

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



ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΜΕΛΕΤΗ ΣΤΑΘΜΟΥ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ
ΡΕΥΜΑΤΟΣ 3 MW ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ
ΤΟΥ ΜΕΙΩΤΗΡΑ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ**



**ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ: ΣΙΝΤΗΛΑΣ ΑΘΑΝΑΣΙΟΣ
ΜΠΑΛΑΝΑΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

ΠΑΤΡΑ 2013

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πάτρας και αναφέρεται στην μελέτη παραγωγής ηλεκτρικού ρεύματος από την καύση λιγνίτη σε σκόνη σε αμιολέβητα υπέρθερμου ατμού πίεσης 40 bar και θερμοκρασίας ατμού 450°C. Η μετάδοση της κίνησης από τον αμιοστρόβιλο στην γεννήτρια ισχύος 3 MW γίνεται μέσω μειωτήρα 8000/3000 RPM με οδοντωτούς τροχούς και διπλή κεκλιμένη οδόντωση. Ο ατμός περνά από τον αμιοστρόβιλο και στην συνέχεια με χαμηλή πίεση εξόδου -0,90atü συμπυκνώνεται σε συμπυκνωτή.

Μελετώνται όλα τα εσωτερικά στοιχεία του αμιολέβητα όπως ο φλογοθάλαμος, ο υπερθερμαντήρας, ο αναθερμαντήρας, ο προθερμαντήρας νερού και αέρα, η αμιοπαραγωγή, η κατανάλωση καυσίμου, ο βαθμός απόδοσης, η εκβορβόρωση (στρατσώνα) και η ποσότητα του επεξεργασμένου νερού συμπληρώσεως. Επίσης, μελετώνται ο μειωτήρας με διπλούς οδοντωτούς τροχούς και κεκλιμένους οδόντες, ο άξονας εισόδου και εξόδου, οι διάμετροι οδοντωτών τροχών, τα έδρανα και οι σφήνες.

Ευχαριστούμε θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητής μας κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολογίας, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μας προσέφερε για την πραγματοποίηση της Εργασίας.

Σιντήλας Αθανάσιος
Μπλάνας Αλέξανδρος
Φεβρουάριος 2013

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία αναφέρεται στην μελέτη σταθμού για παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος, μέσω ατμολέβητα πίεσης 40 bar και θερμοκρασίας ατμού 450°C με σκοπό την κίνηση γεννήτριας με ισχύ 3 MW. Η μετάδοση της κίνησης γίνεται με μειωτήρα κίνησης 8000/3000 RPM με οδοντωτούς τροχούς και διπλή κεκλιμένη οδόντωση.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε 12 κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο αναλύεται ο ατμολέβητας και από ποια μέρη αποτελείται και στο δεύτερο κεφάλαιο υπολογίζονται τα θερμοδυναμικά μεγέθη του ατμολέβητα με βάση τον θερμοδυναμικό κύκλο Rankine, και τα υπόλοιπα στοιχεία του ατμολέβητα όπως οι περιεκτικότητες του λιγνίτη σε ποσοστά, η ατμοπαραγωγή και η ποσότητα των καπναερίων. Στο τρίτο κεφάλαιο υπολογίζονται οι θερμοκρασίες και οι διαστάσεις που έχει το κάθε τμήμα εντός του λέβητα. Πιο συγκεκριμένα γίνονται υπολογισμοί για τον φλογοθάλαμο, το αρχικό τμήμα, τον υπερθερμαντήρα, τον αναθερμαντήρα, το τελικό τμήμα και τέλος για τον προθερμαντήρα νερού και αέρα. Και στο τέταρτο κεφάλαιο υπολογίζονται οι ποσότητες του νερού στο τύμπανο που χρησιμοποιεί ο ατμολέβητας, καθώς και η ισχύς της αντλίας που τον τροφοδοτεί. Ακόμα υπολογίζονται και διάφορα γεωμετρικά στοιχεία που έχουν σχέση με την καπνοδόχο όπως οι διαστάσεις της και επίσης η ισχύς που θα έχει ο ανεμιστήρας για την αποβολή των καπναερίων μέσω αυτής.

Στο πέμπτο κεφάλαιο αναφέρονται και αναλύονται τα είδη των οδοντωτών τροχών. Στο έκτο και στο έβδομο κεφάλαιο υπολογίζεται ο μειωτήρας μετάδοσης κίνησης δηλαδή οι διαστάσεις του πινιόν και του τροχού εξόδου αντίστοιχα. Συγκεκριμένα γίνεται υπολογισμός των διαμέτρων τους, του πλάτους τους και επιλέγεται ο αριθμός δοντιών ο οποίος μας δίνει την μείωση στον αριθμό των στροφών που επιθυμούμε. Επίσης επιλέγεται και ο καταλληλότερος τύπος οδόντωσης για την συγκεκριμένη εφαρμογή. Ακόμα υπολογίζεται και η κατάλληλη διάμετρος των αξόνων για την κάθε περίπτωση, ώστε να είναι ασφαλής, και να εξασφαλίζεται η σωστή λειτουργία των οδοντωτών τροχών. Τέλος υπολογίζονται οι αντιδράσεις στηρίξεως των εδράνων. Στο όγδοο κεφάλαιο γίνεται έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση στους άξονες. Στην συγκεκριμένη εφαρμογή, οι άξονες καταπονούνται σε εναλλασσόμενη κάμψη και στατική στρέψη. Γίνονται οι υπολογισμοί για να βρεθούν οι τάσεις που ασκούνται στους άξονες, υπολογίζονται και οι αποκλίσεις αυτών των τάσεων, και τέλος γίνεται ο υπολογισμός του συντελεστή ασφαλείας με βάση την μείωση της δυναμικής αντοχής. Στο ένατο κεφάλαιο γίνεται η επιλογή των κατάλληλων εδράνων ολίσθησης για την συγκεκριμένη εφαρμογή. Υπολογίζεται το πλάτος τους, η πίεση η οποία ασκείται κατά την λειτουργία τους, επιλογή της κατάλληλης τυποποιημένης συναρμογής για την

κατασκευή, ο αριθμός Sommerfeld, το ιξώδες του λιπαντικού, η θερμότητα που παράγεται κατά την λειτουργία τους, και η απαιτούμενη ποσότητα λαδιού που απαιτείται για την λίπανση τους αλλά και για την ψύξη τους. Στο δέκατο κεφάλαιο γίνεται υπολογισμός των διαστάσεων των πλημνών των οδοντωτών τροχών καθώς επίσης επιλέγεται και ο κατάλληλος σφήνας για τον κάθε άξονα. Στο εντέκατο κεφάλαιο γίνεται έλεγχος σε πίεση επιφανείας των οδοντωτών τροχών καθώς και έλεγχος των οδόντων σε θραύση, ώστε να είναι εξασφαλισμένη η αντοχή της κατασκευής. Και ολοκληρώνοντας, στο δωδέκατο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα σχέδια του μειωτήρα κίνησης σε τομή και των οδοντωτών τροχών σε πλάγια όψη.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ	11
1. ΓΕΝΙΚΑ.....	13
1.1 Ιστορική εξέλιξη.....	13
1.2 Λέβητας.....	17
1.3 Υπερθερμαντήρας.....	17
1.4 Συγκρότηση υπερθερμαντήρων.....	18
1.5 Διαχωρισμός υπερθερμαντήρων.....	19
1.6 Συμπεριφορά του υπερθερμαντήρα σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας.....	20
1.7 Οικονομητήρας.....	22
1.8 Αναθερμαντήρας ατμού.....	23
1.9 Διάταξη των επιφανειών αναθερμαντήρα.....	24
1.10 Ρυθμίσεις θερμοκρασίας ανάθερμου.....	25
1.11 Σύγκριση των μεθόδων ρύθμισης της θερμοκρασίας του ανάθερμου.....	27
1.12 Προθερμαντήρας αέρα καύσης.....	27
1.13 Είδη προθερμαντήρων αέρα.....	28
1.14 Απαεριοτής.....	30
1.15 Συμπυκνωτής.....	30
2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ.....	31
2.1 Θερμοδυναμικά σημεία διαγράμματος Rankine.....	32
2.2 Υπολογισμός βέλτιστης πίεσης αναθέρμανσης.....	34
2.3 Ισχύς στροβίλων.....	44
2.4 Υπολογισμός ατμοπαραγωγής.....	45
2.5 Περιεκτικότητες συστατικών λιγνίτη.....	46
2.6 Υπολογισμός συντελεστή αναγωγής.....	46
2.7 Υπολογισμός συντελεστή ξήρανσης.....	47
2.8 Περιεκτικότητες συστατικών ξηραμένου λιγνίτη.....	47
2.9 Θερμογόνος δύναμη ξηραμένου λιγνίτη.....	48
2.10 Ελάχιστη ποσότητα αέρα καύσης.....	48
2.11 Πραγματική ποσότητα αέρα καύσης.....	48
2.12 Θερμότητα για παραγωγή 1Kg ατμού.....	49
2.13 Εισερχόμενη θερμότητα με τον αέρα καύσης.....	49
2.14 Ωριαία κατανάλωση καυσίμου.....	50
2.15 Κατανάλωση καυσίμου και παροχή αέρα σε κάθε καυστήρα.....	50
2.16 Ποσότητα επιστρεφόμενων συμπυκνωμάτων.....	50

3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΜΗΜΑΤΩΝ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ.....	51
3.1 Απελευθερούμενη θερμότητα στον φλογοθάλαμο.....	51
3.2 Διαστάσεις φλογοθαλάμου.....	52
3.3 Ποσότητα ξηρών καπναερίων.....	52
3.4 Ποσότητα υγρών καπναερίων.....	53
3.5 Πραγματική ποσότητα υγρών καπναερίων.....	53
3.6 Θεωρητική θερμοκρασία φλογοθαλάμου.....	53
3.7 Ακτινοβολούμενη επιφάνεια φλογοθαλάμου.....	54
3.8 Θερμότητα που μεταδίδεται με ακτινοβολία στον φλογοθάλαμο.....	55
3.9 Πραγματική θερμοκρασία φλογοθαλάμου.....	56
3.10 Θερμότητα αποδιδόμενη με ακτινοβολία στον φλογοθάλαμο.....	58
3.11 Συνολική θερμότητα προσδιδόμενη για ατμοποίηση.....	59
3.12 Θερμότητα που αποδίδεται στον υπερθερμαντήρα ατμού.....	60
3.13 Θερμοκρασία καπναερίων μετά τον υπερθερμαντήρα.....	61
3.14 Θερμαινόμενη επιφάνεια υπερθερμαντήρα.....	61
3.15 Θερμότητα που αποδίδεται στον αναθερμαντήρα.....	63
3.16 Θερμοκρασία καπναερίων μετά τον αναθερμαντήρα.....	63
3.17 Θερμαινόμενη επιφάνεια αναθερμαντήρα.....	64
3.18 Θερμότητα που προσδίδεται στο νερό με τον προθερμαντήρα νερού.....	65
3.19 Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του προθερμαντήρα νερού.....	66
3.20 Θερμαινόμενη επιφάνεια προθερμαντήρα νερού.....	66
3.21 Θερμότητα που προσδίδεται στον αέρα με τον προθερμαντήρα αέρα.....	67
3.22 Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του προθερμαντήρα αέρα.....	68
3.23 Θερμαινόμενη επιφάνεια προθερμαντήρα αέρα.....	68
3.24 Διάγραμμα επιφανειών και θερμοκρασιών.....	69
4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ, ΚΑΠΝΟΔΟΧΟΥ ΚΑΙ ΙΣΧΥΟΣ.....	71
4.1 Ποσότητα νερού στρατσώνας.....	71
4.2 Ποσότητα τροφοδοτικού νερού που εισάγεται στον λέβητα.....	73
4.3 Ποσότητα αντλούμενου νερού.....	73
4.4 Ισχύς αντλίας τροφοδοτικού νερού.....	73
4.5 Φυσικός ελκυσμός καπνοδόχου.....	75
4.6 Πραγματικός όγκος καπναερίων.....	76
4.7 Διάμετρος κορυφής καπνοδόχου.....	77
4.8 Παροχή και μανομετρικό ανεμιστήρα καπναερίων.....	77
4.9 Ισχύς κινητήρα ανεμιστήρα καπναερίων.....	79
4.10 Επαλήθευση βαθμού αποδόσεως λέβητα.....	80
5. ΕΙΔΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ.....	82
5.1 Γενικά.....	82
5.2 Τύποι οδοντωτών τροχών.....	82
5.3 Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτών τροχών.....	89
5.4 Τύποι και δομή μειωτήρων κίνησης.....	89

5.5 Κατεργασία οδοντωτών τροχών.....	90
--------------------------------------	----

6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΤΡΟΧΟΥ

(ΠΙΝΙΟΝ).....	94
6.1 Υπολογισμός διαμέτρου αρχικού κύκλου κινητηρίου τροχού (πινιόν).....	95
6.2 Υπολογισμός σχέσης μετάδοσης.....	96
6.3 Αριθμός οδόντων.....	96
6.4 Υπολογισμός modul στην μετωπική τομή.....	97
6.5 Υπολογισμός πλάτους πινιόν.....	97
6.6 Υπολογισμός γωνιάς κλίσης οδόντωσης.....	97
6.7 Υπολογισμός κάθετου modul.....	98
6.8 Επανυπολογισμός πλάτους πινιόν.....	98
6.9 Επανυπολογισμός γωνιάς κλίσης οδόντωσης.....	99
6.10 Διάμετρος αρχικού κύκλου.....	99
6.11 Υπολογισμός ροπής στρέψης του άξονα εισόδου.....	99
6.12 Υπολογισμός διαμέτρου του άξονα εισόδου.....	99
6.12.1 Υπολογισμός μήκους άξονα εισόδου.....	100
6.12.2 Υπολογισμός του μεγίστου βέλους κάμψης.....	100
6.12.3 Υπολογισμός του βέλους κάμψης.....	101
6.12.4 Υπολογισμός δυνάμεων στις στηρίξεις.....	103
6.13 Έλεγχος τοποθέτησης του πινιόν στον άξονα με σφήνα.....	104
6.14 Υπολογισμός περιφερειακής ταχύτητας.....	104
6.15 Υπολογισμός βήματος.....	105
6.16 Υπολογισμός της γωνιάς επαφής.....	105
6.17 Υπολογισμός κυριότερων διαστάσεων του οδοντωτού τροχού.....	105
6.17.1 Διάμετρος βασικού κύκλου.....	105
6.17.2 Διάμετρος κύκλου κεφαλής.....	105
6.17.3 Διάμετρος κύκλου πόδα.....	106
6.17.4 Ύψος κεφαλής.....	106
6.17.5 Ύψος πόδα.....	106
6.17.6 Χάρη κεφαλής.....	106
6.17.7 Ύψος οδόντα.....	106
6.17.8 Πάχος οδόντων.....	107
6.18 Υπολογισμός πλήμνης του πινιόν.....	107
6.18.1 Πάχος πλήμνης.....	107
6.18.2 Μήκος πλήμνης.....	107
6.19 Υπολογισμός αντιδράσεων στηρίξεως και καμπτικών ροπών.....	107
6.19.1 Αντιδράσεις στηρίξεων και καμπτικών ροπών για το επίπεδο (x,y).....	108
6.19.2 Αντιδράσεις στηρίξεων και καμπτικών ροπών για το επίπεδο (x,z).....	109

6.20	Μεγίστη καμπτική ροπή στην θέση B.....	110
------	--	-----

7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΤΡΟΧΟΥ ΕΞΟΔΟΥ.....111

7.1	Αριθμός δοντιών τροχού εξόδου.....	111
7.2	Υπολογισμός διαμέτρου αρχικού κύκλου τροχού εξόδου.....	111
7.3	Υπολογισμός ροπής στρέψης του άξονα εξόδου.....	112
7.4	Υπολογισμός διαμέτρου του άξονα εξόδου.....	112
7.4.1	Υπολογισμός μήκους άξονα εξόδου.....	113
7.4.2	Υπολογισμός του μεγίστου βέλους κάμψης.....	113
7.4.3	Υπολογισμός του βέλους κάμψης.....	114
7.4.4	Υπολογισμός δυνάμεων στις στηρίξεις.....	114
7.5	Έλεγχος τοποθέτησης του τροχού εξόδου στον άξονα με σφήνα.....	115
7.6	Υπολογισμός περιφερειακής ταχύτητας.....	115
7.7	Υπολογισμός κυριότερων διαστάσεων του οδοντωτού τροχού.....	116
7.7.1	Διάμετρος βασικού κύκλου.....	116
7.7.2	Διάμετρος κύκλου κεφαλής.....	116
7.7.3	Διάμετρος κύκλου πόδα.....	116
7.7.4	Απόσταση αξόνων του ζεύγους τροχών.....	116
7.7.5	Ύψος κεφαλής.....	116
7.7.6	Ύψος πόδα.....	117
7.7.7	Χάρη κεφαλής.....	117
7.7.8	Ύψος οδόντα.....	117
7.7.9	Πάχος οδόντων.....	117
7.8	Μετάθεση.....	117
7.9	Βήμα επαφών.....	118
7.10	Τμήμα επαφών.....	118
7.11	Υπολογισμός βαθμού επικάλυψης.....	118
7.12	Υπολογισμός πλήμνης και στεφάνης του τροχού εξόδου.....	119
7.12.1	Πάχος πλήμνης.....	119
7.12.2	Μήκος πλήμνης.....	119
7.12.3	Αριθμός βραχιόνων.....	119
7.12.4	Πλάτος βραχιόνων.....	119
7.12.5	Πλάτος νεύρων.....	120
7.12.6	Πάχος στεφάνης.....	120
7.12.7	Έλεγχος κάμψης των βραχιόνων.....	121
7.13	Υπολογισμός αντιδράσεων στηρίξεως και καμπτικών ροπών.....	122
7.13.1	Αντιδράσεις στηρίξεων και καμπτικών ροπών για το επίπεδο (x,y).....	122
7.13.2	Αντιδράσεις στηρίξεων και καμπτικών ροπών για το επίπεδο (x,z).....	123
7.14	Μεγίστη καμπτική ροπή στην θέση B.....	124

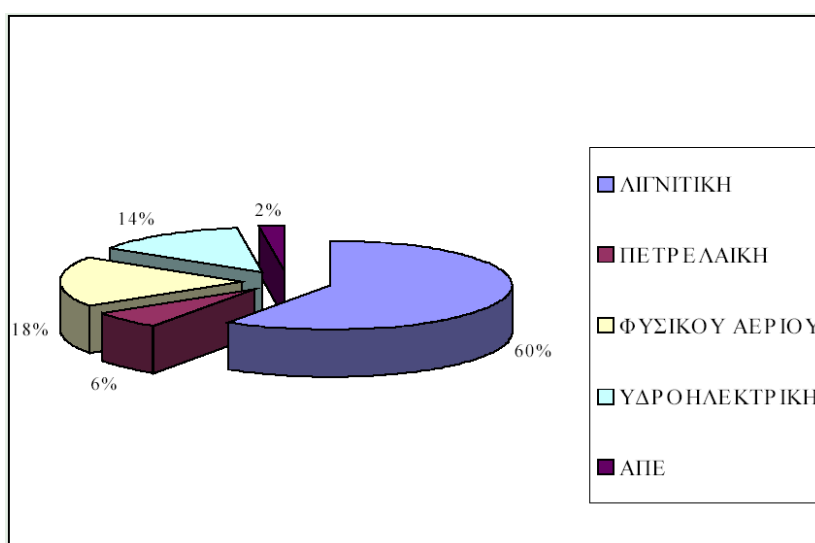
8. ΈΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΩΝ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ.....	125
8.1 Επιτρεπόμενες τάσεις σε κάμψη και στρέψη.....	127
8.2 Συντελεστής α_0 σύνθετης καταπόνησης.....	127
8.3 Υπολογισμός τάσεων στη θέση B.....	128
8.3.1 Άξονας εισόδου.....	128
8.3.2 Άξονας εξόδου.....	129
8.4 Μέσες τιμές και αποκλίσεις τάσεων.....	129
8.4.1 Άξονας εισόδου.....	129
8.4.2 Άξονας εξόδου.....	130
8.5 Υπολογισμός συντελεστή ασφαλείας για εναλλασσόμενη κάμψη και στατική στρέψη.....	131
8.5.1 Άξονας εισόδου.....	131
8.5.2 Άξονας εξόδου.....	133
 9. ΈΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ.....	139
9.1 Υπολογισμός εδράνων άξονα εισόδου.....	139
9.1.1 Λόγος πλάτους προς διάμετρο.....	139
9.1.2 Μέση πίεση επιφανείας.....	139
9.1.3 Μεγίστη πίεση.....	140
9.1.4 Υπολογισμός σχετικού διακένου.....	140
9.1.5 Επιλογή τυποποιημένης συναρμογής εδράνου.....	141
9.1.6 Υπολογισμός αριθμού Sommerfeld.....	141
9.1.7 Προσδιορισμός απαιτούμενου ιξώδους η	142
9.1.8 Μεταβατικός αριθμός στροφών $n_{\bar{u}}$	143
9.1.9 Απαιτούμενη ποσότητα λαδιού λίπανσης q	143
9.1.10 Θερμότητα p_r που παράγεται στο έδρανο.....	143
9.1.11 Ψύξη εδράνου.....	144
9.2 Υπολογισμός εδράνων άξονα εξόδου.....	145
9.2.1 Λόγος πλάτους προς διάμετρο.....	146
9.2.2 Μέση πίεση επιφανείας.....	146
9.2.3 Μεγίστη πίεση.....	146
9.2.4 Υπολογισμός σχετικού διακένου.....	147
9.2.5 Επιλογή τυποποιημένης συναρμογής εδράνου.....	147
9.2.6 Υπολογισμός αριθμού Sommerfeld.....	148
9.2.7 Προσδιορισμός απαιτούμενου ιξώδους η	149
9.2.8 Μεταβατικός αριθμός στροφών $n_{\bar{u}}$	149
9.2.9 Απαιτούμενη ποσότητα λαδιού λίπανσης q	149
9.2.10 Θερμότητα p_r που παράγεται στο έδρανο.....	150
9.2.11 Ψύξη εδράνου.....	150
 10. ΟΔΗΓΟΙ ΣΦΗΝΕΣ - ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΩΝ.....	153
10.1 Υπολογισμός σφήνα τροχού εισόδου.....	153
10.1.1 Υπολογισμός πλήμνης.....	153

10.1.2 Υπολογισμός πίεσης επιφανείας.....	153
10.2 Υπολογισμός σφήνα τροχού εξόδου.....	154
10.2.1 Υπολογισμός πλήμνης.....	154
10.2.2 Υπολογισμός πίεσης επιφανείας.....	154
11. ΈΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΟΔΟΝΤΩΝ.....	155
11.1 Έλεγχος σε πίεση επιφανείας οδοντωτών τροχών.....	155
11.2 Έλεγχος του οδόντα σε θραύση.....	157
12. ΣΧΕΔΙΑ.....	161
13. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	163
14. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	165

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Την σύγχρονη εποχή οι ατμοηλεκτρικοί σταθμοί αποτελούν το κύριο μέσο για την παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος και προβλέπεται ότι θα παραμείνουν έτσι και στο άμεσο μέλλον. Οι ατμοηλεκτρικοί σταθμοί χρησιμοποιούν κυρίως συμβατικά καύσιμα όπως γαιάθρακες και φυσικό αέριο.

Το ελληνικό σύστημα ηλεκτροπαραγωγής στηρίζεται στην παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος χρησιμοποιώντας ως καύσιμο λιγνίτη χαμηλής ποιότητας ή πετρέλαιο, ενώ πρόσφατα έχει ξεκινήσει η εγκατάσταση μονάδων με φυσικό αέριο. Αυτό όμως το γεγονός έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των ρύπων στην ατμόσφαιρα με αποτέλεσμα να έχουμε επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου. Σύμφωνα με το πρωτόκολλο του Κιότο και τις υποχρεώσεις που έχει η Ελλάδα, είναι επιτακτική ανάγκη να βελτιωθεί ο βαθμός απόδοσης των Ατμοηλεκτρικών Σταθμών. Κυρίως στην Ελλάδα λειτουργούν λιγνιτικοί ή ανθρακικοί Ατμοηλεκτρικοί Σταθμοί, όπου το 60% των ενεργειακών απαιτήσεων καλύπτεται κυρίως από λιγνιτικούς, το 18% από φυσικού αερίου, το 14% από υδροηλεκτρικούς, το 6% από πετρελαϊκούς και 2% από τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως φαίνεται και στην παρακάτω Εικ. 1.1.



Εικόνα 1.1: Ποσοστιαία κατανομή παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας

Ο λιγνίτης εξορύσσεται κυρίως από την Μεγαλόπολη, την Πτολεμαΐδα και την Φλώρινα. Η ετήσια παραγωγή του 2006 ήταν περίπου 62,5 εκατομμύρια τόνους όπου τα 50 εκατομμύρια ήταν από την Πτολεμαΐδα και την Φλώρινα. Αυτό δείχνει πως σχεδόν ολόκληρη η παραγωγή χρησιμοποιείται για την παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος. Σε όλη την Ελλάδα η συνολική ισχύς από Ατμοηλεκτρικούς Σταθμούς ανέρχεται στα 5.300 MW.

Ανερχόμενος παράγοντας στην Ελλάδα είναι και το φυσικό αέριο το οποίο εκτιμάται ότι θα αντικαταστήσει το πετρέλαιο και τον λιγνίτη σε ένα σημαντικό μέρος της ηλεκτροπαραγωγής. Αυτό έχει δύο σημαντικά οφέλη, πρώτον θα μειωθεί σε μεγάλο βαθμό η εκπομπή των ρύπων και δεύτερον θα έχουμε λιγότερη κατανάλωση καυσίμου για την ίδια παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας. Το 2006 στην Ελλάδα η ισχύς των μονάδων φυσικού αερίου ανερχόταν στα 1.970 MW.

Πιο συγκεκριμένα, ο ατμοπαραγωγός αποτελεί ένα σύστημα παραγωγής ατμού, και μπορεί να θεωρηθεί ως ένας εναλλάκτης θερμότητας όπου μεταξύ ενός θερμού ρεύματος καυσαερίου και ενός ρεύματος νερού, έχουμε μετατροπή του νερού σε υπέρθερμο ατμό παίρνοντας θερμότητα από το καυσαέριο. Και οι δύο αυτοί παράγοντες κυκλοφορούν σε ένα σύστημα αγωγών, όπου από τα τοιχώματα τους μεταδίδεται η θερμότητα από το ένα μέσο στο άλλο. Η επιφάνεια αυτών των τοιχωμάτων ονομάζεται θερμαινόμενη επιφάνεια ή επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του ατμοπαραγωγού. Η ενέργεια που παράγεται από την παραπάνω διαδικασία μεταφέρεται στον ατμοστρόβιλο και μέσω αυτού με άξονα μεταφέρεται στον μειωτήρα κίνησης. Ο μειωτήρας κίνησης είναι ένας μηχανισμός που αποτελείται από οδοντωτούς τροχούς. Μέσω αυτού γίνεται η αλλαγή στον αριθμό των στροφών ώστε ο άξονας που δίνει κίνηση στην γεννήτρια να έχει τον κατάλληλο αριθμό στροφών που απαιτούνται για την λειτουργία της. Γεννήτρια ονομάζεται ο μηχανισμός ο οποίος μετατρέπει την ενέργεια που παραλαμβάνει από τον άξονα εξόδου του μειωτήρα σε ηλεκτρική ενέργεια. Επίσης, η ισχύς που παράγει ο ατμοστρόβιλος μεταφέρεται στην γεννήτρια με τις λιγότερες δυνατές απώλειες.

Στην παρούσα μελέτη θα αναλύσουμε τα κυριότερα μέρη ενός ατμολέβητα και διάφορες πληροφορίες γι' αυτόν. Επίσης θα ασχοληθούμε γενικά με τους μειωτήρες κίνησης και θα αναφέρουμε γενικές πληροφορίες γι' αυτούς. Έπειτα θα υπολογίσουμε τα στοιχεία του μειωτήρα για την κίνηση γεννήτριας ισχύος 3 MW.

1. ΓΕΝΙΚΑ

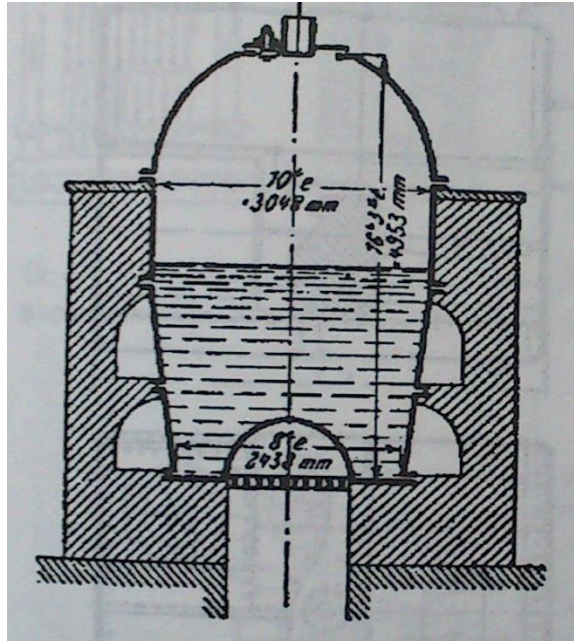
Ο ατμοπαραγωγός είναι ένα σύστημα παραγωγής ατμού, όπου λειτουργεί σαν εναλλάκτης θερμότητας μεταξύ ενός ρεύματος νερού και ενός ρεύματος θερμών καυσαερίων. Το ρεύμα νερού διαρρέει τον ατμοπαραγωγό αντλώντας θερμότητα από τα καυσαέρια και μετατρέπεται βαθμιαία σε κορεσμένο και υπέρθερμο ατμό.

Πιο συγκεκριμένα με την καύση του καυσίμου έχουμε την δημιουργία καυσαερίων όπου είναι ο φορέας θερμότητας και μαζί με το εργαζόμενο μέσο δηλαδή νερό ή ατμό κυκλοφορούν σε ένα σύστημα αγωγών, όπου από τα τοιχώματα τους μεταδίδεται η θερμότητα από τα καυσαέρια στο εργαζόμενο μέσο. Το καυσαέριο έρχεται σε επαφή με την επιφάνεια των τοιχωμάτων των αγωγών νερού ή ατμού η οποία ονομάζεται θερμαινόμενη επιφάνεια ή επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του ατμοπαραγωγού.

Το σύστημα των αγωγών σε μεγάλους ατμοπαραγωγούς όπου κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο αποτελείται από πολλούς παράλληλους σωλήνες μικρής διαμέτρου. Η καύση του καυσίμου γίνεται στον θάλαμο καύσης ή αλλιώς εστία η οποία είναι ντυμένη με σωλήνες που κυκλοφορεί το νερό και πρόκειται να ατμοποιηθεί με την βοήθεια της ακτινοβολίας της φλόγας και της θερμοκρασίας του καυσαερίου. Γι αυτό τον λόγο, οι επιφάνειες σωλήνων του θαλάμου καύσης ονομάζονται επιφάνειες ακτινοβολίας. Οι υπόλοιπες θερμαινόμενες επιφάνειες μετά τον θάλαμο καύσης που τις διαρρέει το καυσαέριο συναλλάσσοντας θερμότητα μαζί τους ονομάζονται επιφάνειες μεταφοράς. Τέλος, οι θερμαινόμενες επιφάνειες του ατμοπαραγωγού χωρίζονται ανάλογα με την χρήση τους σε προθερμαντήρες νερού ή αέρα και επιφάνειες υπερθέρμανσης, αναθέρμανσης ή ατμοποίησης του ατμού.

1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΕΞΕΛΙΞΗ

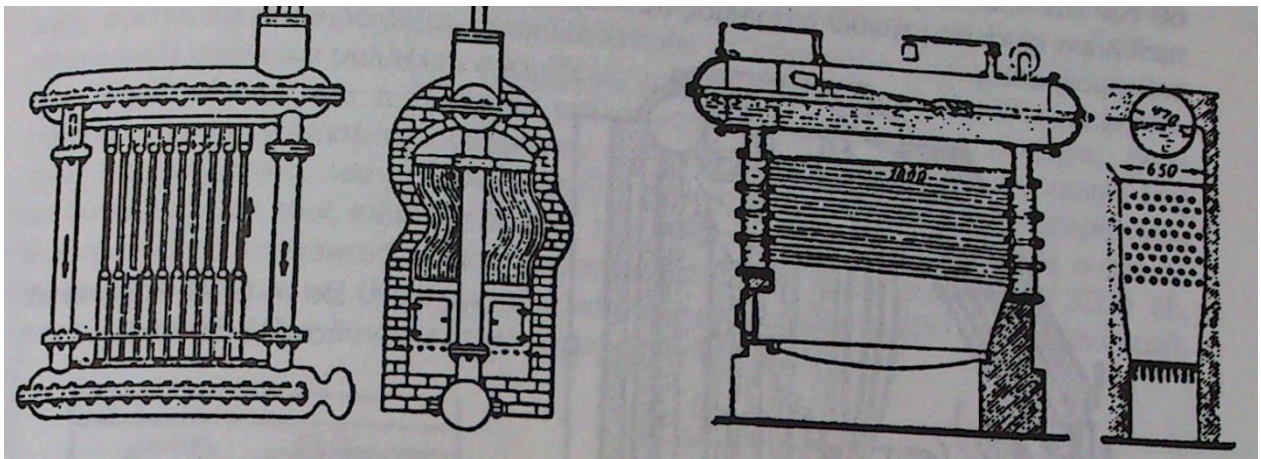
Οι πρώτοι ατμολέβητες κατασκευάστηκαν το 1699 και ήταν καλάθοειδείς όπως φαίνεται και στην Εικ. 1.2. Αυτοί συνέχισαν να βγαίνουν μέχρι και το 1770. Ήταν φτιαγμένοι από χυτοσίδηρο ώστε να αποφθεχθούν τα μειονεκτήματα του χαλκού. Είχαν όμως σαν μειονέκτημα μικρή ατμοπαραγωγή με αποτέλεσμα η αλλαγή της διαμόρφωσης να ήταν αναγκαία. Γι αυτό και το 1766 ο Blakey και το 1804 ο Stevens κατασκεύασαν τους πρώτους υδραυλωτούς ατμολέβητες. Όμως τότε εμφανίζεται το πρόβλημα αύξησης της πίεσης μέχρι τα 0,5 bar και γι αυτόν τον λόγο ο χυτοσίδηρος αντικαθίσταται με σφυρήλατο χάλυβα όπου είναι δυνατή η κατασκευή του σε τεμάχια των 0,7m².



Εικόνα 1.2: Καλαθοειδής ατμολέβητας από χυτοσίδηρο

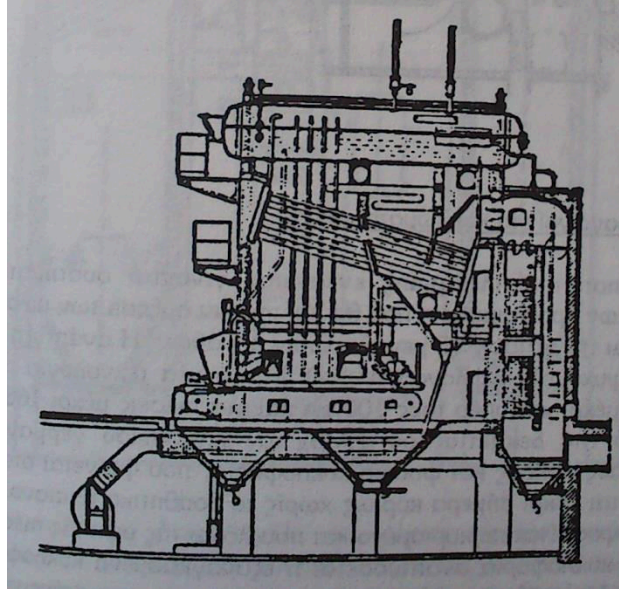
Το 1811 ο Trevithick κατασκευάζει τον καινοτόμο για την εποχή του ατμολέβητα με φλογοσωλήνα όπου ήταν δυνατή η λειτουργία του μέχρι πιέσεις των 7 bar.

Το 1825 ο Eve και το 1847 ο ιατρός Dr. Ernst Alban προωθούν την κατασκευή ατμοπαραγωγών με υδραυλούς και φυσική κυκλοφορία. Κατασκευάζουν ατμοπαραγωγό με κεκλιμένους αυλούς όπως παρατηρείται και στην Εικ. 1.3 και πίεση λειτουργίας μέχρι και 10 bar. Όμως εμφανίζονται προβλήματα μείωσης όγκου του νερού και προβλήματα λεβητολίθου.



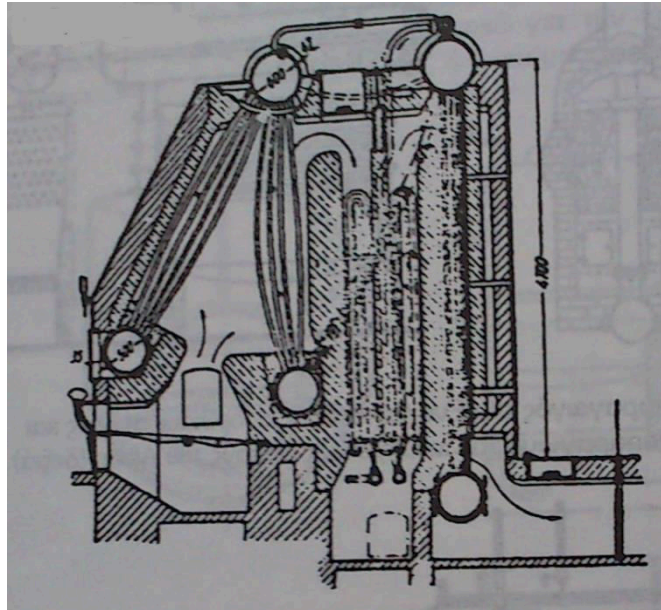
Εικόνα 1.3: Υδραυλωτός ατμοπαραγωγός του Eve (αριστερά) με όρθιους αυλούς και φυσική κυκλοφορία και ατμοπαραγωγός με κεκλιμένους αυλούς του Alban (δεξιά)

Το 1856 κατασκευάζει ο Stefen Wilcox τον πρώτο υδραυλωτό λέβητα με κεκλιμένους υδραυλούς και ενιαίους υδροθαλάμους. Ύστερα από 20 λύσεις καταλήγει ο οίκος Babcock-Wilcox στην τελική διαμόρφωση του ατμοπαραγωγού με κεκλιμένους υδραυλούς και ενιαίους υδροθαλάμους όπως φαίνεται στην παρακάτω Εικ. 1.4.



