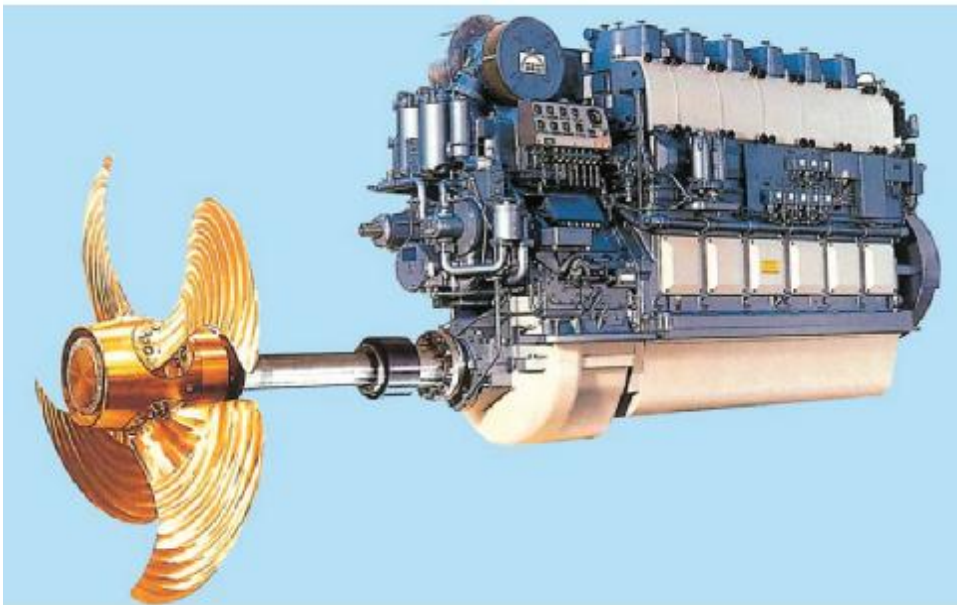


**ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΑΤΡΑΣ  
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ**

**ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΙΝΗΣΕΩΣ  
ΠΛΟΙΟΥ ΜΕ ΜΗΧΑΝΗ ΙΣΧΥΟΣ 850 HP**



**ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΠΑΛΛΑΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ  
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

**ΠΑΤΡΑ 2013**



## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολογίας, της Σχολής Τεχνολογικών Εφαρμογών του ΤΕΙ Πάτρας, υπό την επίβλεψη του Καθηγητή κύριου Ανδρέα Γιαννόπουλου.

Στο σημείο αυτό, αισθάνομαι την ανάγκη να εκφράσω τις ειλικρινείς ευχαριστίες μου στον Καθηγητή Ανδρέα Γιαννόπουλου, για τη συνεχή καθοδήγηση και εμπιστοσύνη του προς το πρόσωπό μου κατά την εκπόνηση και συγγραφή της πτυχιακής μου εργασίας.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και ιδιαίτερα τον πατέρα μου, για την ψυχολογική και οικονομική υποστήριξη που μου παρείχε για όλα αυτά τα χρόνια σπουδών.

Πάλλας Νικόλαος  
Φεβρουάριος, 2013

*Αφιερώνεται  
με αγάπη  
στους γονείς μου*

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η πτυχιακή εργασία με τίτλο «Μελέτη συστήματος κίνησης πλοίου με μηχανή ισχύος 850 HP» τεκμηριώνεται σε τέσσερα κεφάλαια, όπου έχει γίνει προσπάθεια ώστε να καλυφθεί όλο το φάσμα που σχετίζεται με τη λειτουργία του συστήματος κίνησης ενός πλοίου.

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται μια περιγραφή κι ο σχολιασμός μερικών βασικών τύπων πλοίων. Ειδικότερα, δίνονται ορισμοί πλοίου και τύπων γάστρας. Στη συνέχεια, στο δεύτερο κεφάλαιο, γίνεται αναφορά στις κατηγορίες ναυτικών μηχανών και στο σύστημα μετάδοσης κίνησης του πλοίου. Το τρίτο κεφάλαιο είναι συνυφασμένο με την πρόωση του πλοίου. Παρουσιάζονται επίσης οι τύποι, οι διαστάσεις και οι συνθήκες λειτουργίας των ελίκων. Επίσης παρουσιάζονται προηγμένα συστήματα πρόωσης, όπως είναι η νηζελοηλεκτρική πρόωση. Στο τέταρτο κεφάλαιο που ακολουθεί, αναφέρονται οι βασικοί τύποι που οφείλει να γνωρίζει κάθε μηχανολόγος μηχανικός που σχεδιάζει το σύστημα κίνησης ενός τυπικού πλοίου.

Αυτή η διπλωματική εργασία μπορεί να αποτελέσει ένα αρχικό εγχειρίδιο για όσους ασχολούνται με συστήματα κίνησης πλοίων. Συγκεκριμένα, όσοι ασχολούνται με τη σχεδίαση και την κατασκευή πλοίων, μπορούν να σπεύσουν σε αυτή την εργασία για να διαβάσουν το τυπολόγιο που εφαρμόζεται για το σχεδιασμό του συστήματος κίνησης του πλοίου.

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	I
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	II
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ .....	III
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
<b>1. ΟΡΙΣΜΟΙ ΠΛΟΙΩΝ ΚΑΙ ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΓΑΣΤΡΑΣ .....</b>	<b>2</b>
1.1 ΤΥΠΟΙ ΠΛΟΙΩΝ .....	2
1.2 ΓΡΑΜΜΕΣ ΦΟΡΤΩΣΗΣ ΠΛΟΙΟΥ .....	2
1.2.1 Ένδειξη μεγέθους πλοίου.....	3
1.2.2 Περιγραφή μορφών γάστρας .....	4
1.2.3 Μήκη πλοίου LOA, LWL, και LPP.....	5
1.2.4 Βύθισμα D.....	5
1.2.5 Πλάτος στην ίσαλο.....	6
1.2.6 Συντελεστής Γάστρας .....	6
1.2.7 Συντελεστής ισάλου επιφάνειας $C_{WL}$ .....	7
1.2.8 Συντελεστής μέσης τομής $C_M$ .....	8
1.2.9 Διάμηκες κέντρο άντωσης $L_{CB}$ .....	8
1.2.10 Συντελεστής λεπτότητας $C_{LD}$ .....	8
1.3 ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΠΛΟΙΟΥ .....	8
1.3.1 Αντίσταση τριβής RF.....	10
1.3.2 Υπόλοιπη Αντίσταση RR.....	10
1.3.3 Αντίσταση του αέρα RA .....	11

1.3.4	Αντίσταση RT και ισχύς PE ρυμουλκήσεως.....	11
1.3.5	Συνολική αντίσταση γενικά .....	12
<b>2.</b>	<b>ΝΑΥΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ .....</b>	<b>14</b>
2.1.	ΝΑΥΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ .....	14
2.2.	ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΕΩΣ ΠΡΟΣ ΤΗΝ ΕΛΙΚΑ .....	17
2.2.1	Άμεση μετάδοση της κινήσεως.....	17
2.2.2	Έμμεση μετάδοση της κινήσεως.....	19
2.3.	ΣΥΝΔΕΣΜΟΣ .....	21
2.3.1	Ηλεκτρομαγνητικοί σύνδεσμοι.....	22
2.3.2	Υδραυλικοί σύνδεσμοι.....	24
2.4.	ΜΕΙΩΤΗΡΕΣ.....	26
2.5.	ΩΣΤΙΚΟΣ ΤΡΙΒΕΑΣ.....	30
2.6.	ΑΤΡΑΚΤΟΣ .....	32
2.7.	ΧΟΑΝΗ, ΣΤΥΠΕΙΟΘΛΙΠΤΗΣ ΚΑΙ ΑΚΡΟΠΡΥΜΝΑΙΑ ΕΔΡΑΝΑ ..	32
<b>3.</b>	<b>ΕΛΙΚΕΣ ΚΑΙ ΠΡΟΩΣΗ.....</b>	<b>33</b>
3.1	ΓΕΝΙΚΑ.....	33
3.2	ΤΥΠΟΙ ΕΛΙΚΩΝ .....	34
3.3	ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΡΟΗΣ ΓΥΡΩ ΑΠΟ ΕΛΙΚΑ.....	35
3.4	ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΙΩΣΗΣ ΩΣΗΣ $t$ .....	36
3.5	ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ .....	37
3.5.1	Βαθμός απόδοσης γάστρας $\eta_H$ .....	37
3.5.2	Βαθμός απόδοσης έλικας $\eta_o$ , σε ελεύθερη ροή .....	37
3.5.3	Βαθμός απόδοσης σχετικής περιστροφής $\eta_R$ .....	37
3.5.4	Βαθμός απόδοσης της έλικας $\eta_B$ που λειτουργεί πίσω από το πλοίο	38
3.5.5	Βαθμός απόδοσης πρόωσης $\eta_D$ .....	39
3.5.6	Ολικός βαθμός απόδοσης $\eta_T$ .....	39
3.6	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΤΗΣ ΕΛΙΚΑΣ.....	39

3.6.1	Διάμετρος της Έλικας.....	39
3.6.2	Αριθμός Πτερυγίων Έλικας.....	40
3.6.3	Συντελεστής εκτεταμένης επιφανείας .....	40
3.6.4	Λόγος βήματος προς διάμετρο p/d .....	40
3.6.5	Συντελεστές έλικας J, $K_T$ και $K_Q$ .....	41
3.6.6	Κατασκευαστική ακρίβεια έλικας .....	41
3.6.7	Επίδραση της διαμέτρου και του λόγου βήματος/διάμετρο της έλικας στον βαθμό απόδοσης πρόωσης.....	42
3.7	ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΗΣ ΕΛΙΚΑΣ.....	43
3.7.1	Λόγος ολίσθησης S .....	43
3.7.2	Ο νόμος της έλικας γενικά.....	45
3.7.3	Νόμος της έλικας σε βαριές συνθήκες λειτουργίας.....	46
3.8	Η ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΗΣ ΕΛΙΚΑΣ ΣΕ ΓΕΝΙΚΑ ΑΥΞΗΜΕΝΗ ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΠΛΟΙΟΥ.....	46
3.8.1	Επιτάχυνση του πλοίου.....	48
3.8.2	Ρηχό νερό.....	48
3.8.3	Επίδραση του εκτοπίσματος.....	48
3.8.4	Παράμετροι αυξημένης φόρτισης έλικας.....	48
3.8.5	Ταχύτητα ελιγμών.....	49
3.8.6	Φορά περιστροφής έλικας (Πλευρική ώση).....	49
3.9	ΠΕΔΙΟ ΡΥΘΜΙΣΕΩΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΦΟΡΤΙΣΗΣ.....	50
3.10	ΠΡΟΩΣΗ ΚΑΙ ΣΗΜΕΙΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ.....	52
3.11	ΝΤΗΖΕΛΟΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΠΡΟΩΣΗ.....	58
3.12	ΜΗ ΣΥΜΒΑΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΠΡΟΩΣΕΩΣ.....	60
3.13	ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΣΤΡΟΦΗΣ.....	64
3.13.1	Ανάστροφη με τη χρήση αναστροφέα (ρεβέρσα).....	64
3.13.2	Ανάστροφη με χρήση ελίκων μεταβλητού βήματος (Controlable Pitch Propellers-CPP).....	64
3.13.3	Άμεση αναστροφή της μηχανής.....	65

<b>4. ΣΥΣΤΗΜΑ ΚΙΝΗΣΗΣ ΠΛΟΙΟΥ 850 HP.....</b>	<b>66</b>
4.1 ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ .....	66
4.1.1 Παραδοχές λειτουργίας κινητήρα .....	66
4.1.2 Επιλογή τύπου κινητήρα .....	67
4.1.3 Λοιπά χαρακτηριστικά κινητήρα .....	67
4.2 ΚΑΥΣΙΜΟ .....	69
4.3 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ .	71
4.4 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΘΕΡΜΙΚΟΥ ΙΣΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ .....	72
4.5 ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ .....	73
4.5.1 Κινηματική ανάλυση του μηχανισμού.....	73
4.5.2 Ροή ισχύος.....	74
4.5.3 Υπολογισμός οδοντωτών τροχών .....	74
4.5.4 Έλεγχος βαθμίδας – επιλογή υλικών .....	82
4.5.5 Διαστασιολόγηση ατράκτων.....	93
4.5.6 Εύρεση δυνάμεων που δρουν στις εδρασεις.....	97
4.5.7 Εκλογή εδράνων κύλισης.....	107
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ<sup>(*)</sup> .....</b>	<b>117</b>



## ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Το πλοίο (αρχαία ελληνική: η ναυς, της νηός, πληθ.: αι νήες) είναι μια ειδική κατασκευή (ναυπήγημα), σχεδιασμένη για να κινείται με ασφάλεια στο νερό.

Το κύριο σώμα του πλοίου, το σκάφος (hull) διακρίνεται σε τρία μέρη: Το μπροστινό καλούμενο πλώρη (fore), το μεσαίο και μεγαλύτερο καλούμενο μέσο (admit) και το πίσω μέρος καλούμενο πρύμνη (aft).

Η βασική λειτουργική απαίτηση ενός προωστηρίου συστήματος είναι να κινήσει το όχημα-πλοίο στην απαιτούμενη υποστηρικτική ταχύτητα για το διάστημα ή την αντοχή που είναι αναγκαία και να παράσχει κατάλληλες δυνατότητες ελιγμών πορείας και χειρισμών. Για να ανταπεξέλθει σε αυτές τις βασικές απαιτήσεις το θαλάσσιο προωστήριο σύστημα συντίθεται ως σύνολο από την ηλεκτρογεννήτρια, την κύρια μηχανή, το σύστημα μετάδοσης της κίνησης, τον προωθητή και άλλα συστήματα επί του πλοίου (π.χ. το σκάφος, την εξέδρα του οχήματος).

Η πρόωση του πλοίου συνήθως επιτυγχάνεται με την βοήθεια μιας έλικας (στα αγγλικά ο πιο συχνά χρησιμοποιούμενος όρος είναι "propeller", αν και χρησιμοποιείται επίσης και ο όρος "screw" σε συνδυασμούς ελίκων, καθώς μεταξύ άλλων, και ο όρος "twin-screw" για να υποδηλώσει πλοία με δύο έλικες.) Σήμερα, η βασική πηγή ισχύος για μια έλικα είναι ο κινητήρας Diesel και οι απαιτήσεις ισχύος καθώς και οι στροφές της έλικας εξαρτώνται σημαντικά από την μορφή της γάστρας του πλοίου και την σχεδίαση της έλικας.

Συνεπώς, για να φτάσουμε σε μία λύση που θα είναι η βέλτιστη δυνατή, είναι απαραίτητες μερικές γνώσεις σχετικές με τις κύριες παραμέτρους του πλοίου και του κινητήρα Diesel, που επηρεάζουν το σύστημα πρόωσης σε συνδυασμό με τις απαιτούμενες γνώσεις σε στοιχεία μηχανών.

## 1. ΟΡΙΣΜΟΙ ΠΛΟΙΩΝ ΚΑΙ ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΓΑΣΤΡΑΣ

### 1.1 ΤΥΠΟΙ ΠΛΟΙΩΝ

Τα πλοία μπορούν να χωριστούν σε διάφορες κατηγορίες, κλάσεις και τύπους, ανάλογα με την φύση του φορτίου τους, και μερικές φορές ανάλογα με τον τρόπο που το φορτίο φορτώνεται/ξεφορτώνεται. Μερικοί από τους τύπους αυτούς φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

**Πίνακας 1.1:** Παραδείγματα τύπων πλοίων

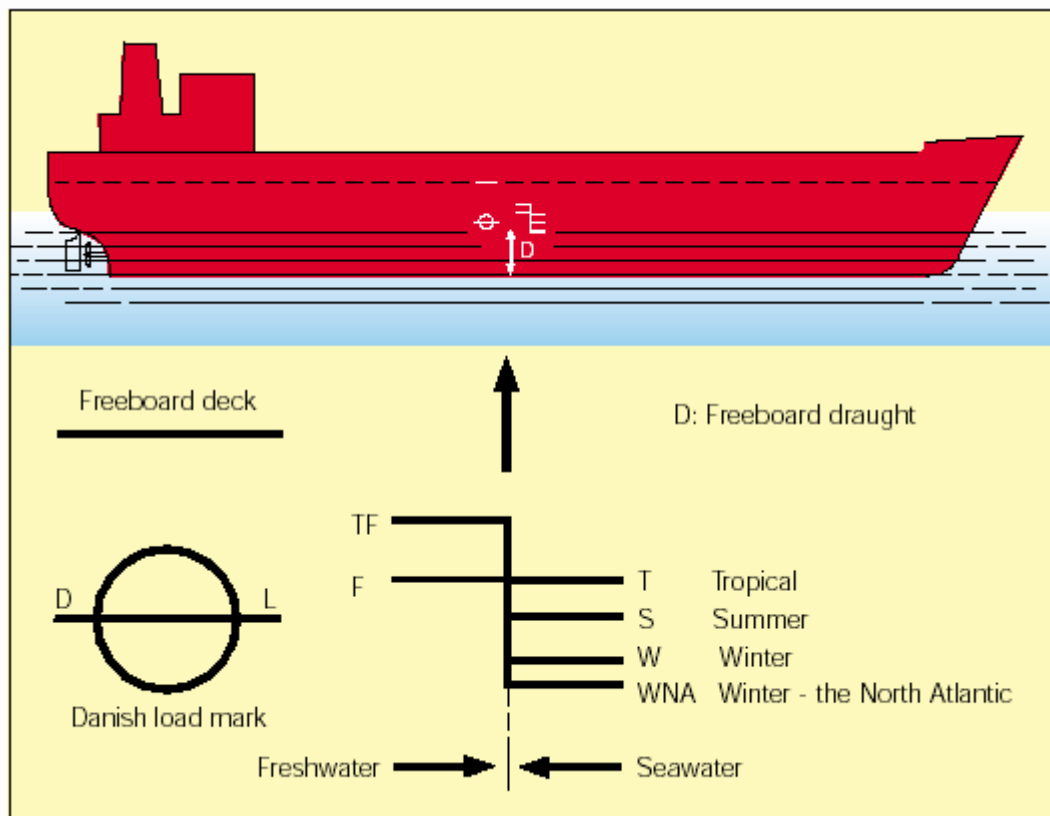
Category	Class	Type	
Tanker	Oil tanker	Crude (oil) Carrier	CC
		Very Large Crude Carrier	VLCC
		Ultra Large Crude Carrier	ULCC
		Product Tanker	
	Gas tanker	Liquefied Natural Gas carrier	LNG
Chemical tanker	Liquefied Petroleum Gas carrier	LPG	
	OBO	Oil/Bulk/Ore carrier	OBO
Bulk carrier	Bulk carrier		
Container ship	Container ship	Container carrier	
		Roll On-Roll Off	Ro-Ro
General cargo ship	General cargo		
	Coaster		
Reefer	Reefer	Refrigerated cargo vessel	
Passenger ship	Ferry		
	Cruise vessel		

### 1.2 ΓΡΑΜΜΕΣ ΦΟΡΤΩΣΗΣ ΠΛΟΙΟΥ

Σχεδιασμένο στο μέσον του μήκους του πλοίου είναι το σημείο "Plimsoll," (Plimsoll mark), Σχήμα 1.1. Οι γραμμές και τα γράμματα του σημείου Plimsoll, τα οποία ανταποκρίνονται στους κανονισμούς, όπως αυτοί ορίζονται από τον IMO (International Maritime Organisation) και τις

τοπικές αρχές, δείχνουν το βύθισμα, μέχρι το οποίο το σκάφος μπορεί να φορτωθεί με ασφάλεια (το μέγεθος αυτό ποικίλει ανάλογα με την εποχή και την αλμυρότητα του νερού).

Υπάρχουν, για παράδειγμα, γραμμές φόρτωσης για πλεύση σε γλυκό ή θαλάσσιο νερό, αντίστοιχα, με επιπλέον υποδιαίρεσεις για τροπικές συνθήκες και πλεύση το καλοκαίρι ή το χειμώνα. Σύμφωνα με τους διεθνείς κανονισμούς εξάλων, το βύθισμα το καλοκαίρι για θαλάσσιο νερό είναι ίσο με το "Scantling draught," που είναι ο όρος που χρησιμοποιείται για το βύθισμα σχεδιασμού του πλοίου όταν διαστασιολογείται η γάστρα. Το χειμερινό βύθισμα είναι μικρότερο από το αντίστοιχο που ισχύει το καλοκαίρι, λόγω των αυξημένων κινδύνων από κακοκαιρία, ενώ από την άλλη μεριά, το βύθισμα για τροπικές θάλασσες είναι κάπως μεγαλύτερο από το βύθισμα καλοκαιριού.



**Σχήμα 1.1:** Γραμμές φόρτωσης - βύθισμα

### 1.2.1 Ένδειξη μεγέθους πλοίου

Όταν ένα πλοίο σε έμφορτη κατάσταση επιπλέει σε μια τυχαία ίσαλο, το εκτόπισμα είναι ίσο με την αντίστοιχη μάζα του νερού που εκτοπίζει. Το εκτόπισμα είναι λοιπόν ίσο με το συνολικό βάρος του πλοίου στην αντίστοιχη έμφορτη κατάσταση, συνήθως σε θαλάσσιο νερό με πυκνότητα μάζας  $1,025 \text{ t/m}^3$ . Το εκτόπισμα περιλαμβάνει το βάρος κατασκευής (light

weight) του πλοίου και το πρόσθετο ή νεκρό βάρος του (deadweight), το οποίο είναι ίσο με την μεταφορική ικανότητα του πλοίου περιλαμβανομένων των αποθηκών, δεξαμενών καυσίμου ή άλλων προμηθειών απαραίτητων για την πρόωση του πλοίου. Το deadweight λοιπόν σε μία οποιαδήποτε στιγμή αντιπροσωπεύει την διαφορά ανάμεσα στο πραγματικό εκτόπισμα του σκάφους και στο light weight, όλα σε tons:

$$\text{deadweight} = \text{εκτόπισμα} - \text{light weight}$$

Να διευκρινίσουμε ότι η μονάδα ton δεν εκφράζει πάντα το ίδιο ποσό βάρους. Εκτός από τον μετρικό ton (1,000 kg), υπάρχει ο αγγλικός ton = 1,106 kg, που ονομάζεται και "long ton," ενώ ένας "short ton" είναι περίπου 907 kg. Το light weight ενός πλοίου συνήθως δεν χρησιμοποιείται για να καταδείξει το μέγεθος του πλοίου, ενώ αντίθετα χρησιμοποιείται το deadweight (DWT), που βασίζεται στην μεταφορική ικανότητα του πλοίου και μετράται σε tons στο βύθισμα που αντιστοιχεί στο καλοκαιρινό ύψος εξάλλων. Το εκτόπισμα ενός πλοίου μπορεί επίσης να εκφραστεί και σαν όγκος εκτοπιζόμενου ύδατος, δηλαδή σε m<sup>3</sup>.

Συνοπτικά, πρέπει να αναφερθεί ότι πολλές φορές χρησιμοποιούνται και διάφορα άλλα μεγέθη όπως η ολική χωρητικότητα (Gross Register tons, GRT) και η καθαρή χωρητικότητα (Net Register Tons, NRT), όπου 1 register ton = 100 αγγλικά κυβικά πόδια (ft<sup>3</sup>) – 2,83 m<sup>3</sup>. Αυτά τα μεγέθη εκφράζουν το μέγεθος του εσωτερικού όγκου του πλοίου σύμφωνα με τους δεδομένους κανονισμούς για τέτοιες μετρήσεις, και χρησιμοποιούνται εκτεταμένα για τον υπολογισμό των τελών σε λιμάνια και διώρυγες.

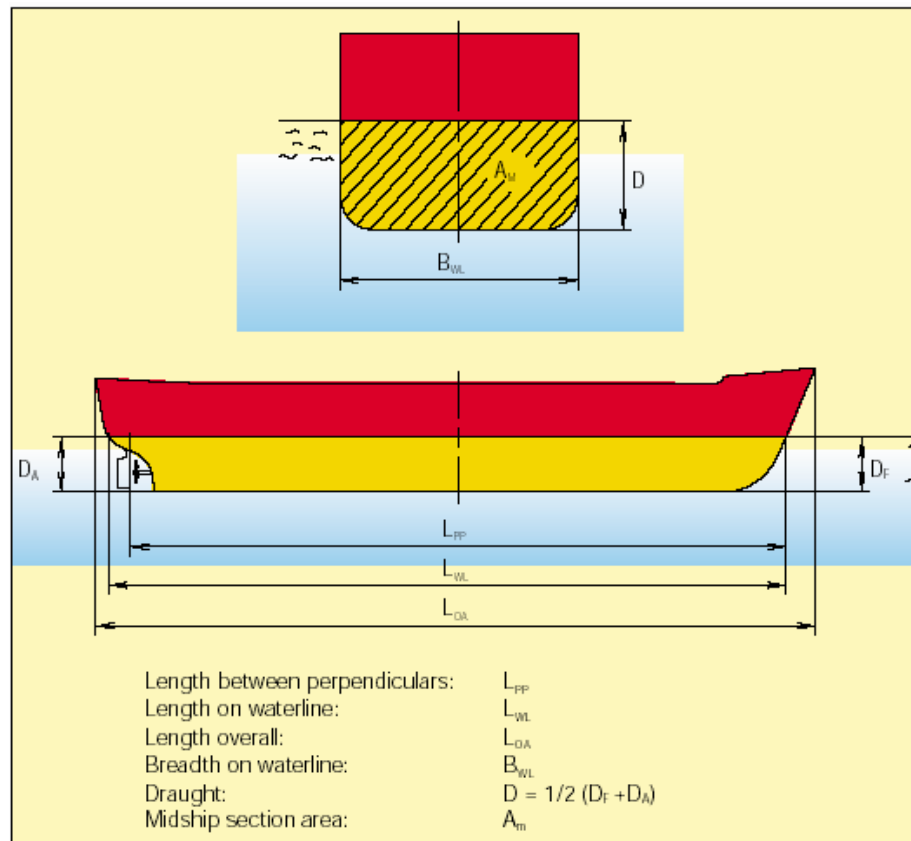
### 1.2.2 Περιγραφή μορφών γάστρας

Είναι φανερό ότι το τμήμα του πλοίου που επηρεάζει τις απαιτήσεις πρόωσής του είναι το τμήμα της γάστρας του πλοίου που βρίσκεται κάτω από την ίσαλο γραμμή. Οι διαστάσεις που παρακάτω περιγράφουν την μορφή της γάστρας, αναφέρονται στο βύθισμα σχεδιάσεως, το οποίο είναι μικρότερο ή ίσο με το βύθισμα που αντιστοιχεί στο ύψος εξάλλων το καλοκαίρι. Η επιλογή του βυθίσματος σχεδιάσεως εξαρτάται από το ποσόν του φορτίου, δηλαδή, από το εάν το πλοίο κατά την κανονική λειτουργία του θα είναι ελαφρά ή βαριά φορτωμένο. Γενικά, χρησιμοποιείται το πιο σύνηθες βύθισμα μεταξύ του βυθίσματος στην έμφορτη κατάσταση και του βυθίσματος στην κατάσταση ερματισμού.

### 1.2.3 Μήκη πλοίου LOA, LWL, και LPP

Το συνολικό μήκος του πλοίου (length overall),  $L_{OA}$ , κανονικά δεν παίζει κανένα ρόλο όταν υπολογίζεται η υδροδυναμική αντίσταση. Οι παράγοντες που χρησιμοποιούνται είναι το μήκος της ισάλου γραμμής (waterline length)  $L_{WL}$ , και το μήκος μεταξύ καθέτων (length between perpendiculars),  $L_{PP}$ . Οι διαστάσεις αυτές φαίνονται στο Σχήμα 1.2.

Το μήκος μεταξύ καθέτων είναι το μήκος μεταξύ της προραίας καθέτου, δηλαδή, συνήθως μίας κατακόρυφης ευθείας που περνά από το σημείο που η πρόρα τέμνει την ίσαλο γραμμή, και της πρυμναίας καθέτου, που συνήθως συμπίπτει με τον άξονα του πηδαλιού. Γενικά το μήκος αυτό είναι ελαφρά μικρότερο από το μήκος της ισάλου γραμμής και συνήθως εκφράζεται ως,  $L_{PP} = 0,97 \cdot L_{WL}$ .

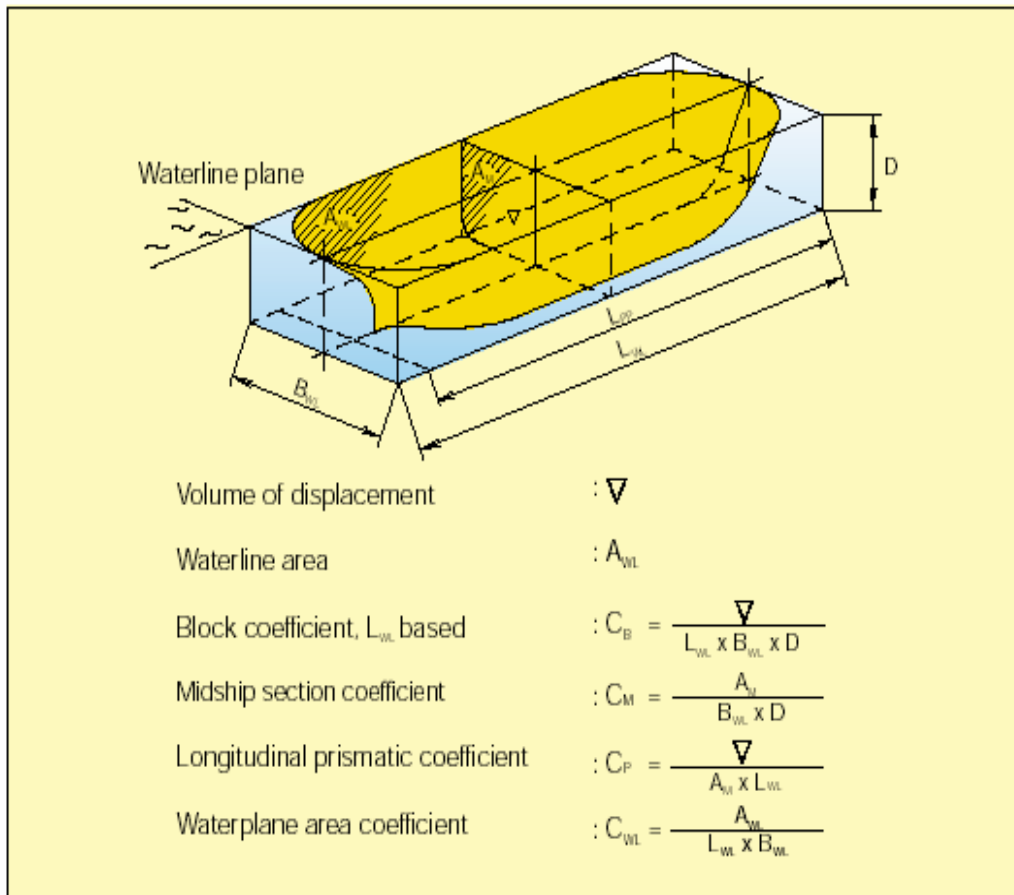


**Σχήμα 1.2:** Κύριες διαστάσεις πλοίων

### 1.2.4 Βύθισμα D

Το βύθισμα του πλοίου,  $D$ , (συντά χρησιμοποιείται το  $T$  στην βιβλιογραφία) ορίζεται ως η κατακόρυφη απόσταση από την ίσαλο μέχρι το σημείο της γάστρας που είναι βαθύτερα στο νερό, Σχήμα 1.2 και 1.3. Το

πρωαίο βύθισμα  $DF$ , και το πρυμναίο βύθισμα,  $D_A$ , κανονικά είναι ίσα, όταν το πλοίο βρίσκεται στην έμφορτη κατάσταση.



**Σχήμα 1.3:** Συντελεστές μορφής πλοίων

### 1.2.5 Πλάτος στην ίσαλο

Ένας άλλος σημαντικός παράγοντας είναι το μεγαλύτερο πλάτος της γάστρας στην ίσαλο,  $B_{wl}$ , Σχήμα 1.2 και 1.3.

### 1.2.6 Συντελεστής Γάστρας

Διάφοροι συντελεστές μορφής χρησιμοποιούνται για να εκφράσουν το σχήμα της γάστρας. Ο πιο σημαντικός από τους συντελεστές αυτούς είναι ο συντελεστής γάστρας  $C_B$ , που ορίζεται ως ο λόγος του εκτοπίσματος προς τον όγκο ενός ορθογωνίου με διαστάσεις  $L_{wl} \cdot B_{wl} \cdot D$ , Σχήμα 1.3, δηλαδή :

Στην παραπάνω περίπτωση ο συντελεστής γάστρας αναφέρεται στο

μήκος της ισάλου,  $L_{WL}$ . Όμως οι κατασκευαστές συχνά χρησιμοποιούν συντελεστή γάστρας βασισμένο στο μήκος μεταξύ καθέτων,  $L_{PP}$ , οπότε ο συντελεστής γάστρας θα είναι, κατά κανόνα, ελαφρά μεγαλύτερος, γιατί, όπως είπαμε προηγουμένως το  $L_{PP}$  είναι κανονικά λίγο μικρότερο από  $L_{WL}$ . Ένας μικρός συντελεστής γάστρας σημαίνει μικρότερη αντίσταση και, συνεπώς, την πιθανότητα επίτευξης υψηλής ταχύτητας.

Ο Πίνακας 1.2 δείχνει μερικά παραδείγματα μεγέθους συντελεστών γάστρας και τις αντίστοιχες ταχύτητες για διαφορετικούς τύπους πλοίων. Δείχνει ότι οι μεγάλοι συντελεστές γάστρας αντιστοιχούν σε χαμηλές ταχύτητες και αντίστροφα.

**Πίνακας 1.2:** Παραδείγματα συντελεστών γάστρας

Τύπος πλοίου	Συντελεστής γάστρας $C_B$	Ταχύτητα (περίπου) [κόμβοι (knots)]
Φορηγίδες	0,90	5 - 10
Φορτίου χύδην	0,80 – 0,85	12 – 17
Δεξαμενόπλοια	0,80 – 0,85	12 – 16
Γενικού φορτίου	0,55 – 0,75	13 – 22
Εμπορευματοκιβωτίων (Container)	0,50 – 0,70	14 – 26
Πορθμεία (Ferry Boat)	0,50 – 0,70	15 – 26

### 1.2.7 Συντελεστής ισάλου επιφάνειας $C_{WL}$

Ο συντελεστής ισάλου επιφάνειας,  $C_{WL}$ , εκφράζει το λόγο της ισάλου επιφάνειας του πλοίου,  $A_{WL}$ , προς το γινόμενο του μήκους  $L_{WL}$  και του πλάτους  $B_{WL}$  του πλοίου στην ίσαλο επιφάνεια, Σχήμα 1.3, δηλαδή :

$$C_{WL} = A_{WL} / L_{WL} B_{WL}$$

Γενικά ο συντελεστής ισάλου επιφάνειας είναι περίπου κατά 0,10 υψηλότερος από το συντελεστή γάστρας, δηλαδή:  $C_{WL} = C_B + 0,10$ . Αυτή η διαφορά θα είναι ελαφρώς μεγαλύτερη για γρήγορα πλοία με χαμηλούς συντελεστές γάστρας, όπου η πρύμνη είναι μερικώς βυθισμένη στο νερό και γίνεται έτσι τμήμα της "ισάλου" επιφάνειας.

### 1.2.8 Συντελεστής μέσης τομής $C_M$

Μία επιπλέον περιγραφή της μορφής της γάστρας γίνεται μέσω του συντελεστή μέσης τομής  $C_M$ , που εκφράζει το λόγο της επιφανείας της μέσης τομής που βρίσκεται κάτω από την ίσαλο  $A_M$  (στο μέσον της απόστασης μεταξύ της προραίας και της πρυμναίας καθέτου) προς το γινόμενο του πλάτους  $B_{WL}$  και του βυθίσματος  $D$  του πλοίου, Σχήμα 1.3, δηλαδή

$$C_M = \frac{A_M}{B_{WL}} \cdot D$$

Για πλοία φορτίου χύδην και για δεξαμενόπλοια, ο συντελεστής αυτός είναι της τάξης του 0,98 – 0,99, ενώ για τα πλοία εμπορευματοκιβωτίων είναι της τάξης του 0,97 – 0,98.

### 1.2.9 Διάμηκες κέντρο άντωσης $L_{CB}$

Το διάμηκες κέντρο άντωσης ( $L_{CB}$ ) εκφράζει την θέση του κέντρου άντωσης και ορίζεται ως η προσημασμένη απόσταση μεταξύ του κέντρου άντωσης και του μέσου μεταξύ της προραίας και της πρυμναίας καθέτου. Η απόσταση συνήθως δίνεται ως ποσοστό του μήκους μεταξύ των καθέτων και είναι θετικά προσημασμένη αν το κέντρο άντωσης βρίσκεται πρόωραθεν του μέσου μεταξύ των καθέτων και αρνητικά εάν βρίσκεται πρύμνηθεν του μέσου σημείου. Για ένα πλοίο σχεδιασμένο για υψηλές ταχύτητες, για παράδειγμα, εμπορευματοκιβωτίων (containership), το  $L_{CB}$  θα είναι κανονικά αρνητικό, ενώ για αργά πλοία, όπως είναι τα δεξαμενόπλοια και τα πλοία φορτίου χύδην, θα είναι κανονικά θετικό. Το  $L_{CB}$  κυμαίνεται γενικά από -3% έως +3%.

### 1.2.10 Συντελεστής λεπτότητας $C_{LD}$

Ο λόγος του μήκους προς το εκτόπισμα ή συντελεστής λεπτότητας ( $C_{LD}$ ) ορίζεται ως ο λόγος του μήκους της ισάλου,  $L_{WL}$ , και του μήκους της μιας πλευράς ενός κύβου με όγκο ίσο με τον όγκο του εκτοπίσματος.

## 1.3 ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΠΛΟΙΟΥ

Για να κινηθεί ένα πλοίο είναι πρώτα από όλα αναγκαίο να υπερνικήσει την αντίσταση, δηλαδή την δύναμη που δρα αντίθετα από την ώση. Ο



υπολογισμός της αντίστασης παίζει ένα σημαντικό ρόλο στην επιλογή της κατάλληλης έλικας και στην εν συνεχεία επιλογή της Κύριας Μηχανής.

Γενικά η αντίσταση ενός πλοίου επηρεάζεται κυρίως από την ταχύτητά του, το εκτόπισμά του και την μορφή της γάστρας του. Η συνολική αντίσταση  $RT$ , αποτελείται από πολλές συνιστώσες αντιστάσεις  $R$ , που μπορούν να ταξινομηθούν σε τρεις κυρίως ομάδες ως εξής:

1. Αντίσταση τριβής
2. Υπόλοιπη Αντίσταση
3. Αντίσταση Αέρα

Η σχετική επιρροή της αντίστασης τριβής και της υπόλοιπης αντίστασης εξαρτάται από το πόσο μεγάλο είναι το τμήμα της γάστρας κάτω από την ίσαλο, ενώ η επιρροή της αντίστασης του αέρα εξαρτάται από το πόσο μεγάλο είναι το τμήμα του πλοίου πάνω απ την ίσαλο. Έτσι η αντίσταση του αέρα θα έχει επιπτώσεις σε πλοία εμπορευματοκιβωτίων (container) που μεταφέρουν ένα μεγάλο αριθμό από αυτά στοκατάστρωμα.

Νερό ταχύτητας  $V$  και πυκνότητας  $\rho$  έχει μία δυναμική πίεση ίση με :

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2$$

(Νόμος του Bernoulli)

Έτσι όταν το νερό σταματήσει πάνω σε ένα ακίνητο σώμα, λόγω της δυναμικής πίεσης που αναπτύσσεται πάνω στην επιφάνεια του σώματος, θα εξασκηθεί μία δύναμη επάνω στο σώμα απο το νερό.

Η σχέση αυτή χρησιμοποιείται ως βάση, όταν υπολογίζονται ή μετρώνται οι διάφορες αντιστάσεις  $R$  της γάστρας του πλοίου μέσω αδιάστατων συντελεστών αντίστασης  $C$ . Έτσι οι  $C$  σχετίζονται με την δύναμη αναφοράς  $K$ , που ορίζεται ως η δύναμη, που η δυναμική πίεση νερού με ταχύτητα ίση με τη ταχύτητα του πλοίου  $V$  ασκεί σε μία επιφάνεια, που είναι ίση με την βρεχόμενη επιφάνεια της γάστρας,  $A_s$ . Η επιφάνεια του πηδαλίου περιλαμβάνεται επίσης στην βρεχόμενη επιφάνεια. Έτσι, λοιπόν, τα γενικά δεδομένα για υπολογισμούς αντίστασης είναι:

Δύναμη αναφοράς:

$$K = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A_s$$

και διάφορες αντιστάσεις :

$$R = C \cdot K$$

### 1.3.1 Αντίσταση τριβής RF

Η αντίσταση τριβής, RF , της γάστρας εξαρτάται από το μέγεθος της βρεχόμενης επιφάνειας της γάστρας As και από τον ειδικό συντελεστή αντίστασης τριβής CF. Η τριβή αυξάνεται με την ρύπανση της γάστρας από θαλάσσιους οργανισμούς, όστρακα, φύκια, κ.λ.π.

Μια προσπάθεια να αποφευχθεί η ρύπανση της γάστρας γίνεται με την χρήση των αντιρρυπαντικών χρωμάτων. Πρόκειται για ειδικά χρώματα γάστρας που μειώνουν την πιθανότητα ανάπτυξης οργανισμών στα ύφαλα του πλοίου. Τα χρώματα που περιέχουν TBT ως βασικό βιοκτόνο συστατικό, που είναι πολύ τοξικό, είχαν επικρατήσει στην αγορά για δεκαετίες. Όμως η απαγόρευση του TBT που εκδόθηκε από τον IMO και αφορούσε τις νέες κατασκευές μετά την 1η Ιανουαρίου 2003 και η ολική απαγόρευση μετά την 1η Ιανουαρίου 2008, θα επιβάλουν την χρήση νέων εναλλακτικών χρωμάτων, πιθανόν βασισμένων στον χαλκό, (και ίσως λιγότερο αποτελεσματικών).

Όταν το πλοίο ωθείται μέσα στο νερό, η αντίσταση τριβής αυξάνεται με ρυθμό που είναι περίπου ίσος με το τετράγωνο της ταχύτητας του πλοίου. Η αντίσταση τριβής αντιπροσωπεύει ένα σημαντικό μέρος της αντίστασης του πλοίου, μερικές φορές κάπου 70 - 90 % της συνολικής αντίστασης του πλοίου για αργά πλοία (φορτίου χύδην και δεξαμενόπλοια) και άλλες φορές λιγότερο από 40 % για γρήγορα πλοία (εμπορευματοκιβωτίων-container-και επιβατηγά).

Η αντίσταση τριβής βρίσκεται ως ακολούθως:

$$RF = CF \cdot K$$

### 1.3.2 Υπόλοιπη Αντίσταση RR

Η υπόλοιπη αντίσταση, RR, περιλαμβάνει την αντίσταση κυματισμού και την αντίσταση δινών. Η αντίσταση κυματισμού αφορά την απώλεια ενέργειας που προκύπτει λόγω της δημιουργίας κυμάτων από το σκάφος κατά την διάρκεια της προώσεώς του μέσα στο νερό, ενώ η αντίσταση των δινών αφορά την απώλεια λόγω αποκολλήσεως της ροής που δημιουργεί δίνες, ειδικά στην πρύμνη του σκάφους. Η αντίσταση κυματισμού σε χαμηλές ταχύτητες είναι ανάλογη στο τετράγωνο της ταχύτητας αλλά αυξάνει πολύ γρηγορότερα σε υψηλότερες ταχύτητες. Θεωρητικά αυτό σημαίνει ότι τίθεται ένα φράγμα ταχύτητας, έτσι ώστε επιπλέον αύξηση της ωστικής ισχύος του πλοίου δεν έχει ως αποτέλεσμα υψηλότερη ταχύτητα, καθώς όλη η ενέργεια θα μετατρέπεται σε

ενέργεια κυματισμού. Η υπόλοιπη αντίσταση κανονικά αντιπροσωπεύει το 10% - 25 % της συνολικής αντίστασης για αργά πλοία και έως 40% - 60% για ταχεία. Πρέπει να σημειωθεί ότι το ρηχό νερό μπορεί να έχει επίσης μεγάλη επίπτωση στην υπόλοιπη αντίσταση, καθώς το εκτοπιζόμενο νερό κάτω από το πλοίο έχει μεγαλύτερη δυσκολία να κινηθεί προς τα πίσω. Η διαδικασία για τον υπολογισμό του συντελεστή υπόλοιπης αντίστασης CR περιγράφεται στην εξειδικευμένη βιβλιογραφία και η υπόλοιπη αντίσταση βρίσκεται ως ακολούθως:

$$RR = CR \cdot K$$

### 1.3.3 Αντίσταση του αέρα RA

Σε ήρεμο νερό, η αντίσταση του αέρα, θεωρητικά., είναι ανάλογη με το τετράγωνο της ταχύτητας του πλοίου και επίσης ανάλογη με την μετωπική επιφάνεια του πλοίου πάνω από την ίσαλο. Η αντίσταση του αέρα κανονικά αντιπροσωπεύει περίπου το 2% της συνολικής αντίστασης. Για πλοία εμπορευματοκιβωτίων (container) με αντίθετο άνεμο, η αντίσταση λόγω του αέρα μπορεί να φθάσει και το 10%. Η αντίσταση αυτή μπορεί, κατ' αναλογία προς τις άλλες μορφές αντίστασης, να εκφρασθεί ως  $RA = CA \cdot K$ , όμως μερικές φορές είναι βασισμένη στο 90% της δυναμικής πίεσης του αέρα με ταχύτητα V.

### 1.3.4 Αντίσταση RT και ισχύς PE ρυμουλκήσεως

Η συνολική αντίσταση ρυμουλκήσεως του πλοίου RT βρίσκεται, λοιπόν, ως:

$$RT = RF + RR + RA$$

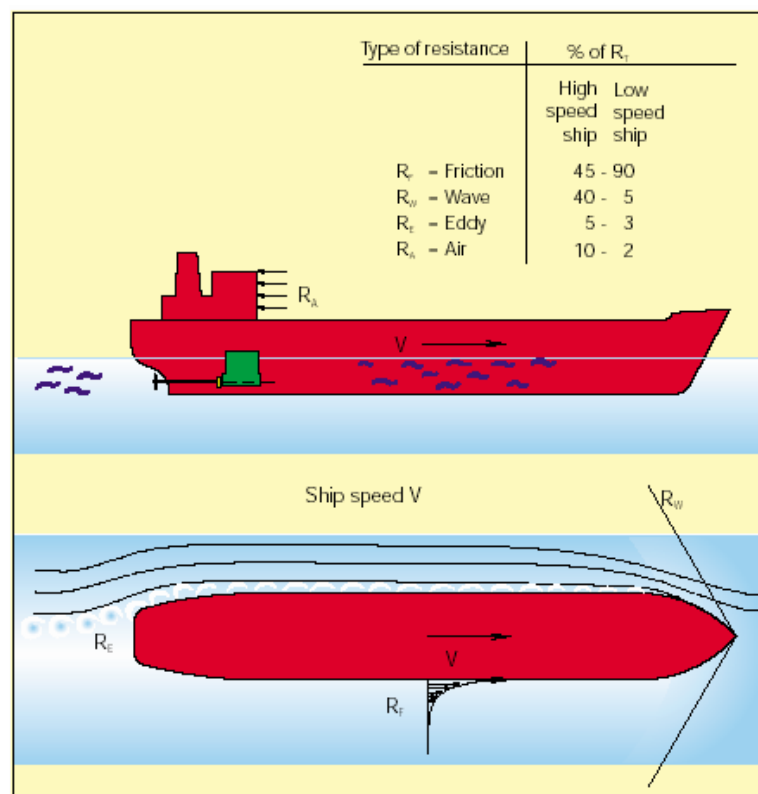
Η αντίστοιχη ισχύς ρυμουλκήσεως (effective - towing - power), PE, που είναι απαραίτητη για να κινηθεί το πλοίο μέσα στο νερό, δηλαδή, για να ρυμουλκηθεί το πλοίο με ταχύτητα V, είναι τότε:

$$PE = V \cdot RT$$

Η ισχύς που απορροφάται από την έλικα, PD, ώστε να κινήσει το πλοίο με ταχύτητα V είναι, ωστόσο κάπως υψηλότερη. Αυτό οφείλεται ιδιαίτερα στις συνθήκες ροής γύρω από την έλικα και την απόδοση της ίδιας της έλικα.

