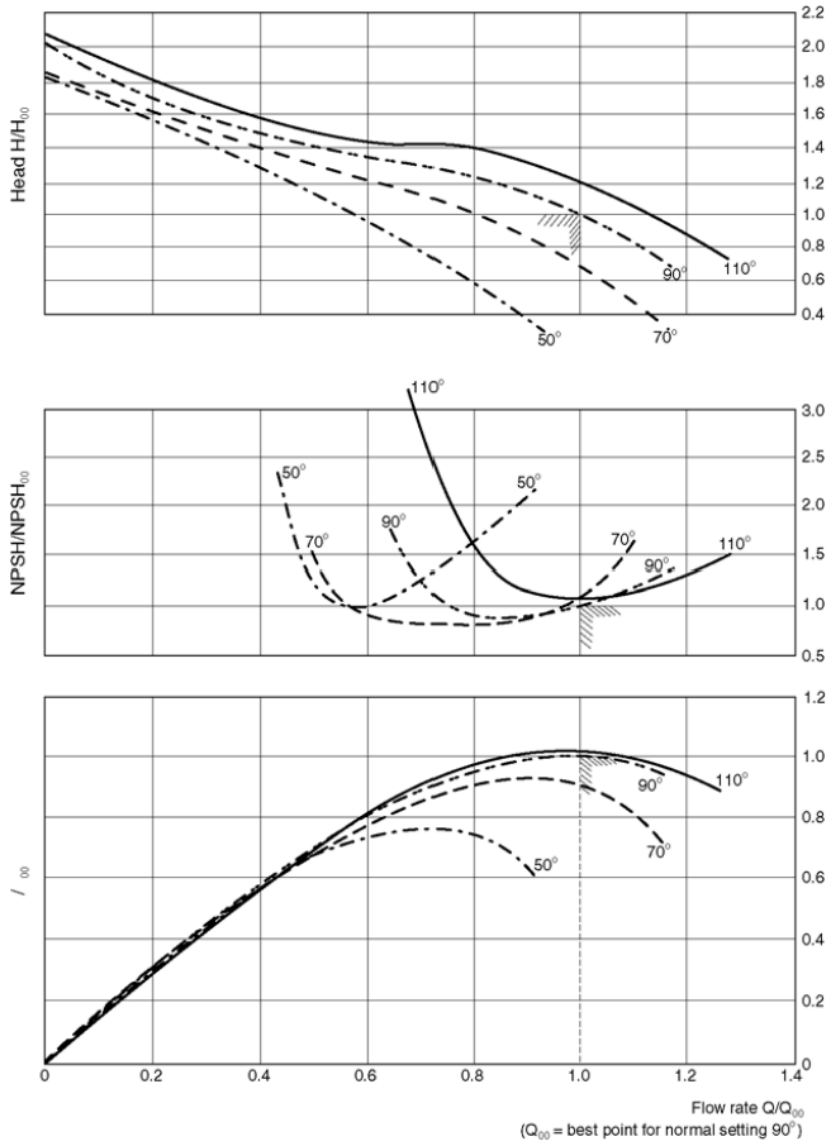
2.2.2.6 ΕΛΕΓΧΟΣ ΠΡΟ-ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ

Στον έλεγχο προ-περιστροφής, το χαρακτηριστικό της αντλίας παρουσιάζει μεταβολή, αποκλειστικά από τη μεταβολή της εισροής στην περρωτή. Η ρύθμιση του οδηγού προ-περιστροφής προσδίδει ένα περιφερειακό εξάρτημα στο μέσο εισροής, και έτσι αλλάζει τη διαδικασία μετατροπής ενέργειας στην αντλία με αυτό το χαρακτηριστικό.

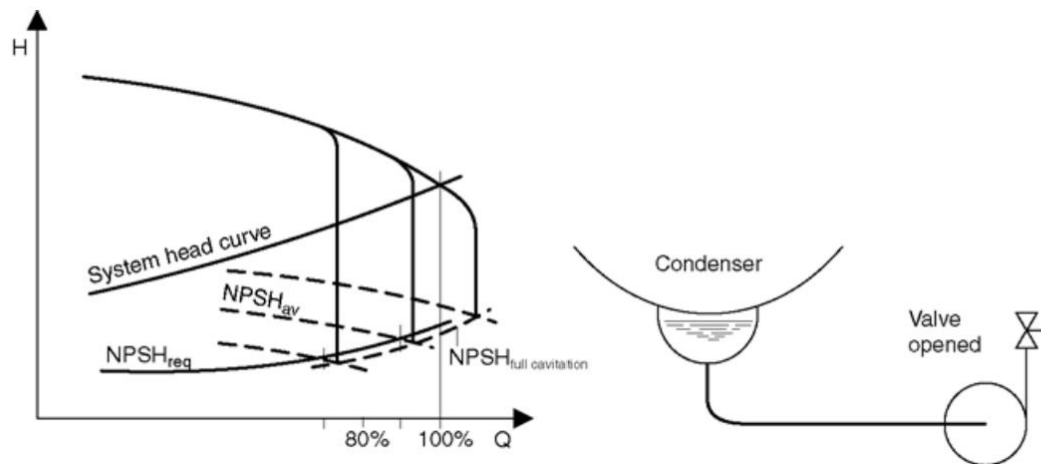


Εικόνα 28: Χαρακτηριστικό μιας αντλίας μικτής ροής με ρύθμιση περρωγίων

Ο έλεγχος πριν από την περιστροφή είναι πιο ευαίσθητος στη σπηλαιώση (Εικ. 29). Κατά συνέπεια, το εύρος ελέγχου είναι μικρότερο με αυτή τη μέθοδο από ό,τι με τη ρύθμιση της λεπίδας της περρωτής. Ανάλογα με το σχήμα της καμπύλης της κεφαλής του συστήματος, η κεφαλή μπορεί να ελεγχθεί στο 50 έως 70% περίπου της τιμής της στο βέλτιστο σημείο απόδοσης (Εικ. 30).



Εικόνα 29: Χαρακτηριστικά μιας αντλίας κυκλοφορίας νερού μικτής ροής με έλεγχο προ-περιστροφής



Εικόνα 30: Έλεγχος σπηλαιώσης

2.2.2.7 Έλεγχος σπηλαιώσης

Ο έλεγχος σπηλαιώσης χρησιμοποιείται συχνά για τη μεταβολή του ρυθμού ροής σε μικρότερες αντλίες συμπυκνωμάτων.

Το χαρακτηριστικό διακοπής τέμνεται τώρα σε άλλο σημείο με την καμπύλη κεφαλής του συστήματος, με χαμηλότερο ρυθμό ροής.

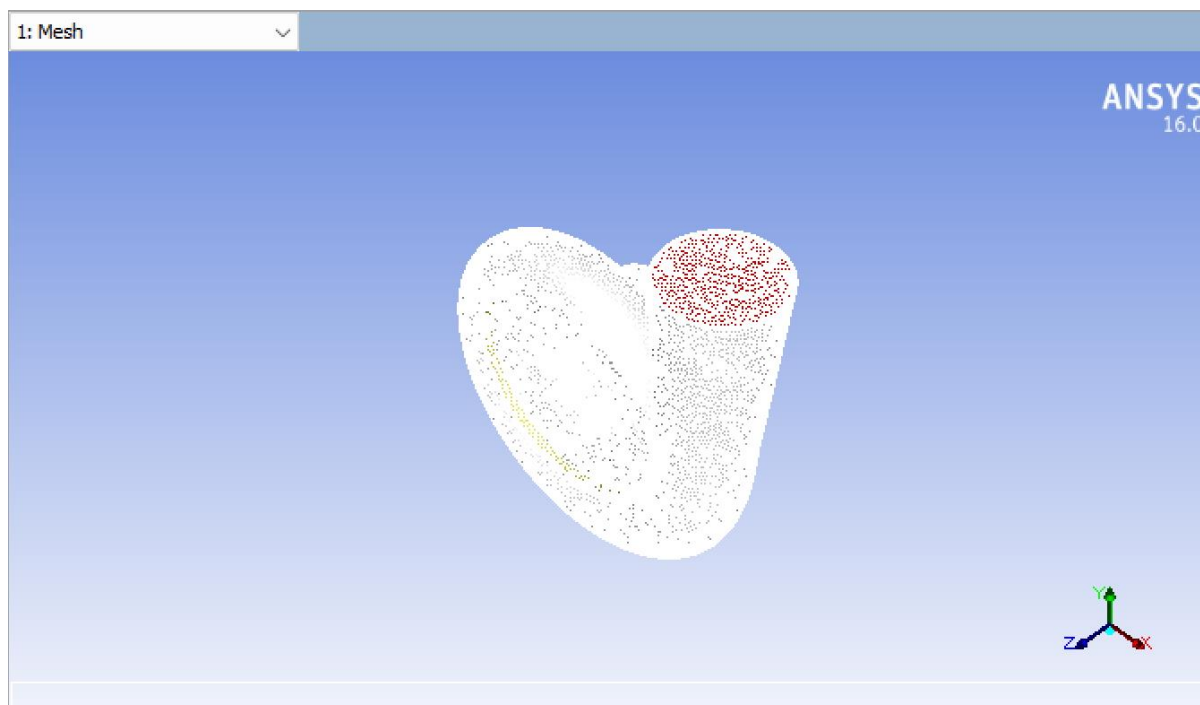
Εάν η ροή του συμπυκνώματος αυξηθεί πάνω από τον στιγμιαίο ρυθμό ροής της αντλίας, η στάθμη του υγρού αυξάνεται και μαζί με αυτό, το διαθέσιμο NPSH. Αυτό, έχει ως άμεσο αποτέλεσμα να προσδοθεί άλλη όψη στην κατάσταση της σπηλαιώσης, καθώς και η ροή της αντλίας τείνει να αυξηθεί (Εικ. 30). Η τομή NPSH_{av} με την αντλία NPSH_{req} σε πλήρη σπηλαιώση παρουσιάζει και δείχνει τον ρυθμό ροής, ενώ η απλότητα, είναι το επιχείρημα για αυτό το σύστημα ελέγχου.

Κεφάλαιο 4 Προσομοίωση Αντλίας

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει προσομοίωση φυγοκεντρικής αντλίας με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων και ειδικότερα με το λογισμικό ANSYS. Θα γίνουν τέσσερις διαφορετικές προσομοιώσεις για τέσσερα διαφορετικά υγρά υπό τις ίδιες συνθήκες και θα μελετηθούν οι διαφορές που προκύπτουν στις πιέσεις , στο ιξώδες αλλά και σε άλλα βασικά χαρακτηριστικά. Τα υγρά που θα μελετηθούν είναι :

- υγρό γάλα
- νερό
- λάδι
- πετρέλαιο

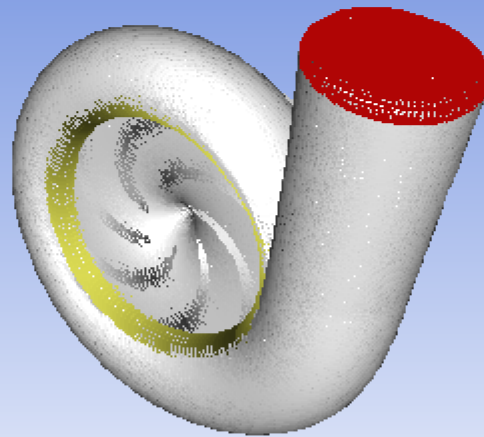
4.1 Προσομοίωση Νερού



Εικόνα 31: Διακριτοποίηση μοντέλου

1: Mesh

ANSYS
16.0

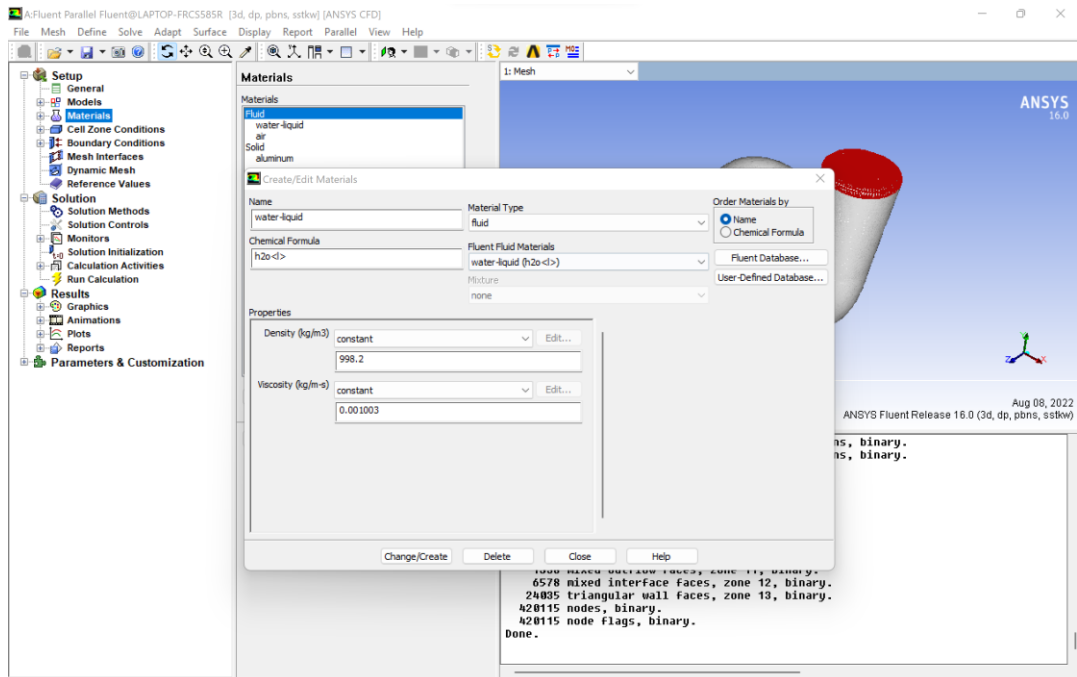


Mesh

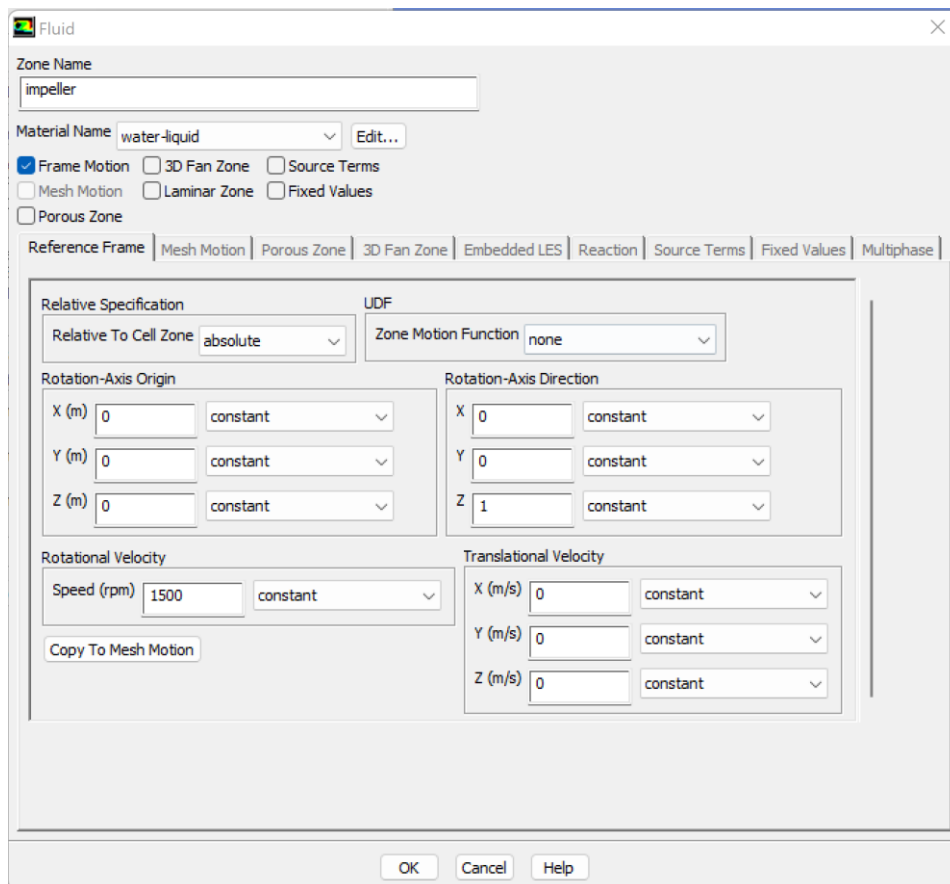
Aug 08, 2022
ANSYS Fluent Release 16.0 (3d, dp, pbns, sstk)

```
951040 cell partition ids, zone 1, 4 partitions, binary.  
478463 cell partition ids, zone 2, 4 partitions, binary.  
2035330 mixed interior faces, zone 3, binary.  
1692 mixed wall faces, zone 4, binary.  
3655 mixed interface faces, zone 5, binary.  
52580 triangular wall faces, zone 6, binary.  
6694 triangular wall faces, zone 7, binary.  
8062 triangular wall faces, zone 8, binary.  
898 triangular wall faces, zone 9, binary.  
1001038 mixed interior faces, zone 10, binary.  
1338 mixed outflow faces, zone 11, binary.  
6578 mixed interface faces, zone 12, binary.  
24035 triangular wall faces, zone 13, binary.  
420115 nodes, binary.  
420115 node flags, binary.  
Done.
```