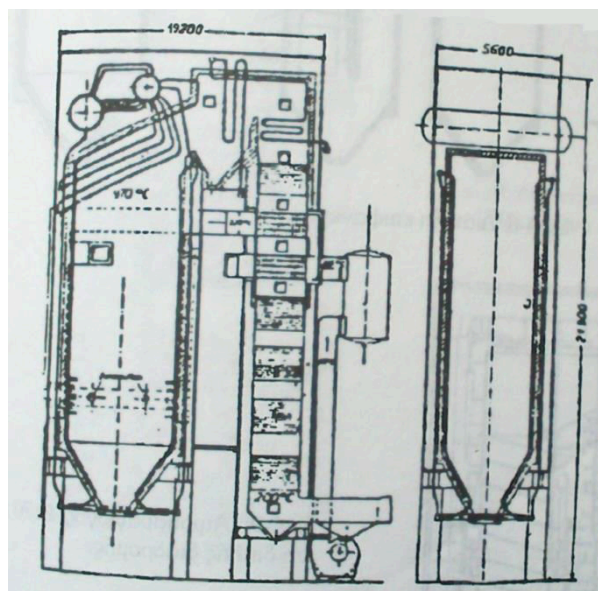
Εικόνα 1.4: Σύγχρονος ατμοπαραγωγός με κεκλιμένους αυλούς και στοιχεία υδροθαλάμου Babcock-Wilcox

Μεγάλο βήμα στην εξέλιξη των ατμοπαραγωγών με υδραυλούς έγινε από τον Wilhelm Schmidt. Αφού μελέτησε την συμπεριφορά των ατμομηχανών το 1895-1896 οι οποίες λειτουργούσαν με ατμό υψηλής πίεσεως και θερμοκρασίας, κατασκεύασε το 1911 ατμοπαραγωγό με όρθιους αυλούς και πέντε τύμπανα για πίεση 60 bar και θερμοκρασία 450°C όπως στην Εικ 1.5.



Εικόνα 1.5: Η κατασκευή του W. Schmidt

Αργότερα, με την αλματώδη αύξηση της ηλεκτρικής ενέργειας γίνονται προσπάθειες επίλυσης προβλημάτων, ώστε να είναι εφικτή η κατασκευή μεγάλων μονάδων με μεγάλες πιέσεις και θερμοκρασίες. Αναπτύσσονται εστίες κόνεως και ψυχόμενοι φλογοθάλαμοι με καύση 100 t/h για πιέσεις έως και 160 bar του κλασσικού γερμανικού ατμοπαραγωγού από το 1930, με όρθιους αυλούς και φυσική κυκλοφορία οι οποίοι κατασκευάζονται μέχρι και σήμερα χωρίς όμως το βοηθητικό τύμπανο σαν της Εικ. 1.6.



Εικόνα 1.6: Κλασσικός γερμανικός ατμοπαραγωγός

1.2 ΛΕΒΗΤΑΣ

Οι λέβητες είναι το κυριότερο τμήμα εξοπλισμού των ενεργειακών μονάδων. Με την βοήθεια τους έχουμε παραγωγή θερμότητας από την καύση του καυσίμου όπου είναι στερεό, υγρό ή αέριο. Χωρίζονται σε κατηγορίες όπως λέβητες Ντίζελ, λέβητες Μαζούτ ή φυσικού αερίου και λέβητες ανθράκων ή βιομάζας. Η θερμότητα που παράγεται χρησιμεύει για παραγωγή θερμού νερού, θερμού λαδιού ή και ατμού που είναι το πιο συνηθισμένο μέσο θέρμανσης στην βιομηχανία.

Τα κύρια μέρη που αποτελείται ένας φλογοθάλαμος είναι τα εξής:

- Οι καυστήρες: είναι ο χώρος που αναμειγνύεται το καύσιμο μαζί με τον αέρα και γίνεται η καύση. Είναι φυσικό πως για κάθε καύσιμο έχουμε και διαφορετικό τύπο καυστήρα.
- Οι αυλοί: είναι σωλήνες που μεταφέρουν το νερό το οποίο ζεσταίνεται μέσω της θερμότητας των απαερίων και στο τέλος εξατμίζεται.
- Ο υδροθάλαμος: είναι ο χώρος όπου αποθηκεύεται το νερό. Από εκεί ξεκινούν και οι αυλοί.
- Ο ατμοθάλαμος: είναι ο χώρος όπου διαχωρίζεται ο ατμός με το συμπύκνωμα. Είναι στο πάνω μέρος του λέβητα και χρησιμεύει σαν συλλέκτης ατμού. Από το πάνω μέρος του θαλάμου αυτού παραλαμβάνεται ο ατμός και διαχέεται προς τους χρήστες.

Ο φλογοθάλαμος τώρα ή αλλιώς κλίβανος ή φούρνος είναι η κατασκευή όπου αναπτύσσονται οι φλόγες. Εξωτερικά είναι κατασκευασμένος από μεταλλικές πλάκες δηλαδή λαμαρινοκατασκευή ενώ εσωτερικά από πυρότουβλα για την παρεμπόδιση όσο το δυνατόν περισσότερων απωλειών προς το περιβάλλον.

Τα καυσαέρια ή αλλιώς απαέρια που είναι τα προϊόντα της καύσης προσδίδουν ένα μεγάλο μέρος της θερμότητας τους στο νερό ύστερα αποβάλλονται στην ατμόσφαιρα μέσω της καπνοδόχου.

Σε αρκετούς τύπους λεβήτων υπάρχουν εκτός από τους αυλούς που προαναφέραμε και αυλοί όπου έχουμε παραγωγή υπέρθερμου ατμού ή θέρμανση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα για μεγιστοποίηση της θερμότητας που λαμβάνεται μέσω των απαερίων. Τα τμήματα αυτά λέγονται εξοικονομητές θερμότητας ή αλλιώς economizers και θεωρούνται σημαντικός τρόπος ανάκτησης θερμότητας στους λέβητες.

1.3 ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ

Ο υπερθερμαντήρας ατμού χρησιμοποιείται για την αύξηση της θερμοκρασίας του κορεσμένου ατμού, που έρχεται από το σύστημα ατμοποίησης. Ο λόγος που γίνεται υπερθέρμανση του ατμού είναι πως με την

αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του ατμού έχουμε αύξηση του βαθμού απόδοσης των ατμοηλεκτρικών μονάδων.

Ο υπερθερμαντήρας αποτελείται από δύο ή τρία τμήματα σε σημεία όπου περνάει το καυσαέριο μέσα στους σωλήνες του υπερθερμαντήρα, ομόρροπα ή αντίρροπα από την ροή του ατμού. Ανάμεσα στα τμήματα του υπερθερμαντήρα παρεμβάλλονται οι ψύκτες ατμού, οι οποίοι είναι δοχεία πίεσης όπου από μέσα τους περνάει ο ατμός από τον έναν υπερθερμαντήρα ως στον άλλον. Τα υλικά κατασκευής των σωλήνων του υπερθερμαντήρα, είναι συνήθως οι φεριτικοί χάλυβες 15Mo3, 13CrMo44, 10CrMo910 και X20CrMoV121. Αυτές οι ποιότητες χάλυβα μπορούν να επιτύχουν υπερθέρμανση του ατμού μέχρι 540°C χωρίς να καταστραφεί ο υπερθερμαντήρας. Για την επίτευξη μεγαλύτερων θερμοκρασιών μπορεί να γίνει χρήση ωστενιτικών χαλύβων αλλά συνήθως αποφεύγονται λόγω υψηλού κόστους. Όταν η πίεση λειτουργίας του ατμοπαραγωγού είναι μέχρι 125 bar τότε η θερμότητα ατμοποίησης είναι αρκετά μεγάλη ώστε όλη η επιφάνεια του τοιχώματος από σωλήνες που επενδύει την εστία, να χρησιμοποιείται ως επιφάνεια ατμοποίησης. Για τον λόγο αυτό ο υπερθερμαντήρας ατμού τοποθετείται στο μεταβατικό τμήμα του αποβαλλόμενου καυσαερίου.

Σε ατμοπαραγωγούς όπου έχουμε απαγωγή της τέφρας σε ρευστή κατάσταση χρησιμοποιούμε έναν άλλο τύπο υπερθερμαντήρα, τον υπερθερμαντήρα Schotten. Τα τμήματα αυτού του υπερθερμαντήρα τα οποία κρέμονται από τον θάλαμο καύσης τοποθετούνται σε απόσταση 50 έως 100 cm για να εκτίθενται στην ακτινοβολία της φλόγας – καυσαερίου. Συνεπώς, πριν εισέλθουν τα καυσαέρια στις επιφάνειες μεταφοράς του ατμοπαραγωγού, ψύχονται από τον υπερθερμαντήρα με αποτέλεσμα να έχουμε στερεοποίηση των μορίων της ρευστής τέφρας. Επομένως, έχουμε αποφυγή της ρύπανσης από την ρευστή τέφρα στις επιφάνειες του ατμοπαραγωγού. Σε πιέσεις λειτουργίας άνω των 125 bar είναι πιθανό η θερμότητα που συναλλάσσεται στο σωληνοτόιχωμα της εστίας να είναι μεγαλύτερη από την θερμότητα ατμοποίησης, η οποία όπως είναι γνωστό μειώνεται όσο αυξάνεται η πίεση λειτουργίας του ατμοπαραγωγού. Σε αυτήν την περίπτωση το πάνω τμήμα της εστίας γίνεται τμήμα του υπερθερμαντήρα ατμού και ανταλλάσσει θερμότητα με ακτινοβολία μέσω του καυσαερίου.

1.4 ΣΥΓΚΡΟΤΗΣΗ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΩΝ

Η επιφάνεια του υπερθερμαντήρα αυξάνεται σαν ποσοστό της συνολικής επιφάνειας του ατμοπαραγωγού όσο αυξάνεται η πίεση λειτουργίας, με γνώμονα πάντα το κόστος κατασκευής, την ασφάλεια λειτουργίας, και την πτώση πίεσης. Σε υπερκρίσιμες πιέσεις η επιφάνεια του υπερθερμαντήρα παίζει σημαντικό ρόλο. Για πιέσεις 300 - 400 bar ο υπερθερμαντήρας είναι το 90% της συνολικής

επιφάνειας υπερθέρμανσης. Πιο συγκεκριμένα οι υπερθερμαντήρες αποτελούνται από μικρής διατομής σωλήνες όπου το καυσαέριο διαρρέει το εξωτερικό τους μέρος. Επίσης αυτοί χωρίζονται από πολλά τμήματα σωλήνων και όχι από ένα σύνολο σωλήνων, τα οποία τοποθετούνται οριζόντια ή κατακόρυφα. Τα παράλληλα τμήματα τοποθετούνται παράλληλα προς τα πλευρικά ή το μετωπικό τοίχωμα ενώ τα κατακόρυφα τμήματα τοποθετούνται στο τμήμα της εξόδου καπναερίων. Αυτό στοχεύει στην ευκολότερη πρόσβαση και στον ευκολότερο καθαρισμό τους. Η συγκρότηση τους γίνεται σύμφωνα με την καλύτερη αναλογία οικονομικότερου υλικού και ασφάλειας λειτουργίας. Όμως λόγω μεγάλων θερμικών καταπονήσεων και πιέσεων στους συλλέκτες του υπερθερμαντήρα είναι απαραίτητο να τοποθετηθούν ψύκτες κάθε δύο βαθμίδες σωληνώσεων όπου ψεκάζουν νερό. Οι συλλέκτες τώρα ενώνονται με τους σωλήνες με συγκόλληση και χρησιμεύουν επίσης για την εξίσωση πίεσης και θερμοκρασίας του ατμού.

1.5 ΔΙΑΧΩΡΙΣΜΟΣ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΩΝ

Οι υπερθερμαντήρες χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Σε υπερθερμαντήρες μεταφοράς, όπου η συναλλαγή θερμότητας γίνεται με μεταφορά ή με επαφή, και σε υπερθερμαντήρες ακτινοβολίας όπου η συναλλαγή θερμότητας γίνεται μέσω της ακτινοβολίας της φλόγας και του καυσαερίου.

α) Υπερθερμαντήρες μεταφοράς: τοποθετούνται σε διαδοχικά τμήματα σε όλη την διαδρομή εξόδου των καπναερίων και κατάλληλα επιλέγεται το υλικό κατασκευής ανάλογα με την θερμοκρασία των καπναερίων, σε σχέση με το κόστος κατασκευής πάντα.

Για αυτόν τον υπερθερμαντήρα ισχύουν τα εξής πράγματα:

- Είναι δύσκολο να υπολογισθεί ακριβώς πόσο θα είναι η θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον υπερθερμαντήρα για ορισμένο φορτίο του ατμοπαραγωγού. Συγκεκριμένα όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού τόσο αυξάνεται και το φορτίο του.
- Οι θερμοκρασιακές διαφορές μειώνονται όσο πιο κοντά βρίσκεται ο υπερθερμαντήρας στον θάλαμο καύσης λόγω ακτινοβολίας. Παρατηρούμε αύξηση του υπέρθερμου ατμού όσο αυξάνεται το φορτίο του ατμοπαραγωγού με αποτέλεσμα τόσο να αυξάνεται και ο λόγος μετάδοσης θερμότητας, λόγω της μεγαλύτερης ταχύτητας των καπναερίων και του ατμού.

Δεν έχουμε ομοιόμορφη κατανομή του ατμού στους παράλληλους σωλήνες του υπερθερμαντήρα με αποτέλεσμα να έχουμε και διαφορετική θερμοκρασία σε κάθε σημείο αυτών.

Για την εξοικονόμηση της επιφάνειας συναλλαγής μπορούμε να τοποθετήσουμε τον υπερθερμαντήρα αντίρροπα με τα καυσαέρια εφόσον η

μηχανική εγκατάσταση δεν είναι ευαίσθητη σε διαφορές θερμοκρασίας, διότι η θερμοκρασία και η κατανομή των καυσαερίων δεν είναι ίδια σε όλη την διαδρομή του οχετού καυσαερίων.

Σε περίπτωση που ο ατμός τροφοδοτεί ατμοστρόβιλο καθώς εξέρχεται από τον υπερθερμαντήρα πρέπει να δίνεται προσοχή στο πόσο θα αυξηθεί η θερμοκρασία για την αποφυγή των ζημιών στον στρόβιλο. Επίσης ούτε η θερμοκρασία του ατμού πρέπει να είναι πολύ χαμηλή στην είσοδο του στρόβιλου, διότι αφενός μειώνεται η απόδοση του στρόβιλου και αφετέρου παρουσιάζονται ζημιές επειδή ο στρόβιλος λειτουργεί με ατμό υψηλής υγρασίας. Αυτό το πρόβλημα διορθώνεται με την εγκατάσταση ενός ψύκτη ατμού. Εφόσον η θερμοκρασία του ατμού φτάνει γύρω στους 450°C τότε ο ψύκτης τοποθετείται στο τέλος του υπερθερμαντήρα, και σε πλήρες φορτίο ο ατμός μπορεί να φτάσει και τους 475°C. Ενώ σε θερμοκρασία πάνω από 450°C ο ψύκτης τοποθετείται ανάμεσα των δύο τμημάτων του υπερθερμαντήρα για την αποφυγή θερμικών καταπονήσεων του υλικού.

Το πρώτο τμήμα του υπερθερμαντήρα τοποθετείται ομόρροπα ή αντίρροπα ως προς το καυσαέριο. Ο ψύκτης όταν τοποθετείται μετά τον πρώτο υπερθερμαντήρα έχει το πλεονέκτημα ότι δεν υπάρχει υπερθέρμανση των σωλήνων πέρα από το επιτρεπόμενο όριο και μόνο στο τέλος του υπερθερμαντήρα η θερμοκρασία φτάνει το προδιαγραφόμενο ύψος. Αυτή η θερμοκρασία των σωλήνων είναι γύρω στους 570°C.

β) Υπερθερμαντήρες ακτινοβολίας: χρησιμοποιούνται σε ατμοπαραγωγούς εξαναγκασμένης ροής για την επένδυση της πλευρικής επιφάνειας του θαλάμου καύσης. Εδώ έχουμε μείωση της θερμοκρασίας του ατμού στην έξοδο του υπερθερμαντήρα για αύξηση του φορτίου του ατμοπαραγωγού. Αυτό συμβαίνει διότι η συναλλασσόμενη θερμότητα εξαρτάται μόνο από την θερμοκρασία της φλόγας για ορισμένη επιφάνεια ακτινοβολίας, διότι γίνεται προσπάθεια να παραμένει σταθερός ο λόγος του αέρα καύσης για οποιοδήποτε φορτίο. Έτσι, όταν έχουμε αύξηση του φορτίου του ατμοπαραγωγού η συναλλασσόμενη θερμική ισχύς κατανέμεται σε μεγαλύτερη παροχή μάζας με αποτέλεσμα να έχουμε μείωση θερμοκρασίας στην έξοδο του υπερθερμαντήρα. Το αντίθετο συμβαίνει σε μικρά φορτία του ατμοπαραγωγού.

Ο υπερθερμαντήρας ακτινοβολίας τοποθετείται πριν από τον υπερθερμαντήρα μεταφοράς για να έχουμε καλύτερη ψύξη από τον σχεδόν κορεσμένο ατμό, ο οποίος έχει καλύτερες δυνατότητες παραλαβής θερμότητας.

1.6 ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΣΕ ΔΙΑΦΟΡΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Όταν η μετάδοση θερμότητας γίνεται με μεταφορά, η επίδραση του φορτίου στην τελική θερμοκρασία υπερθέρμανσης μικραίνει όσο μεγαλώνει ο

ατμοπαραγωγός. Ενώ για υπερθερμαντήρα ακτινοβολίας, η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού εξαρτάται πολύ λιγότερο από το φορτίο σε μεγάλο θάλαμο καύσης με μικρή ειδική θερμική φόρτιση.

Όταν έχουμε αύξηση του λόγου αέρα καύσης έχουμε παράλληλα αύξηση θερμοκρασίας του ατμού στην έξοδο του υπερθερμαντήρα μεταφοράς. Για την ακρίβεια η αύξηση του λόγου αέρα καύσης μπορεί να φέρει αύξηση της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού κατά 20 με 30°C.

Όπως είναι λογικό όταν έχουμε μείωση του τροφοδοτικού νερού έχουμε αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού. Όταν το τροφοδοτικό νερό είναι κατά 20°C πιο ψυχρό τότε έχουμε αύξηση του υπέρθερμου ατμού κατά 5 με 10°C.

Η πτώση πίεσης έχει ως αποτέλεσμα την εμφάνιση μιας πρόσθετης ατμοπαραγωγής λόγω εκμετάλλευσης της αποταμιευμένης θερμότητας στο περιεχόμενο του ατμοπαραγωγού. Τότε έχουμε μείωση του υπέρθερμου ατμού γύρω στους 5 με 10°C. Ενώ σε κυλινδρικούς ατμοπαραγωγούς με μόνο μικρές μεταβολές στην πίεση παρατηρούμε μεγάλες μεταβολές στην θερμοκρασία του ατμού.

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω, η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού επηρεάζεται πολύ από τα μεγέθη: φορτίου ατμοπαραγωγού, λόγο αέρα καύσης, πίεση λειτουργίας και θερμότητα τροφοδοτικού νερού. Γι' αυτό η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού πρέπει να διατηρείται σταθερή γιατί παίζει σημαντικό ρόλο για τον ατμοστρόβιλο.

Για να ρυθμίσουμε την θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού πρέπει πρώτα να τον ψύξουμε. Υπάρχουν δύο βασικοί τρόποι ψύξης του ατμού:

- α) Με έγχυση τροφοδοτικού νερού μέσα στην μάζα ατμού και
- β) Με εναλλαγή της θερμότητας

Στην πρώτη περίπτωση τοποθετείται ψύκτης ατμού μετά τον υπερθερμαντήρα ενώ σε περίπτωση που υπάρχουν περισσότεροι υπερθερμαντήρες τοποθετούνται ψύκτες ανάμεσα τους. Το νερό ψύξης που χρησιμοποιείται είναι το τροφοδοτικό νερό και εκχύνεται σε κεραμικά σώματα, όπου πάνω στην επιφάνεια τους το νερό δημιουργεί ένα στρώμα υγρασίας, το οποίο όταν ατμοποιείται ψύχει τον ατμό που διαρρέει εκείνη την στιγμή τον ψύκτη. Η ρύθμιση της θερμοκρασίας του ατμού που γίνεται με έγχυση νερού είναι απαραίτητο να γίνει σε μοντέρνους ατμοπαραγωγούς, όπου το τροφοδοτικό νερό εισέρχεται στον ψύκτη και διασκορπίζεται στο ρεύμα ατμού. Η εσωτερική επένδυση προφυλάσσει το τοίχωμα του και η πλάκα πρόσκρουσης το κάτω μέρος από επαφή με σταγονίδια νερού.

Όταν έχουμε εναλλαγή θερμότητας στοχεύουμε στην ψύξη του υπέρθερμου νερού με μετάδοση θερμότητας ενός μέρους της θερμότητας στο νερό ή στον ατμό που κυκλοφορούν στον ατμοπαραγωγό. Αυτό γίνεται με την οδήγηση του ατμού στον ατμοπαραγωγό μέσω επιφανειών συναλλαγής. Επίσης η θερμότητα του υπέρθερμου ατμού μπορεί να ρυθμιστεί και όταν υπάρξει μεταβολή στην ποσότητα της συναλλασσόμενης θερμότητας στον ατμοπαραγωγό. Η τελική ενθαλπία του ατμού στον ατμοπαραγωγό εξαρτάται

και από την εισαγωγή του καυσίμου στην εστία αλλά και από την ποσότητα των καυσαερίων που παράγονται στην εστία κατά την καύση. Η αύξηση της ποσότητας των καυσαερίων για την ίδια παροχή καυσίμου μπορεί να πραγματοποιηθεί με την ίδια παροχή αέρα αλλά δεν ενδείκνυται γιατί μειώνει τον βαθμό απόδοσης του ατμοπαραγωγού αλλά και μπορεί να προκαλέσει προβλήματα κατά την πορεία της καύσης. Επομένως, ο μόνος τρόπος επίδρασης πάνω στην συναλλασσόμενη θερμότητα που μεταβάλλει την θερμοκρασία του υπέρθερμου, είναι μόνο η ρύθμιση καυσαερίου μέσα στην εστία, η θέση των καυστήρων και το μέγεθος της φλόγας. Τέλος, η μεταβολή του άξονα της φλόγας των καυσαερίων παίζει σημαντικό ρόλο στην θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού όταν υπάρχει υπερθερμαντήρας ακτινοβολίας.

1.7 ΟΙΚΟΝΟΜΗΤΗΡΑΣ

Η δουλειά του οικονομητήρα είναι να προθερμαίνει το τροφοδοτικό νερό πριν εισέλθει στο σύστημα, εκμεταλλευόμενο την θερμότητα των καυσαερίων που έχουν πρώτα περάσει από τις επιφάνειες ατμοποίησης, αναθέρμανσης και υπερθέρμανσης.

Οι σύγχρονοι οικονομητήρες αποτελούνται από συλλέκτες εισόδου-εξόδου και από σερπαντίνες σωλήνων από χάλυβα χωρίς ραφή που μπορεί να είναι είτε γυμνοί είτε με πτερύγια για καλύτερη συναλλαγή θερμότητας. Σύμφωνα με τους γερμανικούς κανονισμούς τα υλικά κατασκευής τους είναι χάλυβες 15Mo3 και St.35.8.

α) Σύστημα φυσικής και τεχνητής κυκλοφορίας

Όταν έχουμε υψηλής πίεσης ατμοπαραγωγούς τότε χρησιμοποιούμε οικονομητήρες και σερπαντίνες. Αν οι επιφάνειες του οικονομητήρα βρίσκονται μέσα σε περιοχή καυσαερίων με θερμοκρασία πάνω από 450 °C, τότε πρέπει να γίνεται ανάρτηση σε στηρίγματα που ψύχονται όπως σωλήνες νερού ή ατμού. Ενώ σε ατμοπαραγωγούς φυσικής κυκλοφορίας σε μεταβολές της πίεσης μέσα στο τύμπανο, η ρύθμιση της βαλβίδας παροχής θα ελαχιστοποιήσει την παροχή νερού του τροφοδοτικού, που έχει ως αποτέλεσμα την εμφάνιση φυσαλίδων μέσα στους σωλήνες του οικονομητήρα. Επομένως, ο τρόπος αντιμετώπισης αυτού του προβλήματος είναι η ροή του νερού να γίνεται από κάτω προς τα πάνω. Σε κατακόρυφους σωλήνες απαγορεύεται η ροή από πάνω προς τα κάτω όταν ψύχονται με νερό, γιατί υπάρχει κίνδυνος στους μεμονωμένους σωλήνες να δημιουργηθεί υψηλή θερμική φόρτιση και να διακοπεί η ροή στα χαμηλά φορτία. Ενώ σε σωλήνες ανάρτησης με ροή προς τα πάνω σε μορφή U, επιδιώκεται μεγάλη ροή του ψυκτικού μέσου, όπου υπάρχει μεγάλη θερμική φόρτιση.

β) Σύστημα εξαναγκασμένης ροής

Οι θερμαινόμενες επιφάνειες του οικονομητήρα αποτελούνται από σερπαντίνες και κατασκευάζονται με τον ίδιο τρόπο όπως οι ατμοπαραγωγοί φυσικής κυκλοφορίας. Η ροές προς τα πάνω πρέπει να έχουν τουλάχιστον μια ταχύτητα της τάξης των 0,5 m/s με πλήρες φορτίο, ενώ σε ροή προς τα κάτω αρκεί μια ταχύτητα της τάξης των 1,5 m/s χωρίς συλλέκτη αλλαγής κατεύθυνσης προς τα πάνω. Τώρα, όταν οι σωλήνες θερμαίνονται παρουσιάζουν μεγαλύτερη ροή όταν κατευθύνεται προς τα πάνω παρά προς τα κάτω.

Όταν δεν υπάρχει προθερμαντήρας αέρα και η θερμοκρασία του τροφοδοτικού νερού είναι χαμηλή τότε πρέπει οι σωλήνες να προστατεύονται από τα καυσαέρια επειδή υπάρχει η δυνατότητα δημιουργίας διαβρωτικών ενώσεων στο σημείο δρόσου. Γι αυτό θα πρέπει να γίνεται αύξηση της θερμοκρασίας με μείωση της επιφάνειας συναλλαγής ή το υλικό κατασκευής των σωλήνων να είναι πολύ πιο ανθεκτικό όπως για παράδειγμα από χυτοσίδηρο.

1.8 ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ ΑΤΜΟΥ

Ο αναθερμαντήρας έχει μορφή ίδια με τον υπερθερμαντήρα, είναι δηλαδή μια επιφάνεια συναλλαγής που χρησιμοποιείται για την αναθέρμανση του ατμού μετά από μερική αποτόνωση στο τμήμα υψηλής πίεσης του ατμοστροβίλου. Με την βοήθεια του αναθερμαντήρα ο ατμός αυτός παραλαμβάνει θερμότητα μέχρι η θερμοκρασία του να γίνει ίση με την θερμοκρασία εξόδου του από τον υπερθερμαντήρα και ύστερα οδηγείται στο επόμενο τμήμα για περαιτέρω αποτόνωση. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να αυξάνεται ο γενικός βαθμός απόδοσης ολόκληρης της ατμοηλεκτρικής εγκατάστασης. Η αναθέρμανση του ατμού γίνεται για 25 με 60 bar και για θερμοκρασία 400 με 530°C. Οι θερμοκρασίες λειτουργίας του αναθερμαντήρα είναι περίπου ίδιες με του υπερθερμαντήρα γι' αυτό και χρησιμοποιούνται τα ίδια υλικά κατασκευής. Επίσης, το άλλο κοινό με τον υπερθερμαντήρα είναι ότι κι εδώ επιδιώκεται διατήρηση της θερμοκρασίας του ανάθερμου ατμού για όλα τα φορτία του ατμοπαραγωγού. Επίσης όταν μειώνεται το φορτίο του υπέρθερμου ατμού μειώνεται και η θερμοκρασία εισόδου του ανάθερμου ατμού σε σταθερό φορτίο του ατμοπαραγωγού. Τώρα όσον αφορά την θερμοκρασία εξόδου του ανάθερμου ατμού σε σχέση με την μεταβολή του φορτίου του ατμοπαραγωγού ισχύουν τα ίδια πράγματα που προαναφέρθηκαν και για τον υπερθερμαντήρα.

Όταν έχουμε λειτουργία με μεταβαλλόμενη πίεση εξόδου του υπέρθερμου ατμού και οι βαλβίδες ατμού υψηλής πίεσης είναι ανοιχτές, τότε η θερμοκρασία εισόδου του ανάθερμου ατμού παραμένει σταθερή ανεξάρτητα από το φορτίο του ατμοπαραγωγού. Για την ακρίβεια η διατήρηση της θερμοκρασίας εξόδου του ανάθερμου είναι πιο εύκολη.

Σε μεγάλες εγκαταστάσεις ατμοπαραγωγών είναι καλύτερο να γίνεται εγκατάσταση δύο αναθερμαντήρων ατμού με σκοπό την καλύτερη απόδοση όλης της εγκατάστασης. Εδώ πρέπει να κατασκευασθούν μεγάλα τμήματα του αναθερμαντήρα ως σωληνοτοιχώματα του θαλάμου καύσης γιατί οι θερμαινόμενες επιφάνειες ατμοποίησης είναι μειωμένες.

Στις μεγάλες αγγλικές και αμερικανικές εγκαταστάσεις δεν εφαρμόζεται η κατασκευή που προαναφέρθηκε γιατί δεν υπάρχει ψύξη κατά την εκκίνηση, και ο λόγος γιατί οι στρόβιλοι δεν διαθέτουν βαλβίδες πίεσης. Αντίθετα στις ευρωπαϊκές εγκαταστάσεις υπάρχει ψύξη κατά την εκκίνηση στον αναθερμαντήρα, κατά την διέλευση του ατμού εκκίνησης από σταθμό μείωσης της πίεσης, γιατί όλοι οι ευρωπαϊκοί στρόβιλοι διαθέτουν βαλβίδες πίεσης που παραμένουν κλειστές κατά την εκκίνηση του ατμοπαραγωγού.

Η πτώση πίεσης στον αναθερμαντήρα πρέπει να είναι μέχρι 10% της πίεσης λειτουργίας. Το ποσοστό αυτό οφείλεται στους σωλήνες και στους συλλέκτες και επίσης στις θερμαινόμενες επιφάνειες. Ενώ η πτώση θερμοκρασίας μεταξύ αναθερμαντήρα και στρόβιλου είναι 1°K.

1.9 ΔΙΑΤΑΞΗ ΤΩΝ ΕΠΙΦΑΝΕΙΩΝ ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Η ταχύτητα ροής στις επιφάνειες εξαρτάται από την πτώση πίεσης του ατμού. Αν τώρα η ταχύτητα ροής είναι μικρή όπως και η πυκνότητα του ατμού τότε αυτό έχει αρνητικές συνέπειες στον συντελεστή μετάδοσης θερμότητας μεταξύ των σωλήνων, του τοιχώματος και του ατμού. Γι αυτό τον λόγο απαγορεύεται η τοποθέτηση επιφανειών του υπερθερμαντήρα σε περιοχές ακτινοβολίας όπως η εστία καύσης.

Ο πρώτος υπερθερμαντήρας είναι η πρώτη επιφάνεια επαφής και είναι τοποθετημένος μετά τον διαχωριστή και τους σωλήνες συγκράτησης ο οποίος μειώνει κάθε αύξηση της θερμοκρασίας λόγω σφαλμάτων ή κακής διάταξης στην εστία, τους καυστήρες ή ακόμα και την κακή ρύπανση των επιφανειών.

Οι επόμενες επιφάνειες αποτελούν την τελική βαθμίδα του υπέρθερμου ατμού, ενώ η τελική βαθμίδα του ανάθερμου ατμού βρίσκεται μετά την τελική βαθμίδα του υπέρθερμου διότι πρέπει να βρίσκεται σε περιοχή με μεγάλη θερμοκρασία. Ύστερα ακολουθούν η δεύτερη βαθμίδα του υπερθερμαντήρα, η πρώτη βαθμίδα του αναθερμαντήρα και ο προθερμαντήρας νερού και αέρα. Επίσης πολλές φορές είναι απαραίτητο η τελική βαθμίδα του ανάθερμου να είναι τοποθετημένη πριν από την τελική βαθμίδα του υπέρθερμου για να μειωθεί η ρύπανση των επιφανειών και για να επιτευχθεί χαμηλότερη θερμοκρασία των καυσαερίων.

1.10 ΡΥΘΜΙΣΕΙΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΑΝΑΘΕΡΜΟΥ

Υπάρχουν οι τρόποι που ακολουθούν παρακάτω για την ρύθμιση θερμοκρασίας του ανάθερμου.

- α) Με ψεκασμό νερού
- β) Με την βοήθεια καυστήρων
- γ) Με χρήση ανεμιστήρα ανακυκλοφορίας ανεμιστήρων
- δ) Με ρυθμιστική διαδρομή καυσαερίων
- ε) Με εναλλάκτη θερμότητας
- ζ) Με διπλό θάλαμο καύσης

α) Μέθοδος με ψεκασμό νερού

Είναι ο πιο απλός τρόπος ρύθμισης της θερμοκρασίας. Όμως έτσι έχουμε μία θερμική απώλεια, επειδή με ένα μέρος της θερμότητας του καυσίμου δημιουργείται ατμός χαμηλής πίεσης λόγω της ατμοποίησης του νερού ψεκασμού με αποτέλεσμα να μην περνάει από το τμήμα υψηλής πίεσης του στροβίλου.

β) Μέθοδος με την βοήθεια καυστήρων

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται μόνο σε εγκατάσταση καύσης με απαγωγή τέφρας που βρίσκεται σε ξηρή κατάσταση. Οι καυστήρες επηρεάζουν την θερμοκρασία του ανάθερμου αλλά και του υπέρθερμου ατμού. Επίσης έχουμε αύξηση της θερμότητας που προσδίδεται στον αναθερμαντήρα στα χαμηλά φορτία αλλά και αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων σε βάρος του βαθμού απόδοσης όμως του ατμοπαραγωγού.

γ) Μέθοδος με χρήση ανεμιστήρα ανακυκλοφορίας καυσαερίων

Στην συγκεκριμένη μέθοδο έχουμε αναρρόφηση καυσαερίων μετά τον οικονομητήρα και στην συνέχεια επακολουθεί η κατάθλιψη τους στον θάλαμο καύσης. Επομένως ένα μέρος της θερμότητας δεν μεταδίδεται μόνο με ακτινοβολία αλλά και με μεταφορά στον αναθερμαντήρα. Γι' αυτό τον λόγο αποφεύγουμε τους υπερθερμαντήρες ακτινοβολίας.

Σε ατμοπαραγωγούς γωνιακής καύσης έχουμε δημιουργία κυκλώνα στο κέντρο της εστίας και γι' αυτό χρησιμοποιούνται ανεμιστήρες κυκλοφορίας για την ψύξη των καυσαερίων μέχρι να στερεοποιηθούν τα υγρά σωματίδια της τέφρας. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αποφυγή ρύπανσης των επιφανειών του θαλάμου καύσης.

Η κατανάλωση ισχύος ενός ανεμιστήρα ανακυκλοφορίας που διακινεί την μισή ποσότητα καυσαερίων υπολογίζεται ότι είναι το 0,5% που παράγει η εγκατάσταση ατμοπαραγωγού – στροβίλου.

δ) Μέθοδος με ρυθμιστική διαδρομή καυσαερίων

Σύμφωνα με αυτή τη μέθοδο η θερμοκρασία ρυθμίζεται από μια παρακαμπτήρια διάταξη στην πλευρά των καυσαερίων. Σ' αυτή την διαδρομή των καυσαερίων είναι δυνατό να τοποθετηθούν τμήματα υπερθερμαντήρα και οικονομητήρα.

Σε παρακαμπτήριες διαδρομές καυσαερίων χωρίς θερμαινόμενες επιφάνειες, η ρύθμιση της θερμοκρασίας γίνεται με μεταφορά ενός μέρους των καυσαερίων στο πλήρες φορτίο του ατμοπαραγωγού, όπου εδώ έχουμε μείωση του βαθμού απόδοσης.

ε) Μέθοδος με εναλλάκτη θερμότητας

Η μέθοδος αυτή γίνεται μέσω συναλλαγής θερμότητας του ατμού του υπερθερμαντήρα και του αναθερμαντήρα. Οι εναλλάκτες αυτοί συνίστανται για ατμοπαραγωγούς εξαναγκασμένης ροής. Η αύξηση της θερμοκρασίας του ανάθερμου ατμού γίνεται με απλή συναλλαγή θερμότητας μέσω της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ υπέρθερμου και ανάθερμου ατμού, που αυξάνεται όσο μειώνεται το φορτίο. Επίσης με ψεκασμό νερού στον υπερθερμαντήρα μπορεί να ρυθμιστεί η διαφορά θερμοκρασίας και η θερμοκρασία ανάθερμου ατμού. Επιπλέον υπάρχει και ένας παρακαμπτήριος αγωγός όπου με μια ρυθμιστική βαλβίδα δεν εισέρχεται όλος ο υπέρθερμος ατμός από τον εναλλάκτη.

Υπάρχει η δυνατότητα διατήρησης της θερμοκρασίας του ανάθερμου ατμού σε όλες τις παράλληλες διαδρομές με πολλαπλή κατανομή του εναλλάκτη θερμότητας και ρύθμιση των βαλβίδων. Ακόμα υπάρχουν εναλλάκτες που μπορεί να ρυθμιστεί η ποσότητα του τροφοδοτικού νερού αντί του ανάθερμου ατμού. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα πως και να υπάρξει διαρροή στον εναλλάκτη από την πλευρά του νερού αυτός θα λειτουργήσει σαν ψύκτης νερού. Τέλος, η χρήση των εναλλακτών για την ρύθμιση του ανάθερμου συμβάλλει στην μείωση του βαθμού απόδοσης του ατμοπαραγωγού λόγω πτώσης πίεσης.