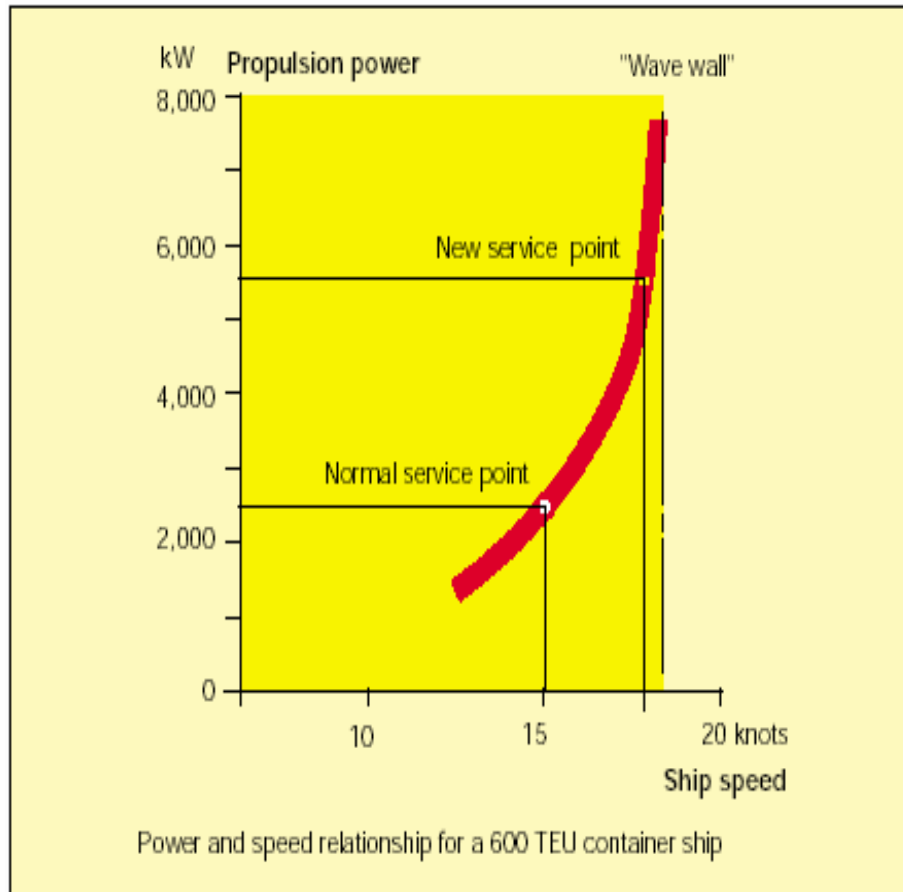
### 1.3.5 Συνολική αντίσταση γενικά

Χωρίζοντας την υπόλοιπη αντίσταση σε αντίσταση κυματισμών και δινών, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, η κατανομή της συνολικής αντίστασης ρυμούλκησης μπορεί να απεικονιστεί όπως στο σχήμα 1.4. Η δεξιά στήλη αναφέρεται σε αργά πλοία, όπως δεξαμενόπλοια και φορτίου χύδην, και η αριστερή στήλη αναφέρεται σε πολύ γρήγορα πλοία, όπως κρουαζιερόπλοια και ferries. Τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων μπορεί να θεωρηθεί ότι ανήκουν κάπου ενδιάμεσα. Ο κύριος λόγος διαφοροποίησης των δύο κατηγοριών είναι η αντίσταση κυματισμών, όπως έχει ήδη αναφερθεί. Έτσι, γενικά όλες οι αντιστάσεις είναι ανάλογες με το τετράγωνο της ταχύτητας, αλλά στις υψηλότερες ταχύτητες η αντίσταση κυματισμών αυξάνεται πολύ γρηγορότερα, συντελώντας σε ένα μεγαλύτερο ποσοστό της συνολικής αντίστασης. Αυτή η τάση φαίνεται επίσης στο σχήμα 1.5 που αναφέρεται σε ένα πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων χωρητικότητας 600 TEU, αρχικά σχεδιασμένο για ταχύτητα πλεύσης 15 κόμβων. Χωρίς καμία αλλαγή στην σχεδίαση της γάστρας, η ταχύτητα ενός αδελφού πλοίου απαιτήθηκε να αυξηθεί σε 17,6 κόμβους. Όμως αυτό θα οδηγούσε σε μια σχετικά υψηλή αντίσταση κυματισμών, και θα απαιτούσε διπλασιασμό της απαιτούμενης ισχύος πρόωσης.



Σχήμα 1.4: Συνολική αντίσταση ρυμούλκησης

Μια επιπλέον αύξηση της ισχύος πρόωσης θα προκαλούσε μια μικρή μόνο αύξηση της ταχύτητας του πλοίου, αφού η περισσότερη από την επιπλέον ισχύ θα μετατρέπονταν σε ενέργεια κυμματισμών. Δηλαδή τίθεται ένα όριο της ταχύτητας του πλοίου για την δεδομένη σχεδίαση γάστρας, που αποκαλούμε «τοίχο κύματος (wave wall)», σχήμα 1.5. Σε αυτή την περίπτωση είναι απαραίτητη λοιπόν μια τροποποίηση των γραμμών της γάστρας.



**Σχήμα 1.5:** Το όριο ταχύτητας του πλοίου

## 2. ΝΑΥΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

### 2.1. ΝΑΥΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ

Οι μεγάλες δίχρονες αργόστροφες πετρελαιομηχανές κυριαρχούν στα ποντοπόρα δεξαμενόπλοια, στα αντίστοιχα πλοία μεταφοράς χύδην φορτίου (bulk carriers) και στα ποντοπόρα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων (container ships). Αντίστοιχα οι μεσόστροφες πετρελαιομηχανές κυριαρχούν στην περιοχή των μικροτέρων εμπορικών πλοίων, στα οχηματαγωγά, στα πλοία αναψυχής (κρουαζιερόπλοια), στα πλοία των ακτοπλοϊκών γραμμών, καθώς και σε πλοία ειδικών χρήσεων, όπως πλοία-ψυγεία, παγοθραυστικά κ.α.

Ενώ παλαιότερα υπήρχε σαφής διαχωρισμός μεταξύ των παραπάνω εφαρμογών, η επικάλυψη πλέον των δύο περιοχών είναι σημαντική, καθώς δίχρονες πετρελαιομηχανές (μικρού μεγέθους) συναντώνται σε πλοία ακτοπλοϊκών γραμμών, ενώ αντίστοιχα οι νέες μεγάλου μεγέθους τετράχρονες, μεσόστροφες πετρελαιομηχανές βρίσκουν εφαρμογές σε περιοχές που πριν μερικά χρόνια ήταν αποκλειστικό προνόμιο των διχρόνων αργοστρόφων πετρελαιομηχανών.

Είναι πλέον φανερό ότι δεν πρέπει να υπάρχουν προκαταλήψεις όσον αφορά στην περιοχή εφαρμογής ενός συγκεκριμένου τύπου μηχανής, αλλά πρέπει τα τεχνοοικονομικά κριτήρια να είναι αυτά που θα οδηγήσουν στην επιλογή του κατάλληλου συστήματος προώσεως. Ο κύριος λόγος που επέτρεψε τη διεύρυνση του πεδίου εφαρμογής των τετράχρονων μεσοστρόφων πετρελαιομηχανών ήταν η ανάπτυξη της ικανότητάς τους για καύση χαμηλής ποιότητας καυσίμων με ασφάλεια, χωρίς περιορισμούς στη λειτουργία τους και χωρίς αύξηση του κόστους συντηρήσεως.

Οι αργόστροφες πετρελαιομηχανές κυριαρχούν στο χώρο της προώσεως των μεγάλων ποντοπόρων εμπορικών πλοίων. Είναι δίχρονες μηχανές με ζύγωμα, συνδέονται γενικά απ' ευθείας με την έλικα του πλοίου, χωρίς ανάγκη μειώσεως των στροφών και χρήσεως συμπλεκτών, διαθέτουν δε όλες υπερπλήρωση. Οι σύγχρονοι δίχρονοι αργόστροφοι κινητήρες έχουν κοινά χαρακτηριστικά, όπως ύπαρξη σταυρού, ευθύγραμμη σάρωση με βαλβίδα εξαγωγής, σύστημα καυσαερίων σταθερής πίεσεως και μεγάλους λόγους διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου, που φθάνουν έως το 4,2:1. Το χαμηλότερο όριο της ταχύτητας περιστροφής τους έχει κατέλθει πλέον στις 55 στροφές το

λεπτό, επιτρέποντας την περιστροφή μεγάλων ελίκων με πολύ καλή απόδοση προώσεως.

Τα πλεονεκτήματα των αργοστρόφων μηχανών είναι κυρίως η ικανότητα καύσεως κακής ποιότητας καυσίμου χωρίς πρόβλημα και η απλότητα της κατασκευής (μικρότερος αριθμός κυλίνδρων και γενικά εξαρτημάτων για δεδομένη ισχύ, καθώς και απουσία μειωτήρα). Τα παραπάνω οδηγούν σε μικρότερο κόστος καυσίμου, μικρότερο κόστος συντηρήσεως και μεγαλύτερη αξιοπιστία. Ο μικρότερος αριθμός κυλίνδρων οδηγεί σε μείωση των κινουμένων μερών της μηχανής και σε συνδυασμό με την απουσία μειωτήρα, αυξάνει την αξιοπιστία της.

Η χρήση ζυγώματος και βάκτρου επιτρέπει την απομόνωση του στροφαλοθαλάμου από το κιβώτιο σαρώσεως, οπότε είναι δυνατή η χρήση διαφορετικού λιπαντικού για τον κύλινδρο (κυλινδρέλαιο) και διαφορετικού για την υπόλοιπη μηχανή. Με τη χρήση ειδικών αλκαλικών κυλινδρελαίων αντιμετωπίζονται αποτελεσματικά τα όξινα κατάλοιπα από την καύση των βαρέων πετρελαίων. Παράλληλα, η χαμηλή ταχύτητα περιστροφής δίνει τον απαραίτητο χρόνο για την πληρή και απροβλημάτιστη καύση των καυσίμων χαμηλής ποιότητας.

Οι αργόστροφες δίχρονες πετρελαιομηχανές έχουν όμως μεγαλύτερο ύψος από τις μεσόστροφες και μεγαλύτερο βάρος ανά παραγόμενο ίππο. Καταλαμβάνουν μεγαλύτερο χώρο στο μηχανοστάσιο, απαιτούν μεγάλο ύψος μηχανοστασίου, ενώ έχουν και μεγαλύτερο κόστος. Όμως, σε συνδυασμό με το μικρότερο κόστος χρήσεως και τη μεγαλύτερη αξιοπιστία, οδηγούν γενικά σε μικρότερο συνολικό κόστος στον κύκλο ζωής του πλοίου. Το μειονέκτημα των εξαρτημάτων μεγαλύτερου βάρους και όγκου, σε σχέση με τις τετράχρονες πετρελαιομηχανές, δεν έχει σημαντικό νόημα κατά την εξάρμωση, επιθεώρηση και άρμωση, μιας και ο χειρισμός τους γίνεται ούτως η άλλως με τη χρήση γερανών και ειδικών συσκευών.

Οι κύριοι στόχοι που τίθενται κατά τη σχεδίαση των συγχρόνων διχρόνων αργοστρόφων πετρελαιομηχανών είναι:

- Η ευκολία στη συντήρηση.
- Η μείωση του κόστους κτήσεως και εγκαταστάσεως.
- Η μείωση της ειδικής καταναλώσεως καυσίμου και η αύξηση του συνολικού βαθμού αποδόσεως της εγκαταστάσεως, τόσο στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας όσο και σε μία ευρεία περιοχή φορτίου γύρω από αυτό.
- Η απροβλημάτιστη καύση διαφορετικής και αμφιβόλου ποιότητας καυσίμων.
- Η ευκολία εγκαταστάσεως στο πλοίο.
- Η τήρηση των όλο και αυστηρότερων κανονισμών εκπομπής ρύπων.
- Η υιοθέτηση αυτοματισμών και ηλεκτρονικών συστημάτων για την αύξηση της αποδόσεως, την αύξηση της αξιοπιστίας, την αύξηση των διαστημάτων μεταξύ προγραμματισμένης συντηρήσεως και τη μείωση της πολυπλοκότητας.

Οι μεσόστροφες μηχανές είναι τετράχρονες και χρησιμοποιούνται κυρίως για την κίνηση μικρότερων πλοίων ή για την κίνηση ειδικών τύπων μεγάλων πλοίων, όπως τα πλοία αναψυχής και τα οχηματαγωγά, αν και οι μεγαλύτερες μηχανές της κατηγορίας στοχεύουν πλέον και στην περιοχή που επικρατούν οι δίχρονες αργόστροφες πετρελαιομηχανές. Κατασκευάζονται σε διάταξη εν σειρά ή σε διάταξη V και είναι όλες υπερπληρούμενες. Το σύστημα προσαγωγής των καυσαερίων στο στρόβιλο είναι κυρίως σύστημα παλμών, αλλά χρησιμοποιούνται και συστήματα σταθερής πίεσεως ή και υβριδικά συστήματα. Το μικρότερο ύψος τους σε σχέση με τις δίχρονες πετρελαιομηχανές επιτρέπει την κατασκευή μηχανοστασίου μικρότερου ύψους, με αποτέλεσμα την καλύτερη εκμετάλλευση του αντίστοιχου όγκου του πλοίου. Είναι συνεπώς ιδανικές για τις περιπτώσεις που δεν διατίθεται μεγάλο ύψος μηχανοστασίου, όπως στην περίπτωση των οχηματαγωγών και των πλοίων αναψυχής.

Η αναγκαστική χρήση μειωτήρα, λόγω της μεγάλης ταχύτητας περιστροφής τους, επιτρέπει την καλύτερη επιλογή ταχύτητας περιστροφής για την έλικα του πλοίου. Επιπρόσθετα έχουν μικρότερο χρόνο κατασκευής και συναρμολογήσεως από τις δίχρονες πετρελαιομηχανές. Η συνολική εγκατάσταση της τετράχρονης πετρελαιομηχανής (μαζί με τα παρελκόμενα και τους μειωτήρες) είναι περίπου κατά 20% έως 30% ελαφρύτερη της αντίστοιχης δίχρονης πετρελαιομηχανής ίδιας ισχύος (η και ακόμη περισσότερο σε σχέση με παλαιότερες δίχρονες μηχανές), με κόστος κτήσεως ελαφρά μικρότερο.

Η συνολική εγκατάσταση όμως είναι σαφώς πιο πολύπλοκη, τα κινούμενα μέρη περισσότερα (μεγαλύτερος αριθμός κυλίνδρων) και η πιθανότητα βλάβης μεγαλύτερη. Όμως η χρήση περισσότερων της μίας μηχανών εκμηδενίζει τον κίνδυνο πλήρους απώλειας ισχύος, ενώ ταυτόχρονα επιτρέπει τη λειτουργική βελτιστοποίηση της εγκαταστάσεως. Αυτό επιτυγχάνεται θέτοντας σταδιακά τις μηχανές σε λειτουργία, ανάλογα με τις απαιτήσεις, ώστε αυτές να λειτουργούν στη βέλτιστη περιοχή τους.

Η χρήση περισσότερων της μίας μηχανών επιτρέπει την πρόωση με περισσότερες έλικες, βελτιώνοντας την ικανότητα ελιγμών. Η ύπαρξη μειωτήρων επιτρέπει τη σύνδεση της μηχανής με γεννήτρια παραγωγής ισχύος ή άλλων βοηθητικών μηχανισμών (όπως σύστημα παροχής υδραυλικής ισχύος). Οι μεσόστροφες πετρελαιομηχανές είναι πιο ευπαθείς στη χρήση βαρέων πετρελαίων, ειδικά λόγω της απουσίας σταυρού, οπότε δεν είναι δυνατή η χρήση ειδικού κυλινδρελαίου. Αν και οι μεσόστροφες πετρελαιομηχανές λειτουργούν πλέον κατά κόρον με βαρέα καύσιμα, χωρίς ιδιαίτερα προβλήματα, εμφανίζουν μεγαλύτερες φθορές λόγω θερμής διαβρώσεως στις βαλβίδες εξαγωγής, ενώ είναι δύσκολο να δεχτούν καύσιμα εξαιρετικά χαμηλής ποιότητας.

Λόγω της λειτουργίας τους σε τέσσερις χρόνους, επιτυγχάνουν καλύτερη λίπανση των ελατηρίων των εμβόλων, κάτι που οδηγεί σε αυξημένη διάρκεια



ζωής και συνεπώς σε διευρυμένα χρονικά διαστήματα μεταξύ επιθεωρήσεων των εμβόλων.

Αντίθετα εμφανίζουν συνήθως μεγαλύτερη κατανάλωση λιπαντικού οδηγώντας σε αυξημένο αντίστοιχο κόστος, αν και τα λάδια των τετράχρονων μεσοστρόφων πετρελαιομηχανών είναι σχετικά φθηνότερα των αντιστοιχών για αργόστροφες μηχανές (εκεί χρησιμοποιούνται και ειδικά κυλινδρέλαια, που ανεβάζουν το κόστος).

Εκτός των μεσοστρόφων τετράχρονων πετρελαιομηχανών, υπάρχουν και αργόστροφες τετράχρονες πετρελαιομηχανές. Η κατασκευή και η χρήση τους περιορίζεται στην αγορά της Ιαπωνίας και της Άπω Ανατολής. Με ταχύτητες περιστροφής κάτω των 200 rpm επιτρέπουν την απ' ευθείας σύνδεση της έλικας στη μηχανή.

Σε σχέση με τις μεσόστροφες τετράχρονες πετρελαιομηχανές, έχουν μεγαλύτερο βάρος και όγκο, ενώ, λόγω της απουσίας μειωτήρα, η ταχύτητα περιστροφής της έλικας είναι δεδομένη. Προσφέρουν όμως αυξημένη αξιοπιστία (λόγω των λιγότερων κινουμένων τμημάτων), λιγότερο θόρυβο και ταλαντώσεις, μικρότερη κατανάλωση καυσίμου και λιπαντικού και μεγαλύτερη ικανότητα καύσεως βαρέων πετρελαίων, λόγω της μικρότερης ταχύτητας περιστροφής.

Οι μηχανές αυτές προσφέρονται συνήθως με σταθερό αριθμό κυλίνδρων (6 εν σειρά) και η διαφοροποίηση της ισχύος επιτυγχάνεται με μεγάλη ποικιλία στη γεωμετρία των κυλίνδρων, σε αντίθεση με την πρακτική που ακολουθείται στις μεσόστροφες τετράχρονες πετρελαιομηχανές.

## **2.2. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΕΩΣ ΠΡΟΣ ΤΗΝ ΕΛΙΚΑ**

Η μετάδοση της κινήσεως προς την έλικα μπορεί να γίνει με μηχανικό ή με ηλεκτρικό τρόπο. Η μηχανική μετάδοση γίνεται είτε άμεσα, με απ' ευθείας δηλαδή σύνδεση της ατράκτου της έλικας στην κύρια μηχανή είτε με την παρεμβολή μειωτήρα στροφών. Στη συνέχεια θα αναλυθούν τα παραπάνω συστήματα, καθώς τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα τους.

### **2.2.1 Άμεση μετάδοση της κινήσεως**

Η άμεση μετάδοση της κινήσεως εφαρμόζεται μόνο στις αργόστροφες πετρελαιομηχανές. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι υψηλή απόδοση της έλικας παρουσιάζεται μόνο για χαμηλές ταχύτητες περιστροφής της, οι οποίες μπορούν να επιτευχθούν μόνο με δίχρονες αργόστροφες πετρελαιομηχανές (χωρίς παρεμβολή μειωτήρα).

Ο συνδυασμός δίχρονης αργόστροφης πετρελαιομηχανής και άμεσης μεταδόσεως της κινήσεως σε έλικα μεγάλου μεγέθους, αποτελεί τη συνήθη πρακτική για μεγάλο μεγέθους ποντοπόρα πλοία. Οι παλαιότερες σχεδιάσεις αργόστροφων πετρελαιομηχανών δεν επέτρεπαν στις στροφές περιστροφής να πέσουν αρκετά χαμηλά, ώστε η έλικα να λειτουργεί στο βέλτιστο σημείο σχεδιάσεως. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνταν μικρότερες έλικες με μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής. Η ανάπτυξη όμως συγχρόνων κινητήρων με πολύ μεγάλο λόγο διαδρομής εμβόλου προς διάμετρο κυλίνδρου (stroke / bore ratio) επέτρεψε την περιστροφή του άξονα της έλικας με ταχύτητα περιστροφής ακόμη και 55 rpm (στους κινητήρες με τη μεγαλύτερη διαδρομή εμβόλου), ενώ οι μικρότεροι κινητήρες φθάνουν τις 250 rpm. Έτσι και οι δίχρονες πετρελαιομηχανές έχουν πλέον τη δυνατότητα να λειτουργούν όχι κοντά αλλά μέσα στην περιοχή της βέλτιστης αποδόσεως της έλικας.

Η χρησιμοποίηση της άμεσης μεταδόσεως της κινήσεως έχει το σημαντικό πλεονέκτημα ότι αποφεύγεται η χρήση μειωτήρα στροφών. Ο μειωτήρας στροφών είναι βαρύ και ογκώδες εξάρτημα, που αυξάνει το κόστος κτήσεως και συντηρήσεως της εγκαταστάσεως, καταλαμβάνοντας επίσης πολύτιμο χώρο στο μηχανοστάσιο. Επιπλέον, οι τριβές που συνδέονται με τη λειτουργία του μειωτήρα, μειώνουν την ισχύ που καταλήγει στην έλικα. Συνεπώς, με την άμεση μετάδοση για δεδομένη ισχύ μηχανής καταλήγει μεγαλύτερη ισχύς στην έλικα και ο συνολικός βαθμός αποδόσεως της εγκαταστάσεως είναι υψηλότερος. Η άμεση μετάδοση της κινήσεως από μία αργόστροφη δίχρονη πετρελαιομηχανή προς μία μοναδική έλικα έχει το μειονέκτημα της απουσίας επιλογής στην περίπτωση βλάβης του κινητήρα. Επιπλέον, δεν υπάρχει ελευθερία επιλογής συνδυασμού κινητήρων σε μερικά φορτία, όπως συμβαίνει στην περίπτωση έμμεσης μεταδόσεως της κινήσεως και χρήσεως περισσότερων του ενός κινητήρων. Επίσης η μοναδική έλικα προσδίδει χειρότερα χαρακτηριστικά ελιγμών στο πλοίο.

Μία αργόστροφη δίχρονη πετρελαιομηχανή, που συνδέεται άμεσα με την έλικα, απαιτεί και σημαντική ποσότητα ηλεκτρικής ισχύος για τη λειτουργία των βοηθητικών μηχανημάτων της. Η ηλεκτρική αυτή ισχύς παρέχεται από ηλεκτροπαραγωγά ζεύγη, που λαμβάνουν κίνηση από μεσόστροφες ή ταχύστροφες πετρελαιομηχανές (ηλεκτρομηχανές). Με την πρόοδο της τεχνολογίας, οι μηχανές αυτές μπορούν σε πολλές περιπτώσεις να καίνε το ίδιο βαρύ καύσιμο με την κύρια δίχρονη πετρελαιομηχανή του πλοίου, μειώνοντας το κόστος λειτουργίας. Συνήθως μπορούν να καίνε ελαφρύ καύσιμο, καύσιμο χαμηλής ποιότητας ή και μείγμα των παραπάνω (σε αναλογία συνήθως 30/70). Το πρόβλημα με τη χρησιμοποίηση ηλεκτρομηχανών που δέχονται βαρύ καύσιμο είναι ότι δεν μπορούν να το κάψουν με τον ίδιο βαθμό αποδόσεως που το καίει η κύρια δίχρονη αργόστροφη πετρελαιομηχανή, ενώ η καύση του συνοδεύεται από μείωση της αξιοπιστίας και αύξηση του κόστους συντηρήσεως. Έτσι αναζητούνται εναλλακτικοί τρόποι παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας στην περίπτωση των εγκαταστάσεων αυτού του τύπου. Μία

διαφορετική προσέγγιση είναι η χρησιμοποίηση ηλεκτρογεννήτριας συνδεδεμένης στην κύρια μηχανή, με την παρεμβολή πολλαπλασιαστή στροφών. Η μέθοδος επιτρέπει την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος με μεγαλύτερο βαθμό αποδόσεως και μικρότερο κόστος, αφού η δίχρονη κύρια μηχανή λειτουργεί με πολύ μεγαλύτερο βαθμό αποδόσεως από τις πολύ μικρότερες ηλεκτρομηχανές. Οι ηλεκτρομηχανές, που διατηρούνται για λόγους ασφαλείας, μπορούν να λειτουργούν εναλλακτικά και για μικρότερα χρονικά διαστήματα, μειώνοντας το κόστος συντηρήσεως και αυξάνοντας τη διάρκεια ζωής τους.

Με τη σημαντική αύξηση της αποδόσεως των στροβιλο-υπερπληρωτών, υπάρχει αρκετή διαθέσιμη και υψηλής ποιότητας ενέργεια στα καυσαέρια, η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος με τη χρήση στροβίλων ισχύος (power turbines). Οι στρόβιλοι αυτοί μπορούν να χρησιμοποιηθούν είτε ανεξάρτητα, είτε σε συνδυασμό με τα προηγούμενα συστήματα, για την παραγωγή της αναγκαίας ισχύος με τον καλύτερο συνδυασμό και την υψηλότερη απόδοση. Η περίσσεια της ισχύος, που παράγεται από το στρόβιλο ισχύος, μπορεί να οδηγηθεί στη γεννήτρια που συνδέεται πάνω στην κύρια μηχανή, η οποία, λειτουργώντας ως κινητήρας, παρέχει επιπλέον ισχύ προώσεως στην έλικα. Το σύστημα αυτό έχει εφαρμοσθεί δοκιμαστικά σε μεγάλα ποντοπόρα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, κινούμενα με δίχρονες αργόστροφες πετρελαιομηχανές και άμεση μετάδοση της κινήσεως.

### 2.2.2 Έμμεση μετάδοση της κινήσεως

Ο πιο κοινός τύπος έμμεσης μεταδόσεως της κινήσεως είναι η χρήση μίας ή περισσοτέρων μεσοστροφών τετράχρονων πετρελαιομηχανών, συνδεδεμένων μέσω μειωτήρα με την άτρακτο της έλικας του πλοίου. Η έλικα μπορεί να φέρει πτερύγια σταθερού ή μεταβλητού βήματος. Η χρησιμοποίηση του μειωτήρα επιτρέπει την περιστροφή της έλικας στη βέλτιστη περιοχή στροφών για το μέγεθος της, το οποίο προκύπτει από το μέγεθος του πλοίου. Επίσης η χρήση πτερυγίων μεταβλητού βήματος επιτρέπει τη χρησιμοποίηση μειωτήρα χωρίς δυνατότητα αντιστροφής της φοράς περιστροφής της έλικας.

Η παρουσία του μειωτήρα στροφών συνδέεται, όπως προαναφέρθηκε, με αυξημένες απώλειες τριβών και μείωση του βαθμού αποδόσεως της εγκαταστάσεως. Το γεγονός αυτό αντισταθμίζεται από το μεγαλύτερο βαθμό αποδόσεως της έλικας, η οποία μπορεί να λειτουργεί στο βέλτιστο και όχι κοντά στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας. Το μεγαλύτερο κόστος κτήσεως και λειτουργίας, που συνεπάγεται η χρήση μειωτήρα, αντισταθμίζεται από το μικρότερο κόστος κτήσεως των τετράχρονων μεσοστροφών πετρελαιομηχανών. Ακόμη και μαζί με το συγκρότημα του μειωτήρα, το συνολικό κόστος της εγκαταστάσεως είναι μικρότερο από αυτό μίας δίχρονης πετρελαιομηχανής με άμεση μετάδοση της κινήσεως στην έλικα.

Η χρησιμοποίηση περισσότερων μεσοστρόφων πετρελαιομηχανών συνδεδεμένων με μειωτήρα, σε σχέση με τη μοναδική δίχρονη αργόστροφη πετρελαιομηχανή με άμεση μετάδοση της κινήσεως, προσδίδει σημαντικά πλεονεκτήματα, όσον αφορά στη διαθεσιμότητα του συστήματος προώσεως.

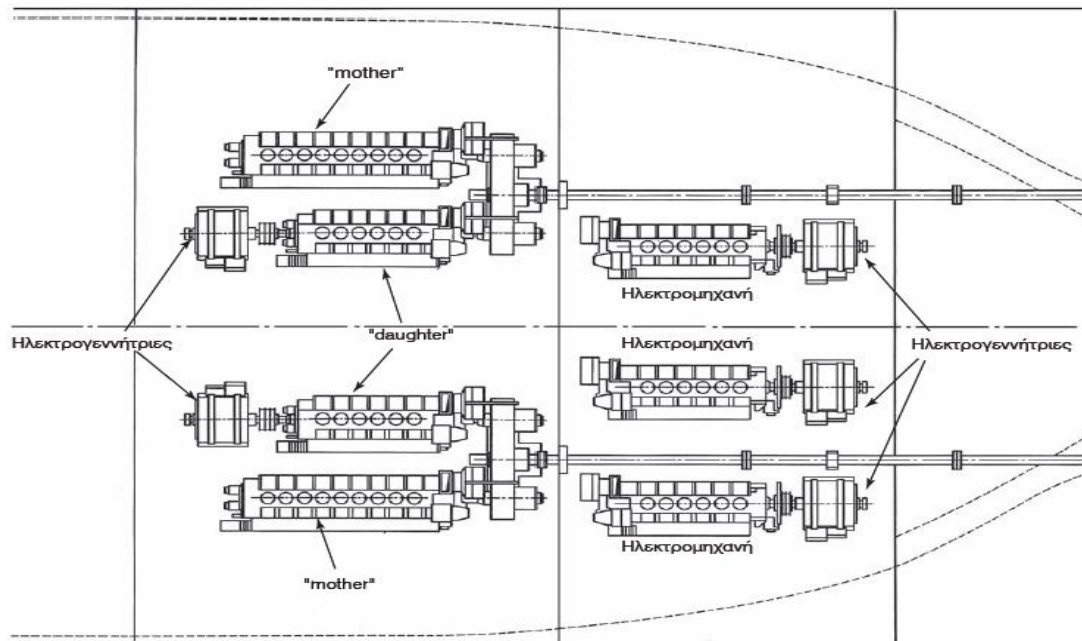
Σε περίπτωση βλάβης μίας μηχανής οι υπόλοιπες μπορούν να παρέχουν κίνηση στο πλοίο, έστω και με μικρότερες επιδόσεις. Αυτό δεν μπορεί να συμβεί στην περίπτωση χρησιμοποιήσεως μοναδικής δίχρονης αργόστροφης πετρελαιομηχανής. Επίσης, αν υπάρχουν περισσότερες μεσόστροφες μηχανές εγκατεστημένες, μπορεί να γίνει πιο ορθολογική επιλογή, όσον αφορά στη χρήση τους σε μερικά φορτία. Αντί να λειτουργούν όλες οι μηχανές σε μερικά φορτία και μειωμένο βαθμό αποδόσεως, μπορούν να λειτουργούν κάποιες από αυτές στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας τους με αυξημένο βαθμό αποδόσεως.

Αντίθετα, στην περίπτωση μίας μοναδικής δίχρονης πετρελαιομηχανής, που λειτουργεί σε μερικό φορτίο για μεγάλο χρονικό διάστημα, δεν υπάρχει η αντίστοιχη δυνατότητα επιλογής και η λειτουργία της συνοδεύεται από κακό βαθμό αποδόσεως και αυξημένη κατανάλωση καυσίμου.

Οι περισσότερες από μία μεσόστροφες πετρελαιομηχανές δίνουν και τη δυνατότητα της συντηρήσεως κάποιων μηχανών εν πλω, ενώ οι υπόλοιπες συνεχίζουν να λειτουργούν. Η πρακτική αυτή διευκολύνει τον προγραμματισμό της συντηρήσεως, ειδικά όταν δεν υπάρχει διαθέσιμος χρόνος μεταξύ των δρομολογίων. Επιπρόσθετα, το μικρότερο μέγεθος των τμημάτων τους καθιστά τη συντήρησή τους πιο εύκολη, ειδικά εν πλω.

Στις περιπτώσεις που κάτω από τον ίδιο στόλο υπάρχουν πλοία διαφορετικού εκτοπίσματος και διαφορετικών αναγκών ισχύος, μπορεί η πρόωσή τους να βασισθεί στην ίδια οικογένεια κινητήρων και να μεταβάλλεται από πλοίο σε πλοίο ο αριθμός των εγκατεστημένων μηχανών και ο αριθμός και η διάταξη των κυλίνδρων σε κάθε μηχανή. Η παραπάνω πρακτική επιτρέπει αύξηση της ομοιοτυπίας, ευκολία στην εκπαίδευση, συσσώρευση εμπειρίας, ευκολία στη συντήρηση και μείωση του αποθέματος ανταλλακτικών, με προφανείς επιπτώσεις στην αύξηση της αξιοπιστίας και τη μείωση του κόστους λειτουργίας. Τέλος, το μικρότερο μέγεθος των τετράχρονων μεσοστρόφων πετρελαιομηχανών επιτρέπει τη μείωση του ύψους και του όγκου του μηχανοστασίου, αποτελώντας παράγοντα καθοριστικό σε ορισμένους τύπους πλοίων. Μία πρακτική, η οποία έχει εφαρμοσθεί στη χρησιμοποίηση τετράχρονων μεσοστρόφων μηχανών με έμμεση μετάδοση της κινήσεως, είναι ο συνδυασμός δύο μηχανών διαφορετικής ισχύος (ίδιας οικογένειας) σε κοινό μειωτήρα, η οποία ονομάζεται διάταξη «mother-daughter» (σχ. 2.1). Η πρακτική αυτή παρέχει πολύ μεγάλη ευελιξία στη χρησιμοποίηση των κινητήρων σε διαφορετικά φορτία. Έτσι, εάν εγκατασταθούν δύο ζεύγη ανόμοιων μηχανών που κινούν δύο έλικες, οι δυνατοί συνδυασμοί των κινητήρων σε λειτουργία είναι είτε και οι τέσσερις μηχανές σε λειτουργία, είτε οι δύο μεγαλύτερες, είτε οι δύο μικρότερες. Στις επιλογές αυτές μπορεί να προστεθεί η δυνατότητα παύσεως ή λειτουργίας των ηλεκτρογεννητριών, που παίρνουν κίνηση από το

μειωτήρα (ή αντίστοιχα των ηλεκτροκινητήρων που δίνουν κίνηση στο μειωτήρα), επιτρέποντας τη λειτουργία των κινητήρων στη βέλτιστη περιοχή αποδόσεως για πολλές διαφορετικές τιμές της παραγόμενης ισχύος.



**Σχήμα 2.1:** Διάταξη «mother-daughter» για την πρόωση σκάφους με δυο έλικες.

Διακρίνονται επίσης οι τρεις ανεξάρτητες ηλεκτρομηχανές, ενώ οι μικρότερες μηχανές κάθε ζεύγους (daughter) είναι συνδεδεμένες και με ηλεκτρογεννήτριες.

### 2.3. ΣΥΝΔΕΣΜΟΣ

Όταν χρησιμοποιείται μειωτήρας μεταξύ κινητήρα και ελικοφόρου άξονα, συνήθως παρεμβάλλεται κάποιου είδους ελαστικός σύνδεσμος μετά τον κινητήρα και πριν το μειωτήρα. Ο σύνδεσμος αυτός επιτελεί τις ακόλουθες λειτουργίες:

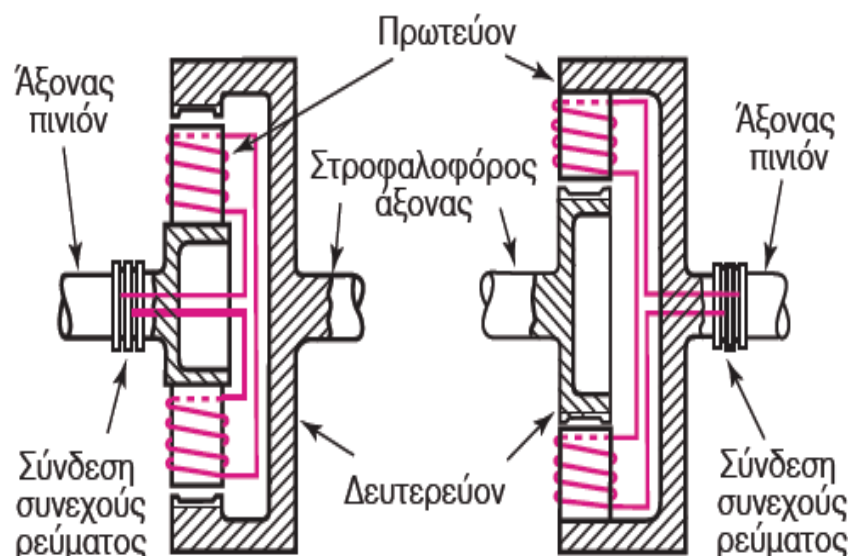
- Λειτουργεί ως αποσβεστήρας, εξομαλύνοντας τις απότομες μεταβολές της ροπής του κινητήρα, ώστε να προστατευθεί ο μειωτήρας στροφών.
- Μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως ταχύς συμπλέκτης συνδέσεως-αποσυνδέσεως, κατά τη διάρκεια των ελιγμών.
- Λειτουργεί ως σύστημα ασφαλείας της μέγιστης ροπής που μεταφέρεται, περιορίζοντάς την κάτω από ένα μέγιστο όριο.

Τα είδη των συνδέσμων που χρησιμοποιούνται είναι τα ακόλουθα: α) Ηλεκτρομαγνητικοί, β) υδραυλικοί, γ) πνευματικοί και δ) μηχανικοί σύνδεσμοι.

Η τελευταία κατηγορία δύσκολα μπορεί να χρησιμοποιηθεί ταυτόχρονα και ως συμπλέκτης, σε αντίθεση με τις προηγούμενες. Στη συνέχεια θα γίνει περιγραφή της λειτουργίας των πρώτων δύο από τις παραπάνω κατηγορίες συνδέσμων, οι οποίες είναι και οι πιο διαδεδομένες.

### 2.3.1 Ηλεκτρομαγνητικοί σύνδεσμοι.

Η βασική αρχή λειτουργίας των ηλεκτρομαγνητικών συνδέσμων βασίζεται στη μεταφορά ροπής και ισχύος μέσω ενός ισχυρού ηλεκτρομαγνητικού πεδίου. Ας θεωρήσουμε την περίπτωση μιας ηλεκτρογεννήτριας. Ο ρότορας περιστρέφεται ανάμεσα στους πόλους του ακίνητου στάτορα, μετατρέποντας τη μηχανική ενέργεια περιστροφής σε ηλεκτρική ισχύ. Στην περίπτωση του ηλεκτρομαγνητικού συνδέσμου, δεν υπάρχει ακίνητος στάτορας, αλλά η αντίστοιχη περιμετρική διάταξη μαγνητών μπορεί να περιστρέφεται και αυτή γύρω από άξονα περιστροφής ομοαξονικό με τον άξονα περιστροφής του κεντρικού μαγνήτη (σχ. 2.2). Μέσω του μαγνητικού πεδίου, που αναπτύσσεται μεταξύ των κεντρικών και των περιφερειακών μαγνητών, μεταφέρεται μηχανική ισχύς από το κινητήριο άξονα στον άξονα με το φορτίο.



**Σχήμα 2.2:** Σχηματική παράσταση ηλεκτρομαγνητικών συνδέσμων. Αριστερά το πρωτεύον βρίσκεται στο εσωτερικό, ενώ δεξιά βρίσκεται στο εξωτερικό του μηχανισμού

Τα δύο συγκροτήματα ηλεκτρομαγνητών ονομάζονται πρωτεύον και δευτερεύον. Το πρωτεύον συγκρότημα είναι ένας ηλεκτρομαγνήτης πολλαπλών πόλων, ο οποίος τροφοδοτείται με συνεχές ρεύμα από την αντίστοιχη

εγκατάσταση του πλοίου. Λόγω της μεγαλύτερης μάζας του, έχει μεγαλύτερη ροπή αδράνειας από το δευτερεύον και για το λόγο αυτό συνδέεται συνήθως με το μειωτήρα στροφών, ώστε να διατηρεί όσο το δυνατόν πιο σταθερή ταχύτητα περιστροφής, αντιδρώντας ομαλά στις απότομες μεταβολές των στροφών του κινητήρα.

Οι ηλεκτρομαγνήτες του δευτερεύοντος συγκροτήματος έχουν μικρότερες διαστάσεις και βάρος από αυτούς του πρωτεύοντος, οδηγώντας σε μικρότερη ροπή αδράνειας και συνεπώς σε ικανότητα για ταχύτερες αποκρίσεις στις απότομες μεταβολές των στροφών του. Για το λόγο αυτό το δευτερεύον συνδέεται συνήθως στον κινητήρα, ώστε να μην εμποδίζεται η ταχεία αυξομείωση των στροφών του. Οι ηλεκτρομαγνήτες του δευτερεύοντος διαρρέονται από ρεύμα εξ επαγωγής, που επάγεται από το πρωτεύον.

Ανάλογα με τη θέση του πρωτεύοντος και του δευτερεύοντος συγκροτήματος, διακρίνονται δύο είδη ηλεκτρομαγνητικών συνδέσμων: στο πρώτο είδος το πρωτεύον βρίσκεται στο εσωτερικό και το δευτερεύον περιφερειακά, ενώ στο δεύτερο είδος, το δευτερεύον βρίσκεται κεντρικά και το πρωτεύον περιφερειακά. Και στις δύο των περιπτώσεων ισχύουν τα παραπάνω χαρακτηριστικά, όσον αφορά στις μάζες και τις ροπές αδράνειας του πρωτεύοντος και του δευτερεύοντος. Τα δύο συγκροτήματα των μαγνητών κατασκευάζονται είτε με χύτευση από χυτοχάλυβα, είτε με κατεργασία κοπής από χάλυβα. Μεταξύ τους υπάρχει ακτινικό διάκενο της τάξεως των 5 έως 10 mm.

Κατά τη διαρροή ρεύματος από το πρωτεύον δημιουργείται μαγνητικό πεδίο, του οποίου οι δυναμικές γραμμές περνούν μέσα από τους ηλεκτρομαγνήτες του δευτερεύοντος. Με τη σχετική κίνηση του δευτερεύοντος ως προς το πρωτεύον, αναπτύσσονται ρεύματα εξ επαγωγής χαμηλής συχνότητας στα τυλίγματα των αντιστοιχών ηλεκτρομαγνητών του δευτερεύοντος, τα οποία διεγείρουν τους αντίστοιχους ηλεκτρομαγνήτες. Η αλληλεπίδραση των δύο ηλεκτρομαγνητών προκαλεί κινητήρια στρεπτική ροπή στο πρωτεύον και την αντίστοιχη ανθιστάμενη στο δευτερεύον. Για να υπάρχει η μεταβίβαση της ροπής πρέπει να εμφανίζεται σχετική κίνηση μεταξύ του πρωτεύοντος και του δευτερεύοντος, η λεγόμενη ολίσθηση. Η ολίσθηση είναι αποτέλεσμα της μεταβιβάσεως μικρότερης ισχύος στην άτρακτο του μειωτήρα από την ισχύ που εισέρχεται στο σύνδεσμο, λόγω των απωλειών ισχύος που εμφανίζονται. Υπενθυμίζεται ότι η ισχύς δίδεται ως το γινόμενο της ροπής επί τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής. Έτσι, ενώ η ροπή στους δύο άξονες είναι ίση (με αντίθετη φορά), η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται, με αποτέλεσμα την εμφάνιση της ολισθήσεως, η οποία όμως είναι ουσιαστική για τη μεταβίβαση της ροπής. Η απώλεια ισχύος οφείλεται στις ηλεκτρικές αντιστάσεις των τυλιγμάτων, στις απώλειες ισχύος λόγω της ροής των επαγωγικών ρευμάτων στους πυρήνες των μαγνητών, καθώς και λόγω αεροδυναμικών τριβών από την περιστροφή των μαγνητών (απώλειες ανεμισμού). Οι απώλειες αυτές εμφανίζονται ως εκλυόμενη θερμότητα.

Ο ηλεκτρομαγνητικός σύνδεσμος έχει την ικανότητα να αποσβένει τις απότομες μεταβολές της ροπής του κινητήρα. Οι ταλαντώσεις που μεταφέρονται μέσω του συνδέσμου στο μειωτήρα έχουν την ίδια φάση με αυτές του κινητήρα, αλλά έχουν πολύ μικρότερο πλάτος, ακίνδυνο πλέον για το μειωτήρα και το υπόλοιπο σύστημα ελικοφόρου άξονα και έλικας. Το αντίστοιχο συμβαίνει με την αυξομείωση του φορτίου από την πλευρά της έλικας. Όταν για παράδειγμα η έλικα αποκαλυφθεί μερικώς σε περίπτωση θαλασσοταραχής, ο κινητήρας επιταχύνει. Μόλις ξανακαλυφθεί με νερό, το φορτίο αυξάνει απότομα, αλλά η απότομη αυτή μεταβολή δεν μεταφέρεται στον κινητήρα μέσα από το σύνδεσμο. Όπως προαναφέρθηκε, η ροπή μεταφέρεται λόγω της υπάρξεως ολισθήσεως μεταξύ πρωτεύοντος και δευτερεύοντος. Με την αύξηση της ολισθήσεως αυξάνεται και η τιμή της μεταφερόμενης ροπής. Η αύξηση αυτή συμβαίνει μόνο μέχρι μία μέγιστη τιμή, η οποία καθορίζεται από τη σχεδίαση των ηλεκτρομαγνητών. Σε περίπτωση εμφανίσεως μεγαλύτερης ολισθήσεως από την προσχεδιασμένη, η μεταφερόμενη ροπή μειώνεται και το σύστημα επιβραδύνει, προστατεύοντάς το από υπερφόρτιση. Η μεταφερόμενη ροπή δεν εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής του άξονα της μηχανής, αλλά μόνο από την ολίσθηση μεταξύ πρωτεύοντος και δευτερεύοντος.