Εικόνα 32: Παρουσίαση Μοντέλου



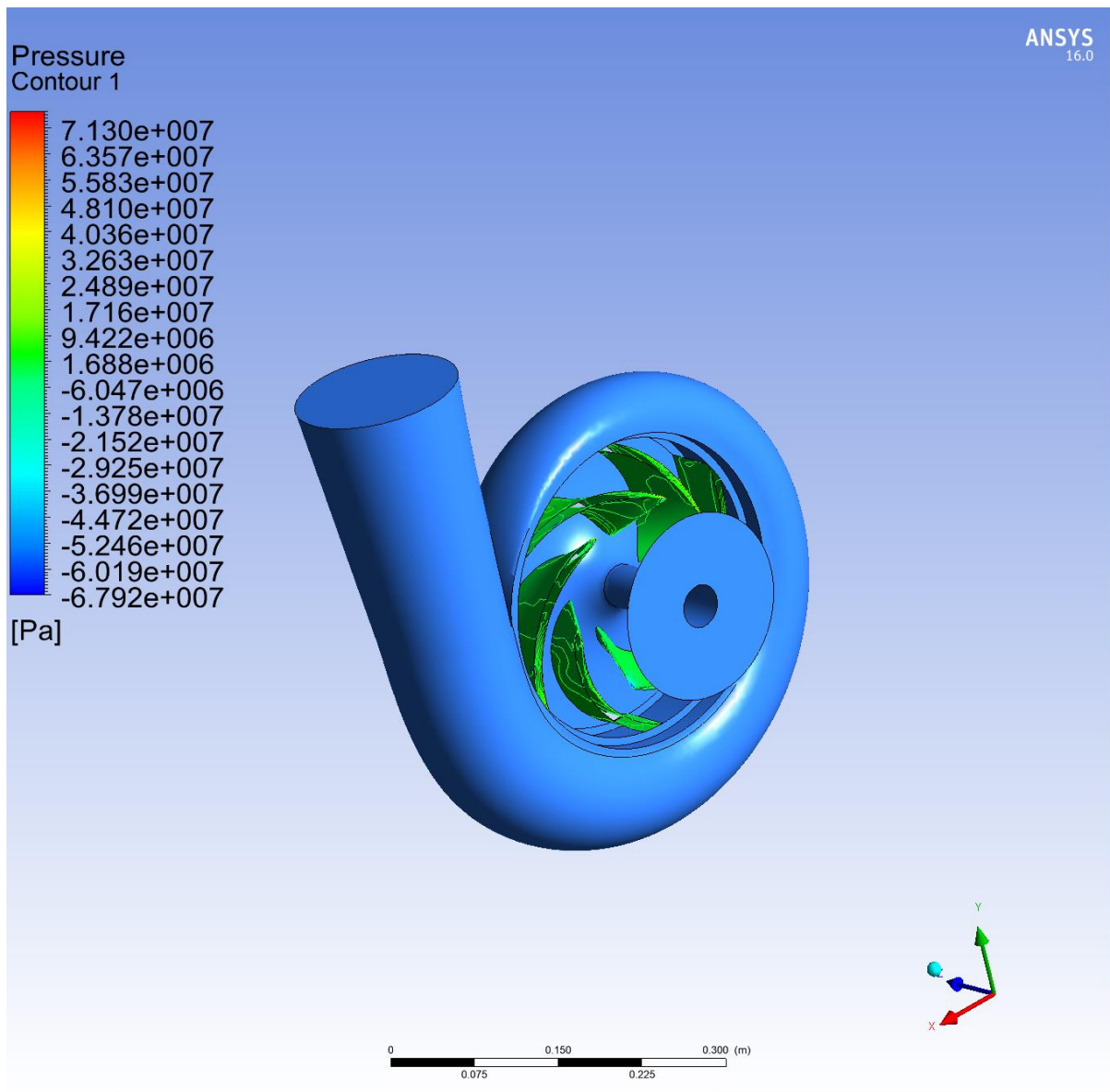
Εικόνα 33: Επιλογή του νερού ως πρώτο ρευστό (ιδιότητες νερού)



Εικόνα 34: Εισαγωγή περιστροφικής κίνησης στις 1500 rpm

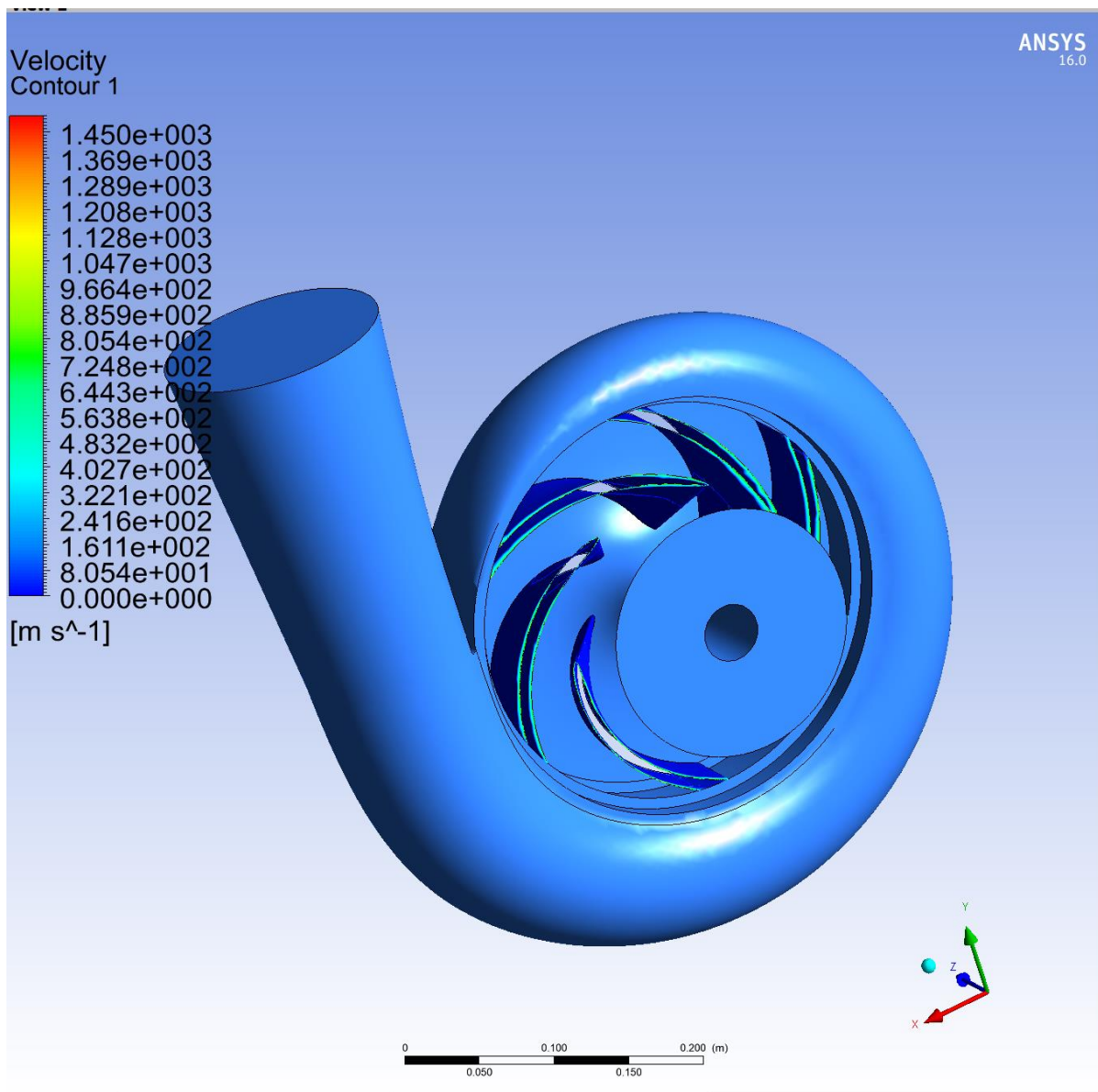
4.2 Παρουσίαση αποτελεσμάτων για το Νερό

Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν όλα τα αποτελέσματα που προέκυψαν για την προσομοίωση, που ως ρευστό είχε το νερό. Η ταχύτητα περιστροφής της φτερωτής, είναι 1500 rpm. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης φαίνονται παρακάτω.



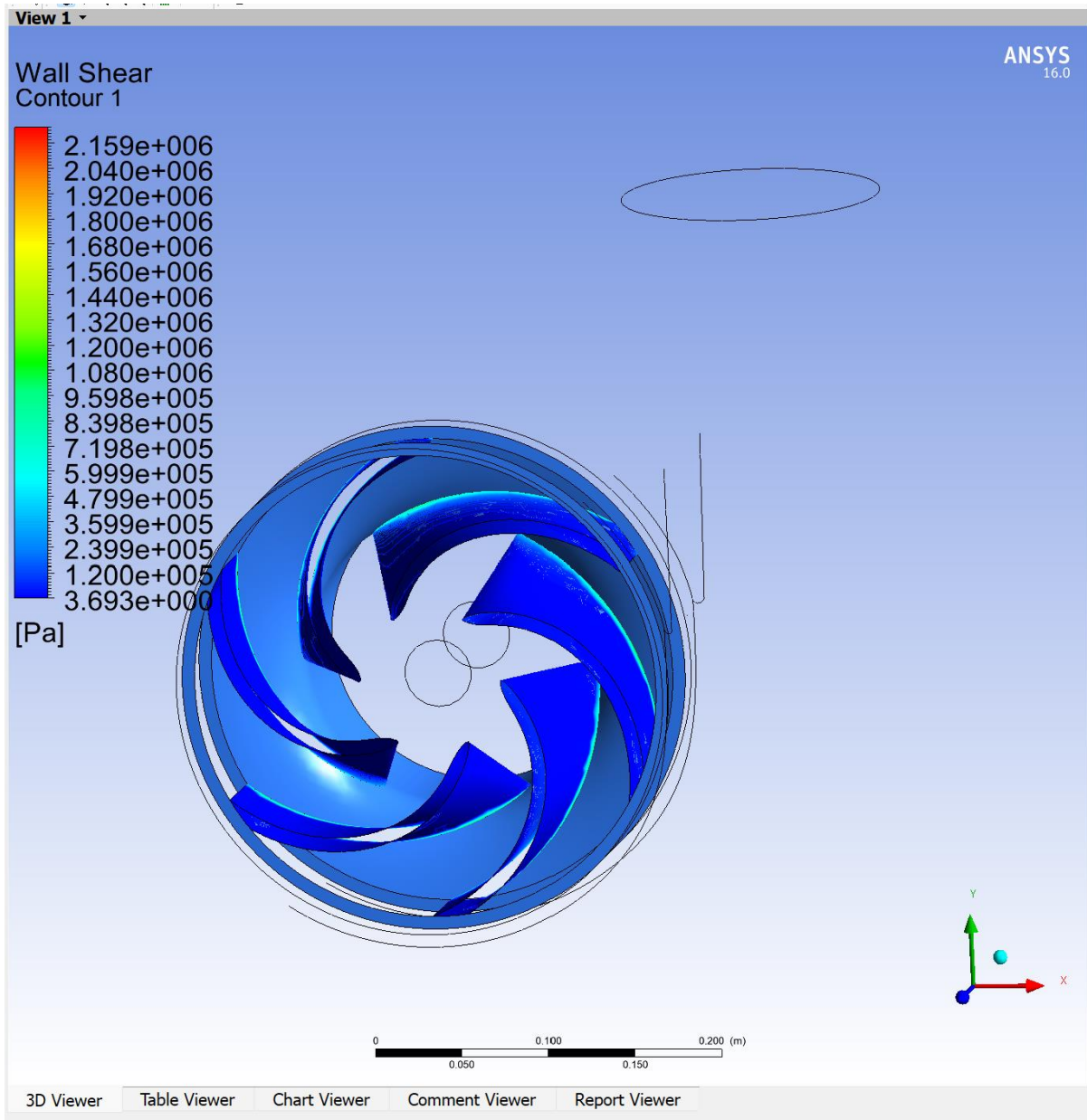
Εικόνα 35: Κατανομή πίεσης πάνω στην φτερωτή

Στην εικόνα 35 παρατηρούμε ότι η μέγιστη πίεση όπως είναι αναμενόμενο αναπτύσσεται πάνω στην περιστροφή και είναι της τάξεως των 10 MPa.



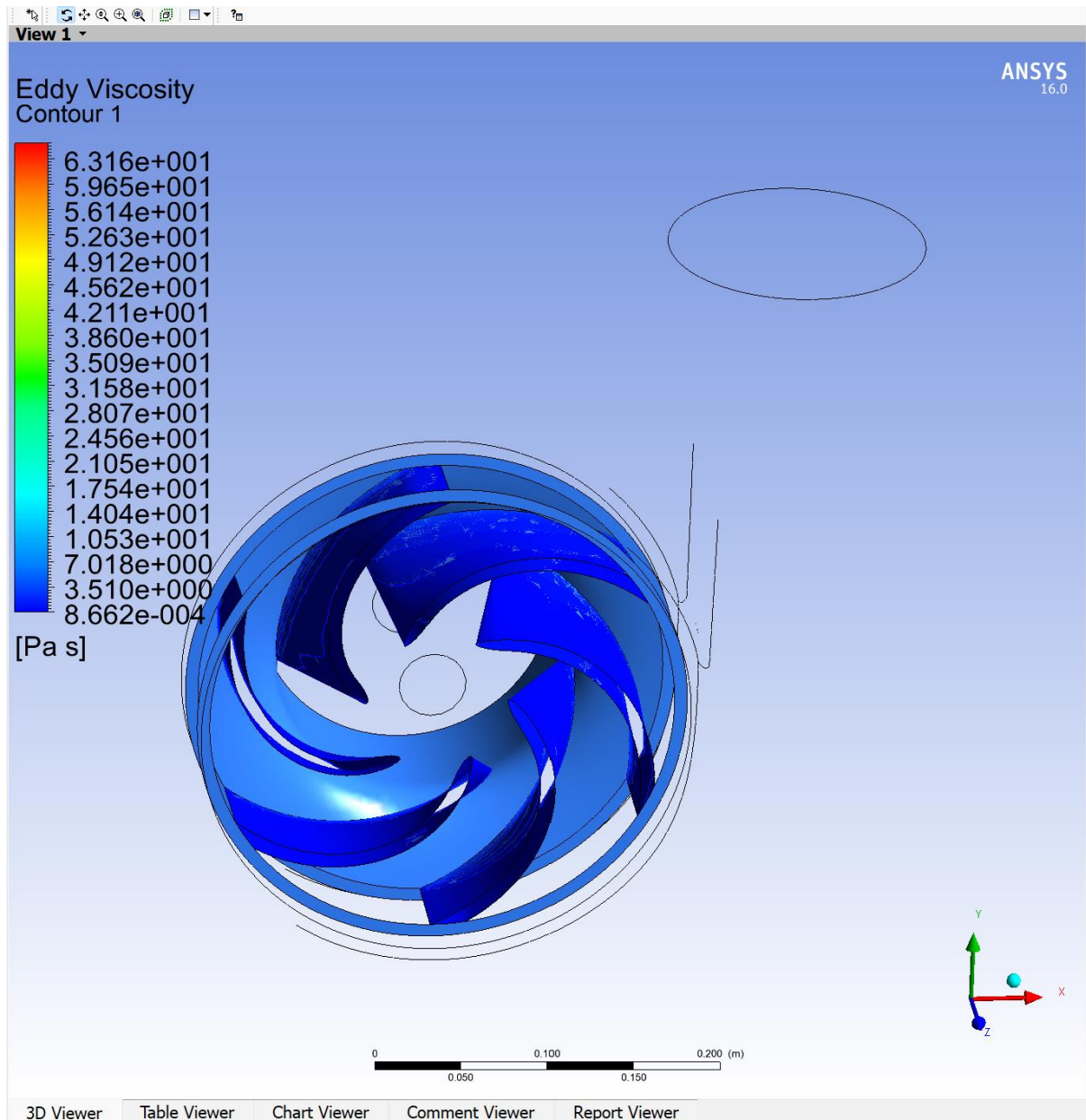
Εικόνα 36: Κατανομή ταχύτητας πάνω στην φτερωτή

Στην εικόνα 36 παρουσιάζεται η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής πάνω στην αντλία.