ζ) Μέθοδος με διπλό φλογόθλαμο

Σ' αυτή την μέθοδο η ατμοπαραγωγή γίνεται σε δύο ατμοπαραγωγούς, όπου ο υπερθερμαντήρας βρίσκεται στον έναν ατμοπαραγωγό και ο αναθερμαντήρας στον άλλον. Εδώ είναι εύκολο να ρυθμιστεί η θερμοκρασία του ανάθερμου χωρίς απώλειες αφού ρυθμίσουμε την καύση με την βοήθεια του αναθερμαντήρα για να έχουμε την ίδια θερμοκρασία εξόδου του ανάθερμου σε όλα τα φορτία. Δηλαδή, τα τοιχώματα του ατμοπαραγωγού που περιέχουν τον αναθερμαντήρα φορτίζονται θερμικά περισσότερο από τον ατμοπαραγωγό που περιέχει τον υπερθερμαντήρα, όπου εδώ η καύση ρυθμίζεται για να έχουμε την ίδια θερμοκρασία του υπέρθερμου σε όλα τα φορτία. Αυτό είναι εφικτό μόνο σε ατμοπαραγωγούς εξαναγκασμένης ροής, δηλαδή χωρίς σταθερό σημείο ατμοποίησης.

Αυτή η λειτουργία είναι και ακριβή αλλά και δεν επιτρέπει την λειτουργία ενός μόνο ατμοπαραγωγού εκ των δύο. Υπάρχουν μόνο στην Αμερική και σε χώρες της πρώην Σοβιετικής Ένωσης.

1.11 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΩΝ ΜΕΘΟΔΩΝ ΡΥΘΜΙΣΗΣ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΟΥ ΑΝΑΘΕΡΜΟΥ

Η ρύθμιση με ψεκασμό νερού που αναφέρθηκε στην κατηγορία (α) μπορεί να γίνει με την κατάλληλη διάταξη των θερμαινόμενων επιφανειών και να έχει λιγότερες απώλειες από τον τρόπο (β) και (γ). Επιπροσθέτως είναι η πιο απλή και η λιγότερο δαπανηρή, γι' αυτό και είναι και η πιο συνηθισμένη. Για την επιλογή όμως του κατάλληλου τρόπου ρόλο παίζουν οι ώρες λειτουργίας αλλά και η τιμή του καυσίμου.

Από την άλλη μεριά η ρύθμιση με εναλλάκτες θερμότητας έχει πτώση πίεσης στην πλευρά μέσης πίεσης, ως αποτέλεσμα να έχει μειωμένο βαθμό απόδοσης.

Η ρύθμιση με παράκαμψη καυσαερίων εμφανίζει στα χαμηλά φορτία μεγαλύτερη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων. Πιο συγκεκριμένα η αύξηση της θερμοκρασίας κατά 6 έως 18°C ισοδυναμεί με μείωση του βαθμού απόδοσης ίση με 1%. Επίσης, έχει ακόμα το μειονέκτημα ότι οι θερμαινόμενες επιφάνειες των υπερθερμαντήρων τοποθετούνται ως επί το πλείστον σε περιοχή ψυχρών καυσαερίων έτσι ώστε να χρειάζονται σωλήνες μεγάλου μήκους.

1.12 ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ

Ο λόγος που χρησιμοποιούμε τους προθερμαντήρες αέρα καύσης είναι γιατί έχουμε αύξηση του βαθμού απόδοσης του ατμοπαραγωγού.

Η προθέρμανση του αέρα επιτυγχάνεται με την εκμετάλλευση των καυσαερίων μετά την διέλευση από τις θερμαινόμενες επιφάνειες συναλλαγής που αναφέρθηκαν πιο πριν. Δηλαδή, γίνεται χρήση της κακής ποιότητας θερμότητας που θα φεύγε προς το περιβάλλον, η οποία ανεβάζει την θερμοκρασία του αέρα πριν εισέλθει την εστία καύσης και έχει ως αποτέλεσμα την εξοικονόμηση καυσίμου που θα χρειαζόταν για να επιτευχθεί μια ορισμένη θερμοκρασία καύσης. Έτσι, όπως είναι φυσικό έχουμε αύξηση του βαθμού απόδοσης. Όσο αυξάνεται η ποσότητα του αέρα καύσης που προθερμαίνεται τόσο αυξάνεται και ο βαθμός απόδοσης.

Σημαντικό ρόλο παίζει η προθέρμανση του αέρα για την σωστή καύση δύσκολων καυσίμων, όπως καύσιμα με υγρασία. Για την ακρίβεια, όσο πιο πολύ αυξάνεται η θερμοκρασία προθέρμανσης τόσο πιο γρήγορα γίνεται η χημική αντίδραση, δηλαδή το καύσιμο καίγεται πιο γρήγορα.

Όταν έχουμε σύστημα καύσης με σκόνη λιθάνθρακα και απομάκρυνση της τέφρας σε ξηρή κατάσταση, επιλέγουμε θερμοκρασία προθέρμανσης από 300 μέχρι 350°C ανάλογα με το σημείο τήξης της τέφρας. Ενώ για συστήματα με απομάκρυνση της τέφρας σε υγρή κατάσταση επιλέγεται θερμοκρασία 400 με 450°C. Τώρα για συστήματα καύσης φαιάνθρακα επιλέγουμε χαμηλή

θερμοκρασία του αέρα καύσης της τάξης των 140 με 160°C ώστε έτσι να διατηρηθεί υψηλός ο βαθμός απόδοσης του ατμοπαραγωγού. Ο λόγος που επιλέγουμε χαμηλή θερμοκρασία είναι επειδή ο φαιάνθρακας αναφλέγεται εύκολα αφού πρώτα έχει αποξηρανθεί καλά. Οι μεγάλες θερμοκρασίες καύσης φαιανθράκων από 280°C δεν συνίστανται γιατί έχουν ως αποτέλεσμα της ρύπανσης της εστίας.

Το σημείο δρόσου των καυσαερίων περιορίζει την μείωση της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων και την αύξηση του βαθμού απόδοσης του ατμοπαραγωγού που εξασφαλίζει ο προθερμαντήρας. Επίσης η θερμοκρασία του υλικού του προθερμαντήρα δεν πρέπει να γίνεται μικρότερη από την θερμοκρασία δρόσου γιατί θα σημειωθεί διάβρωση και ρύπανση στην περιοχή αυτή. Όσο μεγαλύτερη περιεκτικότητα έχουν σε θείο τα καύσιμα τόσο μεγαλύτερο σημείο δρόσου παρουσιάζουν και επομένως τόσο μικρότερη ψύξη θα χρειάζονται από τον προθερμαντήρα αέρα. Οι τυχόν διαβρώσεις οφείλονται στο θεικό οξύ που σχηματίζεται από το SO₃ που είναι προϊόν καύσης. Ο σχηματισμός του SO₃ προκύπτει από το SO₂ και εξαρτάται από την θερμοκρασία καύσης, την περίσσεια αέρα, την περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο και την σύσταση της τέφρας.

Γι' αυτό, για να μειώσουμε το σημείο δρόσου αρκεί ο ατμοπαραγωγός να λειτουργεί με μικρή περίσσεια αέρα για να έχουμε χαμηλή θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων. Εξαιρείται ο φαιάνθρακας και ο λιθάνθρακας διότι το θείο που περιέχουν απορροφάται κυρίως από την τέφρα.

Για την αντιμετώπιση του θείου συνίσταται η προσθήκη ενός προθερμαντήρα αέρα με ατμό πριν από τον προθερμαντήρα αέρα καυσαερίων για την προθέρμανση του περιβάλλοντος αέρα γύρω στους 90°C για να μην έχουμε διάβρωση του στην περιοχή εισόδου του αέρα.

Ως θερμαντικό μέσο εκτός από ατμό χρησιμοποιείται και θερμό νερό, που μεταφέρεται με οβάλ σωλήνες που φέρουν πτερύγια λαμαρίνας στην εξωτερική μεριά σε απόσταση 4 ως 6 mm μεταξύ τους. Οι σωλήνες αυτοί είναι γαλβανισμένοι με αποτέλεσμα να έχουν μεγαλύτερη αντοχή στην διάβρωση. Απαιτούν τον διπλάσιο χώρο και κόστος αλλά έχουν το πλεονέκτημα ότι έχουν διαφορετική διαδρομή καυσαερίου και αέρα σε σχέση με έναν περιστρεφόμενο υπερθερμαντήρα.

1.13 ΕΙΔΗ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΩΝ ΑΕΡΑ

α) Προθερμαντήρες αέρα με πλάκες

Αποτελούνται από πλάκες διατεταγμένες ώστε να σχηματίζουν κυψέλες μεταξύ τους σε αποστάσεις 15 έως 30 mm. Ο προθερμαινόμενος αέρας και τα καυσαέρια διαρρέουν τις κυψέλες σε σταυρωτή λειτουργία. Αρκετά μεγάλο συντελεστή συναλλαγής παρουσιάζουν οι προθερμαντήρες με μεγάλη επιφάνεια

συναλλαγής, διότι ο αέρας και το καυσαέριο διαρρέουν τις κυψέλες με ταχύτητα 10 ως 15 m/s. Αν τοποθετήσουμε τους προθερμαντήρες μεταξύ των θερμαινόμενων επιφανειών του οικονομητήρα τότε έχουμε υψηλότερη θερμοκρασία καύσης αλλά και χαμηλότερη θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων.

β) Προθερμαντήρας αέρα με πτερύγια

Εδώ η επιφάνεια συναλλαγής τους αποτελείται από πτερύγια και στην εσωτερική αλλά και στην εξωτερική μεριά των σωλήνων. Οι αντιστάσεις στην πλευρά του αέρα είναι πολύ μεγάλες και γι' αυτό απαιτείται μεγάλη ισχύς του ανεμιστήρα αέρα. Η κατασκευή των σωλήνων γίνεται από χυτοσίδηρο για να εξασφαλίζει μεγάλη θερμική αντοχή και αντίσταση απέναντι στις διαβρώσεις.

Εκτός από τους προθερμαντήρες που αναφέρθηκαν υπάρχει και ο προθερμαντήρας αέρα με πλάκες και πτερύγια. Η κατασκευή του προθερμαντήρα αυτού είναι από άριστης ποιότητας χυτοσίδηρο και χρησιμοποιείται σε περιπτώσεις με διάβρωση. Επίσης έχει καλό συντελεστή συναλλαγής θερμότητας και απόλυτη στεγανότητα. Ο καθαρισμός του στην πλευρά των καυσαερίων γίνεται με εκφυσητήρες ατμού ή πεπιεσμένου αέρα.

γ) Προθερμαντήρας αέρα με σωλήνες

Αποτελούνται από σωλήνες 50 έως 70 mm διαμέτρου και 2 έως 10 m μήκους. Εσωτερικά οι σωλήνες διαρρέονται από καυσαέρια και εξωτερικά από τον προθερμαινόμενο αέρα.

δ) Προθερμαντήρας αέρα τύπου «Ljungstrom»

Οι επιφάνειες του προθερμαντήρα έρχονται σε επαφή μία με καυσαέριο και μία με τον αέρα. Αρχικά με το καυσαέριο θερμαίνονται και μετά με τον αέρα ψύχονται αφού έχουν θερμάνει τον αέρα. Αυτή η συναλλαγή θερμότητας επιτυγχάνεται με περιστροφή του εναλλάκτη μεταξύ σταθερών αγωγών καυσαερίων και αέρα (περίπτωση Ljungstrom) είτε με περιστροφή του αγωγού αέρα - καυσαερίων και στις δυο πλευρές του εναλλάκτη θερμότητας (περίπτωση Rothemuhle). Οι επιφάνειες συναλλαγής αποτελούνται από κυματοειδείς λαμαρίνες πάχους 0,5 mm έως και 1 m. Ο προθερμαντήρας περιστρέφεται με τρεις στροφές το λεπτό με την βοήθεια υδραυλικού κινητήρα ενώ το υγρό λάδι παρέχεται με την βοήθεια γραναζωτής αντλίας που κινείται από ηλεκτροκινητήρα.

Οι προθερμαντήρες Ljungstrom επιτρέπουν την οικονομική προθέρμανση του αέρα 20 με 30°C, που είναι μικρότερη από την θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων.

Για ορισμένη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στον προθερμαντήρα αέρα ο προθερμαινόμενος αέρας είναι περιορισμένος. Επομένως για μεγαλύτερη θερμοκρασία προθέρμανσης χρησιμοποιείται διβάθμιος προθερμαντήρας, όπου η μία βαθμίδα κάνει την αρχική προθέρμανση του αέρα και μπαίνει στο τέλος της διαδρομής των καυσαερίων και η άλλη που χρησιμοποιεί υψηλής θερμοκρασίας καυσαέριο για να συνεχίσει την προθέρμανση του αέρα από την πρώτη βαθμίδα. Ανάμεσα τους τοποθετείται ένα μέρος του οικονομητήρα.

ε) Προθερμαντήρας αέρα τύπου Rothemuhle

Οι θερμαινόμενες επιφάνειες του προθερμαντήρα αυτού παραμένουν ακίνητες, το ίδιο και οι αγωγοί των καυσαερίων ενώ αυτά που περιστρέφονται είναι τμήματα των αγωγών αέρα. Οι αγωγοί εισόδου - εξόδου του αέρα περιστρέφονται μέσα στους ακίνητους αγωγούς, σε έναν κοινό άξονα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την συμμετρική κατανομή της θερμοκρασίας στο ακίνητο τμήμα του υπερθερμαντήρα. Εάν γίνει διακοπή του κινητήρα περιστροφής των αγωγών αέρα δεν δημιουργείται κανένας κίνδυνος για τον προθερμαντήρα, οπότε δεν χρειάζεται επιπλέον κίνηση των αγωγών.

1.14 ΑΠΑΕΡΙΩΤΗΣ

Με την απαερίωση επιτυγχάνουμε την απομάκρυνση των διαλυμένων αερίων από το νερό, όπου η ύπαρξή τους μπορεί να προκαλέσει διαβρώσεις στους σωλήνες, στους προθερμαντήρες, στα τύμπανα, στους συλλέκτες και επίσης στις επιφάνειες του ατμοστροβίλου. Τέτοιου είδους αέρια είναι το οξυγόνο, το χλώριο και το διοξείδιο του άνθρακα. Το φυσικό νερό περιέχει H_2CO_3 το οποίο αφαιρείται με θερμική απαερίωση, η οποία είναι η πιο σημαντική φυσική μέθοδος απαερίωσης. Αυτή η μέθοδος βασίζεται στο ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία τόσο μειώνεται η διαλυτότητα των αερίων στο νερό. Για παράδειγμα στο σημείο βρασμού η πίεση υδρατμού είναι τόσο υψηλή με αποτέλεσμα οι μερικές πιέσεις των υδρατμών να είναι μηδενικές.

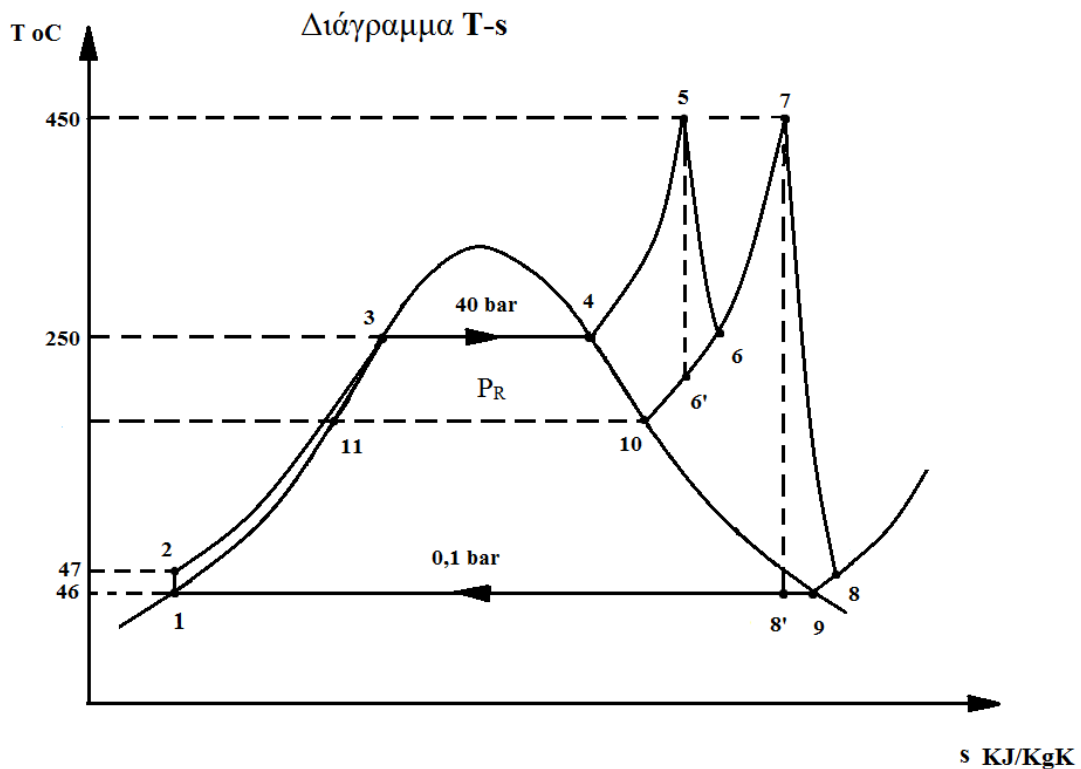
1.15 ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ

Η λειτουργία του συμπυκνωτή είναι η συμπύκνωση του ατμού που εξέρχεται από τον στρόβιλο. Με λίγα λόγια είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας μεταξύ του ατμού εξόδου και του ψυκτικού μέσου όπου μπορεί να είναι αέρας ή νερό. Είναι πολύ σημαντικό η πίεση του ατμού στον συμπυκνωτή να είναι χαμηλή γιατί έχουμε έτσι μεγαλύτερη απόδοση της εγκατάστασης αφού υπάρχει μεγαλύτερη θερμική εκμετάλλευση.

Ο συμπυκνωτής αποτελείται από τον κυρίως συμπυκνωτή, αντλίες ψυκτικού νερού, αντλίες συμπυκνώματος, συσκευές αναρρόφησης αέρα και τέλος βαλβίδες και σωλήνες. Συνοψίζοντας, η ψύξη γίνεται με νερό θαλάσσης, ποταμιών και λιμνών ή με πύργους ψύξης δηλαδή κλειστά κυκλώματα εγκατάστασης ψύξης του ψυκτικού νερού.

2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ

Σχεδιάζουμε τον κύκλο Rankine σε διάγραμμα T-s και τοποθετούμε τα Σημεία 1 έως 11, όπως φαίνεται στο Σχ. 2.1. Ξεκινάμε τους υπολογισμούς των θερμοδυναμικών μεγεθών από το Σημείο 1, ήτοι:



Σχήμα 2.1: Διάγραμμα Rankine

- Σημείο 1: Συμπυκνωμένο νερό στην έξοδο του συμπυκνωτή αμοστροβίλου.
- Σημείο 2: Νερό στην έξοδο της αντλίας τροφοδοσίας.
- Σημείο 3: Νερό σε κατάσταση κορεσμού μέσα στο τύμπανο του αμολέβητα.
- Σημείο 4: Ατμός σε κατάσταση κορεσμού μέσα στο τύμπανο του αμολέβητα.
- Σημείο 5: Υπέρθερμος ατμός στην έξοδο του αμολέβητα και είσοδο στον αμοστρόβιλο.
- Σημείο 6': Ιδανική κατάσταση αμού στην έξοδο του πρώτου αμοστροβίλου.
- Σημείο 6: Πραγματική κατάσταση αμού στην έξοδο του πρώτου αμοστροβίλου.
- Σημείο 7: Υπέρθερμος ατμός στην έξοδο του αμολέβητα και είσοδο στον δεύτερο αμοστρόβιλο.

- Σημείο 8': Ιδανική κατάσταση ατμού στην έξοδο του δεύτερου ατμοστροβίλου.
- Σημείο 8: Πραγματική κατάσταση ατμού στην έξοδο του δεύτερου ατμοστροβίλου.
- Σημείο 9: Ατμός σε κατάσταση κορεσμού στην πίεση του συμπυκνωτή.
- Σημείο 10: Ατμός σε κατάσταση κορεσμού που αντιστοιχεί στην πίεση αναθέρμανσης.
- Σημείο 11: Νερό σε κατάσταση κορεσμού που αντιστοιχεί στην πίεση αναθέρμανσης.

2.1 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΣΗΜΕΙΑ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ RANKINE

Σημείο 1

Το Σημείο 1 βρίσκεται πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου νερού. Από τους πίνακες κορεσμένων υδρατμών βρίσκουμε τα θερμοδυναμικά μεγέθη για την δεδομένη πίεση νερού, η οποία αντιστοιχεί στην πίεση του συμπυκνωτή. Η πίεση αυτή έχει ληφθεί -0,9 atü και σε απόλυτη τιμή είναι 0,1 bar. Άρα έχουμε:

-Πίεση: $P_1 = 0,1 \text{ bar}$

-Θερμοκρασία: $T_1 = 46^\circ\text{C}$

Από τον ίδιο πίνακα προκύπτουν και τα εξής μεγέθη:

-Ειδικός όγκος: $\hat{v}_1 = 0,0010103 \text{ m}^3/\text{kg} = 1,0103 \text{ dcm}^3/\text{kg}$

-Ενθαλπία: $h_1 = 191,81 \text{ KJ/kg}$

-Εντροπία: $s_1 = 0,6492 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$

Σημείο 2

Το Σημείο 2 βρίσκεται στην περιοχή αριστερά της καμπύλης κορεσμένου νερού και χαρακτηρίζει κατάσταση νερού υπό πίεση. Θεωρούμε ότι η μεταβολή 1→2 είναι ισεντροπική, διότι αφορά την αύξηση της πίεσης του νερού στην αντλία. Για το Σημείο αυτό γνωρίζουμε τα εξής μεγέθη:

-Πίεση: $P_2 = 40 \text{ bar}$

-Η θερμοκρασία υπολογίζεται ως εξής:

$$\Delta T = \frac{\Delta h}{c_p} = \frac{\hat{v}_1 \cdot \Delta P}{c_p} = \frac{1,0103 \cdot (40 - 0,1) \cdot 10^{-1}}{4,187} = \frac{4,03}{4,187} = 0,96$$

$$\approx 1^\circ\text{C} \quad (2.1)$$

Επομένως:

-Θερμοκρασία: $T_2 = T_1 + \Delta T = 46 + 1 = 47^\circ\text{C}$

-Ειδικός όγκος: $\hat{v}_2 = 1,0108 \text{ dcm}^3/\text{kg}$

-Εντροπία: $s_2 = s_1 = 0,6492 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$

-Η ενθαλπία στο Σημείο 2 υπολογίζεται ως εξής:

$$h_2 = h_1 + \hat{v}_1 \cdot \Delta P = 191,81 \text{ KJ/Kg} + 1,0103 \text{ dcm}^3/\text{Kg} \cdot (40 - 0,1) \text{ bar} \cdot 10^{-1} = 195,84 \text{ KJ/Kg} \quad (2.2)$$

Σημείο 3

Το Σημείο 3 βρίσκεται και αυτό πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου νερού. Από τους πίνακες κορεσμένων υδρατμών και για πίεση νερού $P_3 = 40 \text{ bar}$ βρίσκουμε ότι:

-Θερμοκρασία: $T_3 = 250^\circ\text{C}$

Με βάση τον ίδιο πίνακα προκύπτουν από τις στήλες με τον χαρακτηρισμό “νερό” τα υπόλοιπα μεγέθη:

-Ειδικός όγκος: $\hat{v}_3 = 1,2526 \text{ dcm}^3/\text{kg}$

-Ενθαλπία: $h_3 = 1.087,43 \text{ KJ/kg}$

-Εντροπία: $s_3 = 2,7967 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$

Σημείο 4

Το Σημείο 4 βρίσκεται πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου ατμού και επίσης είναι σημείο της γραμμής σταθερής πίεσης, η οποία περνά από τα Σημεία 2, 3, 4 και 5. Συνεπώς, το Σημείο 4 έχει την ίδια πίεση και θερμοκρασία με το Σημείο 3:

-Πίεση: $P_4 = 40 \text{ bar}$

-Θερμοκρασία: $T_4 = 250^\circ\text{C}$

Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη προκύπτουν από τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών από τις στήλες με τον χαρακτηρισμό “ατμός”:

-Ειδικός όγκος: $\hat{v}_4 = 0,04978 \text{ m}^3/\text{kg}$

-Ενθαλπία: $h_4 = 2.800,90 \text{ KJ/kg}$

-Εντροπία: $s_4 = 6,0697 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$

Σημείο 5

Το Σημείο 5 βρίσκεται στην περιοχή των υπέρθερμων υδρατμών και επίσης πάνω στην γραμμή σταθερής πίεσης, η οποία είναι:

- Πίεση: $P_5 = 40 \text{ bar}$
- Η θερμοκρασία είναι επίσης δεδομένη, ήτοι: $T_5 = 450^\circ\text{C}$
- Τα υπόλοιπα μεγέθη είναι γνωστά από τους πίνακες υπέρθερμων υδρατμών:
- Ειδικός όγκος: $\hat{v}_5 = 0,0800 \text{ m}^3/\text{kg}$
- Ενθαλπία: $h_5 = 3.330,99 \text{ KJ/kg}$
- Εντροπία: $s_5 = 6,9383 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$

Σημείο 9

Το Σημείο 9 βρίσκεται πάνω στην κωδωνοειδή καμπύλη κορεσμένου ατμού και βρίσκεται επίσης πάνω στην οριζόντια γραμμή όπως και το Σημείο 1. Επομένως έχει την ίδια πίεση και θερμοκρασία:

- Πίεση: $P_9 = P_1 = 0,1 \text{ bar}$
- Θερμοκρασία: $T_9 = T_1 = 46^\circ\text{C}$
- Από τους πίνακες των κορεσμένων υδρατμών βρίσκουμε και τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη:
- Ενθαλπία: $h_9 = 2.583,89 \text{ KJ/Kg}$
- Εντροπία: $s_9 = 8,1489 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$
- Ξηρότητα ατμού: $x_9 = 1$

2.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΒΕΛΤΙΣΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΣΗΣ

Στον σταθμό που μελετάμε θα έχουμε δύο στρόβιλους. Τον στρόβιλο υψηλής πίεσης 40 bar και τον στρόβιλο χαμηλής πίεσης, όπου η πίεση δεν είναι γνωστή. Σε αυτήν την πίεση ο ατμός αναθερμαίνεται σε αναθερμαντήρα ατμού του λέβητα και αποκτά ίση θερμοκρασία με του Σημείου 5, ήτοι $T_7 = 450^\circ\text{C}$.

Αρχικά θα πρέπει να υπολογίσουμε ποια είναι η βέλτιστη πίεση για την οποία ο σταθμός έχει τον μεγαλύτερο θερμικό βαθμό απόδοσης με αναθέρμανση ατμού. Σύμφωνα με έναν προσεγγιστικό τρόπο υπολογισμού της πίεσης αναθέρμανσης P_7 (Karl Strauss, “Kraftwerkstechnik”, Springer 2009), θεωρείται ότι είναι ίση περίπου με το 20% της υψηλής πίεσης του ατμολέβητα, ήτοι:

$$P_7 \approx 0,2 \cdot P_5 \approx 0,2 \cdot 40^{\text{bar}} \approx 8 \text{ bar} \quad (2.3)$$

Για τον ακριβή υπολογισμό θα δοκιμάσουμε διάφορες πιέσεις και θα δούμε σε ποια προκύπτει η μέγιστη απόδοση. Θεωρούμε ισεντροπικό βαθμό απόδοσης στρόβιλου $\eta_i = 0,90$.

Για $P_R = 4 \text{ bar}$ έχουμε:

Η εντροπία του Σημείου 10 για την συγκεκριμένη πίεση είναι από τους πίνακες $s_{10} = 6,8954 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$.

Από τους πίνακες για $P_R = 4 \text{ bar}$ και $s_{6'} = s_5 = 6,9383 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$ βρίσκουμε την πιο κοντινή θερμοκρασία για το Σημείο 6' δηλαδή $T_{6'} = 151^\circ\text{C}$ και ενθαλπία $h_{6'} = 2.756,18 \text{ KJ/Kg}$.

Επειδή $s_{6'} > s_{10}$ σημαίνει ότι το Σημείο 6' βρίσκεται στην περιοχή των υπερθέρμων υδρατμών.

Οπότε η ενθαλπία του Σημείου 6 με βάση τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης η_i θα έχει ως εξής:

$$\begin{aligned}\eta_i &= \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6'}} \Rightarrow h_6 = h_5 - \eta_i(h_5 - h_{6'}) \\ &= 3.330,99^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.330,99 - 2.756,18)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.813,66 \text{ KJ/Kg}}\end{aligned}\quad (2.4)$$

Από τον πίνακα των υπερθέρμων υδρατμών για $P_R = 4 \text{ bar}$ και $T = 450^\circ\text{C}$ προκύπτει η ενθαλπία του Σημείου 7 ίση με $h_7 = 3.378,96 \text{ KJ/Kg}$ και η εντροπία όπου θα ισούται με την εντροπία του Σημείου 8' και θα είναι $s_7 = s_{8'} = 8,0507 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$.

Επειδή $s_{8'} < s_9$ προκύπτει ότι το Σημείο 8' βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη.

Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8' είναι:

$$x_{8'} = \frac{s_7 - s_1}{s_9 - s_1} = \frac{8,0507 - 0,6492}{8,1489 - 0,6492} = 0,98691 \quad (2.5)$$

Η ενθαλπία του Σημείου 8' υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned}h_{8'} &= h_1 + x_{8'} \cdot (h_9 - h_1) \\ &= 191,81^{\text{KJ/Kg}} + 0,98691 \cdot (2.583,89 - 191,81)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.552,58 \text{ KJ/Kg}}\end{aligned}\quad (2.6)$$

Επίσης η ενθαλπία στο Σημείο 8 με βάση τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης η_i είναι:

$$\begin{aligned}h_8 &= h_7 - \eta_i \cdot (h_7 - h_{8'}) \\ &= 3.378,96^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.378,96 - 2.552,58)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.635,22 \text{ KJ/Kg}}\end{aligned}\quad (2.7)$$

Επειδή $h_8 > h_9$ συμπεραίνουμε ότι το Σημείο 8 βρίσκεται έξω από την κωδωνοειδή καμπύλη, δηλαδή στην περιοχή των υπερθέρμων υδρατμών.

Επομένως η απόδοση προκύπτει από τον τύπο:

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{(h_5 - h_6) + (h_7 - h_8) - (h_2 - h_1)}{(h_5 - h_2) + (h_7 - h_6)} \\ &= \frac{(3.330,99 - 2.813,66) + (3.378,96 - 2.635,22) - (195,84 - 191,81)}{(3.330,99 - 195,84) + (3.378,96 - 2.813,66)} \\ &= \frac{1.257,04}{3.700,45} = \mathbf{0,3397}\end{aligned}\quad (2.8)$$

Για $P_R = 6$ bar έχουμε:

Κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως βρίσκουμε τα εξής:

Η εντροπία του Σημείου 10 για την συγκεκριμένη πίεση είναι από τους πίνακες $s_{10} = 6,7592$ KJ/Kg^oK.

Από τους πίνακες για $P_R = 6$ bar και $s_6 = 6,9383$ KJ/Kg^oK βρίσκουμε την πιο κοντινή θερμοκρασία για το Σημείο 6' δηλαδή $T_6 = 194^{\circ}\text{C}$ και ενθαλπία $h_6 = 2.836,55$ KJ/Kg.

Ομοίως επειδή $s_6 > s_{10}$ το Σημείο 6' βρίσκεται στην περιοχή των υπερθέρμων υδρατμών.

Οπότε η ενθαλπία του Σημείου 6 θα έχει ως εξής:

$$\begin{aligned}\eta_i &= \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6'}} \Rightarrow h_6 = h_5 - \eta_i(h_5 - h_{6'}) \\ &= 3.330,99^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.330,99 - 2.836,55)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.885,99\text{ KJ/Kg}}\end{aligned}\quad (2.9)$$

Από τον πίνακα των υπερθέρμων υδρατμών για $P_R = 6$ bar και $T = 450^{\circ}\text{C}$ προκύπτει η ενθαλπία του Σημείου 7 ίση με $h_7 = 3.376,38$ KJ/Kg και η εντροπία όπου θα ισούται με την εντροπία του Σημείου 8' και θα είναι $s_7 = s_{8'} = 7,8609$ KJ/Kg^oK.

Επειδή $s_8 < s_9$ προκύπτει ότι το Σημείο 8' βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη.

Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8' είναι:

$$x_{8'} = \frac{s_7 - s_1}{s_9 - s_1} = \frac{7,8609 - 0,6492}{8,1489 - 0,6492} = 0,96160\quad (2.10)$$

Η ενθαλπία του Σημείου 8' υπολογίζεται από την σχέση:

$$h_{8'} = h_1 + x_{8'} \cdot (h_9 - h_1) = 191,81^{\text{KJ/Kg}} + 0,96160 \cdot (2.583,89 - 191,81)^{\text{KJ/Kg}} = \mathbf{2.492,03\text{ KJ/Kg}}\quad (2.11)$$

Επίσης η ενθαλπία στο Σημείο 8 με βάση τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης η_i είναι:

$$\begin{aligned} h_8 &= h_7 - \eta_i \cdot (h_7 - h_{8'}) \\ &= 3.376,38^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.376,38 - 2.492,03)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.580,47 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Ομοίως επειδή $h_8 < h_9$ το Σημείο 8 βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη, δηλαδή στην περιοχή των υγρών ατμών.

Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8 είναι:

$$x_8 = \frac{h_8 - h_1}{h_9 - h_1} = \frac{2.580,47 - 191,81}{2.583,89 - 191,81} = 0,99857 \quad (2.13)$$

Επομένως η απόδοση προκύπτει από τον τύπο:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{th}} &= \frac{(h_5 - h_6) + (h_7 - h_8) - (h_2 - h_1)}{(h_5 - h_2) + (h_7 - h_6)} \\ &= \frac{(3.330,99 - 2.885,99) + (3.376,38 - 2.580,47) - (195,84 - 191,81)}{(3.330,99 - 195,84) + (3.376,38 - 2.885,99)} \\ &= \frac{1.236,88}{3.625,54} = \mathbf{0,3412} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Για $P_R = 8 \text{ bar}$ έχουμε:

Κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως βρίσκουμε τα εξής:

Η εντροπία του Σημείου 10 για την συγκεκριμένη πίεση είναι από τους πίνακες $s_{10} = 6,6615 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$.

Από τους πίνακες για $P_R = 8 \text{ bar}$ και $s_{6'} = 6,9383 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$ βρίσκουμε την πιο κοντινή θερμοκρασία για το Σημείο 6' δηλαδή $T_{6'} = 226^\circ\text{C}$ και ενθαλπία $h_{6'} = 2.898,48 \text{ KJ/Kg}$.

Ομοίως επειδή $s_{6'} > s_{10}$ το Σημείο 6' βρίσκεται στην περιοχή των υπερθέρμων υδρατμών.

Οπότε η ενθαλπία του Σημείου 6 θα έχει ως εξής:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6'}} \Rightarrow h_6 = h_5 - \eta_i (h_5 - h_{6'}) \\ &= 3.330,99^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.330,99 - 2.898,48)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.941,73 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Από τον πίνακα των υπερθέρμων υδρατμών για $P_R = 8 \text{ bar}$ και $T = 450^\circ\text{C}$ προκύπτει η ενθαλπία του Σημείου 7 ίση με $h_7 = 3.373,79 \text{ KJ/Kg}$ και η εντροπία

όπου θα ισούται με την εντροπία του Σημείου 8' και θα είναι $s_7 = s_{8'} = 7,7255 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$.

Επειδή $s_8 < s_9$ προκύπτει ότι το Σημείο 8' βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη.

Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8' είναι:

$$x_{8'} = \frac{s_7 - s_1}{s_9 - s_1} = \frac{7,7255 - 0,6492}{8,1489 - 0,6492} = 0,94354 \quad (2.16)$$

Η ενθαλπία του Σημείου 8' υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned} h_{8'} &= h_1 + x_{8'} \cdot (h_9 - h_1) \\ &= 191,81^{\text{KJ/Kg}} + 0,94354 \cdot (2.583,89 - 191,81)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.448,83 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Επίσης η ενθαλπία στο Σημείο 8 με βάση τον ισηντροπικό βαθμό απόδοσης η_i είναι:

$$\begin{aligned} h_8 &= h_7 - \eta_i \cdot (h_7 - h_{8'}) \\ &= 3.373,79^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.373,79 - 2.448,83)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.541,33 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Ομοίως επειδή $h_8 < h_9$ το Σημείο 8 βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη, δηλαδή στην περιοχή των υγρών ατμών.

Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8 είναι:

$$x_8 = \frac{h_8 - h_1}{h_9 - h_1} = \frac{2.541,33 - 191,81}{2.583,89 - 191,81} = 0,98221 \quad (2.19)$$

Επομένως η απόδοση προκύπτει από τον τύπο:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{th}} &= \frac{(h_5 - h_6) + (h_7 - h_8) - (h_2 - h_1)}{(h_5 - h_2) + (h_7 - h_6)} \\ &= \frac{(3.330,99 - 2.941,73) + (3.373,79 - 2.541,33) - (195,84 - 191,81)}{(3.330,99 - 195,84) + (3.373,79 - 2.941,73)} \\ &= \frac{1.217,69}{3.567,21} = \mathbf{0,3414} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Για $P_R = 10$ bar έχουμε:

Κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως βρίσκουμε τα εξής:

Η εντροπία του Σημείου 10 για την συγκεκριμένη πίεση είναι από τους πίνακες $s_{10} = 6,5850 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$.

Από τους πίνακες για $P_R = 10$ bar και $s_{6'} = 6,9383 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$ βρίσκουμε την πιο κοντινή θερμοκρασία για το Σημείο 6' δηλαδή $T_{6'} = 253^\circ\text{C}$ και ενθαλπία $h_{6'} = 2.949,41 \text{ KJ/Kg}$.

Ομοίως επειδή $s_{6'} > s_{10}$ το Σημείο 6' βρίσκεται στην περιοχή των υπερθέρμων υδρατμών.