Κατασκευαστικές ατέλειες και φθορές λειτουργίας προκαλούν μεταβολές του ακτινικού διακένου μεταξύ πρωτεύοντος και δευτερεύοντος. Η μείωση του διακένου προκαλεί ανομοιόμορφη ακτινική ελκτική δύναμη μεταξύ των ηλεκτρομαγνητών του πρωτεύοντος και του δευτερεύοντος, η οποία φορτίζει τα αντίστοιχα έδρανα στηρίξεως. Η δύναμη αυτή γενικά είναι μικρή, αλλά το διάκενο πρέπει για λόγους ασφαλείας να ελέγχεται με χρήση κατάλληλων ελεγκτήρων. Η ύπαρξη απωλειών ισχύος εμφανίζεται ως απώλεια θερμότητας. Ο σύνδεσμος είναι αερόψυκτος, με την κυκλοφορία του αέρα να ενισχύεται με τη χρήση κατάλληλου ανεμιστήρα.

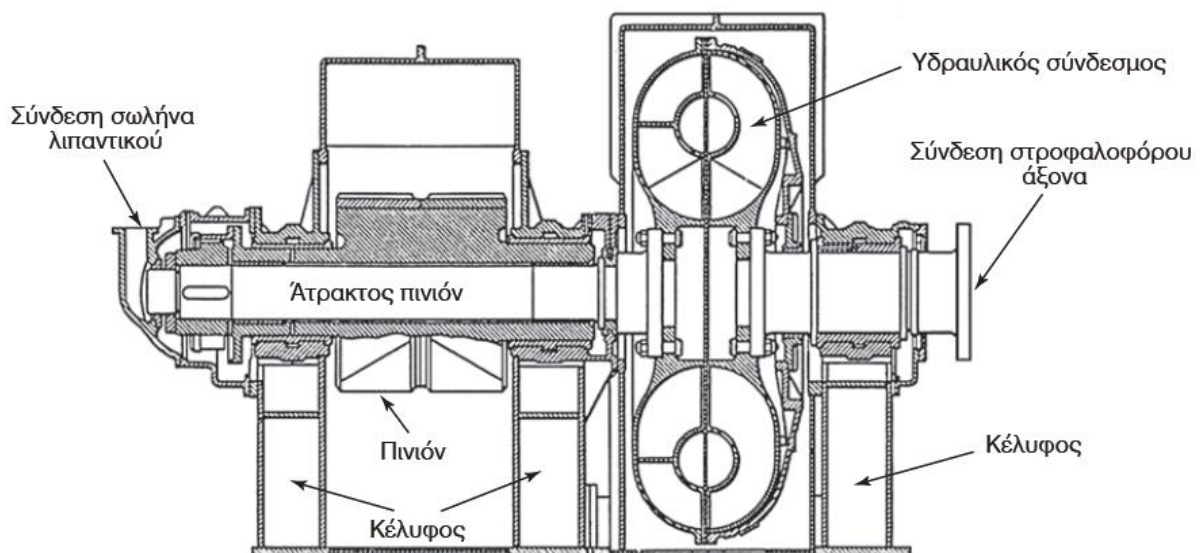
### 2.3.2 Υδραυλικοί σύνδεσμοι.

Η αρχή της υδροδυναμικής μεταδόσεως της κινήσεως βασίζεται στο συνδυασμό μίας φυγόκεντρης υδροδυναμικής αντλίας και ενός υδροστροβίλου ακτινικής ροής, σε κοινό κέλυφος. Η περωτή της αντλίας ονομάζεται πρωτεύον, ενώ η περωτή του στροβίλου ονομάζεται δευτερεύον. Η περωτή της αντλίας περιστρέφεται από την κινητήρια άτρακτο της μηχανής, ενώ η περωτή του στροβίλου περιστρέφει το φορτίο, δηλαδή την άτρακτο που οδηγεί στο μειωτήρα. Η κινητήρια άτρακτος, περιστρέφοντας την περωτή της αντλίας, προσδίδει ενέργεια στο ρευστό, το οποίο κυκλοφορεί στο εσωτερικό της διατάξεως. Η ενέργεια αυτή απορροφάται (στο μεγαλύτερο ποσοστό της) από την περωτή του στροβίλου και μεταδίδεται ως μηχανική ενέργεια από την αντίστοιχη άτρακτο. Ο βαθμός αποδόσεώς τους είναι της τάξεως του 97%, με το υπόλοιπο 3% να αποτελεί τις μηχανικές απώλειές τους. Αυτό το τμήμα της



ενέργειας μετατρέπεται σε θερμότητα, λόγω των εσωτερικών τριβών του ρευστού με τα πτερύγια των πτερωτών και με τα τοιχώματα του συνδέσμου, αυξάνοντας τη θερμοκρασία του υγρού. Για το λόγο αυτό είναι απαραίτητη η ύπαρξη κυκλώματος ψύξεως για το υγρό του υδραυλικού συνδέσμου.

Στον υδραυλικό σύνδεσμο οι δύο πτερωτές είναι προσαρμοσμένες, όπως προαναφέρθηκε, σε κοινό κέλυφος, ενώ απουσιάζουν τα σταθερά πτερύγια (σχ. 2.3). Το ρευστό εξέρχεται από το πρωτεύον (πτερωτή αντλίας) με υψηλή ενέργεια και εισέρχεται στο δευτερεύον (πτερωτή στροβίλου). Εξερχόμενο από το δευτερεύον εισέρχεται ξανά στο πρωτεύον κ.ο.κ. Η ροπή που αναπτύσσεται στις δύο πτερωτές είναι ίση (σύμφωνα με το θεώρημα της ροπής της ορμής), αλλά η ταχύτητα περιστροφής του δευτερεύοντος είναι μικρότερη του πρωτεύοντος, ως αποτέλεσμα των απωλειών ισχύος λόγω τριβών. Η μικρή αυτή διαφορά στην ταχύτητα περιστροφής (ολίσθηση) μεταξύ των δύο πτερωτών είναι η βάση για τη λειτουργία του υδραυλικού συνδέσμου. Η ολίσθηση (μείωση των στροφών) είναι της τάξεως του 2 έως 4%.



**Σχήμα 2.3:** Σχηματική παράσταση υδραυλικού συνδέσμου με μειωτήρα στροφών

Ο υδραυλικός σύνδεσμος, λόγω της σημαντικής αξονικής αποστάσεως μεταξύ του πρωτεύοντος και του δευτερεύοντος (5 έως 10 mm) επιδεικνύει αρκετή ανοχή σε όχι απόλυτη ευθυγράμμιση. Η κυκλική ροή του ρευστού στο εσωτερικό του υδραυλικού συνδέσμου, λόγω της μεταβολής της ορμής του, προκαλεί μία απωστική δύναμη μεταξύ της πτερωτής του πρωτεύοντος και του δευτερεύοντος. Η δύναμη αυτή παραλαμβάνεται από ωστικά έδρανα. Η ωστική δύναμη στο πρωτεύον παραλαμβάνεται από τον ωστικό τριβέα της μηχανής, ενώ η αντίθετη ωστική δύναμη στο δευτερεύον παραλαμβάνεται από ωστικό έδρανο που τοποθετείται μεταξύ συνδέσμου και μειωτήρα στροφών. Για την

εξουδετέρωση των ωστικών δυνάμεων συχνά χρησιμοποιούνται διπλοί υδραυλικοί σύνδεσμοι με συμμετρική κατασκευή. Το πρωτεύον έχει διαμόρφωση περωτής και από τις δύο πλευρές του, ενώ υπάρχουν δύο περωτές δευτερεύοντος, εκατέρωθεν της περωτής του πρωτεύοντος, συνδεδεμένες μεταξύ τους, ώστε να κινούν κοινό άξονα.

Η χρήση υδραυλικού συνδέσμου επιτρέπει την πολύ καλή απομόνωση του μειωτήρα από τη μηχανή, όσον αφορά στη μετάδοση των στρεπτικών ταλαντώσεων. Έτσι κατά τον υπολογισμό της δυναμικής καταπόνησεως της μηχανής, αυτή μπορεί να θεωρηθεί ανεξάρτητη από το υπόλοιπο σύστημα μεταδόσεως της κινήσεως. Στην περίπτωση μηχανών με μικρό αριθμό κυλίνδρων, οι μεταβολές της ροπής κατά τη διάρκεια μίας περιστροφής εξομαλύνονται σχεδόν απόλυτα με τη χρήση του παραπάνω συνδέσμου.

Η κατασκευή των περωτών του πρωτεύοντος και του δευτερεύοντος γίνεται από χυτοσίδηρο, χυτοχάλυβα ή χάλυβα ή και από ελαφρά μέταλλα στις μικρές κατασκευές. Το υδραυλικό υγρό είναι συνήθως λάδι, με τη δεξαμενή ανακυκλοφορίας του να συνδέεται είτε στο σύστημα λιπάνσεως του μειωτήρα είτε στο σύστημα λιπάνσεως της κύριας μηχανής.

#### 2.4. ΜΕΙΩΤΗΡΕΣ

Οι μειωτήρες στροφών χρησιμοποιούνται για τη μείωση της ταχύτητας περιστροφής του άξονα του κινητήρα σε ταχύτητα κατάλληλη για τη μέγιστη απόδοση της έλικας του πλοίου. Χρησιμοποιούν ζεύγη οδοντωτών τροχών, με διαφορετικό αριθμό δοντιών και διαφορετική διάμετρο για κάθε τροχό. Η μείωση των στροφών συνοδεύεται από αύξηση της ροπής, ώστε η μεταφερόμενη ισχύς (το γινόμενο γωνιακής ταχύτητας και ροπής) να είναι σταθερή.

Οι μειωτήρες στροφών που χρησιμοποιούνται στις μεσόστροφες πετρελαιομηχανές φέρουν μία βαθμίδα μειώσεως, ενώ οι οδοντώσεις που χρησιμοποιούν είναι απλές ή διπλές ελικοειδείς. Για την επίτευξη μειώσεως των στροφών, προφανώς ο οδοντωτός τροχός με το μικρό αριθμό οδόντων και τη μικρή διάμετρο συνδέεται από την πλευρά της μηχανής (πινιόν), ενώ ο οδοντωτός τροχός με τη μεγάλη διάμετρο και το μεγάλο αριθμό οδόντων συνδέεται από την πλευρά του ελικοφόρου άξονα. Ο λόγος μειώσεως των στροφών σπάνια υπερβαίνει το 4:1, ενώ συνήθως βρίσκεται μεταξύ του 2:1 και του 2,5:1.

Οι οδοντωτοί τροχοί κατασκευάζονται από χάλυβες υψηλής ποιότητας, οι οποίοι υπόκεινται σε επιφανειακή σκλήρυνση με ενανθράκωση ή εναζώτωση. Η υψηλή επιφανειακή σκληρότητα που επιτυγχάνεται, επιτρέπει τη διατήρηση καλής επαφής, μείωση των απωλειών λόγω τριβών, ομαλή λειτουργία του μειωτήρα και μεγάλη διάρκεια ζωής.

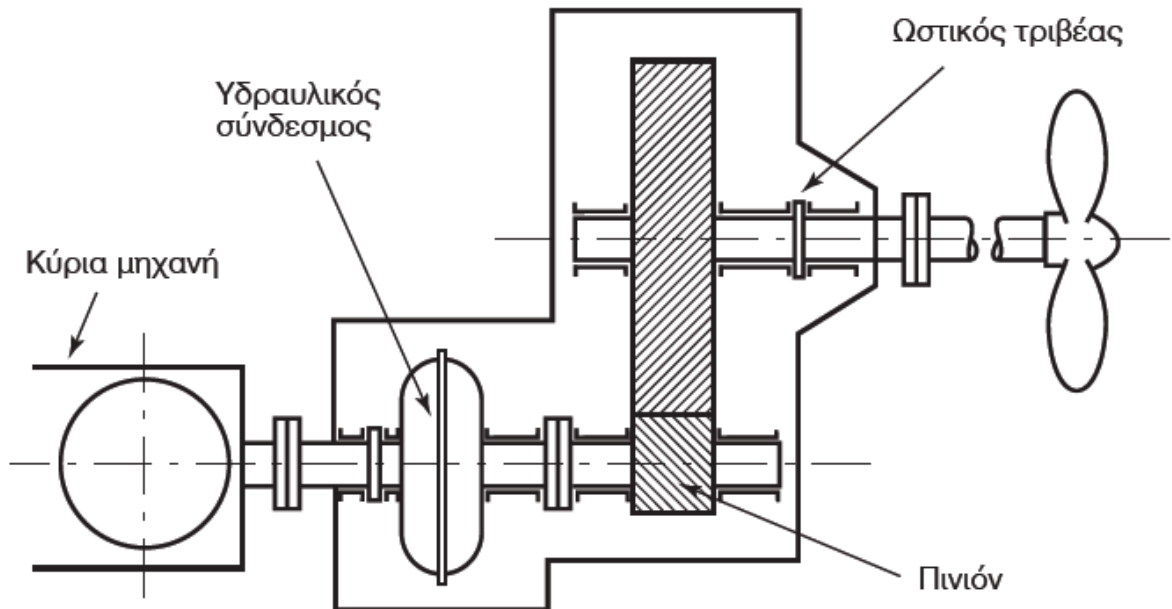
Στην περίπτωση συνδέσεως δύο κινητήρων σε κοινό ελικοφόρο άξονα, δύο κινητήριои τροχοί τοποθετούνται εκατέρωθεν αντιδιαμετρικά ενός κεντρικού οδοντωτού τροχού, ο οποίος κινεί τον ελικοφόρο άξονα. Η αντιδιαμετρική τοποθέτηση των κινητηρίων τροχών επιβάλλεται από την ανάγκη τοποθέτησεως των δύο κινητήρων, αλλά επιτρέπει και ομοιόμορφη φόρτιση του κεντρικού οδοντωτού τροχού. Σε διάφορες περιπτώσεις, στο μειωτήρα συνδέονται βοηθητικά μηχανήματα, όπως ηλεκτρογεννήτρια ή αντλίες φορτίου. Στις περιπτώσεις αυτές, η μετάδοση της κινήσεως πραγματοποιείται από τους κινητήριους οδοντωτούς τροχούς, με ή χωρίς παρεμβολή κάποιου ελαστικού συνδέσμου. Πάνω στους μειωτήρες συνδέεται και ο «κρίκος» της μηχανής, ο οποίος φροντίζει για την αργή περιστροφή της μηχανής, όταν αυτή δεν βρίσκεται σε λειτουργία.

Οι οδοντωτοί τροχοί περικλείονται εντός κελύφους, στο οποίο διαμορφώνονται κατάλληλες κοιλότητες (φωλιές) για την τοποθέτηση των εδράνων στηρίξεως των αξόνων. Το κέλυφος κατασκευάζεται είτε χυτό από υψηλής ποιότητας φαιό χυτοσίδηρο είτε συγκολλητό. Είναι διαιρούμενο σε δύο ημικελύφη, με το ένα τμήμα να αφαιρείται για επιθεώρηση και συντήρηση. Στο κέλυφος του μειωτήρα περιλαμβάνεται και η διάταξη του ωστικού τριβέα, ο οποίος παραλαμβάνει την αξονική δύναμη από την έλικα.

Η λίπανση των οδοντωτών τροχών πραγματοποιείται με χρήση ειδικού λιπαντικού. Η απαγωγή της θερμότητας που παράγεται λόγω τριβών επιτυγχάνεται με τη χρήση κατάλληλου ψυγείου λαδιού. Η είσοδος του λιπαντικού στο κιβώτιο του μειωτήρα γίνεται από το κατώτερο σημείο του και η έξοδος από το ανώτερο, ώστε όλη η επιφάνεια των τροχών να διαβρέχεται από λιπαντικό. Το κύκλωμα του λαδιού περιλαμβάνει επίσης αντλία θετικής μετατοπίσεως για την ανακυκλοφορία του λαδιού, φίλτρα και ανακουφιστική βαλβίδα ασφαλείας. Τα φίλτρα περιλαμβάνουν και μαγνήτη στη βάση τους, για τη συγκράτηση των μεταλλικών ρινισμάτων. Οι μειωτήρες καταναλώνουν περίπου το 1% της προσδιδόμενης ισχύος (ανά ζεύγος τροχών).

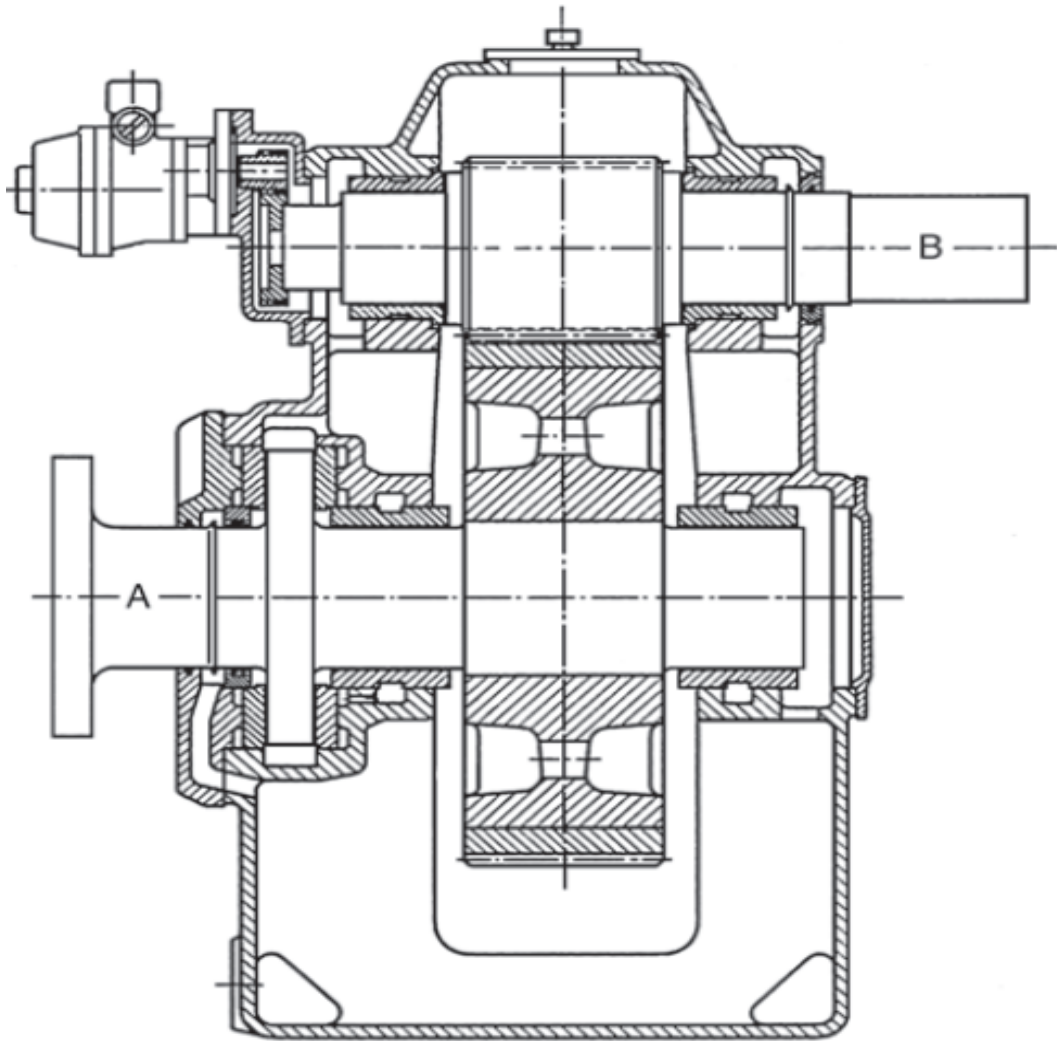
Στο σχήμα 2.4 παρουσιάζεται διάταξη, στην οποία μεταξύ του μειωτήρα και της μηχανής παρεμβάλλεται υδραυλικός συμπλέκτης (σύνδεσμος). Στο σχήμα 10.6δ παρουσιάζεται μειωτήρας μίας βαθμίδας συνδεδεμένος με δύο προωστήριες μηχανές, όπου οι αντίστοιχοι σύνδεσμοι είναι ηλεκτρομαγνητικοί. Κάθε κινητήρας συνδέεται με άτρακτο, η οποία περνά μέσα από το αντίστοιχο πινιόν (χωρίς να συνδέεται με αυτό) και καταλήγει στο πρωτεύον του ηλεκτρομαγνητικού συνδέσμου. Το δευτερεύον συνδέεται απευθείας στο πινιόν, το οποίο με τη σειρά του μεταφέρει την ισχύ στον κεντρικό οδοντωτό τροχό, μειώνοντας τις στροφές και αυξάνοντας αντίστοιχα τη ροπή. παράλληλο άξονα με πρώτη μείωση των στροφών, ενώ στη συνέχεια ακολουθεί δεύτερη μείωση στροφών προς τρίτο άξονα, ομοαξονικό του πρώτου. Με τον τύπο αυτό, η κινητήρια μηχανή τοποθετείται στον ίδιο νοητό άξονα με τον άξονα της έλικας (Α). Το παραπάνω σύστημα ενδείκνυται για χρήση με μία κινητήρια μηχανή. Εξωτερικά του κελύφους στην άνω αριστερή θέση, διακρίνεται ο κρίκος, ο

οποίος συνδέεται με το δεύτερο άξονα του μειωτήρα, μέσω μικρού μειωτήρα στροφών.



**Σχήμα 2.4:** Μειωτήρας με παρεμβολή υδραυλικού συνδέσμου

Στο σχήμα 2.5 παρουσιάζεται διαφορετικός τύπος μειωτήρα κατακόρυφης διατάξεως των αξόνων, με μία μόνο βαθμίδα μείωσης και μία κινητήρια μηχανή. Στον τύπο αυτό ο άξονας της έλικας (Α) και ο άξονας της μηχανής (Β) βρίσκονται σε ίδιο κατακόρυφο αλλά σε διαφορετικό οριζόντιο επίπεδο.



**Σχήμα 2.5:** Μειωτήρας με παρεμβολή υδραυλικού συνδέσμου

Τυπικά χαρακτηριστικά ενός μειωτήρα συνδεδεμένου με δύο κινητήριες μηχανές είναι: εξερχόμενη ισχύς έλικας 6700 kW, ισχύς κάθε μηχανής 3350 kW, στροφές μηχανής 223 rpm, στροφές έλικας 100 rpm, διάμετρος κεντρικού οδοντωτού τροχού 2533 mm, διάμετρος πινιόν 1134 mm, αριθμός οδόντων κεντρικού τροχού 361, αριθμός οδόντων πινιόν 162, λόγος μεταδόσεως 2,23:1, απόσταση κέντρου αξόνων μηχανών 3670 mm.

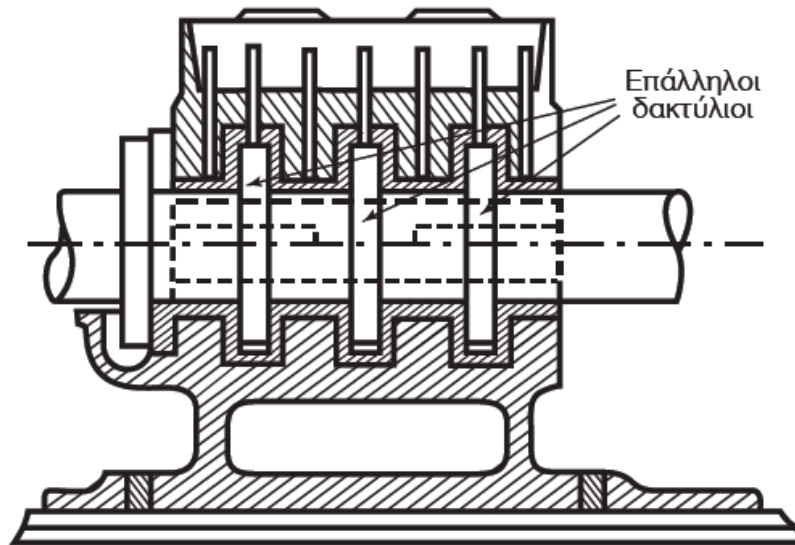
Στα συστήματα προώσεως με μειωτήρα στροφών και έλικα σταθερού βήματος, όταν η μηχανή δεν αναστρέφει ενσωματώνεται ζεύγος οδοντωτών τροχών αναστροφής στο μειωτήρα (ρεβέρσα). Οι συγκεκριμένοι οδοντωτοί τροχοί είναι συνεχώς συζευγμένοι και η κίνηση πρόσω ή ανάποδα πραγματοποιείται με την επιλογή του αντίστοιχου συμπλέκτη. Σε εγκαταστάσεις με έλικα σταθερού βήματος, όταν το πλοίο αναμένεται να λειτουργεί για σημαντικά χρονικά διαστήματα σε δύο ή περισσότερες περιοχές στροφών και ισχύος, χρησιμοποιούνται μειωτήρες με δύο λόγους μειώσεως. Χαρακτηριστική

είναι η περίπτωση των ρυμουλκών, στα οποία χρησιμοποιούνται δύο λόγοι μειώσεως, για κανονική πορεία και για ρυμούλκηση.

## 2.5. ΩΣΤΙΚΟΣ ΤΡΙΒΕΑΣ

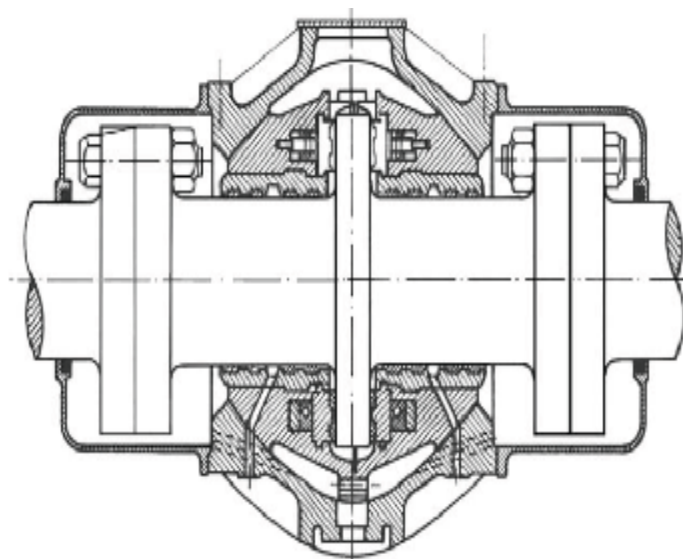
Ο ωστικός τριβέας (ωστικό έδρανο) παραλαμβάνει την ωστική δύναμη της έλικας και τη μεταφέρει στο σκάφος. Η κατασκευή της γάστρας στο συγκεκριμένο σημείο είναι ιδιαίτερα ενισχυμένη. Σε εγκαταστάσεις πολλαπλών αξόνων, απαιτείται ένα ωστικό έδρανο ανά άξονα. Σε άμεση κίνηση της έλικας, το ωστικό έδρανο είναι συνήθως ενσωματωμένο στον κινητήρα (στο πρυμναίο άκρο του). Σε μερικές εγκαταστάσεις νηξελο-ηλεκτροκινήσεως, το ωστικό έδρανο τοποθετείται πρύμα του προωστήριου ηλεκτροκινητήρα. Ο ωστικός τριβέας στις περιπτώσεις παρουσίας μειωτήρα στροφών, βρίσκεται εντός του κελύφους του μειωτήρα και λιπαίνεται από το λιπαντικό του μειωτήρα. Καταναλώνει περίπου το 0,5% της προσδιδόμενης ισχύος, την οποία μετατρέπει σε θερμότητα. Το ιδιαίτερο τμήμα της ατράκτου, στο οποίο προσαρμόζεται ο ωστικός τριβέας ονομάζεται ωστική άτρακτος. Στο τμήμα αυτό της ατράκτου διαμορφώνονται επίπεδοι δακτύλιοι κάθετοι στον άξονα συμμετρίας της, οι οποίοι αποτελούν ενιαίο τμήμα με αυτή (σχ. 2.6).

Οι δακτύλιοι αυτοί περιστρέφονται εντός εξωτερικού πλαισίου, το οποίο φέρει αντίστοιχους δακτυλιοειδείς αυλάκες, εντός των οποίων ολισθαίνουν οι δακτύλιοι της ωστικής ατράκτου. Το αξονικό διάκενο μεταξύ των δακτυλίων και των τοιχωμάτων των αυλάκων είναι πολύ μικρό, τόσο όσο χρειάζεται για την παρεμβολή του λιπαντικού. Η ωστική δύναμη της έλικας μεταφέρεται στους δακτυλίους της ωστικής ατράκτου και από αυτούς στα τοιχώματα των εσωτερικών αυλάκων και στο κέλυφός τους, το οποίο εδράζεται με τη σειρά του σταθερά στο πλοίο. Στις σύγχρονες εγκαταστάσεις δεν χρησιμοποιούνται πολλαπλοί δακτύλιοι, αλλά ένας μοναδικός δακτύλιος ωστικού τριβέα. Η λίπανσή του είναι είτε τοπική (με τοπική δηλαδή δεξαμενή), είτε με εξαναγκασμένη ροή λιπαντικού (με χρήση αντλίας λαδιού). Η αποβολή της αναπτυσσόμενης θερμότητας γίνεται με κυκλοφορία νερού μέσα από κατάλληλες κοιλότητες του κελύφους του. Οι επιφάνειες επαφής των δακτυλίων και των αυλάκων φέρουν επιστρώσεις από ειδικά μέταλλα (αντίστοιχα με εκείνα, στα κύρια έδρανα της μηχανής).



**Σχήμα 2.6:** Μειωτήρας με παρεμβολή υδραυλικού συνδέσμου

Ένας διαφορετικός τύπος ωστικού τριβέα είναι το έδρανο τύπου Mitchell. Στο συγκεκριμένο έδρανο χρησιμοποιείται μοναδικός ωστικός δακτύλιος, ο οποίος περιστρέφεται σε κατάλληλο αύλακα. Στον αύλακα (στις δύο πλευρές του) προσαρμόζονται ειδικά πέδιλα. Κάθε πέδιλο εδράζεται σε ειδική σφαιρική βάση, η οποία του επιτρέπει τόσο την περιστροφή του όσο και μικρή γωνιακή μετατόπιση (σχ. 2.7). Στο χώρο μεταξύ του δακτυλίου, του αύλακα και των πεδίων παρεμβάλλεται λιπαντικό. Με την περιστροφή του δακτυλίου, τα πέδιλα μετακινούνται από την πίεση του λαδιού ώστε να σχηματίζουν γωνία με το επίπεδο του δακτυλίου. Λόγω της γωνίας αυτής δημιουργείται λιπαντική σφήνα (υδροδυναμική λίπανση), η οποία παραλαμβάνει την ωστική δύναμη και αποτρέπει την επαφή του δακτυλίου με τις επιφάνειες των πεδίων.



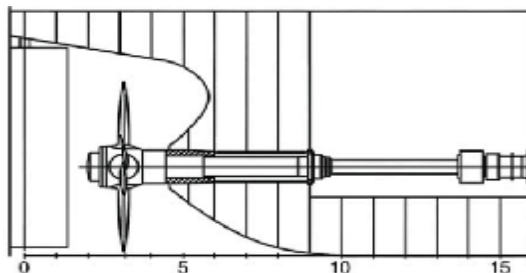
**Σχήμα 2.7:** Διάταξη ωστικού εδράνου Mitchell

## 2.6. ΑΤΡΑΚΤΟΣ

Η ελικοφόρος άτρακτος είναι το τμήμα μετά την ωστική άτρακτο, μέχρι την έλικα του πλοίου. Κατασκευάζεται από μαλακό σφυρήλατο χάλυβα και στο άκρο της φέρει κωνική διαμόρφωση για την προσαρμογή της έλικας, η οποία φέρει αντίστοιχη εσωτερική κωνική διαμόρφωση (φωλιά). Καταλήγει σε κατάλληλο σπείρωμα για τη σύσφιγξη της έλικας πάνω στον κώνο της ατράκτου, με τη χρήση ανεξάρτητου περικοχλίου. Η φορά συσφίξεως του περικοχλίου είναι αντίθετη από τη φορά περιστροφής της έλικας κατά την πρόσω κίνηση. Η μεταφορά της στρεπτικής ροπής από την έλικα στην άτρακτο γίνεται με τριβή, λόγω της ισχυρής δυνάμεως συσφίξεως, που επιτυγχάνεται με το ανεξάρτητο περικόχλιο. Εάν το μήκος της ατράκτου είναι αρκετά μεγάλο (λόγω θέσεως των μηχανών), στηρίζεται σε ενδιάμεσα έδρανα ολισθήσεως (έδρανα άξονα), τα οποία είναι αυτολιπαινόμενα. Τα έδρανα πρέπει συνεχώς να ελέγχονται για πιθανή υπερθέρμανση και για μεταβολή των διακένων τους, ενώ πρέπει να ελέγχεται και η ευθυγράμμιση της ελικοφόρου ατράκτου.

## 2.7. ΧΟΑΝΗ, ΣΤΥΠΕΙΟΘΛΙΠΤΗΣ ΚΑΙ ΑΚΡΟΠΡΥΜΝΑΙΑ ΕΔΡΑΝΑ

Η χοάνη είναι το τμήμα εκείνο της γάστρας του πλοίου, από το οποίο εξέρχεται η ελικοφόρος άτρακτος. Εντός της χοάνης τοποθετείται ο στυπειοθλίπτης, ο οποίος εμποδίζει την εισροή υδάτων από το διάκενο μεταξύ χοάνης και ατράκτου. Ο στυπειοθλίπτης αποτελείται από δακτυλίους, οι οποίοι φθειρόμενοι αντικαθίστανται. Λιπαίνεται από ανεξάρτητο σύστημα λιπάνσεως με παχύρρευστο λιπαντικό. Από την πτώση της στάθμης του λιπαντικού στην αντίστοιχη δεξαμενή φαίνεται ο βαθμός φθοράς των δακτυλίων του στυπειοθλίπτη και η ανάγκη αντικαταστάσεώς τους. Τα ακροπρυμναία έδρανα χρησιμοποιούνται για την τελική έδραση της ελικοφόρου ατράκτου, κοντά στο σημείο που ενώνεται με την έλικα. Στα πλοία που κινούνται από μοναδική έλικα τοποθετούνται εντός της χοάνης (σχ. 2.8), ενώ σε πλοία με περισσότερες από μία έλικες τοποθετούνται σε θύλακες εκτός της γάστρας του πλοίου, οι οποίοι στηρίζονται στη γάστρα με κατακόρυφα στηρίγματα ή στηρίγματα τύπου V.



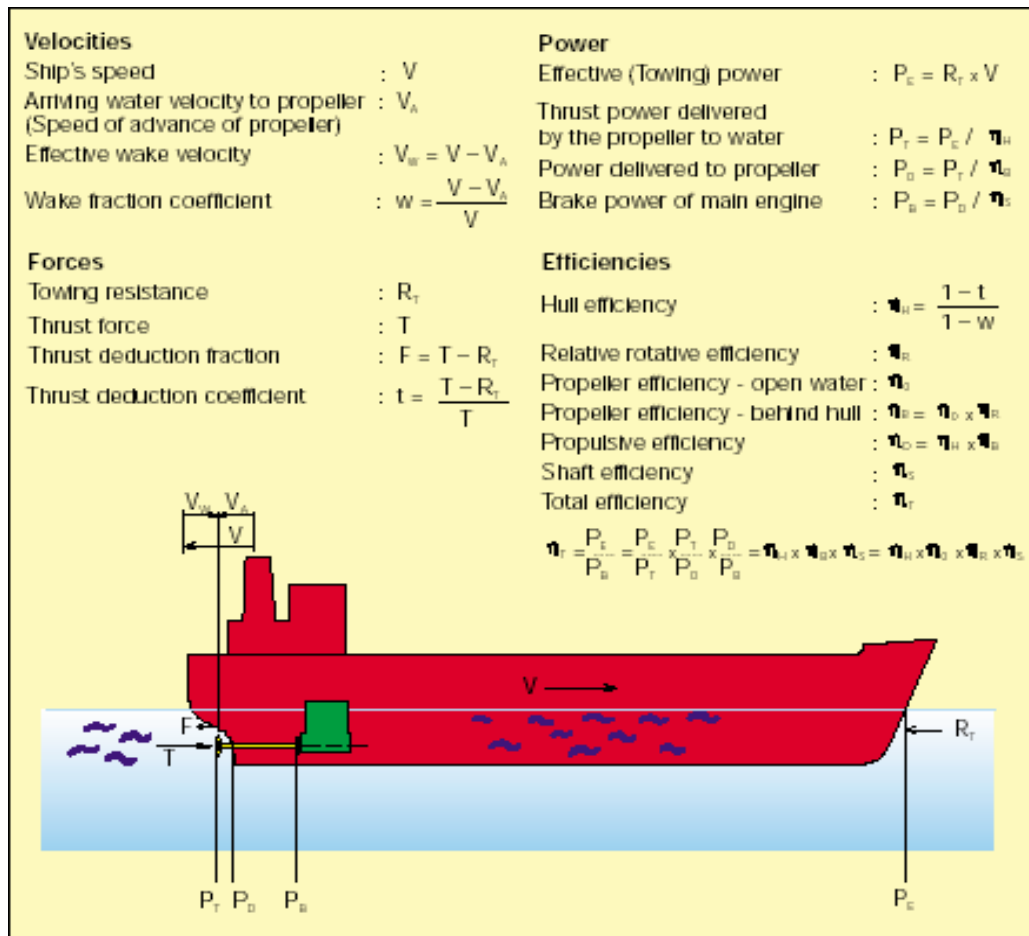
Σχήμα 2.8: Διάταξη ωστικού εδράνου Mitchell



### 3. ΕΛΙΚΕΣ ΚΑΙ ΠΡΩΩΣΗ

#### 3.1 ΓΕΝΙΚΑ

Το παραδοσιακό μέσο που χρησιμοποιείται για την κίνηση ενός πλοίου είναι η έλικα, μερικές φορές δύο και, σε σπανιότερες περιπτώσεις, περισσότερες από δύο. Η απαιτούμενη ώση της έλικας για την κίνηση του πλοίου με ταχύτητα  $V$  κανονικά είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη αντίσταση ρυμουλκήσεως  $R_T$  και τα αίτια που έχουν σχέση με την ροή καθώς και κάποια άλλα, εξηγούνται στο κεφάλαιο αυτό. Στο Σχήμα 3.1, παρουσιάζονται όλες οι σχετικές παράμετροι ταχύτητας, δύναμης, ισχύος και απόδοσης.



Σχήμα 3.1: Η πρόωση του πλοίου - θεωρία

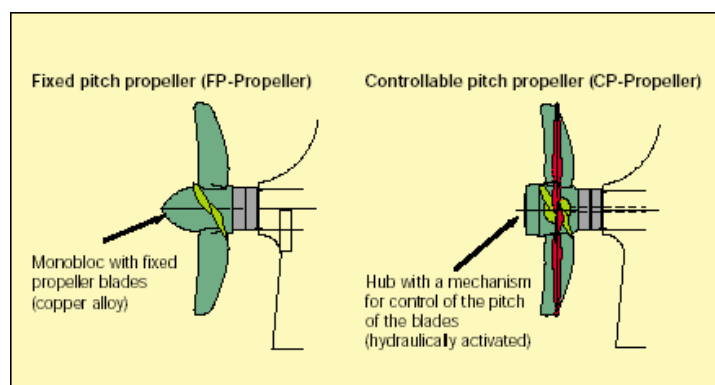
### 3.2 ΤΥΠΟΙ ΕΛΙΚΩΝ

Οι έλικες μπορεί να χωριστούν στις δύο ακόλουθες κατηγορίες, σχήμα 3.2:

1. Έλικες σταθερού βήματος – fixed pitch propeller (FP-propeller)
2. Έλικες μεταβλητού βήματος – controllable pitch propeller (CP-propeller)

Οι έλικες σταθερού βήματος είναι ενιαία χυτά κομμάτια και συνήθως κατασκευάζονται απο κράμα χαλκού. Η θέση των πτερυγίων, και συνεπώς το βήμα της έλικας, είναι ίση και σταθερή για όλα, με ένα δεδομένο βήμα που δεν μπορεί να αλλάξει κατα την λειτουργία. Αυτό σημαίνει ότι όταν η έλικα λειτουργεί σε συνθήκες, για παράδειγμα άσχημου καιρού, οι καμπύλες απόδοσης της έλικας, δηλαδή ο συνδυασμός ισχύος και ταχύτητας ( $r/min$ ), θα αλλάζουν ακολουθώντας τους φυσικούς νόμους, και η πραγματική καμπύλη της έλικας δεν μπορεί να μεταβληθεί απο το πλήρωμα. Τα περισσότερα πλοία που δεν χρειάζονται ειδικές καλές ελιγκτικές ικανότητες είναι εφοδιασμένα με έλικες σταθερού βήματος.

Οι έλικες μεταβλητού βήματος έχουν μεγαλύτερη πλύμνη σε σχέση με τις έλικες σταθερού βήματος, επειδή η πλύμνη πρέπει να έχει αρκετό χώρο για τον υδραυλικό μηχανισμό ελέγχου της γωνίας (βήματος) των πτερυγίων. Οι έλικες μεταβλητού βήματος είναι σχετικά ακριβές, ίσως 3 με 4 φορές ακριβότερες σε σχέση με τις έλικες σταθερού βήματος. Επιπλέον, λόγω της μεγαλύτερης πλύμνης, η απόδοση της έλικας είναι ελαφρώς χαμηλότερη. Οι έλικες μεταβλητού βήματος συνήθως χρησιμοποιούνται στα κρουαζιερόπλοια και στα ferries που απαιτούν υψηλές ελεγκτικές ικανότητες. Για τα συνηθισμένα πλοία, όπως τα πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, φορτίου χύδην και τα δεξαμενόπλοια, που πλέουν για μεγάλα χρονικά διαστήματα σε κανονική θάλασσα και με δεδομένη ταχύτητα, θα ήταν γενικά αντισυμβατικό να εγκατασταθούν έλικες μεταβλητού βήματος αντί για σταθερού. Επίσης, μια έλικα μεταβλητού βήματος είναι πιο περίπλοκη και συνοδεύεται από υψηλότερο ρίσκο εμφάνισης προβλημάτων κατα την λειτουργία.



Σχήμα 3.2: Τύποι Ελίκων

### 3.3 ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΡΟΗΣ ΓΥΡΩ ΑΠΟ ΕΛΙΚΑ

Όταν το πλοίο κινείται, η τριβή της γάστρας θα δημιουργήσει μία λεγόμενη ζώνη τριβής ή οριακό στρώμα νερού γύρω από την γάστρα. Στην ζώνη αυτή, η ταχύτητα του νερού στην επιφάνεια της γάστρας είναι ίση με αυτή του πλοίου, αλλά μειώνεται με την απόσταση από την επιφάνεια της γάστρας. Σε μία ορισμένη απόσταση από την γάστρα και, εξ' ορισμού, ίση με την απόσταση της εξωτερικής επιφάνειας της ζώνης τριβής, η ταχύτητα του νερού, σε σχέση με την περιβάλλουσα υδάτινη μάζα είναι ίση με μηδέν.

Το πάχος της ζώνης τριβής αυξάνει με την απόστασή του από το προωαίο τμήμα της γάστρας. Η ζώνη τριβής είναι, λοιπόν, παχύτερη στο πρυμναίο άκρο της γάστρας και το πάχος της είναι σχεδόν ανάλογο με το μήκος του πλοίου. Αυτό σημαίνει ότι θα υπάρχει κάποια ταχύτητα του ομόρρου που προκαλείται από την τριβή κατά μήκος των πλευρών της γάστρας. Επιπλέον, το εκτοπιζόμενο νερό από το πλοίο θα προκαλέσει επίσης κύματα τόσο προς την πλώρα όσο και την πρύμνη. Όλα αυτά σημαίνουν ότι η έλικα πίσω από την γάστρα θα λειτουργεί σε ένα πεδίο ομόρρου.

Συνεπώς, το νερό στην έλικα θα έχει μία πραγματική ταχύτητα ομόρρου  $V_w$ , που έχει την ίδια κατεύθυνση όπως και η ταχύτητα του πλοίου  $V$ , κυρίως λόγω του ομόρρου τριβής. Αυτό σημαίνει ότι η ταχύτητα με την οποία φθάνει το νερό στην έλικα  $V_A$  (ίση με την ταχύτητα προχώρησης της έλικας), εκφραζόμενη ως μέση ταχύτητα στον δίσκο της έλικας, είναι κατά  $V_w$  χαμηλότερη από την ταχύτητα του πλοίου  $V$ . Η πραγματική ταχύτητα του ομόρρου στην έλικα είναι, συνεπώς, ίση με  $V_w = V - V_A$  και μπορεί να εκφραστεί σε αδιάστατη μορφή μέσω του συντελεστή ποσοστού του ομόρρου  $w$ . Ο συνήθως χρησιμοποιούμενος συντελεστής ποσοστού ομόρρου  $w$  που δίνεται από τον Taylor ορίζεται ως:

$$w = V_w / V = V - V_A / V$$

$$(\therefore V_A / V = 1 - w)$$

Η τιμή του συντελεστή ποσοστού ομόρρου εξαρτάται σημαντικά από το σχήμα της γάστρας αλλά επίσης και από την θέση της έλικας και το μέγεθος της και επηρεάζει σημαντικά την απόδοσή της.

Η διάμετρος της έλικας ή, ακόμη καλύτερα, η σχέση της διαμέτρου της έλικας  $d$  και του μήκους του πλοίου  $L_{WL}$  επηρεάζει κάπως τον συντελεστή ποσοστού ομόρρου, καθώς και το  $d / L_{WL}$  δίνει μία προσεγγιστική ένδειξη του βαθμού στον οποίο η έλικα λειτουργεί στον ομόρρο της γάστρας. Έτσι, όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος  $d / L_{WL}$  τόσο μικρότερο είναι το  $w$ . Ο συντελεστής ποσοστού ομόρρου αυξάνει όταν η γάστρα είναι ρυπασμένη.

Για πλοία με μία έλικα, ο συντελεστής ποσοστού ομόρρου  $w$  είναι κανονικά στην περιοχή του 0,20 έως 0,45, αντιστοιχώντας σε μία ταχύτητα προχώρησης της έλικας  $V_A$  της τάξης του 0,55 έως 0,80 της ταχύτητας του πλοίου  $V$ . Πλοία με μεγάλο συντελεστή γάστρας έχουν έναν μεγάλο συντελεστή ποσοστού ομόρρου. Σε πλοία με δύο έλικες και ένα συμβατικό πρυμναίο τμήμα γάστρας, οι έλικες θα βρίσκονται κανονικά έξω από την ζώνη τριβής, οπότε ο συντελεστής ποσοστού  $w$  θα είναι στην περίπτωση αυτή κατά πολύ χαμηλότερος. Πάντως, ένας υψηλός συντελεστής ποσοστού ομόρρου αυξάνει τον κίνδυνο για σπηλαιώση της έλικας, καθώς, κάτω από τέτοιες συνθήκες, η κατανομή της ταχύτητας του νερού γύρω από την έλικα είναι γενικά ανομοιογενής.