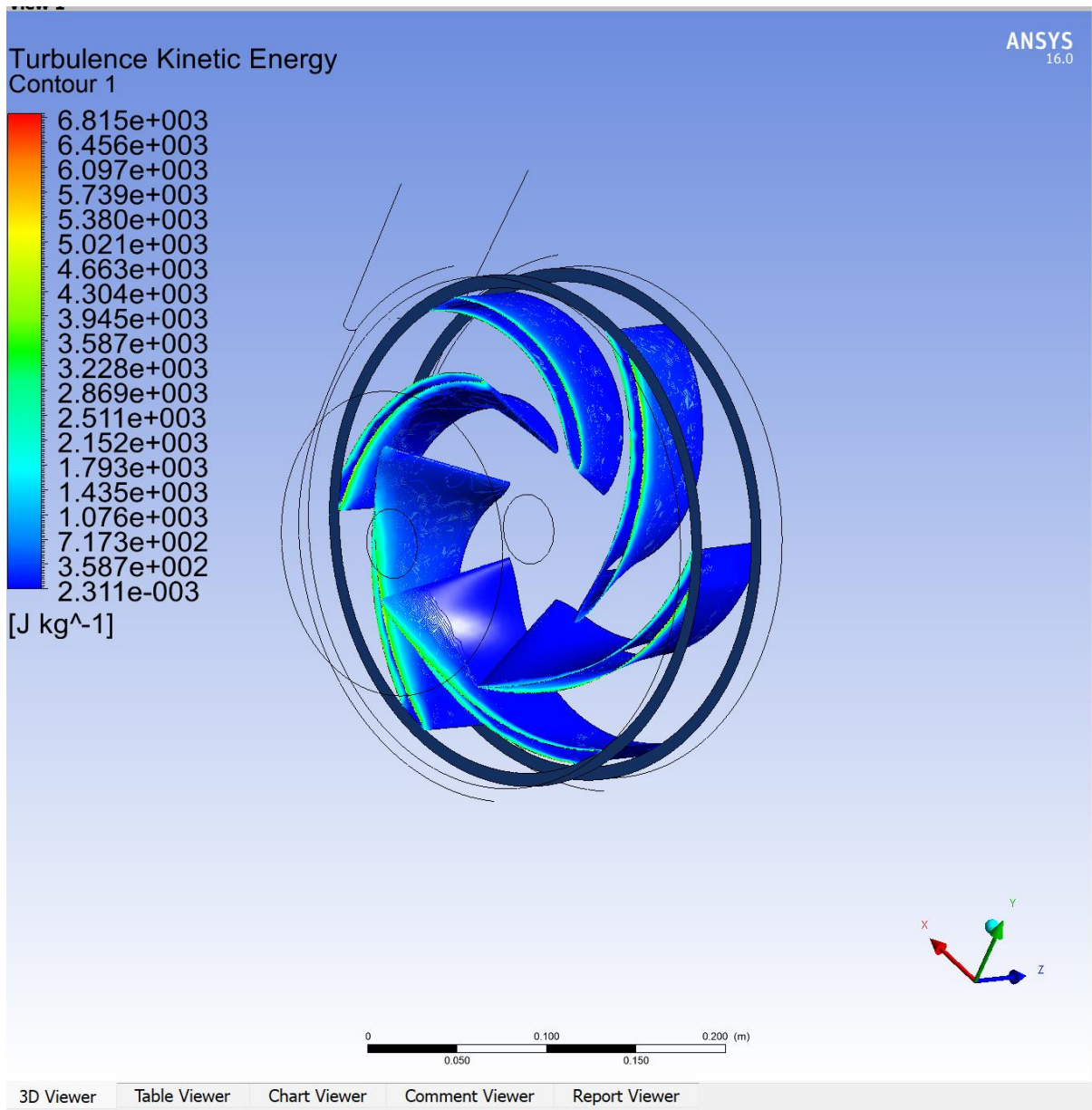
Εικόνα 37: Διατμητικές τάσεις πάνω στην φτερωτή

Στην εικόνα 37 παρατηρούμε ότι οι μέγιστες διατμητικές τάσεις αναπτύσσονται στα περύγια και μάλιστα στα σημεία όπου η λεπίδα είναι λεπτή προς το άκρο της, δηλαδή όπως είναι και αναμενόμενο και φυσικό από τους νόμους της αντοχή των υλικών.



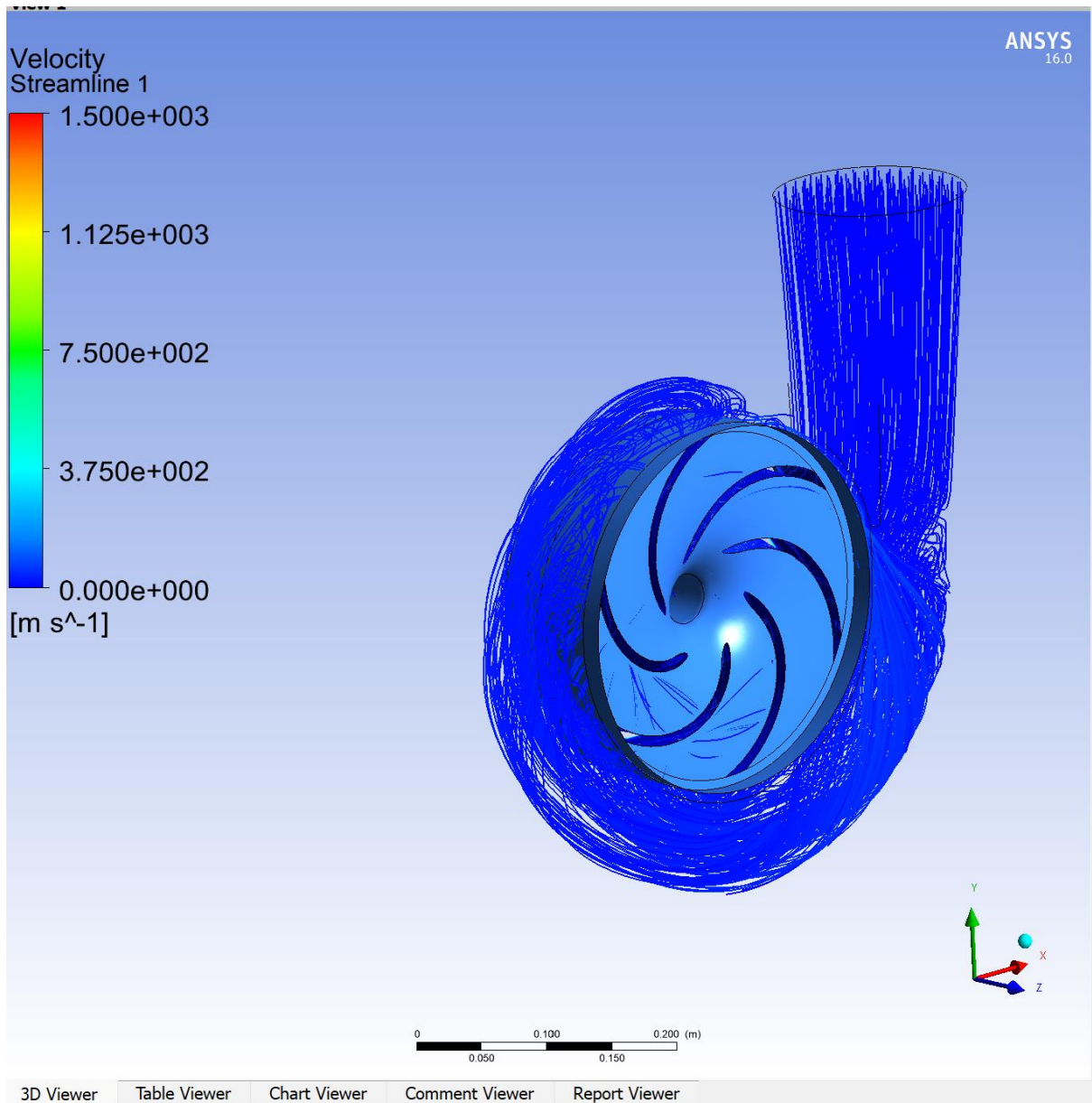
Εικόνα 38: Συμπεριφορά ιξώδους πάνω στην φτερωτή

Όπως το παρατηρούμε στην εικόνα 38 το ιξώδες παραμένει σχεδόν σταθερό και αλλάζει όμως σε μερικά σημεία αλλά σε πολύ μικρό βαθμό.



Εικόνα 39:Κινητική ενέργεια πάνω στην πτερωτή

Στην εικόνα 39 παρουσιάζεται η κινητική ενέργεια που αναπτύσσεται πάνω στην πτερωτή και όπως και η ταχύτητα, όπου τα δύο αυτά μεγέθη αλληλοεπηρεάζονται, είναι μέγιστη στα άκρα της πτερωτής.



Εικόνα 40: Ταχύτητες Streamline μέσα στην αντλία

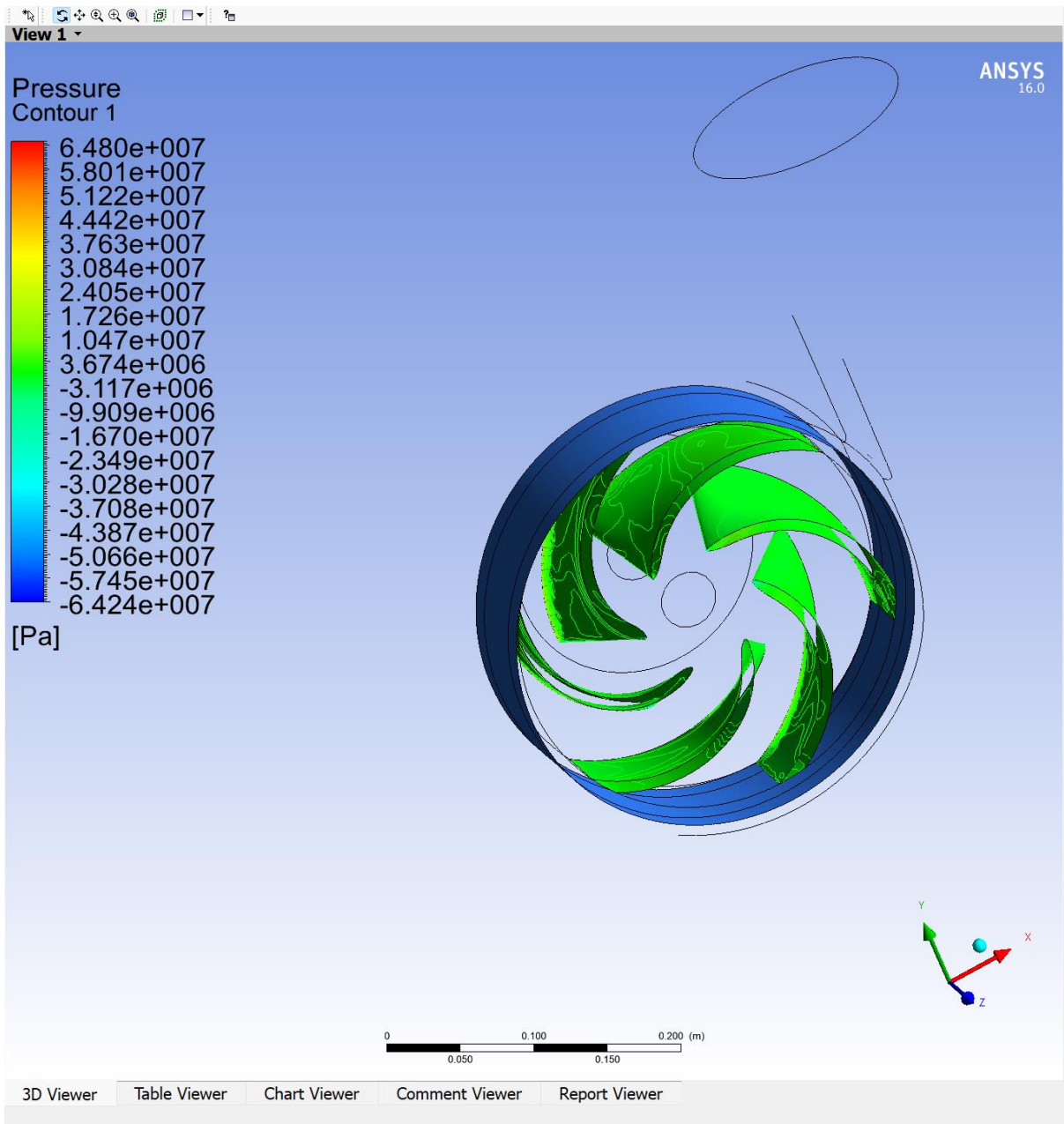
Στην εικόνα 40 παρουσιάζεται η ροή του ρευστού μέσα στην αντλία όπως αυτό εισέρχεται από αριστερά και μετά την περιστροφή και την κινητική ενέργεια που δέχεται, φεύγει προς τα πάνω, για να συνεχίσει την διαδρομή του σε κάποιο σωλήνα.

4.3 Προσομοίωση για Λάδι

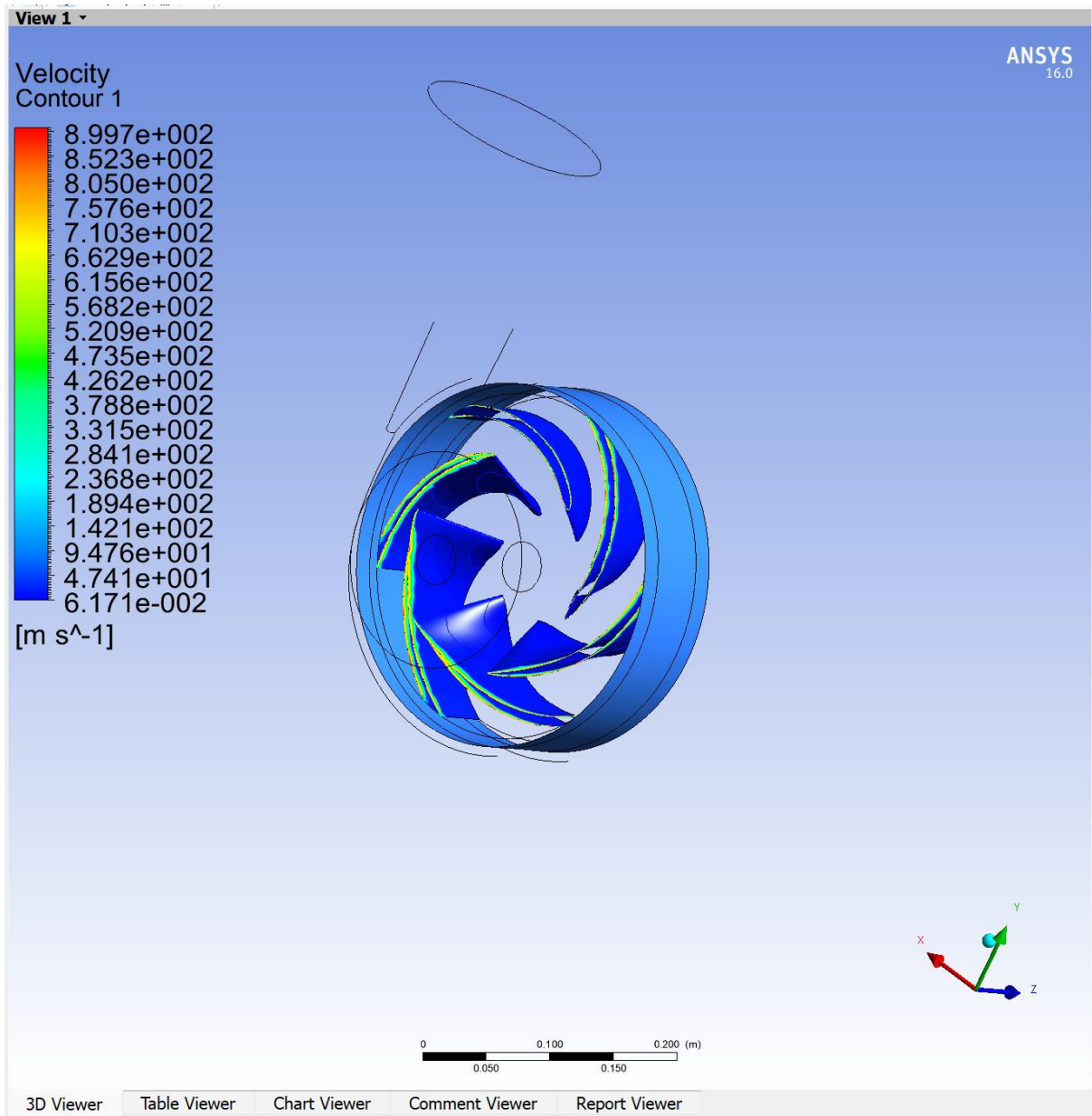
Στην ενότητα αυτή θα γίνει η προσομοίωση όπου το ρευστό θα είναι το λάδι, με τις ιδιότητες όπως φαίνονται στην παρακάτω εικόνα(41). Οι στροφές παραμένουν ίδιες, στις 1500 rpm και όλη η διαδικασία, όπως αυτή έγινε και για το παραπάνω ρευστό(νερό). Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στις παρακάτω εικόνες.