Οπότε η ενθαλπία του Σημείου 6 θα έχει ως εξής:

$$\begin{aligned}\eta_i &= \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6'}} \Rightarrow h_6 = h_5 - \eta_i(h_5 - h_{6'}) \\ &= 3.330,99^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.330,99 - 2.949,41)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.987,57 \text{ KJ/Kg}}\end{aligned}\quad (2.21)$$

Από τον πίνακα των υπερθέρμων υδρατμών για $P_R = 10$ bar και $T = 450^\circ\text{C}$ προκύπτει η ενθαλπία του Σημείου 7 ίση με $h_7 = 3.371,19 \text{ KJ/Kg}$ και η εντροπία όπου θα ισούται με την εντροπία του Σημείου 8' και θα είναι $s_7 = s_{8'} = 7,6198 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$.

Επειδή $s_{8'} < s_9$ προκύπτει ότι το Σημείο 8' βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη.

Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8' είναι:

$$x_{8'} = \frac{s_7 - s_1}{s_9 - s_1} = \frac{7,6198 - 0,6492}{8,1489 - 0,6492} = 0,92945 \quad (2.22)$$

Η ενθαλπία του Σημείου 8' υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned}h_{8'} &= h_1 + x_{8'} \cdot (h_9 - h_1) \\ &= 191,81^{\text{KJ/Kg}} + 0,92945 \cdot (2.583,89 - 191,81)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.415,13 \text{ KJ/Kg}}\end{aligned}\quad (2.23)$$

Επίσης η ενθαλπία στο Σημείο 8 με βάση τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης η_i είναι:

$$\begin{aligned}h_8 &= h_7 - \eta_i \cdot (h_7 - h_{8'}) \\ &= 3.371,19^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.371,19 - 2.415,13)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.510,74 \text{ KJ/Kg}}\end{aligned}\quad (2.24)$$

Ομοίως επειδή $h_8 < h_9$ το Σημείο 8 βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη, δηλαδή στην περιοχή των υγρών ατμών.

Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8 είναι:

$$x_8 = \frac{h_8 - h_1}{h_9 - h_1} = \frac{2.510,74 - 191,81}{2.583,89 - 191,81} = 0,96942 \quad (2.25)$$

Επομένως η απόδοση προκύπτει από τον τύπο:

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{(h_5 - h_6) + (h_7 - h_8) - (h_2 - h_1)}{(h_5 - h_2) + (h_7 - h_6)} \\ &= \frac{(3.330,99 - 2.987,57) + (3.371,19 - 2.510,74) - (195,84 - 191,81)}{(3.330,99 - 195,84) + (3.371,19 - 2.987,57)} \\ &= \frac{1.199,84}{3.518,77} = \mathbf{0,3410} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Για $P_R = 12$ bar έχουμε:

Κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως βρίσκουμε τα εξής:

Η εντροπία του Σημείου 10 για την συγκεκριμένη πίεση είναι από τους πίνακες $s_{10} = 6,5217$ KJ/Kg^oK.

Από τους πίνακες για $P_R = 12$ bar και $s_{6'} = 6,9383$ KJ/Kg^oK βρίσκουμε την πιο κοντινή θερμοκρασία για το Σημείο 6' δηλαδή $T_{6'} = 276^{\circ}\text{C}$ και ενθαλπία $h_{6'} = 2.992,97$ KJ/Kg.

Ομοίως επειδή $s_{6'} > s_{10}$ το Σημείο 6' βρίσκεται στην περιοχή των υπερθέρμων υδρατμών.

Οπότε η ενθαλπία του Σημείου 6 θα έχει ως εξής:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6'}} \Rightarrow h_6 = h_5 - \eta_i(h_5 - h_{6'}) \\ &= 3.330,99^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.330,99 - 2.992,97)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{3.026,77 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Από τον πίνακα των υπερθέρμων υδρατμών για $P_R = 12$ bar και $T = 450^{\circ}\text{C}$ προκύπτει η ενθαλπία του Σημείου 7 ίση με $h_7 = 3.368,58$ KJ/Kg και η εντροπία όπου θα ισούται με την εντροπία του Σημείου 8' και θα είναι $s_7 = s_{8'} = 7,5330$ KJ/Kg^oK.

Επειδή $s_{8'} < s_9$ προκύπτει ότι το Σημείο 8' βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη.

Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8' είναι:

$$x_{8'} = \frac{s_7 - s_1}{s_9 - s_1} = \frac{7,5330 - 0,6492}{8,1489 - 0,6492} = 0,91788 \quad (2.28)$$

Η ενθαλπία του Σημείου 8' υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned} h_{8'} &= h_1 + x_{8'} \cdot (h_9 - h_1) \\ &= 191,81^{\text{KJ/Kg}} + 0,91788 \cdot (2.583,89 - 191,81)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.387,45 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned} \quad (2.29)$$

Επίσης η ενθαλπία στο Σημείο 8 με βάση τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης η_i είναι:

$$\begin{aligned} h_8 &= h_7 - \eta_i \cdot (h_7 - h_{8'}) \\ &= 3.368,58^{\text{KJ/Kg}} - 0,9 \cdot (3.368,58 - 2.387,45)^{\text{KJ/Kg}} \\ &= \mathbf{2.485,56 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned} \quad (2.30)$$

Ομοίως επειδή $h_8 < h_9$ το Σημείο 8 βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη, δηλαδή στην περιοχή των υγρών ατμών.

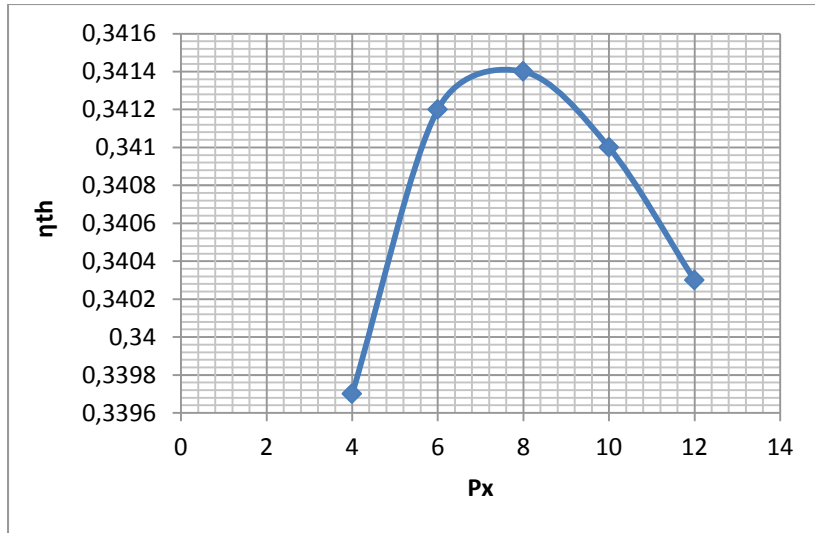
Η ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 8 είναι:

$$x_8 = \frac{h_8 - h_1}{h_9 - h_1} = \frac{2.485,56 - 191,81}{2.583,89 - 191,81} = 0,95889 \quad (2.31)$$

Επομένως η απόδοση προκύπτει από τον τύπο:

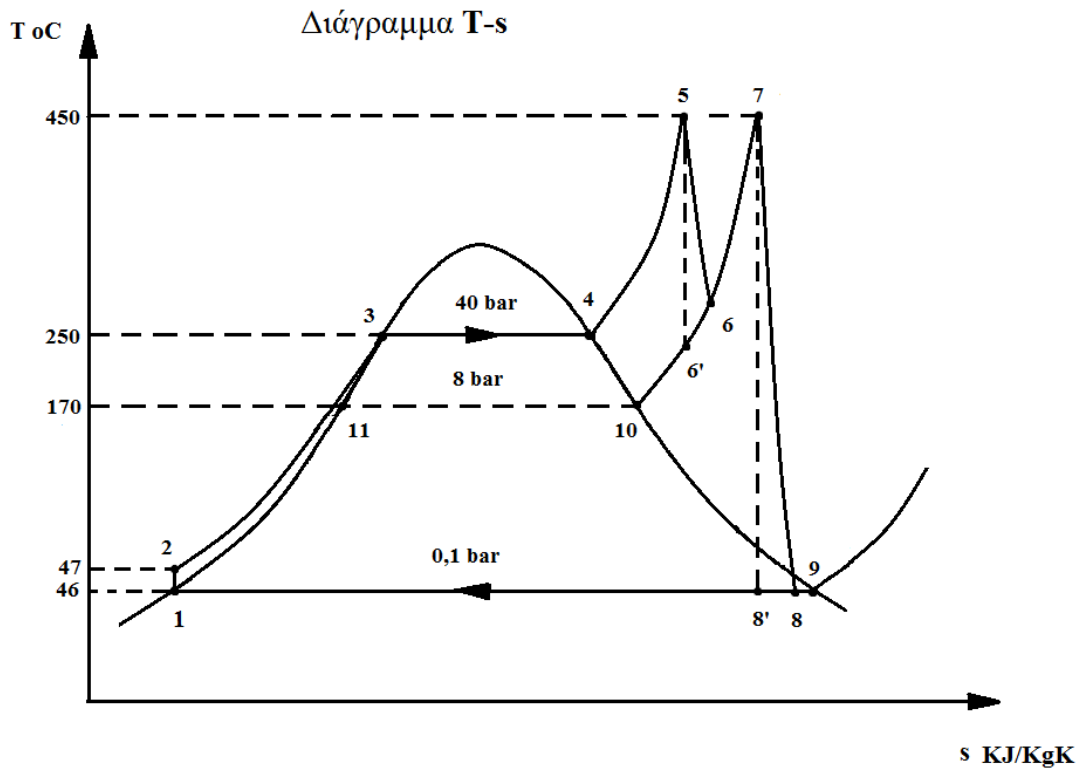
$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{(h_5 - h_6) + (h_7 - h_8) - (h_2 - h_1)}{(h_5 - h_2) + (h_7 - h_6)} \\ &= \frac{(3.330,99 - 3.026,77) + (3.368,58 - 2.485,56) - (195,84 - 191,81)}{(3.330,99 - 195,84) + (3.368,58 - 3.026,77)} \\ &= \frac{1.183,21}{3.476,96} = \mathbf{0,3403} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Στην συνέχεια τοποθετούμε τις τιμές της απόδοσης η_{th} σε διάγραμμα συναρτήσεως της πίεσης αναθέρμανσης και προσδιορίζουμε την βέλτιστη τιμή της πίεσης η οποία δίνει την μέγιστη απόδοση.



Σχήμα 2.2: Διάγραμμα $\eta_{th} - P_x$

Επομένως σύμφωνα με το διάγραμμα του Σχ. 2.2 προκύπτει πως η βέλτιστη πίεση αναθέρμανσης είναι $P_R = 8 \text{ bar}$. Οπότε και τα υπόλοιπα σημεία για την συγκεκριμένη πίεση θα είναι όπως φαίνονται στο διάγραμμα T-s του Σχ. 2.3. Οι τιμές των θερμοδυναμικών μεγεθών των σημείων αυτών υπολογίζονται ως εξής:



Σχήμα 2.3: Διάγραμμα T-s

Σημείο 6'

Το Σημείο 6' βρίσκεται δεξιά από το Σημείο 10, δηλαδή βρίσκεται στην περιοχή των υπέρθερμων υδρατμών. Επίσης το Σημείο 6' είναι στην ίδια κατακόρυφο με το Σημείο 5 οπότε θα έχουν την ίδια εντροπία.

- Εντροπία: $s_5 = s_{6'} = 6,9383 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K} > s_{10} = 6,6615 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$
- Πίεση: $P_{6'} = 8 \text{ bar}$
- Θερμοκρασία: $T_{6'} = 226^\circ\text{C}$

Σημείο 6

Το Σημείο 6 είναι δεξιότερα του Σημείου 6' στην περιοχή των υπέρθερμων υδρατμών και ισχύει:

- Πίεση: $P_6 = P_{6'} = 8 \text{ bar}$
- Θερμοκρασία: $T_6 = 246^\circ\text{C}$
- Ενθαλπία: $h_6 = 2.941,73 \text{ KJ/Kg}$

Σημείο 8'

Το Σημείο 8' βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη που χαρακτηρίζει την κατάσταση μίγματος νερού-ατμού και επίσης βρίσκεται πάνω στην ίδια κατακόρυφη που περνά από το Σημείο 7, άρα έχει και αυτό την ίδια εντροπία:

- Εντροπία: $s_7 = s_{8'} = 7,7255 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$
- Η ξηρότητα ατμού στο Σημείο 8' υπολογίστηκε προηγουμένως:
- Ξηρότητα ατμού: $x_{8'} = 0,94354$
- Ενθαλπία: $h_{8'} = 2.448,83 \text{ KJ/Kg}$

Σημείο 8

Το Σημείο 8 βρίσκεται κι αυτό μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη που χαρακτηρίζει την κατάσταση μίγματος νερού-ατμού και είναι λίγο δεξιότερα του Σημείου 8'. Εδώ ισχύουν τα εξής μεγέθη:

- Πίεση: $P_8 = 0,1 \text{ bar}$
- Θερμοκρασία: $T_8 = 46^\circ\text{C}$
- Και η ενθαλπία όπως υπολογίστηκε προηγουμένως:
- Ενθαλπία: $h_8 = 2.541,33 \text{ KJ/Kg}$

Σημείο 10

Το Σημείο 10 βρίσκεται πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου ατμού και επίσης είναι σημείο της γραμμής σταθερής πίεσης. Συνεπώς, το Σημείο 10 έχει την ίδια πίεση και θερμοκρασία με το Σημείο 11:

-Πίεση: $P_{10} = P_{11} = 8 \text{ bar}$

-Θερμοκρασία: $T_{10} = T_{11} = 170^\circ\text{C}$

Από τους πίνακες κορεσμένων υδρατμών βρίσκουμε και τα υπόλοιπα μεγέθη:

-Ενθαλπία: $h_{10} = 2.768,30 \text{ KJ/kg}$

-Εντροπία: $s_{10} = 6,6615 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$

Σημείο 11

Το Σημείο 11 βρίσκεται και αυτό όπως το Σημείο 3 πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου νερού. Έχει ίδια πίεση και θερμοκρασία με το Σημείο 10 και θα είναι:

-Πίεση: $P_{10} = P_{11} = 8 \text{ bar}$

-Θερμοκρασία: $T_{10} = T_{11} = 170^\circ\text{C}$

-Ενθαλπία: $h_{11} = 721,02 \text{ KJ/Kg}$

-Εντροπία: $s_{11} = 2,0460 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$

2.3 ΙΣΧΥΣ ΣΤΡΟΒΙΛΩΝ

Η αποδιδόμενη καθαρή ισχύς ρεύματος του Σταθμού είναι $W_e = 3 \text{ MW}$. Θεωρούμε τον βαθμό απόδοσης σε κάθε σύστημα ως κάτωθι:

i). Γεννήτρια: $\eta_G = 98\%$

ii). Έδρανα άξονα: $\eta_L = 97\%$ ανά ζεύγος

iii). Επαφή οδόντων γραναζιών: $\eta_z = 99\%$

Η ισχύς W_G στην είσοδο της γεννήτριας υπολογίζεται σύμφωνα με τον τύπο:

$$W_G = \frac{W_e}{\eta_G} = \frac{W_e}{0,98} = \frac{3 \text{ MW}}{0,98} = 3,06 \text{ MW} \quad (2.33)$$

Η ισχύς W_R στην είσοδο του μειωτήρα υπολογίζεται σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο, λαμβάνοντας υπόψη ότι αποτελείται από δύο μόνο γρανάζια, το καθένα με τον δικό του άξονα και με δύο έδρανα σε κάθε άξονα.

$$W_R = \frac{W_G}{(\eta_z \cdot \eta_L \cdot \eta_L)} = \frac{W_e}{(\eta_z \cdot \eta_L \cdot \eta_L \cdot \eta_G)} = \frac{3^{MW}}{(0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98)} = 3,29 \text{ MW} \quad (2.34)$$

Και τέλος η ισχύς του στροβίλου W_T υπολογίζεται από τον τύπο:

$$W_T = \frac{W_R}{\eta_i} = \frac{W_e}{(\eta_z \cdot \eta_L \cdot \eta_L \cdot \eta_G \cdot \eta_i)} = \frac{3^{MW}}{(0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,90)} = \frac{3^{MW}}{0,82} = 3,66 \text{ MW} \quad (2.35)$$

Μετατρέπουμε τα MW σε KJ/h κι έχουμε:

$$W_T = (3,66^{MW} \cdot 3600^{sec} \cdot 10^3) = 13,18 \cdot 10^6 \text{ KJ/h} \quad (2.36)$$

2.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΜΟΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

Η ατμοπαραγωγή D θα υπολογιστεί με βάση την αποδιδόμενη ισχύ από τους δύο στροβίλους καθόσον η ίδια ποσότητα ατμού διέρχεται και από τους δύο στροβίλους, με μόνη ενδιάμεση αναθέρμανση.

Υπολογίζουμε την ατμοπαραγωγή με τον τύπο:

$$\begin{aligned} W_T &= D \cdot \Delta h_{T_1} + D \cdot \Delta h_{T_2} = D \cdot (\Delta h_{T_1} + \Delta h_{T_2}) \\ &= D \cdot (h_5 - h_6 + h_7 - h_8) \Rightarrow D = \frac{W_T}{[(h_5 - h_6) + (h_7 - h_8)]} \\ &= \frac{13,18 \cdot 10^6 \text{ KJ/h}}{(3.330,99 - 2.941,73 + 3.373,79 - 2.541,33) \text{ KJ/Kg}} = \frac{13,18 \cdot 10^6 \text{ KJ/h}}{1.221,72 \text{ KJ/Kg}} \\ &= 10.788 \text{ Kg/h} \\ &= 10,79 \text{ t/h} \end{aligned} \quad (2.37)$$

2.5 ΠΕΡΙΕΚΤΙΚΟΤΗΤΕΣ ΣΥΣΤΑΤΙΚΩΝ ΛΙΓΝΙΤΗ

Η σύσταση του λιγνίτη διαφέρει ανάλογα με την περιοχή στην οποία εξορύσσεται. Για τους παρακάτω υπολογισμούς θεωρούμε ότι η στοιχειομετρική σύσταση του λιγνίτη που χρησιμοποιεί ο λέβητας είναι:

Επί καθαρής ουσίας:

- Άνθρακας : $c = 60,5\%$
 - Υδρογόνο : $h = 6,2\%$
 - Οξυγόνο : $o = 30,6\%$
 - Άζωτο : $n = 1,3\%$
 - Θείο : $s = 1,4\%$
- Σύνολο = **100%**

Και επιπλέον περιέχει τέφρα $A = 13\%$ και υγρασία $W = 60\%$.

2.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΑΝΑΓΩΓΗΣ

Για να βρούμε τις περιεκτικότητες των συστατικών επί φυσικής ουσίας υπολογίζουμε τον συντελεστή αναγωγής με τον παρακάτω τύπο:

$$f = \frac{100}{(100 - A - w)} = \frac{100}{(100 - 13 - 60)} = \mathbf{3,703704} \quad (2.38)$$

Ύστερα διαιρούμε την καθαρή ουσία με τον συντελεστή αναγωγής και έχουμε:

- Άνθρακας : $c = 60,5/f = 16,335\%$
 - Υδρογόνο : $h = 6,2/f = 1,674\%$
 - Οξυγόνο : $o = 30,6/f = 8,262\%$
 - Άζωτο : $n = 1,3/f = 0,351\%$
 - Θείο : $s = 1,4/f = 0,378\%$
 - Τέφρα : $A = 13\%$
 - Υγρασία : $w = 60\%$
- Σύνολο = **100%**

Επομένως η θερμογόνος δύναμη του φυσικού λιγνίτη υπολογίζεται από τον τύπο:

$$\begin{aligned}
H_u &= 8.130 \cdot c + 24.300 \cdot h + 1.500 \cdot n + 4.560 \cdot s - 2.350 \cdot o - 600 \cdot w = \\
&= 8.130 \cdot 0,16335 + 24.300 \cdot 0,01674 + 1.500 \cdot 0,00351 + \\
&+ 4.560 \cdot 0,00378 - 2.350 \cdot 0,08262 - 600 \cdot 0,6 = 1.328,0355 + \\
&+ 406,7820 + 5,2650 + 17,2368 - 194,1570 - 360,0000 = \\
&\mathbf{1.203,16 \text{ Kcal/kg}}
\end{aligned}
\tag{2.39}$$

2.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΞΗΡΑΝΣΗΣ

Ο λιγνίτης ξηραίνεται από υγρασία $w_1 = 60\%$ σε υγρασία $w_2 = 5\%$. Η ξήρανση συνήθως γίνεται μετά την λειοτριβήση στους μύλους και μετατροπή σε σκόνη. Η προώθηση της σκόνης προς καύση στην εστία γίνεται με την βοήθεια θερμών καπναερίων, τα οποία εκτός της ξήρανσης βοηθούν επίσης στην προώθηση της σκόνης χωρίς τον κίνδυνο της αυτανάφλεξης λόγω της απουσίας οξυγόνου.

$$f_2 = \frac{(100 - w_2)}{(100 - w_1)} = \frac{(100 - 5)}{(100 - 60)} = \frac{95}{40} = 2,375
\tag{2.40}$$

2.8 ΠΕΡΙΕΚΤΙΚΟΤΗΤΕΣ ΣΥΣΤΑΤΙΚΩΝ ΞΗΡΑΜΕΝΟΥ ΛΙΓΝΙΤΗ

Ο υπολογισμός των νέων περιεκτικοτήτων του λιγνίτη μετά την ξήρανση γίνεται με πολλαπλασιασμό των αρχικών περιεκτικοτήτων του φυσικού λιγνίτη επί τον συντελεστή ξήρανσης.

- Άνθρακας : $c_2 = c_1 \cdot f_2 = 16,335 \cdot 2,375 = 38,795\%$
 - Υδρογόνο : $h_2 = h_1 \cdot f_2 = 1,674 \cdot 2,375 = 3,976\%$
 - Οξυγόνο : $o_2 = o_1 \cdot f_2 = 8,262 \cdot 2,375 = 19,622\%$
 - Άζωτο : $n_2 = n_1 \cdot f_2 = 0,351 \cdot 2,375 = 0,834\%$
 - Θείο : $s_2 = s_1 \cdot f_2 = 0,378 \cdot 2,375 = 0,898\%$
 - Τέφρα : $A_2 = A_1 \cdot f_2 = 13,000 \cdot 2,375 = 30,875\%$
 - Υγρασία : $w_2 = 5\%$
- Σύνολο = **100%**

2.9 ΘΕΡΜΟΓΟΝΟΣ ΔΥΝΑΜΗ ΞΗΡΑΜΕΝΟΥ ΛΙΓΝΙΤΗ

Με την ξήρανση έχουμε αύξηση της τιμής της θερμογόνου δύναμης με αποτέλεσμα να έχουμε βελτίωση στην καύση και στην ατμοπαραγωγή του λέβητα. Γι αυτό και εφαρμόζουμε ξήρανση στα στερεά καύσιμα με αρκετά μεγάλη υγρασία. Η νέα θερμογόνος δύναμη του λιγνίτη προκύπτει ως εξής:

$$\begin{aligned} H_{u_2} &= 8.130 \cdot c_2 + 24.300 \cdot h_2 + 1.500 \cdot n_2 + 4.560 \cdot s_2 - 2.350 \cdot o_2 - 600 \cdot w_2 \\ &= 8.130 \cdot 0,38795 + 24.300 \cdot 0,03976 + 1.500 \cdot 0,00834 \\ &\quad + 4.560 \cdot 0,00898 - 2.350 \cdot 0,19622 - 600 \cdot 0,05 \\ &= 3.154,0335 + 966,168 + 12,5100 + 40,9488 - 461,1170 \\ &\quad - 30,0000 \\ &= \mathbf{3.682,54 \text{ Kcal/Kg}} \end{aligned} \tag{2.41}$$

2.10 ΕΛΑΧΙΣΤΗ ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ

Για να υπολογίσουμε την ποσότητα του αέρα καύσεως χρησιμοποιούμε τις περιεκτικότητες του ξηραμένου λιγνίτη, γιατί αυτός προωθείται στην εστία του ατμολέβητα.

$$\begin{aligned} L_o &= 8,89 \cdot c_2 + 26,7 \cdot \left(h_2 - \frac{o_2}{8} \right) + 3,33 \cdot s_2 \\ &= 8,89 \cdot 0,38795 + 26,7 \cdot \left(0,03976 - \frac{0,19622}{8} \right) + 3,33 \cdot 0,00898 \\ &= 3,449 + 26,7 \cdot 0,0152 + 0,030 = 3,449 + 0,407 + 0,030 \\ &= \mathbf{3,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg}} \end{aligned} \tag{2.42}$$

2.11 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗ ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ

Θεωρούμε ότι η περίσσεια του αέρα είναι ίση με $\lambda = 1,15$, η οποία ισχύει για εστίες κόνεως. Η πραγματική ποσότητα αέρα καύσης υπολογίζεται από τον τύπο:

$$L = \lambda \cdot L_o = 1,15 \cdot 3,89 = \mathbf{4,47 \text{ Nm}^3/\text{Kg}} \tag{2.43}$$

2.12 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΓΙΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗ 1Kg ΑΤΜΟΥ

Για να έχουμε παραγωγή 1 Kg ατμού η θερμότητα που απαιτείται ισούται με την διαφορά ενθαλπίας Δh :

$$\Delta h = (h_5 - h_2) + (h_7 - h_6) \quad (2.44)$$

Όπου: h_5 = η ενθαλπία του υπέρθερμου ατμού στην είσοδο του ατμοστροβίλου υψηλής πίεσης.

h_2 = η ενθαλπία του νερού τροφοδοτήσεως στην είσοδο του λέβητα (μετά την αντλία).

h_7 = η ενθαλπία του υπέρθερμου ατμού στην έξοδο του αναθερμαντήρα και είσοδο του ατμοστροβίλου χαμηλής πίεσης.

h_6 = η ενθαλπία του ατμού στην είσοδο του αναθερμαντήρα και έξοδο του ατμοστροβίλου υψηλής πίεσης.

$$\begin{aligned} \Delta h &= (h_5 - h_2) + (h_7 - h_6) \\ &= (3.330,99 - 195,84) + (3.373,79 - 2.941,73) \\ &= \mathbf{3.567,21 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned} \quad (2.45)$$

Μετατρέπουμε τα KJ/Kg σε Kcal/Kg^(*) κι έχουμε:

$$\Delta h = \frac{3.567,21}{4,187} = \mathbf{851,97 \text{ Kcal/Kg}} \quad (2.46)$$

^(*)Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε: 1 Kcal/Kg = 4,187 KJ/Kg.

2.13 ΕΙΣΕΡΧΟΜΕΝΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΜΕ ΤΟΝ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ

Η θερμότητα που εισάγεται στην εστία με τον αέρα καύσεως υπολογίζεται ως εξής:

$$\begin{aligned} q_{\pi} &= C_{ph} \cdot L \cdot (T_h - T_l) = 0,31 \cdot 4,47 \cdot (150 - 20) \\ &= \mathbf{180,14 \text{ Kcal/Kg}} \end{aligned} \quad (2.47)$$

Όπου $T_h = 150^{\circ}\text{C}$ η θερμοκρασία προθερμάνσεως του αέρα.

2.14 ΩΡΙΑΙΑ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Υπολογίζουμε την συνολική θερμότητα ως άθροισμα της θερμογόνου δύναμης του καυσίμου και της θερμότητας προθερμάνσεως ως εξής:

$$Q = H_{u_2} + q_{\pi} = 3.682,54 + 180,14 = \mathbf{3.862,68 \text{ Kcal/Kg}} \quad (2.48)$$

Εκτιμούμε τον βαθμό απόδοσης του λέβητα ως $\eta = 88\%$. Η ωριαία κατανάλωση καυσίμου υπολογίζεται σύμφωνα με την ατμοπαραγωγή και την απαιτούμενη θερμότητα για παραγωγή 1 Kg ατμού:

$$B = \frac{D \cdot \Delta h}{\eta \cdot Q} = \frac{10,79 \text{ t/h} \cdot 851,97 \text{ Kcal/Kg}}{0,88 \cdot (3.682,54 + 180,14) \text{ Kcal/Kg}} = \frac{9.192,76}{3.399,16} = 2,704 \text{ t/h} \Rightarrow \mathbf{B = 2.704 \text{ Kg/h}} \quad (2.49)$$

2.15 ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΑΙ ΠΑΡΟΧΗ ΑΕΡΑ ΣΕ ΚΑΘΕ ΚΑΥΣΤΗΡΑ

Έχουμε 2 καυστήρες, επομένως η κατανάλωση καυσίμου που μοιράζεται σε κάθε καυστήρα θα είναι:

$$B_1 = \frac{B}{2} = \frac{2,704}{2} = \mathbf{1,352 \text{ t/h}} \quad (2.50)$$

Και η παροχή του αέρα καύσεως ανά καυστήρα είναι:

$$L_1 = B \cdot \frac{L}{2} \text{ ή } L_1 = B_1 \cdot L = 1,352 \cdot 10^3 \text{ Kg/h} \cdot 4,47 \text{ Nm}^3/\text{kg} = \mathbf{6.043,44 \text{ Nm}^3/\text{h}} \quad (2.51)$$

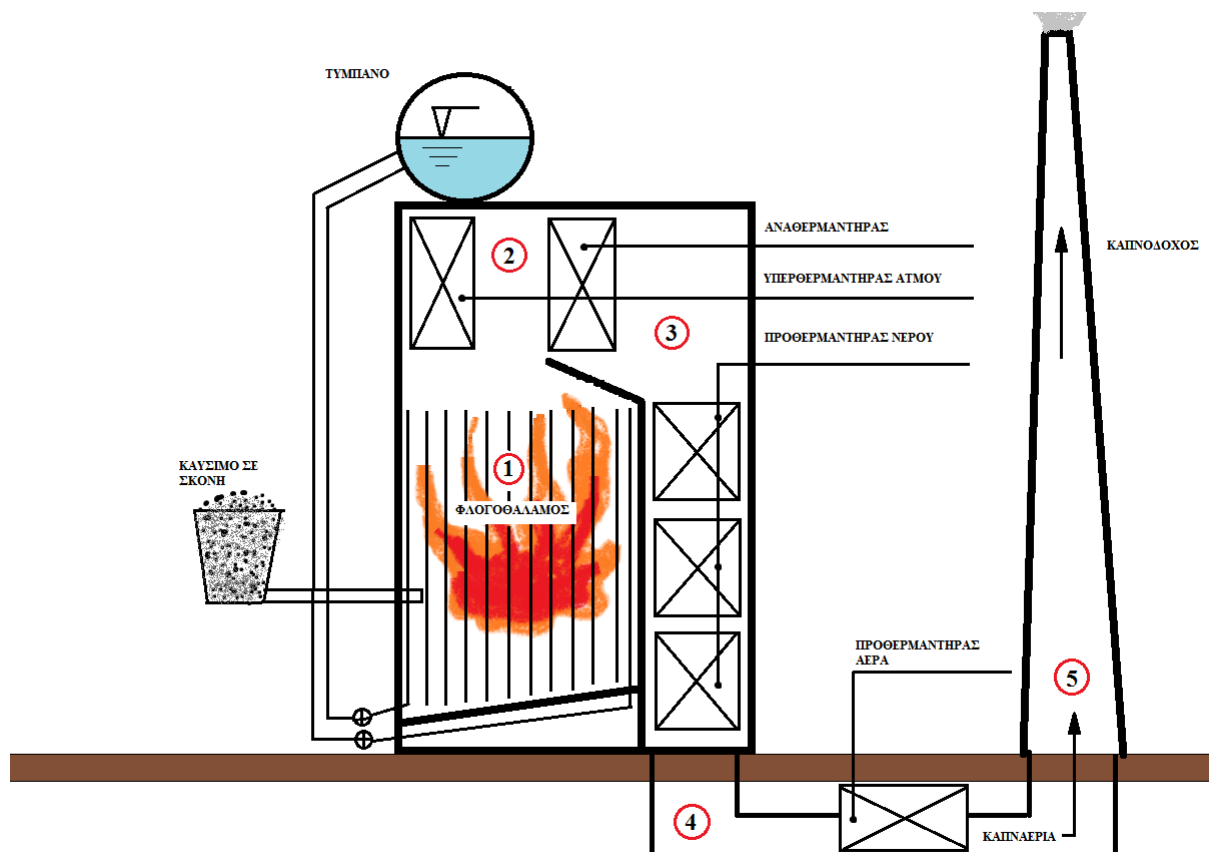
2.16 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΕΠΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΩΝ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ

Θεωρούμε ότι από το σύνολο των ατμών χάνεται το 1,5% της ποσότητας αυτών, ενώ το υπόλοιπο επιστρέφει στον λέβητα. Επομένως η μάζα των συμπυκνωμάτων είναι:

$$m_c = D - 1,5\% \cdot D = 0,985 \cdot 10,79 = \mathbf{10,63 \text{ t/h}} \quad (2.52)$$

3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΜΗΜΑΤΩΝ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ

Εδώ θα υπολογίσουμε διάφορα στοιχεία για τα μέρη που περιέχει ο Ατμολέβητας, όπως η θερμοκρασία και η επιφάνεια κάθε τμήματος. Μια απλή απεικόνιση του Ατμολέβητα φαίνεται στο παρακάτω Σχ. 3.1.



Σχήμα 3.1: Υδραυλωτός Ατμολέβητας με Τύμπανο

3.1 ΑΠΕΛΕΥΘΕΡΟΥΜΕΝΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΣΤΟΝ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟ

Η συνολική θερμότητα που απελευθερώνεται στον φλογοθάλαμο αποτελείται από την θερμότητα που παράγεται από την καύση του καυσίμου (H_u) και από την θερμότητα που εισέρχεται με τον αέρα καύσεως λόγω της προθερμάνσεως του (q_π). Η συνολική θερμότητα προκύπτει από την σχέση:

$$\begin{aligned} Q_f &= B \cdot (H_u + q_\pi) = 2.704 \text{ Kg/h} \cdot (3.682,54 + 180,14) \text{ Kcal/Kg} \\ &= 10,44 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h} \end{aligned} \quad (3.1)$$

3.2 ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Οι διαστάσεις του φλογοθαλάμου υπολογίζονται σύμφωνα με την ειδική φόρτιση q_f ανά μονάδα όγκου και q_F ανά μονάδα επιφάνειας της οριζοντίου διατομής.

(i) Όγκος φλογοθαλάμου

Χρησιμοποιούμε την ειδική φόρτιση ανά μονάδα όγκου:

$q_f = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Kcal/m}^3\text{h}$ για φλογοθαλάμους με καύση σκόνης λιγνίτη. Άρα έχουμε:

$$V_f = \frac{Q_f}{q_f} = \frac{10,44 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{0,30 \cdot 10^6 \text{ Kcal/m}^3\text{h}} = \mathbf{34,8 \text{ m}^3} \quad (3.2)$$

(ii) Επιφάνεια οριζοντίου διατομής φλογοθαλάμου

Χρησιμοποιούμε την αντίστοιχη ειδική φόρτιση ανά μονάδα επιφάνειας: $q_F = 1,60 \cdot 10^6 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ για φλογοθαλάμους όπως προηγουμένως, ήτοι:

$$F_f = \frac{Q_f}{q_F} = \frac{10,44 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{1,60 \cdot 10^6 \text{ Kcal/m}^2\text{h}} = \mathbf{6,5 \text{ m}^2} \quad (3.3)$$

Θεωρούμε τετράγωνη διατομή φλογοθαλάμου με πλευρά 2,6m. Επομένως, η πραγματική επιφάνεια του φλογοθαλάμου είναι:

$$F_f = 2,60 \cdot 2,60 = \mathbf{6,76 \text{ m}^2} \quad (3.4)$$

Το ύψος του φλογοθαλάμου το υπολογίζουμε από τον όγκο και την επιφάνεια της διατομής του:

$$h_f = \frac{V_f}{F_f} = \frac{34,8 \text{ m}^3}{6,76 \text{ m}^2} = \mathbf{5,15 \text{ m}} \quad (3.5)$$

Άρα, οι διαστάσεις του φλογοθαλάμου θα είναι $2,60 \times 2,60 \times 5,15 = 34,81 \text{ m}^3$.

3.3 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΞΗΡΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Η ποσότητα των ξηρών καπναερίων είναι αυτή που δεν περιέχει καθόλου υγρασία υπό μορφή υδρατμών, και υπολογίζεται με τον τύπο:

$$\begin{aligned}
V_{tr} &= 8,89 \cdot c + 21,1 \cdot \left(h - \frac{0}{8} \right) + 3,33 \cdot s + 0,796 \cdot n \\
&= 8,89 \cdot 0,38795 + 21,1 \cdot \left(0,03976 - \frac{0,19622}{8} \right) + 3,33 \cdot 0,00898 \\
&+ 0,796 \cdot 0,00834 = 3,449 + 0,321 + 0,030 + 0,007 \\
&= \mathbf{3,81 \text{ Nm}^3/\text{Kg}}
\end{aligned} \tag{3.6}$$

3.4 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΥΓΡΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Η ποσότητα των υγρών καπναερίων περιλαμβάνει και την υγρασία υπό μορφή υδρατμών, και υπολογίζεται με τον τύπο:

$$\begin{aligned}
V_o &= 8,89 \cdot c + 32,29 \cdot h - 21,1 \cdot \frac{0}{8} + 3,33 \cdot s + 0,796 \cdot n + 1,244 \cdot w \\
&= 8,89 \cdot 0,38795 + 32,29 \cdot 0,03976 - 21,1 \cdot \frac{0,19622}{8} + 3,33 \cdot 0,00898 \\
&+ 0,796 \cdot 0,00834 + 1,244 \cdot 0,05 \\
&= 3,449 + 1,284 - 0,518 + 0,030 + 0,007 + 0,062 \\
&= \mathbf{4,31 \text{ Nm}^3/\text{kg}}
\end{aligned} \tag{3.7}$$

3.5 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗ ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΥΓΡΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Η πραγματική ποσότητα υγρών καπναερίων περιλαμβάνει και την περίσσεια του αέρα καύσης, και υπολογίζεται από τον τύπο:

$$V_R = V_o + (\lambda - 1) \cdot L_o = 4,31 + (1,15 - 1) \cdot 3,89 = \mathbf{4,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg}} \tag{3.8}$$

3.6 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Η θεωρητική θερμοκρασία είναι η θερμοκρασία που θα δημιουργούταν εάν δεν υπήρχε μετάδοση θερμότητας στα τοιχώματα του φλογοθαλάμου. Επειδή όμως έχουμε μετάδοση με ακτινοβολία της θερμότητας του φλογοθαλάμου στο νερό των αυλών που είναι τοποθετημένοι περιμετρικά της εστίας, για τον λόγο αυτό η πραγματική θερμοκρασία είναι σημαντικά μικρότερη της θεωρητικής. Σύμφωνα με τον τύπο έχουμε:

$$T_u = \frac{(H_u + q_{\pi})}{(c_p \cdot V_R)} + T_1 = \frac{(3.682,54 + 180,14)^{\text{Kcal/Kg}}}{(0,37^{\text{Kcal/Nm}^3\text{C}} \cdot 4,89^{\text{Nm}^3/\text{Kg}})} + 20^{\circ\text{C}}$$

$$= 2.155^{\circ\text{C}} \quad (3.9)$$

Όπου $T_1 = 20^{\circ\text{C}}$ η θερμοκρασία περιβάλλοντος.