Μερικές φορές μπορεί να χρειάζεται ένα περισσότερο ομοιογενές πεδίο ομόρρου για την έλικα με επίσης υψηλότερη ταχύτητα προχώρησης  $V_A$  της έλικας. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με διαφόρους τρόπους, για παράδειγμα, έχοντας έλικες σε διατάξεις ακροφυσίων (δακτυλίων). Προφανώς, η καλύτερη μέθοδος είναι να βεβαιωθεί, ήδη από το στάδιο της σχεδίασης, ότι το πρυμναίο τμήμα της γάστρας έχει τέτοιο σχήμα που επιτυγχάνεται το βέλτιστο πεδίο ομόρρου.

### 3.4 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΙΩΣΗΣ ΩΣΗΣ $t$

Η περιστροφή της έλικας προκαλεί την αναρρόφηση του νερό που βρίσκεται μπροστά της πίσω προς την έλικα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μία επιπλέον αντίσταση στην γάστρα που συνήθως ονομάζεται "αύξηση αντίστασης" (augment of resistance) ή, σε σχέση με την συνολική απαιτούμενη δύναμη ώσης  $T$  στην έλικα, "ποσοστό μείωσης ώσης"  $F$ . Αυτό σημαίνει ότι η ώση  $T$  στην έλικα πρέπει να υπερνικήσει και την αντίσταση του πλοίου  $RT$  και αυτή την "απώλεια ώσης"  $F$ .

Το ποσοστό μείωσης ώσης  $F$  μπορεί να εκφραστεί σε αδιάστατη μορφή μέσω του συντελεστή μείωσης ώσης  $t$ , που ορίζεται ως:

$$t = F/T = T - R_T/T$$

Γενικά το μέγεθος του συντελεστή μείωσης ώσης  $t$  αυξάνει όταν ο συντελεστής ποσοστού ομόρρου  $w$  αυξάνει. Το σχήμα της γάστρας μπορεί να έχει σημαντική επίδραση, για παράδειγμα, μία βολβοειδής πλώρα μπορεί, κάτω από ορισμένες συνθήκες (χαμηλές ταχύτητες πλοίου), να μειώσει το  $t$ . Το μέγεθος του συντελεστή μείωσης ώσης  $t$  για ένα πλοίο με μία έλικα κυμαίνεται, κανονικά, στην περιοχή από 0,12 έως 0,30, καθώς ένα πλοίο με ένα μεγάλο συντελεστή γάστρας έχει ένα μεγάλο συντελεστή μείωσης ώσης.

Για πλοία με δύο έλικες, ο συντελεστής μείωσης ώσης  $t$  θα είναι πολύ μικρότερος καθώς οι έλικες "αναρροφούν" μακρύτερα από την γάστρα.

### 3.5 ΒΑΘΜΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

#### 3.5.1 Βαθμός απόδοσης γάστρας $\eta_H$

Ο βαθμός απόδοσης γάστρας  $\eta_H$  ορίζεται ως ο λόγος μεταξύ της ισχύος ρυμουλκήσεως  $P_E = R_T \cdot V$  και της ισχύος ώσης που η έλικα προσδίδει στο νερό  $P_T = T \cdot V_A$ , δηλαδή:

$$\eta_H = P_E / P_T$$

Για ένα πλοίο με μία έλικα, ο βαθμός απόδοσης γάστρας  $\eta_H$  κυμαίνεται συνήθως στην περιοχή από 1,1 έως 1,4, με την υψηλή τιμή για πλοία με υψηλό συντελεστή γάστρας. Για πλοία με δύο έλικες και συμβατική πρύμνη, ο βαθμός απόδοσης γάστρας  $\eta_H$  είναι περίπου 0,95 έως 1,05, πάλι με την υψηλή τιμή για υψηλό συντελεστή γάστρας.

#### 3.5.2 Βαθμός απόδοσης έλικας $\eta_o$ , σε ελεύθερη ροή

Βαθμός απόδοσης έλικας  $\eta_o$  σχετίζεται με ελεύθερη ροή, δηλαδή, όταν η έλικα λειτουργεί σε ομοιογενές πεδίο ομόρρου χωρίς γάστρα μπροστά της. Ο βαθμός απόδοσης της έλικας εξαρτάται, ιδιαίτερα, από την ταχύτητα προχωρήσεως  $V_A$ , την ώση  $T$ , τον ρυθμό περιστροφής  $n$ , την διάμετρο  $d$  και, επιπλέον, από την σχεδίαση της έλικας, δηλαδή, τον αριθμό των πτερυγίων, τον λόγο εκτεταμένης επιφανείας, και την σχέση βήμα / διάμετρο. Ο βαθμός απόδοσης έλικας  $\eta_o$ , μπορεί να ποικίλει περίπου μεταξύ 0,35 και 0,75, με την υψηλή τιμή να ισχύει για έλικες με υψηλή ταχύτητα προχώρησης  $V_A$ .

Το Σχήμα 3.3 δείχνει τον βαθμό αποδόσεως της έλικας  $\eta_H$  που μπορεί να επιτευχθεί συναρτήσει της ταχύτητας προχώρησης  $V_A$ , που σε αδιάστατη μορφή δίνεται ως:

$$J = V_A / n \cdot d$$

όπου  $J$  είναι ο συντελεστής προχώρησης της έλικας.

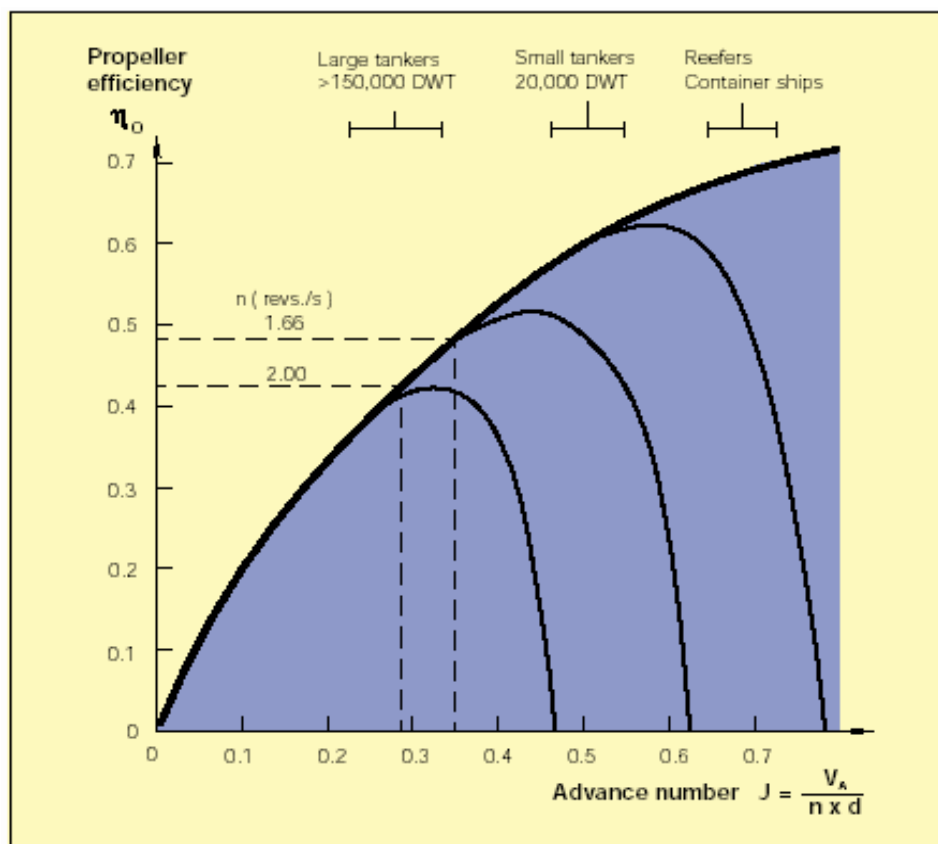
#### 3.5.3 Βαθμός απόδοσης σχετικής περιστροφής $\eta_R$

Η πραγματική ροή του νερού που ρέει προς την έλικα πίσω από την γάστρα δεν είναι ούτε σταθερή ούτε σε ορθή γωνία προς τον δίσκο της έλικας, αλλά είναι ένα είδος περιστροφικής ροής. Συνεπώς, σε σχέση με την λειτουργία

της έλικας σε ελεύθερη ροή, ο βαθμός απόδοσης της έλικας επηρεάζεται από τον συντελεστή  $\eta_R$  - που ονομάζεται βαθμός απόδοσης της σχετικής περιστροφής.

Σε πλοία με μία έλικα, ο βαθμός απόδοσης σχετικής περιστροφής είναι, κανονικά, γύρω στο 1,0 έως 1,07, με άλλα λόγια, η περιστροφή του νερού έχει ευεργετικό αποτέλεσμα. Ο βαθμός απόδοσης σχετικής περιστροφής σε ένα πλοίο με συμβατικό σχήμα γάστρας και δύο έλικες θα είναι κανονικά μικρότερος, περίπου 0,98.

Σε συνδυασμό με τα  $w$  και  $t$ , ο  $\eta_R$  πιθανώς χρησιμοποιείται συχνά για να προσαρμοστούν τα αποτελέσματα των δοκιμών σε πειραματικές δεξαμενές στους θεωρητικούς υπολογισμούς.



**Σχήμα 3.3:** Λαμβανόμενος βαθμός απόδοσης έλικας - ελεύθερη ροή

### 3.5.4 Βαθμός απόδοσης της έλικας $\eta_B$ που λειτουργεί πίσω από το πλοίο

Ο λόγος της ισχύος ώσης  $P_T$ , που η έλικα προσδίδει στο νερό και της ισχύος  $P_D$ , που προσδίδεται στην έλικα, δηλαδή, ο βαθμός απόδοσης της έλικας  $\eta_B$ , για μία έλικα, που λειτουργεί πίσω από το πλοίο ορίζεται ως :

$$\eta_B = P_T / P_D = \eta_R \cdot \eta_0$$

### 3.5.5 Βαθμός απόδοσης πρόωσης $\eta_D$

Βαθμός απόδοσης πρόωσης  $\eta_D$ , που δεν πρέπει να συγχέεται με τον βαθμό απόδοσης της έλικας σε ελεύθερη ροή  $\eta_0$ , είναι ίσος με τον λόγο ισχύος ρυμουλκήσεως  $P_E$  προς την απαιτούμενη ισχύ που προσδίδεται στην έλικα  $P_D$ , δηλαδή :

$$\eta_D = P_E / P_D$$

### 3.5.6 Ολικός βαθμός απόδοσης $\eta_T$

Ο ολικός βαθμός απόδοσης  $\eta_T$ , που είναι ίσος με τον λόγο της ισχύος ρυμουλκήσεως  $P_E$  προς την απαιτούμενη ισχύ πέδης  $P_B$ , που παράγεται από τη Κύρια Μηχανή, μπορεί να εκφραστεί ως ακολούθως :

$$\eta_T = P_E / P_B$$

## 3.6 ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΤΗΣ ΕΛΙΚΑΣ

### 3.6.1 Διάμετρος της Έλικας

Για την επίτευξη του υψηλότερου βαθμού απόδοσης προώσεως θα προτιμηθεί κανονικά η μεγαλύτερη δυνατή διάμετρος έλικας  $d$ . Υπάρχουν, όμως, ειδικές συνθήκες που πρέπει κανείς να λάβει υπ' όψη του. Από την μία μεριά το πρυμναίο τμήμα της γάστρας μπορεί να ποικίλλει ευρέως ανάλογα με τον τύπο του πλοίου και την σχεδίαση του, από την άλλη, η απαραίτητη ανοχή μεταξύ του άκρου των πτερυγίων της έλικας και της γάστρας θα εξαρτάται από τον τύπο της έλικας. Για πλοία φορτίου χύδην και δεξαμενόπλοια, που πολύ συχνά πλέουν στην κατάσταση ερματισμού, υπάρχουν συχνές απαιτήσεις η έλικα να είναι πλήρως βυθισμένη ακόμη και σε αυτήν την κατάσταση, θέτοντας έτσι κάποιους περιορισμούς όσον αναφορά το μέγεθος της έλικας. Ο περιορισμός του μεγέθους της έλικας δεν έχει τόση σημασία για πλοία εμπορευματοκιβωτίων (container), καθώς αυτά σπάνια πλέουν σε κατάσταση ερματισμού. Όλοι οι παραπάνω παράγοντες σημαίνουν ότι ένας ακριβής λόγος διάμετρος έλικας/βύθισμα σχεδιάσεως  $d/D$  δεν μπορεί να δοθεί εδώ, αλλά σαν εμπειρικό κανόνα μπορεί να χρησιμοποιήσει κανείς τις παρακάτω αναφερόμενες προσεγγίσεις και το γεγονός ότι μία μεγάλη διάμετρος  $d$  θα έχει κανονικά ως αποτέλεσμα έναν χαμηλό ρυθμό περιστροφής  $n$ .

Πλοίο φορτίου χύδην και δεξαμενόπλοιο :  $d/D < \text{περίπου } 0,65$

Πλοίο εμπορευματοκιβωτίων (container) :  $d/D < \text{περίπου } 0,74$

Για λόγους αντοχής και παραγωγής, η διάμετρος της έλικας γενικά δεν θα ξεπερνά τα 10 m και δεν θα απορροφά ισχύ μεγαλύτερη από 90000 kW. Η

μεγαλύτερη έλικα που έχει κατασκευαστεί ως σήμερα έχει διάμετρο 11 μέτρα και έχει 4 πτερύγια.

### 3.6.2 Αριθμός Πτερυγίων Έλικας

Έλικες μπορούν να κατασκευασθούν με 2, 3, 4, 5 ή 6 πτερύγια. Όσο λιγότερος ο αριθμός των πτερυγίων, τόσο μεγαλύτερος ο βαθμός αποδόσεως της έλικας. Όμως για λόγους αντοχής, έλικες που θα υποστούν ισχυρά φορτία δεν μπορούν να κατασκευασθούν μόνο με δύο ή τρία πτερύγια. Έλικες με δύο πτερύγια χρησιμοποιούνται σε μικρά σκάφη και με 4, 5 και 6 πτερύγια σε μεγάλα πλοία. Τα πλοία που χρησιμοποιούν τις 2-X μηχανές της MAN B&W είναι κατά κανόνα μεγάλου τύπου και έχουν έλικες με 4 πτερύγια. Πλοία με σχετικά μεγάλες απαιτήσεις ισχύος και έλικες που λειτουργούν με υψηλή φόρτιση, για παράδειγμα, πλοία εμπορευματοκιβωτίων (container) μπορεί να χρειάζονται έλικες με 5 ή 6 πτερύγια. Για λόγους ταλαντώσεων, έλικες με ορισμένο αριθμό πτερυγίων μπορεί να αποφεύγονται σε ειδικές περιπτώσεις ώστε να μην υπάρχει διέγερση φυσικών συχνοτήτων στην γάστρα ή στην υπερκατασκευή του πλοίου.

### 3.6.3 Συντελεστής εκτεταμένης επιφανείας

Ο συντελεστής επιφανείας - γνωστός τελευταία στην βιβλιογραφία και ως συντελεστής εκτεταμένης επιφανείας δίσκου - ορίζει την ανεπτυγμένη επιφάνεια της έλικας σε σχέση με την επιφάνεια του δίσκου της. Ένας συντελεστής 0,55 θεωρείται ότι είναι καλός. Ο συντελεστής εκτεταμένης επιφανείας παραδοσιακών τετραπτερυγων ελίκων έχει μικρή σημασία, καθώς μία υψηλότερη τιμή θα οδηγήσει απλώς σε αυξημένη αντίσταση στην ίδια την έλικα και, έτσι, θα έχει μικρή επίπτωση στο τελικό αποτέλεσμα. Για πλοία με ιδιαίτερα φορτισμένες έλικες, συχνά με 5 ή 6 πτερύγια, ο συντελεστής μπορεί να έχει μία υψηλότερη τιμή. Σε πολεμικά πλοία μπορεί να φθάσει και το 1,2.

### 3.6.4 Λόγος βήματος προς διάμετρο $p/d$

Ο λόγος βήματος προς διάμετρο  $p/d$  εκφράζει τον λόγο του βήματος της έλικας  $p$  προς την διάμετρο της  $d$ . Το βήμα,  $p$ , είναι η απόσταση που η έλικα "βιδώνεται" προς τα μπροστά μέσα στο νερό ανά περιστροφή υπό την προϋπόθεση ότι δεν υπάρχει ολίσθηση. Καθώς το βήμα μπορεί να ποικίλει κατά μήκος της ακτίνας του πτερυγίου, ο λόγος αυτός συνήθως αναφέρεται στο βήμα στα  $0,7 \cdot r$ , όπου  $r = d / 2$  είναι η ακτίνα της έλικας.



Για να επιτευχθεί ο καλύτερος βαθμός απόδοσης προώσεως για δεδομένη διάμετρο της έλικας, πρέπει να βρεθεί ένας βέλτιστος λόγος βήματος προς διάμετρο, ο οποίος πάλι αντιστοιχεί σε ένα συγκεκριμένο ρυθμό περιστροφής σχεδιάσεως. Αν, για παράδειγμα, επιθυμείται ένας χαμηλότερος ρυθμός περιστροφής σχεδιάσεως, ο λόγος βήματος προς διάμετρο πρέπει να αυξηθεί και αντίστροφα, γεγονός που θα έχει κόστος αποδόσεως. Από την άλλη μεριά, η επιλογή μίας μεγαλύτερης έλικας, εφ' όσον το επιτρέπει το βύθισμα του πλοίου, μπορεί να επιτρέψει χαμηλότερο ρυθμό περιστροφής σχεδιάσεως και όμως, ταυτόχρονα, να αυξήσει τον βαθμό αποδόσεως της έλικας.

### 3.6.5 Συντελεστές έλικας $J$ , $K_T$ και $K_Q$

Η θεωρία ελίκων βασίζεται σε μοντέλα, αλλά για να διευκολυνθεί η γενική χρήση της θεωρίας, ορισμένοι αδιάστατοι συντελεστές έλικας έχουν εισαχθεί σε σχέση με την διάμετρο  $d$ , τον ρυθμό περιστροφής  $n$  και την πυκνότητα μάζας του νερού  $\rho$ . Οι τρεις πιο σημαντικοί από αυτούς αναφέρονται παρακάτω.

Ο συντελεστής προχώρησης της έλικας  $J$ , όπως αναφέρθηκε και προηγουμένα, είναι μία αδιάστατη έκφραση της ταχύτητας, προχώρησης της έλικας  $V_A$ .

$$J = V_A / n \cdot d$$

Η δύναμη ώσης  $T$  εκφράζεται αδιάστατα με την βοήθεια του συντελεστή ώσης  $K_T$ , ως

$$K_T = T / \rho \cdot n^2 \cdot d^4$$

και η ροπή της έλικας

$$Q = P_D / 2\pi \cdot n$$

εκφράζεται αδιάστατα με την βοήθεια του συντελεστή ροπής  $K_Q$ , ως

$$K_Q = Q / \rho \cdot n^2 \cdot d^5$$

### 3.6.6 Κατασκευαστική ακρίβεια έλικας

Πριν την κατασκευή της έλικας, η επιθυμητή πρότυπη κλάση ακρίβειας της έλικας πρέπει να επιλεγθεί από τον πελατή. Ένα τέτοιο πρότυπο είναι, για παράδειγμα, το ISO 484/1 – 1981 (CE), το οποίο έχει 4 κλάσεις ακρίβειας όπως φαίνεται και στον πίνακα 3.1.

**Πίνακας 3.1:** Κλάσεις κατασκευαστικής ακρίβειας έλικας

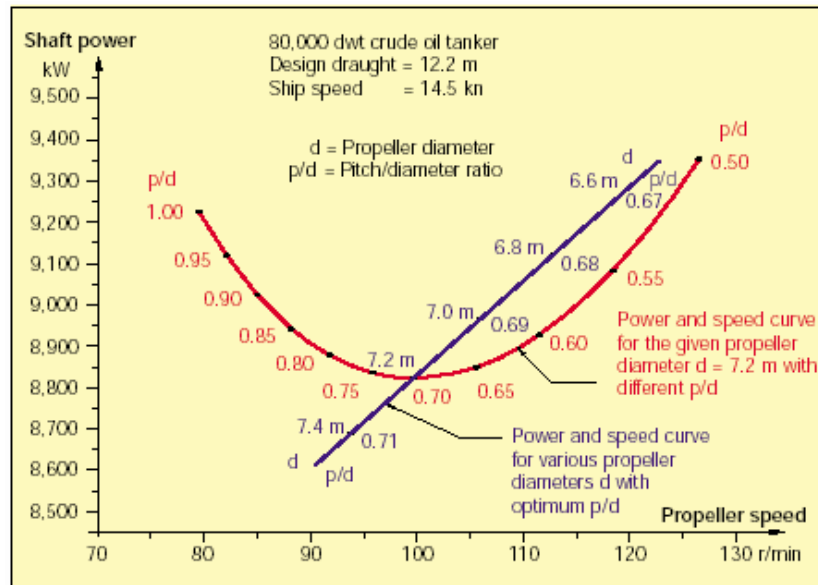
ISO 484/1 - 1981 (CE)		
Class	Manufacturing accuracy	Mean pitch for propeller
S	Very high accuracy	+/- 0.5 %
I	High accuracy	+/- 0.75 %
II	Medium accuracy	+/- 1.00 %
III	Wide tolerances	+/- 3.00 %

Κάθε μια από αυτές τις κλάσεις, ανάμεσα σε άλλες λεπτομέρειες, καθορίζουν την μέγιστη επιτρεπτή ανοχή στο μέσο σχεδιαστικό βήμα της κατασκευασμένης έλικας, και έτσι την ανοχή της αντίστοιχης περιστροφικής ταχύτητας της έλικας. Το κόστος της έλικας φυσικά εξαρτάται από την επιλεγμένη κλάση ακρίβειας, με τις χαμηλότερες τιμές για την κλάση III. Ωστόσο, δεν προτείνεται να χρησιμοποιείται η κλάση III, επειδή αυτή η κλάση έχει πολύ μεγάλες ανοχές. Αυτό πάλι σημαίνει ότι η μέση ανοχή βήματος θα πρέπει να είναι κανονικά μικρότερη από +/- 1,0 %.

Η κατασκευαστική ακρίβεια ανοχής αντιστοιχεί σε μια ανοχή ταχύτητας έλικας το πολύ +/- 1,0 %. Όταν επίσης συμπεριληφθεί η επίδραση της ανοχής του πεδίου ομόρρου της γάστρας, η συνολική ανοχή της ταχύτητας της έλικας μπορεί να φτάσει ως +/- 2,0%. Αυτή η ανοχή έχει ληφθεί υπόψιν όταν εκτιμούνται οι συνθήκες λειτουργίας της έλικας σε κακό καιρό.

### **3.6.7 Επίδραση της διαμέτρου και του λόγου βήματος/διάμετρο της έλικας στον βαθμό απόδοσης πρόωσης**

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, ο υψηλότερος δυνατός βαθμός απόδοσης πρόωσης, που απαιτείται για την επίτευξη μιας δεδομένης ταχύτητας πλοίου, επιτυγχάνεται με την μεγαλύτερη δυνατή διάμετρο έλικας, σε συνδιασμό με τον αντίστοιχο βέλτιστο λόγο βήμα/διάμετρο  $p/d$ . Για παράδειγμα στην περίπτωση ενός δεξαμενοπλοίου αργού πετρελαίου 80,000 dwt, με ταχύτητα υπηρεσίας 14.5 κόμβων και με μέγιστη δυνατή διάμετρο έλικας 7,2 μέτρα, αυτή η επίδραση φαίνεται στο Σχήμα 3.4.



**Σχήμα 3.4:** Επίδραση διαμέτρου και βήματος στην σχεδίαση έλικας

Σύμφωνα με την μπλέ καμπύλη, η μέγιστη δυνατή διάμετρος έλικας των 7,2 μέτρων, έχει το βέλτιστο λόγο βήμα/διάμετρο ίσο με περίπου 0.70, και την ελάχιστη δυνατή ισχύ άξονα των 8,820 kW στις 100 σ.α.λ. Εάν το βήμα για αυτή την διάμετρο αλλάξει, ο βαθμός απόδοσης πρόωσης θα ελαττωθεί, δηλαδή η απαιτούμενη ισχύς άξονα θα αυξηθεί, βλέπε κόκκινη καμπύλη.

Η μπλέ καμπύλη δείχνει ότι εάν μια μεγαλύτερη έλικα με διάμετρο 7,4 μέτρα είναι δυνατή, η απαιτούμενη ισχύς άξονα θα ελαττωθεί σε 8,690 kW στις 94 σ.α.λ. Δηλαδή όσο μεγαλύτερη είναι η έλικα, τόσο μικρότερη είναι η βέλτιστη περιστροφική της ταχύτητα.

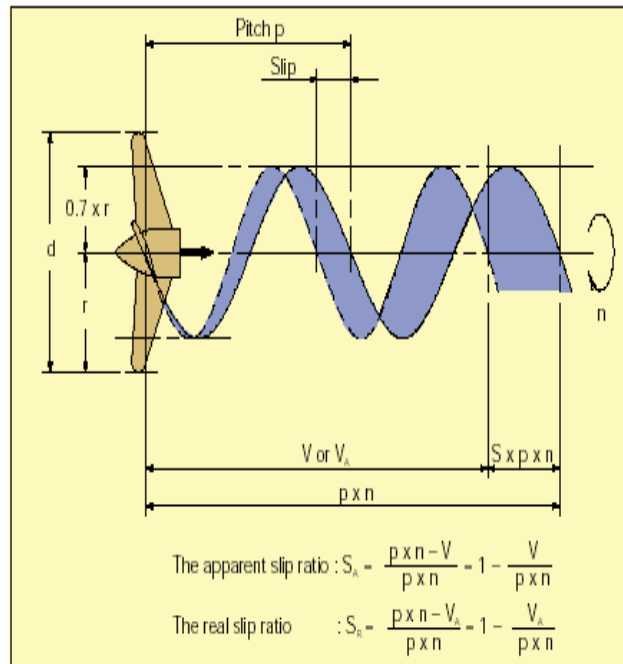
Η κόκκινη καμπύλη επίσης δείχνει ότι για καλύτερη πρόωση θα ήταν πάντα πλεονέκτημα να διαλέξουμε την μέγιστη δυνατή διάμετρο έλικας, ακόμα και αν ο βέλτιστος λόγος βήμα/διάμετρο θα απαιτούσε μια πολύ χαμηλή περιστροφική ταχύτητα έλικας (σε σχέση με την απαιτούμενη περιστροφική ταχύτητα της μηχανής). Έτσι, όταν χρησιμοποιείται ένας λίγο χαμηλότερος λόγος βήμα/διάμετρο από τον βέλτιστο, η ταχύτητα μηχανής – έλικας θα αυξηθεί και θα προκληθεί μια μικρή επιπλέον αύξηση της ισχύος.

### 3.7 ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΗΣ ΕΛΙΚΑΣ

#### 3.7.1 Λόγος ολίσθησης $S$

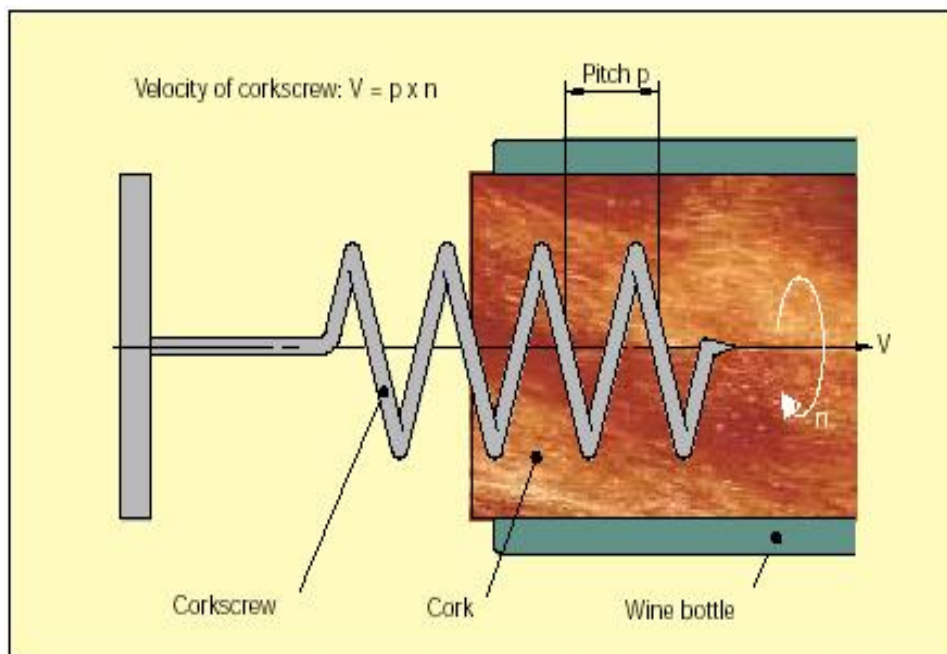
Εάν η έλικα δεν ολίσθαινε καθόλου, δηλαδή, εάν το νερό μέσα στο οποίο "βιδώνεται" δεν υποχωρούσε (δηλαδή, εάν το νερό δεν επιταχυνόταν προς τα

πίσω), η έλικα θα προχωρούσε μπροστά με ταχύτητα  $p \cdot n$ , όπου  $n$  είναι ο ρυθμός περιστροφής της έλικας, Σχήμα 3.5.



**Σχήμα 3.5:** Κίνηση της έλικας πλοίου, με βήμα  $p$  και λόγο ολίσθησης  $S$

Μια παρόμοια κατάσταση φαίνεται στο Σχήμα 3.6 με το ανοιχτήρι φελλών, και επειδή το ανοιχτήρι είναι ένα στερεό σώμα, η ολίσθηση είναι μηδενική και έτσι κινείται προς τα μπρός με σταθερή ταχύτητα  $V = p \cdot n$ .



**Σχήμα 3.6:** Κίνηση που κάνει ένα ανοιχτήρι (τιρμπουσόν), χωρίς ολίσθηση

Ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης  $S_A$ , που είναι αδιάστατος, ορίζεται ως:

$$S_A = p \cdot n - V / p \cdot n$$

Ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης  $S_A$ , που υπολογίζεται από το πλήρωμα, δίδει μία αποτύπωση των φορτίων, που ασκούνται στην έλικα κάτω από διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης αυξάνεται, μεταξύ άλλων, όταν το σκάφος πλέει αντίθετα με τον άνεμο ή τα κύματα, σε ρηγά νερά, όταν η γάστρα είναι ρυπασμένη, και όταν το σκάφος επιταχύνει. Ο πραγματικός λόγος ολίσθησης θα είναι μεγαλύτερος από τον φαινόμενο, γιατί η πραγματική ταχύτητα προχώρησης  $V_A$  της έλικας είναι, όπως προαναφέρθηκε, μικρότερη από την ταχύτητα του πλοίου  $V$ .

Ο πραγματικός λόγος ολίσθησης  $S_R$ , που δίδει μία πιο αληθινή εικόνα λειτουργία της έλικας, είναι:

$$S_A = p \cdot n - V_A / p \cdot n$$

Σε δοκιμές στην αποβάθρα, όπου η ταχύτητα του πλοίου είναι  $V=0$ , και οι δύο λόγοι ολίσθησης είναι 1,0. Αναφέρεται, ότι οι λόγοι ολίσθησης δίνονται συνήθως σε ποσοστά επί τοις εκατό.

### 3.7.2 Ο νόμος της έλικας γενικά

Η αντίσταση  $R$  για πλοία χαμηλής ταχύτητας είναι ανάλογη προς το τετράγωνο της ταχύτητας του πλοίου  $V$ , δηλαδή,  $R = c \cdot V^2$ , όπου  $c$  είναι μία σταθερά. Η απαιτούμενη ισχύς  $P$  είναι ανάλογη προς την τρίτη δύναμη της ταχύτητας  $V$  και συνεπώς:

$$P = R \cdot V = c \cdot V^3$$

Για ένα πλοίο με μία έλικα σταθερού βήματος, δηλαδή, μία έλικα της οποίας το βήμα δεν είναι δυνατό να μεταβληθεί, η ταχύτητα  $V$  θα είναι ανάλογη προς τον ρυθμό περιστροφής  $n$ , δηλαδή:

$$P = c \cdot n^3$$

που εκφράζει ακριβώς τον νόμο της έλικας, που διατυπώνεται ως εξής: "η αναγκαία ισχύς που απορροφάται από την έλικα είναι ανάλογη με την τρίτη δύναμη του ρυθμού περιστροφής της." Πραγματικές μετρήσεις έδειξαν ότι η σχέση μεταξύ ισχύος και στροφών μηχανής για μια δεδομένη κατάσταση καιρού είναι αρκετά λογική, αν και η σχέση ισχύος και ταχύτητας πλοίου συχνά εμφανίζεται με μια δύναμη μεγαλύτερη του τρια. Μια λογική σχέση, που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για κάποιες εκτιμήσεις στο πεδίο κανονικών ταχυτήτων πλοίων, θα ήταν:

- Για πλοία υψηλών ταχυτήτων όπως πλοία εμπορευματοκιβωτίων:  

$$P = c \cdot V^{4.5}$$
- Για πλοία μεσαίου μεγέθους και ταχύτητας όπως ψυγεία, RoRo κλπ:  

$$P = c \cdot V^4$$
- Για πλοία χαμηλής ταχύτητας, όπως δεξαμενόπλοια, πλοία φορτίου χύδην, μικρά πλοία εμπορευματοκιβωτίων κλπ:  

$$P = c \cdot V^{3.5}$$

### 3.7.3 Νόμος της έλικας σε βαριές συνθήκες λειτουργίας

Ο νόμος της έλικας μπορεί, φυσικά, να χρησιμοποιηθεί για όμοιες λειτουργίες του πλοίου. Όταν για παράδειγμα, η γάστρα του πλοίου μετά από κάποιο χρόνο λειτουργίας έχει ρυπανθεί και έτσι έχει γίνει πιο τραχεία, το πεδίο του ομόρρου θα είναι διαφορετικό από αυτό ενός πλοίου με ομαλή (καθαρή) γάστρα όπως ήταν στις δοκιμές παραλαβής του.

Ένα πλοίο με ρυπασμένη γάστρα θα αντιμετωπίζει συνεπώς αυξημένη αντίσταση, το οποίο θα έχει ως αποτέλεσμα "υψηλή φόρτιση της έλικας", δηλαδή, για την ίδια ισχύ στην έλικα, ο ρυθμός περιστροφής θα είναι χαμηλότερος. Ο νόμος της έλικας ισχύει για μία άλλη "υψηλότερη" καμπύλη έλικας από αυτή που ισχύει για μια καθαρή γάστρα. Οι ίδιες κατ' αναλογία συνθήκες ισχύουν και όταν το πλοίο ταξιδεύει με άσχημο καιρό αντίθετα στο ρεύμα, σε ένα δυνατό άνεμο ή μεγάλα κύματα, όπου ειδικά η αντίσταση κυματισμού μπορεί να οδηγήσει την έλικα να λειτουργεί με υψηλότερη φόρτιση από ότι σε ήρεμο καιρό. Από την άλλη μεριά, εάν το πλοίο πλέει στην κατάσταση ερματισμού, δηλαδή με χαμηλότερο εκτόπισμα, ο νόμος της έλικας ισχύει για μία "χαμηλότερη" καμπύλη έλικας, δηλαδή, για την ίδια ισχύ έλικας, ο ρυθμός περιστροφής της έλικας είναι υψηλότερος. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, ο νόμος της έλικας για πλοία με έλικα σταθερού βήματος χρησιμοποιείται εκτενώς σε λειτουργία με μερική φόρτιση. Έτσι χρησιμοποιείται επίσης και στο διάγραμμα φόρτισης και στο πεδίο λειτουργίας των κινητήρων Diesel, για να προσδιορίσει τις καμπύλες λειτουργίας της μηχανής για καθαρή και ρυπασμένη γάστρα, κ.λ.π.

## 3.8 Η ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΗΣ ΕΛΙΚΑΣ ΣΕ ΓΕΝΙΚΑ ΑΥΞΗΜΕΝΗ ΑΝΤΙΣΤΑΣΗ ΠΛΟΙΟΥ

Η διαφορά μεταξύ των καμπυλών έλικας βαριάς και ελαφριάς λειτουργίας μπορεί να εξηγηθεί μέσω ενός παραδείγματος, (Σχήμα 3.7), ενός πλοίου που χρησιμοποιεί το 100% της ισχύος πρόωσης και ταξιδεύει με 15

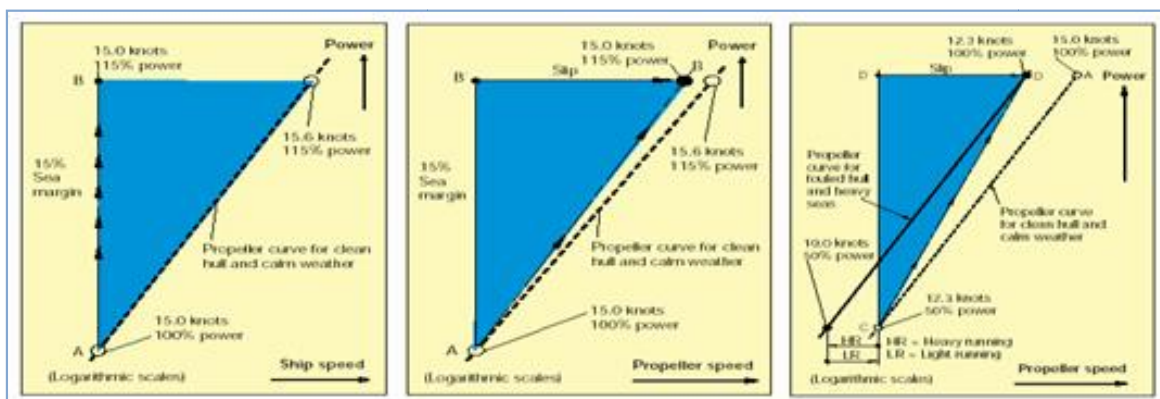
κόμβους σε συνθήκες καθαρής γάστρας και ήρεμου καιρού. Με 15% επιπλέον ισχύ, η αντίστοιχη ταχύτητα πλοίου μπορεί να αυξηθεί από 15 σε 15,6 κόμβους.

Με τις συνθήκες ήρεμου καιρού, είναι λογικό να προσθέσουμε ένα επιπλέον περιθώριο ισχύος, που ονομάζεται περιθώριο θάλασσας, το οποίο συνήθως επιλέγεται να είναι 15%. Αυτό το περιθώριο ισχύος αφορά την επιπλέον αντίσταση που έχει το πλοίο λόγω συνθηκών καιρού. Ωστόσο, σε συνθήκες πολύ άσχημου καιρού, η επίδραση στην αντίσταση μπορεί να είναι πολύ μεγαλύτερη.

Στο Σχήμα 3.7α παρουσιάζεται η ισχύς πρόωσης ως συνάρτηση της ταχύτητας του πλοίου. Όταν η αντίσταση του πλοίου αυξάνει σε ένα επίπεδο στο οποίο απαιτείται 15% επιπλέον ισχύ για να διατηρηθεί η ταχύτητα των 15 κόμβων, το σημείο λειτουργίας A θα μετακινηθεί προς το B.

Στο Σχήμα 3.7β παρουσιάζεται η ισχύς πρόωσης ως συνάρτηση της περιστροφικής ταχύτητας της έλικας. Ως μια πρώτη εκτίμηση, συχνά θεωρείται ότι το σημείο A θα μετακινηθεί προς το B', αφού μια αμετάβλητη ταχύτητα έλικας σημαίνει, με αμετάβλητο βήμα, ότι η έλικα θα προχωρήσει μέσα στο νερό με αμετάβλητη ταχύτητα.

Εαν η έλικα ήταν ένα ανοιχτήρι φελλών που προχωρούσε μέσα στο φελλό, αυτή η υπόθεση θα ήταν σωστή. Όμως το νερό δεν είναι στερεό όπως ο φελλός, αλλά υποχωρεί, και η έλικα θα εμφανίζει μια ολίσθηση που θα αυξάνεται με την αυξανόμενη ώση που προκαλείται από την αυξανόμενη αντίσταση γάστρας. Έτσι το σημείο A θα κινηθεί προς το σημείο B το οποίο στην πραγματικότητα είναι πολύ κοντά στην καμπύλη έλικας που περνάει από το A. Το σημείο B θα τοποθετηθεί τώρα σε μια καμπύλη έλικας που είναι ελαφρώς πιο βαριά συγκρινόμενη με την καμπύλη καθαρής γάστρας και ήρεμου καιρού. Μερικές φορές, για παράδειγμα όταν η γάστρα του πλοίου είναι ρυπασμένη και το πλοίο ταξιδεύει με κακό καιρό και μετωπικούς ανέμους, η αύξηση της αντίστασης μπορεί να είναι πολύ μεγαλύτερη και έτσι η αύξηση της απαιτούμενης ισχύος μπορεί να είναι της τάξης του 100% ή και ακόμα μεγαλύτερη. Ένα παράδειγμα φαίνεται στο Σχήμα 3.7 γ.



**Σχήμα 3.7:** α) απόδοση ταχύτητας πλοίου με 15% περιθώριο θάλασσας, β) απόδοση ταχύτητας έλικας με 15% περιθώριο θάλασσας, γ) απόδοση ταχύτητας έλικας σε μεγάλη επιπρόσθετη αντίσταση

### 3.8.1 Επιτάχυνση του πλοίου

Όταν το πλοίο επιταχύνει, η έλικα υπόκειται σε ακόμα μεγαλύτερα φορτία από ότι σε ελεύθερη πλεύση. Η ισχύς που απαιτείται για την έλικα, συνεπώς, θα είναι υψηλότερη σχετικά με την ελεύθερη πλεύση και το σημείο λειτουργίας της μηχανής θα αντιστοιχεί σε αυξημένη φόρτιση, καθώς παίρνει κάποιο χρόνο μέχρι η ταχύτητα της έλικας να ανέβει.

### 3.8.2 Ρηχό νερό

Κατά την πλεύση σε ρηχό νερό η υπόλοιπη αντίσταση του πλοίου μπορεί να αυξηθεί και, κατά τον ίδιο τρόπο όπως όταν το πλοίο επιταχύνει, η έλικα θα υφίσταται μεγαλύτερο φορτίο από ότι κατά την ελεύθερη πλεύση, και έτσι θα λειτουργεί με αυξημένη φόρτιση.

### 3.8.3 Επίδραση του εκτοπίσματος

Όταν το πλοίο πλέει στην έμφορτη κατάσταση, ο όγκος εκτοπίσματος του πλοίου μπορεί να είναι λόγω χάρη, 10% μεγαλύτερος ή μικρότερος από τον όγκο που αντιστοιχεί στην μέση έμφορτη κατάσταση. Αυτό, φυσικά, έχει επίδραση στην αντίσταση του πλοίου και στην απαίτηση ισχύος της έλικας, αλλά μόνο μικρή επίδραση στην καμπύλη της έλικας. Από την άλλη μεριά, όταν το πλοίο πλέει στην κατάσταση ερματισμού, ο όγκος εκτοπίσματος συγκρινόμενος με αυτόν της έμφορτης κατάστασης μπορεί να είναι, για παράδειγμα, 2% "χαμηλότερη", δηλαδή, για την ίδια ισχύ της έλικας, ο ρυθμός περιστροφής να είναι 2% υψηλότερος.

### 3.8.4 Παράμετροι αυξημένης φόρτισης έλικας

Μαζί με τις παραμέτρους λειτουργίας που αναφέρθηκαν προηγουμένως και που προκαλούν αυξημένη φόρτιση έλικας, οι παράμετροι που αναφέρονται παρακάτω μπορούν να αποτελέσουν έναν δείκτη του κινδύνου/ευαισθησίας εμφάνισης αυξημένης φόρτισης έλικας κατά την διάρκεια πλεύσης με άσχημο καιρό:

1. Σχετικά μικρά πλοία (<70,000 dwt) όπως πλοία ψυγεία και μικρά πλοία εμπορευματοκιβωτίων είναι ευαίσθητα, ενώ μεγάλα πλοία όπως μεγάλα δεξαμενόπλοια και πλοία εμπορευματοκιβωτίων είναι λιγότερο ευαίσθητα, αφού τα κύματα είναι σχετικά μικρά σε σχέση με το μέγεθος του πλοίου.

2. Μικρά πλοία ( $L_{pp} < 135$  m, 20000 dwt) έχουν μικρή κατευθυντική ευστάθεια και χρειάζονται συχνές διορθώσεις πηδαλίου, οι οποίες αυξάνουν την



αντίσταση του πλοίου (ένα αυτό-ελεγχόμενο πηδάλιο θα ελάτωνα αυτή την αντίσταση).

3. Πλοία υψηλών ταχυτήτων είναι πιο ευαίσθητα σε σχέση με τα αργά πλοία, επειδή τα κύματα ασκούν μεγαλύτερη δύναμη στα γρήγορα πλοία απ' ότι στα αργά.

4. Πλοία με επίπεδη πλώρη μπορεί να επιβραδυνθούν γρηγορότερα από τα κύματα σε σχέση με πλοία με οξεία πλώρη. Έτσι ένας βολβός σε σχήμα πέλεκυ μπορεί να κόβει τα κύματα καλύτερα και να μειώνει την τάση αυξημένης φόρτισης.

5. Ρύπανση της γάστρας και της έλικας οδηγεί σε αύξηση της αντίστασης της γάστρας και της ροπής της έλικας. Ο καθαρισμός της έλικας όσο συχνότερα γίνεται, έχει πολύευεργετικά αποτελέσματα. Η χρήση αντιρυπαντικών χρωμάτων θα εμποδίσει την ρύπανση από ζωντανούς οργανισμούς.

6. Η επιτάχυνση του πλοίου θα αυξήσει την ροπή της έλικας και θα προκαλέσει μια προσωρινή αυξημένη φόρτιση της.

7. Η πλεύση σε ρηγά νερά αυξάνει την αντίσταση της γάστρας και μειώνει την κατευθυντική ευστάθεια του πλοίου.

8. Πλοία με skewed έλικες (περυγία κεκκαμένης χορδής) είναι ικανά να απορροφήσουν μεγαλύτερη ροπή υπό συνθήκες αυξημένης φόρτισης.

### 3.8.5 Ταχύτητα ελιγμών

Κάτω από κάποια ορισμένη ταχύτητα, που ονομάζεται ταχύτητα ελιγμών (manoeuvring speed) η ικανότητα του πηδαλίου να στρέφει το πλοίο δεν είναι ικανοποιητική, λόγω πολύ χαμηλής ταχύτητας του νερού που φθάνει στο πηδάλιο. Είναι μάλλον δύσκολο να δώσει κανείς με ακρίβεια μία τιμή στην ταχύτητα ελιγμών, καθώς η ταχύτητα του νερού που φθάνει στο πηδάλιο εξαρτάται από τον ομόρρο της έλικας.

Συχνά αναφέρεται μία ταχύτητα ελιγμών της τάξης των 3.5 - 4.5 κόμβων. Σύμφωνα με τον νόμο της έλικας, μία αντίστοιχα χαμηλή ισχύ προώσεως θα χρειαστεί, αλλά φυσικά, αυτή θα είναι υψηλότερη για λειτουργία με άσχημο καιρό με αυξημένη αντίσταση του πλοίου.