Property	Value
Density (kg/m ³)	875
Cp (Specific Heat) (J/kg-K)	1759
Thermal Conductivity (W/m-K)	0.159
Viscosity (kg/m-s)	0.000589

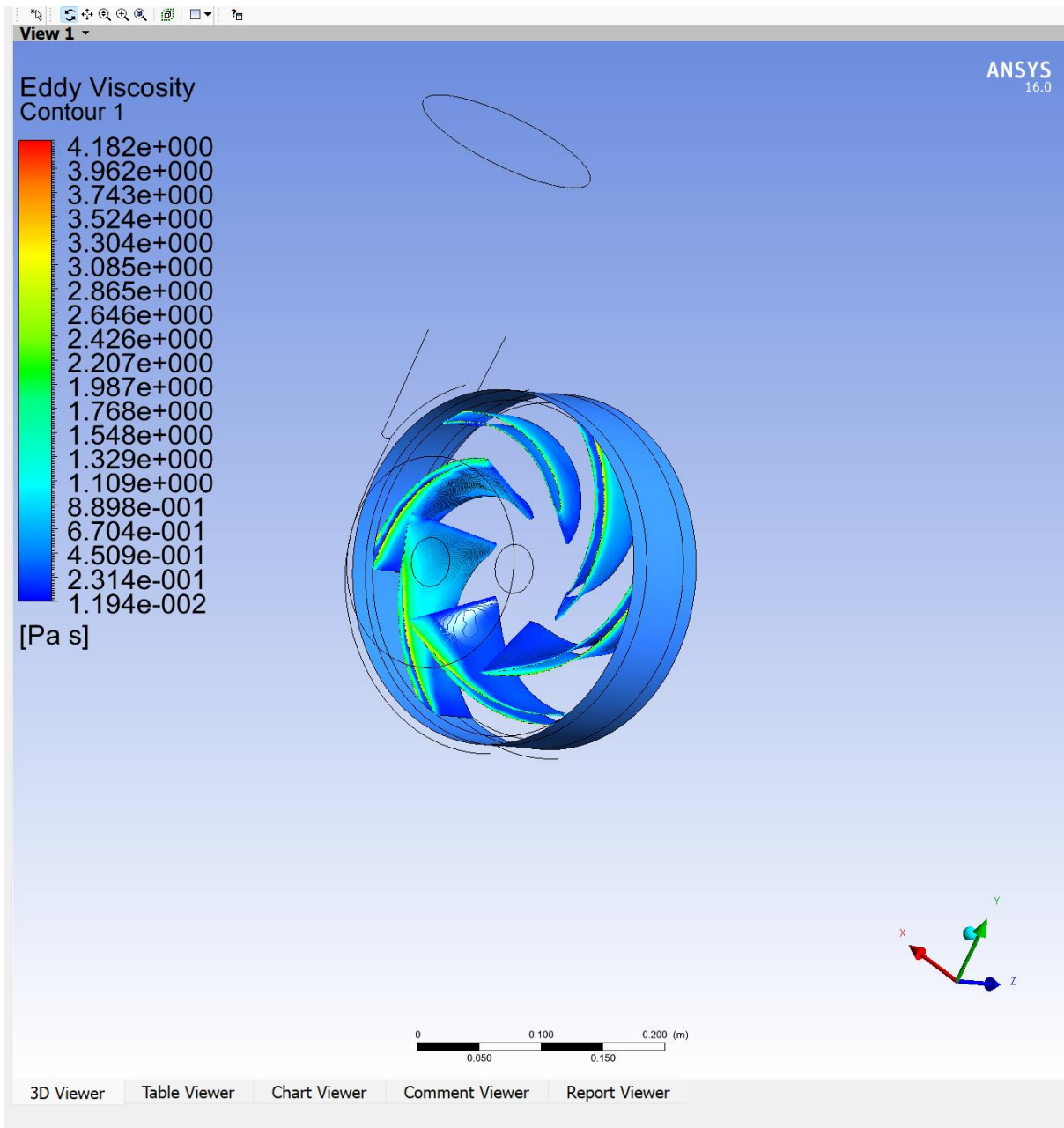
Εικόνα 41:Ιδιότητες λαδιού



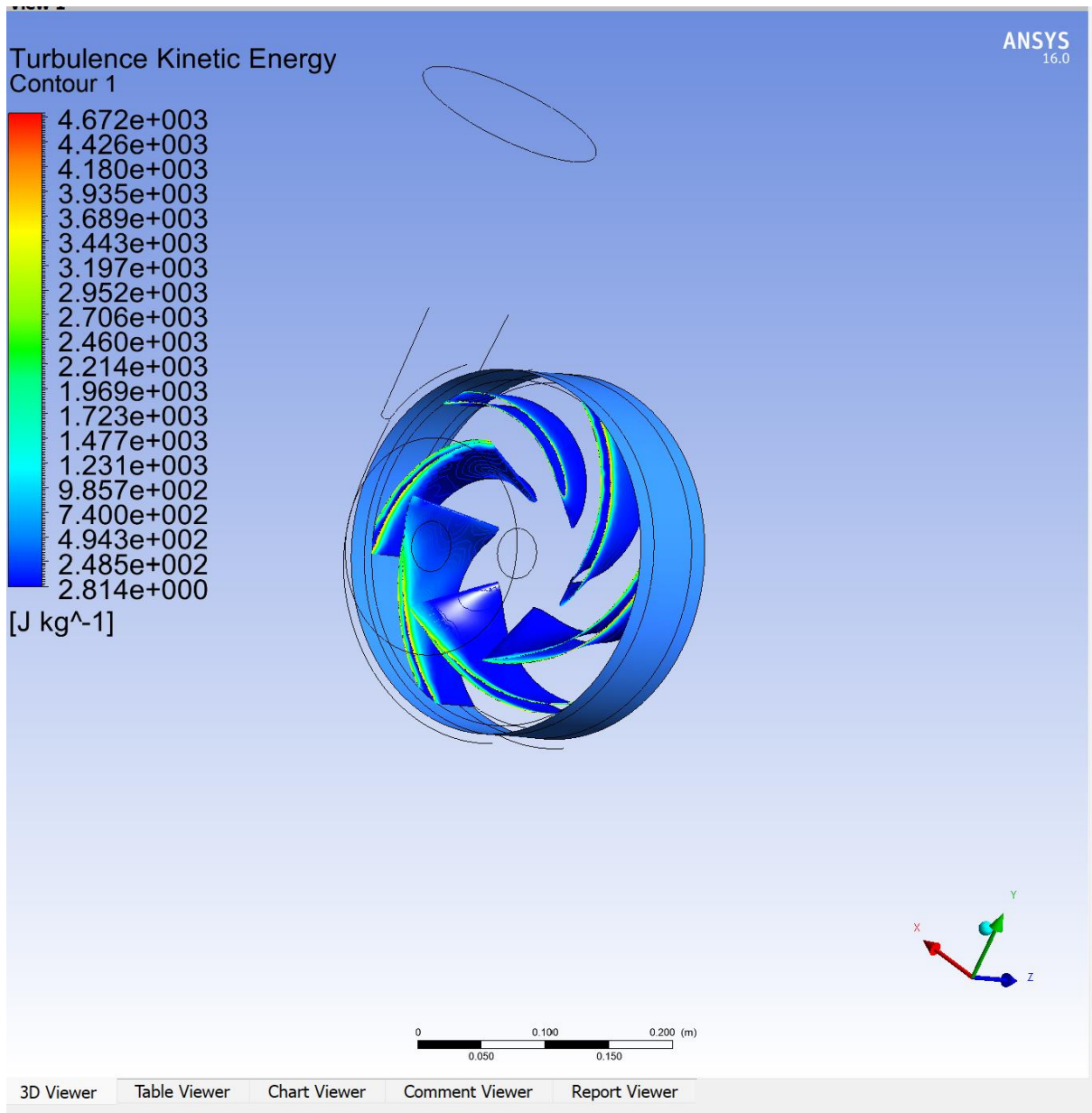
Εικόνα 42: Κατανομή πίεσης πάνω στην περωτή



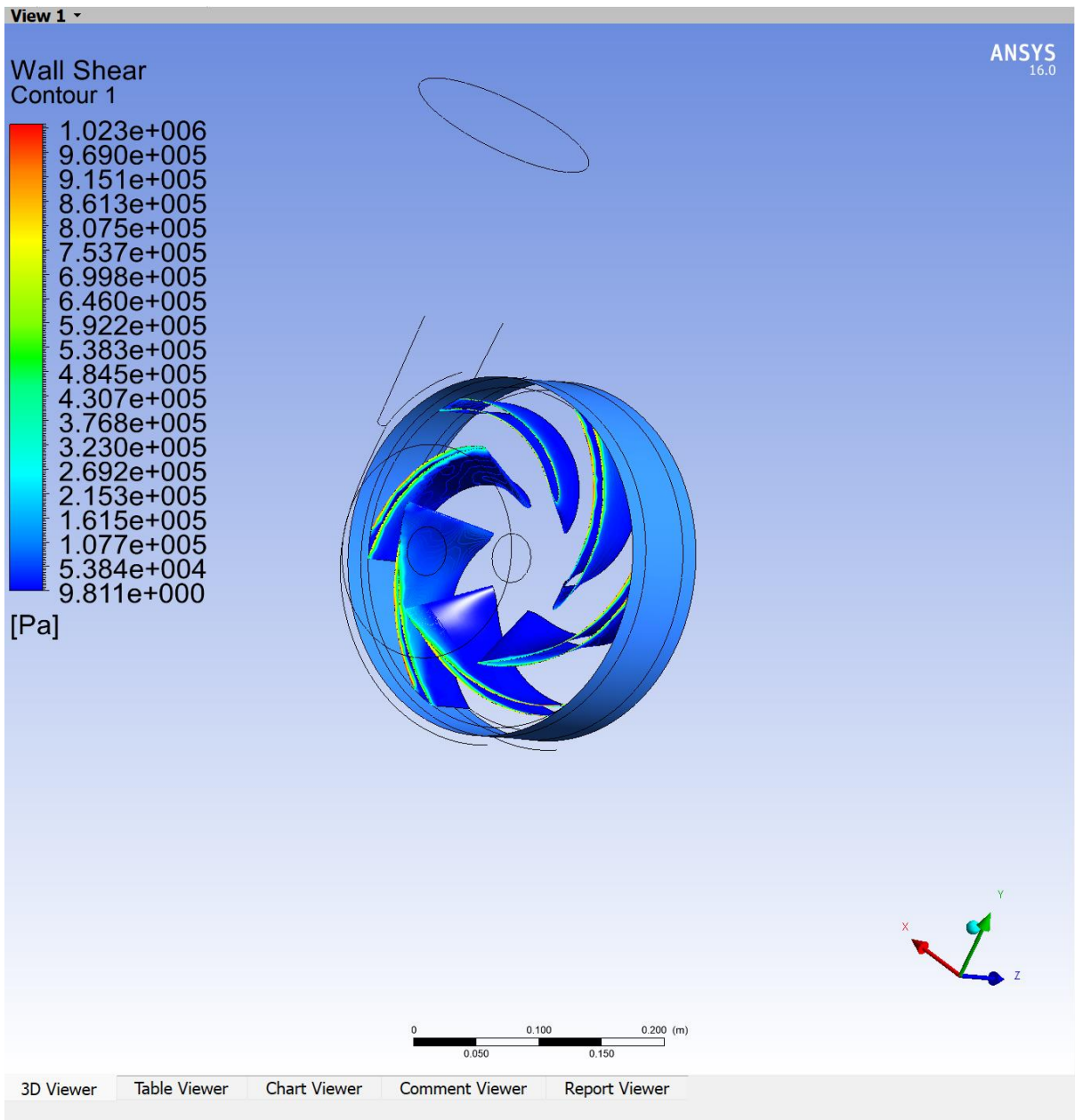
Εικόνα 43: Κατανομή ταχύτητας πάνω στην περρωτή



Εικόνα 44: Συμπεριφορά ιξώδους πάνω στην περρωτή



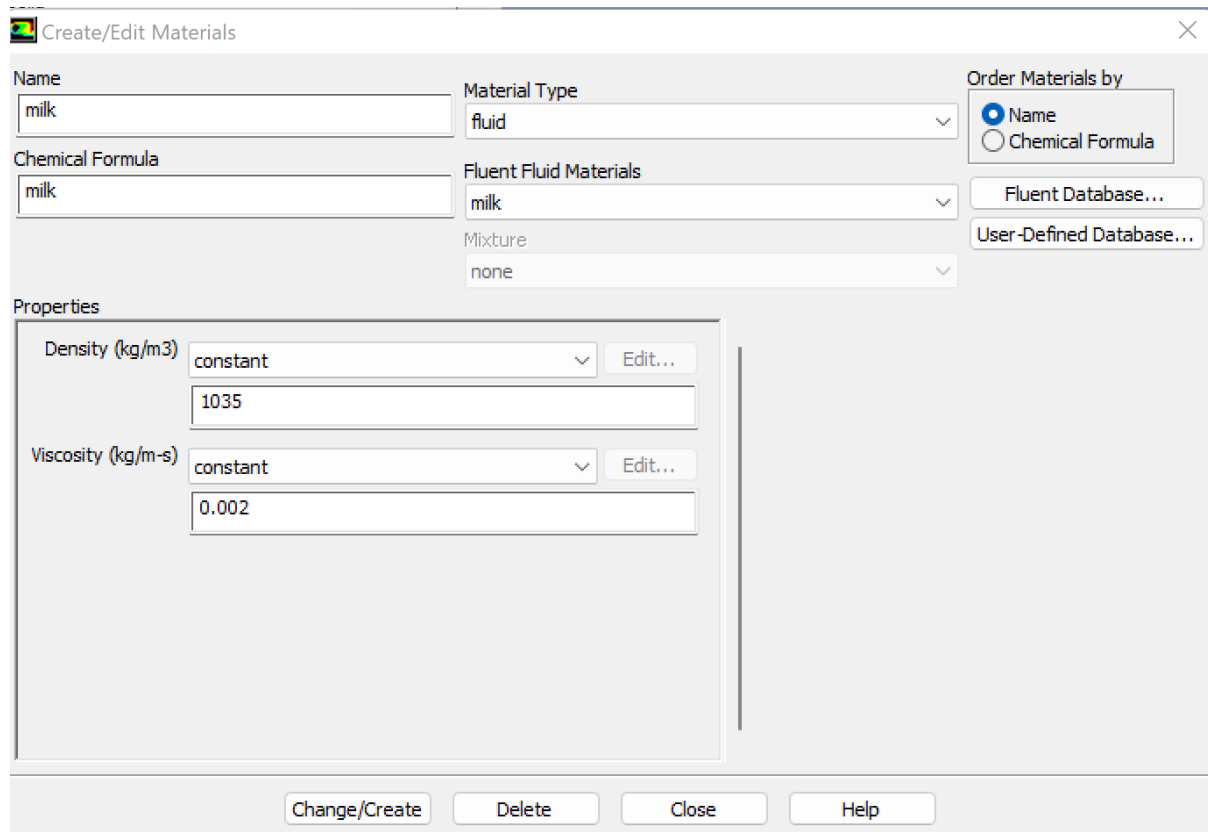
Εικόνα 45:Κινητική ενέργεια πάνω στην περρωτή