3.7 ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΟΥΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Θεωρούμε ότι στον συγκεκριμένο ατμολέβητα υπάρχει μια σειρά κατακόρυφων αυλών διαμέτρου $\Phi 82,9$ mm περιμετρικά του φλογοθαλάμου.

$$F_s = \Sigma l_{\alpha} \cdot d \cdot \left[1 + \frac{t - d}{2 \cdot t} \right] \quad (3.10)$$

Όπου: t = το βήμα των αυλών
 l_{α} = το μήκος των αυλών
 d = η εξωτερική διάμετρος των αυλών

Το βήμα των αυλών υπολογίζεται από τον τύπο:

$$t = \frac{\pi \cdot d}{2} = \frac{\pi}{2} \cdot 82,9 = 130 \text{ mm} \quad (3.11)$$

Η περίμετρος του φλογοθαλάμου με βάση τις διαστάσεις μήκους και πλάτους είναι:

$$\Gamma = 2 \cdot 2,60 + 2 \cdot 2,60 = 10,4 \text{ m} \quad (3.12)$$

Ύστερα ο αριθμός των αυλών που θα τοποθετηθούν με βήμα $t = 0,13$ m υπολογίζεται ως εξής:

$$N = \frac{\Gamma}{t} = \frac{10,4^{\text{m}}}{0,13^{\text{m}}} = 80 \text{ αυλοί} \quad (3.13)$$

Εάν θεωρήσουμε το μήκος των αυλών ίσο με το ύψος του φλογοθαλάμου τότε θα έχουμε:

$$F_s = n \cdot l_\alpha \cdot d \cdot \left[1 + \frac{t - d}{2 \cdot t} \right] = 80 \cdot 5,15^m \cdot 0,0829^m \cdot \left(1 + \frac{130 - 82,9}{2 \cdot 130} \right) = 40,3 \text{ m}^2 \quad (3.14)$$

3.8 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΜΕΤΑΔΙΔΕΤΑΙ ΜΕ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑ ΣΤΟΝ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟ

Η θερμότητα που μεταδίδεται με ακτινοβολία στον φλογοθάλαμο ανά μονάδα ακτινοβολούμενης επιφάνειας υπολογίζεται με τον τύπο:

$$S = C \cdot \left[\left(\frac{t_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_w}{100} \right)^4 \right] \quad (3.15)$$

Όπου: C = ο συντελεστής ακτινοβολίας ο οποίος εξαρτάται από την φωτεινότητα της φλόγας. Για λιγνίτη σε σκόνη είναι C= 3,8.

t_f = η ζητούμενη πραγματική θερμοκρασία του φλογοθαλάμου σε °K.
($t_f = T_f + 273^\circ\text{C}$)

t_w = η θερμοκρασία της ακτινοβολούμενης επιφάνειας.
(Λαμβάνεται $t_w = t_o + 10^\circ\text{K}$ κατά προσέγγιση)

t_o = η θερμοκρασία βρασμού του ύδατος στην πίεση λειτουργίας του λέβητα. Για P= 40 bar, από τους πίνακες των κορεσμένων υδρατμών βρίσκουμε:

$$t_o = 250^\circ\text{C} + 273^\circ\text{C} = 523^\circ\text{K} \quad (3.16)$$

Άρα έχουμε:

$$t_w = 523 + 10 = 533^\circ\text{K} \quad (3.17)$$

Αντικαθιστούμε τα παραπάνω μεγέθη και έχουμε:

$$S = 3,8 \cdot \left[\left(\frac{T_f + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{533}{100} \right)^4 \right] = 3,8 \cdot \left[\left(\frac{T_f}{100} + 2,73 \right)^4 - 5,33^4 \right] \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2} \quad (3.18)$$

3.9 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Υπολογίζουμε την πραγματική θερμοκρασία του φλογοθαλάμου με τον παρακάτω τύπο:

$$T_f = \frac{Q_f - S \cdot F_s}{B \cdot c_p \cdot V_R} + T_1$$
$$= \frac{10,44 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h} - 40,3 \text{ m}^2 \cdot 3,8 \cdot \left[\left(\frac{T_f + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{533}{100} \right)^4 \right] \text{ Kcal/m}^2\text{h}}{2,704 \text{ Kg/h} \cdot 0,37 \text{ Kcal/Nm}^3\text{C} \cdot 4,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg}} + 20 \text{ }^\circ\text{C}$$
$$\Rightarrow T_f = \frac{10,56 \cdot 10^6 - 153,14 \cdot \left(\frac{T_f}{100} + 2,73 \right)^4}{4,892,35} + 20 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.19)$$

Παρατηρούμε ότι προέκυψε μία εξίσωση 4^{ου} βαθμού, για την λύση της οποίας εφαρμόζουμε τις παρακάτω μεθόδους:

A) Αλγεβρική Μέθοδος

Η αλγεβρική μέθοδος είναι μια επαναληπτική διαδικασία όπου θέτουμε στον παραπάνω τύπο διάφορες τιμές ως T_f μέχρι να προκύψει η πραγματική τιμή T_f του φλογοθαλάμου ισότιμη με την δοκιμαστική.

Για $T_f = 1.000^\circ\text{C}$	βρίσκω	$T_f = 1.336^\circ\text{C}$
Για $T_f = 1.050^\circ\text{C}$	βρίσκω	$T_f = 1.219^\circ\text{C}$
Για $T_f = 1.092^\circ\text{C}$	βρίσκω	$T_f = 1.092^\circ\text{C}$
Για $T_f = 1.100^\circ\text{C}$	βρίσκω	$T_f = 1.046^\circ\text{C}$
Για $T_f = 1.110^\circ\text{C}$	βρίσκω	$T_f = 1.033^\circ\text{C}$

Άρα η πραγματική θερμοκρασία του φλογοθαλάμου είναι 1.092°C .

B) Γραφική Μέθοδος

Λύνουμε την παραπάνω σχέση σε απλούστερη μορφή ώστε να κρατήσουμε την παρένθεση με την τέταρτη δύναμη στο ένα μέρος και το υπόλοιπο στο άλλο μέρος.

$$T_f = \frac{10,56 \cdot 10^6 - 153,14 \cdot \left(\frac{T_f}{100} + 2,73 \right)^4}{4,892,35} + 20^\circ\text{C} \quad (3.20)$$

Θέτουμε όπου $x = \left(\frac{T_f}{100} + 2,73\right)^4$ και έχουμε:

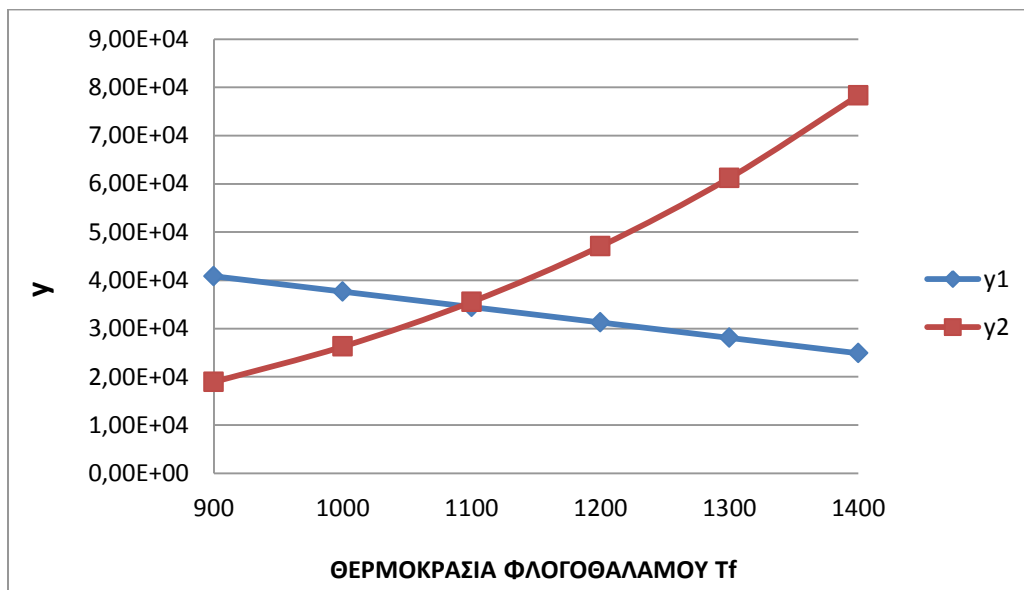
$$\begin{aligned} (T_f - 20) \cdot 4.892,35 &= 10,56 \cdot 10^6 - 153,14 \cdot x \Rightarrow 4.892,35 \cdot T_f - 97.847 = \\ &= 10,56 \cdot 10^6 - 153,14 \cdot x \Rightarrow 4.892,35 \cdot T_f - 10,66 \cdot 10^6 = \\ &= -153,14 \cdot x \Rightarrow 31,95 \cdot T_f - 6,96 \cdot 10^4 = -x \Rightarrow 6,96 \cdot 10^4 - 31,95 \cdot T_f = \\ &= \left(\frac{T_f}{100} + 2,73\right)^4 \end{aligned} \quad (3.21)$$

Ύστερα χωρίζουμε την εξίσωση σε 2 μέρη:

$$A' \text{ μέλος: } y_1 = 6,96 \cdot 10^4 - 31,95 \cdot T_f \quad (3.22)$$

$$B' \text{ μέλος: } y_2 = \left(\frac{T_f}{100} + 2,73\right)^4 \quad (3.23)$$

Έπειτα σχεδιάζουμε την γραφική παράσταση των δύο αυτών συναρτήσεων. Όπως φαίνεται και από το Σχ. 3.2 η πρώτη συνάρτηση είναι πρώτου βαθμού οπότε χρειάζονται μόνο δύο σημεία. Τέλος, προκύπτει ότι επειδή τα δύο μέλη ισούνται, το σημείο τομής των καμπυλών θα είναι και η ζητούμενη θερμοκρασία T_f η οποία είναι 1.092°C .



Σχήμα 3.2: Γραφική Παράσταση συναρτήσεων y_1, y_2

3.10 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΑΠΟΔΙΔΟΜΕΝΗ ΜΕ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑ ΣΤΟΝ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟ

Η θερμότητα που εκλύεται κατά την καύση στον φλογοθάλαμο μπορεί να διαχωριστεί σε δύο μέρη: το πρώτο μέρος αφορά την θερμότητα που μεταδίδεται με ακτινοβολία στους αυλούς του φλογοθαλάμου και δημιουργεί ατμοποίηση, ενώ το άλλο μέρος μεταφέρεται με τα θερμά καπναέρια πέρα από τον φλογοθάλαμο στα υπόλοιπα τμήματα του λέβητα. Όπως είναι φυσικό ένα μικρό ποσοστό της θερμότητας χάνεται λόγω απωλειών ακτινοβολίας και αγωγιμότητας σε κάθε τμήμα του λέβητα.

$$\left[\begin{array}{c} \text{Εκλυόμενη θερμότητα} \\ \text{στην εστία} \\ Q \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Θερμότητα δια ακτινοβολίας} \\ \text{στον φλογοθάλαμο} \\ Q_{af} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Θερμότητα καπναερίων} \\ \text{φλογοθαλάμου} \\ Q_R \end{array} \right]$$

Δηλαδή:

$$Q = Q_{af} + Q_R \quad (3.24)$$

Η εκλυόμενη θερμότητα Q στην εστία είναι:

$$Q = B \cdot [(1 - x_d) \cdot (H_u + q_B) + L \cdot c_{ph} \cdot (T_h - T_l)] \quad (3.25)$$

Όπου ο όρος $(1 - x_d) \cdot (H_u + q_B)$ αφορά την θερμότητα που παράγεται στην εστία κατά την καύση του καυσίμου με θερμογόνο δύναμη H_u , θερμότητα προθερμάνσεως καυσίμου q_B και απώλειες x_d από άκαυστες ύλες όπως τέφρα. Ενώ ο δεύτερος όρος $L \cdot c_{ph} \cdot (T_h - T_l)$ αφορά την θερμότητα που μεταφέρεται στην εστία με τον αέρα καύσεως εάν έχει προθερμανθεί.

Η θερμότητα Q_{af} που μεταδίδεται δια ακτινοβολίας στους αυλούς της εστίας είναι:

$$Q_{af} = S \cdot F_s \quad (3.26)$$

Όπου S η θερμότητα δι' ακτινοβολίας ανά μονάδα επιφάνειας και F_s η ακτινοβολούμενη επιφάνεια.

Η θερμότητα Q_R των καπναερίων του φλογοθαλάμου, είναι η θερμότητα που έχουν τα καπναέρια όταν εγκαταλείπουν τον φλογοθάλαμο.

$$Q_R = B \cdot V_R \cdot C_{pm} \cdot (T_f - T_l) \quad (3.27)$$

Όπου : V_R ο όγκος των καπναερίων, C_{pm} η μέση ειδική θερμότητα των καπναερίων, T_f η θερμοκρασία του φλογοθαλάμου και T_l η θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Ύστερα λύνουμε την σχέση ισολογισμού ως προς Q_{af} , λαμβάνοντας υπ' όψιν ότι δεν έχουμε προθέρμανση καυσίμου και ότι το ποσοστό της θερμότητας που χάνεται με ακτινοβολία και αγωγιμότητα στην εστία είναι x_c και ότι οι απώλειες εξ' ακούστων για καύση λιγνίτη σε σκόνη είναι σχεδόν μηδαμινές $x_d=0$.

$$Q_{af} = (1 - x_c) \cdot B \cdot [(H_u + q_\pi) - V_R \cdot c_{pm} \cdot (T_f - T_l)] \quad (3.28)$$

Όπου : $x_c = 1,5\%$

$$x_d = 0$$

$$H_u + q_\pi = 3.862,68 \text{ Kcal/kg}$$

$$V_R = 4,89 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

$$c_{pm} = 0,37 \text{ Kcal/Nm}^3\text{°C}$$

$$T_f = 1.092\text{°C}$$

$$B = 2.704 \text{ Kg/h}$$

$$T_l = 20\text{°C}$$

Επομένως η δι' ακτινοβολίας μεταδιδόμενη θερμότητα στον φλογοθάλαμο είναι:

$$\begin{aligned} Q_{af} &= (1 - 0,015) \cdot 2.704 \text{ Kg/h} \cdot [3.862,68 \text{ Kcal/Kg} \\ &\quad - 4,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg} \cdot 0,37 \text{ Kcal/Nm}^3\text{°C} \cdot (1.092 - 20)\text{°C}] \\ &= 5,12 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h} \end{aligned} \quad (3.29)$$

3.11 ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΡΟΣΔΙΔΟΜΕΝΗ ΓΙΑ ΑΤΜΟΠΟΙΗΣΗ

Γνωρίζουμε ότι ο ατμός μέσα στο τύμπανο δεν είναι πλήρως κορεσμένος, αλλά υγρός με ξηρότητα $x = 0,98$.

Για πίεση τυμπάνου $P_t = 40 \text{ bar}$, από τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών βρίσκουμε την θερμοκρασία βρασμού $T_s = 250\text{°C}$ καθώς και την ενθαλπία στα Σημεία 3 και 4 του Σχ. 2.3:

$$h_3 = 1.087,43 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = \frac{1.087,43}{4,187} = 259,72 \text{ Kcal/Kg} \quad (3.30)$$

$$h_4 = 2.800,90 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = \frac{2.800,90}{4,187} = 668,95 \text{ Kcal/Kg} \quad (3.31)$$

Έπειτα υπολογίζουμε την πραγματική ενθαλπία:

$$\begin{aligned} h_x &= h_3 + x \cdot (h_4 - h_3) = 259,72 + 0,98 \cdot (668,95 - 259,72) \\ &= 660,77 \text{ Kcal/Kg} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Το τροφοδοτικό νερό προθερμαίνεται σε θερμοκρασία $T_0 = 140^\circ\text{C}$ και συμπιέζεται με την αντλία σε πίεση P_0 . Η πίεση P_0 προκύπτει από τα στοιχεία της παραγράφου 4.4, ήτοι:

$$P_0 = (39^{\text{atü}} + 4^{\text{atü}} + 1^{\text{atü}}) \cdot 0,981 = 43,16 \text{ bar} \quad (3.33)$$

Συνεπώς για θερμοκρασία $T_0 = 140^\circ\text{C}$ από τον πίνακα των κορεσμένων υδρατμών βρίσκουμε:

$$q_o = 589,20 \text{ KJ/Kg} = \frac{589,20}{4,187} = 140,72 \text{ Kcal/Kg} \quad (3.34)$$

Επομένως η συνολική θερμότητα ατμοποίησης υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned} Q_D &= D \cdot (h_x - q_o) = 10.788^{\text{Kg/h}} \cdot (660,77 - 140,72)^{\text{Kcal/Kg}} \\ &= \mathbf{5,61 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}} \end{aligned} \quad (3.35)$$

3.12 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΑΠΟΔΙΔΕΤΑΙ ΣΤΟΝ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΑΤΜΟΥ

Ο υπερθερμαντήρας ατμού βρίσκεται αμέσως μετά τον φλογοθάλαμο. Τα καπναέρια που διαρρέουν τον υπερθερμαντήρα έχουν θερμοκρασία στην είσοδο $T_1 = 1.092^\circ\text{C}$ και στην έξοδο θερμοκρασία T_2 που θα υπολογιστεί σε επόμενο βήμα. Ο υπερθερμαντήρας παίρνει θερμότητα από τα καπναέρια και μεταβάλλει την θερμοκρασία του ατμού από $T_s = 250^\circ\text{C}$, την οποία έχει μέσα στο τύμπανο, στην τιμή $T = 450^\circ\text{C}$, την οποία έχει στην έξοδο ο παραγόμενος υπέρθερμος ατμός. Συνεπώς η θερμότητα Q_u που παραλαμβάνει ο υπερθερμαντήρας από τα καπναέρια υπολογίζεται ως εξής:

$$\begin{aligned} Q_u &= D \cdot (h_5 - h_x) = 10.788^{\text{Kg/h}} \cdot (795,56 - 660,77)^{\text{Kcal/Kg}} \\ &= \mathbf{1,45 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}} \end{aligned} \quad (3.36)$$

Όπου:

$$h_5 = \frac{3.330,99 \text{ KJ/Kg}}{4,187} = 795,56 \text{ Kcal/Kg} \quad (3.37)$$

3.13 ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΜΕΤΑ ΤΟΝ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Ο υπερθερμαντήρας παραλαμβάνει θερμότητα Q_u από τα καπναέρια, η οποία έπειτα αποδίδεται στον ατμό για την υπερθέρμανση του. Επομένως, η θερμοκρασία των καπναερίων μειώνεται στην έξοδο του υπερθερμαντήρα και θα είναι:

$$Q_u = (1 - x_c) \cdot B \cdot V_R \cdot c_{pm} \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.38)$$

Όπου: $T_1 - T_2$ η διαφορά θερμοκρασίας πριν και μετά τον υπερθερμαντήρα.

$c_{pm} = 0,36 \text{ Kcal/Nm}^3\text{°C}$ η μέση ειδική θερμότητα των καπναερίων μέσα στον υπερθερμαντήρα.

$T_1 = 1.092\text{°C}$ η θερμοκρασία στην είσοδο του υπερθερμαντήρα.

$x_c = 1,5\%$ το ποσοστό απωλειών από ακτινοβολία και αγωγιμότητα στον υπερθερμαντήρα.

$B = 2.704 \text{ Kg/h}$ η ωριαία κατανάλωση καυσίμου.

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση έχουμε:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 - \frac{Q_u}{(1 - x_c) \cdot B \cdot V_R \cdot c_{pm}} \\ &= 1.092\text{°C} - \frac{1,45 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{(1 - 0,015) \cdot 2.704 \text{ Kg/h} \cdot 4,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg} \cdot 0,36 \text{ Kcal/Nm}^3\text{°C}} \\ &= \mathbf{783 \text{ °C}} \end{aligned} \quad (3.39)$$

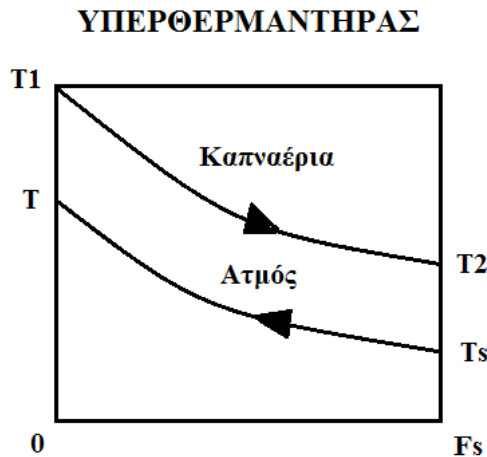
3.14 ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Και ο υπερθερμαντήρας λειτουργεί ως εναλλάκτης θερμότητας. Στο εσωτερικό μέρος των αυλών ρέει ο ατμός και στο εξωτερικό τα καπναέρια. Ο ατμός προέρχεται από το τύμπανο, όπου εκεί βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού, με θερμοκρασία T_s η οποία αντιστοιχεί στην πίεση του τυμπάνου.

Στην συνέχεια για τον προσδιορισμό την θερμαινόμενης επιφάνειας υπολογίζουμε την μέση λογαριθμική διαφορά κατά Grashof σύμφωνα με το Σχ. 3.3, αφού πρώτα βρούμε τις διαφορές θερμοκρασίας στα δύο άκρα του εναλλάκτη.

$$\Delta T_{\max} = T_1 - T = 1.092 - 450 = 642 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.40)$$

$$\Delta T_{\min} = T_2 - T_s = 783 - 250 = 533 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.41)$$



Σχήμα 3.3

Επομένως θα έχουμε:

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{642 - 533}{\ln \frac{642}{533}} = 586 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.42)$$

Σύμφωνα με την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας θα έχουμε:

$$Q_u = K \cdot F_u \cdot (\Delta T_m)_{\log} \quad (3.43)$$

Όπου : $K = 25 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του υπερθερμαντήρα.

$Q_u = 1,45 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}$ η θερμότητα που μεταβιβάζεται στον υπερθερμαντήρα, όπως υπολογίστηκε σε προηγούμενο βήμα.

Αντικαθιστούμε κι έχουμε:

$$F_u = \frac{Q_u}{K \cdot (\Delta T_m)_{\log}} = \frac{1,45 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{25 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \cdot 586 \text{ }^\circ\text{C}} = \mathbf{99,0 \text{ m}^2} \quad (3.44)$$

Παρατηρείται ότι προκύπτει αρκετά μεγάλη επιφάνεια σχετικά με την ακτινοβολούμενη επιφάνεια του φλογοθαλάμου. Επομένως θα απαιτηθεί μεγάλος αριθμός σωλήνων σε σπείρες για την κατασκευή του υπερθερμαντήρα.

3.15 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΑΠΟΔΙΔΕΤΑΙ ΣΤΟΝ ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Η θερμότητα που αποδίδεται στον αναθερμαντήρα υπολογίζεται από τα Σημεία 6 και 7 του διαγράμματος T-s στο Σχ. 2.3 και θα είναι:

$$\begin{aligned} Q_R &= D \cdot (h_7 - h_6) = 10.788 \text{ Kg/h} \cdot (3.373,79 - 2.941,73) \text{ KJ/Kg} \\ &= \frac{4,66 \cdot 10^6 \text{ KJ/h}}{4,187} = 1,11 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h} \end{aligned} \quad (3.45)$$

3.16 ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΜΕΤΑ ΤΟΝ ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Ο αναθερμαντήρας παραλαμβάνει θερμότητα Q_R από τα καπναέρια, η οποία αποδίδεται στον ατμό για την αναθέρμανση του. Επομένως, η θερμοκρασία των καπναερίων μειώνεται στην έξοδο του αναθερμαντήρα και θα είναι:

$$Q_R = (1 - x_c) \cdot B \cdot V_R \cdot c_{pm} \cdot (T_2 - T_3) \quad (3.46)$$

Όπου: $T_2 - T_3$ η διαφορά θερμοκρασίας πριν και μετά τον αναθερμαντήρα.

$c_{pm} = 0,36 \text{ Kcal/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ η μέση ειδική θερμότητα των καπναερίων μέσα στον υπερθερμαντήρα.

$T_2 = 783^\circ\text{C}$ η θερμοκρασία στην είσοδο του αναθερμαντήρα.

$x_c = 1,5\%$ το ποσοστό απωλειών από ακτινοβολία και αγωγιμότητα στον υπερθερμαντήρα.

$B = 2.704 \text{ Kg/h}$ η ωριαία κατανάλωση καυσίμου.

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση βρίσκουμε την θερμοκρασία T_3 μετά τον αναθερμαντήρα, ως εξής:

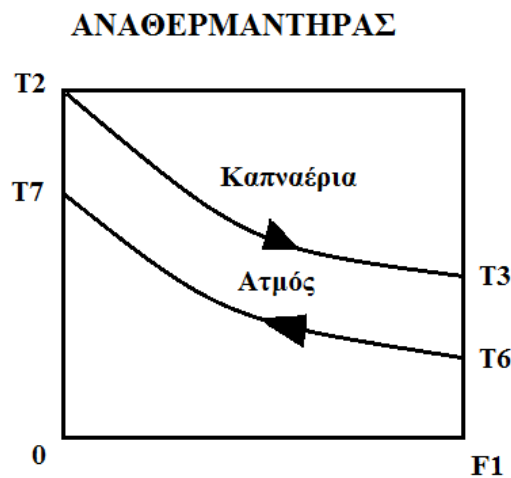
$$\begin{aligned} T_3 &= T_2 - \frac{Q_R}{(1 - x_c) \cdot B \cdot V_R \cdot c_{pm}} \\ &= 783^\circ\text{C} - \frac{1,11 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{(1 - 0,015) \cdot 2.704 \text{ Kg/h} \cdot 4,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg} \cdot 0,36 \text{ Kcal/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C}} \\ &= 546^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (3.47)$$

3.17 ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Και ο αναθερμαντήρας λειτουργεί ως εναλλάκτης θερμότητας . Στο εσωτερικό μέρος των αυλών ρέει ο ατμός και στο εξωτερικό τα καπναέρια. Στην συνέχεια για τον προσδιορισμό την θερμαινόμενης επιφάνειας υπολογίζουμε την μέση λογαριθμική διαφορά κατά Grashof σύμφωνα με το Σχ. 3.4, αφού πρώτα βρούμε τις διαφορές θερμοκρασίας στα δύο άκρα του εναλλάκτη.

$$\Delta T_{\max} = T_2 - T_7 = 783 - 450 = 333 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.48)$$

$$\Delta T_{\min} = T_3 - T_6 = 546 - 246 = 300 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.49)$$



Σχήμα 3.4

Επομένως θα έχουμε:

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{333 - 300}{\ln \frac{333}{300}} = 316 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.50)$$

Σύμφωνα με την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας θα έχουμε:

$$Q_u = K \cdot F_u \cdot (\Delta T_m)_{\log} \quad (3.51)$$

Όπου : $K = 25 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας του υπερθερμαντήρα.

$Q_R = 1,11 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}$ η θερμότητα που μεταβιβάζεται στον υπερθερμαντήρα, όπως υπολογίστηκε σε προηγούμενο βήμα.

Αντικαθιστούμε κι έχουμε:

$$F_R = \frac{Q_u}{K \cdot (\Delta T_m)_{\log}} = \frac{1,11 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{25 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \cdot 316^\circ\text{C}} = \mathbf{140,5 \text{ m}^2} \quad (3.52)$$

Παρατηρείται ότι προκύπτει αρκετά μεγάλη επιφάνεια σχετικά με τις επιφάνειες των προηγούμενων τμημάτων. Επομένως θα απαιτηθεί μεγάλος αριθμός σωλήνων σε σπείρες για την κατασκευή του αναθερμαντήρα.

3.18 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΠΡΟΣΔΙΔΕΤΑΙ ΣΤΟ ΝΕΡΟ ΜΕ ΤΟΝ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΝΕΡΟΥ

Τα καπναέρια που διαρρέουν τον προθερμαντήρα νερού προσδίδουν θερμότητα στο τροφοδοτικό νερό κατά την διέλευση τους από αυτόν. Έτσι έχουμε ως αποτέλεσμα την αύξηση της ενθαλπίας του τροφοδοτικού νερού από την τιμή του q_w , την οποία έχει κατά την είσοδο στον προθερμαντήρα σε θερμοκρασία $T_w = 47^\circ\text{C}$, και την τιμή q_o κατά την έξοδο του από τον προθερμαντήρα σε θερμοκρασία $T_o = 140^\circ\text{C}$.

Η ενθαλπία του νερού q_w στην είσοδο του προθερμαντήρα (Σημείο 1) είναι σχεδόν ίδια με την ενθαλπία μετά την αντλία (Σημείο 2) και θα είναι:

$$q_w = \frac{195,84 \text{ KJ/kg}}{4,187} = 46,77 \text{ Kcal/Kg} \quad (3.53)$$

Και η ενθαλπία του νερού q_o στην έξοδο του προθερμαντήρα έχει υπολογιστεί και είναι:

$$q_o = 140,72 \text{ Kcal/Kg}$$

Συνεπώς, η θερμότητα που απορρόφησε το τροφοδοτικό νερό μέσα στον προθερμαντήρα θα είναι:

$$Q_V = m_f \cdot (q_o - q_w) = 11.430 \text{ Kg/h} \cdot (140,72 - 46,77) \text{ Kcal/Kg} \\ = \mathbf{1,07 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}} \quad (3.54)$$

Όπου η ποσότητα του τροφοδοτικού νερού m_f υπολογίζεται πιο κάτω στην παράγραφο 4.2 και είναι $m_f = 11,43 \text{ t/h} = 11.430 \text{ kg/h}$.

3.19 ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΤΟΥ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΝΕΡΟΥ

Κατά την διέλευση των καπναερίων μέσα από τον προθερμαντήρα έχουμε πτώση της θερμοκρασίας τους από T_3 σε T_4 , όπου T_3 είναι η θερμοκρασία στην είσοδο του προθερμαντήρα νερού και T_4 η θερμοκρασία στην έξοδό του. Για την θερμότητα που μεταβιβάζεται στον προθερμαντήρα ισχύει:

$$Q_V = (1 - x_c) \cdot B \cdot V_R \cdot c_{pm} \cdot (T_3 - T_4) \quad (3.55)$$

Λύνουμε αυτή την σχέση ως προς T_4 και έχουμε:

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 - \frac{Q_V}{(1 - x_c) \cdot B \cdot V_R \cdot c_{pm}} \\ &= 546^\circ\text{C} - \frac{1,07 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{(1 - 0,015) \cdot 2.704 \text{ Kg/h} \cdot 4,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg} \cdot 0,34 \text{ Kcal/Nm}^3\text{C}} \\ &= 304^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (3.56)$$

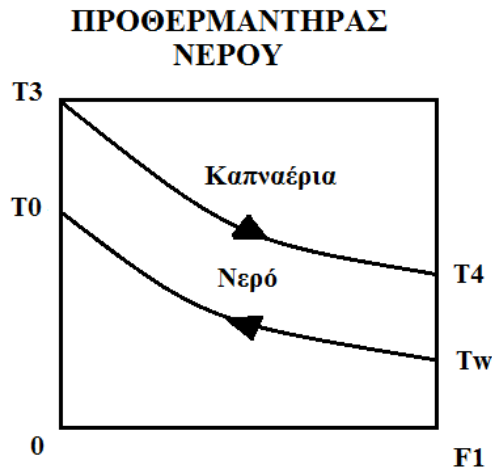
Όπου $c_{pm} = 0,34 \text{ Kcal/Nm}^3\text{C}$ η ειδική θερμότητα των καπναερίων στον προθερμαντήρα νερού.

3.20 ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΝΕΡΟΥ

Αρχικά υπολογίζουμε την λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας, προσδιορίζοντας τις διαφορές ΔT_{\max} και ΔT_{\min} στα δύο άκρα του προθερμαντήρα σύμφωνα με το Σχ. 3.5:

$$\Delta T_{\max} = T_3 - T_0 = 546 - 140 = 406^\circ\text{C} \quad (3.57)$$

$$\Delta T_{\min} = T_4 - T_w = 304 - 47 = 257^\circ\text{C} \quad (3.58)$$



Σχήμα 3.5

Εφαρμόζουμε την γνωστή σχέση για την μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας:

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{406 - 257}{\ln \frac{406}{257}} = 326 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.59)$$

Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας F_V του προθερμαντήρα χρησιμοποιούμε την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας:

$$Q_V = K \cdot F_V \cdot (\Delta T_m)_{\log} \quad (3.60)$$

Όπου $K = 18 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ο συντελεστής μεταβίβασης θερμότητας εντός του προθερμαντήρα.

Επομένως λύνουμε ως προς F_V και έχουμε:

$$F_V = \frac{Q_V}{K \cdot (\Delta T_m)_{\log}} = \frac{1,07 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{18 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \cdot 326^\circ\text{C}} = 182,3 \text{ m}^2 \quad (3.61)$$

3.21 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΠΡΟΣΔΙΔΕΤΑΙ ΣΤΟΝ ΑΕΡΑ ΜΕ ΤΟΝ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΑΕΡΑ

Η θερμότητα που προσδίδεται στον αέρα κατά την διέλευση του μέσα από τον προθερμαντήρα αέρα λαμβάνεται από τα καπναέρια που διαρρέουν τον

προθερμαντήρα. Επομένως προκύπτει ο παρακάτω τύπος σύμφωνα με την παράγραφο 2.13:

$$\begin{aligned} Q_h &= B \cdot L \cdot c_{ph} \cdot (T_h - T_l) = B \cdot q_{\pi} = 2.704 \text{ Kg/h} \cdot 180,14 \text{ Kcal/Kg} \\ &= \mathbf{0,487 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}} \end{aligned} \quad (3.62)$$

3.22 ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΤΟΥ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΑΕΡΑ

Κατά την διέλευση των καπναερίων μέσα από τον προθερμαντήρα έχουμε πτώση της θερμοκρασίας τους από T_4 σε T_5 , όπου T_4 είναι η θερμοκρασία στην είσοδο του προθερμαντήρα αέρα και T_5 η θερμοκρασία στην έξοδό του. Για την θερμότητα που μεταβιβάζεται στον προθερμαντήρα ισχύει:

$$Q_h = (1 - x_c) \cdot B \cdot V_R \cdot c_{pm} \cdot (T_4 - T_5) \quad (3.63)$$

Λύνουμε αυτή την σχέση ως προς T_5 και έχουμε:

$$\begin{aligned} T_5 &= T_4 - \frac{Q_h}{(1 - x_c) \cdot B \cdot V_R \cdot c_{pm}} \\ &= 304^\circ\text{C} - \frac{0,487 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{(1 - 0,015) \cdot 2.704 \text{ Kg/h} \cdot 4,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg} \cdot 0,34 \text{ Kcal/Nm}^3\text{C}} \\ &= \mathbf{194^\circ\text{C}} \end{aligned} \quad (3.64)$$

Όπου $c_{pm} = 0,34 \text{ Kcal/Nm}^3\text{C}$ η ειδική θερμότητα των καπναερίων στον προθερμαντήρα αέρα.

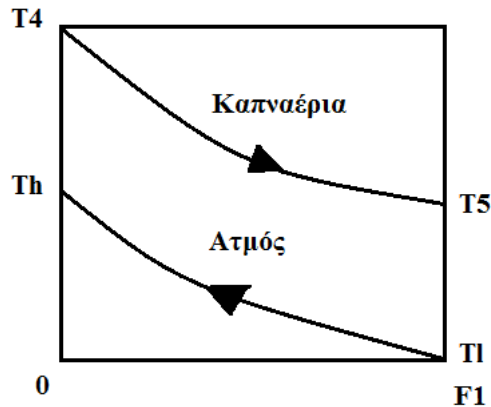
3.23 ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΑΕΡΑ

Αρχικά υπολογίζουμε την λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας, προσδιορίζοντας τις διαφορές ΔT_{\max} και ΔT_{\min} στα δύο άκρα του προθερμαντήρα σύμφωνα με το Σχ. 3.6:

$$\Delta T_{\max} = T_5 - T_l = 194 - 20 = 174^\circ\text{C} \quad (3.65)$$

$$\Delta T_{\min} = T_4 - T_h = 304 - 150 = 154^\circ\text{C} \quad (3.66)$$

**ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ
ΑΕΡΑ**



Σχήμα 3.6

Εφαρμόζουμε την γνωστή σχέση για την μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας:

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{174 - 154}{\ln \frac{174}{154}} = 164 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.67)$$

Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας F_h του προθερμαντήρα χρησιμοποιούμε την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας:

$$Q_h = K \cdot F_h \cdot (\Delta T_m)_{\log} \quad (3.68)$$

Όπου $K = 18 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ο συντελεστής μεταβίβασης θερμότητας εντός του προθερμαντήρα.