### 3.8.6 Φορά περιστροφής έλικας (Πλευρική ώση)

Όταν ένα πλοίο πλέει, τα περυγία "πιάνουν" καλύτερα στην χαμηλότερη θέση τους από ότι στην υψηλότερη, όπου η γάστρα εμποδίζει την ομαλή ροή. Η πλευρική ώση, που είναι το αποτέλεσμα, είναι τόσο μεγαλύτερη όσο ρηχότερο είναι το νερό, όπως, για παράδειγμα κατά τους ελιγμούς σε λιμάνια.

Συνεπώς μία δεξιόστροφη έλικα (που κινείται σύμφωνα με τους δείκτες του ωρολογιού, κοιτώντας από την πρύμνη προς την πρόρα) θα τείνει να

σπρώξει την πρύμνη του πλοίου προς την δεξιά κατεύθυνση, δηλαδή, στρέφοντας την πλώρα προς τα αριστερά κατά την διάρκεια κανονικής πλεύσης. Αυτό πρέπει να αντισταθμισθεί με το πηδάλιο.

Όταν αντιστρέφεται η έλικα για λειτουργία προς τα πίσω, όπως για παράδειγμα, όταν το πλοίο προσαράζει κατά μήκος της αποβάθρας (berthing), το αποτέλεσμα της πλευρικής ώσης αντιστρέφεται και παρουσιάζει εντονότερο όσο η ταχύτητα του πλοίου μειώνεται. Η γνώση αυτής της συμπεριφοράς είναι πολύ σημαντική σε κρίσιμες καταστάσεις και κατά την διάρκεια ελιγμών στο λιμάνι.

Ο πραγματικός λόγος για την εμφάνιση της πλευρικής ώσης κατά την διάρκεια αναστροφής της έλικας, είναι ότι το επάνω τμήμα του ομόρρου της έλικας, που είναι περιστροφικό, χτυπά την πρύμνη του πλοίου.

Έτσι ο πιλότος πρέπει να γνωρίζει ακριβώς πως αντιδρά το πλοίο σε μία δεδομένη κατάσταση. Είναι, έτσι, άγραφος νόμος ότι σε ένα πλοίο με έλικα σταθερού βήματος, η έλικα σχεδιάζεται πάντα για δεξιόστροφη (με φορά ίδια με εκείνη των δεικτών του ωρολογιού) λειτουργία όταν η πλεύση είναι προς τα μπροστά. Μία απ' ευθείας συνδεδεμένη Κύρια Μηχανή, φυσικά, θα έχει την ίδια φορά.

Με σκοπό να επιτευχθεί το ίδιο αποτέλεσμα της πλευρικής ώσης, κατά την αναστροφή σε ανάποδα, σε πλοία με έλικα μεταβλητού βήματος, έλικες αυτές σχεδιάζονται για αριστερόστροφη λειτουργία κατά την πλεύση προς τα μπροστά.

### 3.9 ΠΕΔΙΟ ΡΥΘΜΙΣΕΩΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΜΗΧΑΝΗΣ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΦΟΡΤΙΣΗΣ

Όπως είναι γνωστό, η ισχύς πέδης  $P_B$  ενός κινητήρα Diesel είναι ανάλογη προς την μέση πίεση (mean effective pressure,  $mep$ )  $P_e$  και τον αριθμό στροφών της μηχανής (ρυθμό περιστροφής)  $n$ . Χρησιμοποιώντας μία σταθερά  $c$ , η  $P_B$  μπορεί να εκφραστεί ως:

$$P_B = c \cdot p_e \cdot n$$

ή με άλλα λόγια, για σταθερή  $mep$  (mean effective pressure) η ισχύς είναι ανάλογη με τον ρυθμό περιστροφής:

$$P_B = c \cdot n \text{ (για σταθερή } mep)$$

Όπως προαναφέρθηκε -όταν χρησιμοποιείται έλικα σταθερού βήματος- η (απαιτούμενη) ισχύς μπορεί να εκφραστεί, σύμφωνα με τον νόμο της έλικας, ως:

$$P_B = c \cdot n^3 \quad (\text{νόμος έλικας})$$

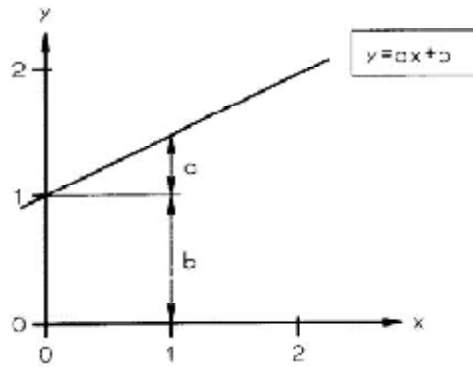
Έτσι, για τα παραπάνω παραδείγματα, η ισχύς πέδης  $P_B$  μπορεί να εκφραστεί ως μία εκθετική συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής  $n$  με εκθέτη  $i$ , δηλαδή:

$$P_B = c \cdot n^i$$

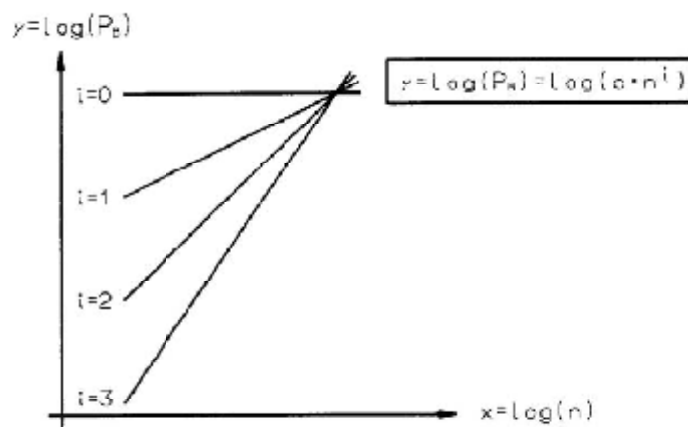
Το Σχήμα 3.8 δείχνει την σχέση των γραμμικών συναρτήσεων,  $y = a \cdot x + b$ , (A), χρησιμοποιώντας γραμμικές κλίμακες και των εκθετικών συναρτήσεων  $P_B = c \cdot n^i$ , (B), χρησιμοποιώντας λογαριθμική κλίμακα.

Οι εκθετικές συναρτήσεις θα είναι γραμμικές χρησιμοποιώντας λογαριθμική κλίμακα, ως:  $\log(P_B) = i \cdot \log(n) + \log(c)$ , που είναι ισοδύναμη με:  $y = a \cdot x + b$

Συνεπώς οι καμπύλες της έλικας θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση  $i = 3$ , και οι γραμμές της σταθερής  $mep$  θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση  $i = 1$ .



Α. Ευθείες γραμμές σε γραμμική κλίμακα



$P_s$  = ισχύς μηχανής  
 $c$  = σταθερά  
 $n$  = στροφές μηχανής

$$P_s = c \cdot n^i \Rightarrow \begin{cases} \log(P_s) = i \cdot \log(n) + \log(c) \\ y = ax + b \end{cases}$$

Β. Εκθετικές καμπύλες σε λογαριθμική κλίμακα

**Σχήμα 3.8:** Σχέση μεταξύ γραμμικών συναρτήσεων με γραμμική κλίμακα και εκθετικών συναρτήσεων με λογαριθμική κλίμακα

### 3.10 ΠΡΩΩΣΗ ΚΑΙ ΣΗΜΕΙΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

Κανονικά, εκτιμήσεις για την απαιτούμενη ισχύ της έλικας και την ταχύτητα περιστροφής της βασίζονται σε θεωρητικούς υπολογισμούς και συχνά σε μετρήσεις σε πειραματικές δεξαμενές, και τα δύο όμως υποθέτουν βέλτιστες συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή, καθαρή γάστρα και καλό καιρό. Ο συνδυασμός ταχύτητας και ισχύος που προκύπτει μπορεί να ονομαστεί σημείο

σχεδιάσεως της έλικας (propeller design point, PD), Σχήμα 3.9. Από την άλλη μεριά, μερικά ναυπηγεία και/ή κατασκευαστές ελικών χρησιμοποιούν μερικές φορές ένα σημείο σχεδιάσεως της έλικας λαμβάνοντας υπ' όψη τους όλο ή μέρος ενός καλούμενου "περιθωρίου θάλασσας" που περιγράφεται παρακάτω.

Όταν το πλοίο έχει ταξιδεύσει για αρκετό καιρό, η γάστρα και η έλικα ρυπαίνονται, προκαλώντας αλλαγή στο πεδίο του ομόρρου της έλικας και αυξημένη αντίσταση γάστρας. Εάν ταυτόχρονα ο καιρός δεν είναι καλός με ανέμους αντίθετους από την κατεύθυνση του πλοίου, η αντίσταση του πλοίου αυξάνεται περαιτέρω. Συνεπώς, η ταχύτητα του πλοίου θα μειωθεί, εκτός εάν η μηχανή μπορεί να δώσει και άλλη ισχύ, δηλαδή, το φορτίο της έλικας θα αυξηθεί και άλλο και θα λειτουργεί, με αυξημένη φόρτιση (heavy running, HR).

Επίσης, τα καινούργια πλοία υψηλών ταχυτήτων έχουν παρα πολύ λεία επιφάνεια γάστρας και έλικας κατά την διάρκεια δοκιμών όταν παραδίδονται από το ναυπηγείο. Αυτό σημαίνει ότι η αναπόφευκτη αύξηση της τραχύτητας της επιφάνειας της γάστρας και της έλικας λόγω ρύπανσης κατά την διάρκεια της ζωής του πλοίου, θα οδηγήσει σε μια πολύ αυξημένη φόρτιση έλικας, σε σύγκριση με παλαιότερα πλοία που φτιάχτηκαν με πιο τραχιά επιφάνεια.

Εάν, την ίδια στιγμή, ο καιρός είναι κακός, με μετωπικούς ανέμους, η αντίσταση του πλοίου θα αυξηθεί πολύ περισσότερο, και η έλικα θα λειτουργεί με πιο αυξημένη φόρτιση.

Όταν καθορίζεται η απαιτούμενη ισχύς του κινητήρα πρόωσης, είναι κοινή τακτική να προστίθεται ένα επιπλέον περιθώριο ισχύος, το αποκαλούμενο «περιθώριο θάλασσας» το οποίο είναι παραδοσιακά περίπου 15 % της ισχύος σχεδιάσεως έλικας (PD). Όμως σε μεγάλα πλοία εμπορευματοκιβωτίων το περιθώριο θάλασσας μπορεί να είναι και 20 -30%.

Όταν καθορίζεται η απαιτούμενη ταχύτητα του κινητήρα, για το πεδίο λειτουργίας του, προτείνεται – σε σύγκριση με την καμπύλη έλικας καθαρής γάστρας και ήρεμου νερού (6) – να επιλέξουμε την πιο φορτισμένη καμπύλη (2), Σχήμα 3.9, που έχει χαμηλότερη ταχύτητα 3-7% σε σχέση με την καμπύλη (6).

Ο συνδυασμός ταχύτητας και ισχύος που προκύπτει – όταν συμπεριλαμβάνεται η βαριά λειτουργία έλικας (heavy running) και το περιθώριο θάλασσας (sea margin)- ονομάζεται ισχύς πρόωσης συνεχούς λειτουργίας (Service Point, SP) με ρυπασμένη γάστρα και άσχημο καιρό.

Η ισχυρώς φορτισμένη καμπύλη έλικας (καμπύλη 2) για ρυπασμένη γάστρα και άσχημο καιρό θα χρησιμοποιείται κανονικά ως η βάση για την καμπύλη λειτουργίας της μηχανής σε κατάσταση υπηρεσίας, και η καμπύλη έλικας για καθαρή γάστρα και ήρεμο νερό (καμπύλη 6) θα αντιπροσωπεύει την "λειτουργία της έλικας με μειωμένη φόρτιση" (light running, LR).

Η ισχύς συνεχούς λειτουργίας σε κατάσταση υπηρεσίας (Continuous Service Rating) είναι η ισχύς, συμπεριλαμβανομένου και του περιθωρίου

θάλασσας, στην οποία ο κινητήρας θεωρείται ότι λειτουργεί, και το σημείο S είναι ίδιο με το σημείο πρόωσης σε κατάσταση υπηρεσίας SP, εκτός και εάν υπάρχει εγκατεστημένη γεννήτρια άξονα.

Η καμπύλη της έλικας για ρυπασμένη γάστρα (και μεγάλα κύματα) μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως βάση για την καμπύλη λειτουργίας της μηχανής κατά την υπηρεσία, καμπύλη 2, ενώ η καμπύλη της έλικας για καθαρή γάστρα (και ήρεμο καιρό), καμπύλη 6, μπορεί να ισχύει για συνθήκες λειτουργίας σε καινούργια πλοία. Έτσι η καμπύλη της έλικας για καθαρή γάστρα λέγεται ότι αντιπροσωπεύει την "λειτουργία της έλικας με μειωμένη φόρτιση" (light running, LR) και θα συσχετισθεί με συνθήκες ρυπασμένης γάστρας μέσω ενός συντελεστή λειτουργίας με μειωμένη φόρτιση  $f_{LR}$ , ο οποίος, για ίδια ισχύ στην έλικα, ορίζεται ως η επί τοις εκατό αύξηση του ρυθμού περιστροφής  $n$ , σε σύγκριση με τον ρυθμό περιστροφής με ρυπασμένη γάστρα.

Εκτός από το περιθώριο θάλασσας, ένα «περιθώριο μηχανής» της τάξης του 10-15% συχνά προστίθεται, ως ένα περιθώριο λειτουργίας της μηχανής. Το αντίστοιχο σημείο ονομάζεται «προδιαγεγραμμένη Μέγιστη Συνεχή Ισχύς για πρόωση» MP, σχήμα 17, και αναφέρεται στο γεγονός ότι η ισχύς για το σημείο SP είναι 10-15% χαμηλότερη από αυτή του σημείου MP, δηλαδή ίση με το 90-85% του MP.

Η προδιαγεγραμμένη Μέγιστη Συνεχής Ισχύς του κινητήρα (σημείο M) είναι η μέγιστη ισχύς που απαιτείται από το ναυπηγείο ή τον ιδιοκτήτη για συνεχή λειτουργία του κινητήρα.

Το σημείο MP είναι το ίδιο με το συγκεκριμένο σημείο MCR της μηχανής (M) εκτός εάν υπάρχει εγκατεστημένη γεννήτρια που κινείται από τον άξονα της Κυρίας Μηχανής. Σε τέτοια περίπτωση, η επιπλέον απαιτούμενη ισχύς της γεννήτριας του άξονα πρέπει επίσης να ληφθεί υπ' όψη.

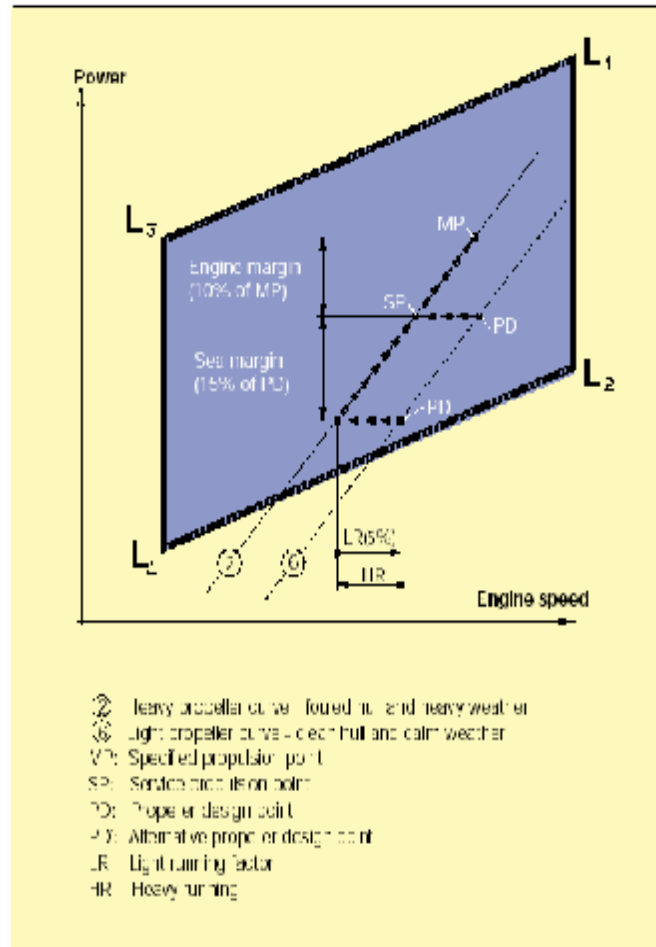
Λειτουργία με μειωμένη ή αυξημένη φόρτιση, ρυπασμένη γάστρα και περιθώριο θάλασσας είναι επικαλυπτόμενοι όροι. Η λειτουργία με μειωμένη ή αυξημένη φόρτιση της έλικας αφορά την χειροτέρευση της γάστρας και της έλικας, τον άσχημο καιρό και το περιθώριο της θάλασσας, δηλαδή, πρόσθετη ισχύς στην έλικα αφορά την επίδραση του ανέμου και της θάλασσας.

Βασιζόμενοι σε εμπειρία και στοιχεία από την πράξη, φαίνεται λογικό να σχεδιαστεί η έλικα για λειτουργία με μειωμένη φόρτιση κατά 2.5 - 5%. Όμως, ο βαθμός της μειωμένης φόρτισης πρέπει να αποφασιστεί με βάση την εμπειρία από πραγματικές καταστάσεις λειτουργίας και την σχεδίαση της γάστρας.

Για τις 2-X μηχανές, που ο κατασκευαστής προσφέρει την δυνατότητα ρυθμίσεως σύμφωνα με τις επιθυμίες του πελάτη, το προσφερόμενο πεδίο λειτουργίας τους περιορίζεται από δύο ευθείες μέσης πίεσης (μερ) L1 - L3 και L2 - L4 και από δύο ευθείες σταθερής ταχύτητας της μηχανής, L1 - L2 και L3 - L4, Σχήμα 3.9.

Το σημείο L1 αντιστοιχεί στην ονομαστική μέγιστη συνεχή ισχύ του συγκεκριμένου τύπου μηχανής. Μέσα στο πεδίο λειτουργίας υπάρχει απόλυτη

ελευθερία να επιλέξει κανείς και να ορίσει ως MCR (maximum continuous rating, μέγιστη συνεχής λειτουργία) οποιοδήποτε σημείο M και το αντίστοιχο σημείο βέλτιστης λειτουργίας O (όπως θα δούμε παρακάτω), που είναι το βέλτιστο για το πλοίο και τις προδιαγραφές χρήσεως και λειτουργίας.



**Σχήμα 3.9:** Σημεία λειτουργίας προώσεως και πεδίο λειτουργίας μηχανής

Με βάση τα σημεία λειτουργίας της μηχανής και της προώσεως, όπως βρέθηκαν προηγουμένως, μπορεί κανείς να σχεδιάσει (στο ίδιο διάγραμμα) το πεδίο λειτουργίας μίας σχετικής μηχανής. Το συγκεκριμένο σημείο MCR (M) πρέπει να βρίσκεται μέσα στα περιθώρια του πεδίου λειτουργίας, εάν δεν είναι, η ταχύτητα της έλικας θα πρέπει να αλλάξει ή κάποιος άλλος τύπος Κύριας Μηχανής πρέπει να εκλεγεί. Ωστόσο σε ειδικές περιπτώσεις, το σημείο M μπορεί να βρίσκεται δεξιά της γραμμής L1 - L2 .

Το σημείο βέλτιστης λειτουργίας O είναι ο συνδυασμός ισχύος και ταχύτητας περιστροφής (rating) όπου γίνεται η σύζευξη κινητήρα - υπερσυμπιεστή και στον οποίο ρυθμίζονται ο χρονισμός της μηχανής και ο λόγος συμπίεσης. Όπως φαίνεται στα επόμενα Σχήματα στην παράγραφο "Διάγραμμα Λειτουργίας", το σημείο βέλτιστης λειτουργίας τοποθετείται

στην γραμμή 1 του διαγράμματος φόρτισης, και η βέλτιστη ισχύς μπορεί να είναι από 85 έως 100% της ισχύος του σημείου M, όταν ληφθούν υπ' όψη ο υπερπληρωτής και ο χρονισμός (εγχύσεως καυσίμου) της μηχανής.

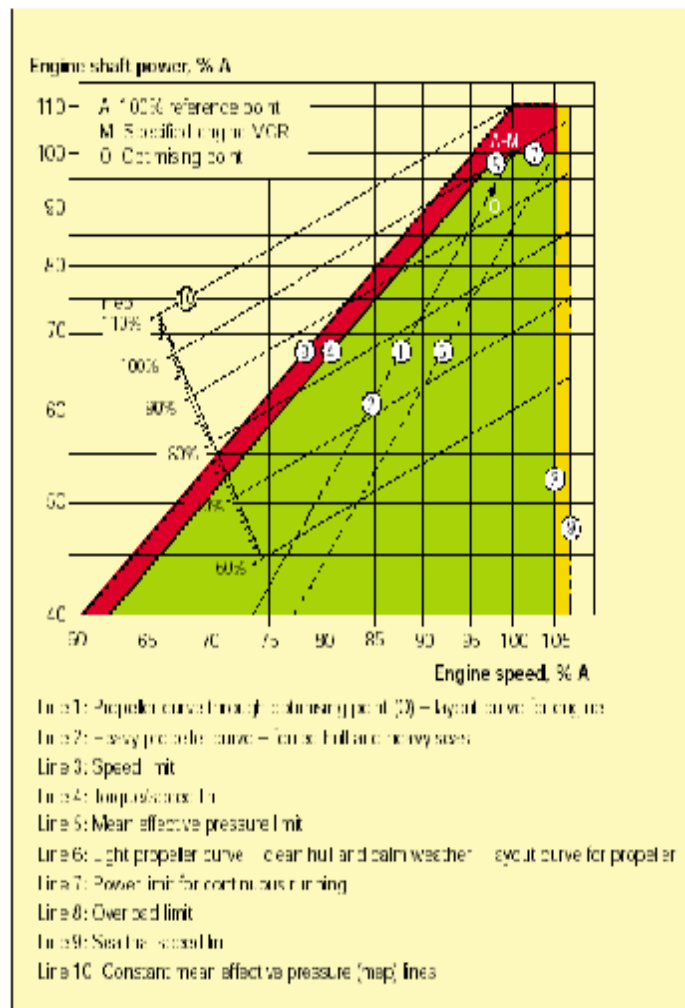
Το σημείο βέλτιστης λειτουργίας O πρέπει να τοποθετείται μέσα στο πεδίο λειτουργίας της μηχανής. Σε μερικές περιπτώσεις, το καθορισμένο σημείο MCR, M, μπορεί να τοποθετείται έξω από το πεδίο λειτουργίας, αλλά μόνον δεξιά της γραμμής L1 - L2 και, φυσικά μόνο όταν το σημείο βέλτιστης λειτουργίας O βρίσκεται μέσα στο πεδίο λειτουργίας.

Το διάγραμμα φόρτισης καθορίζει τα όρια ισχύος και στροφών λειτουργίας για συνεχή καθώς και για υπερφορτισμένη λειτουργία, ενός εγκατεστημένου κινητήρα που έχει σημείο βέλτιστης λειτουργίας O και καθορισμένο σημείο MCR, M, που ανταποκρίνεται στις προδιαγραφές του πλοίου.

Το σημείο A είναι ένα σημείο αναφοράς 100% ισχύος και στροφών του διαγράμματος φορτίσεως και ορίζεται ως το σημείο της καμπύλης της έλικας που περνά από το σημείο βέλτιστης λειτουργίας, O, και έχει την καθορισμένη ισχύ MCR.

Κανονικά, το σημείο M είναι το ίδιο με το σημείο A, αλλά σε ειδικές περιπτώσεις, όπως για παράδειγμα όταν υπάρχει γεννήτρια στον άξονα, το σημείο M μπορεί να τοποθετηθεί στα δεξιά του σημείου A στην γραμμή 7. Τα σημεία υπηρεσίας του εγκατεστημένου κινητήρα συμπεριλαμβάνουν την απαιτούμενη ισχύ του κινητήρα για την πρόωση του πλοίου και για την γεννήτρια του άξονα, εάν υπάρχει. Η περιοχή συνεχούς λειτουργίας ορίζεται από τις τέσσερις γραμμές 4, 5, 7 και 3 (9), Σχήμα 3.10:





**Σχήμα 3.10:** Διάγραμμα φόρτισης μηχανής

*Γραμμή 3 και γραμμή 9:*

Η γραμμή 3 αντιστοιχεί στην μέγιστη ταχύτητα περιστροφής που μπορεί να γίνει αποδεκτή για συνεχή λειτουργία, δηλαδή, 105% του A, ωστόσο όχι πάνω από το 105 % του L1. Κατά την διάρκεια δοκιμών θαλάσσης η μέγιστη ταχύτητα μπορεί να επεκταθεί ως το 107% του A (γραμμή 9). Τα παραπάνω όρια μπορούν γενικά να επεκταθεί στο 105% και κατά την διάρκεια των δοκιμών στο 107% της ονομαστικής ταχύτητας λειτουργίας της μηχανής L1, μόνον όμως όταν οι συνθήκες των στρεπτικών ταλαντώσεων το επιτρέπουν. Το όριο υπερτάχυνσης είναι 109% της ταχύτητας στο A, όμως μπορεί να μετακινηθεί και στο 109% της ονομαστικής ταχύτητας του L1, δεδομένου ότι οι συνθήκες των στρεπτικών ταλαντώσεων το επιτρέπουν.

*Γραμμή 4 :*

Αντιπροσωπεύει το όριο μέχρι το οποίο υπάρχει ικανοποιητική ποσότητα αέρα για καύση και θέτει έναν περιορισμό στον μέγιστο συνδυασμό ροπής και ταχύτητας.

*Γραμμή 5 :*

Αντιστοιχεί στο μέγιστο επίπεδο μέσης πίεσης (mean effective pressure,  $mep$ ), που μπορεί να γίνει αποδεκτό για συνεχή λειτουργία.

*Γραμμή 7:*

Αντιπροσωπεύει την μέγιστη ισχύ για συνεχή λειτουργία.

*Γραμμή 10:*

Αντιστοιχούν στις ευθείες σταθερής μέσης ενεργού πίεσης ( $mep$  lines). Η γραμμή 5 είναι ίδια με την 100%  $mep$  line. Οι γραμμές σταθερής μέσης ενεργού πίεσης αποτελούν μια ένδειξη του εγχυόμενου καυσίμου του κινητήρα.

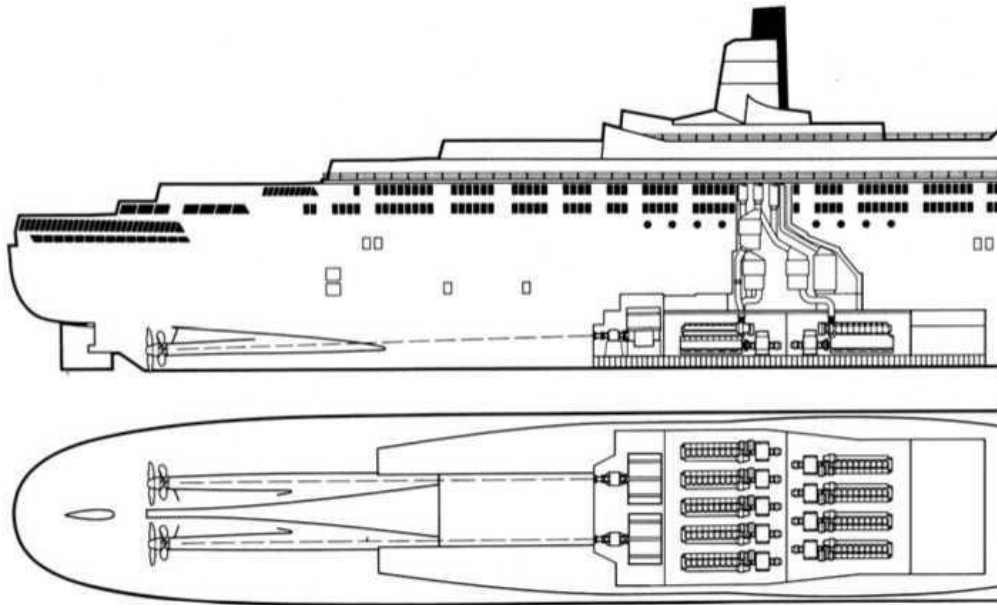
*Γραμμή 8:*

Αντιπροσωπεύει τους περιορισμούς για λειτουργία με υπερφόρτιση. Η περιοχή μεταξύ των γραμμών 4, 5, 7 και της διακεκομμένης γραμμής 8 στο Σχήμα 3.10 είναι διαθέσιμη για λειτουργία με υπερφόρτιση για περιορισμένες χρονικές περιόδους μόνο (1 ώρα κάθε 12 ώρες).

### 3.11 ΝΤΗΖΕΛΟΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΠΡΩΩΣΗ

Η ντηζελοηλεκτρική πρόωση βασίζεται στη χρησιμοποίηση των πετρελαιοκινητήρων ως ηλεκτροπαραγωγών ζευγών, την ισχύ των οποίων παραλαμβάνουν ηλεκτροκινητήρες, οι οποίοι κινούν τις έλικες του πλοίου. Οι χρησιμοποιούμενοι κινητήρες είναι μεσόστροφες και ταχύστροφες τετράχρονες πετρελαιομηχανές. Η συγκεκριμένη μέθοδος προώσεως εφαρμόζεται σε ειδικές κατηγορίες πλοίων, όπως ερευνητικά σκάφη, παγοθραυστικά, πλοία αναψυχής, ποντίσεως καλωδίων, σε μερικούς τύπους πολεμικών, καθώς και στα συμβατικά υποβρύχια.

Τα κυριότερα πλεονεκτήματα της συγκεκριμένης μεθόδου είναι ο ακριβής έλεγχος της ταχύτητας του πλοίου, η ικανότητα γρήγορης αναστροφής, η χαμηλή στάθμη θορύβου των μηχανών, η υψηλή ροπή στρέψεως που δίνουν οι ηλεκτροκινητήρες σε χαμηλές στροφές της έλικας και η μεγάλη ευελιξία ως προς το μέγεθος, τη διάταξη των μηχανών και το χώρο του μηχανοστασίου (σχ. 3.11).



**Σχήμα 3.11:** Νηζελοηλεκτρική πρόωση πλοίου αναψυχής, με δύο ζεύγη αντιπεριστρεφόμενων ελίκων

Η ικανότητα τοποθέτησής σε διαφορετικούς χώρους των ηλεκτροπαραγωγών ζευγών από τους ηλεκτροκινητήρες προώσεως, παρέχει πολύ μεγάλη ευελιξία στη σχεδίαση του πλοίου και στην εγκατάσταση προώσεως. Ως παράδειγμα αναφέρεται ότι έχουν τοποθετηθεί ηλεκτροπαραγωγά ζεύγη ακόμη και σε εμπορευματοκιβώτια στο κατάστρωμα. Ιδιαίτερα στα πλοία αναψυχής και στα επιβατηγό πλοία, με τη χρησιμοποίηση της συγκεκριμένης λύσεως, αντιμετωπίζονται ολοκληρωμένα και οι αυξημένες ανάγκες ηλεκτρικής ισχύος των πλοίων αυτών. Με σωστή διαχείριση των κινητήρων, που βρίσκονται σε λειτουργία, μπορεί για διάφορες τιμές φορτίου οι κινητήρες που λειτουργούν να βρίσκονται στην περιοχή της βέλτιστης αποδόσεώς τους.

Τα συστήματα νηζελοηλεκτρικής προώσεως είναι βαρύτερα και ακριβότερα από τα αντίστοιχα συστήματα άμεσης και έμμεσης μεταδόσεως της κινήσεως. Επιπλέον, για δεδομένη εγκατεστημένη ισχύ, εμφανίζουν μικρότερο βαθμό αποδόσεως κατά 5 έως 10% σε σχέση με τα αντίστοιχα συστήματα με έμμεση μετάδοση της κινήσεως με χρήση μειωτήρα. Τα συστήματα νηζελοηλεκτρικής προώσεως διακρίνονται σε τρεις κατηγορίες, ανάλογα με τον τύπο των γεννητριών και των κινητήρων που χρησιμοποιούνται: εναλλασσόμενου / εναλλασσόμενου, συνεχούς / συνεχούς και εναλλασσόμενου / συνεχούς ρεύματος.

Το σύστημα εναλλασσόμενου/εναλλασσόμενου ρεύματος περιλαμβάνει διαφορετικά ηλεκτροπαραγωγά ζεύγη εναλλασσόμενου ρεύματος, με σύγχρονες ηλεκτρογεννήτριες και ένα ηλεκτροκινητήρα εναλλασσόμενου ρεύματος χαμηλής ταχύτητας περιστροφής για κάθε έλικα. Περιλαμβάνονται επίσης οι

απαραίτητες εγκαταστάσεις διεγέρσεως και ελέγχου της προώσεως. Η κατηγορία αυτή εμφανίζει γενικά το μικρότερο κόστος κτήσεως και λειτουργίας καθώς και το μικρότερο βάρος ανά εγκατεστημένο ίππο. Η παρεμβολή μειωτήρα μεταξύ ηλεκτροκινητήρα και έλικας, επιτρέπει τη χρησιμοποίηση φθηνότερων ταχυστρόφων και όχι αργοστρόφων συγχρόνων ηλεκτροκινητήρων.

Τα συστήματα συνεχούς ρεύματος, εμφανίζουν μεγαλύτερο κόστος κτήσεως και λειτουργίας από τα προηγούμενα, ενώ διαθέτουν και μικρότερους βαθμούς αποδόσεως. Όμως επιτρέπουν την ιδιαίτερα ακριβή ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής της έλικας έως και στο 1% των ονομαστικών στροφών λειτουργίας, μεταφέροντας το 100% της ισχύος. Για το λόγο αυτό αποτελούν ιδανική λύση για παγοθραυστικά σκάφη. Τα συστήματα αυτά δεν χρησιμοποιούνται για μεγάλες τιμές εγκατεστημένης ισχύος. Οι λοιπές ανάγκες του πλοίου καλύπτονται από γεννήτριες εναλλασσόμενου ρεύματος.

Τα συστήματα εναλλασσόμενου/συνεχούς ρεύματος είναι προτιμότερα από τα συστήματα συνεχούς/συνεχούς ρεύματος για τις περισσότερες των εγκαταστάσεων, λόγω του μικρότερου κόστους των γεννητριών εναλλασσόμενου ρεύματος. Για μείωση του όγκου και του βάρους της εγκαταστάσεως, όσο αυξάνει η ισχύς αυξάνει και η τάση λειτουργίας. Για τάσεις μεγαλύτερες των 600 V χρησιμοποιούνται μετασχηματιστές για τη μείωση της τάσεως στα 600 V, ώστε να μπορεί το ρεύμα να εισέλθει στη διάταξη των ανορθωτών ημιαγωγών και να μετατραπεί σε συνεχές (750 V).

### 3.12 ΜΗ ΣΥΜΒΑΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΠΡΩΩΣΕΩΣ

Ένα σύγχρονο σύστημα, το οποίο βρίσκει συνεχώς και περισσότερες εφαρμογές για την πρόωση πλοίων, αποτελείται από ατρακτοειδές εξωτερικό κέλυφος, το οποίο περιβάλλει ηλεκτροκινητήρα, άμεσα συνδεδεμένο με μία ή δύο έλικες σταθερού ή μεταβλητού βήματος. Στην περίπτωση που υπάρχουν δύο έλικες, αυτές μπορεί να περιστρέφονται κατά την ίδια φορά (σχ. 3.12 ) ή να είναι αντιπεριστρεφόμενες. Το κέλυφος στηρίζεται σε πρόβολο μορφής πτερυγίου, το οποίο μπορεί να περιστρέφεται μαζί με το κέλυφος γύρω από κατακόρυφο άξονα, επιτρέποντας τη γρήγορη αλλαγή στη διεύθυνση της παρεχόμενης ώσεως από τις έλικες. Έτσι δεν απαιτείται η ύπαρξη ανεξάρτητου πηδαλίου. Επιπλέον, η πλήρης περιστροφή του συστήματος κατά 360° προσδίδει εντυπωσιακές δυνατότητες ελιγμών στο πλοίο. Οι έλικες μπορεί να είναι ελεύθερες ή να περιβάλλονται από κυλινδρικό αγωγό.



**Σχήμα 3.12:** Στο εικονιζόμενο σύστημα οι έλικες μεταβλητού βήματος περιστρέφονται κατά την ίδια φορά

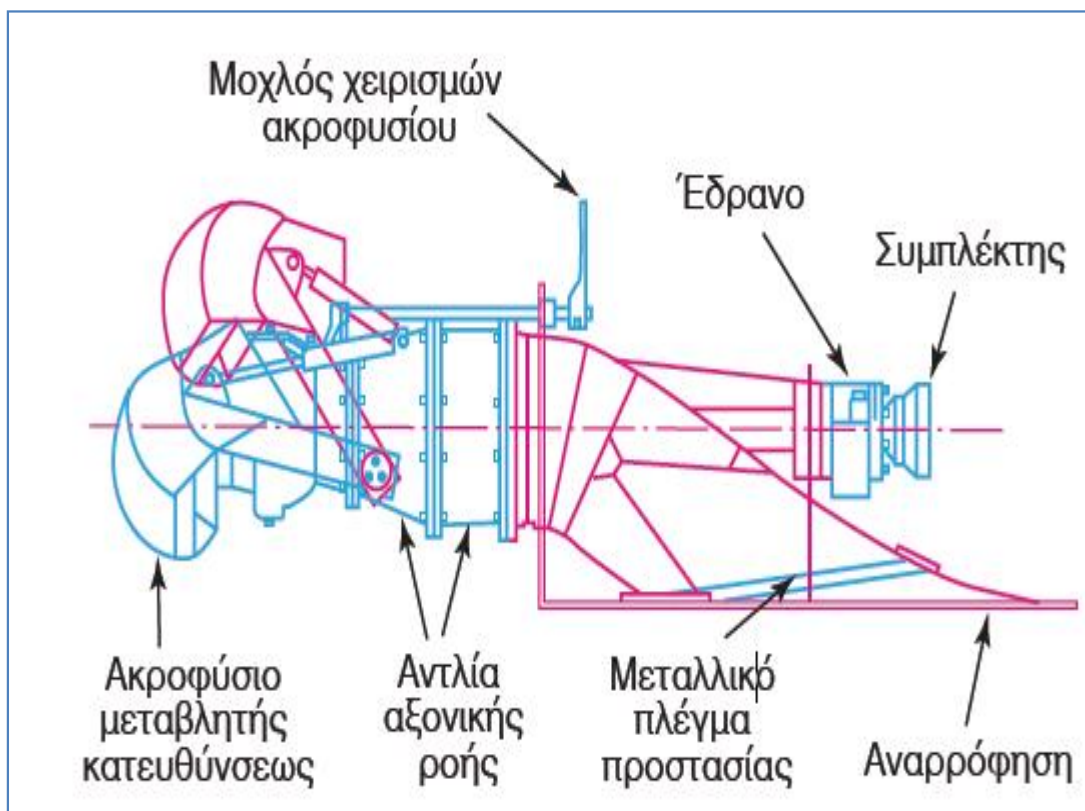
Το σύστημα στην ουσία είναι σύστημα νηζελοηλεκτρικής προώσεως, με τη διαφορά ότι ο ηλεκτροκινητήρας βρίσκεται εξωτερικά του σκάφους. Τα κυριότερα πλεονεκτήματα του συστήματος είναι τα εξής:

- Αυξημένη ικανότητα ελιγμών.
- Μικρότερος χρόνος επιταχύνσεως και επιβραδύνσεως του σκάφους.
- Αυξημένη προωστική απόδοση (μέχρι και 10% σε σχέση με συμβατικό σύστημα ελίκων).
- Απουσία ατράκτων μεταδόσεως της κινήσεως.
- Απουσία ανεξαρτήτων πηδαλίων.
- Πολύ καλή ψύξη του ηλεκτροκινητήρα από το νερό που περιβάλλει το κέλυφος και απουσία συστήματος ψύξεώς του.
- Χαμηλή στάθμη θορύβου και ταλαντώσεων.
- Μειωμένος αριθμός μηχανικών μερών.
- Απλούστερη διαδικασία συντηρήσεως και δυνατότητα τοποθετήσεως των κυρίων μηχανών σε οποιαδήποτε θέση εντός του σκάφους.

- Η τοποθέτηση του ηλεκτροκινητήρα εκτός του σκάφους αυξάνει το διαθέσιμο χώρο για εκμετάλλευση.
- Η μεγάλη ικανότητα ελιγμών κάνει περιττή την τοποθέτηση ωστικών ελίκων ελιγμών στην πρύμνη του πλοίου.
- Το σύστημα μπορεί να τοποθετηθεί και να αφαιρεθεί πολύ εύκολα, ακόμη και χωρίς δεξαμενισμό του σκάφους.

Το παραπάνω σύστημα βρίσκεται ήδη εφαρμογές σε μεγάλα πλοία αναψυχής και πλοία μεταφοράς οχημάτων, σε πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων, σε εξέδρες αντλήσεως πετρελαίου κ.ά.

Η πρόωση με τη χρήση δέσμης νερού στηρίζεται στην αρχή δράσεως-αντιδράσεως. Μία υδροδυναμική αντλία αξονικής ροής αναρροφά νερό από το κάτω μέρος της γάστρας και το εκτοξεύει, μέσω ενός ρυθμιζόμενου ακροφυσίου, με μεγάλη ταχύτητα προς τα πίσω. Λόγω της μεταβολής της ορμής του νερού δημιουργείται ώθηση του σκάφους προς τα εμπρός. Με τη βοήθεια πτερυγίων, η δέσμη μπορεί να κατευθυνθεί αριστερά-δεξιά, ωθώντας αντίστοιχα και το σκάφος, ενώ με την κάθοδο ειδικού εκτροπέα, η δέσμη κατευθύνεται προς τα εμπρός, ωθώντας το σκάφος ανάποδα (σχ. 3.13).



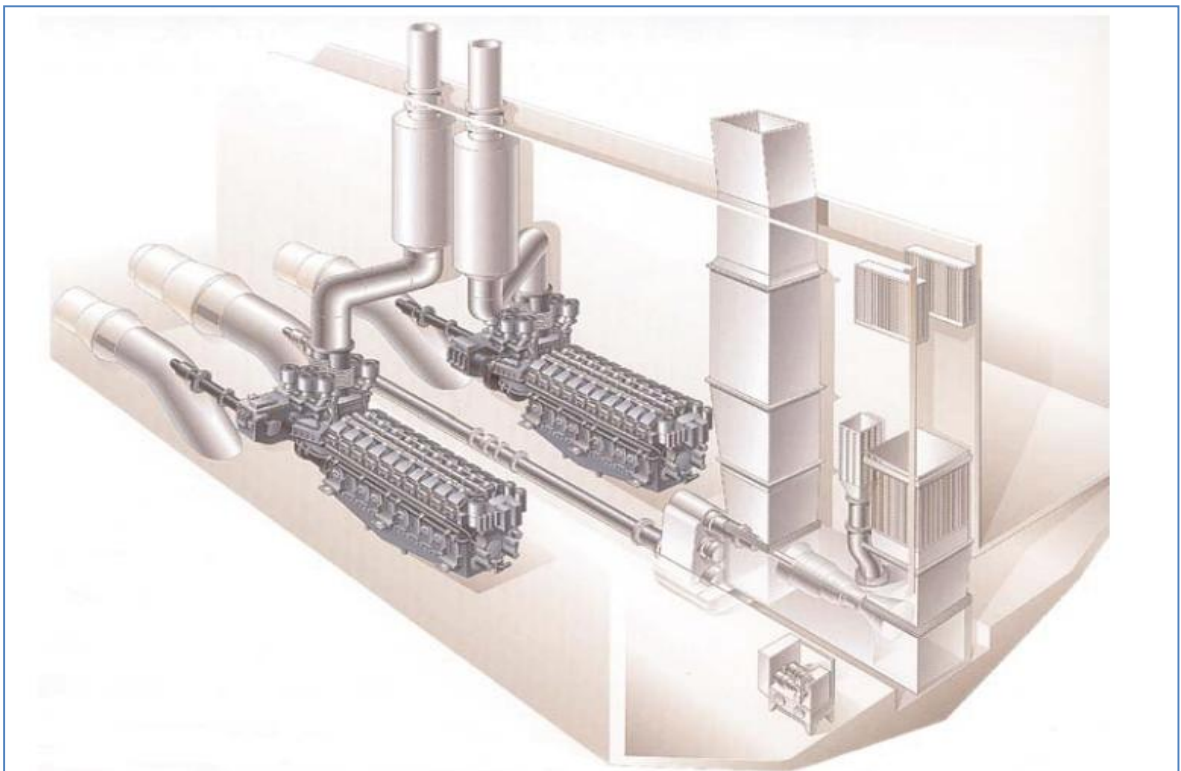
**Σχήμα 3.13:** Σύστημα προώσεως με δέσμη νερού, όπου διακρίνεται ο εκτροπέας της δέσμης σε ανεβασμένη και κατεβασμένη θέση

Η εύκολη κατεύθυνση και εκτροπή της δέσμης επιτρέπει την αυξημένη ικανότητα ελιγμών, ενώ η μεγάλη ταχύτητα της δέσμης και η απουσία

εξωτερικής έλικας επιτρέπει την ανάπτυξη πολύ υψηλών ταχυτήτων, χωρίς κίνδυνο εμφανίσεως σπηλαιώσεως. Το σύστημα χρησιμοποιείται από μικρά ταχύπλοα σκάφη έως μεγάλου μεγέθους πλοία απλής και διπλής γάστρας (σχ. 3.14), υψηλών ταχυτήτων (εμπορικά και πολεμικά).

Τα κυριότερα πλεονεκτήματα της μεθόδου είναι τα εξής:

- Επίτευξη υψηλών ταχυτήτων πλεύσεως.
- Μεγάλη ικανότητα ελιγμών.
- Μεγάλη ασφάλεια σε ρηγά νερά, λόγω απουσίας εκτεθειμένης έλικας.
- Ταχύτατη επιβράδυνση και αναστροφή της κινήσεως του σκάφους.
- Ταχύτατη επιτάχυνση.
- Υψηλή απόδοση προώσεως.
- Υψηλή θερμική απόδοση της μηχανής, αφού λειτουργεί στη βέλτιστη περιοχή στροφών.
- Μεγάλη διάρκεια ζωής της μηχανής (για τον ίδιο λόγο).
- Απλότητα στην κατασκευή και τοποθέτηση.
- Μειωμένη αντίσταση στη ροή.
- Αποφυγή σπηλαιώσεως στις υψηλές ταχύτητες.
- Μειωμένες ταλαντώσεις και θόρυβοι στις υψηλές ταχύτητες.
- Ευκολία συνεργασίας με συστήματα συνδυασμένης προώσεως πετρελαιοκινητήρων και αεροστροβίλων



**Σχήμα 3.14:** Σύστημα προώσεως με δέσμες νερού σε πλοίο απλής γάστρας. Δύο μεσόστροφες πετρελαιομηχανές κινούν ισάριθμες αξονικές αντλίες, ενώ μία τρίτη κεντρική παίρνει κίνηση από αεριοστροβίλο

### 3.13 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΝΑΣΤΡΟΦΗΣ

Η αναστροφή της κινήσεως του πλοίου είναι μία από τις σημαντικότερες λειτουργίες, γίνεται δε ακόμη πιο σημαντική στα επιβατηγό και τα οχηματαγωγά πλοία, λόγω της μεγάλης συχνότητας εισόδου και εξόδου σε λιμάνια. Οι μέθοδοι επιτεύξεως αναστροφής της κινήσεως περιγράφονται στη συνέχεια.