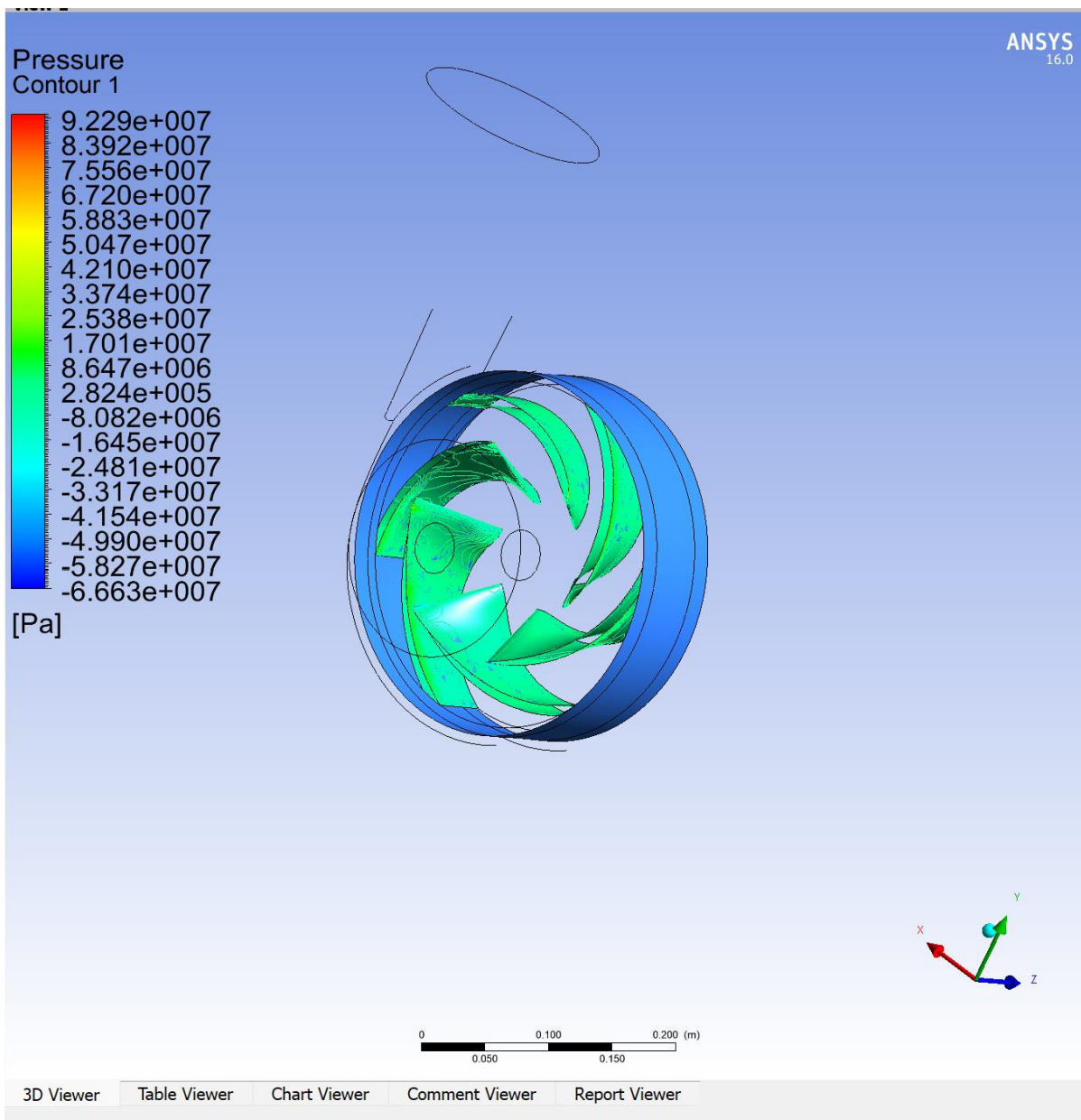
Εικόνα 46: Κατανομή διατμητικών τάσεων πάνω στα περβλία

4.4 Προσομοίωση για Γάλα

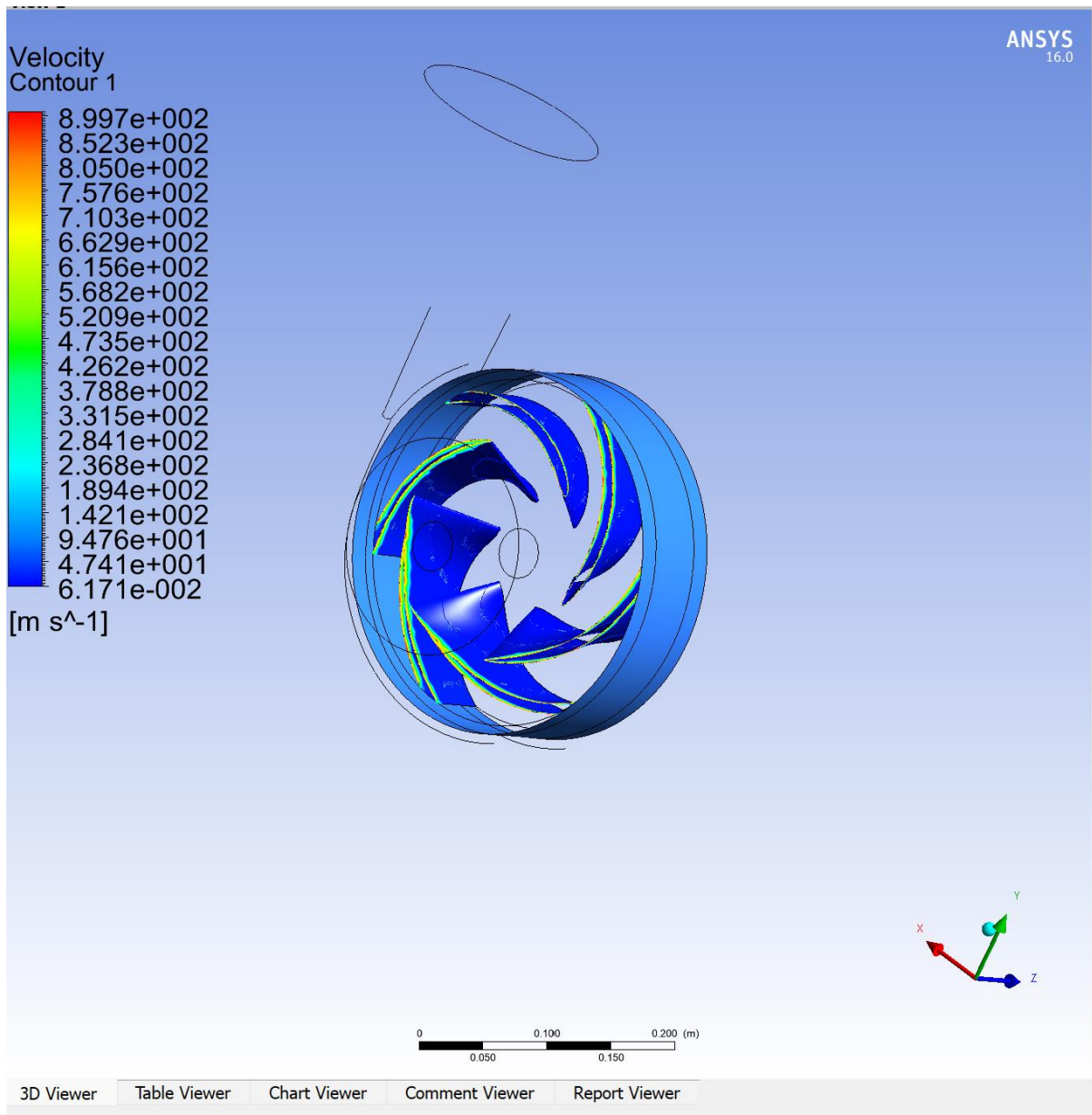
Στην ενότητα αυτή θα πραγματοποιηθεί η ίδια ακριβώς ανάλυση όπως και στις άλλες δύο περιπτώσεις που αναλύθηκαν παραπάνω με την διαφορά ότι το ρευστό που θα ρέει μέσα στην αντλία θα είναι το γάλα, και αυτό με την λογική ότι πολλές βιομηχανίες χρησιμοποιούν τέτοιες αντλίες για να μεταφέρουν το γάλα μέσω σωληνώσεων, ώστε να φτάσει στο τμήμα της εμφιάλωσης(π.χ. η Δέλτα) .



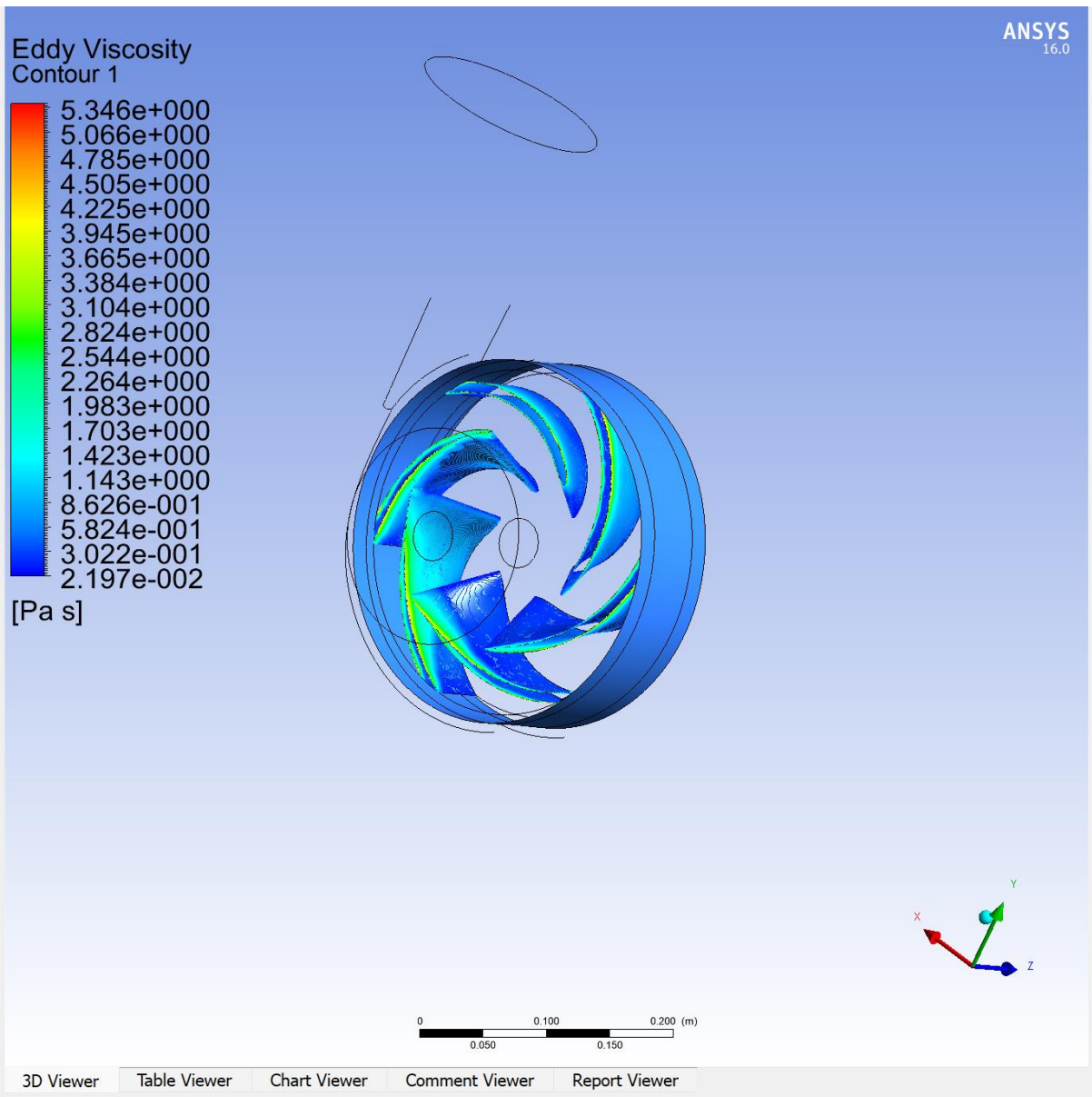
Εικόνα 47: Ιδιότητες του Γάλατος



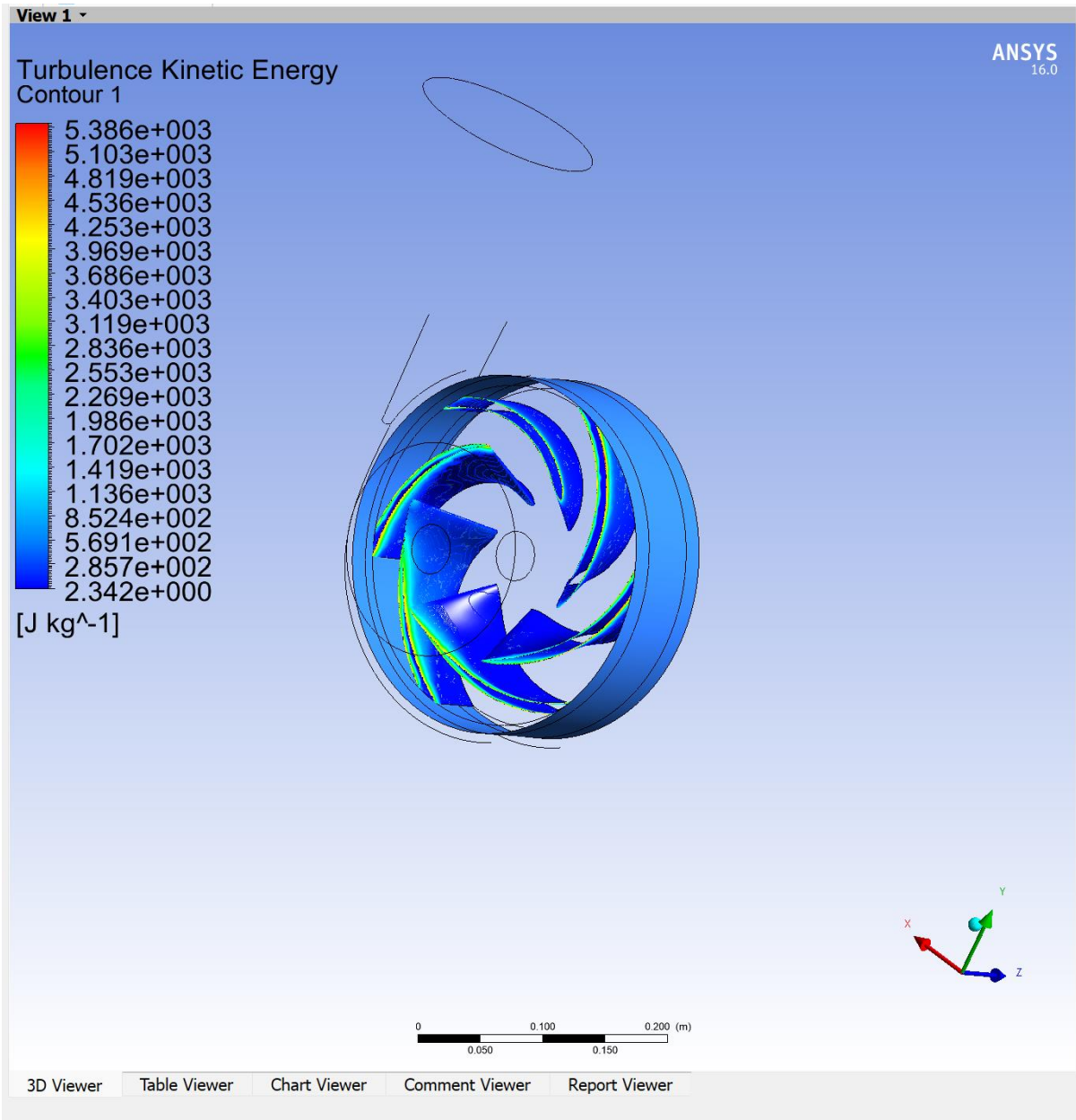
Εικόνα 48: Κατανομή πίεσης πάνω στην πτέρυγα