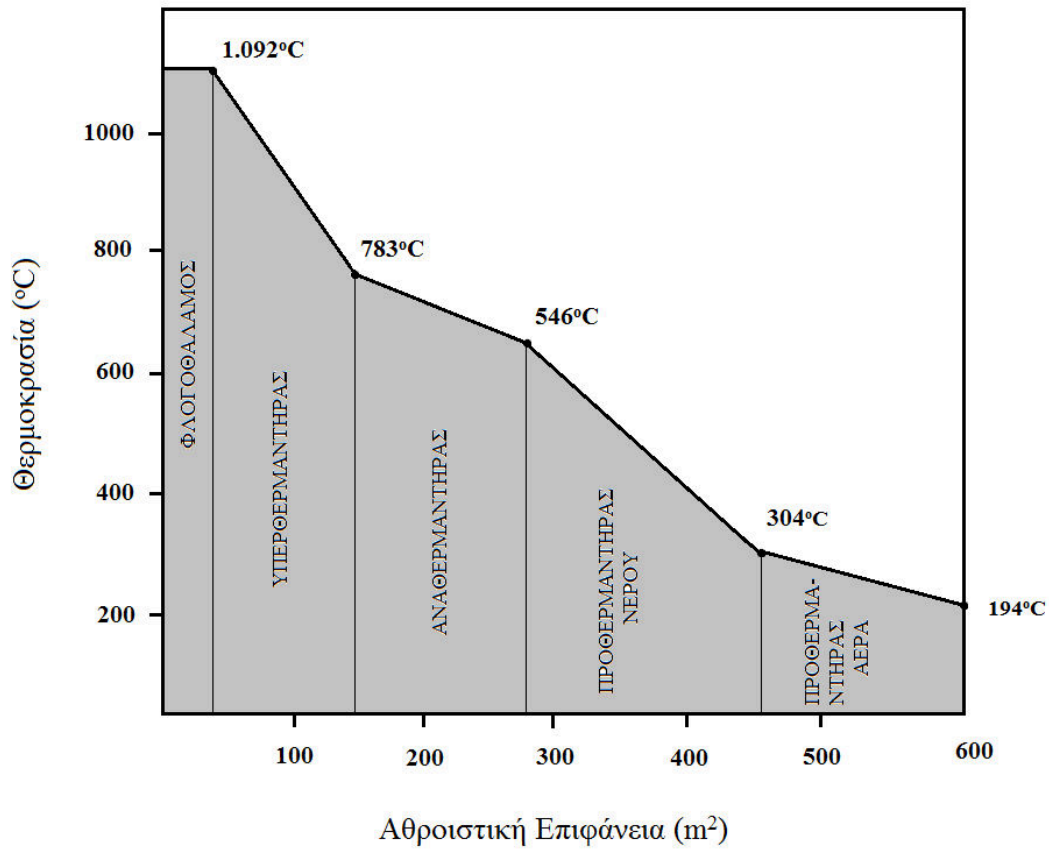
Επομένως λύνουμε ως προς F_h και έχουμε:

$$F_h = \frac{Q_h}{K \cdot (\Delta T_m)_{\log}} = \frac{0,487 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}{18 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \cdot 164^\circ\text{C}} = \mathbf{165,0 \text{ m}^2} \quad (3.69)$$

3.24 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΩΝ ΚΑΙ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΩΝ

Σχεδιάζουμε στο Σχ. 3.7 την πτώση της θερμοκρασίας των καπναερίων σε όλη την πορεία τους μέσα στον λέβητα. Ξεκινάμε με θερμοκρασία 1.092°C και

τοποθετούμε αθροιστικά τις επιφάνειες με την σειρά που τις διαρρέουν τα καπναέρια για κάθε θερμοκρασία του αντίστοιχου τμήματος.



Σχήμα 3.7: Διάγραμμα T-F

4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ, ΚΑΠΝΟΔΟΧΟΥ ΚΑΙ ΙΣΧΥΟΣ

Σ' αυτό το κεφάλαιο θα αναφέρουμε και θα υπολογίσουμε διάφορα στοιχεία, για την εκβορβόρωση (στρατσώνα), τις διαστάσεις της καπνοδόχου και την ισχύ της αντλίας και του ανεμιστήρα καπναερίων.

4.1 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΝΕΡΟΥ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ

Για να αποφύγουμε καθυστερήσεις εντός του ατμολέβητα πρέπει να αποβάλλεται από το τύμπανο αρκετή ποσότητα νερού προς την αποχέτευση, ώστε η συγκέντρωση αλάτων εντός του τυμπάνου να διατηρείται εντός ορισμένων ορίων. Η συγκέντρωση των πυριτικών χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ποσότητας του νερού που πρέπει να αποβάλλεται κατά την εκβορβόρωση. Τα όρια πιέσεων που ισχύουν στους ατμολέβητες σύμφωνα με τον Πιν. 4.1 είναι:

Πίνακας 4.1: Πίεση λειτουργίας και αλκαλικότητα

Πίεση λειτουργίας	< 0,5 bar	20 bar	40 bar	64 bar	80 bar
Συγκέντρωση πυριτικών (SiO ₂) στο τύμπανο, σε ppm ή mg/l	Δεν απαιτείται έλεγχος	< (70+7p)	< (30+3p)	< 10	< 4
p = αλκαλικότητα νερού τυμπάνου, σε mval/l					

Όπου :

X_1 = συγκέντρωση πυριτικών στο αντλούμενο νερό. Δίνεται από την χημική ανάλυση πηγαίου νερού: $X_1 = 8 \text{ ppmSiO}_2$.

X_2 = συγκέντρωση πυριτικών στην δεξαμενή τροφοδοσίας.

X_3 = ανώτατη επιτρεπτή συγκέντρωση πυριτικών στο τύμπανο.

Λαμβάνεται από τον ανωτέρω Πίν. 4.1 για πίεση λειτουργίας $P = 40 \text{ bar}$ ίση με $X_3 = 10 \text{ ppmSiO}_2$.

m_c = ποσότητα συμπυκνωμάτων.

m_w = ποσότητα πηγαίου νερού.

m_f = ποσότητα τροφοδοτικού νερού.

m_b = ποσότητα νερού στρατσώνας.

D = ποσότητα ατμού.

Εάν θεωρήσουμε ότι ο ατμός και τα συμπυκνώματα δεν μεταφέρουν καθόλου πυριτικά, τότε έχουμε τον εξής ισολογισμό:

$$\text{Εντός της δεξαμενής τροφοδοσίας:} \quad m_w \cdot X_1 + m_c \cdot 0 = m_f \cdot X_2 \quad (4.1)$$

$$\text{Εντός του λέβητα:} \quad m_f \cdot X_2 = m_b \cdot X_3 + D \cdot 0 \quad (4.2)$$

Επίσης ο ισολογισμός των μαζών δίνει τις παρακάτω σχέσεις:

$$m_w + m_c = m_f \quad (4.3)$$

$$D + m_b = m_f \quad (4.4)$$

$$\text{Από τις σχέσεις (4.1) και (4.2) προκύπτει:} \quad m_w \cdot X_1 = m_b \cdot X_3 \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} \text{Από τις σχέσεις (4.3) και (4.4) έχουμε:} \quad m_w + m_c &= D + m_b \Rightarrow \\ m_w &= D + m_b - m_c \end{aligned} \quad (4.6)$$

Τελικά με βάση τις σχέσεις (4.5) και (4.6) βρίσκουμε την ποσότητα του νερού στρατσώνας:

$$(D + m_b - m_c) \cdot X_1 = m_b \cdot X_3 \Rightarrow m_b = (D - m_c) \cdot \frac{X_1}{X_3 - X_1} \quad (4.7)$$

Αντικαθιστώντας τα γνωστά μεγέθη στην σχέση (4.7) βρίσκουμε:

$$m_b = (10,79 - 10,63) \cdot \frac{8\text{ppm}}{10\text{ppm} - 8\text{ppm}} = \mathbf{0,64 \text{ t/h}} \quad (4.8)$$

Η ποσότητα του νερού στρατσώνας ως ποσοστό της ατμοπαραγωγής D είναι:

$$\frac{m_b}{D} = \frac{0,64}{10,79} = 0,0593 = 0,06 \text{ ήτοι } 6\% \quad (4.9)$$

Το νερό αυτό αποβάλλεται από το τύμπανο και είναι θερμό (Σημείο 3), με θερμοκρασία $T_3 = 250^\circ\text{C}$ και ειδικό όγκο $\hat{v}_3 = 1,2526 \text{ dcm}^3/\text{kg}$. Επομένως ο υπολογισμός του όγκου του αποβαλλόμενου νερού είναι ως εξής:

$$Q_1 = \hat{v}_3 \cdot m_b = 1,2526 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg} \cdot 0,64 \cdot 10^3 \text{ Kg/h} = \mathbf{0,80 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (4.10)$$

4.2 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟΥ ΝΕΡΟΥ ΠΟΥ ΕΙΣΑΓΕΤΑΙ ΣΤΟΝ ΛΕΒΗΤΑ

Η ποσότητα του τροφοδοτικού νερού που εισάγεται στον λέβητα προκύπτει από τον εξής ισολογισμό:

$$m_f = D + m_b = 10,79 + 0,64 = \mathbf{11,43 \text{ t/h}} \quad (4.11)$$

Το νερό αυτό είναι ζεστό με θερμοκρασία $T_w = 47^\circ\text{C}$ (Σημείο 2). Ο ειδικός του όγκος είναι $\hat{v}_2 = 1,0108 \text{ dcm}^3/\text{kg}$. Άρα και ο όγκος του θα είναι:

$$Q_2 = \hat{v}_2 \cdot m_f = 1,0108 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg} \cdot 11,43 \cdot 10^3 \text{ Kg/h} = \mathbf{11,55 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (4.12)$$

4.3 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΑΝΤΛΟΥΜΕΝΟΥ ΝΕΡΟΥ

Η ποσότητα του νερού που αντλείται από την πηγή προκύπτει από τον ισολογισμό:

$$m_w = D + m_b - m_c = 10,79 + 0,64 - 10,63 = \mathbf{0,80 \text{ t/h}} \quad (4.13)$$

Το νερό αυτό είναι κρύο και έχει ειδικό όγκο $v = 1 \text{ dcm}^3/\text{Kg} = 1 \text{ m}^3/\text{ton}$. Άρα ο όγκος του θα είναι:

$$Q_3 = \hat{v} \cdot m_w = 1 \text{ m}^3/\text{ton} \cdot 0,80 \text{ t/h} = \mathbf{0,80 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (4.14)$$

4.4 ΙΣΧΥΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟΥ ΝΕΡΟΥ

Η θεωρητική ισχύς υπολογίζεται ως εξής:

$$\begin{aligned} N_{\theta\epsilon\omega\rho} &= m_f \cdot \hat{v} \cdot \Delta P = 11,43 \text{ t/h} \cdot 1,0108 \text{ dcm}^3/\text{Kg} \cdot (40 - 0,1) \text{ bar} \cdot 10^{-1} \\ &= 11,43 \cdot 10^3 \text{ Kg/h} \cdot 1,0108 \text{ dcm}^3/\text{Kg} \cdot 39,9 \text{ bar} \cdot 10^{-1} \\ &= 4,61 \cdot 10^4 \text{ KJ/h} = \frac{4,61 \cdot 10^4}{3600} = \mathbf{12,81 \text{ KW}} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Η πραγματική ισχύς είναι όσο η θεωρητική αλλά με κάποιες προσαυξήσεις:

- Προσαύξηση με βάση τον βαθμό απόδοσης η_a .
- Προσαύξηση 25% της παροχής του νερού για να καλυφθούν οι ανάγκες ταχείας συμπληρώσεως του νερού στον λέβητα.
- Τελική προσαύξηση 10% για τον κινητήρα της αντλίας.

Επίσης, μπορεί να υπάρχει διαφορά μεταξύ της θεωρητικής και της πραγματικής πίεσης της αντλίας για τους εξής λόγους:

- Το τύμπανο του λέβητα για κατασκευαστικούς λόγους τοποθετείται υψηλότερα από την αντλία.
- Η δεξαμενή του τροφοδοτικού νερού τοποθετείται κι αυτή υψηλότερα από την αντλία ώστε να υπάρξει θετική πίεση στην αναρρόφηση της αντλίας (NPSH = Net Positive Suction Head) για την αποφυγή σπηλαιώσεως.
- Η πίεση καταθλίψεως προσαυξάνεται πάνω από την πίεση του τυμπάνου, έτσι ώστε να καλύπτονται οι τριβές και να εισέρχεται το νερό στο τύμπανο.

Γι' αυτόν τον λόγο υπολογίζουμε την πραγματική διαφορά πίεσης της αντλίας, αφού θεωρήσουμε για τον συγκεκριμένο ατμολέβητα τα εξής:

- Η πίεση καταθλίψεως λαμβάνεται μεγαλύτερη από την πίεση του τυμπάνου κατά 4atü, λόγω αντιστάσεων στις σωληνώσεις τροφοδοσίας και στον προθερμαντήρα νερού.
- Η δεξαμενή τροφοδοσίας τοποθετείται 6m (~0,6atü) υψηλότερα από την αντλία και συνήθως έχει εσωτερική πίεση 0,25atü.
- Το τύμπανο τοποθετείται 10m (~1atü) υψηλότερα από την αντλία.
- Ο βαθμός απόδοσης της αντλίας θεωρούμε ότι είναι $\eta_a = 72\%$.

Θεωρώντας ότι η πίεση είναι $P = 40$ bar που επικρατεί στο τύμπανο και η οποία ως σχετική πίεση είναι περίπου $P = 39$ atü, θα έχουμε:

$$\begin{aligned} \Delta P &= P + 4^{\text{atü}} + 10^{\text{mH}_2\text{O}} - 0,25^{\text{atü}} - 6^{\text{mH}_2\text{O}} \\ &= 39^{\text{atü}} + 4^{\text{atü}} + 1^{\text{atü}} - 0,25^{\text{atü}} - 0,6^{\text{atü}} \\ &= 43,15 \text{ atü} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Μετατρέπουμε την πίεση atü σε bar^(*), και έχουμε:

$$\Delta P = 43,15 \text{ atü} \cdot 0,981 = 42,33 = 42 \text{ bar} \quad (4.17)$$

Τελικώς έχουμε:

$$\begin{aligned}
N &= \frac{1,25 \cdot m_f \cdot \hat{v} \cdot \Delta P \cdot 1,10}{3600 \cdot \eta_\alpha} \\
&= \frac{1,25 \cdot 11,43 \cdot 10^3 \text{ Kg/h} \cdot 1,0108^{\text{dcm}^3/\text{kg}} \cdot 42^{\text{bar}} \cdot 10^{-1}}{3600 \cdot 0,72} \cdot 1,10 \\
&= \mathbf{25,74 \text{ KW}}
\end{aligned} \tag{4.18}$$

(*) Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε: 1 atü = 0,981 bar.

4.5 ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΛΚΥΣΜΟΣ ΚΑΠΝΟΔΟΧΟΥ

Ο φυσικός ελκυσμός είναι η στατική πίεση που δημιουργείται από τη θερμότητα των καπναερίων μέσα στην καπνοδόχο, σε σχέση με τον πιο ψυχρό αέρα του περιβάλλοντος. Ο τύπος που υπολογίζουμε τον φυσικό ελκυσμό είναι ο εξής:

$$h_{st} = 273 \cdot h_o \cdot \left[\frac{\gamma_L}{273 + T_L} - \frac{\gamma_R}{273 + T_{mR}} \right] \tag{4.19}$$

Όπου : h_o το ύψος της καπνοδόχου το οποίο θεωρούμε ότι είναι ίσο με 52m, και υπολογίζεται ως η διαφορά του ύψους της καπνοδόχου μείον το μέσο ύψος της θέσης των καυστήρων, δηλαδή εκεί όπου εισέρχεται ο αέρας στον ατμολέβητα.

Το ειδικό βάρος του αέρα εξαρτάται από τις ατμοσφαιρικές συνθήκες και πιο συγκεκριμένα από το περιεχόμενο της υγρασίας του αέρα. Εμείς θα υποθέσουμε ότι το ειδικό βάρος θα είναι 1% ίσο με $\gamma_L = 1,28 \text{ Kg/Nm}^3$ σε κανονικές συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσεως. Όπου σε συνθήκες καλοκαιριού η υγρασία που έχει ο αέρας κυμαίνεται στα 10gr/Kg ξηρού αέρα, το οποίο σημαίνει ότι το ποσοστό υγρασίας είναι περίπου 10gr/1000gr = 1%.

Το ειδικό βάρος των καπναερίων είναι καλό να ληφθεί ίσο με $\gamma_R = 1,34 \text{ Kg/Nm}^3$, σε κανονικές συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσεως. Τα καπναέρια αποτελούνται από διοξείδιο του άνθρακα, διοξείδιο του θείου, οξυγόνο, άζωτο και υδρατμούς.

Ο φυσικός ελκυσμός επηρεάζεται από την θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος. Πιο συγκεκριμένα, ο φυσικός ελκυσμός αυξάνεται τις ψυχρές μέρες του χειμώνα, διότι αυξάνεται η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της θερμής στήλης των καπναερίων μέσα στην καπνοδόχο και του εξωτερικού αέρα, ενώ μειώνεται κατά τις θερμές μέρες του καλοκαιριού. Εμείς θα υπολογίσουμε τον φυσικό ελκυσμό για εξωτερική θερμοκρασία $T_L = 20^\circ\text{C}$.

Η θερμοκρασία των καπναερίων μέσα στην καπνοδόχο μειώνεται σε όλο το ύψος. Η ψύξη αυξάνεται σε μεταλλικές καπνοδόχους χωρίς μόνωση, ενώ είναι μικρότερη σε κτιστές καπνοδόχους. Γι αυτό και χρειαζόμαστε την μέση

θερμοκρασία καπναερίων T_{mR} . Για κτιστές καπνοδόχους η πτώση θερμοκρασίας λαμβάνεται περίπου $\Delta T = 0,3$ έως $0,5^\circ\text{C}/\text{m}$.

Γνωρίζουμε ότι η θερμοκρασία εξόδου των καπναερίων από τον λέβητα που είναι $T_5 = 194^\circ\text{C}$ είναι ίση με την θερμοκρασία στην βάση της καπνοδόχου, τότε η θερμοκρασία στην κορυφή αυτής θα είναι:

$$T_k = T_5 - \Delta T \cdot h_0 = 194 - 0,4 \cdot 52 = 173^\circ\text{C} \quad (4.20)$$

Άρα, η μέση θερμοκρασία είναι:

$$T_{mR} = \frac{T_5 + T_k}{2} = \frac{194 + 173}{2} = 184^\circ\text{C} \quad (4.21)$$

Άρα ο φυσικός ελκυσμός^(*) θα είναι:

$$h_{st} = 273 \cdot 52 \cdot \left[\frac{1,28}{273 + 20} - \frac{1,34}{273 + 184} \right] = 20,4 \text{ mmH}_2\text{O} \\ \approx \mathbf{204 \text{ Pa}} \quad (4.22)$$

^(*)Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε: $1 \text{ mmH}_2\text{O} = 10 \text{ Pa}$.

4.6 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΟΓΚΟΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Ο πραγματικός όγκος των καπναερίων κατά την έξοδο τους από την καπνοδόχο είναι μεγάλος λόγω της διαστολής τους από την υψηλή θερμοκρασία που έχουν.

Η συνολική ποσότητα των καπναερίων σύμφωνα με την κατανάλωση του καυσίμου θα είναι:

$$V'_R = B \cdot V_R = 2,704^{\text{t/h}} \cdot 10^3 \cdot 4,89^{\text{Nm}^3/\text{Kg}} = 13.223 \text{ Nm}^3/\text{h} \quad (4.23)$$

Και ο πραγματικός όγκος των καπναερίων στην κορυφή της καπνοδόχου με θερμοκρασία $T_k = 173^\circ\text{C}$, υπολογίζεται από τον τύπο:

$$Q = V'_R \cdot \frac{273 + T_k}{273} = 13.223^{\text{Nm}^3/\text{h}} \cdot \frac{273 + 173}{273} = \mathbf{21.602 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (4.24)$$

4.7 ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΚΟΡΥΦΗΣ ΚΑΠΝΟΔΟΧΟΥ

Η διάμετρος της καπνοδόχου υπολογίζεται σύμφωνα με την συνολική ποσότητα των καπναερίων και την ταχύτητα τους κατά την έξοδο τους από την καπνοδόχο. Η ταχύτητα των καπναερίων θα υποθέσουμε πως είναι περίπου 10 m/s. Επομένως η αναγκαία διάμετρος κυκλικού αγωγού για την παροχή της ποσότητας των καπναερίων υπολογίζεται με τον τύπο:

$$d = 18,8 \sqrt{\frac{Q}{u}} = 18,8 \sqrt{\frac{21.602 \text{ m}^3/\text{h}}{10 \text{ m}/\text{sec}}} = 874 \text{ mm} \approx \mathbf{0,9 \text{ m}} \quad (4.25)$$

4.8 ΠΑΡΟΧΗ ΚΑΙ ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Η πραγματική ποσότητα των καπναερίων είναι ίση με την παροχή του ανεμιστήρα. Ο ανεμιστήρας τοποθετείται στην βάση της καπνοδόχου, γι αυτό και υπολογίζουμε τον όγκο των καπναερίων στην θερμοκρασία της βάσης της καπνοδόχου, η οποία είναι ίση με $T_5 = 194^\circ\text{C}$. Έτσι έχουμε:

$$Q = V'_R \cdot \frac{273 + T_5}{273} = 13.223 \text{ Nm}^3/\text{h} \cdot \frac{273 + 194}{273} = \mathbf{22.620 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (4.26)$$

Το μανομετρικό του ανεμιστήρα πρέπει να έχει τιμή, ώστε να δημιουργείται πίεση η οποία να υπερνικά τις απώλειες πίεσης εντός του λέβητα σε όλη την διαδρομή των καπναερίων και επίσης τα καπναέρια να απορρίπτονται με κάποια ταχύτητα από την κορυφή της καπνοδόχου στο περιβάλλον. Ο φυσικός ελκυσμός δρα υποβοηθητικά σε αυτήν την κίνηση των καπναερίων (Γιαννόπουλος Α., Ατμοηλεκτρικοί Σταθμοί, 2011).

Για να κατανοήσουμε τον ρόλο που παίζει ο ανεμιστήρας σχεδιάζουμε τα παρακάτω σχήματα. Στη σχεδίαση τους θεωρούμε ότι η πίεση στην εστία είναι μηδέν. Κανονικά όμως η πίεση στις εστίες δεν είναι μηδέν αλλά ελάχιστα αρνητική, με τιμή περίπου $-5 \text{ mmH}_2\text{O}$ και σε άλλες περιπτώσεις έχουμε εστίες με θετική πίεση.

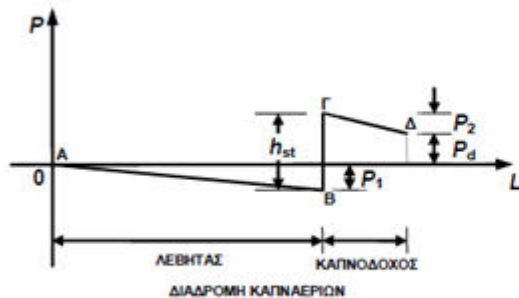
Συγκεκριμένα από το Σχ. 4.1 έχουμε την μεταβολή της πίεσης των καπναερίων χωρίς την λειτουργία του ανεμιστήρα, δηλαδή μόνο με υποβοήθηση της ροής από τον φυσικό ελκυσμό h_{st} . Ο αέρας καύσης εισέρχεται στον φλογοθάλαμο (Θέση Α), όπου θεωρήσαμε ότι η πίεση είναι μηδέν, και στην συνέχεια κατά την διαδρομή εντός του λέβητα (από την Θέση Α στην Β) έχουμε πτώση πίεσης P_1 , την θεωρούμε γραμμική. Η θέση Β αντιστοιχεί στην βάση της καπνοδόχου όπου δρα ο φυσικός ελκυσμός h_{st} , οπότε η πίεση αυξάνει μέχρι το σημείο Γ. Κατά την διαδρομή των καπναερίων εντός της καπνοδόχου έχουμε

πτώση πίεσης P_2 επίσης θεωρούμενη ως γραμμική από το σημείο Γ στο Δ , όπου το σημείο Δ αντιστοιχεί στην έξοδο των καπναερίων από την καπνοδόχο. Όμως, τα καπναέρια αποβάλλονται στην έξοδο με υψηλή ταχύτητα, όπου εκεί έχουμε δυναμική πίεση P_d , η οποία υποβοηθά στην ανάπτυξη της ταχύτητας των καπναερίων.

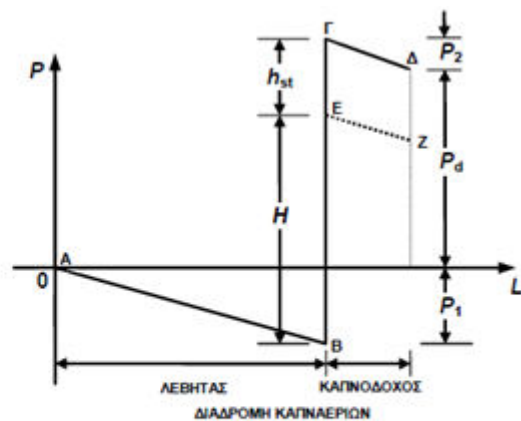
Όταν θέσουμε σε λειτουργία τον ανεμιστήρα τότε έχουμε μεταβολή της πίεσης όπως φαίνεται στο Σχ. 4.2. Δηλαδή η υποβοήθηση της ροής γίνεται ταυτόχρονα από τον ανεμιστήρα και από τον φυσικό ελκυσμό. Επομένως έχουμε αύξηση της ταχύτητας και της παροχής των καπναερίων. Δηλαδή στο Σχ. 4.2 έχουμε μεγαλύτερη πτώση πίεσης εντός του λέβητα P_1 και εντός της καπνοδόχου P_2 , σε σύγκριση με το Σχ. 4.1. Επίσης, έχουμε μεγαλύτερη δυναμική πίεση στην κορυφή της καπνοδόχου (Θέση Δ) και συνεπώς μεγαλύτερη ταχύτητα εξόδου των καπναερίων. Η αύξηση της πίεσης από το Σημείο B στο Γ οφείλεται στο μανομετρικό H του ανεμιστήρα και στο στατικό ύψος του φυσικού ελκυσμού h_{st} . Δηλαδή, ο ανεμιστήρας αυξάνει πίεση στην βάση της καπνοδόχου από το Σημείο B στο E και ο φυσικός ελκυσμός από το E στο Γ .

Σύμφωνα με το Σχ. 4.2 ισχύει η παρακάτω εξίσωση των πιέσεων:

$$H + h_{st} = P_1 + P_d + P_2 \quad (4.27)$$



Σχήμα 4.1



Σχήμα 4.2

Και η συνολική πτώση πίεσης σε όλη την διαδρομή των καπναερίων εκτιμούμε ότι θα είναι 1.800 Pa γιατί δεν μπορούμε να γνωρίζουμε σίγουρα την ακριβή τιμή της αν δεν γίνει διαστασιολόγηση όλων των στοιχείων:

$$P_1 + P_2 = 1.800 \text{ Pa} \quad (4.28)$$

Ενώ το στατικό ύψος πίεσης από τον φυσικό ελκυσμό υπολογίστηκε προηγουμένως και βρέθηκε $h_{st} = 204 \text{ Pa}$

Επομένως, τώρα θα υπολογίσουμε την δυναμική πίεση στην κορυφή της καπνοδόχου, όπου η ταχύτητα των καπναερίων είναι $u = 10 \text{ m/sec}$. Γνωρίζουμε ότι η δυναμική πίεση προκύπτει από τον τύπο:

$$P_d = \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (4.29)$$

Όπου : ρ η πυκνότητα των καπναερίων στο στόμιο εξόδου της καπνοδόχου, δηλαδή στην θερμοκρασία κορυφής $T_k = 173^\circ\text{C}$.

Είναι γνωστό ότι η πυκνότητα των καπναερίων μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας. Επίσης είναι γνωστό ότι η αριθμητική τιμή της πυκνότητας είναι ίδια με την αριθμητική τιμή του ειδικού βάρους. Το ειδικό βάρος των καπναερίων σε κανονικές συνθήκες όπως και η πυκνότητα αυτών στις ίδιες συνθήκες θα είναι:

$\rho_0 = 1,34 \text{ kg/Nm}^3$, σε 0°C , 760 Torr .

Για να υπολογίσουμε την πυκνότητα ρ χρησιμοποιούμε τον τύπο:

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{273}{273 + T_k} = 1,34 \cdot \frac{273}{273 + 173} = 0,820 \text{ Kg/m}^3 \quad (4.30)$$

Άρα από τον τύπο της δυναμικής πίεσης έχουμε:

$$P_d = \rho \cdot \frac{u^2}{2} = 0,820 \text{ Kg/m}^3 \cdot \frac{(10 \text{ m/sec})^2}{2} = 41 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m/sec}^2}{\text{m}^2} \approx 41 \text{ Pa} \quad (4.31)$$

Τέλος, από την εξίσωση των πιέσεων προκύπτει ότι το μανομετρικό του ανεμιστήρα είναι:

$$H + 204 = 1.800 + 41 \Rightarrow H = 1.637 \text{ Pa} = \mathbf{164 \text{ mmH}_2\text{O}} \quad (4.32)$$

4.9 ΙΣΧΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Η ισχύς του κινητήρα του ανεμιστήρα καπναερίων υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ του ανεμιστήρα προσαυξημένη κατά 10 έως 20%, για την αντιμετώπιση υπερφορτίσεων του κινητήρα. Επομένως για προσαύξηση του κινητήρα κατά 20% η ισχύς του θα είναι:

$$N = 1,20 \cdot \frac{Q \cdot H}{10^3 \cdot 367 \cdot \eta}, \text{ σε KW} \quad (4.33)$$

Όπου : Q η παροχή σε m³/h.
H το μανομετρικό σε mmH₂O.
Και η ο βαθμός απόδοσης.

Άρα η ισχύς θα είναι:

$$N = 1,20 \cdot \frac{22.620 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 164 \text{ mmH}_2\text{O}}{10^3 \cdot 367 \cdot 0,6} = 20,22 \text{ KW} \quad (4.34)$$

Και σε ίππους^(*) θα είναι:

$$N = 20,22 \cdot 1,34 = \mathbf{27 \text{ HP}} \quad (4.35)$$

(*) Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε: 1 KW = 1,34 HP.

4.10 ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗ ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΕΩΣ ΛΕΒΗΤΑ

Σε προηγούμενους υπολογισμούς πήραμε κατ' εκτίμηση τον βαθμό απόδοσης για τον λέβητα ίσο με η = 0,88. Για να υπολογίσουμε τον ακριβή όμως βαθμό απόδοσης πρέπει να προσδιοριστούν οι συνολικές απώλειες του λέβητα, όπου εδώ είναι τριών ειδών:

- Απώλειες θερμών καπναερίων X_A.
- Απώλειες από ατελή καύση του άνθρακα X_B.
- Απώλειες από ακτινοβολία και αγωγιμότητα X_C.

Υπολογίζουμε το ποσοστό των απωλειών θερμών καπναερίων, αφού γνωρίζουμε την τελική θερμοκρασία των καπναερίων στην έξοδο του λέβητα, ως εξής:

$$X_A = \frac{C_{pm} \cdot V_R \cdot (T_5 - T_1)}{Q} = \frac{0,34 \text{ Kcal/Nm}^3\text{ }^\circ\text{C} \cdot 4,89 \text{ Nm}^3/\text{Kg} \cdot (194 - 20) \text{ }^\circ\text{C}}{3.862,68 \text{ Kcal/Kg}} = 7,49\% \quad (4.36)$$

Όπου Q η συνολική θερμότητα που εκλύεται στην εστία που αποτελείται από την θερμογόνο δύναμη και από την προθέρμανση του αέρα καύσης.

Οι απώλειες από ατελή καύση του άνθρακα θα υπολογιστούν με βάση το δεδομένο ποσοστό $p = 0,5\%$ του μονοξειδίου του άνθρακα CO, όπου η τιμή αυτή προκύπτει όταν έχουμε μια αρκετά καλή καύση. Η περιεκτικότητα των καπναερίων σε μονοξείδιο του άνθρακα βασίζεται στην ποσότητα των ξηρών καπναερίων $V_{R,tr}$, η οποία υπολογίζεται ως εξής:

$$\begin{aligned} V_{R,tr} &= V_{tr} + (\lambda - 1) \cdot L_0 = 3,81 + (1,15 - 1) \cdot 3,89 \\ &= 4,39 \text{ Nm}^3/\text{Kg} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Έπειτα, υπολογίζουμε το ποσοστό των απωλειών από ατελή καύση του άνθρακα:

$$X_B = \frac{p \cdot q_{CO} \cdot V_{R,tr}}{Q} = \frac{0,5\% \cdot 3.040 \text{ Kcal/Nm}^3 \cdot 4,39 \text{ Nm}^3/\text{Kg}}{3.862,68 \text{ Kcal/Kg}} = 1,73\% \quad (4.38)$$

Όπου $q_{CO} = 3.040 \text{ Kcal/Nm}^3$ η θερμότητα που αποδίδει το CO όταν καίγεται προς CO₂.

Οι απώλειες από ακτινοβολία και αγωγιμότητα λαμβάνονται $X_C = 2,5\%$. Επομένως, ο πραγματικός βαθμός απόδοσης του λέβητα είναι:

$$\begin{aligned} \eta &= 100\% - X_A - X_B - X_C = 100\% - 7,49\% - 1,73\% - 2,50\% \\ &= 88,28\% \Rightarrow \eta \approx \mathbf{88\%} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Παρατηρούμε ότι προέκυψε ο ίδιος βαθμός απόδοσης με τον θεωρητικό που είχαμε εκτιμήσει στην αρχή. Άρα, οι προηγούμενοι υπολογισμοί έχουν γίνει με σωστό τρόπο.

5. ΕΙΔΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

5.1 ΓΕΝΙΚΑ

Για να μεταδώσουμε την ισχύ από έναν άξονα σε έναν άλλο, είναι συνήθως μια διαδικασία διαφόρων σταδίων. Στις περισσότερες περιπτώσεις, σε μια τυπική διαδικασία μετάδοσης ισχύος, το πρώτο στάδιο είναι η μείωση (σπανίως η αύξηση) των στροφών του κινητηρίου άξονα και σε ορισμένες περιπτώσεις η αλλαγή της κατεύθυνσης της κίνησης. Οι μετατροπές αυτές στην μετάδοση της κίνησης γίνονται από τους μειωτήρες στροφών.

Ο άξονας εισόδου του μειωτήρα μπορεί να είναι παράλληλος, τεμνόμενος ή ασύμβατος με τον άξονα εξόδου του μειωτήρα. Για την μετάδοση της κίνησης χρησιμοποιούμε οδοντωτούς τροχούς. Για να μεταδοθεί η κίνηση από τον έναν τροχό στον άλλον, οι οδόντες του τροχού που μεταδίδει την κίνηση, εισέρχονται στα αντίστοιχα διάκενα του τροχού που παραλαμβάνει την κίνηση και τον περιστρέφουν. Με τους οδοντωτούς τροχούς μπορούν να μεταφερθούν από πολύ μικρές έως πολύ μεγάλες ισχύεις με μεγάλη ακρίβεια στις στροφές μεταξύ των αξόνων.

Σαν μηχανισμός αλλαγής αριθμού στροφών, οι οδοντωτοί τροχοί έχουν αρκετά πλεονεκτήματα και εξασφαλίζουν μεγάλη ασφάλεια λειτουργίας. Πλεονεκτήματα τους είναι οι μικρές απαιτήσεις συντήρησης, η ακριβής σχέση μετάδοσης, η δυνατότητα υπερφόρτισης, η μεγάλη διάρκεια ζωής, ο μεγάλος βαθμός απόδοσης και καταλαμβάνουν πολύ μικρότερο χώρο σε σχέση με άλλες μεθόδους κίνησης όπως η κίνηση με αλυσίδες και η ιμαντοκίνηση. Μειονεκτήματα αποτελούν το μεγάλο κόστος κατασκευής, η μη ελαστική μεταφορά των δυνάμεων και η θορυβώδης λειτουργία.

Στο κέλυφος ενός μειωτήρα μπορούν να προσαρμοστούν διάφοροι τύποι οδοντωτών τροχών. Συνηθέστεροι τύποι οδοντωτών τροχών που χρησιμοποιούνται στην κατασκευή μειωτήρων είναι οι μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί, οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί και το σύστημα ατέρμονα κοχλία-οδοντωτού τροχού.

5.2 ΤΥΠΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

1. Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί.

Αυτού του τύπου οι οδοντωτοί τροχοί μεταδίδουν την κίνηση μεταξύ αξόνων που είναι παράλληλοι. Οι οδόντες των οδοντωτών τροχών είναι είτε παράλληλοι, είτε κεκλιμένοι ως προς των άξονα τους, είτε σχηματίζουν γωνία

μεταξύ τους. Στους οδοντωτούς τροχούς με κεκλιμένη οδόντωση, αυτή μπορεί να είναι ή απλή ή διπλή οδόντωση. Οι οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένη οδόντωση προτιμούνται σε σχέση με τους οδοντωτούς τροχούς με ευθεία οδόντωση λόγω του μικρότερου θορύβου που προκαλούν κατά την λειτουργία τους και μας εξασφαλίζουν μεγαλύτερη αντοχή. Παραδείγματα μετωπικών οδοντωτών τροχών φαίνονται στις Εικ. 5.1, 5.2, 5.3.

Οι οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες έχουν τα εξής πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:

Πλεονεκτήματα

- Τα έδρανα δέχονται μικρότερα φορτία γιατί κατά την λειτουργία δεν εμφανίζονται αξονικές δυνάμεις.
- Ο βαθμός απόδοσης είναι ελάχιστα μεγαλύτερος σε σχέση με τους οδοντωτούς τροχούς με κεκλιμένη οδόντωση.
- Οι οδόντες μπορούν να κατασκευασθούν με μεγαλύτερο πλάτος, ώστε να προκύπτουν μεγαλύτερες επιφάνειες επαφής, μικρότερες πιέσεις κατά την επαφή και αντίστοιχα μικρότερη φθορά.

Μειονεκτήματα

- Έχουν σχετικά θορυβώδη λειτουργία και όχι τόσο ήρεμη, ιδιαίτερα σε υψηλό αριθμό στροφών.
- Έχουν ελαφρώς μικρότερη αντοχή, για τις ίδιες διαστάσεις με άλλους τύπους οδοντωτών τροχών.
- Είναι ευαίσθητοι έναντι λαθών μορφής του οδόντα και πρόσθετων δυναμικών φορτίων.

Οι οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένους οδόντες παρουσιάζουν και αυτοί τα εξής πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:

Πλεονεκτήματα

- Επειδή η εμπλοκή των οδόντων γίνεται βαθμιαία και επιπλέον βρίσκονται συγχρόνως σε επαφή περισσότεροι οδόντες, εργάζονται πιο ήρεμα και πιο αθόρυβα. Για το λόγο αυτό είναι καταλληλότεροι για περιπτώσεις με υψηλούς αριθμούς περιστροφής. Μπορούν να δεχθούν μεγαλύτερα φορτία από τους οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες στις ίδιες διαστάσεις και παρουσιάζουν μικρότερη ευαισθησία σε λάθη μορφής οδόντα.