#### 3.13.1 Ανάστροφη με τη χρήση αναστροφέα (ρεβέρσα)

Το σύστημα χρησιμοποιείται σε μη αναστρεφόμενες μηχανές και με έλικες σταθερού βήματος. Η μέθοδος χρησιμοποιείται σε σκάφη που φέρουν μηχανές μικρής ισχύος (μεσόστροφες και κυρίως ταχύστροφες) ή σε πλοία με διάταξη ηλεκτροκινήσεως. Ο αναστροφέας μπορεί να είναι μηχανικός ή ηλεκτρικός. Στην περίπτωση μηχανικού αναστροφέα χρησιμοποιείται επιπλέον ζεύγος οδοντωτών τροχών για την αλλαγή της φοράς περιστροφής του άξονα της έλικας, οι οποίοι βρίσκονται συνεχώς συζευγμένοι, ενώ η επιλογή της κινήσεως πρόσω ή ανάποδα πραγματοποιείται με την επιλογή του κατάλληλου συμπλέκτη. Ο επιπλέον αριθμός οδοντωτών τροχών αυξάνει τις μηχανικές απώλειες. Στην περίπτωση χρήσεως ηλεκτροκινήσεως, η αναστροφή της φοράς περιστροφής επιτυγχάνεται με την αλλαγή φοράς περιστροφής του ηλεκτροκινητήρα.

#### 3.13.2 Ανάστροφη με χρήση ελικών μεταβλητού βήματος (Controlable Pitch Propellers-CPP)

Με το σύστημα αυτό εφοδιάζονται συνήθως πλοία με μηχανές μέσου αριθμού στροφών, οι οποίες στρέφονται πάντα κατά την ίδια φορά. Τα πτερύγια της έλικας δεν είναι σταθερά, αλλά έχουν τη δυνατότητα, με τη βοήθεια ενός υδραυλικού ή ηλεκτρικού μηχανισμού, να στρέφουν περί άξονα, μεταβάλλοντας το βήμα τους τόσο σε θετικές όσο και σε αρνητικές γωνίες. Το σύστημα αυτό είναι ευρύτατα διαδεδομένο, λόγω των πολλών πλεονεκτημάτων που παρουσιάζει, ιδιαίτερα δε σε πλοία που η συχνότητα χειρισμών είναι πολύ μεγάλη (π.χ. παράκτια ναυτιλία). Παρέχει τη δυνατότητα απολύτου ελέγχου των χειρισμών του πλοίου από τη γέφυρα, ενώ προσφέρει ταχύτατη απόκριση στην αλλαγή της κινήσεως και μεγάλη ικανότητα ελιγμών. Όταν τα πτερύγια της έλικας τεθούν σε θέση μηδενικού βήματος, τότε δεν παρέχεται ώθηση στο πλοίο.



### 3.13.3 Άμεση αναστροφή της μηχανής

Το σύστημα αυτό χρησιμοποιείται ευρύτατα σε πλοία που είναι εφοδιασμένα με μεγάλες αργόστροφες δίχρονες πετρελαιομηχανές και μεγάλης διαμέτρου έλικες σταθερού βήματος, αλλά και σε τετράχρονες μεσόστροφες πετρελαιομηχανές. Το σύστημα αυτό έχει αποδείξει στην πράξη ότι είναι ιδιαίτερα αξιόπιστο και ασφαλές.

Για την αλλαγή της φοράς περιστροφής της μηχανής απαιτείται να αλλάξει ο χρονισμός των βαλβίδων, καθώς και του συστήματος εγχύσεως, αφού αλλάζει η σειρά εναύσεως των κυλίνδρων της μηχανής, ενώ η αντίθετη φορά περιστροφής μεταβάλλει το σχετικό χρονισμό μεταξύ της κινήσεως των βαλβίδων και της εγχύσεως του καυσίμου. Για τους λόγους αυτούς απαιτούνται διαφορετικά έκκεντρα στους εκκεντροφόρους άξονες. Τα έκκεντρα ανάστροφης λειτουργίας βρίσκονται τοποθετημένα δίπλα στα κανονικά έκκεντρα, ενώ η εμπλοκή τους πραγματοποιείται με αξονική μετατόπιση των εκκεντροφόρων αξόνων. Για τη διευκόλυνση της εμπλοκής των διαφορετικών εκκέντρων, χρησιμοποιείται κατάλληλη διαμόρφωσή τους, ώστε να υπάρχει ομαλή μεταβολή της διατομής τους από το ένα έκκεντρο στο άλλο ή υπάρχει πρόβλεψη για ανύψωση του τροχίσκου του ωστηρίου, που έρχεται σε επαφή με το έκκεντρο. Η αξονική μετακίνηση του εκκεντροφόρου άξονα πραγματοποιείται με τη χρήση υδραυλικών μηχανισμών.

Για την εκκίνηση της μηχανής σε ανάστροφη φορά, ο πεπιεσμένος αέρας εκκινήσεως πρέπει να διοχετευθεί σε διαφορετικό κύλινδρο. Η αλλαγή αυτή πραγματοποιείται στο σύστημα της βαλβίδας του αέρα εκκινήσεως.

Προς αποφυγή σφαλμάτων και βλαβών κατά την εκκίνηση και αναστροφή της μηχανής, χρειάζεται να ληφθούν τα ακόλουθα μέτρα:

- Ο μηχανισμός αργής στρέψεως της μηχανής (κρίκος) πρέπει να είναι απενεργοποιημένος και ασφαλισμένος, ώστε να είναι δυνατή η εκκίνησή της.
- Το σύστημα αέρα εκκινήσεως πρέπει να είναι ασφαλισμένο καθ' όλη τη διάρκεια της μετατοπίσεως του εκκεντροφόρου άξονα, ώστε να μην υπάρχει κίνδυνος παροχής αέρα εκκινήσεως με τον εκκεντροφόρο σε ενδιάμεση θέση.
- Η παροχή καυσίμου κατά τη στιγμή της εκκινήσεως, ανεξάρτητα από τη φορά περιστροφής, είναι σημαντικά περιορισμένη, για να αποφεύγεται η πρόκληση αυξημένων πιέσεων.
- Όταν τα χειριστήρια βρίσκονται στο μέσον (δηλ. στη θέση STOP), πρέπει να εξασφαλίζεται ότι μηδενίζονται οι παροχές καυσίμου και αέρα

## 4. ΣΥΣΤΗΜΑ ΚΙΝΗΣΗΣ ΠΛΟΙΟΥ 850 HP

### 4.1 ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ

Ο κινητήρας Diesel χρησιμοποιείται σήμερα περισσότερο από οποιαδήποτε μηχανή για την πρόωση πλοίων. Σημαντικότερο λόγο αποτελεί ο βαθμός απόδοσής του, ο οποίος σε μεγάλες τιμές ισχύος ξεπερνά το 50%. Γενικά ως θερμική μηχανή ο κινητήρας Diesel έχει τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης, αλλά και σε όλες τις ναυτικές εφαρμογές έχει υψηλότερο β.α. από τις μηχανές που τον ανταγωνίζονται. Έχει μεγάλο αρχικό κόστος, βάρος, όγκο και έξοδα συντήρησης. Οι βραδύστροφοι κινητήρες Diesel μεγάλης ισχύος (πάνω από 4000 PS) έχουν μελετηθεί, σχεδιαστεί και κατασκευαστεί ειδικά ως ναυτικές μηχανές πρόωσης.

- Υψηλή απόδοση
- Απλότητα κατασκευής
- Μεγάλη αξιοπιστία
- Συνήθως με δυνατότητα αναστροφής

Πολλοί μεσόστροφοι και ταχύστροφοι κινητήρες έχουν υποστεί κατάλληλες μετατροπές ώστε να προσαρμοστούν στις απαιτήσεις μιας ναυτικής μηχανής. Τέτοιες μετατροπές περιλαμβάνουν:

- Προσθήκη διάταξης για την μείωση στροφών (μειωτήρας)
- Δυνατότητα αναστροφής της φοράς περιστροφής (μειωτήρας και συμπλέκτης ή αναστροφή της μηχανής)
- Αντικατάσταση του ψυγείου αέρα με ψυγείο θάλασσας
- Αναπροσαρμογή της ονομαστικής ισχύος του κινητήρα για αυξημένη αξιοπιστία σε ναυτικές εφαρμογές.

#### 4.1.1 Παραδοχές λειτουργίας κινητήρα

Για να υπολογίσουμε τα κατασκευαστικά στοιχεία του κινητήρα κάνουμε μερικές απλοποιημένες παραδοχές. Αναλυτικότερα, θεωρούμε ότι:

- § Έχουμε σταθερή ταχύτητα πλεύσεως, άρα ο κινητήρας δουλεύει σε σταθερά φορτία
- § Ο κινητήρας δουλεύει πάντα στο πλήρες φορτίο και με τη μέγιστη ισχύ του

- § Χρησιμοποιούμε κινητήρα «φυσικής αναπνοής» και όχι υπερπληρωμένο (turbo)

#### 4.1.2 Επιλογή τύπου κινητήρα

Με τις παραπάνω παραδοχές και για ισχύ 850HP καταλήγουμε σε τύπο κινητήρα «**DIESEL**». Στη συνέχεια υπολογίζουμε την ισχύ του κινητήρα σε kW.

$$P = 850\text{HP} \cdot 735,5 \frac{\text{W}}{\text{HP}} = 625175\text{W} = 625,2\text{KW}$$

Για ισχύ κάτω από 3000KW τα σκάφη είναι μικρά ταχύπλοα και έχουν τετράχρονο (4-χ) ταχύστροφο κινητήρα.

Στη συνέχεια γίνεται επιλογή 4-Χ ταχύστροφο κινητήρα με τα εξής τεχνικά χαρακτηριστικά:

- § Διάμετρος Εμβόλου-κυλίνδρου:  $D = 159 \text{ mm} = 0,16 \text{ m}$
- § Διαδρομή Εμβόλου:  $S = 159 \text{ mm} = 0,16 \text{ m}$ .

Επειδή  $D=S$ , ο κινητήρας είναι «τετραγωνικός».

- § Ταχύτητα Περιστροφής:  $n = 1800 \text{ RPM}$  (ταχύστροφος)
- § Διάταξη Κυλίνδρων Κινητήρα: V12, που σημαίνει ότι ο κινητήρας είναι δωδεκακύλινδρος με 2 σειρές των 6 κυλίνδρων σε διάταξη V. Ως γωνία μεταξύ των 2 σειρών κυλίνδρων επιλέγεται η  $60^\circ$  (V60).

#### 4.1.3 Λοιπά χαρακτηριστικά κινητήρα

- § Συνολικός Όγκος Εμβολισμού του Κινητήρα (κυβισμός):

$$V_H = Z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S,$$

όπου:  $Z$  = αριθμός των κυλίνδρων του κινητήρα  
 $D, S$ - όπως αναφέρθηκαν παραπάνω.

Άρα,

$$V_H = 12 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,159)^2}{4} \cdot 0,159 = 0,0379\text{m}^3 = 38\text{lt}$$

- § Όγκος Εμβολισμού ενός Κυλίνδρου:

$$V_h = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S = 3,14 \cdot \frac{0,159^2}{4} \cdot 0,159 = 0,00315\text{m}^3 \text{ ή } V_h = 3,15\text{lt}$$

- § *Στρεπτική Ροπή στην Πλήρη Ισχύ:* Η στρεπτική ροπή αποτελεί πολύ σημαντικό μέγεθος για την μηχανή γιατί εκφράζει την ικανότητα της για υπερκίνηση ορισμένης αντίστασης.

$$\text{Αναλυτικότερα, } M = \frac{P_e}{W}$$

όπου:  $P_e$ =η συνολική ισχύς του κινητήρα (πραγματική) = 850HP  
 $W$ = η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής =  $\pi \cdot n/30$  (n=στροφές).

Έτσι,

$$M = \frac{P_e}{W} = \frac{625175 \text{ W} \times 30}{3,14 \times 800 \text{ rpm}} = 3318 \text{ Nm}$$

- § *Βαθμός Συμπίεσης:* Ο βαθμός συμπίεσης είναι το κλάσμα του ολικού όγκου προς τον επιζήμιόγκο του κυλίνδρου. Ορίζεται δε ως ο λόγος του όγκου που καταλαμβάνει το μίγμα του καύσιμου, όταν το έμβολο βρίσκεται στο κάτω νεκρό σημείο, διά τον όγκο στον οποίο συμπιέζεται το ίδιο μίγμα, όταν το έμβολο έρχεται στο άνω νεκρό σημείο. Ποιοτικά ο βαθμός συμπίεσης προσδιορίζει την απόδοση του κινητήρα και την ποιότητα καυσίμου που μπορεί να χησιμοποιήσει. Στους κινητήρες DIESEL, στο πλήρες φορτίο, ο βαθμός συμπίεσης είναι:

$$e = \frac{V_c + V_h}{V_c} = \frac{16,7}{1} \Rightarrow V_c = \frac{V_h}{e - 1} \Rightarrow V_c = \frac{0,00315}{16,7 - 1}$$

Άρα ο επιζήμιος όγκος του κυλίνδρου είναι  $V_c=0,2 \text{ lt}$

- § *Μέση Ταχύτητα Εμβόλου:*  $\bar{C}_e = \frac{S \times n}{30} = \frac{0,159 \times 800}{30} = 9,54 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

- § *Μέση Πραγματική Πίεση Κινητήρα:* Η μέση πίεση είναι ίση με το ωφέλιμο έργο που παράγεται στον στρόφαλο ανοιγμένο στον ενεργό όγκο του κυλίνδρου. Με άλλα λόγια η μέση πίεση αποτελεί μέγεθος πυκνότητας έργου. Είναι μηχανικό μέγεθος και χαρακτηρίζει το επίπεδο της μηχανικής φόρτισης του κινητήρα. Εύλογο λοιπόν είναι ότι σε κενή

$$\text{(αφόρτιστη λειτουργία) του κινητήρα } \bar{p}_e = 0, \bar{p}_e = \frac{P_e}{Z \cdot V_h \cdot \frac{n}{30K}},$$

όπου:  $\bar{p}_e$  =η πραγματική ισχύς του κινητήρα,

$Z$ =ο αριθμός των κυλινδρων και

$K$ =αδιάστατο μέγεθος που για 4-χ κινητήρα είναι 4 ενώ για 2-χ είναι ίσο με 2.

Οπότε,

$$\bar{p}_e = \frac{P_e}{Z \times V_h \times \frac{n}{30K}} = \frac{(625,175 \times 1000) \text{ W}}{12 \times 0,00315 \times \frac{1800}{30 \times 4}} = 1102601 = 11,03 \text{ bar}$$

## 4.2 ΚΑΥΣΙΜΟ

Τα κύρια συστατικά των συνήθων καυσίμων ναυτικών μηχανών είναι ο άνθρακας (C), το υδρογόνο (H<sub>2</sub>), το θείο (S) και το άζωτο (N<sub>2</sub>) ενώ σε πολύ μικρές ποσότητες βρίσκονται ακόμη βανάδιο, αλουμίνιο και άλλα συστατικά. Η κατά μάζα περιεκτικότητα του καυσίμου στα επιμέρους στοιχεία συμβολίζεται με τα πεζά γράμματα c,h,s,n αντίστοιχα.

$$\text{Ισχύει } c+h+s+n=1$$

Με βάση τις μετρήσεις του κατασκευαστή για την ποιότητα καυσίμου στα ταχύπλοα που μελετάμε, έχουμε κάποιες παραδοχές για τα στοιχεία του καυσίμου. Αναλυτικότερα,

$$\S \text{ Θερμογόνος Δύναμη Καυσίμου (Diesel) } q_u = 42000 \frac{KJ}{Kg}$$

$$\S \text{ Πυκνότητα Καύσιμου } P_{Diesel} = 0,85 \frac{Kg}{lt}$$

$$\S \text{ Μέση Κατανάλωση Καυσίμου} = 113,6 \frac{lt}{hr}$$

Από τα δύο παραπάνω προκύπτει ότι η μέση κατανάλωση καυσίμου σε kg/hr

$$\text{είναι: } \dot{m}_B = 113,6 \cdot P_{Diesel} = 113,6 \cdot 0,85 = 96,56 \frac{kg}{hr}$$

$$\S \text{ Κατανάλωση Καυσίμου στο πλήρες φορτίο} = 162,8 \frac{lt}{hr}$$

$$\text{Άρα, } \dot{m}_B = 162,8 \cdot P_{Diesel} = 162,8 \cdot 0,85 = 138,38 \frac{Kg}{hr}$$

Όμως η  $\dot{m}_B$  περικλείει την ισχύ της μηχανής ( $\dot{m}_B = \frac{P_e}{n_e \cdot X_u}$ , όπου  $n_e$  ο πραγματικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα), οπότε για τον χαρακτηρισμό της οικονομικότητας μίας μηχανής χρησιμοποιείται η ειδική κατανάλωση καυσίμου  $\dot{b}_e$  που δίδεται από τον τύπο:

$$\dot{m}_B = \dot{b}_e \cdot P_e \Rightarrow \dot{b}_e = \frac{138,38 \frac{kg}{hr}}{625,175 KW} \Rightarrow \dot{b}_e = 0,221 \frac{kg}{KW \cdot h} = 221 \frac{g}{KW \cdot h}$$

Τη συνολική απόδοση του κινητήρα χαρακτηρίζει ο πραγματικός (ή ωφέλιμος) βαθμός απόδοσης  $n_e$  και δίδεται από τον τύπο:

$$n_e = \frac{1}{\dot{b}_e J_u} = \frac{1}{0,221 \frac{kg}{kwh} \cdot 42000 \frac{kJ}{kg}} = \frac{1}{0,221 \frac{kg}{3600 kj} \cdot 42000 \frac{kJ}{kg}} = 0,388 = 38,8\%$$

§ Θεωρώ Μηχανικό Βαθμό Απόδοσης:  $n_m = 0,98$  ή 98% (κυμαίνεται μεταξύ 95%-98%) λόγω των τριβών που υπάρχουν στα έμβολα.

Αναλυτικότερα,

§ Μέση Πίεση Τριβών: Ένα μέγεθος που χαρακτηρίζει αποκλειστικά την ποιότητα λειτουργίας του κινητήρα δηλαδή τη «μέση» στάθμη πίεσεως του αερίου στον κύλινδρο, είναι η μέση ενδεικνυόμενη πίεση  $\bar{p}_i$  και

$$\text{δίδεται από τον τύπο: } n_m = 1 - \frac{\bar{P}_r}{\bar{P}_i} = \frac{\bar{P}_e}{\bar{P}_i} \Rightarrow \bar{P}_i = \frac{11,026}{0,98} \Rightarrow \bar{P}_i = 11,251 \text{ bar}$$

Η μέση πίεση τριβών εξαρτάται κυρίως από τη μέση ταχύτητα εμβόλου και δίδεται, για τον 4-χ κινητήρα, από τον τύπο:

$$\left[ \bar{P}_r \right]_{4-x} = 0,56 + 0,10 X C_e + (0,3 - 0,02 X C_e) X \frac{\bar{P}_i}{10} = 1,64 \text{ bar}$$

Το συνολικό έργο των μηχανικών απωλειών  $W_r$  κατά έναν κύκλο λειτουργίας της μηχανής είναι:

$$W_r = \bar{p}_r X V_h = 1,637 X 10^5 \frac{N}{m^2} X 0,00315 m^3 = 516,66 J$$

Το ενδεικνυόμενο έργο που δεν αποδίδεται ολόκληρο στην άτρακτο του κινητήρα διότι μεσολαβούν οι μηχανικές απώλειες  $W_r$ , δίδεται από τον τύπο:

$$W_i = \bar{p}_i \cdot V_h = 11,251 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot 0,00315 m^3 = 3544 J$$

Επομένως το τελικό αποδιδόμενο στην άτρακτο του κινητήρα πραγματικό (ή ωφέλιμο) έργο είναι:

$$W_e = W_i - W_r = 3544 J - 516,655 J = 3027,35 J$$

Ο ενδεικνυόμενος β.α ορίζεται:  $n_i = \frac{W_i}{Q_B}$  ή  $n_i = \frac{Z X \frac{n}{30 K}}{Q_B X Z}$  ή  $n_i = \frac{P_i}{m X \dot{q}_u}$  A

Η ενδεικνυόμενη ισχύς μέσα στους κυλίνδρους είναι:

$$P_i = Z X W_i X \frac{n}{30 K} = 12 X 3544 X \frac{1800}{30 X 60} = 637920 W = 637,92 KW$$

$$\text{Από το } \boxed{A} \text{ ή } n_i = \frac{637,92}{\frac{138,30 \text{ kg}}{3600 \text{ s}} X \frac{200 \text{ kj}}{\text{kg}}} \text{ ή } n_i = 0,395 = 39,5\%$$

Ισχύει ότι  $n_e = n_m X n_i = 38\%$

### 4.3 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ

Οι κινητήρες Diesel αναρροφούν αέρα από τον χώρο του μηχανοστασίου. Η απαιτούμενη παροχή για όλους τους κινητήρες του μηχανοστασίου είναι:

$$\dot{m}_L = S \frac{\zeta}{\eta} \rho_e b e (m_g / m_b) \frac{\phi}{\psi} = S \dot{m}_g$$

Η παροχή αέρα πρέπει να προσαυξάνεται για την απαγωγή της θερμότητας που οφείλεται στις απώλειες ακτινοβολίας.

Συνήθως 2 ή 3  $\dot{m}_L$

Ενδεικτική τιμή για βαρύ καύσιμο 20 m<sup>3</sup>/kWh

Αναρροφήσεις με κατάλληλες διατάξεις ώστε να εμποδίζεται η είσοδος του θαλασσινού νερού και φίλτρα για μεγάλα αντικείμενα ή σκόνη (ρύπανση των φίλτρων αέρα των κινητήρων Diesel). Ο αέρας κατευθύνεται προς τις αναρροφήσεις των κινητήρων και προς σημεία που απαιτούν ψύξη ή αερισμό (π.χ. θέσεις προσωπικού).

Εναλλάκτης θερμότητας ο οποίος μεταφέρει μέρος της υπολειπόμενης μετά τον υπερπληρωτή ενέργειας του καυσαερίου σε νερό και υδρατμό. Ο παραγόμενος ατμός μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε για θερμαντικούς σκοπούς είτε σε στροβιλογεννήτρια για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Με χρήση στροβιλογεννήτριας είναι πολλές φορές δυνατή η κάλυψη των εν πλω αναγκών του πλοίου σε ηλεκτρική ισχύ κατά την κανονική πορεία. Στα προϊόντα καύσης περιέχεται θειικό οξύ του οποίου η θερμοκρασία συμπυκνώσεως είναι 140 °C. Επομένως σκόπιμο είναι η κατώτερη θερμοκρασία στην έξοδο του εναλλάκτη να είναι μεγαλύτερη των 160 °C για να αποφεύγεται η διάβρωση των τμημάτων χαμηλής θερμοκρασίας του λέβητα. Σημαντικό στοιχείο αποτελεί η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τον στροβιλουπερπληρωτή. Όσο υψηλότερη, τόσο μεγαλύτερο το ποσοστό της αξιοποιούμενης ενέργειας. Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς ως ποσοστό ισχύος καυσίμου φαίνεται αμέσως παρακάτω:

2-X κινητήρας Diesel 1.7-2.7 %

4-X κινητήρας Diesel 3.4-5.0 %

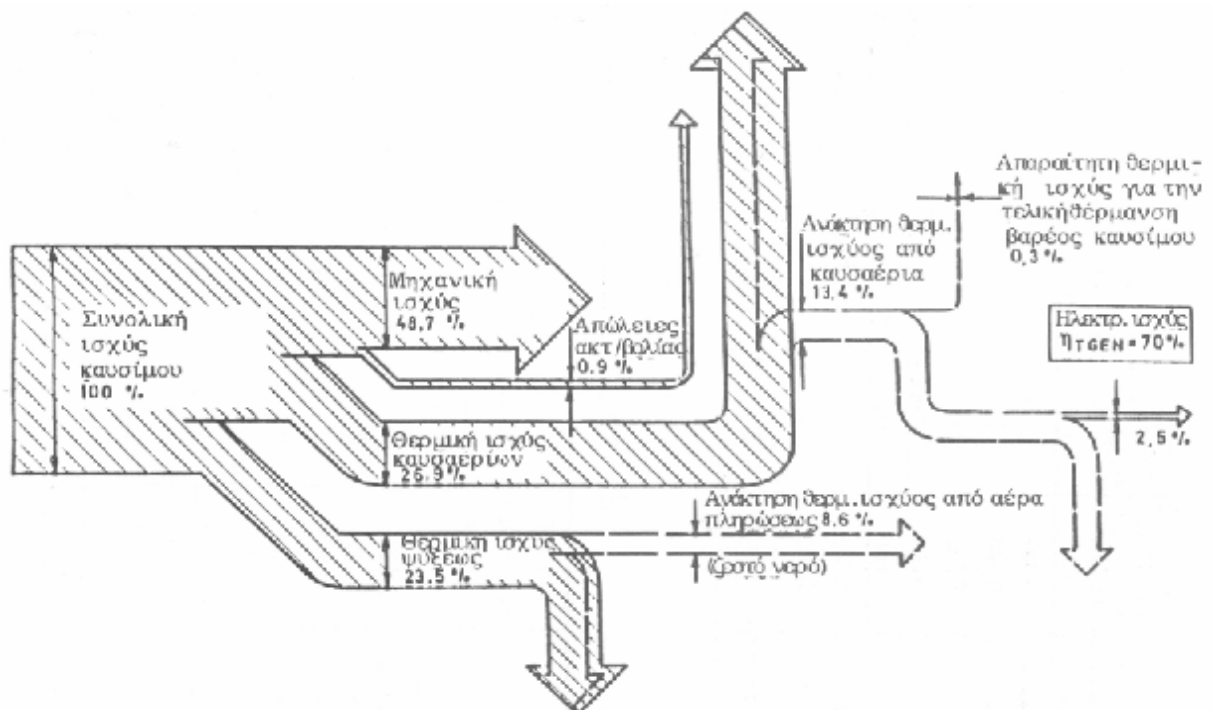
#### 4.4 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΘΕΡΜΙΚΟΥ ΙΣΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Η ενέργεια που περιέχεται στο καύσιμο μετατρέπεται στις εξής μορφές:

- Μηχανική ισχύς πέδης:  $n_e=0.48$  (0.45-0.53)
- Θερμική ισχύς καυσαερίων  $a= 0.26$  (0.22-0.3)
- Θερμική ισχύς ψύξεως  $k= 0.25$  (0.24-0.30)
- Ισχύς ακτινοβολίας  $r= 0.01$  (0.005-0.015)
- Σύνολο 1.00

Η κατανομή του  $k$  μπορεί να θεωρηθεί ότι είναι περίπου η εξής:

- Ψύξη χιτωνίων:  $k_1=0.30$  k
- Ψύξη εμβόλων:  $k_2=0.10$  k
- Λιπαντικό λάδι:  $k_3=0.05$  k
- Ψύξη αέρα υπερπλήρωσης:  $k_4=0.55$  k



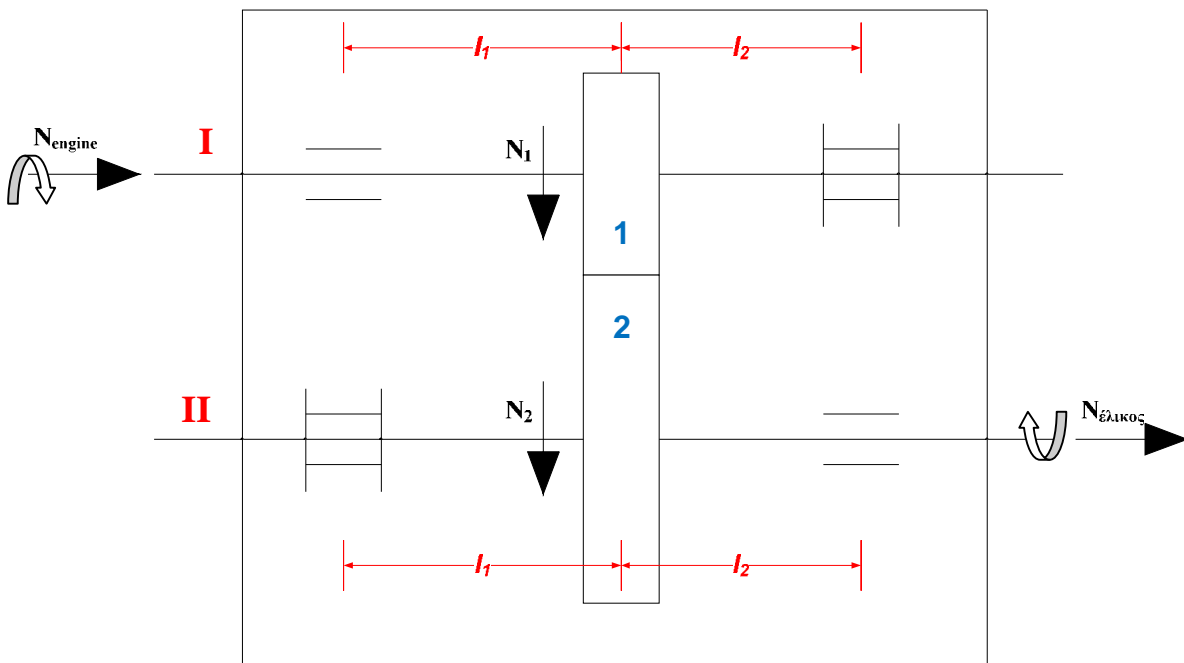
Σχήμα 4.1: Θερμικός Ισολογισμός Κινητήρα



## 4.5 ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

### 4.5.1 Κινηματική ανάλυση του μηχανισμού

Σε μειωτήρες μεγάλης ισχύος (π.χ μειωτήρες πλοίων) χρησιμοποιούνται διπλοί ελικοειδείς τροχοί αντιθέτου ελικώσεως. Στην περίπτωση μας, λόγω απλούστευσης και επειδή ο κινητήρας μας είναι μικρής ισχύος επιλέγουμε μονοβάθμιο μειωτήρα στροφών με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς ελικοειδούς οδόντωσης εξειλιγμένης σύμφωνα με το παρακάτω σχήμα:



Σχήμα 4.2: Πρόχειρο σκαρίφημα του μειωτήρα

Οι παραδοχές που παίρνουμε για τους οδοντωτούς τροχούς του μειωτήρα παρατίθενται αμέσως παρακάτω:

§ Τροχοί 1,2: Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή οδόντωση εξειλιγμένης ( $\alpha_{on1} = \alpha_{on2} = 20^\circ$ ,  $\beta_{o1} = \beta_{o2} = 15^\circ$ )

Επίσης, επιλέγουμε μείωση των στροφών του κινητήρα περίπου 1/6, άρα η σχέση μετάδοσης του μειωτήρα είναι:  $i = 6$ .

Γνωρίζοντας τη ταχύτητα περιστροφής στην είσοδο (ταχύτητα περιστροφής κινητήρα)  $n_1 = n_{engine} = 1800\text{RPM}$  και τη σχέση μετάδοσης, είμαστε σε θέση να υπολογίσουμε την ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου II:

§ Άτρακτος I:  $n_1 = n_{engine} = 1800\text{RPM}$

$$\S \text{ Άτρακτος II: } n_{\text{II}} = n_{\text{έλικov}} = \frac{n_{\text{I}}}{i_{12}} = \frac{1800\text{RPM}}{6} = 300\text{RPM}$$

όπου:

$n_{\text{engine}}$  είναι οι στροφές που κινείται ο κινητήρας στο πλήρες φορτίο και  $n_{\text{έλικov}}$  είναι οι στροφές που κινείται ο άξονας της έλικας.

#### 4.5.2 Ροή ισχύος

Έχουμε επιλέξει κινητήρα με ισχύ  $850 \text{ HP} = 625,175 \text{ KW}$ , άρα μπορούμε να υπολογίσουμε την ισχύ όλων των τμημάτων των δύο ατράκτων λαμβάνοντας υπόψη μας την ισχύ του κινητήρα και τις απώλειες εδράσεων και οδόντωσης. Συγκεκριμένα, επιλέγουμε τους ακόλουθους βαθμούς απόδοσης στις εδράσεις:

- Ελεύθερη έδραση:  $h_e = 1 - \frac{1}{100} = 0,99$
- Σταθερή έδραση:  $h_s = 1 - \frac{2}{100} = 0,98$
- Οδόντωση:  $h_{od} = 1 - \frac{5}{100} = 0,95$

Έτσι, έχουμε:

Ø Άτρακτος I

$$N_1 = N_{\text{engine}} \times (h_e \times h_s) = 850\text{HP} \times (0,99 \times 0,98) = 824,7\text{HP} = 606,5\text{kW}$$

Ø Οδόντωση

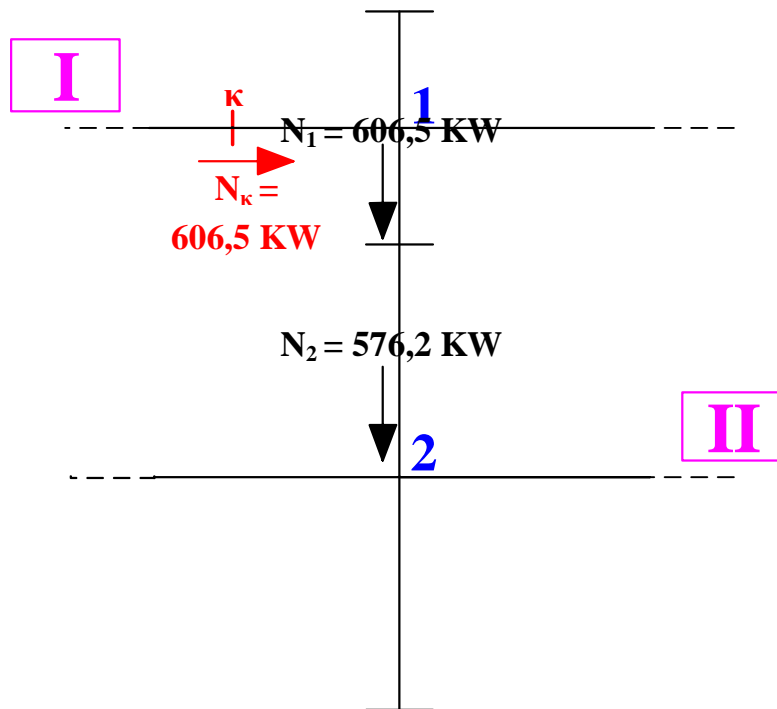
$$N_2 = N_1 \times h_{od} = 824,7\text{HP} \times 0,95 = 783,4\text{HP} = 576,2\text{kW}$$

Ø Άτρακτος II

$$N_{\text{έλικov}} = N_2 \times (h_e \times h_s) = 783,4\text{HP} \times (0,99 \times 0,98) = 760,1\text{HP} = 559\text{kW}$$

#### 4.5.3 Υπολογισμός οδοντωτών τροχών

Στη συνέχεια, υπολογίζουμε τις διαστάσεις όλων των επιμέρους χαρακτηριστικών των οδοντωτών τροχών. Στο παρακάτω σκαρίφημα φαίνεται η ροή ισχύος του μειωτήρα:



**Σχήμα 4.3:** Πρόχειρο σκαρίφημα της ροής ισχύος του μειωτήρα

Τα μεγέθη που παρατηρούμε είναι:

∅ Ισχύς πριν το πινιόν:  $N_k = 606,5 \text{ KW} = 824,7 \text{ HP}$

Ενώ οι ισχείς στους τροχούς 1 και 2 είναι αντίστοιχα:

∅  $N_1 = 606,5 \text{ KW} = 824,7 \text{ HP}$

∅  $N_2 = 576,2 \text{ KW} = 783,4 \text{ HP}$

#### 4.5.3.1 Εκτίμηση της διαμέτρου του αρχικού κύκλου του πινιόν

- Α) Τύπος Hertz

$$d_{os_1} = \frac{95}{P_o} \sqrt[3]{\frac{M_{d_1} X P_o X (1 + i_{12})}{Y_d X_{12}}}$$

όπου:

—  $P_o$  ( $\text{kp/mm}^2$ )  $\hat{=}$  Αντοχή της κατατομής σε πίεση επιφανείας. Επιλέγουμε ως υλικό του πινιόν κοινό χάλυβα χωρίς θερμική επεξεργασία St70. Θα ελέγξουμε σε επόμενη παράγραφο την αντοχή του υλικού αυτού. Από τον πίνακα 4.1 της επόμενης σελίδας για υλικό πινιόν St70, επιλέγουμε:  $P_o = 72 \text{ kp/mm}^2$

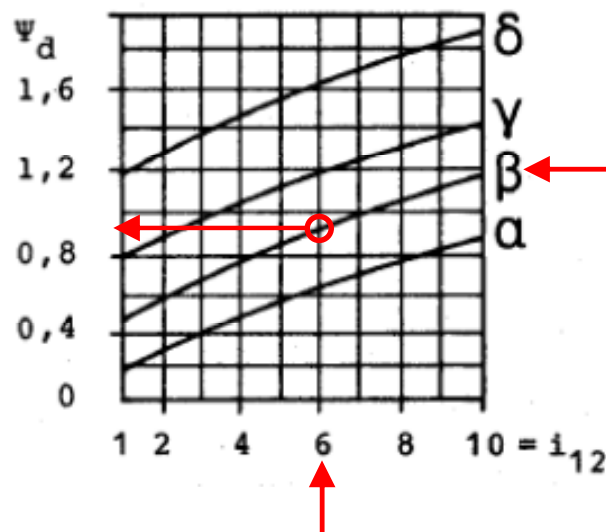
- $M_{d1}$  (kp · cm)  $\hat{a}$  Στρεπτική ροπή στον τροχό 1 που υπολογίζεται από τον τύπο:

$$M_{d1} = 71620 \times \frac{N_1}{n_1} = 71620 \times \frac{824,7 \text{ HP}}{1800 \text{ RPM}} = 32812,7 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

- $i_{12}$   $\hat{a}$  Σχέση μετάδοσης βαθμίδας που έχει υπολογιστεί:  $i_{12} = 6$   
 —  $\Psi_d$   $\hat{a}$  Συντελεστής εργαζομένου πλάτους της βαθμίδας που υπολογίζεται από το διάγραμμα της μεθεπόμενης σελίδας για  $i_{12} = 6$  με μέση ταχύτητα πινιόν και συνήθη ποιότητα οδόντωσης (καμπύλη β):  $Y_d = 0,93$

Πίνακας 4.1: Πίνακας υλικών

α/α	Υλικό	$\sigma_B$	$\sigma_{bw}$	$P_0$	Παρατηρήσεις
		Kp/mm <sup>2</sup>	Kp/mm <sup>2</sup>	Kp/mm <sup>2</sup>	
1	GG18	18.	9.	32.	Χυτοσίδηρος
2	GG26	26.	12.	42.	
3	GSS2	52.	21.	39.	Χυτοχάλυψ
4	GS60	60.	24.	47.	
5	St42	42.	20.	43.	Κοινός χάλυψ χωρίς θερμική επεξεργασία
6	St50	50.	23.	51.	
7	St60	60.	28.	62.	
8	St70	70.	33.	72.	
9	C22	50.	22.	41.	Βελτιωμένος χάλυβας
10	C45	65.	30.	54.	
11	C 60	75.	34.	61.	
12	34Cr4	75.	36.	76.	
13	37MnSi5	70.	36.	73.	
14	42CrMo4	95.	46.	76.	
15	C10	45.	25.	175.	Χάλυβας με επιφανειακή βαφή σε λάδι ή νερό
16	C15	50.	27.	190.	
17	16MnCr5	80.	40.	190.	
18	20MnCr5	100.	50.	190.	
19	14CrNi6	90.	43.	190.	
20	18CrNi8	120.	58.	190.	
21	Ck45	65.	31.	175.	Χάλυβας με επιφανειακή βαφή δι' επαγωγής
22	37MnSi5	90.	44.	165.	
23	53MnSi4	90.	46.	180.	
24	41Cr4	90.	48.	165.	
25	41Cr4	140.	68.	175.	Χάλυψ βαφής σε ρουτρό κυανίου
26	37MnSi5	150.	72.	160.	



Σχήμα 4.4: Συντελεστής εργαζομένου πλάτους

Τελικά από τον τύπο Hertz έχουμε:

$$d_{os_1} = \frac{95}{P_o} \sqrt[3]{\frac{M_{d_1} X P_o X(1 + i_{12})}{Y_d X_{12}}} =$$

$$= \frac{95}{72 \text{kp/mm}^2} \sqrt[3]{\frac{32812,7 \text{kp} \cdot \text{cm} \cdot 12 \text{kp/mm}^2 X(1 + 6)}{0,93 X}} \quad \text{ή}$$

$$d_{os_1} = 189,5 \text{mm}$$

- Β) Τύπος για έλεγχο αντοχής ατράκτου I  
Αν επιλέξουμε τροχό με σφήνα, άρα έχουμε:

$$d_{os_1} = 2 X d_{a_1}$$

όπου:

—  $d_{a_1}$  (mm) **à** Διάμετρος ατράκτου I που υπολογίζεται από τον τύπο:  $d_{a_1} = 3 \sqrt[3]{M_{d_a}}$ , με:

- $M_{d_a}$  (kp · cm) **à** Στρεπτική ροπή λίγο πριν τον τροχό 7 που υπολογίζεται από τον τύπο:

$$M_{d_a} = 71620 X \frac{N_k}{n_1} = 71620 X \frac{824,7 \text{PS}}{1800 \text{RPM}} \quad \text{ή}$$

$$M_{d_a} = 32812,7 \text{kp} \cdot \text{cm}$$

Οπότε έχουμε τελικά για την διάμετρο της ατράκτου I:

$$d_{a1} = 3\sqrt[3]{M_{da}} = 3\sqrt[3]{32812,7kp \cdot Xcm} = 96,04mm$$

Τελικά από τον τύπο για έλεγχο αντοχής ατράκτου I έχουμε:

$$d_{os1} = 2X d_{a1} = 2X 96,04mm = 192,09mm$$

Από τους δύο παραπάνω τύπους για την εκτίμηση της μέσης διαμέτρου του πινιόν, θα επιλέξουμε αυτόν που δίνει τη μεγαλύτερη τιμή για λόγους αντοχής. Στη προκειμένη περίπτωση θα επιλέξουμε τον τύπο αντοχής της ατράκτου που δίνει:

$$d_{os1} = 192,09mm$$

#### 4.5.3.2 Υπολογισμός της περιφερειακής ταχύτητας του πινιόν στον κύκλο κύλισης

Η περιφερειακή ταχύτητα, δίνεται από τον τύπο:

$$V_o = \frac{p \cdot X d_1 \cdot X d_{os1}}{60000} = \frac{p \cdot X 800RPM \cdot X 92,09mm}{60000} = 18,1m / sec$$

#### 4.5.3.3 Εκλογή αριθμού δοντιών

- Πινιόν  
Ο αριθμός οδόντων του πινιόν επιλέγεται από τον παρακάτω πίνακα 4.2 για:  $V_o = 18,1 m/sec$

**Πίνακας 4.2:** Πίνακας εκλογής οδόντων

$V_o$ (m/sec)	> 5	1 ÷ 5	< 1
$Z_1$	20 – 25	18 – 22	14 – 20

Τελικά εκλέγουμε  $z_1 = 23$  δόντια

- Συνεργαζόμενος τροχός  
Ο αριθμός οδόντων του συνεργαζόμενου τροχού δίνεται από τον τύπο:

$$z_2 = i_{12} X_{z_1} = 6 \times 23 = 138$$

Τελικά εκλέγουμε  $z_2 = 139$  δόντια

**Παρατήρηση:** Εκλέγουμε 139 δόντια στον συνεργαζόμενο τροχό έτσι ώστε οι  $z_1$  και  $z_2$  να είναι πρώτοι μεταξύ τους ώστε να έχουμε ομοιόμορφη φθορά κατά τη συνεργασία.

#### 4.5.3.4 Υπολογισμός module της μετωπικής τομής του πινιόν

Το module της μετωπικής τομής του πινιόν δίνεται από τον τύπο:

$$m_{s_1} = \frac{d_{os_1}}{z_1} = \frac{192,09mm}{23} = 8,35mm$$

#### 4.5.3.5 Υπολογισμός module της κάθετης τομής του πινιόν

Το module της κάθετης τομής του πινιόν δίνεται από τον τύπο:

$$m_{n_1} = m_{s_1} X \cos b_{o_1} = 8,35mm X \cos(15^\circ) = 8,07mm$$

Τελικά από τον παρακάτω πίνακα τυποποιούμε προς τα πάνω σε:

$$m_{n_1} = m_{n_2} = m_n = 9mm$$

**Πίνακας 4.3:** Τυποποιημένες τιμές του module  $m$  σε mm για οδόντες δι' εξειλιγμένης

0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
3,25	3,50	3,75	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00
6,50	7,00	7,50	8,00	9,00	10,00	11,00	12,00
13,00	14,00	15,00	16,00	18,00	20,00	22,00	24,00
27,00	30,00	33,00	36,00	39,00	42,00	45,00	50,00

## 4.5.3.6 Υπολογισμός νέου module της μετωπικής τομής του πινιόν

Το module της μετωπικής τομής του πινιόν δίνεται από τον τύπο:

$$m_{s_1} = m_{s_2} = m_s = \frac{m_n}{\cos b_{o_1}} = \frac{9mm}{\cos(15^\circ)} = 9,32mm$$

## 4.5.3.7 Υπολογισμός νέας διαμέτρου αρχικού κύκλων των τροχών

- Πινιόν  
Ισχύει η ακόλουθη σχέση:  
 $d_{os_1} = m_s X_{z_1} = 9,32mm X 23 = 214,31mm$
- Συνεργαζόμενος  
Ισχύει η ακόλουθη σχέση:  
 $d_{os_2} = m_s X_{z_2} = 9,32mm X 39 = 1295,2mm$

## 4.5.3.8 Υπολογισμός νέας περιφερειακής ταχύτητας του πινιόν στον κύκλο κύλισης

Η περιφερειακή ταχύτητα, δίνεται από τον τύπο:

$$V_o = \frac{p X_{z_1} X_{d_{os_1}}}{60000} = \frac{p X 800RPM X 214,314mm}{60000} = 20,2m / sec$$

**Παρατηρούμε** ότι η νέα περιφερειακή ταχύτητα του πινιόν στον αρχικό κύκλο, συνεχίζει να είναι μεγαλύτερη από 5 m/sec, οπότε δεν χρειάζεται να εκλέξουμε άλλο αριθμό δοντιών του πινιόν.