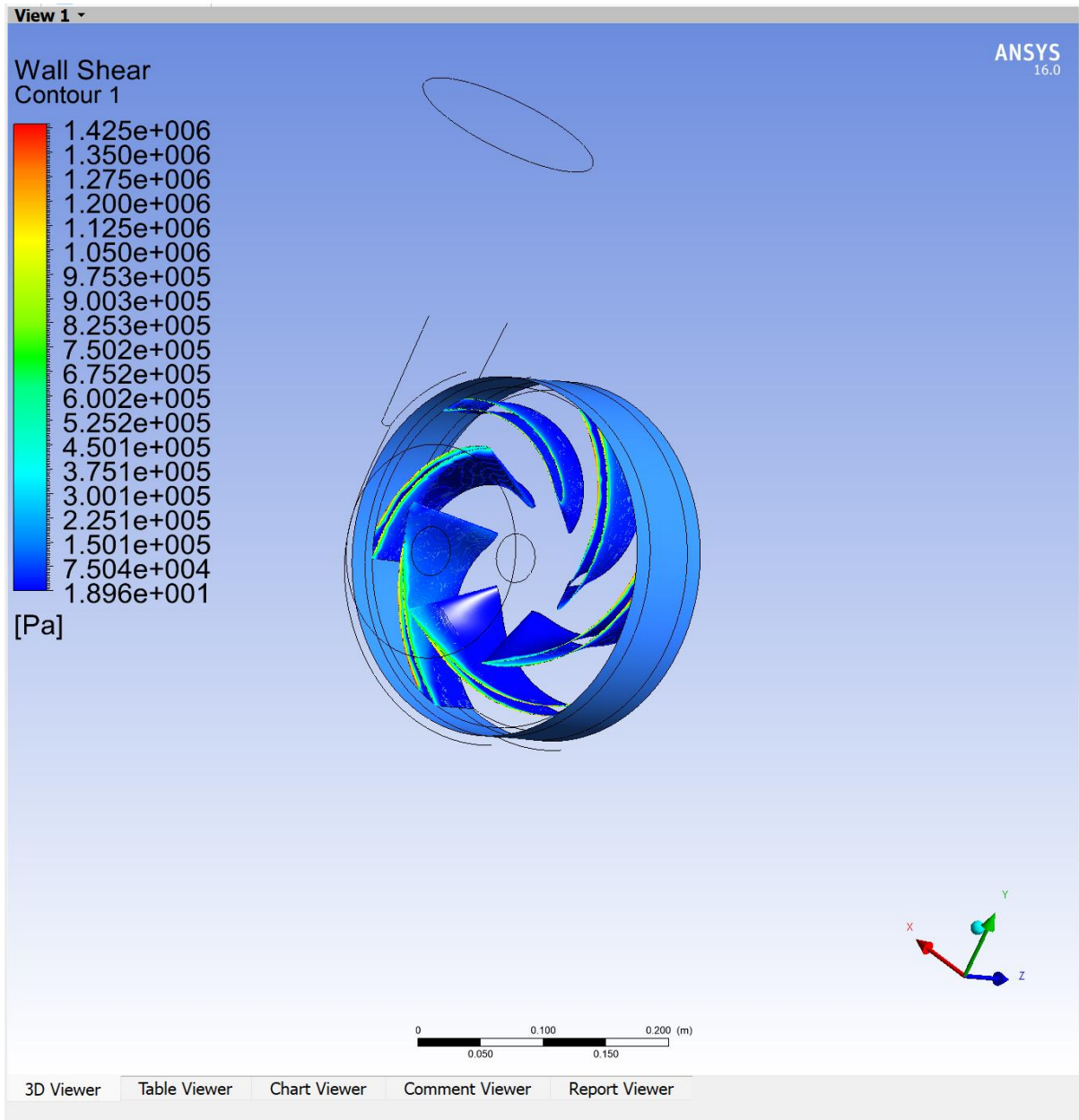
Εικόνα 49: Κατανομή ταχύτητας πάνω στην πτέρυγα



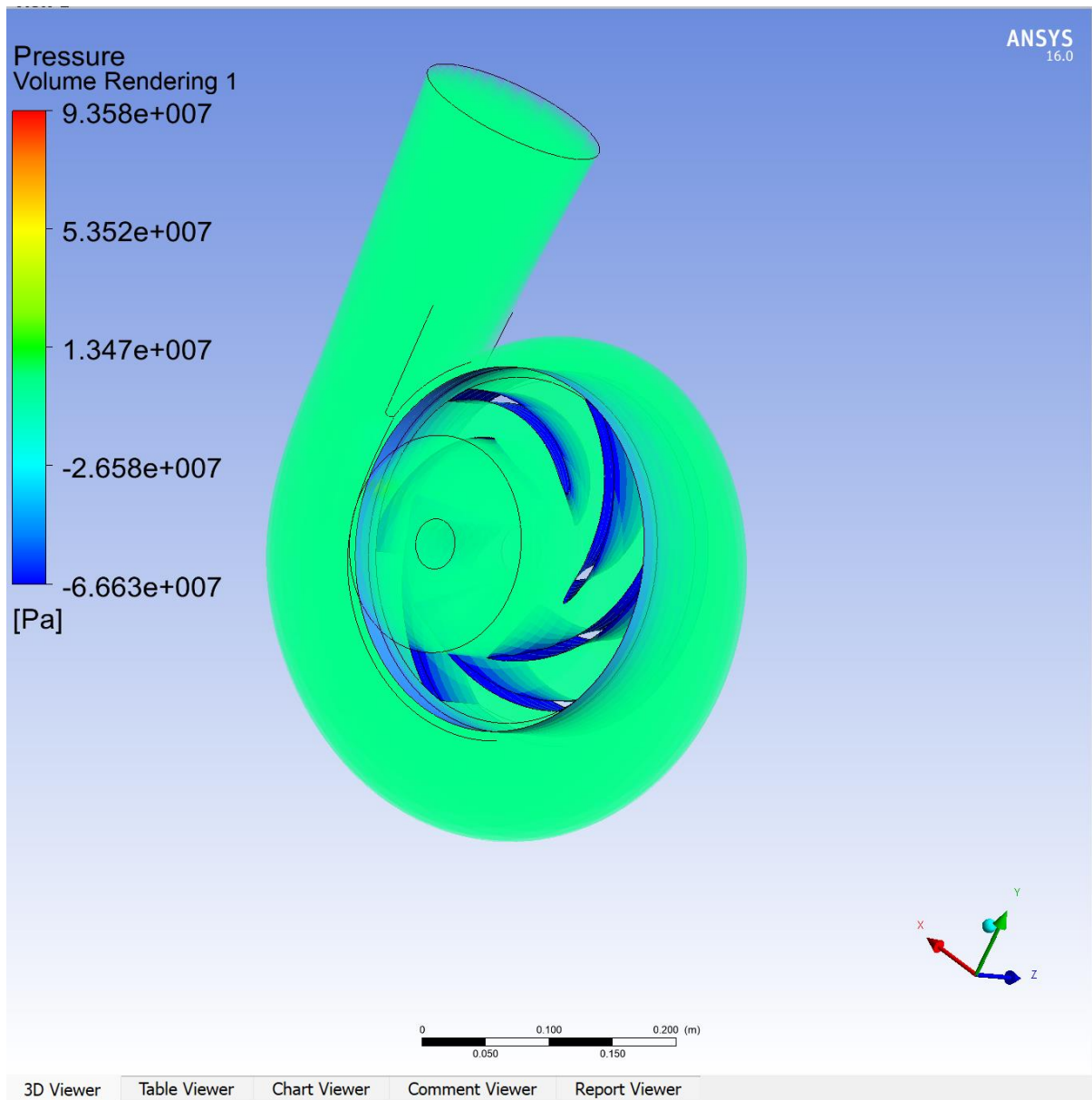
Εικόνα 50: Συμπεριφορά ιξώδους πάνω στην πτέρυγα.



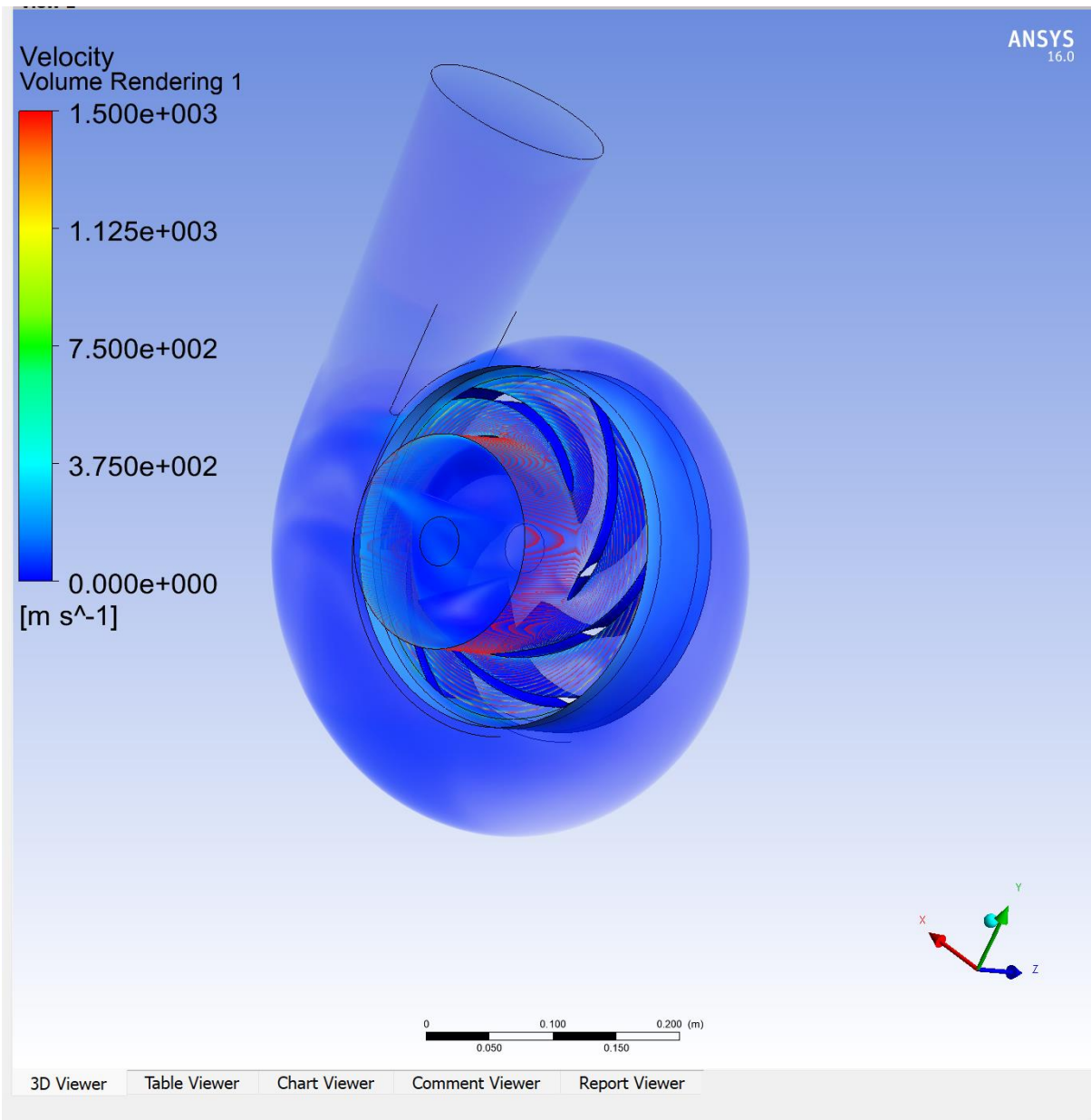
Εικόνα 51: Κινητική ενέργεια πάνω στην πτέρυγα



Εικόνα 52: Κατανομή διατμητικής τάσης πάνω στην πτέρυγα.



Εικόνα 53: Κατανομή απόδοσης όγκου πίεσης πάνω στην αντλία



Εικόνα 54: Εικόνα 55: Κατανομή απόδοσης όγκου ταχύτητας πάνω στην αντλία.

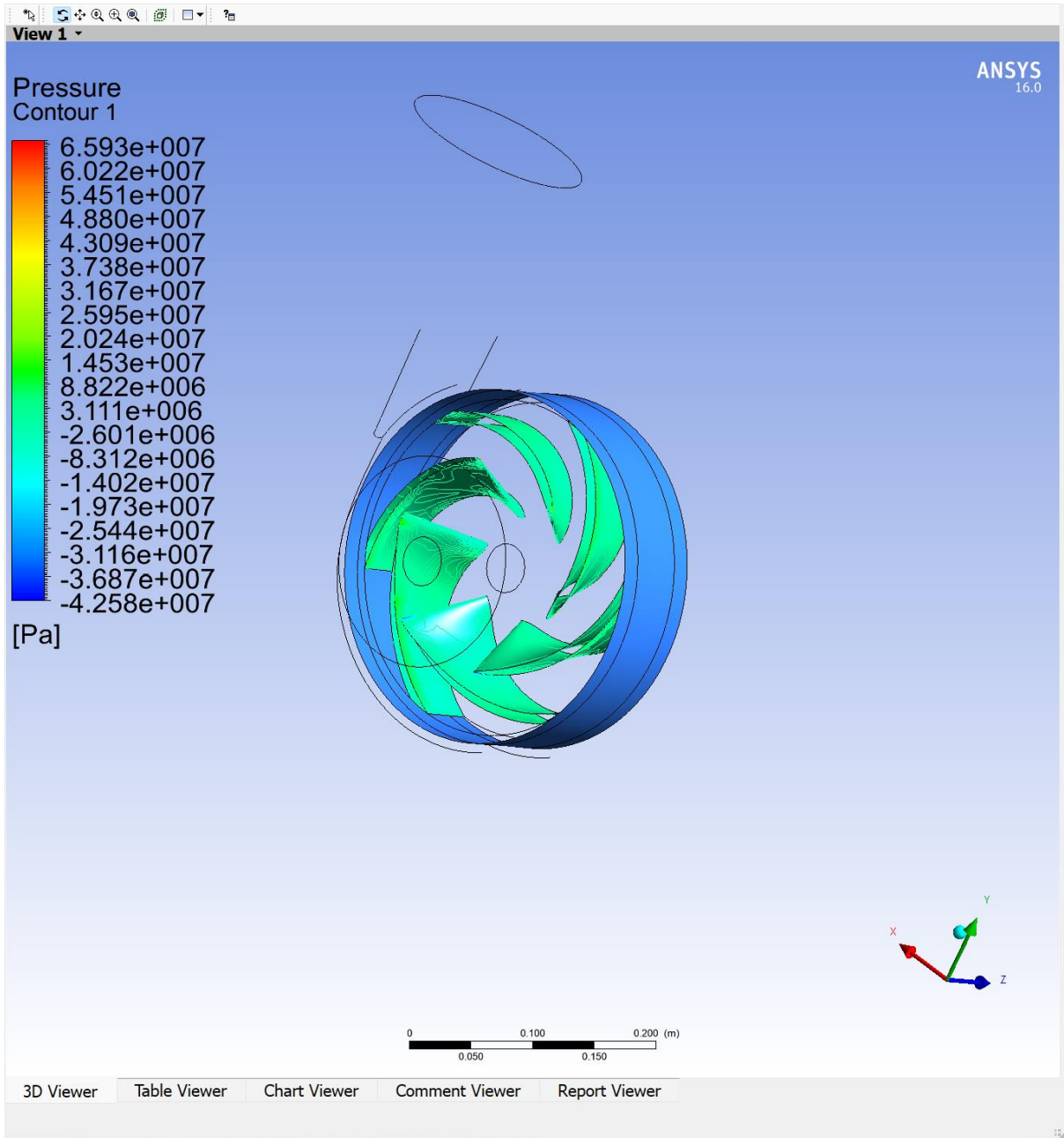
4.5 Προσομοίωση για Πετρέλαιο

Στην ενότητα αυτή θα πραγματοποιηθεί επίσης η ίδια ακριβώς ανάλυση, όπως και στις άλλες τρεις περιπτώσεις που αναλύθηκαν παραπάνω με την διαφορά ότι το ρευστό που θα ρέει μέσα στην αντλία θα είναι το πετρέλαιο, και αυτό με την λογική ότι πολλές βιομηχανίες χρησιμοποιούν τέτοιες αντλίες για να μεταφέρουν το καύσιμο αυτό από ένα σημείο σε ένα άλλο μέσω σωληνώσεων για πολλούς και διάφορους λόγους.