Μειονεκτήματα

- Εξαιτίας της κλίσης των οδόντων, παρουσιάζονται κατά την λειτουργία αξονικές δυνάμεις που προκαλούν πρόσθετες καταπονήσεις στον άξονα και τα έδρανα με αποτέλεσμα υψηλότερες απώλειες τριβής και μικρότερο βαθμό απόδοσης σε σύγκριση με τους οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες. Στην

περίπτωση ίδιου moduli και ίδιου αριθμού οδόντων οι διάμετροι των τροχών και οι αποστάσεις των αξόνων γίνονται, με αύξηση της γωνίας κλίσης, μεγαλύτερες απ' ότι σε οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες.

Παραδείγματα μετωπικών οδοντικών τροχών



Εικόνα 5.1: Με ευθείς οδόντες



Εικόνα 5.2: Με κεκλιμένους οδόντες



Εικόνα 5.3: Με γωνιακούς οδόντες

2.Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί

Αυτού του τύπου οι οδοντωτοί τροχοί χρησιμοποιούνται σε περιπτώσεις μετάδοσης κίνησης σε άξονες που είναι τεμνόμενοι ή ασύμβατοι. Στις περιπτώσεις όπου οι οδοντωτοί τροχοί μεταδίδουν την κίνηση σε άξονες οι οποίοι σχηματίζουν μεταξύ τους γωνία, η οδόντωση είναι είτε ευθεία είτε ελικοειδής μορφής. Υπάρχουν όμως και περιπτώσεις όπου η οδόντωση έχει καμπύλη μορφή. Στις περιπτώσεις όπου οι οδοντωτοί τροχοί μεταδίδουν την κίνηση σε ασύμβατους άξονες τότε η οδόντωση έχει ελικοειδής μορφή. Στην περίπτωση που οι άξονες, που μεταδίδεται η κίνηση, είναι τεμνόμενοι, τότε οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί έχουν μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης από την περίπτωση που οι άξονες είναι ασύμβατοι γιατί σε αυτήν την περίπτωση αναπτύσσονται μεγαλύτερες δυνάμεις τριβής ολίσθησης. Σε ορισμένες περιπτώσεις όπου οι άξονες είναι ασύμβατοι, μπορούν να χρησιμοποιηθούν και οδοντωτοί τροχοί κοχλιωτής μορφής, αλλά μόνο σε μικρές σχέσεις μετάδοσης και σχετικά μικρές φορτίσεις. Παραδείγματα κωνικών οδοντωτών τροχών φαίνονται στις Εικ. 5.4, 5.5.

Παραδείγματα κωνικών οδοντωτών τροχών



Εικόνα 5.4: Με ευθείς οδόντες



Εικόνα 5.5: Με τοξοτούς οδόντες

3. Οδοντωτός κανόνας

Στην περίπτωση του οδοντωτού κανόνα, οι οδόντες δεν έχουν κυκλική διάταξη όπως στις υπόλοιπες περιπτώσεις οδοντωτών τροχών, αλλά βρίσκονται διαταγμένα κατά μήκος μιας ράβδου. Με αυτόν τον τρόπο μπορεί να μετατραπεί μια ευθύγραμμη κίνηση σε περιστροφική, όπως και το αντίθετο. Παράδειγμα οδοντωτού κανόνα φαίνεται στην Εικ. 5.6.



Εικόνα 5.6: Παράδειγμα οδοντωτού κανόνα

4. Σύστημα ατέρμονα κοχλία – οδοντωτού τροχού

Στην περίπτωση ασύμβατων αξόνων με κάθετες μεταξύ τους διευθύνσεις, μπορεί να χρησιμοποιηθεί μια διαφορετική διάταξη μετάδοσης κίνησης, το σύστημα ατέρμονα κοχλία-οδοντωτού τροχού. Σε αυτήν την περίπτωση ένας ατέρμονας κοχλίας με κεκλιμένους οδόντες λειτουργεί σαν οδοντωτός τροχός. Στην περιφέρεια του οδοντωτού τροχού στον οποίο μεταδίδεται η κίνηση, εφάπτεται ο άξονας του ατέρμονα κοχλίας. Το σύστημα ατέρμονα κοχλία-οδοντωτού τροχού, έχει το πλεονέκτημα της αθόρυβης λειτουργίας λόγω της απορρόφησης των δονήσεων αλλά έχει μικρότερο βαθμό απόδοσης από τις άλλες περιπτώσεις. Παράδειγμα συστήματος ατέρμονα κοχλία-οδοντωτού τροχού φαίνεται στην Εικ. 5.7.

Η συνεργασία ατέρμονα κοχλία – οδοντωτού τροχού παρουσιάζει τα εξής πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα:

Πλεονεκτήματα

- Το σύστημα είναι πιο αθόρυβο σε σχέση με τα υπόλοιπα.
- Για την ίδια σχέση μετάδοσης και για την ίδια ισχύς για μεταφορά, είναι το μικρότερο σε διαστάσεις και το πιο εύκολο στην κατασκευή σε σχέση με άλλους τύπους οδοντωτών τροχών.
- Μπορεί να καλύψει μεγάλες σχέσεις μετάδοσης μέχρι και $i= 100$ μόνο με μια βαθμίδα.
- Είναι το καταλληλότερο σύστημα για μεταφορά μεγάλων ισχύων, με μεγάλες σχέσεις μετάδοσης σε συνδυασμό με χαμηλό θόρυβο.

Μειονεκτήματα

- Λόγω της ύπαρξης δύναμης τριβής, αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να χάνετε ένα ποσοστό της μεταφερόμενης ισχύος και έτσι να έχουμε τον μικρότερο βαθμό απόδοσης σε σχέση με τα άλλα συστήματα.

- Η ύπαρξη μεγάλης αξονικής δύναμης στον ατέρμονα κοχλία που απαιτεί ισχυρότερα έδρανα και μεγαλύτερο κόστος κατασκευής.



Εικόνα 5.7: Παράδειγμα ατέρμονα κοχλία – οδοντωτού τροχού

5. Επικυκλική οδόντωση

Σε αυτόν την διάταξη, η τοποθέτηση των οδοντωτών τροχών μπορεί να παρομοιαστεί με το πλανητικό σύστημα. Ο κεντρικός οδοντωτός τροχός αντιστοιχεί στην θέση του ήλιου και γύρω του συνδέονται οι οδόντες των οδοντωτών τροχών-πλανήτες. Αυτή η διάταξη επιτρέπει την μετάδοση μεγάλης ισχύος ακόμα και σε περίπτωση μεγάλης σχέσης μετάδοσης. Πλεονέκτημα αυτής της διάταξης είναι ότι καταλαμβάνει πολύ μικρό χώρο και έχει μεγάλο βαθμό απόδοσης. Μειονέκτημα είναι το μεγαλύτερο κόστος λόγω του μεγαλύτερου αριθμού οδοντωτών τροχών. Παράδειγμα επικυκλικής οδόντωσης φαίνεται στην Εικ. 5.8.



Εικόνα 5.8: Παράδειγμα επικυκλικής οδόντωσης

5.3 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

- **Διάμετρος αρχικού κύκλου ή κύκλου κύλισης d** , ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου, κατά την οποία ο ένας κύλινδρος εφάπτεται πάνω στον άλλο.
- **Σχέση μετάδοσης i** ονομάζεται ο λόγος του αριθμού των στροφών του κινητήριου τροχού προς τον αριθμό στροφών του κινούμενου τροχού.
- **Βήμα p** ονομάζεται η απόσταση μεταξύ δύο οδόντων του τροχού και μετράται σαν τόξο πάνω στον αρχικό κύκλο.
- **Modul ή μέτρο m** ονομάζεται ο λόγος του βήματος προς το π .
- **Ύψος κεφαλής h_a** ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου κεφαλής.
- **Ύψος πόδα h_f** ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ του αρχικού κύκλου και του κύκλου πόδα.
- **Η χάρη κεφαλής c** , είναι η χάρη ανάμεσα στον κύκλο κεφαλής και στον κύκλο πόδα.
- **Ύψος οδόντα h** ονομάζεται το άθροισμα του ύψους κεφαλής και του ύψους πόδα.
- **Διάμετρος κύκλου κεφαλής d_a** ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εξωτερικά τους οδόντες.
- **Διάμετρος κύκλου πόδα d_f** ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εσωτερικά τους οδόντες.
- **Απόσταση αξόνων a_d** ονομάζεται το ημιάθροισμα των διαμέτρων των αρχικών κύκλων.
- **Πάχος οδόντων s** , μετράται πάνω στον αρχικό κύκλο και είναι το βήμα p αφαιρώντας το διάκενο e μεταξύ των οδόντων.

5.4 ΤΥΠΟΙ ΚΑΙ ΔΟΜΗ ΜΕΙΩΤΗΡΩΝ ΚΙΝΗΣΗΣ

Ανάλογα την μετατροπή της κίνησης που επιθυμούμε και την ζητούμενη σχέση μετάδοσης, υπάρχουν διάφοροι τύποι μειωτήρων που αξιοποιούν τους διάφορους τύπους οδοντωτών τροχών για να επιτύχουμε το επιθυμητό αποτέλεσμα. Στην περίπτωση ευθύγραμμου μειωτήρα που είναι μειωτήρας παράλληλων αξόνων θα χρησιμοποιηθούν μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί, ενώ σε περιπτώσεις γωνιακών μειωτήρων θα χρησιμοποιηθούν είτε κωνικά γρανάζια, είτε ατέρμονας κοχλίας-οδοντωτός τροχός.

1. Μειωτήρας στροφών παράλληλων αξόνων

Σε αυτόν τον τύπο, το κέλυφος του μειωτήρα έχει δύο ή περισσότερες οπές από τις οποίες διέρχονται οι άξονες, και μέσα στο κέλυφος τοποθετούνται

ανάλογες διατάξεις γραναζιών. Ανάλογα την διάταξη, η αλλαγή των στροφών γίνεται σε ένα ή περισσότερα στάδια. Οι οδοντωτοί τροχοί που χρησιμοποιούνται μπορούν να έχουν ευθεία οδόντωση, αλλά προτιμάται η κεκλιμένη οδόντωση.

2. Γωνιακός μειωτήρας με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς

Σε αυτόν τον τύπο, στο κέλυφος του μειωτήρα υπάρχουν δύο οπές από την διαμήκη πλευρά του κελύφους και μία οπή στην κάθετη πλευρά. Οι οδοντωτοί τροχοί που χρησιμοποιούνται σε αυτήν την περίπτωση μπορούν να έχουν είτε ευθεία οδόντωση είτε κεκλιμένη.

3. Πλανητικοί μειωτήρες

Αυτού του τύπου οι μειωτήρες διακρίνονται από τους συνήθεις μειωτήρες στα εξής σημεία: έχουν μικρές απώλειες και άρα αυξημένη απόδοση, μπορούν να επιτύχουν μεγάλη σχέση μετάδοσης ενώ η κατασκευή τους έχει αρκετά μικρό μέγεθος και έχουν σχεδόν αθόρυβη λειτουργία.

5.5 ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΑ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Είδη κατεργασίας

Για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών χρησιμοποιούνται δύο κατηγορίες εργαλειομηχανών οι οποίες είναι η εξής:

- Εργαλειομηχανές με κοπτικό εργαλείο μορφής (φρέζες).
- Εργαλειομηχανές που εργάζονται με την μέθοδο της κύλισης.

Οι συνεργαζόμενοι οδοντωτοί τροχοί πρέπει να κατασκευάζονται με την ίδια μέθοδο για να αποφεύγονται ανωμαλίες κατά την λειτουργία.

Gear Milling - Κοπή σε φρέζα με χρήση εργαλείου μορφής

Για αυτό το είδος κοπής χρησιμοποιείται κοπτικό εργαλείο το οποίο αφαιρεί από έναν κύλινδρο το υλικό που βρίσκεται ανάμεσα σε δύο οδόντες του τροχού για να σχηματιστεί το διάκενο. Το κοπτικό εργαλείο, καθώς περιστρέφεται και αφαιρεί υλικό από την περιφέρεια του κυλίνδρου, ταυτόχρονα, μετακινείται αξονικά σε όλο το πλάτος του κυλίνδρου. Εφόσον ένα διάκενο κοπεί, ο κύλινδρος περιστρέφεται στην θέση όπου θα κοπεί το επόμενο

διάκενο. Για να κοπούν όλα τα διάκενα του τροχού, η διαδικασία επαναλαμβάνεται.

Μειονέκτημα αυτής της μεθόδου είναι ότι κάθε κοπτικό εργαλείο μπορεί να κόψει με ακρίβεια ένα συγκεκριμένο μέγεθος modul και αριθμό οδόντων και δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την κοπή οποιουδήποτε άλλου οδοντωτού τροχού.

Rack generation - Κοπή με οδοντωτό κανόνα

Ο οδοντωτός κανόνας είναι κατασκευασμένος από βαμμένο χάλυβα και έχει ιδιότητες κοπτικού εργαλείου στις ακμές του. Σε παράλληλη κατεύθυνση με τον άξονα του τροχού, ο κανόνας εκτελεί παλινδρομική κίνηση. Ο οδοντωτός κανόνας μπορεί να κατασκευάσει, για κάθε μέγεθος modul, οδοντωτούς τροχούς με οποιοδήποτε αριθμό οδόντων. Η μέθοδος αυτή έχει τα εξής μειονεκτήματα:

- Μικρή ταχύτητα κατασκευής οδοντωτών τροχών.
- Μικρότερη ακρίβεια στην κατασκευή λόγω της αναγκαίας επανατοποθέτησης του κανόνα λόγω του μικρού αριθμού οδόντων που έχει.

Gear shaper - Κοπή οδοντωτών τροχών με την μέθοδο Fellows

Η μέθοδος αυτή είναι παρεμφερής με την μέθοδο κοπής με οδοντωτό κανόνα, με την διαφορά ότι το κοπτικό εργαλείο σε αυτή την μέθοδο έχει μορφή συνεργαζόμενου οδοντωτού τροχού με τον τροχό που κατασκευάζεται. Το κοπτικό εργαλείο παλινδρομεί στην διεύθυνση του άξονα του τροχού, ενώ ταυτόχρονα περιστρέφεται και έπειτα από κάθε πλήρη περιστροφή του τροχού που κατασκευάζεται οι άξονες περιστροφής του κοπτικού εργαλείου και του υπό κατασκευή τροχού μετακινούνται μειώνοντας την μεταξύ τους απόσταση ώστε να αυξηθεί το βάθος κοπής. Επίσης, με την μέθοδο αυτή μπορούμε να κατασκευάσουμε οδοντωτούς τροχούς με εσωτερική οδόντωση. Η μέθοδος αυτή έχει σαν βασικό πλεονέκτημα ότι κατά την διαδικασία της κοπής δεν απαιτείται επανατοποθέτηση του κοπτικού εργαλείου. Μειονέκτημα της μεθόδου είναι το ενδεχόμενο αν το κοπτικό εργαλείο έχει κάποιο ελάττωμα στους οδόντες του, αυτό θα μεταφερθεί αυτούσιο στον οδοντωτό τροχό που κατασκευάζεται.

Hobbing - Κοπή με εργαλείο τύπου Hob

Στην περίπτωση του κοπήρα Hob το κοπτικό εργαλείο έχει την μορφή είτε ατέρμονα κοχλία που αποτελείται από κοπτικούς οδόντες, είτε από επάλληλους κανόνες τοποθετημένους στην εξωτερική επιφάνεια κυλίνδρου. Για την κατασκευή του οδοντωτού τροχού ο κοπήρας περιστρέφεται και μετατοπίζεται σταδιακά κατά την διεύθυνση του άξονα του οδοντωτού τροχού και σε όλο το πλάτος του τροχού με αποτέλεσμα την πλήρη κοπή των οδόντων.

Πλεονέκτημα της μεθόδου είναι ότι το κοπτικό εργαλείο δεν χρειάζεται επανατοποθέτηση, όπως επίσης, το κάθε διάκενο δημιουργείται από πολλούς οδόντες του κοπήρα Hob οπότε τυχόν σφάλματα στους οδόντες του κοπήρα εξομαλύνονται από τους υπόλοιπους οδόντες κατά την διαδικασία της κοπής.

Broaching - Κοπή οδοντώσεων με αφαίρεση υλικού

Αυτή η μέθοδος χρησιμοποιείται συνήθως στην κατασκευή οδοντωτών τροχών με εσωτερική οδόντωση. Για την κατασκευή του οδοντωτού τροχού χρησιμοποιείται ένα ειδικό γλύφανο με κοπήρες σε σειρά που έχουν το σχήμα του διάκενου. Επειδή το γλύφανο σύρεται σε όλη την επιφάνεια ταυτόχρονα, η μέθοδος αυτή εξασφαλίζει μεγάλη ταχύτητα κατεργασίας.

Die casting - Χύτευση τροχών υπό πίεση

Σε αυτή την μέθοδο οι οδοντωτοί τροχοί κατασκευάζονται με χύτευση σε κατάλληλα διαμορφωμένες μήτρες και η χύτευση γίνεται με πίεση. Επειδή η ακρίβεια κατασκευής του καλουπιού και η μεταβολές του οδοντωτού τροχού λόγω συστολών επηρεάζουν την ποιότητα του τελικού προϊόντος, απαιτούνται διεργασίες αποπεράτωσης οι οποίες όμως ανεβάζουν το κόστος παραγωγής. Για τον λόγο αυτό η μέθοδος προτιμάται για την παραγωγή μεγάλου αριθμού οδοντωτών τροχών χαμηλότερης ποιότητας.

Extruding - Έλαση-διέλαση οδοντωτών τροχών

Όταν η κατασκευή των οδοντωτών τροχών γίνεται με ψυχρή έλαση, το μέταλλο εφελκύεται μέσα από διαφορετικού μεγέθους μήτρες και το τελικό προϊόν είναι ένας οδοντωτός τροχός πολύ μεγάλου πλάτους. Από αυτόν κόβονται πολλοί οδοντωτοί τροχοί μικρότερου πλάτους αλλά ίδιου αριθμού οδόντων και ίδιου modul. Όταν η κατασκευή γίνεται με διέλαση, το θερμό μέταλλο ωθείται με χρήση πρέσας να διέλθει από την μήτρα η οποία θα δώσει το σχήμα στον οδοντωτό τροχό. Οι οδοντωτοί τροχοί που είναι κατασκευασμένοι με αυτήν την μέθοδο έχουν πολύ καλές μηχανικές ιδιότητες και επιτυγχάνουν μεγάλη ακρίβεια στις διαστάσεις.

Sintering - Κονεομεταλλουργία

Για την κατασκευή με αυτή την μέθοδο, τοποθετείται σε καλούπι που έχει το σχήμα του οδοντωτού τροχού, μεταλλική πούδρα η οποία συμπιέζεται από πρέσα και έπειτα για να αποκτήσει την απαιτούμενη αντοχή οδηγείται σε κλίβανο όπου θερμαίνεται. Οι οδοντωτοί τροχοί που παράγονται με αυτή την μέθοδο έχουν ικανοποιητική ακρίβεια.

Injection molding - Εκβολή πλαστικού

Σε αυτήν την μέθοδο, θερμό πλαστικό εκχύεται υπό πίεση σε καλούπια κατασκευασμένα έχοντας λάβει υπόψη την επίδραση συστολής-διαστολής του υλικού από το οποίο κατασκευάζεται ο οδοντωτός τροχός. Το κύριο πλεονέκτημα της μεθόδου είναι ότι ο οδοντωτός τροχός δεν χρειάζεται διαδικασία αποπεράτωσης γιατί η αποδιδόμενη επιφάνεια είναι αρκετά ποιοτική.

6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΤΡΟΧΟΥ (ΠΙΝΙΟΝ)

ΓΕΝΙΚΑ

Στο κεφάλαιο αυτό θα υπολογιστούν οι διαστάσεις και οι δυνάμεις που ασκούνται στον κινητήριο τροχό (πινιόν). Το πινιόν θα είναι κατασκευασμένο με διπλό οδοντωτό τροχό με κεκλιμένη οδόντωση, όπως φαίνεται στην Εικ. 6.1 . Το υλικό που θα χρησιμοποιηθεί για την κατασκευή του πινιόν είναι βελτιωμένος χάλυβας 34CrNiMo6. Για τους παρακάτω υπολογισμούς ακολουθούνται οι μέθοδοι που αναφέρονται στα Βιβλία Ι. Κ. Στεργίου “Στοιχεία Μηχανών Ι και ΙΙ”.



Εικόνα 6.1

6.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΑΡΧΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΙΟΥ ΤΡΟΧΟΥ (ΠΙΝΙΟΝ)

Διάμετρος αρχικού κύκλου ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου όπου εφάπτεται ο ένας κύλινδρος πάνω στον άλλο.

Επειδή δεν έχουμε συγκεκριμένη διάμετρο του άξονα που θα τοποθετηθεί το πινιόν, αλλά ούτε και συγκεκριμένο μήκος των αξόνων, η διάμετρος d_1 του κινητήριου τροχού (πινιόν) δίνεται από την σχέση:

$$d_1 = \frac{20.500}{\sigma_{HI}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot \sigma_{HI}}{\psi_d \cdot n_1} \cdot \frac{u + 1}{u}} \quad (6.1)$$

Όπου: σ_{HI} = αντοχή της κατατομής του οδόντα σε πίεση επιφανείας σε N/mm^2 , συναρτήσει του υλικού.

$$\sigma_{HI} = 630 N/mm^2$$

Και P_1 = Ισχύς προς μεταφορά από τον κινητήριο τροχό (πινιόν).

Για να υπολογίσουμε την ισχύ στην είσοδο του μειωτήρα θα πρέπει να γνωρίζουμε την ισχύ στην έξοδο του, συν τις απώλειες του. Η ισχύς στην έξοδο του είναι γνωστή από υπολογισμό σε προηγούμενο κεφάλαιο και ισούται με:

$$W_G = 3,06 MW$$

Απώλειες έχουμε δύο ειδών και αυτές είναι:

- Στους οδοντωτούς τροχούς: $\eta_z = 0,99$
- Στα έδρανα, ανά ζεύγος εδράνων: $\eta_L = 0,97$

Για τον υπολογισμό της ισχύος θα έχουμε:

$$W_R = \frac{W_G}{(\eta_z \cdot \eta_L \cdot \eta_L)} = \frac{3,06^{MW}}{(0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,97)} = 3,29 MW \quad (6.2)$$

Οπότε η ισχύς $P_1 = W_r = 3,29 MW = 3.290 KW$

6.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΧΕΣΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

Έχουμε ως δεδομένο τον αριθμό στροφών του στροβίλου που είναι 8000 RPM και τον αριθμό στροφών της γεννήτριας που είναι 3000 RPM. Για το υπολογισμό της σχέσης μετάδοσης θα χρειαστούμε τον αριθμό στροφών του πινιόν, το οποίο δέχεται κίνηση από τον άξονα του στροβίλου, και τον επιθυμητό αριθμό στροφών του τροχού εξόδου, ο οποίος δίνει κίνηση στην γεννήτρια.

1. Αριθμός στροφών του κινητήριου τροχού (πινιόν):

$$n_1 = 8.000 \text{ rpm}$$

2. Επιθυμητός αριθμός στροφών τροχού εξόδου:

$$n_2 = 3.000 \text{ rpm}$$

$$u = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{8.000 \text{ rpm}}{3.000 \text{ rpm}} = \mathbf{2,66} \quad (6.3)$$

Όπου: ψ_d = Λόγος πλάτους οδόντα προς διάμετρο τροχού.

Στην συγκεκριμένη εφαρμογή έχουμε: $u = 2,66$, ποιότητα οδόντωσης 5.

$$\psi_d = b_1/d_1 = 1,37 \quad (6.4)$$

Οπότε από την σχέση έχουμε:

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{20.500}{630 \text{ N/mm}^2} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{3.290 \text{ kW} \cdot 630 \text{ N/mm}^2}{1,37 \cdot 8.000 \text{ rpm}} \cdot \frac{2,66 + 1}{2,66} \right)} \\ &= 32,54 \cdot \sqrt[3]{189,11 \cdot 1,375} = 32,54 \cdot 6,38 \\ &= \mathbf{207,6 \text{ mm}} \end{aligned} \quad (6.5)$$

6.3 ΑΡΙΘΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΝ

Λόγω μεγάλης περιφερειακής ταχύτητας ($u > 5 \text{ m/sec}$) επιλέγεται αριθμός δοντιών $z_1 = 20$.

6.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ MODUL ΣΤΗΝ ΜΕΤΩΠΙΚΗ ΤΟΜΗ

Modul ονομάζεται ο λόγος της αρχικής διαμέτρου προς τον αριθμό των οδόντων. Λόγω των κεκλιμένων οδόντων υπάρχει το μετωπικό modul (m_t) και το ακτινικό ή κάθετο modul (m_n).

Υπολογίζουμε το μετωπικό modul διαιρώντας την διάμετρο που υπολογίσαμε d_1 με τον αριθμό των δοντιών z_1 .

$$m_t = \frac{d_1}{z_1} = \frac{207,6^{\text{mm}}}{20} = 10,38 \text{ mm} \quad (6.6)$$

6.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΛΑΤΟΥΣ ΠΙΝΙΟΝ

Το πλάτος του πινιόν εκλέγεται ο μέσος όρος από τις σχέσεις:

$$b_1 = \psi_d \cdot d_1 = 1,37 \cdot 207,6^{\text{mm}} = \mathbf{284,41 \text{ mm}} \quad (6.7)$$

$$b_1 = \psi_m \cdot m_t = 31 \cdot 10,38^{\text{mm}} = \mathbf{321,78 \text{ mm}} \quad (6.8)$$

Λαμβάνεται $b_1 = 303 \text{ mm}$

Όπου το ψ_m εξαρτάται από την ποιότητα της οδόντωσης και την έδραση των αξόνων. Για άριστη ποιότητα οδόντωσης $\psi_m = 31$.

Επειδή αυτό είναι το συνολικό πλάτος του πινιόν, και επειδή χρησιμοποιούμε διπλό τροχό με αντίθετη κλίση οδόντων για την εξισορρόπηση των αξονικών δυνάμεων, θα υπολογίσουμε το πλάτος του ενός τροχού.

$$b_1 = \frac{303}{2} = \mathbf{151,5 \text{ mm}} \quad (6.9)$$

6.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΓΩΝΙΑΣ ΚΛΙΣΗΣ ΟΔΟΝΤΩΣΗΣ

Επειδή χρησιμοποιούμε οδοντωτούς τροχούς με κεκλιμένους οδόντες, πρέπει να υπολογιστεί και η γωνία κλίσης β .

$$\tan\beta \approx 3,5 \cdot \frac{m_t}{b_1} = 3,5 \cdot \frac{10,38^{\text{mm}}}{151,5^{\text{mm}}} = 0,24 \Rightarrow \beta \approx 13,49^\circ \quad (6.10)$$

Οπότε λαμβάνεται $\beta = 14^\circ$.

6.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΘΕΤΟΥ MODUL

Υπολογίζεται από την σχέση:

$$m_n = m_t \cdot \cos\beta = 10,38 \cdot \cos 14^\circ = \mathbf{10,07 \text{ mm}} \quad (6.11)$$

Αν το κάθετο modul δεν είναι τυποποιημένο και η απόσταση δεν είναι μεγάλη, μπορεί να επιλεγεί το αμέσως μικρότερο.

Επομένως λαμβάνεται $m_n = \mathbf{10 \text{ mm}}$.

Λόγω της στρογγυλοποίησης του κάθετου modul προκύπτει για το μετωπικό modul:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{10^{\text{mm}}}{\cos 14^\circ} = \mathbf{10,3 \text{ mm}} \quad (6.12)$$

Λόγω της αλλαγής στο κάθετο modul πρέπει να υπολογιστούν ξανά τα προηγούμενα μεγέθη.

6.8 ΕΠΑΝΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΛΑΤΟΥΣ ΠΙΝΙΟΝ

$$b_1 = \psi_d \cdot d_1 = 1,37 \cdot 207,6^{\text{mm}} = \mathbf{284,41 \text{ mm}} \quad (6.13)$$

$$b_1 = \psi_m \cdot m_t = 31 \cdot 10,3^{\text{mm}} = \mathbf{319,3 \text{ mm}} \quad (6.14)$$

$b_1 = \mathbf{302 \text{ mm}}$

Για λόγους ευκολίας στους υπολογισμούς και στην κατασκευή προτιμούμε $b_1 = \mathbf{300 \text{ mm}}$.

Επειδή αυτό είναι το συνολικό πλάτος του πινιόν, και επειδή χρησιμοποιούμε διπλό τροχό, θα υπολογίσουμε το πλάτος του ενός τροχού.

$$b_1 = \frac{300}{2} = \mathbf{150 \text{ mm}} \quad (6.15)$$

6.9 ΕΠΑΝΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΓΩΝΙΑΣ ΚΛΙΣΗΣ ΟΔΟΝΤΩΣΗΣ

$$\tan\beta \approx 3,5 \cdot \frac{m_t}{b_1} = 3,5 \cdot \frac{10,3^{\text{mm}}}{150^{\text{mm}}} = 0,24 \Rightarrow \beta \approx 13,51^\circ \quad (6.16)$$

Οπότε λαμβάνεται $\beta = 14^\circ$.

6.10 ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΑΡΧΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ

Από τον υπολογισμό των παραπάνω μεγεθών μπορεί να υπολογισθεί με μεγαλύτερη ακρίβεια η διάμετρος του κινητηρίου τροχού (πινιόν).

$$d_1 = z_1 \cdot \frac{m_n}{\cos\beta} = 20 \cdot \frac{10^{\text{mm}}}{\cos 14^\circ} = \mathbf{206,12 \text{ mm}} \quad (6.17)$$

6.11 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΡΟΠΗΣ ΣΤΡΕΨΗΣ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ

Για να υπολογίσουμε την διάμετρο του άξονα θα πρέπει να υπολογίσουμε την ροπή στρέψης που αυτός θα πρέπει να μεταφέρει. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$M_t = 9.550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9.550 \cdot \frac{3.290^{\text{KW}}}{8.000^{\text{rpm}}} = \mathbf{3.927,43 \text{ Nm}} \quad (6.18)$$

Άρα $M_t = \mathbf{3.928 \text{ Nm}}$

Έπειτα ελέγχουμε αν το πινιόν μπορεί να τοποθετηθεί στον άξονα με σφήνα. Για να γίνει αυτό πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε την διάμετρο του άξονα.

6.12 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ

Η διάμετρος d_{sh} του άξονα στον οποίο θα τοποθετηθεί το πινιόν υπολογίζεται από την σχέση:

$$d_{sh1} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (6.19)$$

Επειδή στην σχέση η ροπή στρέψης M_t πρέπει να έχει μονάδες Nmm θα πρέπει να γίνει η μετατροπή:

$$M_t = 3.928^{Nm} \cdot 10^3 = \mathbf{3.928.000 Nmm} \quad (6.20)$$

Για υλικό 34CrNiMo6 έχουμε:

$$\tau_{\varepsilon\pi} = 55 \text{ N/mm}^2$$

$$d_{sh1} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\varepsilon\pi}}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{3.928.000^{Nm}}{55 \text{ N/mm}^2}} = \mathbf{71,36 \text{ mm}} \quad (6.21)$$

Άρα $d_{sh} = \mathbf{72 \text{ mm}}$

Αυτή είναι η ελάχιστη διάμετρος του άξονα που απαιτείται για να μεταφερθεί με ασφάλεια η ροπή στρέψεως. Για να εξασφαλιστεί όμως η σωστή επαφή των οδόντων των οδοντωτών τροχών θα πρέπει να γίνει ο απαραίτητος έλεγχος του άξονα για παραμορφώσεις από δυνάμεις κάμψης, δηλαδή θα ελεγχθεί το βέλος κάμψης του άξονα.

6.12.1 Υπολογισμός μήκους άξονα εισόδου

Το μήκος του άξονα εισόδου (l), μεταξύ των στηρίξεων, θα είναι το άθροισμα των παρακάτω αποστάσεων:

- b_1 = το συνολικό πλάτος των οδοντωτών τροχών $b_1 = 300 \text{ mm}$
- $\frac{b}{2}$ = το μισό πλάτος του κάθε εδράνου. Επιλέγεται $b = 85 \text{ mm}$, άρα $\frac{b}{2} = 42,5 \text{ mm}$.
- δ = το διάκενο ανάμεσα σε οδοντωτό τροχό και έδρανο. Επιλέγεται $\delta = 27,5 \text{ mm}$

$$l = b_1 + b + 2\delta = 300^{\text{mm}} + 85^{\text{mm}} + 2 \cdot 27,5^{\text{mm}} = \mathbf{440 \text{ mm}} \quad (6.22)$$

6.12.2 Υπολογισμός του επιτρεπόμενου μέγιστου βέλους κάμψης

Για να είναι αποδεκτό το βέλος κάμψης, και να μην έχουμε παραμορφώσεις, πρέπει να ισχύει η σχέση:

$$f < f_{\max} = \frac{0,3 \cdot l}{1.000} \quad (6.23)$$

Όπου έχουμε:

- f = το βέλος κάμψης του άξονα
- f_{\max} = το μέγιστο επιτρεπόμενο βέλος κάμψης
- l = το μήκος του άξονα

$$f_{\max} = \frac{0,3 \cdot l}{1.000} = \frac{0,3 \cdot 440^{\text{mm}}}{1.000} = \mathbf{0,132 \text{ mm}} \quad (6.24)$$

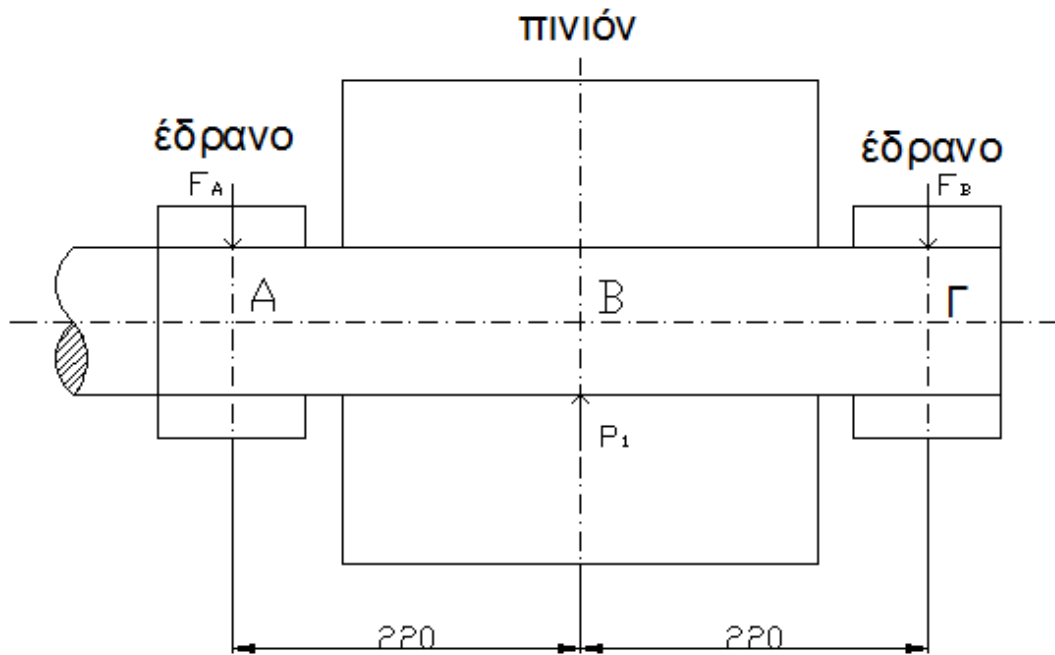
6.12.3 Υπολογισμός του βέλους κάμψης

Για τον υπολογισμό του βέλους κάμψης f στο μέσο του άξονα ισχύει η σχέση:

$$f = \frac{P_1 \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_b} \quad (6.25)$$

Όπου έχουμε:

- f = είναι το βέλος κάμψης που προκαλεί η δύναμη P_1 σε mm.
- P_1 = είναι η δύναμη η οποία ασκείται από το πινιόν στον τροχό εξόδου.
- l = είναι η απόσταση μεταξύ των στηρίξεων.
- E = είναι το μέτρο ελαστικότητας του υλικού της ατράκτου. Για χάλυβα είναι $E = 210.000 \text{ N/mm}^2$
- I_b = είναι η ροπή αδράνειας της αντίστοιχης διατομής σε mm^4 . Για κυκλική διατομή ισχύει: $I_b = 0,05 \cdot d^4$



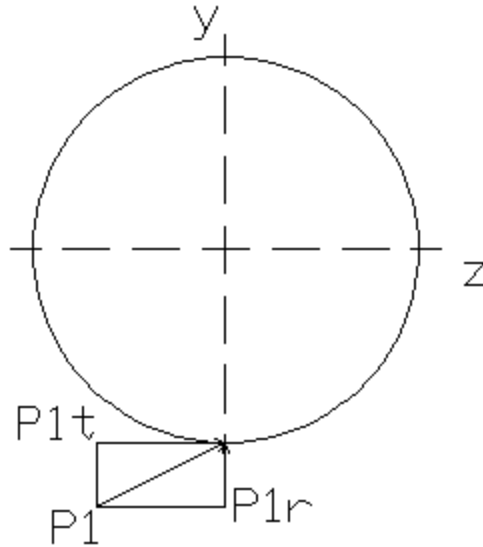
Σχήμα 6.1

Η δύναμη P_1 είναι η δύναμη η οποία ασκείται από το πινιόν στον τροχό εξόδου, όπως φαίνεται στο Σχ. 6.1. Η δύναμη αυτή αναλύεται σε περιφερειακή συνιστώσα P_{1t} και την ακτινική συνιστώσα P_{1r} όπως φαίνονται και στο Σχ. 6.2. Με βάση τους γνωστούς κανόνες της τριγωνομετρίας υπολογίζουμε τις δυνάμεις. Η γωνία επαφής α_n στην κάθετη τομή είναι ίση με 20° .

$$P_{1t} = \frac{2 \cdot Mt}{d} = \frac{2 \cdot 3.928^{\text{Nm}}}{0,20612\text{m}} = \mathbf{38.113,72 \text{ N}} \quad (6.26)$$

$$P_1 = \frac{P_{1t}}{\cos \alpha_n} = \frac{38.113,72^{\text{N}}}{\cos 20^\circ} = \mathbf{40.559,77 \text{ N}} \quad (6.27)$$

$$P_{1r} = P_{1t} \cdot \tan \alpha_n = 38.113,72^{\text{N}} \cdot \tan 20^\circ = \mathbf{13.872,26 \text{ N}} \quad (6.28)$$



Σχήμα 6.2

6.12.4 Υπολογισμός δυνάμεων στις στηρίξεις

Οι δυνάμεις F_A και F_B είναι οι αντιδράσεις στις στηρίξεις και δίνονται από τις σχέσεις:

$$F_A = \frac{P_1 \cdot l_1}{l} = \frac{40.559,77^{\text{N}} \cdot 220^{\text{mm}}}{440^{\text{mm}}} = \mathbf{20.279,885 \text{ N}} \quad (6.29)$$

$$F_B = \frac{P_1 \cdot l_2}{l} = \frac{40.559,77^{\text{N}} \cdot 220^{\text{mm}}}{440^{\text{mm}}} = \mathbf{20.279,885 \text{ N}} \quad (6.30)$$

Αφού υπολογίστηκαν όλα τα απαιτούμενα μεγέθη, θα υπολογιστεί και το βέλος κάμψης στο μέσο.

$$f = \frac{P_1 \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_b} = \frac{40.559,77^{\text{N}} \cdot (440^{\text{mm}})^3}{48 \cdot 210.000^{\text{N/mm}^2} \cdot 0,05 \cdot (72^{\text{mm}})^4} = \mathbf{0,25} \quad (6.31)$$

Το βέλος κάμψης στο μέσο που υπολογίσαμε αποτελεί και το συνολικό βέλος κάμψης, γιατί η δύναμη P_1 ασκείται στο μέσο και οι δυνάμεις στις στηρίξεις είναι ίσες.