## 4.5.3.9 Υπολογισμός νέας σχέσης μετάδοσης της βαθμίδας

Η νέα σχέση μετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$V_1 = V_2 \text{ ή } \omega_1 X_{r_{os_1}} = \omega_2 X_{r_{os_2}} \text{ ή } 2 X_{p_1} X_{z_1} X_{r_{os_1}} = 2 X_{p_2} X_{z_2} X_{r_{os_2}} \text{ ®}$$

$$i_{12} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2 X_{p_2} X_{r_{os_2}}}{2 X_{p_1} X_{r_{os_1}}} = \frac{d_{os_2}}{d_{os_1}} = \frac{z_2 X_{m_{s_2}}}{z_1 X_{m_{s_1}}} \text{ ή}$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{139}{23} = 6,04$$



**Παρατήρηση:** Από τη στιγμή που άλλαξε η σχέση μετάδοσης σε σχέση με την αρχική που υποθέσαμε στην αρχή της έκθεσης, θα έχουμε αλλαγές στα εξής:

$$\begin{aligned} \S & n_{II} \\ \S & \Psi_d \end{aligned}$$

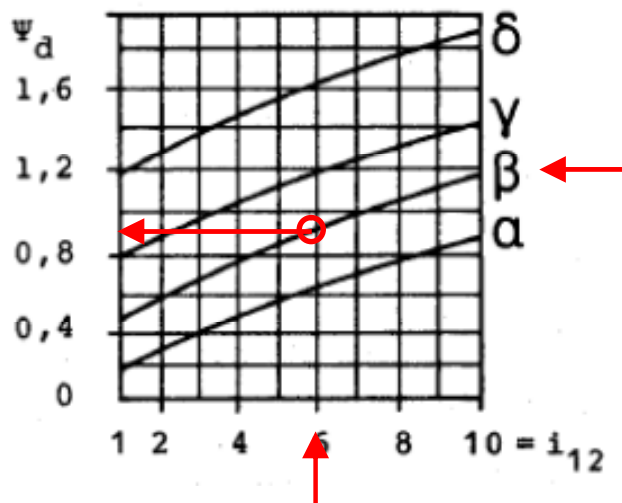
#### 4.5.3.10 Υπολογισμός νέων στροφών ατράκτου II

Ακόμα από την σχέση μετάδοσης έχουμε:

$$i_{12} = \frac{n_I}{n_{II}} \text{ ή } n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} \text{ ή } n_{II} = \frac{1800RPM}{6,04} = 297,87RPM$$

#### 4.5.3.11 Υπολογισμός νέου συντελεστή εργαζομένου πλάτους της βαθμίδας

Ο συντελεστής εργαζομένου πλάτους της βαθμίδας  $\Psi_d$  υπολογίζεται από το παρακάτω διάγραμμα για  $i_{12} = 6,04$  με μέση ταχύτητα πινιόν και συνήθη ποιότητα οδόντωσης (καμπύλη β):  $Y_d = 0,94$



**Σχήμα 4.5:** Συντελεστής εργαζομένου πλάτους

#### 4.5.3.12 Υπολογισμός φανταστικών αριθμών οδόντων των τροχών

- Πινιόν  
Ισχύει η ακόλουθη σχέση:

$$z_{n_1} = \frac{z_1}{\cos^3 b_{o_1}} = \frac{23}{\cos^3(15^\circ)} = 25,52$$

- Συνεργαζόμενος  
Ισχύει η ακόλουθη σχέση:

$$z_{n_2} = \frac{z_2}{\cos^3 b_{o_2}} = \frac{139}{\cos^3(15^\circ)} = 154,24$$

#### 4.5.3.13 Υπολογισμός πλατών των τροχών 1 και 2

- Συνεργαζόμενος τροχός  
Το πλάτος του συνεργαζόμενου τροχού δίνεται από τον τύπο:  
 $b_2 = Y_d X_{l_{os_1}} = 0,94 \times 14,31 \text{mm} = 199,99 \text{mm} ; 200 \text{mm}$

- Πινιόν  
Το πλάτος του πινιόν δίνεται από τον τύπο:  
 $b_1 = b_2 + 5 \text{mm} = 200 \text{mm} + 5 \text{mm} = 205 \text{mm}$

#### 4.5.4 Έλεγχος βαθμίδας – επιλογή υλικών

Στην συνέχεια θα προβούμε σε έλεγχο της βαθμίδας για αντοχή στη διατομή ποδός. Θα ξεκινήσουμε πρώτα με τον **τροχό 1 (πινιόν)**.

##### 4.5.4.1 Υπολογισμός μέγιστης τάσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός

Η μέγιστη τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός, δίνεται από το τύπο:

$$s_{\max_1} = \frac{P_{u_1} X_{q_{k_1}}}{b_1 X_{\epsilon} X_{n_n} X_B}$$

όπου:

- $P_{u_1}$  (kp) ἂ Περιφερειακή δύναμη του τροχού 1 που υπολογίζεται από τον τύπο:

$$P_{u_1} = \frac{2 X M_{d_1}}{0,1 X l_{os_1}} = \frac{2 \times 2812,7 \text{kp} \times \text{m}}{0,1 \times 14,31 \text{mm}} = 3062,12 \text{kp}$$

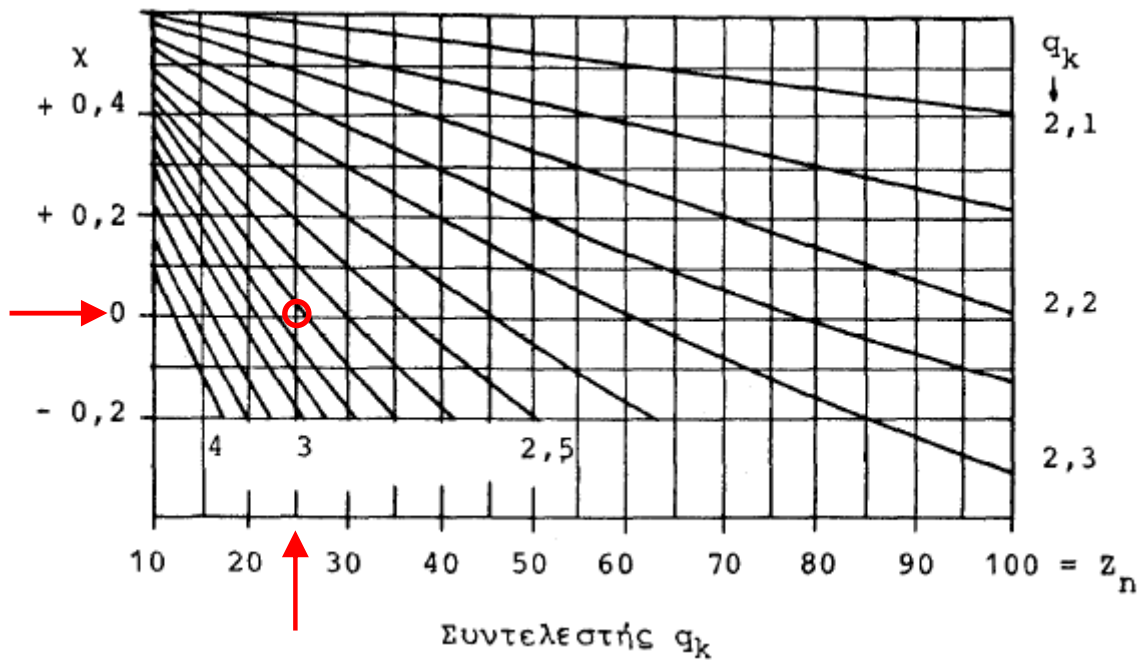
—  $m_n$  (mm)  $\hat{a}$  Module της κάθετης τομής της βαθμίδας που έχει υπολογιστεί:

$$m_n = 9\text{mm}$$

—  $q_{kl}$   $\hat{a}$  Συντελεστής για κανονική οδόντωση, όχι μετατοπισμένη ( $\chi_1 = 0$ ) που υπολογίζεται από το ακόλουθο διάγραμμα για:

$z_{n1}$   $\hat{a}$  Φανταστικός αριθμός οδόντων του πινιόν που έχει υπολογιστεί:  $z_{n1} = 25,52$

Επιλέγουμε τελικά:  $q_{kl} = 2,75$



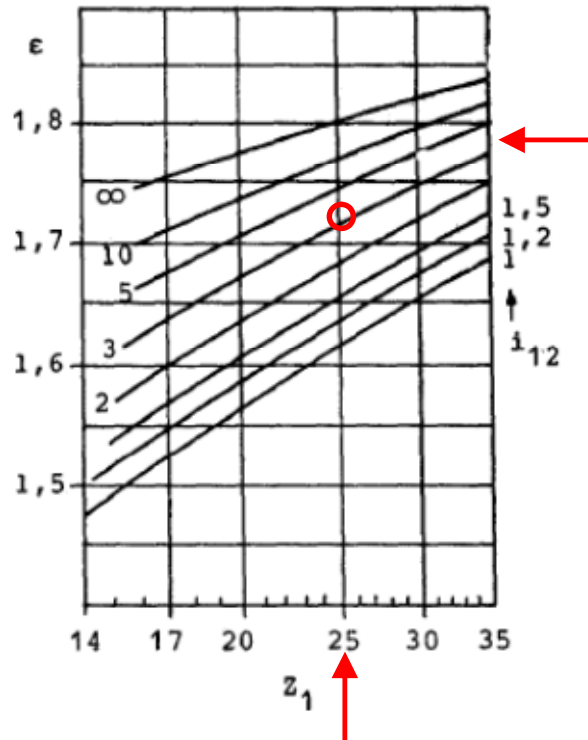
Σχήμα 4.6: Υπολογισμός συντελεστή  $q_k$

$\varepsilon$   $\hat{a}$  Μετωπικός βαθμός επικάλυψης της βαθμίδας που υπολογίζεται από το διάγραμμα της επόμενης σελίδας για:

$z_{n1}$   $\hat{a}$  Φανταστικός αριθμός οδόντων του πινιόν που έχει υπολογιστεί:  $z_{n1} = 25,52$

$i_{12}$   $\hat{a}$  Σχέση μετάδοσης της βαθμίδας που έχει υπολογιστεί:  $i_{12} = 6,04$

Επιλέγουμε τελικά:  $\varepsilon = 1,75$



**Σχήμα 4.7:** Βαθμός επικάλυψης  $\varepsilon$  συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης  $i_{12}$  βαθμίδας

- $b_1$  (mm)  $\hat{a}$  Πλάτος του τροχού 1 που έχει υπολογιστεί:  
 $b_1 = 205mm$
- $B$   $\hat{a}$  Συντελεστής που υπολογίζεται από τον παρακάτω πίνακα για  $\beta_{o1} = 15^\circ$ :  $B = 1,33$

**Πίνακας 4.4:** Υπολογισμός συντελεστή  $B$

$\beta_o$ ( $^\circ$ )	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$B$	1,0	1,20	1,28	1,33	1,35	1,36	1,36	1,36	1,34

Τελικά, η μέγιστη τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός ισούται με:

$$s_{\max_1} = \frac{P_{u_1} X_{q_{k_1}}}{b_1 X_e X_{n_n} X_B} = \frac{3062,12kp X_{2,75}}{205mm X_{1,75} X_{1,33}} = 1,96kp / mm^2$$

## 4.5.4.2 Υπολογισμός της επιτρεπόμενης τάσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός

Επειδή:  $V_o = 20,2 \text{ m/sec} > 5 \text{ m/sec}$ , η επιτρεπόμενη τάση δίνεται από τον τύπο:

$$s_{ep_1} = 0,5 \sigma_{bw}$$

όπου:

—  $\sigma_{bw}$  ( $\text{kp/mm}^2$ )  $\hat{a}$  Αντοχή του υλικού σε εφελκυσμό και από τον πίνακα 4.1 για υλικό πινιόν St70, επιλέγουμε:  $\sigma_{bw} = 33 \text{ kp/mm}^2$ .

Τελικά, η επιτρεπόμενη τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός ισούται με:

$$s_{ep_1} = 0,5 \sigma_{bw} = 0,5 \cdot 33 \text{ kp/mm}^2 = 16,5 \text{ kp/mm}^2$$

Διερεύνηση αντοχής του πινιόν

Παρατηρούμε ότι:  $s_{\max_1} = 1,96 \text{ kp/mm}^2 \ll 16,5 \text{ kp/mm}^2 = s_{ep_1}$

Άρα, το πινιόν αντέχει

Για τον τροχό 2 (συνεργαζόμενος), έχουμε:

## 4.5.4.3 Υπολογισμός μέγιστης τάσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός

Η μέγιστη τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός, δίνεται από το τύπο:

$$s_{\max_2} = \frac{P_{u_2} \cdot q_{k_2}}{b_2 \cdot \chi_e \cdot \chi_{n_2} \cdot \chi_B}$$

όπου:

—  $P_{u_2}$  ( $\text{kp}$ )  $\hat{a}$  Περιφερειακή δύναμη του τροχού 2 που ισούται με τη περιφερειακή δύναμη του τροχού 1 για λόγους αντοχής, έτσι έχουμε :

$$P_{u_2} = P_{u_1} = 3062,12 \text{ kp}$$

—  $m_n$  ( $\text{mm}$ )  $\hat{a}$  Module της κάθετης τομής της βαθμίδας που έχει υπολογιστεί:

$$m_n = 9 \text{ mm}$$

—  $q_{k_2}$   $\hat{a}$  Συντελεστής για κανονική οδόντωση, όχι μετατοπισμένη ( $\chi_1 = 0$ ) που υπολογίζεται για:

$z_{n_2}$   $\hat{a}$  Φανταστικός αριθμός οδόντων του πινιόν που έχει υπολογιστεί:  $z_{n_2} = 154,24$

Επιλέγουμε τελικά:  $q_{k_2} = 2,12$

—  $\varepsilon$   $\hat{a}$  Μετωπικός βαθμός επικάλυψης της βαθμίδας που έχει υπολογιστεί από πριν:  $\varepsilon = 1,75$

- $b_2$  (mm)  $\hat{a}$  Πλάτος του τροχού 2 που έχει υπολογιστεί:  
 $b_2 = 200mm$
- $B$   $\hat{a}$  Συντελεστής που έχει υπολογιστεί από πριν:  $B = 1,33$

Τελικά, η μέγιστη τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός ισούται με:

$$s_{\max_2} = \frac{P_{u_2} X_{k_2}}{b_2 X_{n_n} X_B} = \frac{3062,12kp X_{2,12}}{200mm X_{1,75} X_{mm} X_{1,33}} \hat{h}$$

$$s_{\max_2} = 1,55kp / mm^2$$

#### 4.5.4.4 Υπολογισμός της επιτρεπόμενης τάσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός

Επειδή:  $V_0 = 20,2 \text{ m/sec} > 5 \text{ m/sec}$  όπως έχει υπολογιστεί από πριν, η επιτρεπόμενη τάση δίνεται από τον τύπο:

$$s_{ep_2} = 0,5 X_{bw}$$

όπου:

- $\sigma_{bw}$  (kp/mm<sup>2</sup>)  $\hat{a}$  Αντοχή του υλικού σε εφελκυσμό που επιλέγεται από τον πίνακα υλικών για υλικό συνεργαζόμενο που δεν γνωρίζουμε.

#### 4.5.4.5 Διερεύνηση αντοχής του συνεργαζόμενου

Για να αντέχει ο συνεργαζόμενος τροχός, θα πρέπει να ικανοποιείται η ακόλουθη ανίσωση:

$$s_{\max_2} = 1,55kp / mm^2 \leq 0,5 X_{bw} (kp / mm^2) = s_{ep_2}$$

Από την παραπάνω σχέση, τελικά καταλήγουμε στην παρακάτω ανίσωση:

$$s_{bw} \geq 2 X_{\max_2} \hat{h} \quad \text{ή} \quad s_{bw} \geq 2 X_{1,55kp / mm^2} \hat{h} \quad \text{ή} \quad s_{bw} \geq 3,1kp / mm^2 \quad (1)$$

Από τον πίνακα 4.1 παρατηρούμε ότι όλα τα υλικά ικανοποιούν την παραπάνω ανίσωση (1):

**Παρατήρηση:** Δεχόμαστε ως παραδοχή, το υλικό του συνεργαζόμενου τροχού να είναι χάλυβας και όχι χυτοσίδηρος, λόγω του ότι το πινιόν είναι επίσης από χάλυβα. Αρα θα διερευνήσουμε μόνο τον χάλυβα ως καταλληλότερο υλικό.

## 4.5.4.6 Έλεγχος της βαθμίδας σε πίεση επιφανείας

Υλικό πινιόν  $\hat{a}$  ΧάλυβαςΥλικό συνεργαζομένου  $\hat{a}$  Χάλυβας - Χυτοχάλυβας

## Τροχός 1 – Πινιόν

Υπολογισμός μέγιστης πίεσης επιφανείας

Η μέγιστη πίεση επιφανείας, δίνεται από το τύπο:

$$P_{\max_1} = \sqrt{\frac{P_{u_1} X_{i_{12}} + 1}{b_2 X_{d_{os1}} X_{i_{12}}}} Y_W Y_C Y_L$$

όπου:

- $P_{u_1}$  (kp)  $\hat{a}$  Περιφερειακή δύναμη του τροχού 7 που έχει υπολογιστεί:  $P_{u_1} = 3062,12kp$
- $b_2$  (mm)  $\hat{a}$  Πλάτος του τροχού 2 που έχει υπολογιστεί:  
 $b_2 = 200mm$
- $d_{os1}$  (mm)  $\hat{a}$  Διάμετρος του αρχικού κύκλου του τροχού 1 που έχει υπολογιστεί:  
 $d_{os1} = 214,31mm$
- $i_{12}$   $\hat{a}$  Σχέση μετάδοσης της βαθμίδας που έχει υπολογιστεί:  
 $i_{12} = 6,04$
- $Y_W$   $\hat{a}$  Συντελεστής υλικού που υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$Y_W = \sqrt{\frac{E_1 X E_2}{1.43 X (E_1 + E_2)}}$$

όπου:

- $E_1, E_2$  (kp/mm<sup>2</sup>)  $\hat{a}$  Μέτρα ελαστικότητας και από τον πίνακα 4.5 της επόμενης σελίδας για υλικά και των δύο τροχών χάλυβα, επιλέγουμε:  
 $E_1 = E_2 = 20500 \text{ kp/mm}^2$

Πίνακας 4.5: Πίνακας μέτρων ελαστικότητας

Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας $E_1, E_2$ (Kp/mm <sup>2</sup> )
→ Χάλυβας	20.500
Χυτοσίδηρος	13.000
Ορείχαλκος αλουμινίου	12.000
Ορείχαλκος κασιτέρου	11.000

Τελικά για τον συντελεστή υλικού έχουμε:

$$Y_W = \sqrt{\frac{20500kp/mm^2 \times 20500kp/mm^2}{1,43 \times (20500kp/mm^2 + 20500kp/mm^2)}} = 84,66$$

—  $Y_C$  à Συντελεστής κυλίσεως που υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$Y_C = \sqrt{\frac{\cos b_{o_1}}{\sin a_{o_1} \times \cos a_{o_1}}} = \sqrt{\frac{\cos(15^\circ)}{\sin(20^\circ) \times \cos(20^\circ)}} = 1,73$$

—  $Y_L$  à Συντελεστής φορτίσεως που υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$Y_L = \sqrt{\frac{1}{B}} = \sqrt{\frac{1}{1,33}} = 0,87$$

Τελικά, η μέγιστη πίεση επιφανείας ισούται με:

$$P_{\max_1} = \sqrt{\frac{P_u \times (i_{12} + 1)}{b_2 \times d_{os_1} \times X_{12}}} \times Y_W \times Y_C \times Y_L =$$

$$= \sqrt{\frac{3062,12kp \times (6,04 + 1)}{200mm \times 14,31mm \times 6,04}} \times 84,66 \times 1,73 \times 0,87 \text{ ή}$$

$$P_{\max_1} = 36,73kp/mm^2$$

Υπολογισμός της επιτρεπόμενης πίεσης επιφανείας

Η επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας, δίνεται από το τύπο:

$$P_{ep_1} = \frac{P_o \times X_1 \times X_2}{S_f}$$

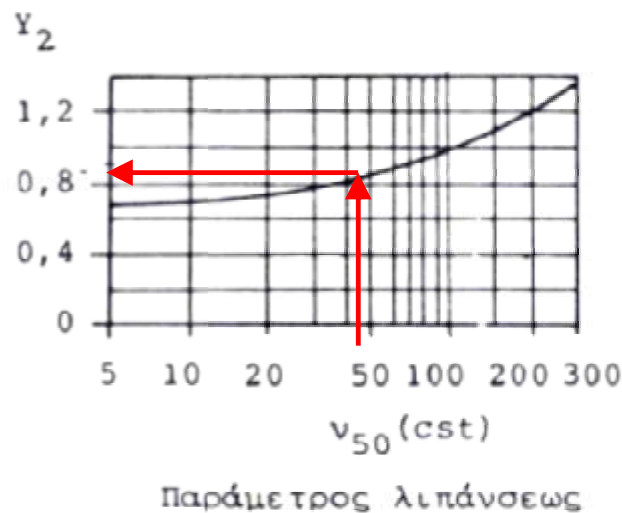


όπου:

- $P_o$  ( $\text{kp/mm}^2$ )  $\hat{a}$  Αντοχή της κατατομής σε πίεση επιφανείας και από τον πίνακα 4.1 για υλικό πινιόν St70, επιλέγουμε:  $P_o = 72 \text{ kp/mm}^2$
- $Y_1$   $\hat{a}$  Παράμετρος υλικού, και επειδή και οι δύο τροχοί είναι από ίδιο υλικό (χάλυβας) λαμβάνεται ίσος με:  $Y_1 = 1$
- $Y_2$   $\hat{a}$  Παράμετρος λιπάνσεως, που υπολογίζεται από τον παρακάτω πίνακα 4.6 και το σχήμα 4.8 για:
  - ο  $V_c = V_o = 20,2 \text{ m/sec}$   $\hat{a}$  Με γραμμική παρεμβολή υπολογίζω την κινηματική συνεκτικότητα  $v_{50} = 45 \text{ cst}$  και στη συνέχεια λαμβάνω το  $Y_2$  ίσο με: 0,82
- $S_f$   $\hat{a}$  Συντελεστής ασφαλείας που λαμβάνεται για λόγους αξιοπιστίας με:  $S_f = 1,4$

**Πίνακας 4.6:** Πίνακας ταχύτητας σημείου κυλίσεως – κινηματικής συνεκτικότητας

Ταχύτητα του σημείου κυλίσεως $V_c$ (m/sec)	Κινηματική συνεκτικότητα $v_{50}$ (cst)	
	από	έως
0,25	175	350
0,40	145	290
0,63	120	240
1,00	100	200
1,60	83	166
2,50	60	138
4,00	57	114
6,30	47	94
10,00	39	78
→ 16,00	→ 32	64
→ 25,00	→ 27	54



**Σχήμα 4.8:** Υπολογισμός παραμέτρου λιπάνσεως

Τελικά, η επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας για ίδια υλικά τροχών (χάλυβας) ισούται με:

$$P_{ep1} = \frac{P_o X_1 X_2}{S_f} = \frac{72 \text{kp} / \text{mm}^2 \cdot 10,82}{1,4} = 42,17 \text{kp} / \text{mm}^2$$

*Διερεύνηση αντοχής του πινιόν*

Παρατηρούμε ότι:  $P_{\max_1} = 36,73 \text{kp} / \text{mm}^2 \neq 42,17 \text{kp} / \text{mm}^2 = P_{ep1}$

Άρα, το πινιόν αντέχει

*Τροχός 2 – Συνεργαζόμενος*

*Υπολογισμός μέγιστης πίεσης επιφάνειας*

Η μέγιστη πίεση επιφάνειας του τροχού 2 για λόγους αντοχής ισούται με την μέγιστη πίεση επιφάνειας του τροχού 1, οπότε, έχουμε:

$$P_{\max_2} = P_{\max_1}$$

Τελικά, η μέγιστη πίεση επιφάνειας ισούται με:

$$P_{\max_2} = P_{\max_1} = 36,73 \text{kp} / \text{mm}^2$$

## Υπολογισμός της επιτρεπόμενης πίεσης επιφανείας

Η επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας, δίνεται από το τύπο:

$$P_{ep_2} = \frac{P_o X_1 X_2}{S_f}$$

όπου:

- $P_o$  ( $kp/mm^2$ )  $\hat{a}$  Αντοχή της κατατομής σε πίεση επιφανείας που επιλέγεται από τον πίνακα υλικών 4.1 για υλικό συνεργαζομένου που δεν γνωρίζουμε
- $Y_1$   $\hat{a}$  Παράμετρος υλικού, και επειδή και οι δύο τροχοί είναι από ίδιο υλικό (χάλυβας) λαμβάνεται ίσος με:  $Y_1 = 1$
- $Y_2$   $\hat{a}$  Παράμετρος λιπάνσεως, που υπολογίζεται από τον πίνακα 4.6 και το σχήμα 4.8 για:
  - ο  $V_c = V_o = 20,2m/sec$   $\hat{a}$  Με γραμμική παρεμβολή υπολογίζω την κινηματική συνεκτικότητα  $v_{50} = 45 cst$  και στη συνέχεια λαμβάνω το  $Y_2$  ίσο με: 0,82
- $S_f$   $\hat{a}$  Συντελεστής ασφαλείας που λαμβάνεται για λόγους αξιοπιστίας με:  $S_f = 1,4$

## Διερεύνηση αντοχής του συνεργαζομένου

Για να αντέχει ο συνεργαζόμενος τροχός, θα πρέπει να ικανοποιείται η ακόλουθη ανίσωση:

$$P_{\max_2} = 36,73kp/mm^2 \leq \frac{P_o (kp/mm^2) X_1 X_2}{S_f} = P_{ep_2} (kp/mm^2)$$

Από την παραπάνω σχέση, τελικά καταλήγουμε στην παρακάτω ανίσωση:

$$P_o \geq \frac{P_{\max_2} X S_f}{Y_1 X_2} \quad \text{ή} \quad P_o \geq \frac{36,73kp/mm^2 X 1,4}{1 X 0,82} \quad \text{ή} \quad P_o \geq 64,41kp/mm^2 \quad (2)$$

Στον πίνακα υλικών 4.1 μπορούμε να εντοπίσουμε τα υλικά (χάλυβες) που ικανοποιούν την παραπάνω ανίσωση (2) σε συνδυασμό με την ανίσωση (1) που καταλήξαμε για να αντέχει ο συνεργαζόμενος τροχός στην επικίνδυνη διατομή ποδός:

$$s_{bw} \geq 3,1kp/mm^2 \quad (1)$$

$$P_o \geq 64,41kp/mm^2 \quad (2)$$

Αμέσως παρακάτω παραθέτουμε πίνακα με τα καταλληλότερα υλικά του τροχού 2 (χάλυβες):

**Πίνακας 4.7:** Πίνακας με καταλληλότερα υλικά (χάλυβες) για τον τροχό 2

α/α	Υλικό	$\sigma_B$ (kp/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{bw}$ (kp/mm <sup>2</sup> )	$P_o$ (kp/mm <sup>2</sup> )	Παρατηρήσεις
1	St70	70	33	72	Κοινός χάλυβας χωρίς θερμική επεξεργασία
2	34Cr4	75	36	76	Βελτιωμένος χάλυβας

**Συμπέρασμα:** Αφού το υλικό του πινιόν μας δίνεται ως St70 και ανήκει στην κατηγορία των κοινών χαλύβων χωρίς θερμική επεξεργασία επιλέγουμε τελικά για τον συνεργαζόμενο τροχό υλικό ίδιας κατηγορίας, το St70.

Στον παρακάτω πίνακα 4.8, συγκεντρώνουμε τα χαρακτηριστικά των δύο οδοντωτών τροχών που έχουμε επιλέξει:

**Πίνακας 4.8:** Συγκεντρωτικός πίνακας ιδιοτήτων οδοντωτών τροχών

Χαρακτηριστικά	Τροχός 1: Πινιόν	Τροχός 2: Συνεργαζόμενος
Ισχύς N	606,6 KW = 824,7 HP	576,2 KW = 783,4 HP
Στρεπτική ροπή $M_d$	32812,7 kp·cm	188385,8 kp·cm
Περιφερειακή δύναμη $P_u$	3062,12 kp	3062,12 kp
Αριθμός οδόντων z	23	139
Σχέση μετάδοσης $i_{12}$	6,04	
Βαθμός επικάλυψης $\epsilon$	1,75	
Module κάθετης τομής $m_n$	9 mm	9mm
Ταχύτητα περιστροφής n	1800 RPM	297.845 RPM
Περιφερειακή ταχύτητα $V_o$	20,2 m/sec	

Διάμετρος αρχικού κύκλου $d_{os}$	214,31 mm	1295,2 mm
Πλάτος τροχού $B$	205 mm	200 mm
Γωνία $\alpha_{on}$	20°	20°
Γωνία $\beta_o$	15°	15°
Υλικό	Χάλυβας: St70	Χάλυβας: St70

#### 4.5.5 Διαστασιολόγηση ατράκτων

##### 4.5.5.1 Υπολογισμός διαμέτρου ατράκτων ( I ), ( II )

à Για τις διαμέτρους της ατράκτου ( I ), έχουμε:

Η διάμετρος της ατράκτου ( I ) στο μέρος του τροχού, παραλαμβάνει στρεπτική ροπή  $Md_I = 32812,7 \text{ kp} \cdot \text{cm}$ , οπότε έχουμε:

$$\S \quad d_{Itr} = 3\sqrt[3]{Md_I} = 3\sqrt[3]{32812,7} = 96,04 \text{ mm}$$

$$\mathbf{d_{Itr} = 100 \text{ mm}}$$

τυποποιήσαμε την διάμετρο της ατράκτου στο μέρος του τροχού σύμφωνα με τις τυποποιημένες διαμέτρους του καταλόγου των ρουλεμάν που είναι διαθέσιμος από την SKF γιατί τροχοί και ρουλεμάν έχουν την ίδια τυποποίηση εσωτερικής διαμέτρου.

Η διάμετρος της ατράκτου ( I ) στο μέρος της ελεύθερης έδρασης, παραλαμβάνει στρεπτική ροπή  $Md_I = 32812,7 \text{ kp} \cdot \text{cm}$ , οπότε έχουμε:

$$\S \quad d_{Iel} = 3\sqrt[3]{Md_I} = 3\sqrt[3]{32812,7} = 96,04 \text{ mm}$$

$$\mathbf{d_{Iel} = 100 \text{ mm}}$$

για να συμφωνεί και με την εσωτερική διάμετρο στον κατάλογο των ρουλεμάν που είναι διαθέσιμος από την SKF.

Όσον αφορά την διαβάθμιση της ατράκτου ( I ) στο μέρος μεταξύ της ελεύθερης έδρασης και του τροχού, η διάμετρος της ατράκτου είναι:

$$\S \quad d_{Iend} = \frac{D}{d} \chi d_I = 1,2 \chi 00 \text{ mm}$$

Η διάμετρος της ατράκτου ( I ) στο ενδιάμεσο μέρος λαμβάνεται:

$$d_{I\varepsilon\delta}=120\text{mm}$$

Τέλος, η διάμετρος της ατράκτου ( I ) στο μέρος της σταθερής έδρασης, λαμβάνεται μία τάξη μικρότερη των τυποποιημένων διαμέτρων των ρουλεμάν από την αντίστοιχη διάμετρο της ελεύθερης έδρασης, και αυτό γιατί δεν παραλαμβάνει στρεπτική ροπή, έτσι έχουμε:

$$d_{I\sigma\tau}=90\text{mm}$$

à Για τη διάμετρο της ατράκτου ( II ), έχουμε:

Η διάμετρος της ατράκτου ( II ) στο μέρος του τροχού, παραλαμβάνει στρεπτική ροπή  $Md_{II} = 188385,76 \text{ kp} \cdot \text{cm}$ , οπότε έχουμε:

$$\S \quad d_{II} = 3\sqrt[3]{Md_{II}} = 3\sqrt[3]{188385,76} = 171,98\text{mm}$$

$$d_{II\tau\rho} = 180\text{mm}$$

τυποποιήσαμε την διάμετρο της ατράκτου στο μέρος του τροχού σύμφωνα με τις τυποποιημένες διαμέτρους του καταλόγου των ρουλεμάν που είναι διαθέσιμος από την SKF γιατί τροχοί και ρουλεμάν έχουν την ίδια τυποποίηση εσωτερικής διαμέτρου.

Η διάμετρος της ατράκτου ( II ) στο μέρος της ελεύθερης έδρασης, παραλαμβάνει στρεπτική ροπή  $Md_{II} = 188385,76 \text{ kp} \cdot \text{cm}$ , οπότε έχουμε:

$$\S \quad d_{Iel} = 3\sqrt[3]{Md_{II}} = 3\sqrt[3]{188385,76} = 171,98\text{mm}$$

$$d_{II\varepsilon\lambda} = 180\text{mm}$$

για να συμφωνεί και με την εσωτερική διάμετρο στον κατάλογο των ρουλεμάν που είναι διαθέσιμος από την SKF.

Όσον αφορά την διαβάθμιση της ατράκτου ( II ) στο μέρος μεταξύ της ελεύθερης έδρασης και του τροχού, η διάμετρος της ατράκτου είναι:

$$\S \quad d_{II\text{end}} = \frac{D}{d}d_I = 1,2 \times 80\text{mm}$$

Η διάμετρος της ατράκτου ( II ) στο ενδιάμεσο μέρος λαμβάνεται:

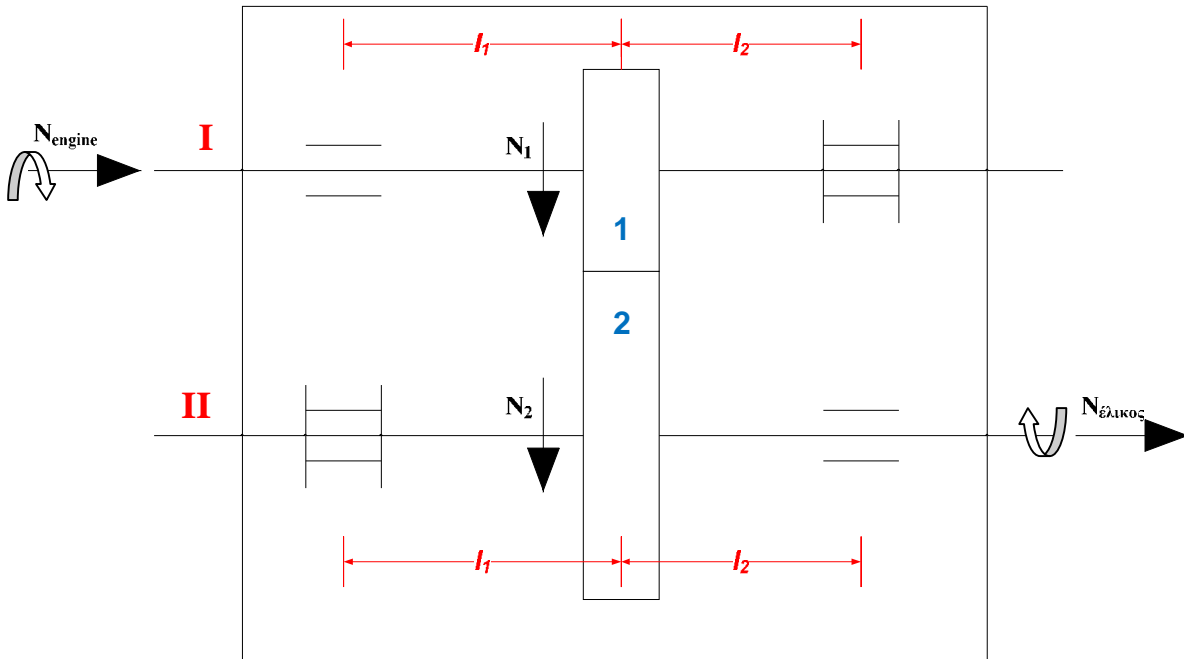
$$d_{II\varepsilon\delta}=220\text{mm}$$

Τέλος, η διάμετρος της ατράκτου ( II ) στο μέρος της σταθερής έδρασης, λαμβάνεται μία τάξη μικρότερη των τυποποιημένων διαμέτρων των ρουλεμάν από την αντίστοιχη διάμετρο της ελεύθερης έδρασης, και αυτό γιατί δεν παραλαμβάνει στρεπτική ροπή, έτσι έχουμε:

$$d_{II\sigma\tau}=170\text{mm}$$

## 4.5.5.2 Υπολογισμός μηκών ατράκτων ( I ), ( II )

Στη συνέχεια, θα υπολογίσουμε τα μήκη  $l_1$  και  $l_2$  σύμφωνα με το ακόλουθο σκαρίφημα:



Σχήμα 4.9: Πρόχειρο σκαρίφημα του μειωτήρα

à Για τη άτρακτο ( I ), έχουμε:

Μήκος  $l_1$

$$l_{1I} = l_{\text{έδρασης}}/2 + l_{\text{ενδιάμεσο}} + b_1/2$$

όπου

$$l_{\text{έδρασης}} \approx 80 \text{ mm (για έδρανα ατράκτου με διάμετρο 100 mm)}$$

$$l_{\text{ενδιάμεσο}} \approx 30 \text{ mm}$$

$$b_1 = 205 \text{ mm (πλάτος τροχού 1)}$$

Άρα, έχουμε

$$l_{1I} = l_{\text{έδρασης}}/2 + l_{\text{ενδιάμεσο}} + b_1/2 = 80\text{mm} / 2 + 30\text{mm} + 205\text{mm} / 2$$

$$l_{1I} = 172.5 \text{ mm}$$

Μήκος  $l_2$

$$l_{2I} = l_{\text{έδρασης}}/2 + l_{\text{ενδιάμεσο}} + b_1/2$$

όπου

$$l_{\text{έδρασης}} \approx 80 \text{ mm (για έδρανα ατράκτου με διάμετρο 100 mm)}$$

$$l_{\text{ενδιάμεσο}} \approx 30 \text{ mm}$$

$$b_1 = 205 \text{ mm (πλάτος τροχού 1)}$$

Άρα, έχουμε

$$l_{2I} = l_{\text{έδρασης}}/2 + l_{\text{ενδιάμεσο}} + b_1/2 = 80\text{mm} / 2 + 30\text{mm} + 205\text{mm} / 2$$

$$l_{2I} = 172,5 \text{ mm}$$

à Για τη άτρακτο ( II ), έχουμε:

Μήκος  $l_1$

$$l_{1II} = l_{\text{έδρασης}}/2 + l_{\text{ενδιάμεσο}} + b_2/2$$

όπου

$$l_{\text{έδρασης}} \approx 80 \text{ mm (για έδρανα ατράκτου με διάμετρο 170 mm)}$$

$$l_{\text{ενδιάμεσο}} \approx 30 \text{ mm}$$

$$b_2 = 205 \text{ mm (πλάτος τροχού 2)}$$

Άρα, έχουμε

$$l_{1II} = l_{\text{έδρασης}}/2 + l_{\text{ενδιάμεσο}} + b_2/2 = 80\text{mm} / 2 + 30\text{mm} + 200\text{mm} / 2$$

$$l_{1II} = 170 \text{ mm}$$

Μήκος  $l_2$

$$l_{2II} = l_{\text{έδρασης}}/2 + l_{\text{ενδιάμεσο}} + b_2/2$$

όπου

$$l_{\text{έδρασης}} \approx 80 \text{ mm (για έδρανα ατράκτου με διάμετρο 170 mm)}$$

$$l_{\text{ενδιάμεσο}} \approx 30 \text{ mm}$$

$$b_2 = 200 \text{ mm (πλάτος τροχού 2)}$$

Άρα, έχουμε

$$l_{2II} = l_{\text{έδρασης}}/2 + l_{\text{ενδιάμεσο}} + b_2/2 = 80\text{mm} / 2 + 30\text{mm} + 200\text{mm} / 2$$

$$l_{2II} = 170 \text{ mm}$$

Τελικά, επιλέγουμε κοινά  $l_1$  και  $l_2$  και για τις 2 ατράκτους και συγκεκριμένα επιλέγουμε:

$$l_1 = l_2 = 170 \text{ mm}$$

Τέλος επιλέγουμε τα μήκη  $l$  των ατράκτων στο τμήμα των τροχών:

à Για τη άτρακτο ( I ), έχουμε:

Επιλέγουμε ως μήκος  $l_1$  της ατράκτου ( I ) το πλάτος του τροχού 1:

$b_1 = 205 \text{ mm}$  μειωμένο κατά  $\approx 2 \text{ mm}$ . Δηλαδή αφήνουμε έναν ‘αέρα’ περίπου  $2 \text{ mm}$  για λόγους ασφαλείας. Έτσι, έχουμε:

$$\circ l_1 = 205 \text{ mm} - 2 \text{ mm} = 203 \text{ mm}$$



à Για τη άτρακτο ( II ), έχουμε:

Επιλέγουμε ως μήκος  $l_{II}$  της ατράκτου ( II ) το πλάτος του τροχού 2:

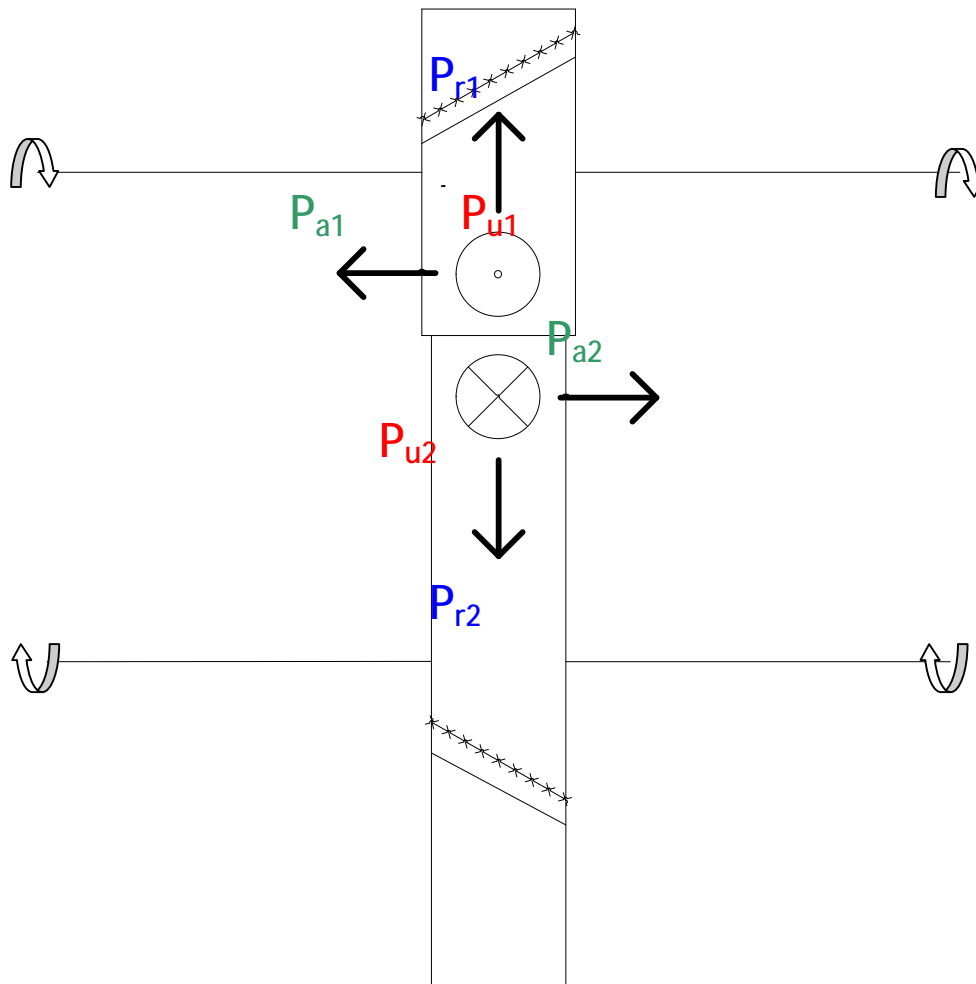
$b_1 = 200 \text{ mm}$  μειωμένο κατά  $\approx 2 \text{ mm}$ . Δηλαδή αφήνουμε έναν 'αέρα' περίπου  $2 \text{ mm}$  για λόγους ασφαλείας. Έτσι, έχουμε:

$$\circ l_{II} = 200 \text{ mm} - 2 \text{ mm} = 198 \text{ mm}$$

#### 4.5.6 Εύρεση δυνάμεων που δρουν στις εδρασεις

##### 4.5.5.1 Υπολογισμός δυνάμεων στα γρανάζια της βαθμίδας

Στο επόμενο σχήμα, φαίνονται οι δυνάμεις που ασκούνται στα γρανάζια και η φορά τους:



Σχήμα 4.10: Δυνάμεις οδόντων βαθμίδας

Έτσι, έχουμε:

§ Τροχός 1 (πινιόν)

— Περιφερειακή δύναμη (Έχει υπολογιστεί)

$$P_{u_1} = 3062,12kp$$

— Ακτινική δύναμη

$$P_{r_1} = P_{u_1} \times \frac{\tan a_{o_{n_1}}}{\cos b_{o_1}} = 3062,12kp \times \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(15^\circ)} \text{ ή}$$

$$P_{r_1} = 1153,84kp$$

— Αξονική δύναμη

$$P_{a_1} = P_{u_1} \times \tan b_{o_1} = 3062,12kp \times \tan(15^\circ) \text{ ή}$$

$$P_{a_1} = 820,49kp$$

§ Τροχός 2 (συνεργαζόμενος)

— Περιφερειακή δύναμη (Έχει υπολογιστεί)

$$P_{u_2} = P_{u_1} = 3062,12kp$$

— Ακτινική δύναμη

$$P_{r_2} = P_{r_1} = P_{u_2} \times \frac{\tan a_{o_{n_1}}}{\cos b_{o_1}} = 3062,12kp \times \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(15^\circ)} \text{ ή}$$