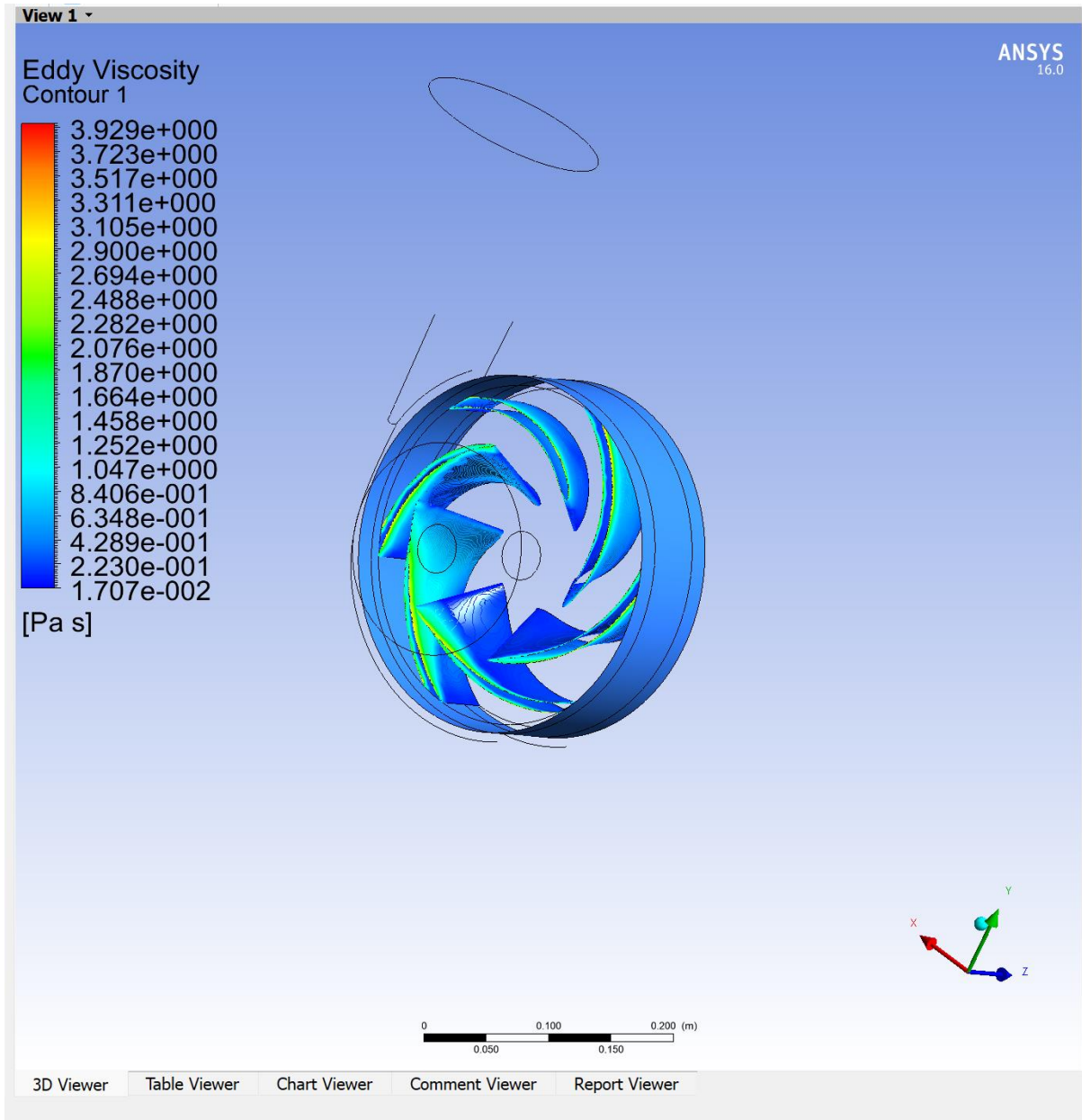
The screenshot shows the 'Create/Edit Materials' dialog box in ANSYS Fluent. The dialog is titled 'Create/Edit Materials' and has a close button (X) in the top right corner. The main area is divided into several sections:

- Name:** A text input field containing 'diesel-liquid'.
- Material Type:** A dropdown menu set to 'fluid'.
- Order Materials by:** Radio buttons for 'Name' (selected) and 'Chemical Formula'.
- Chemical Formula:** A text input field containing 'c10h22<l>'. Below it are buttons for 'Fluent Database...' and 'User-Defined Database...'.
- Fluent Fluid Materials:** A dropdown menu set to 'diesel-liquid (c10h22<l>)'.
- Mixture:** A dropdown menu set to 'none'.
- Properties:** A section with two rows:
 - Density (kg/m3):** A dropdown menu set to 'constant' with an 'Edit...' button. Below it is a text input field containing '730'.
 - Viscosity (kg/m-s):** A dropdown menu set to 'constant' with an 'Edit...' button. Below it is a text input field containing '0.0024'.

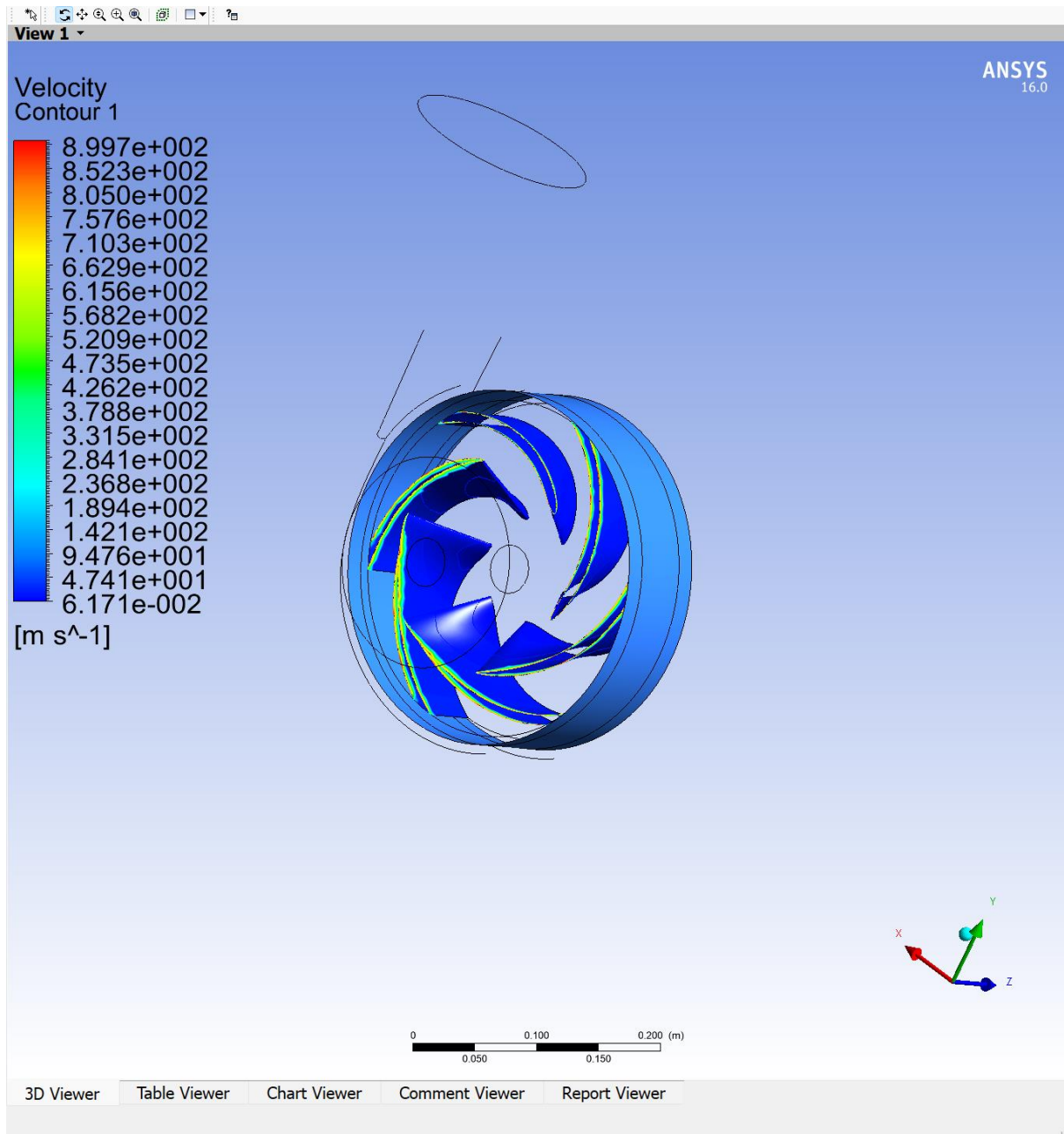
At the bottom of the dialog, there are four buttons: 'Change/Create', 'Delete', 'Close', and 'Help'.



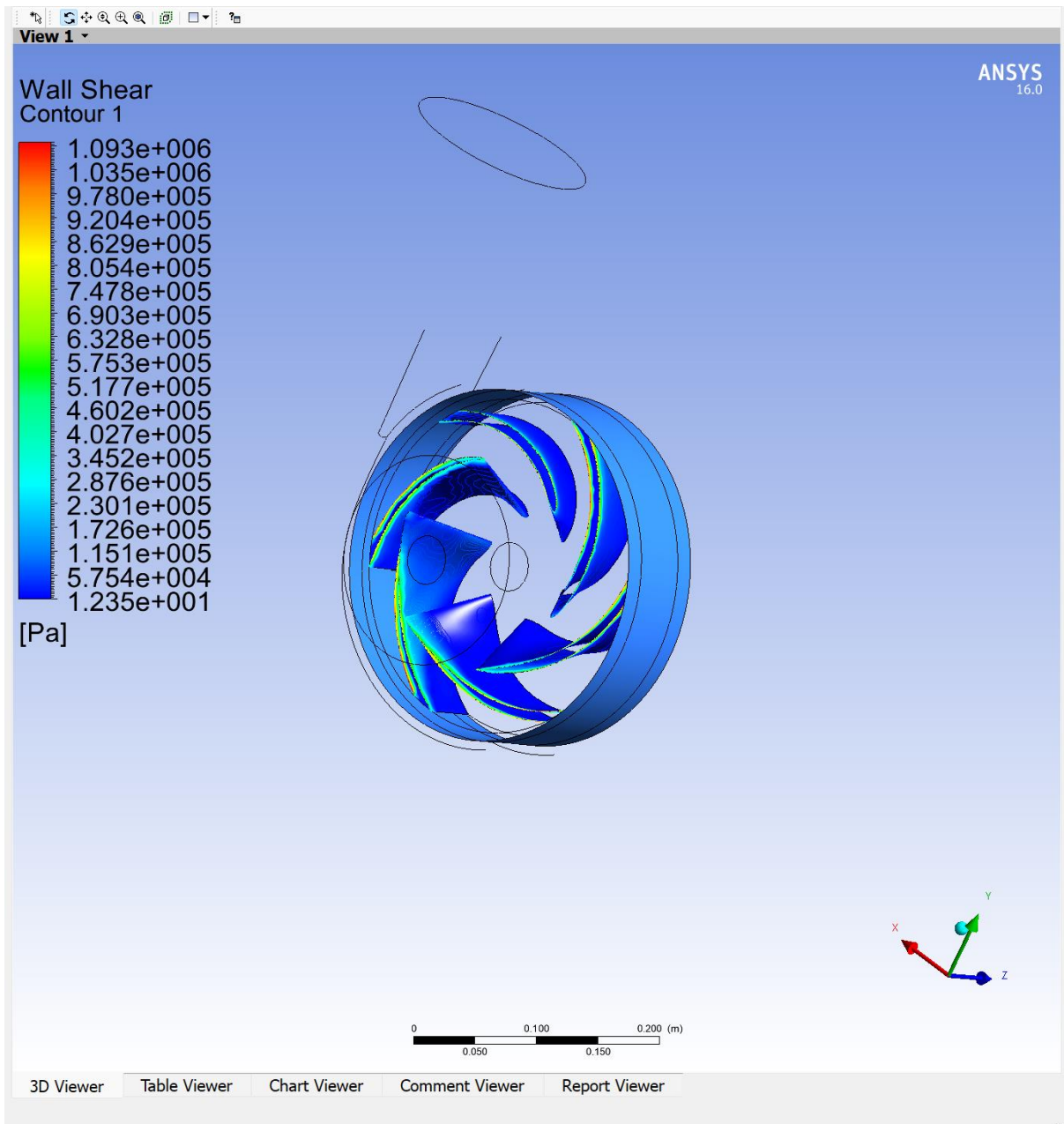
Εικόνα 56: Κατανομή πίεσης πάνω στην πτέρυγα



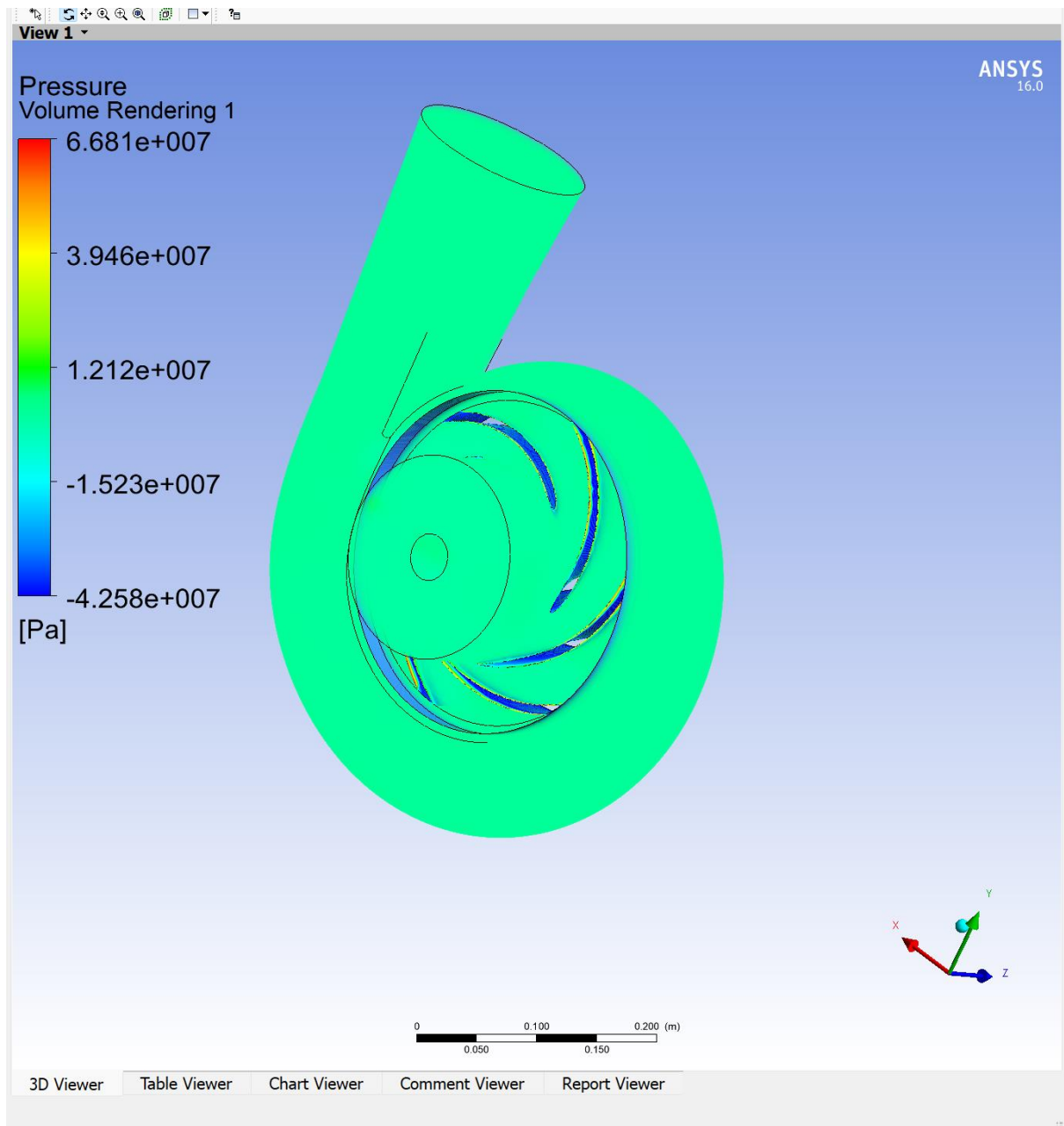
Εικόνα 57: Συμπεριφορά ιξώδους πάνω στα περύγια



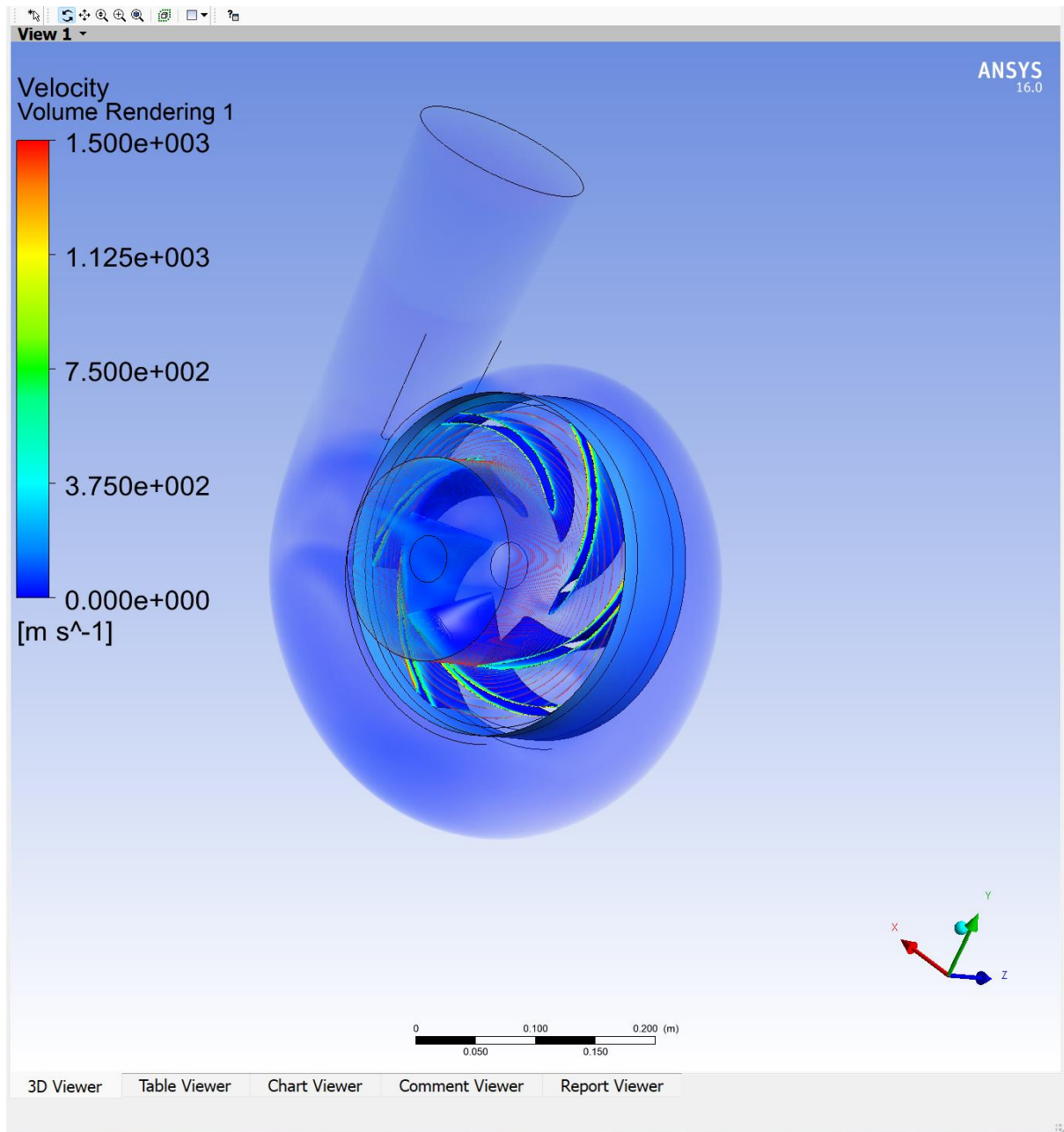
Εικόνα 58: Κατανομή ταχύτητας πάνω στα περβύγια



Εικόνα 59: Κατανομή διατμητική τάση πάνω στα περύγια



Εικόνα 60: Κατανομή απόδοσης όγκου πίεσης πάνω στην αντλία



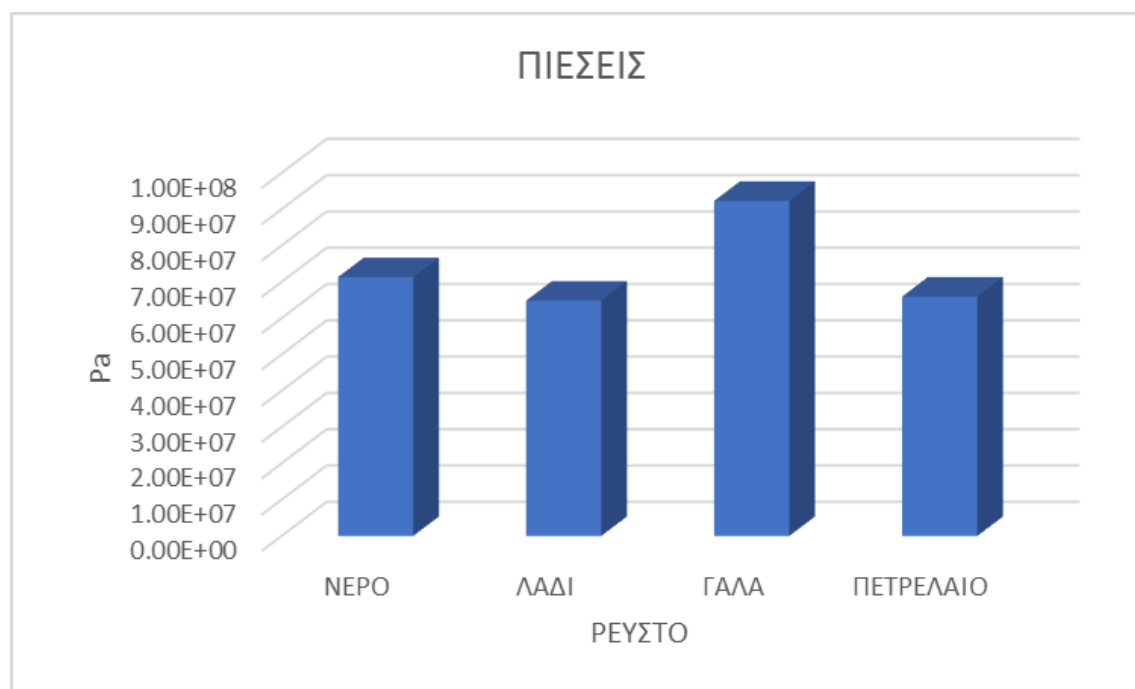
Εικόνα 61: Κατανομή απόδοσης όγκου ταχύτητας πάνω στην αντλία

Κεφάλαιο 5 Συμπεράσματα

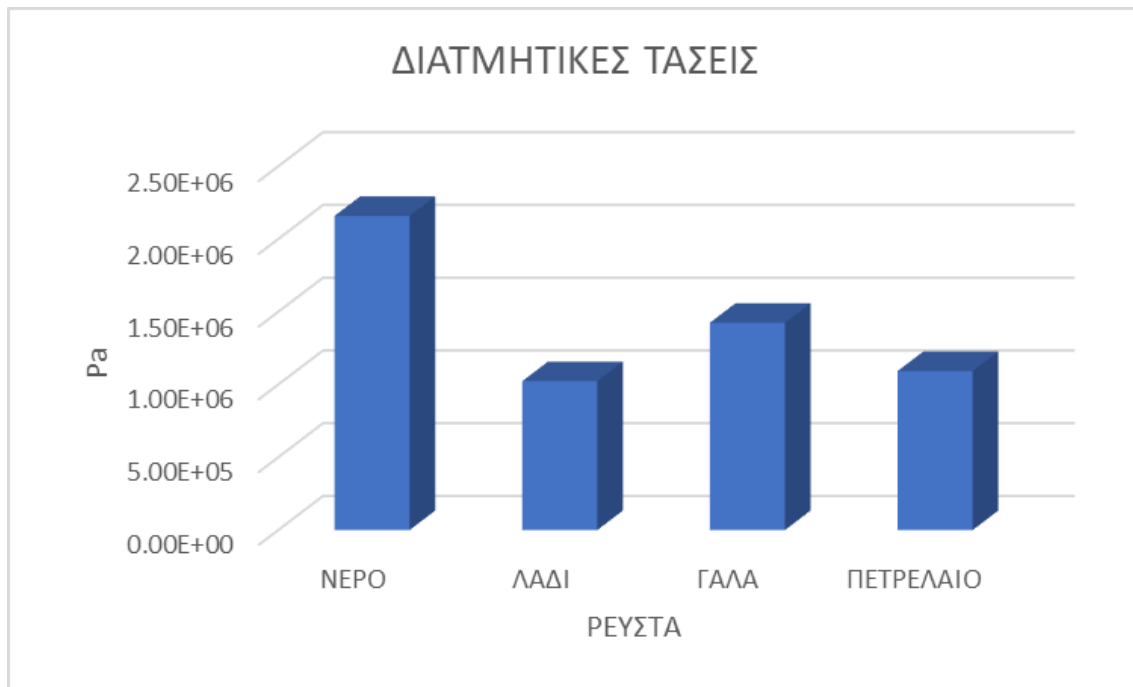
Στην εργασία αυτή έγινε προσομοίωση φυγοκεντρικής αντλίας με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων και ειδικότερα με το λογισμικό Ansys 16.0. Κατά την διάρκεια της προσομοίωσης, ο εκπονητής ήρθε αντιμέτωπος με πολλά σχεδιαστικά και άλλα προβλήματα.

Μετά το τέλος των προσομοιώσεων και για τα τέσσερα αυτά ρευστά, τα αποτελέσματα που προέκυψαν είναι τα εξής:

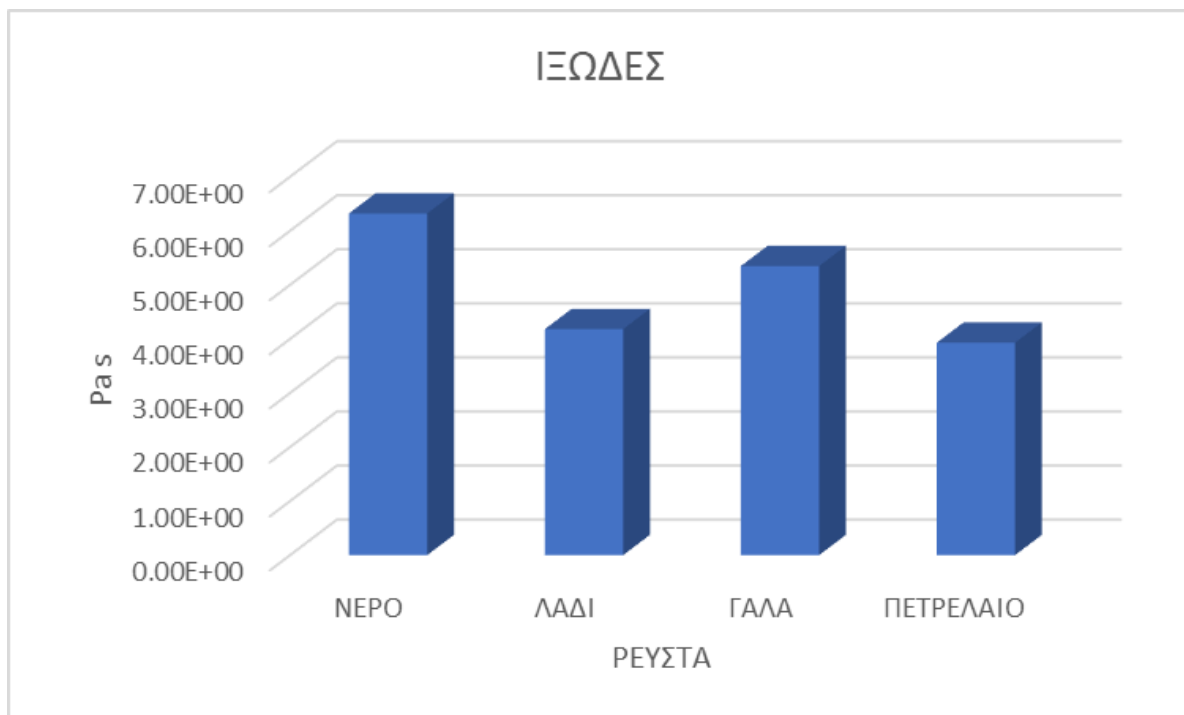
- Οι διαφορές στις πιέσεις είναι μικρές, καθώς παρόλο που υπάρχουν διαφορές είναι όλες μικρές, ενώ οι πιέσεις είναι όλες της τάξεως των 10^7Pa ,
- Στις διατμητικές τάσεις που αναπτύσσονται στην πτέρυγα της αντλίας οι διαφορές είναι ακόμα μικρότερες έως και αμελητέες, καθώς όλες κινούνται στο μέγεθος των MPa και οι διαφορές που υπάρχουν ανάμεσα στα τέσσερα ρευστά είναι της τάξεως των KPa που θεωρείται ένα μικρό νούμερο όταν αναφερόμαστε σε τάσεις.
- Το άλλο μέγεθος που συναντάμε διαφορές είναι το ιξώδες, αλλά και εκεί όπως φαίνεται και στην εικόνα 64, οι διαφορές δεν είναι πολύ μεγάλες αν και σε ειδικές περιπτώσεις θα μπορούσαν να θεωρηθούν σημαντικές (αν γινόταν αναφορά σε στενούς σωλήνες).



Εικόνα 62: Διαφορές πίεσης ανάμεσα στα τέσσερα ρευστά



Εικόνα 63: Διαφορές Διατμητικών τάσεων ανάμεσα στα τέσσερα ρευστά



Εικόνα 64: Διαφορές ιξώδους ανάμεσα στα τέσσερα ρευστά

Βιβλιογραφία

1. Centrifugal Pump Handbook Third edition Sulzer Pumps Ltd Winterthur, Switzerland
2. "Sprayer Pump Types, Costs, and Specifications". Sprayer Supplies. 2018-10-13. Archived from the original on 2018-11-21. Retrieved 2018-11-21.
3. ^ Reti, Ladislao; Di Giorgio Martini, Francesco (Summer 1963). "Francesco di Giorgio (Armani) Martini's Treatise on Engineering and Its Plagiarists". *Technology and Culture*. 4 (3): 287–298 (290). doi:10.2307/3100858. JSTOR 3100858.
4. ^ Gülich, Johann Friedrich (2010). *Centrifugal Pumps* (2nd ed.). ISBN 978-3-642-12823-3.
5. ^ Baha Abulnaga (2004). *Pumping Oilsand Froth* (PDF). 21st International Pump Users Symposium, Baltimore, Maryland. Published by Texas A&M University, Texas, USA. Archived from the original (PDF) on 2014-08-11. Retrieved 2012-10-28.
6. ^ Moniz, Paresh Girdhar, Octo (2004). *Practical centrifugal pumps design, operation and maintenance* (1. publ. ed.). Oxford: Newnes. p. 13. ISBN 0750662735. Retrieved 3 April 2015.
7. ^ Larry Bachus, Angle Custodio (2003). *Know and understand centrifugal pumps*. Elsevier Ltd. ISBN 1856174093.
8. ^ Karassik, Igor J (2001). *Pump Handbook* (third ed.). McGraw Hill Education. ISBN 9780070340329.
9. ^ Jump up to:a b Gülich, JF. (2008). *Centrifugal pumps*. Berlin: Springer. p. 79. doi:10.1007/978-3-642-12824-0. ISBN 978-3-642-12824-0.
10. ^ "How do self-priming pumps work?". *Pump Sales Direct Blog*. 2018-05-11. Retrieved 2018-05-11.