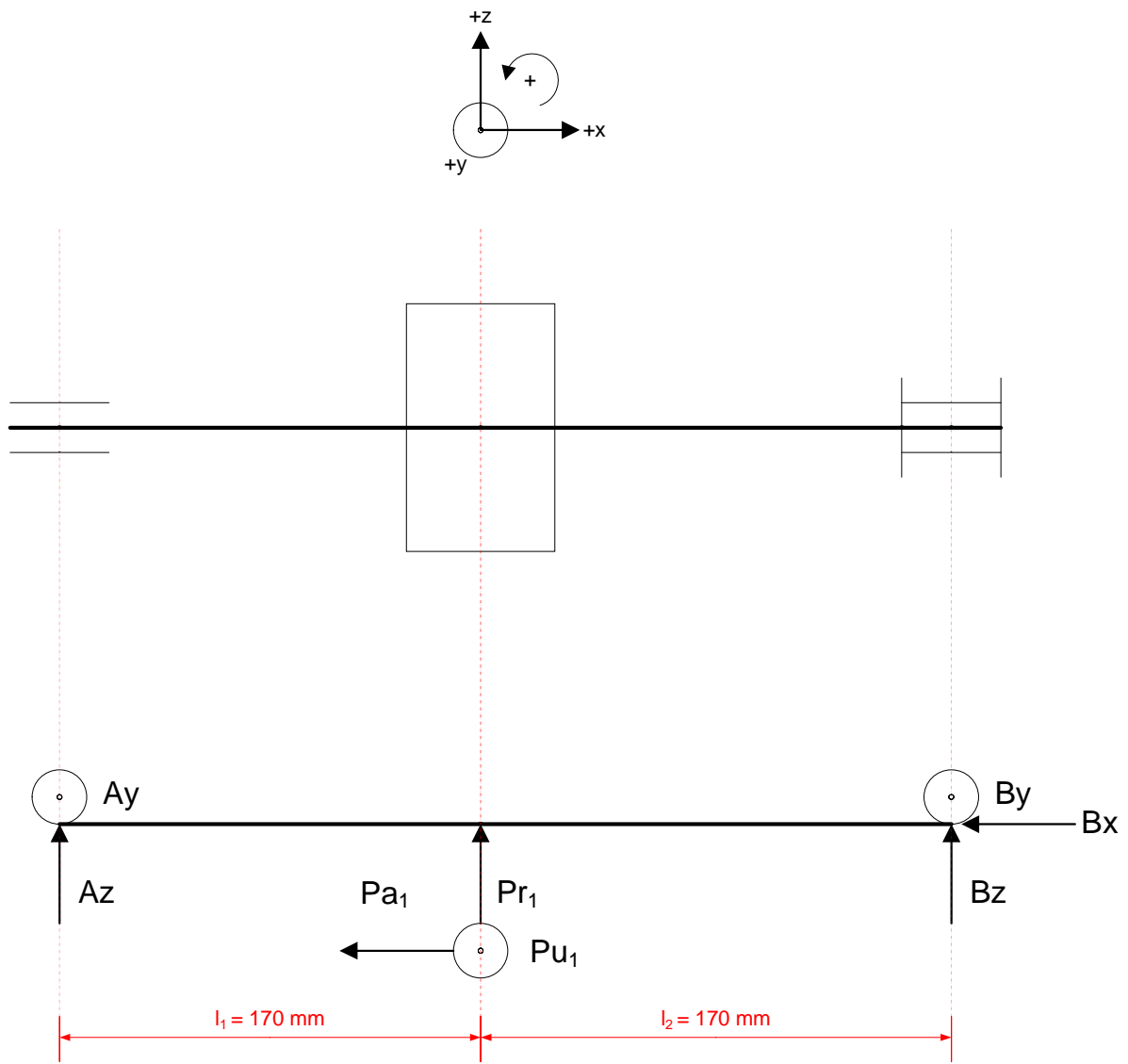
$$P_{r_2} = 1153,84kp$$

— Αξονική δύναμη

$$P_{a_2} = P_{a_1} = P_{u_2} \times \tan b_{o_1} = 3062,12kp \times \tan(15^\circ) \text{ ή}$$

$$P_{a_2} = 820,49kp$$

Ατράκτος I (Κατακόρυφο + οριζόντιο επίπεδο)

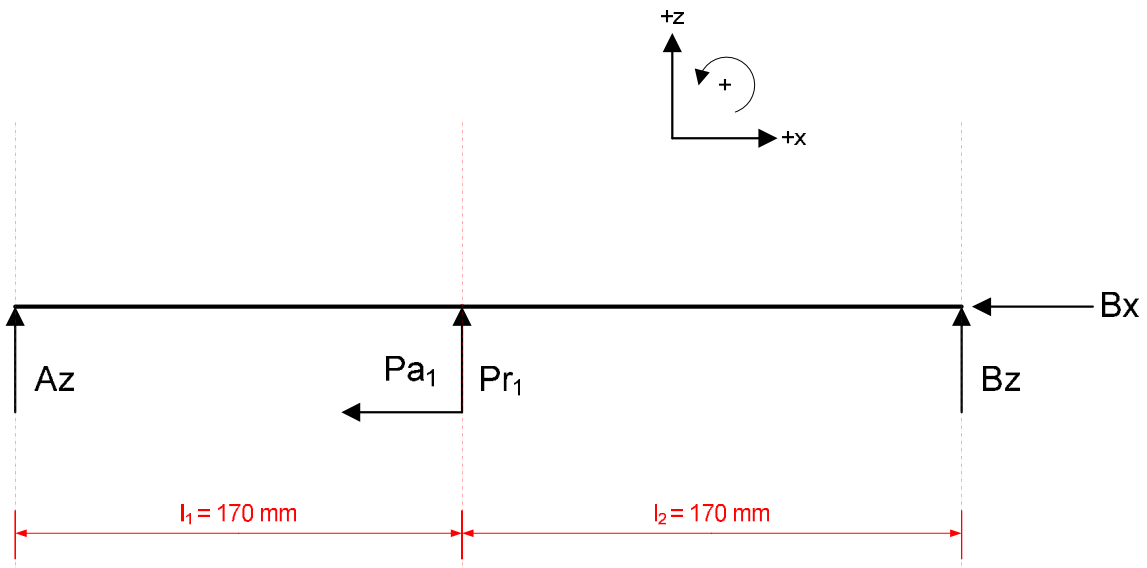


Σχήμα 4.11: Δυνάμεις ατράκτου I

Θα εξετάσουμε τα δύο επίπεδα ξεχωριστά:

- § Κατακόρυφο επίπεδο:  $xz$
- § Οριζόντιο επίπεδο:  $xy$

Άτρακτος I (Κατακόρυφο επίπεδο xz)



Σχήμα 4.12: Δυνάμεις ατράκτου I (κατακόρυφο επίπεδο xz)

$$\S \quad \varepsilon \quad F_x = 0 \quad \text{ή} \quad -B_x + -P_{a1} = 0$$

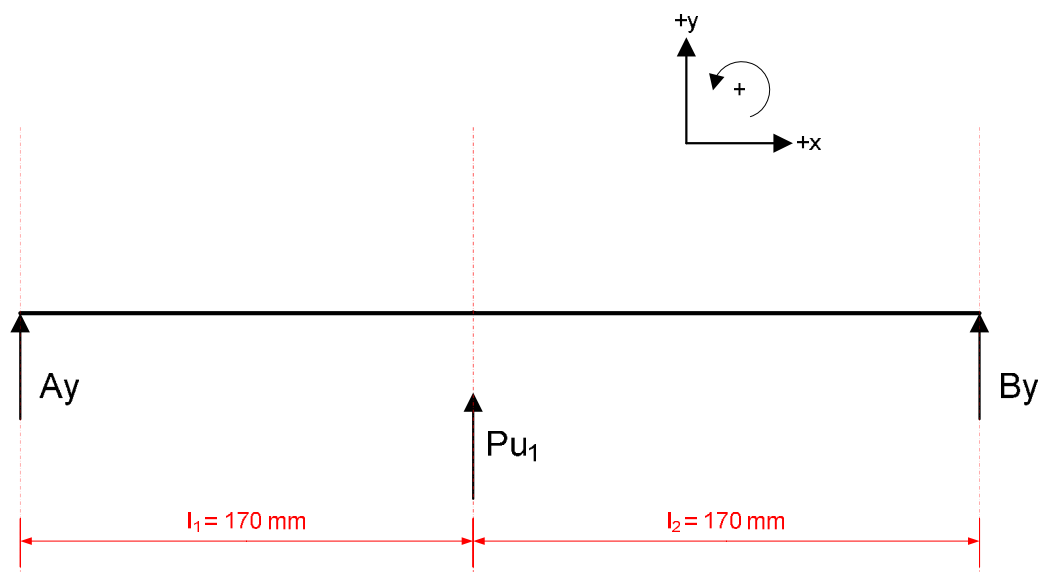
$$\S \quad \varepsilon \quad F_z = 0 \quad \text{ή} \quad A_z + P_{r1} + B_z = 0$$

$$\S \quad \varepsilon \quad M_A(x, z) = 0 \quad \text{ή} \quad P_{r1} X_1 - P_{a1} X_2 \frac{d_{os1}}{2} + B_z X(l_1 + l_2) = 0$$

Με επίλυση του παραπάνω συστήματος έχουμε τα εξής αποτελέσματα:

- $P_{a1} = 820,49 \text{ kp}$
- $P_{r1} = 1153,84 \text{ kp}$
- $B_x = -820,49 \text{ kp}$
- $A_z = -835,51 \text{ kp}$
- $B_z = -318,33 \text{ kp}$

Άτρακτος I (Οριζόντιο επίπεδο  $xy$ )



Σχήμα 4.13: Δυνάμεις ατράκτου I (οριζόντιο επίπεδο  $xy$ )

$$\S \quad \varepsilon \quad F_x = 0$$

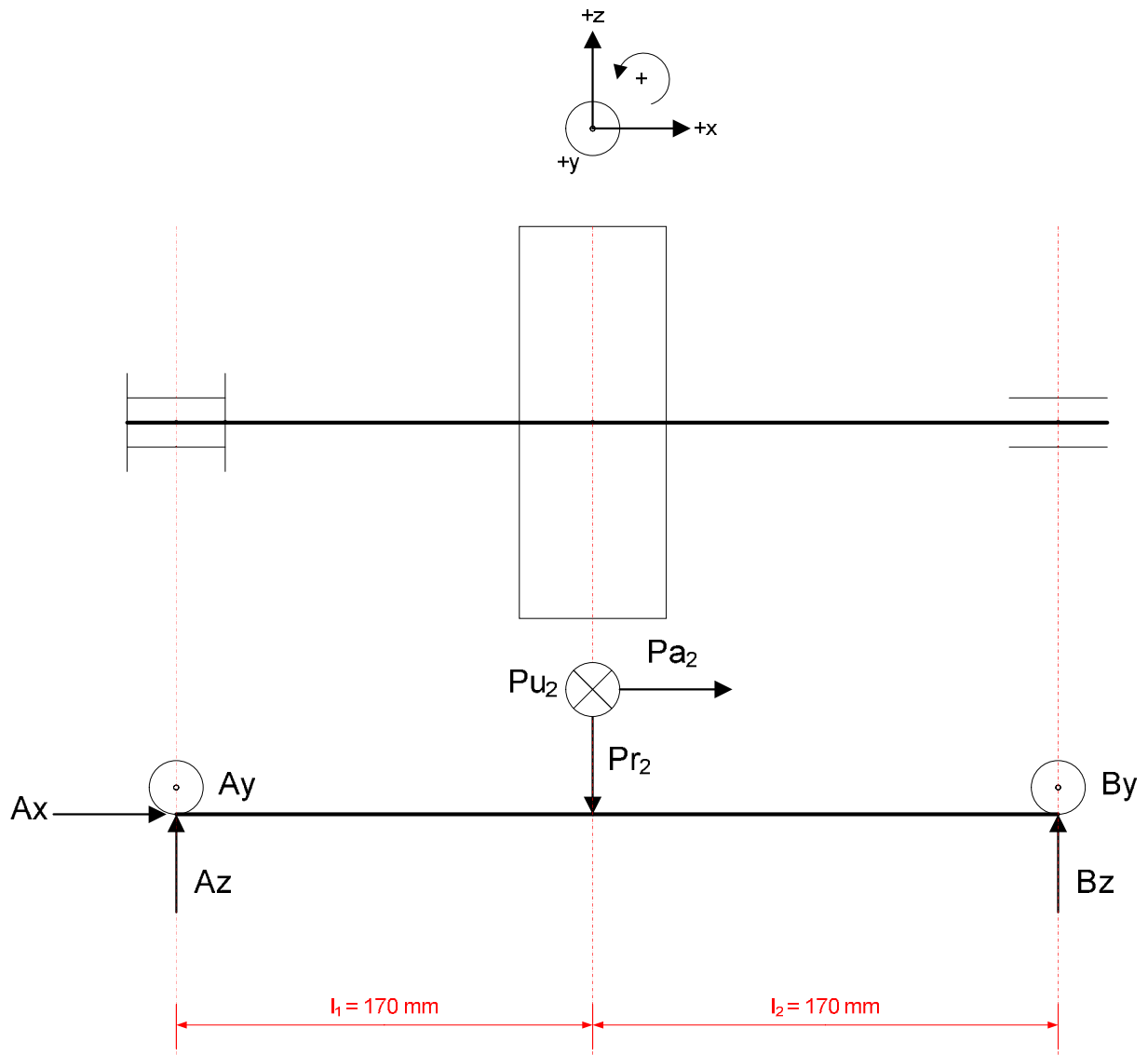
$$\S \quad \varepsilon \quad F_y = 0 \quad \text{ή} \quad A_y + P_{u1} + B_y = 0$$

$$\S \quad \varepsilon \quad M_A(x, y) = 0 \quad \text{ή} \quad P_{u1} X_1 + B_y (X_1 + l_2) = 0$$

Με επίλυση του παραπάνω συστήματος έχουμε τα εξής αποτελέσματα:

- $P_{u1} = 3062,12 \text{ kp}$
- $A_y = -1531,06 \text{ kp}$
- $B_y = -1531,06 \text{ kp}$

*Άτρακτος II (Κατακόρυφο + οριζόντιο επίπεδο)*

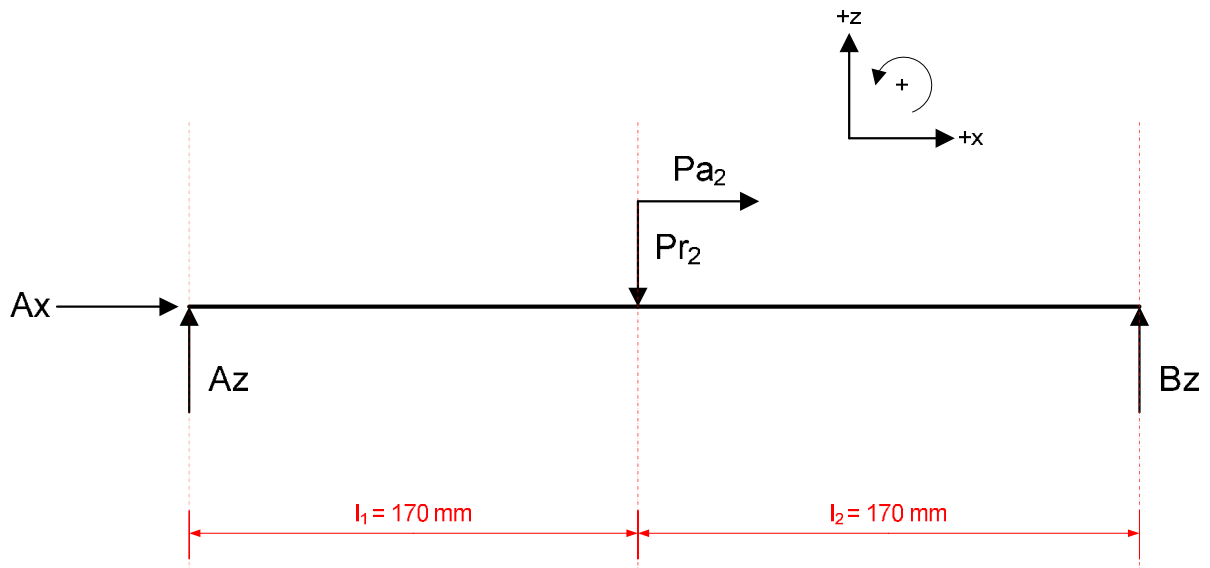


**Σχήμα 4.14:** Δυνάμεις ατράκτου II

Θα εξετάσουμε τα δύο επίπεδα ξεχωριστά:

- § Κατακόρυφο επίπεδο:  $xz$
- § Οριζόντιο επίπεδο:  $xy$

Άτρακτος II (Κατακόρυφο επίπεδο xz)



Σχήμα 4.15: Δυνάμεις ατράκτου II (κατακόρυφο επίπεδο xz)

$$\S \quad \varepsilon \quad F_x = 0 \quad \text{ή} \quad A_x + P_{a2} = 0$$

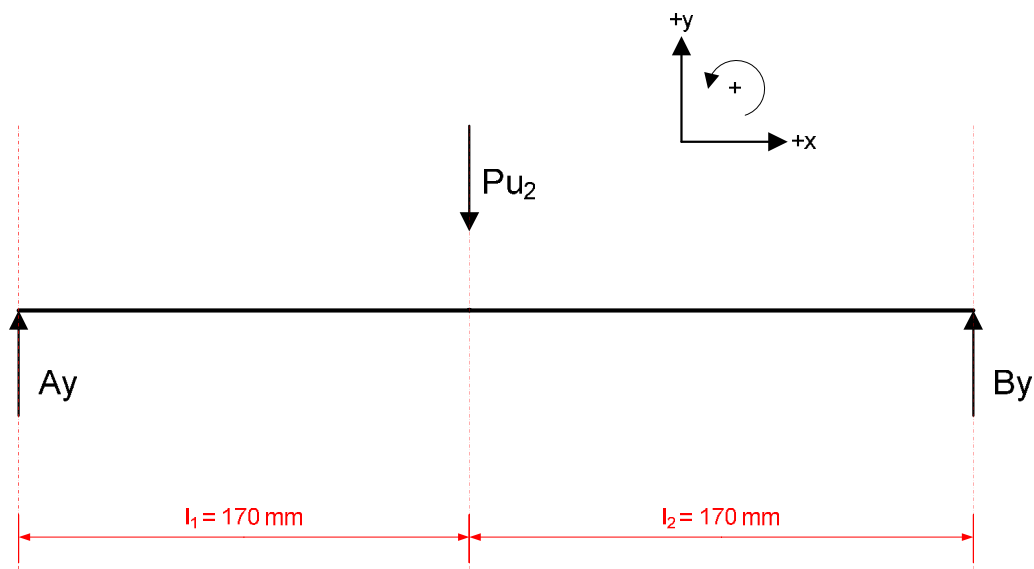
$$\S \quad \varepsilon \quad F_z = 0 \quad \text{ή} \quad A_z - P_{r2} + B_z = 0$$

$$\S \quad \varepsilon \quad M_A(x, z) = 0 \quad \text{ή} \quad -P_{r2} X_1 - P_{a2} X \frac{d_{os2}}{2} + B_z X(l_1 + l_2) = 0$$

Με επίλυση του παραπάνω συστήματος ή από συμμετρία έχουμε τα εξής αποτελέσματα:

- $P_{a2} = 820,49 \text{ kp}$
- $P_{r2} = 1153,84 \text{ kp}$
- $A_x = -820,49 \text{ kp}$
- $A_z = -985,88 \text{ kp}$
- $B_z = 2139,71 \text{ kp}$

Άτρακτος II (Οριζόντιο επίπεδο  $xy$ )



**Σχήμα 4.16:** Δυνάμεις ατράκτου II (οριζόντιο επίπεδο  $xy$ )

$$\S \quad \varepsilon \quad F_x = 0$$

$$\S \quad \varepsilon \quad F_y = 0 \quad \text{ή} \quad A_y - P_{u2} + B_y = 0$$

$$\S \quad \varepsilon \quad M_A(x, y) = 0 \quad \text{ή} \quad -P_{u2} X_1 + B_y (X_1 + l_2) = 0$$

Με επίλυση του παραπάνω συστήματος ή από συμμετρία έχουμε τα εξής αποτελέσματα:

- $P_{u2} = 3062,12 \text{ kp}$
- $A_y = -1531,06 \text{ kp}$
- $B_y = -1531,06 \text{ kp}$

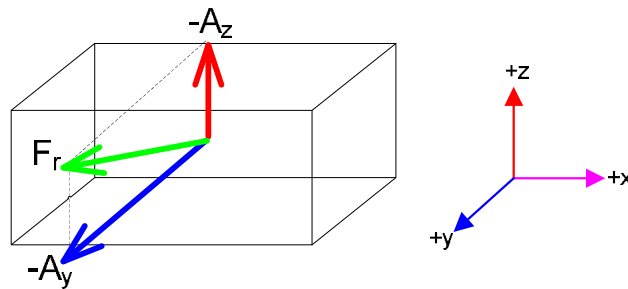


## 4.5.5.2 Υπολογισμός δυνάμεων που δρουν στις εδράσεις

## § Άτρακτος ( I )

## ○ Ελεύθερη έδραση

Οι δυνάμεις που δρουν στην ελεύθερη έδραση της ατράκτου ( I ) έχουν αντίθετη φορά από τις δυνάμεις αντίδρασης που υπολογίσαμε κατά την ισορροπία δυνάμεων. Έτσι, έχουμε από το παρακάτω σχήμα:



**Σχήμα 4.17:** Δυνάμεις ελεύθερης έδρασης (άτρακτος I)

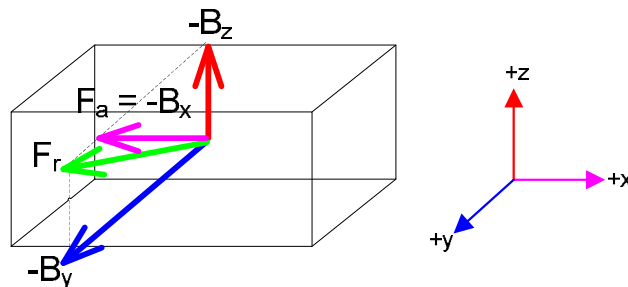
Από το παραπάνω σχήμα, έχουμε για τα φορτία των εδράσεων:

$$\emptyset F_a = 0kp$$

$$\emptyset F_r = \sqrt{(-A_y)^2 + (-A_z)^2} = \sqrt{(-1531,06)^2 + (-835,51)^2} = 1744,1kp$$

## ○ Σταθερή έδραση

Οι δυνάμεις που δρουν στη σταθερή έδραση της ατράκτου ( I ) έχουν αντίθετη φορά από τις δυνάμεις αντίδρασης που υπολογίσαμε κατά την ισορροπία δυνάμεων. Έτσι, έχουμε από το παρακάτω σχήμα:



**Σχήμα 4.18:** Δυνάμεις σταθερής έδρασης (άτρακτος I)

Από το παραπάνω σχήμα, έχουμε για τα φορτία των εδράσεων:

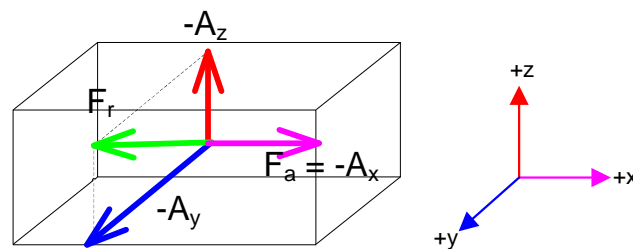
$$\emptyset F_a = |-B_x| = |-820,49| = 820,49kp$$

$$\emptyset F_r = \sqrt{(-B_y)^2 + (-B_z)^2} = \sqrt{(-1531,06)^2 + (-318,33)^2} = 1563,78kp$$

### § Άτρακτος ( II )

#### ο Σταθερή έδραση

Οι δυνάμεις που δρουν στη σταθερή έδραση της ατράκτου ( II ) έχουν αντίθετη φορά από τις δυνάμεις αντίδρασης που υπολογίσαμε κατά την ισορροπία δυνάμεων. Έτσι, έχουμε από το παρακάτω σχήμα:



**Σχήμα 4.19:** Δυνάμεις σταθερής έδρασης (άτρακτος II) (Microsoft Visio)

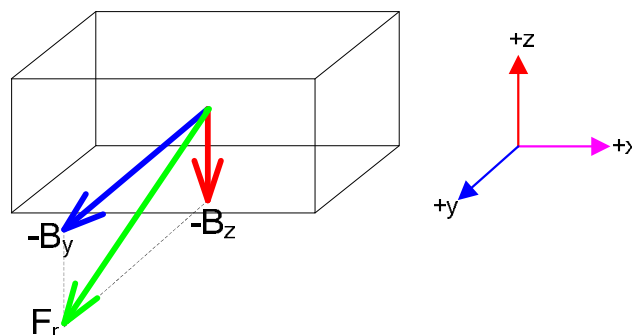
Από το παραπάνω σχήμα, έχουμε για τα φορτία των εδράσεων:

$$\emptyset F_a = |-A_x| = |-820,49| = 820,49kp$$

$$\emptyset F_r = \sqrt{(-A_y)^2 + (-A_z)^2} = \sqrt{(-1531,06)^2 + (-985,88)^2} = 1821,02kp$$

#### ο Ελεύθερη έδραση

Οι δυνάμεις που δρουν στην ελεύθερη έδραση της ατράκτου ( II ) έχουν αντίθετη φορά από τις δυνάμεις αντίδρασης που υπολογίσαμε κατά την ισορροπία δυνάμεων. Έτσι, έχουμε από το παρακάτω σχήμα:



**Σχήμα 4.20:** Δυνάμεις ελεύθερης έδρασης (άτρακτος II)

Από το παραπάνω σχήμα, έχουμε για τα φορτία των εδράσεων:

$$\emptyset F_a = 0kp$$

$$\emptyset F_r = \sqrt{(-B_y)^2 + (-B_z)^2} = \sqrt{(-1531,06)^2 + (-2139,71)^2} = 2631,07kp$$

#### 4.5.7 Εκλογή εδράνων κύλισης

*Άτρακτος I ( $n_I = 1800 \text{ RPM}$ )*

*Ρουλεμάν A (ελεύθερη έδραση)*

Τα φορτία που έχω είναι:

$$\emptyset F_a = 0kp = 0N$$

$$\emptyset F_r = 1744,1kp = 17092,17N$$

Παρατηρούμε ότι το κατάλληλο είδος ρουλεμάν για αυτή τη περίπτωση είναι κυλινδρικό έδρανο ελευθέρων εδράσεων αφού έχουμε:

- Όχι αξονικά φορτία ( $F_a = 0 \text{ N}$ )
- Μέτριο ακτινικό φορτίο ( $F_r = 17092,17 \text{ N}$ )

Στη συνέχεια έχουμε:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0N}{17092,17N} = 0$$

Από τον επόμενο πίνακα, παρατηρούμε ότι:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 \text{ \& } e \text{ \& } X = 1 \text{ και } Y = 0$$

**Πίνακας 4.9:** Πίνακας επιλογής συντελεστών εδράνων κύλισης

e =	0,19	0,22	0,24	0,27	0,31	0,37	0,44
Y =	2,3	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0

Το ισοδύναμο φορτίο είναι:

$$\S P = X X F_r + Y Y F_a \text{ ή } \frac{X=1}{F_a=0} = F_r = 17092,17N$$

Θέλουμε διάρκεια ζωής του εδράνου:  $L_h = 20000$  ώρες λειτουργίας, οπότε, η ονομαστική διάρκεια ζωής σε  $10^6$  περιστροφές είναι:

$$L_h = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \times 800} \quad \text{ή} \quad L_{10} = \frac{L_h \times 60 \times 800}{10^6} = \frac{20000 \text{ ώρες} \times 60 \times 800 \text{ RPM}}{10^6} \quad \text{ή}$$

$$\text{ή} \quad L_{10} = 2160$$

Επίσης ισχύει ο τύπος:

$$\S \quad L_{10} = \frac{\zeta C \phi^k}{10 P} \quad \text{ή} \quad C = (L_{10})^{1/k} \times P$$

όπου:  $k = 10/3$  για έδρανα με σώματα κύλισης κυλίνδρους

Έτσι, για έδρανα κυλινδρικά, έχουμε:

$$C = (L_{10})^{1/k} \times P = (2160)^{3/10} \times 7092,17 \text{ N} = 171054,04 \text{ N} = 171,05 \text{ kN}$$

Από τον κατάλογο των ρουλεμάν της SKF, τελικά επιλέγω το κυλινδρικό ρουλεμάν: NUB 220 ECJ, από την κατηγορία: “Cylindrical roller bearings à Single row”, όπως φαίνεται παρακάτω:

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Reference speed n	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		kN	r/min		kg
100	180	46	285	305	36,5	4000	4500	3,75

The technical drawing shows the bearing with the following dimensions:  $C = 34$ ,  $r_{1,2min} = 2,1$ ,  $r_{3,4min} = 2,1$ ,  $D = 180$ ,  $D_1 = 157$ ,  $B = 46$ ,  $d = 100$ ,  $F = 119$ ,  $\varepsilon = 6,8$ ,  $d_{amax} = 116$ ,  $d_{amin} = 122$ ,  $D_{amax} = 168$ . The calculation factor is  $k_f = 0,15$ .

**Σχήμα 4.21:** Χαρακτηριστικά εδράνου κύλισεως NUB 220 ECJ

Επιλέγω  $C = 285 \text{ kN} = 285000 \text{ N}$ , οπότε:

$$\S \quad L_{10} = \frac{\zeta C \phi^k}{10 P} = \frac{\zeta 285000 \text{ N} \phi^{10/3}}{10 \times 17092,17 \text{ N}} = 11843,83$$

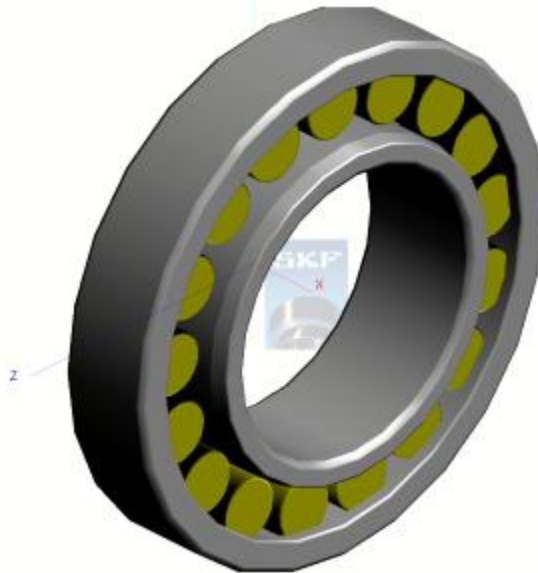
Οπότε, η διάρκεια ζωής σε ώρες λειτουργίας είναι:

$$\S \quad L_h = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \times 800} = \frac{11843,83 \times 10^6}{60 \times 800 \text{ RPM}} = 109665,1 \text{ ώρες}$$

Τελικά επιλέξαμε το ρουλεμάν NUB 220 ECJ, από την κατηγορία: κυλινδρικά έδρανα απλής σειράς της SKF, με τα εξής χαρακτηριστικά:

- $d = 100 \text{ mm}$
- $D = 180 \text{ mm}$
- $B = 46 \text{ mm}$
- $C = 285 \text{ kN}$
- $M = 3.75 \text{ kg}$

Αμέσως παρακάτω παρατίθεται το επιλεγέν έδρανο κυλίσεως σε τριδιάστατη μορφή:



**Σχήμα 4.22:** Τριδιάστατη απεικόνιση του εδράνου κυλίσεως NUB 220 ECJ

*Ρουλεμάν B (σταθερή έδραση)*

Τα φορτία που έχω είναι:

$$\text{Ø } F_a = 820,49kp = 8040,81N$$

$$\text{Ø } F_r = 1563,78kp = 15325,08N$$

Παρατηρούμε ότι το κατάλληλο είδος ρουλεμάν για αυτή τη περίπτωση είναι έδρανο βαθείας αύλακος αφού έχουμε:

- Μέτρια φορτία ( $F_r = 15325,08 \text{ N}$  ,  $F_a = 8040,81 \text{ N}$ )
- Σχετικά μεγάλη ταχύτητα ( $n_I = 2850 \text{ RPM}$ )

Στη συνέχεια έχουμε:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8040,81N}{15325,08N} = 0,53$$

Από τον πίνακα 4.9 , υπολογίζουμε τους συντελεστές:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,53 \text{ @ } e \text{ @ } X = 0,56 \text{ και } Y = 0,8$$

Το ισοδύναμο φορτίο είναι:

$$\S P = X X F_r + Y X F_a \text{ ή } \frac{X=0,56}{Y=0,8} = F_r = 13406,53N$$

Θέλουμε διάρκεια ζωής του εδράνου:  $L_h = 20000$  ώρες λειτουργίας, οπότε, η ονομαστική διάρκεια ζωής σε  $10^6$  περιστροφές είναι:

$$L_h = \frac{L_{10} X_0^6}{60 X_L} \text{ ή } L_{10} = \frac{L_h X_0 X_L}{10^6} = \frac{20000 \text{ ώρες } X_0 X_L 800RPM}{10^6} \text{ ή}$$

$$\text{ή } L_{10} = 2160$$

Επίσης ισχύει ο τύπος:

$$\S L_{10} = \frac{\zeta C \phi^k}{P} \text{ ή } C = (L_{10})^{1/k} X P$$

όπου:  $k = 3$  για έδρανα με σώματα κύλισης σφαίρες

Έτσι, για έδρανα βαθείας αύλακος, έχουμε:

$$C = (L_{10})^{1/k} X P = (2700)^{1/3} X 3406,53N = 173301,01N = 173,30kN$$

Από τον κατάλογο των ρουλεμάν της SKF, τελικά επιλέγω το ρουλεμάν βαθείας αύλακος: 6320, από την κατηγορία: “Deep groove ball bearings à Single row”, όπως φαίνεται παρακάτω:

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C <sub>0</sub>		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	* SKF Explorer bearing
100	215	47	174	140	4,75	6700	4300	7	6320

Calculation factors:  
 $k_r$  0,03  
 $f_0$  13

Σχήμα 4.23: Χαρακτηριστικά εδράνου κυλίσεως 6320

Επιλέγω  $C = 174 \text{ kN} = 174000 \text{ N}$ , οπότε:

$$\S L_{10} = \frac{\zeta C \phi^k}{60 P} = \frac{\zeta 174000 \text{ N} \phi^3}{60 \times 13406,53 \text{ N}} = 2186,24$$

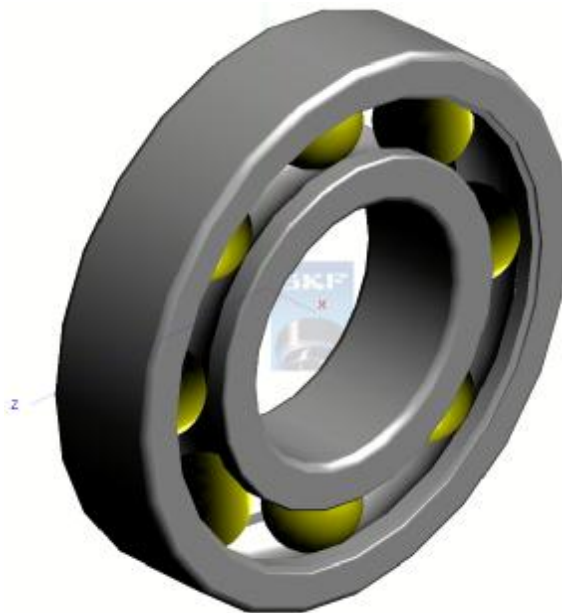
Οπότε, η διάρκεια ζωής σε ώρες λειτουργίας είναι:

$$\S L_h = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \times n_1 (\text{RPM})} = \frac{2186,24 \times 10^6}{60 \times 800 \text{ RPM}} = 20242,981 \text{ } \acute{o} \text{r} \text{e} \text{V}$$

Τελικά επιλέξαμε το ρουλεμάν 6320, από την κατηγορία: έδρανα βαθείας αύλακος απλής σειράς της SKF, με τα εξής χαρακτηριστικά:

- $d = 100 \text{ mm}$
- $D = 215 \text{ mm}$
- $B = 47 \text{ mm}$
- $C = 174 \text{ kN}$
- $M = 7 \text{ kg}$

Αμέσως παρακάτω παρατίθεται το επιλεγέν έδρανο κυλίσεως σε τριδιάστατη μορφή:



**Σχήμα 4.24:** Τριδιάστατη απεικόνιση του εδράνου κυλίσεως 6320

Άτρακτος II ( $n_{II} = 297,85 \text{ RPM}$ )

Ρουλεμάν A (σταθερή έδραση)

Τα φορτία που έχω είναι:

$$\text{Ø } F_a = 820,49 \text{kp} = 8040,81 \text{N}$$

$$\text{Ø } F_r = 1821,02 \text{kp} = 17845,95 \text{N}$$

Παρατηρούμε ότι το κατάλληλο είδος ρουλεμάν για αυτή τη περίπτωση είναι έδρανο βαθείας αύλακος αφού έχουμε:

- Μέτρια φορτία ( $F_r = 17845,95 \text{ N}$  ,  $F_a = 8040,81 \text{ N}$ )
- Μέτρια ταχύτητα ( $n_{II} = 297,85 \text{ RPM}$ )

Στη συνέχεια έχουμε:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8040,81 \text{N}}{17845,95 \text{N}} = 0,45$$

Από τον πίνακα 4.9, υπολογίζουμε τους συντελεστές:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,45 \text{ ® } e \text{ ® } X = 0,56 \text{ και } Y = 0,97$$

Το ισοδύναμο φορτίο είναι:

$$\text{§ } P = X F_r + Y F_a \text{ ή } \frac{X=0,56}{Y=0,97} = F_r = 17793,32 \text{N}$$

Θέλουμε διάρκεια ζωής του εδράνου:  $L_h = 20000$  ώρες λειτουργίας, οπότε, η ονομαστική διάρκεια ζωής σε  $10^6$  περιστροφές είναι:

$$L_h = \frac{L_{10} \times 60}{n_{II}} \text{ ή } L_{10} = \frac{L_h \times n_{II}}{60} = \frac{20000 \text{ ώρες} \times 297,85 \text{ RPM}}{60} \text{ ή}$$

$$\text{ή } L_{10} = 357,41$$

Επίσης ισχύει ο τύπος:

$$\text{§ } L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^{1/k} \text{ ή } C = (L_{10})^{1/k} P$$

όπου:  $k = 3$  για έδρανα με σώματα κύλισης σφαίρες

Έτσι, για έδρανα βαθείας αύλακος, έχουμε:

$$C = (L_{10})^{1/k} P = (357,41)^{1/3} \times 17793,32 \text{N} = 126274,06 \text{N} = 126,27 \text{kN}$$



Από τον κατάλογο των ρουλεμάν της SKF, τελικά επιλέγω το ρουλεμάν βαθείας αύλακος: 6036 M από την κατηγορία: “Deep groove ball bearings à Single row”, όπως φαίνεται παρακάτω:

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	Limiting speed	Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C <sub>0</sub>	kN	Reference speed r/min		kg	* SKF Explorer bearing
180	280	46	190	200	5,6	4800	4000	10,5	6036 M

**Σχήμα 4.25:** Χαρακτηριστικά εδράνου κυλίσεως 6036 M

Επιλέγω  $C = 190 \text{ kN} = 190000 \text{ N}$ , οπότε:

$$\S L_{10} = \frac{\zeta C \phi^k}{\theta P \psi} = \frac{\zeta 190000 \text{ N} \phi^3}{\theta 17793,32 \text{ N} \psi} = 1217,56$$

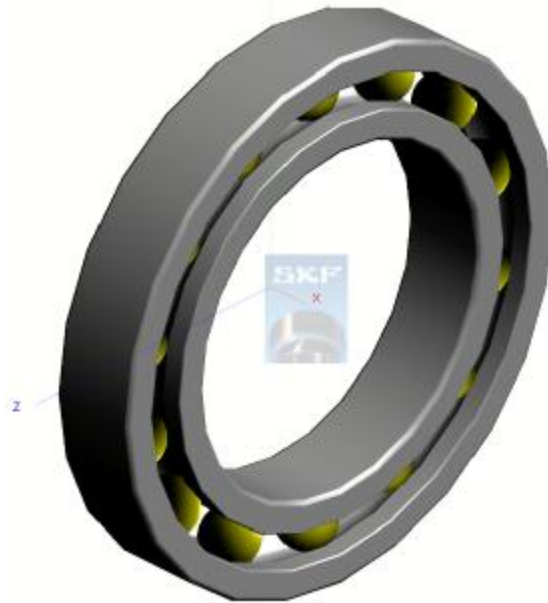
Οπότε, η διάρκεια ζωής σε ώρες λειτουργίας είναι:

$$\S L_h = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \times n_{II}} = \frac{1217,56 \times 10^6}{60 \times 97,85 \text{ RPM}} = 68131,58 \text{ } \acute{o}r e V$$

Τελικά επιλέξαμε το ρουλεμάν 6036 M, από την κατηγορία: έδρανα βαθείας αύλακος απλής σειράς της SKF, με τα εξής χαρακτηριστικά:

- $d = 180 \text{ mm}$
- $D = 280 \text{ mm}$
- $B = 46 \text{ mm}$
- $C = 190 \text{ kN}$
- $M = 10,5 \text{ kg}$

Αμέσως παρακάτω παρατίθεται το επιλεγέν έδρανο κυλίσεως σε τριδιάστατη μορφή:



**Σχήμα 4.26:** Τριδιάστατη απεικόνιση του εδράνου κυλίσεως 6036 M

*Ρουλεμάν Β (ελεύθερη έδραση)*

Τα φορτία που έχω είναι:

$$\emptyset F_a = 0kp = 0N$$

$$\emptyset F_r = 2631,07kp = 25784,46N$$

Παρατηρούμε ότι το κατάλληλο είδος ρουλεμάν για αυτή τη περίπτωση είναι κυλινδρικό έδρανο ελευθέρων εδράσεων αφού έχουμε:

- Όχι αξονικά φορτία ( $F_a = 0 N$ )
- Μέτριο ακτινικό φορτίο ( $F_r = 25784,46 N$ )

Στη συνέχεια έχουμε:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0N}{25784,46N} = 0$$

Από τον πίνακα 4.9, υπολογίζουμε τους συντελεστές:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 \text{ \& } e \text{ \& } X = 1 \text{ και } Y = 0$$

Το ισοδύναμο φορτίο είναι:

$$\S P = X X F_r + Y X F_a \text{ ή } \frac{X=1}{F_a=0} = F_r = 25784,46N$$

Θέλουμε διάρκεια ζωής του εδράνου:  $L_h = 20000$  ώρες λειτουργίας, οπότε, η ονομαστική διάρκεια ζωής σε  $10^6$  περιστροφές είναι:

$$L_h = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \times n} \quad \text{ή} \quad L_{10} = \frac{L_h \times 60 \times n}{10^6} = \frac{20000 \text{ ώρες} \times 60 \times 297,85 \text{ RPM}}{10^6} \quad \text{ή}$$

$$\text{ή} \quad L_{10} = 357,41$$

Επίσης ισχύει ο τύπος:

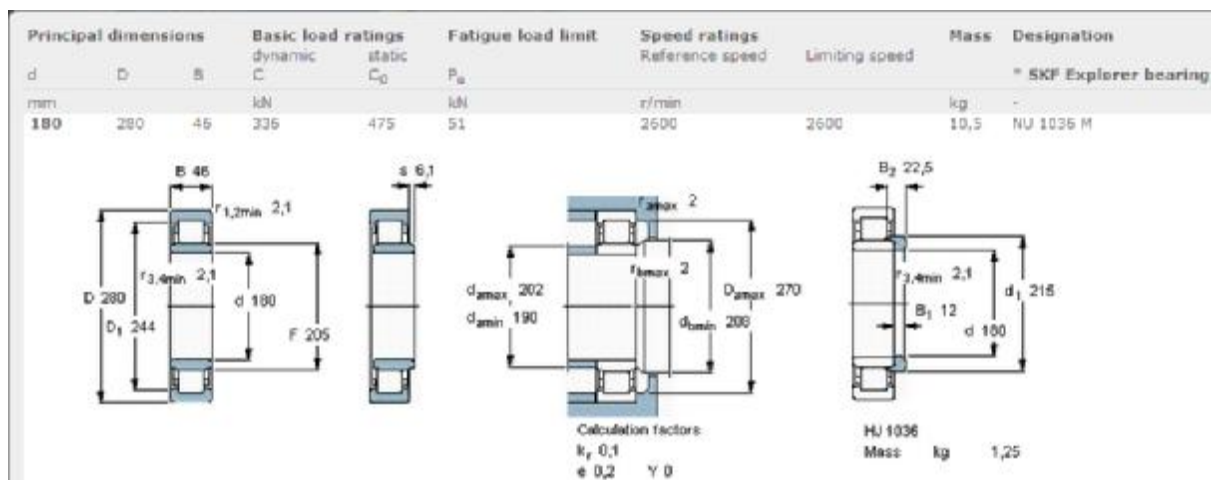
$$\S \quad L_{10} = \left( \frac{\zeta C \phi^k}{\theta P} \right)^{1/k} \quad \text{ή} \quad C = (L_{10})^{1/k} \times P$$

όπου:  $k = 10/3$  για έδρανα με σώματα κύλισης κυλίνδρους

Έτσι, για έδρανα κυλινδρικά, έχουμε:

$$C = (L_{10})^{1/k} \times P = (357,41)^{3/10} \times 25784,46 \text{ N} = 150421,34 \text{ N} = 150,42 \text{ kN}$$

Από τον κατάλογο των ρουλεμάν της SKF, τελικά επιλέγω το κυλινδρικό ρουλεμάν: NU 1036 M, από την κατηγορία: “Cylindrical roller bearings à Single row”, όπως φαίνεται παρακάτω:



Σχήμα 4.27: Χαρακτηριστικά εδράνου κύλισης NU 1036 M

Επιλέγω  $C = 336 \text{ kN} = 336000 \text{ N}$ , οπότε:

$$\S \quad L_{10} = \left( \frac{\zeta C \phi^k}{\theta P} \right)^{1/k} = \left( \frac{\zeta 285000 \text{ N} \phi^{10/3}}{\theta 17092,17 \text{ N}} \right)^{3/10} = 11843,83$$

Οπότε, η διάρκεια ζωής σε ώρες λειτουργίας είναι:

$$\S \quad L_h = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \times n} = \frac{11843,83 \times 10^6}{60 \times 800 \text{ RPM}} = 109665,1 \text{ } \acute{o}r e V$$

Τελικά επιλέξαμε το ρουλεμάν NUB 220 ECJ, από την κατηγορία: κυλινδρικά έδρανα απλής σειράς της SKF, με τα εξής χαρακτηριστικά:

- $d = 180 \text{ mm}$
- $D = 280 \text{ mm}$
- $B = 46 \text{ mm}$
- $C = 336 \text{ kN}$
- $M = 10.5 \text{ kg}$

Αμέσως παρακάτω παρατίθεται το επιλεγέν έδρανο κυλίσεως σε τριδιάστατη μορφή:



**Σχήμα 4.28:** Τριδιάστατη απεικόνιση του εδράνου κυλίσεως NU 1036 M

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ<sup>(\*)</sup>

1. Γιαννόπουλος Α. Χρ., *Στοιχεία Μηχανών Ι: Οδηγός επίλυσης Ασκήσεων Πράξης*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Πάτρα, 2012
2. Κωστόπουλος Θ. Ν., *Οδοντώσεις και Μειωτήρες Στροφών*, Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα, 1991.
3. Κυρτάτος Ν. Π., *Βασικές Αρχές Πρόωσης Πλοίων*, Αθήνα, 2007.
4. Ρακόπουλος Κ. Δ., *Αρχές Εμβολοφόρων ΜΕΚ*, Αθήνα, 2002.
5. Τζιφάκης Α., *Μηχανές Εσωτερικής Καύσης*, Ίδρυμα Ευγενίδου, Αθήνα, 1978.
6. Παπαθεοδοσίου Θ., *Μηχανές Εσωτερικής Καύσης*, Ο.Ε.Δ.Β., 1996.
7. Κυρτάτος Ν., *Ναυτικοί Κινητήρες Diesel*, Αθήνα, 1993.
8. <http://www.skf.com>
9. [http://www.lme.ntua.gr/les\\_egatastaseis.html](http://www.lme.ntua.gr/les_egatastaseis.html)
10. <http://www.marinediesels.info/index.html>
11. <http://www.marineengineering.org.uk/>
12. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/thermo/diesel.html>
13. [http://www.pischools.gr/lessons/tee/maritime/FILES/biblia/biblia/naytikh\\_texni\\_a/kef03.pdf](http://www.pischools.gr/lessons/tee/maritime/FILES/biblia/biblia/naytikh_texni_a/kef03.pdf)

---

<sup>(\*)</sup> Οι παραπάνω καταχωρήσεις αφορούν τα εξής:  
1. Ελληνικό Βιβλίο, 2. Διεύθυνση διαδικτύου