Το βέλος κάμψης $f = 0,25 \text{ mm}$ είναι μεγαλύτερο από το μέγιστο επιτρεπόμενο βέλος κάμψης $f_{\text{max}} = 0,132 \text{ mm}$, αυτό θα έχει σαν αποτέλεσμα οι οδοντωτοί τροχοί να μην έχουν σωστή συνεργασία μεταξύ τους.

Για να αντιμετωπιστεί αυτό το πρόβλημα θα πρέπει να αυξηθεί η διάμετρος του άξονα και να γίνει $d_{\text{sh1}} = \mathbf{85 \text{ mm}}$.

Αφού αλλάξαμε την διάμετρο θα πρέπει να υπολογιστεί εκ νέου το βέλος κάμψης:

$$f = \frac{P_1 \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_b} = \frac{40.559,77^N \cdot (440^{\text{mm}})^3}{48 \cdot 210.000^{\text{N/mm}^2} \cdot 0,05 \cdot (85^{\text{mm}})^4} = \mathbf{0,131 \text{ mm}} \quad (6.32)$$

Το βέλος κάμψης $f= 0,131 \text{ mm}$ είναι μικρότερο από το μέγιστο επιτρεπόμενο βέλος κάμψης $f_{\text{max}}= 0,132 \text{ mm}$, οπότε με $d_{\text{sh1}}=85 \text{ mm}$ θα έχουμε σωστή συνεργασία των οδοντωτών τροχών.

6.13 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΟΠΟΘΕΤΗΣΗΣ ΤΟΥ ΠΙΝΙΟΝ ΣΤΟΝ ΑΞΟΝΑ ΜΕ ΣΦΗΝΑ

Αφού υπολογίσαμε την διάμετρο του άξονα, πρέπει να υπολογίσουμε και την ελάχιστη διάμετρο του πινιόν που απαιτείται για την τοποθέτηση με σφήνα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$d_{\text{min}} = \frac{1,8 \cdot d_{\text{sh1}} \cdot z_1}{z_1 - 2,5} = \frac{1,8 \cdot 85^{\text{mm}} \cdot 20}{20 - 2,5} = \mathbf{174,85 \text{ mm}} \quad (6.33)$$

Η διάμετρος $d_1= 206,12 \text{ mm}$ είναι μεγαλύτερη από την διάμετρο $d_{\text{min}}= 174,85\text{mm}$, οπότε επαρκεί για την τοποθέτηση του πινιόν με σφήνα στον άξονα.

6.14 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΕΡΙΦΕΡΕΙΑΚΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

Για να υπάρχει στους δύο τροχούς συνεχής επαφή με κύλιση, χωρίς ολίσθηση, πρέπει να υπολογιστεί η περιφερειακή ταχύτητα τους. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$u_1 = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{0,20612^{\text{m}} \cdot 3,14 \cdot 8.000^{\text{rpm}}}{60} = \mathbf{86,29 \text{ m/s}} \quad (6.34)$$

6.15 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΒΗΜΑΤΟΣ

Βήμα ονομάζεται η απόσταση μεταξύ δύο οδόντων και μετράται σαν τόξο πάνω στον αρχικό κύκλο. Υπάρχει το μετωπικό βήμα (p_t) και το κάθετο βήμα (p_n). Υπολογίζονται ως εξής:

$$p_t = m_t \cdot \pi = 10,3^{\text{mm}} \cdot 3,14 = \mathbf{32,34 \text{ mm}} \quad (6.35)$$

$$p_n = m_n \cdot \pi = 10^{\text{mm}} \cdot 3,14 = \mathbf{31,4 \text{ mm}} \quad (6.36)$$

6.16 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΕΠΑΦΗΣ

Εκτός από την γωνία κλίσης β υπάρχει και η γωνία επαφής α , η οποία είναι η γωνία με την οποία εφάπτονται οι οδοντωτοί τροχοί όταν εργάζονται. Επειδή έχουμε κεκλιμένους οδόντες, υπάρχει η γωνία επαφής α_n στην κάθετη τομή και η γωνία α_t στην μετωπική τομή. Συνδέονται με την σχέση $\cos\beta = \frac{\tan\alpha_n}{\tan\alpha_t}$.

Η γωνία $\alpha_n = 20^\circ$. Οπότε από την σχέση έχουμε:

$$\begin{aligned} \cos\beta &= \frac{\tan\alpha_n}{\tan\alpha_t} \Rightarrow \tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} = \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ} = 0,375 \Rightarrow \alpha_t \\ &= \mathbf{20,55^\circ} \end{aligned} \quad (6.37)$$

6.17 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΥΡΙΟΤΕΡΩΝ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΩΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ (ΠΙΝΙΟΝ)

6.17.1 Διάμετρος βασικού κύκλου

Υπολογίζεται από την σχέση:

$$d_{b1} = z_1 \cdot \frac{m_n \cdot \cos\alpha_t}{\cos\beta} = 20 \cdot \frac{10^{\text{mm}} \cdot \cos 20,55^\circ}{\cos 14^\circ} = \mathbf{193 \text{ mm}} \quad (6.38)$$

6.17.2 Διάμετρος κύκλου κεφαλής

Ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εξωτερικά τους οδόντες. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$d_{a1} = m_n \cdot \left(\frac{z_1}{\cos\beta} + 2 \right) = 10^{\text{mm}} \cdot \left(\frac{20}{\cos 14^\circ} + 2 \right) = 10^{\text{mm}} \cdot 22,61$$

$$= \mathbf{226,1 \text{ mm}} \quad (6.39)$$

6.17.3 Διάμετρος κύκλου πόδα

Ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εσωτερικά τους οδόντες. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$d_{f1} = d - 2 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m_n = 206,12^{\text{mm}} - 2,5 \cdot 10^{\text{mm}}$$

$$= \mathbf{181,12 \text{ mm}} \quad (6.40)$$

6.17.4 Ύψος κεφαλής

Ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου κεφαλής. Λαμβάνεται ίσο με το modul.

$$h_a = m_n = \mathbf{10 \text{ mm}} \quad (6.41)$$

6.17.5 Ύψος πόδα

Ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου πόδα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$h_f = 1,25 m = 1,25 \cdot 10^{\text{mm}} = \mathbf{12,5 \text{ mm}} \quad (6.42)$$

6.17.6 Χάρη κεφαλής

Είναι η χάρη ανάμεσα στον κύκλο κεφαλής και κύκλο πόδα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$c = 0,25 m = 0,25 \cdot 10^{\text{mm}} = \mathbf{2,5 \text{ mm}} \quad (6.43)$$

6.17.7 Ύψος οδόντα

Είναι το άθροισμα του ύψους κεφαλής και του ύψους πόδα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$h = h_a + h_f = 10^{\text{mm}} + 12,5^{\text{mm}} = \mathbf{22,5 \text{ mm}} \quad (6.44)$$

6.17.8 Πάχος οδόντων

Το πάχος των οδόντων s και το διάκενο e εξαρτώνται από την κατεργασία των οδόντων. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$s = p_n - e = 31,4^{\text{mm}} - 16,09^{\text{mm}} = \mathbf{15,31 \text{ mm}} \quad (6.45)$$

Για κατεργασμένους οδόντες ισχύει:

$$e = \frac{41}{80} \cdot p_n = \frac{41}{80} \cdot 31,4^{\text{mm}} = \mathbf{16,09 \text{ mm}} \quad (6.46)$$

6.18 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΛΗΜΝΗΣ ΤΟΥ ΠΙΝΙΟΝ

Επειδή το πινιόν έχει μικρή αρχική διάμετρο θα κατασκευαστεί ολόσωμο χωρίς βραχίονες.

6.18.1 Πάχος πλήμνης

Το πάχος της πλήμνης του πινιόν υπολογίζεται από την σχέση:

$$S_n = 0,3 \cdot d_{sh} + 1 = 0,3 \cdot 8,5^{\text{cm}} + 1 = \mathbf{3,55 \text{ cm} = 35,5 \text{ mm}} \quad (6.47)$$

6.18.2 Μήκος πλήμνης

Το μήκος της πλήμνης του πινιόν υπολογίζεται από την σχέση:

$$l_n > 1,5 \cdot d_{sh} = 1,5 \cdot 85^{\text{mm}} = \mathbf{127,5 \text{ mm}} \quad (6.48)$$

6.19 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΙΔΡΑΣΕΩΝ ΣΤΗΡΙΞΕΩΣ ΚΑΙ ΚΑΜΠΤΙΚΩΝ ΡΟΠΩΝ

Επειδή οι δυνάμεις ασκούνται σε δύο επίπεδα, το επίπεδο (x,y) και το επίπεδο (x,z) , θα γίνει υπολογισμός και για τις δύο αυτές περιπτώσεις.

Λόγω της κεκλιμένης οδόντωσης υπάρχουν και αξονικές δυνάμεις οι οποίες όμως δεν λαμβάνονται υπόψη γιατί αλληλοεξουδετερώνονται από την διπλή οδόντωση.

6.19.1 Αντιδράσεις στηρίξεων και καμπτικών ροπών για το επίπεδο (x,y)

Στο επίπεδο (x,y) ασκείται στον άξονα η δύναμη P_{1r} από το πινίον και οι δυνάμεις F_{Ar} , F_{Br} από τα έδρανα. Τα διαγράμματα των δυνάμεων και των ροπών που ασκούνται στο επίπεδο (x,y) απεικονίζονται στο Σχ. 6.3.

6.19.1.1 Αντιδράσεις στηρίξεων – διάγραμμα Q

Η δύναμη P_{1r} ασκείται στο μέσο του άξονα, οπότε οι αντιδράσεις στις στηρίξεις ισούνται με το μισό της δύναμης, δηλαδή:

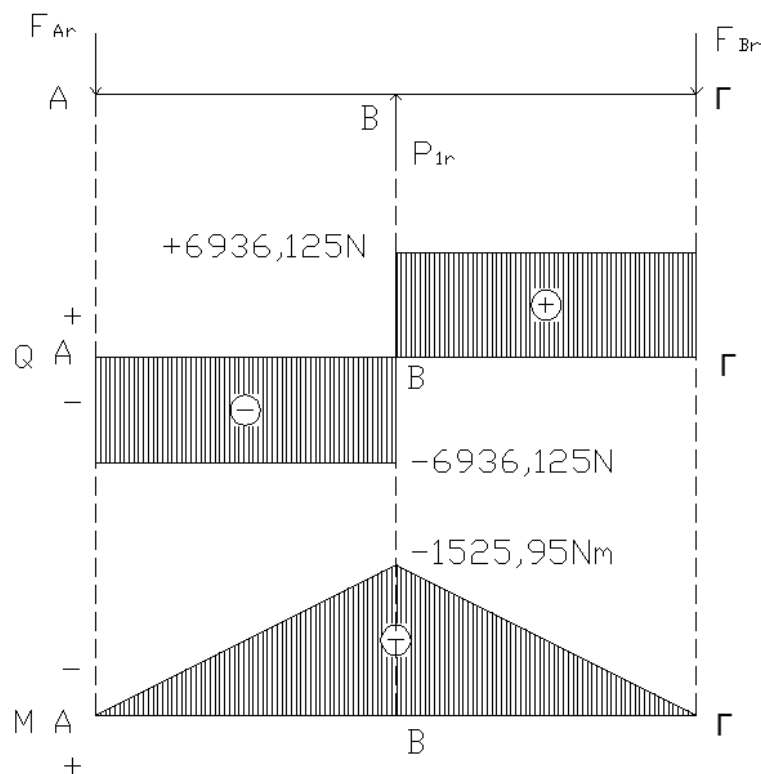
$$F_{Ar} = F_{Br} = \frac{P_{1r}}{2} = \frac{13.872,25^N}{2} = 6.936,125 \text{ N} \quad (6.49)$$

6.19.1.2 Υπολογισμός καμπτικών ροπών – διάγραμμα M

Σημείο A: $M_A = 0$

Σημείο B: $M_B = F_{Ar} \cdot l_A = -6.936,125^N \cdot 0,22^m = -1.525,95^Nm$ (6.50)

Σημείο Γ: $M_\Gamma = 0$



Σχήμα 6.3

6.19.2 Αντιδράσεις στηρίξεων και καμπτικών ροπών για το επίπεδο (x,z)

Στο επίπεδο (x,z) ασκείται στον άξονα η δύναμη P_{1t} από το πινίον και οι δυνάμεις F_{At}, F_{Bt} από τα έδρανα. Τα διαγράμματα των δυνάμεων και των ροπών που ασκούνται στο επίπεδο (x,z) απεικονίζονται στο Σχ. 6.4.

6.19.2.1 Αντιδράσεις στηρίξεων – διάγραμμα Q

Η δύναμη P_{1t} ασκείται στο μέσο του άξονα, οπότε οι αντιδράσεις στις στηρίξεις ισούνται με το μισό της δύναμης, δηλαδή:

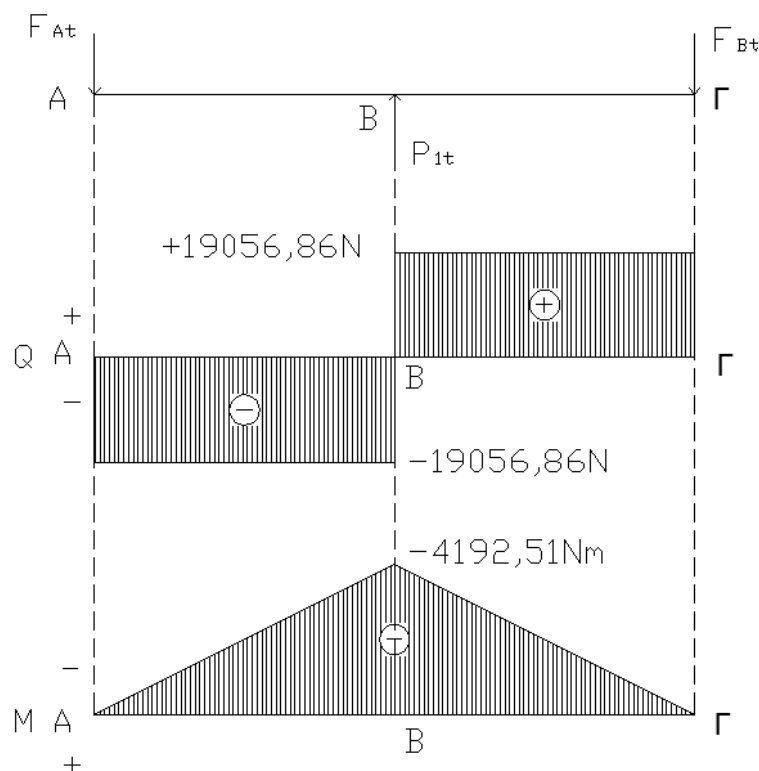
$$F_{At} = F_{Bt} = \frac{P_{1t}}{2} = \frac{38.113,72^{\text{N}}}{2} = \mathbf{19.056,86\text{N}} \quad (6.51)$$

6.19.2.2 Υπολογισμός καμπτικών ροπών – διάγραμμα M

Σημείο A: $M_A = 0$

Σημείο B: $M_B = F_{At} \cdot l_A = -19.056,86^{\text{N}} \cdot 0,22^{\text{m}} = -4.192,51^{\text{Nm}}$ (6.52)

Σημείο Γ: $M_{\Gamma} = 0$



Σχήμα 6.4

6.20 ΜΕΓΙΣΤΗ ΚΑΜΠΤΙΚΗ ΡΟΠΗ ΣΤΗΝ ΘΕΣΗ Β

Η μέγιστη καμπτική ροπή στη θέση Β προκύπτει με σύνθεση των δυνάμεων που υπολογίστηκαν στα επίπεδα (x,y) και (x,z).

$$\begin{aligned} M_{B(\max)} &= \sqrt{M_{B(x,y)}^2 + M_{B(x,z)}^2} \\ &= \sqrt{(-1.595,25\text{Nm})^2 + (-4.192,51\text{Nm})^2} \\ &= \mathbf{4.485,75\text{ Nm}} \end{aligned} \tag{6.53}$$

7. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΤΡΟΧΟΥ ΕΞΟΔΟΥ

ΓΕΝΙΚΑ

Στο κεφάλαιο αυτό θα υπολογιστούν οι διαστάσεις και οι δυνάμεις που ασκούνται στον τροχό εξόδου. Ο τροχός εξόδου θα είναι κατασκευασμένος με διπλό οδοντωτό τροχό με κεκλιμένη οδόντωση. Το υλικό που θα χρησιμοποιηθεί για την κατασκευή του τροχού εξόδου είναι βελτιωμένος χάλυβας 34CrNiMo6.

7.1 ΑΡΙΘΜΟΣ ΔΟΝΤΙΩΝ ΤΡΟΧΟΥ ΕΞΟΔΟΥ

Επειδή γνωρίζουμε τον αριθμό δοντιών του πινιόν και την σχέση μετάδοσης, υπολογίζουμε τον αριθμό δοντιών του τροχού εξόδου από την σχέση:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 20 \cdot 2,66 = \mathbf{53,2} \quad (7.1)$$

Επιλέγεται $z_2 = 53$ γιατί το πινιόν έχει ζυγό αριθμό δοντιών, οπότε ο τροχός εξόδου πρέπει να έχει μονό αριθμό δοντιών.

$$\text{Άρα } i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{53}{20} = 2,65 \quad (7.2)$$

Επειδή υπάρχει αυτή η μικρή αλλαγή στην σχέση μετάδοσης, θα υπολογιστούν ξανά οι στροφές εξόδου.

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{8.000^{\text{rpm}}}{2,65} = \mathbf{3.019 \text{ rpm}} \quad (7.3)$$

7.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΑΡΧΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΤΡΟΧΟΥ ΕΞΟΔΟΥ

Διάμετρος αρχικού κύκλου ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου όπου εφάπτεται ο ένας κύλινδρος πάνω στον άλλο. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$d_2 = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos\beta} = 53 \cdot \frac{10^{\text{mm}}}{\cos 14^\circ} = \mathbf{546,22 \text{ mm}} \quad (7.4)$$

7.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΡΟΠΗΣ ΣΤΡΕΨΗΣ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΕΞΟΔΟΥ

Για να υπολογίσουμε την διάμετρο του άξονα θα πρέπει να υπολογίσουμε την ροπή στρέψης που αυτός θα πρέπει να μεταφέρει. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$M_t = 9.550 \cdot \frac{P_2}{n_2} \quad (7.5)$$

Η ισχύς P_2 είναι η ισχύς στην έξοδο του μειωτήρα. Από υπολογισμό σε προηγούμενο κεφάλαιο έχουμε:

$$P_2 = W_G = 3,06 \text{ MW} = 3.060 \text{ KW}$$

$$M_t = 9.550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9.550 \cdot \frac{3.060^{\text{KW}}}{3.019^{\text{rpm}}} = \mathbf{9.679,7 \text{ Nm}}$$

$$= \mathbf{9.680 \text{ Nm}} \quad (7.6)$$

Έπειτα ελέγχουμε αν ο τροχός εξόδου μπορεί να τοποθετηθεί στον άξονα με σφήνα. Για να γίνει αυτό πρέπει πρώτα να υπολογίσουμε την διάμετρο του άξονα.

7.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΕΞΟΔΟΥ

Η διάμετρος d_{sh} του άξονα στον οποίο θα τοποθετηθεί ο τροχός εξόδου υπολογίζεται από την σχέση:

$$d_{sh2} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (7.7)$$

Επειδή στην σχέση η ροπή στρέψης M_t πρέπει να έχει μονάδες Nmm θα πρέπει να γίνει η μετατροπή:

$$M_t = 9.680^{\text{Nm}} \cdot 10^3 = \mathbf{9.680.000 \text{ Nmm}} \quad (7.8)$$

Για υλικό 34CrNiMo6 έχουμε: $t_{\varepsilon\pi} = 55 \text{ N/mm}^2$

$$d_{sh2} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\varepsilon\pi}}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{9.680.000 \text{ Nmm}}{55 \text{ N/mm}^2}} = \mathbf{96,39 \text{ mm}}$$
$$= \mathbf{97 \text{ mm}} \quad (7.9)$$

Αυτή είναι η ελάχιστη διάμετρος του άξονα που απαιτείται για να μεταφερθεί με ασφάλεια η ροπή στρέψεως. Για να εξασφαλιστεί όμως η σωστή επαφή των οδόντων των οδοντωτών τροχών θα πρέπει να γίνει ο απαραίτητος έλεγχος του άξονα για παραμορφώσεις από δυνάμεις κάμψης, δηλαδή να ελεγχθεί το βέλος κάμψης του άξονα.

7.4.1 Υπολογισμός μήκους άξονα εξόδου

Το μήκος του άξονα εισόδου (l), μεταξύ των στηρίξεων, θα είναι το άθροισμα των παρακάτω αποστάσεων:

- b_1 = το συνολικό πλάτος των οδοντωτών τροχών $b_1 = 300 \text{ mm}$
- $\frac{b}{2}$ = το μισό πλάτος του κάθε εδράνου. Επιλέγεται $b = 97 \text{ mm}$, άρα $\frac{b}{2} = 48,5 \text{ mm}$.
- δ = το διάκενο ανάμεσα σε οδοντωτό τροχό και έδρανο. Επιλέγεται $\delta = 26,5 \text{ mm}$

$$l = b_1 + b + 2\delta = 300^{\text{mm}} + 97^{\text{mm}} + 2 \cdot 26,5^{\text{mm}} = \mathbf{450 \text{ mm}} \quad (7.10)$$

7.4.2 Υπολογισμός του επιτρεπόμενου μέγιστου βέλους κάμψης

Για να είναι αποδεκτό το βέλος κάμψης, και να μην έχουμε παραμορφώσεις, πρέπει να ισχύει η σχέση:

$$f < f_{\max} = \frac{0,3 \cdot l}{1.000} \quad (7.11)$$

Όπου έχουμε:

- f = το βέλος κάμψης του άξονα
- f_{\max} = το μέγιστο επιτρεπόμενο βέλος κάμψης
- l = το μήκος του άξονα

$$f_{\max} = \frac{0,3 \cdot l}{1.000} = \frac{0,3 \cdot 450^{\text{mm}}}{1.000} = \mathbf{0,135 \text{ mm}} \quad (7.12)$$

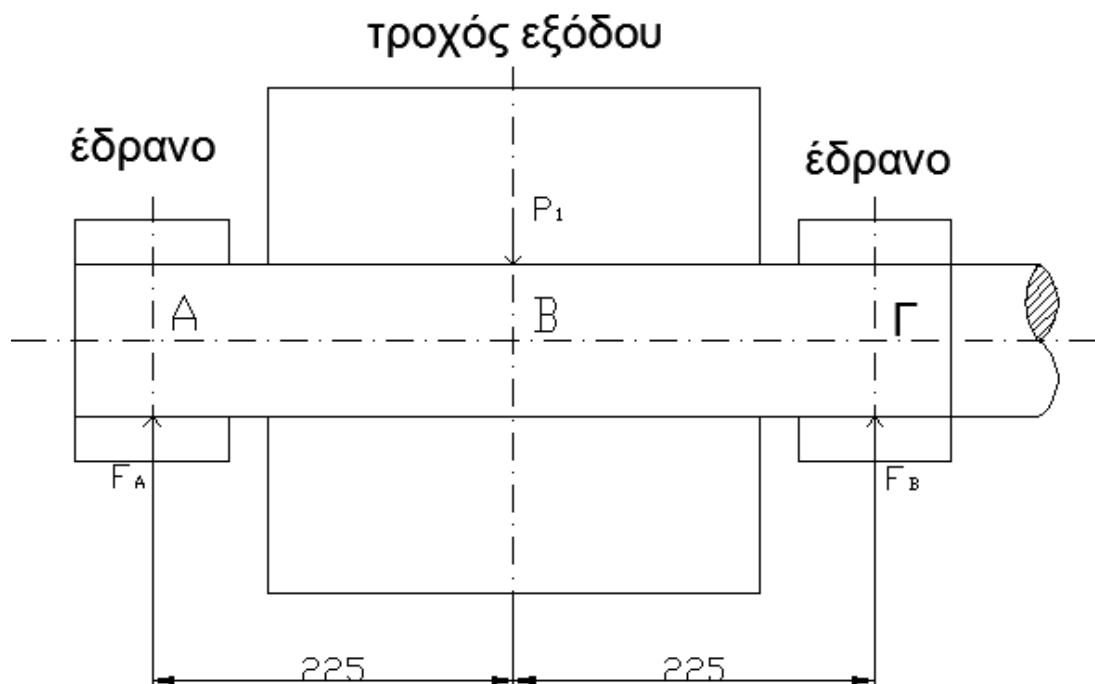
7.4.3 Υπολογισμός του βέλους κάμψης

Για τον υπολογισμό του βέλους κάμψης f στο μέσο του άξονα ισχύει η σχέση:

$$f = \frac{P_1 \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_b} \quad (7.13)$$

Όπου έχουμε:

- f = είναι το βέλος κάμψης που προκαλεί η δύναμη P_1 σε mm.
- P_1 = είναι η δύναμη η οποία ασκείται από τον τροχό εξόδου στο πινιόν.
- l = είναι η απόσταση μεταξύ των στηρίξεων.
- E = είναι το μέτρο ελαστικότητας του υλικού της ατράκτου. Για χάλυβα είναι $E = 210.000 \text{ N/mm}^2$
- I_b = είναι η ροπή αδράνειας της αντίστοιχης διατομής σε mm^4 . Για κυκλική διατομή ισχύει: $I_b = 0,05 \cdot d^4$



Σχήμα 7.1

7.4.4 Υπολογισμός δυνάμεων στις στηρίξεις

Οι δυνάμεις F_A και F_B δίνονται από τις σχέσεις:

$$F_A = \frac{P_1 \cdot l_1}{l} = \frac{40.559,77^{\text{N}} \cdot 225^{\text{mm}}}{450^{\text{mm}}} = 20.279,885 \text{ N} \quad (7.14)$$

$$F_B = \frac{P_1 \cdot l_2}{l} = \frac{40.559,77^{\text{N}} \cdot 225^{\text{mm}}}{450^{\text{mm}}} = 20.279,885 \text{ N} \quad (7.15)$$

Αφού υπολογίστηκαν όλα τα απαιτούμενα μεγέθη, θα υπολογιστεί και το αντίστοιχο βέλος κάμψης.

$$f = \frac{P_1 \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_b} = \frac{40.559,77^N \cdot (450^{\text{mm}})^3}{48 \cdot 210.000^{\text{N/mm}^2} \cdot 0,05 \cdot (97^{\text{mm}})^4} = \mathbf{0,083^{\text{mm}}} \quad (7.16)$$

Το βέλος κάμψης στο μέσο που υπολογίσαμε αποτελεί και το συνολικό βέλος κάμψης, γιατί η δύναμη P_1 ασκείται στο μέσο και οι δυνάμεις στις στηρίξεις είναι ίσες, όπως φαίνεται στο Σχ. 7.1.

Το βέλος κάμψης $f = 0,083 \text{ mm}$ είναι μικρότερο από το μέγιστο επιτρεπόμενο βέλος κάμψης $f_{\text{max}} = 0,135 \text{ mm}$, αυτό θα έχει σαν αποτέλεσμα οι οδοντωτοί τροχοί να έχουν σωστή συνεργασία μεταξύ τους.

7.5 ΕΛΕΓΧΟΣ ΤΟΠΟΘΕΤΗΣΗΣ ΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ ΕΞΟΔΟΥ ΣΤΟΝ ΑΞΟΝΑ ΜΕ ΣΦΗΝΑ

Αφού υπολογίσαμε την διάμετρο του άξονα, πρέπει να υπολογίσουμε και την ελάχιστη διάμετρο του τροχού εξόδου που απαιτείται για την τοποθέτηση με σφήνα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$d_2 = \frac{1,8 \cdot d_{\text{sh}2} \cdot z_2}{z_2 - 2,5} = \frac{1,8 \cdot 97^{\text{mm}} \cdot 53}{53 - 2,5} = \mathbf{183,24 \text{ mm}} \quad (7.17)$$

Η διάμετρος $d_2 = 546,22 \text{ mm}$ είναι μεγαλύτερη από την διάμετρο $d_{\text{min}} = 183,24 \text{ mm}$, οπότε επαρκεί για την τοποθέτηση του τροχού εξόδου με σφήνα στον άξονα.

7.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΕΡΙΦΕΡΕΙΑΚΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

Για να υπάρχει στους δύο τροχούς συνεχής επαφή με κύλιση, χωρίς ολίσθηση, πρέπει να υπολογιστεί η περιφερειακή ταχύτητα.

$$u_2 = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = \frac{0,54622^{\text{m}} \cdot 3,14 \cdot 3.019^{\text{rpm}}}{60} = \mathbf{86,29 \text{ m/s}} \quad (7.18)$$

Επειδή $u_1 = u_2 = 86,29 \text{ m/s}$ τότε θα έχουμε συνεχή επαφή με κύλιση χωρίς ολίσθηση.

7.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΥΡΙΟΤΕΡΩΝ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΩΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ

7.7.1 Διάμετρος βασικού κύκλου

Υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned}d_{b2} &= z_2 \cdot \frac{m_n \cdot \cos\alpha_t}{\cos\beta} = 53 \cdot \frac{10^{\text{mm}} \cdot \cos 20,55^\circ}{\cos 14^\circ} = 54 \cdot 9,65^{\text{mm}} \\ &= \mathbf{511,46 \text{ mm}}\end{aligned}\quad (7.19)$$

7.7.2 Διάμετρος κύκλου κεφαλής

Ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εξωτερικά τους οδόντες. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned}d_{a2} &= m_n \cdot \left(\frac{z_2}{\cos\beta} + 2 \right) = 10^{\text{mm}} \cdot \left(\frac{53}{\cos 14^\circ} + 2 \right) = 10^{\text{mm}} \cdot 56,62 \\ &= \mathbf{566,2 \text{ mm}}\end{aligned}\quad (7.20)$$

7.7.3 Διάμετρος κύκλου πόδα

Ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εσωτερικά τους οδόντες. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned}d_f &= d - 2 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m_n = 546,22^{\text{mm}} - 2,5 \cdot 10^{\text{mm}} \\ &= \mathbf{521,22 \text{ mm}}\end{aligned}\quad (7.21)$$

7.7.4 Απόσταση αξόνων του ζεύγους τροχών

Απόσταση αξόνων ονομάζεται το ημιάθροισμα των διαμέτρων των αρχικών κύκλων και θα είναι:

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{206,12^{\text{mm}} + 546,22^{\text{mm}}}{2} = \mathbf{376,17 \text{ mm}}\quad (7.22)$$

7.7.5 Ύψος κεφαλής

Ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου κεφαλής. Λαμβάνεται ίσο με το modul.

$$h_a = m_n = \mathbf{10 \text{ mm}}\quad (7.23)$$

7.7.6 Ύψος πόδα

Ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου πόδα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$h_f = 1,25^m = 1,25 \cdot 10^{mm} = \mathbf{12,5 \text{ mm}} \quad (7.24)$$

7.7.7 Χάρη κεφαλής

Είναι η χάρη ανάμεσα στον κύκλο κεφαλής και κύκλο πόδα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$c = 0,25 \text{ m} = 0,25 \cdot 10^{mm} = \mathbf{2,5 \text{ mm}} \quad (7.25)$$

7.7.8 Ύψος οδόντα

Είναι το άθροισμα του ύψους κεφαλής και του ύψους πόδα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$h = h_a + h_f = 10^{mm} + 12,5^{mm} = \mathbf{22,5 \text{ mm}} \quad (7.26)$$

7.7.9 Πάχος οδόντων

Το πάχος των οδόντων s και το διάκενο e εξαρτώνται από την κατεργασία των οδόντων. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$s = p_n - e = 31,4^{mm} - 16,09^{mm} = \mathbf{15,31 \text{ mm}} \quad (7.27)$$

Για κατεργασμένους οδόντες ισχύει:

$$e = \frac{41}{80} \cdot p_n = \frac{41}{80} \cdot 31,4^{mm} = \mathbf{16,09 \text{ mm}} \quad (7.28)$$

7.8 ΜΕΤΑΘΕΣΗ

Λόγω της κλίσης του οδόντα, υπάρχει μετατόπιση από την αρχή προς το τέλος της κατατομής του, που ονομάζεται μετάθεση U . Υπολογίζεται από την σχέση:

$$U = b \cdot \tan\beta = 150^{mm} \cdot \tan 14^\circ = \mathbf{37,4 \text{ mm}} \quad (7.29)$$

7.9 ΒΗΜΑ ΕΠΑΦΩΝ

Βήμα επαφών p_{et} ονομάζεται η απόσταση ανάμεσα σε δύο συνεχείς κατατομές οδόντων του ίδιου τροχού. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$p_{et} = \pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t = 3,14 \cdot 10,3 \cdot \cos 20,55^\circ = \mathbf{30,28 \text{ mm}} \quad (7.30)$$

7.10 ΤΜΗΜΑ ΕΠΑΦΩΝ

Τμήμα επαφών g_a ονομάζεται το μέρος της γραμμής επαφών που χρησιμοποιείται κατά τη διάρκεια της επαφής των οδόντων και περιορίζεται από τους δύο κύκλους κεφαλής. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned} g_a &= 0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin\alpha_t \\ &= 0,5 \left(\sqrt{(226,01\text{mm})^2 - (193\text{mm})^2} \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{(566,2\text{m})^2 - (511,46\text{m})^2} \right) - 376,17\text{mm} \cdot \sin 20,55^\circ \\ &= 0,5 \cdot (117,6\text{mm} + 242,88\text{mm}) - 132,04\text{mm} \\ &= \mathbf{48,2 \text{ mm}} \end{aligned} \quad (7.31)$$

7.11 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΒΑΘΜΟΥ ΕΠΙΚΑΛΥΨΗΣ

Μετωπικός βαθμός επικάλυψης ονομάζεται ο λόγος του τμήματος επαφών g_a προς το βήμα επαφών p_{et} . Στην περίπτωση των τροχών με κεκλιμένους οδόντες υπάρχει και ο βαθμός επικάλυψης λόγω κλίσης ο οποίος είναι ο λόγος της μετάθεσης U προς το μετωπικό βήμα p_t .

- Μετωπικός βαθμός επικάλυψης

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{p_{et}} = \frac{48,2\text{mm}}{30,28\text{mm}} = \mathbf{1,6} \quad (7.32)$$

- Βαθμός επικάλυψης λόγω κλίσης

$$\varepsilon_\beta = \frac{U}{p_t} = \frac{37,4\text{mm}}{32,34\text{mm}} = \mathbf{1,1} > 1 \quad (7.33)$$

- Ολικός βαθμός επικάλυψης

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,6 + 1,1 = 2,7 \quad (7.34)$$

7.12 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΛΗΜΝΗΣ ΚΑΙ ΣΤΕΦΑΝΗΣ ΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ ΕΞΟΔΟΥ

Επειδή ο οδοντωτός τροχός έχει μεγάλη διάμετρο θα κατασκευαστεί με πλήμνη, στεφάνη και βραχίονες.

7.12.1 Πάχος πλήμνης

Το πάχος της πλήμνης του τροχού εξόδου υπολογίζεται από την σχέση:

$$S_n = 0,3d_{sh2} + 1 = 0,3 \cdot 9,7^{cm} + 1 = 3,91 \text{ cm} = \mathbf{39,1 \text{ mm}} \quad (7.35)$$

$S_n=39,1 \text{ mm}$

7.12.2 Μήκος πλήμνης

Το μήκος της πλήμνης του τροχού εξόδου υπολογίζεται από την σχέση:

$$l_n > 1,5 \cdot d_{sh} = 1,5 \cdot 97^{mm} = \mathbf{145,5 \text{ mm}} \quad (7.36)$$

7.12.3 Αριθμός βραχιόνων

Υπολογισμός του απαιτούμενου αριθμού βραχιόνων για την κατασκευή αδιαίρετου τροχού. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$i = 1/7 \sqrt{d_2} = \frac{1}{7} \sqrt{546,22} = 3,33 = 4 \quad (7.37)$$

7.12.4 Πλάτος βραχιόνων

Υπολογισμός του απαιτούμενου πλάτους των βραχιόνων. Υπολογίζονται από την εξής σχέση:

- Στο ύψος της πλήμνης: $h_1 = 10 \cdot m_n = 10 \cdot 10^{mm} = \mathbf{100 \text{ mm}} \quad (7.38)$

- Στο ύψος της στεφάνης: $h_2 = 8 \cdot m_n = 8 \cdot 10^{mm} = \mathbf{80 \text{ mm}} \quad (7.39)$

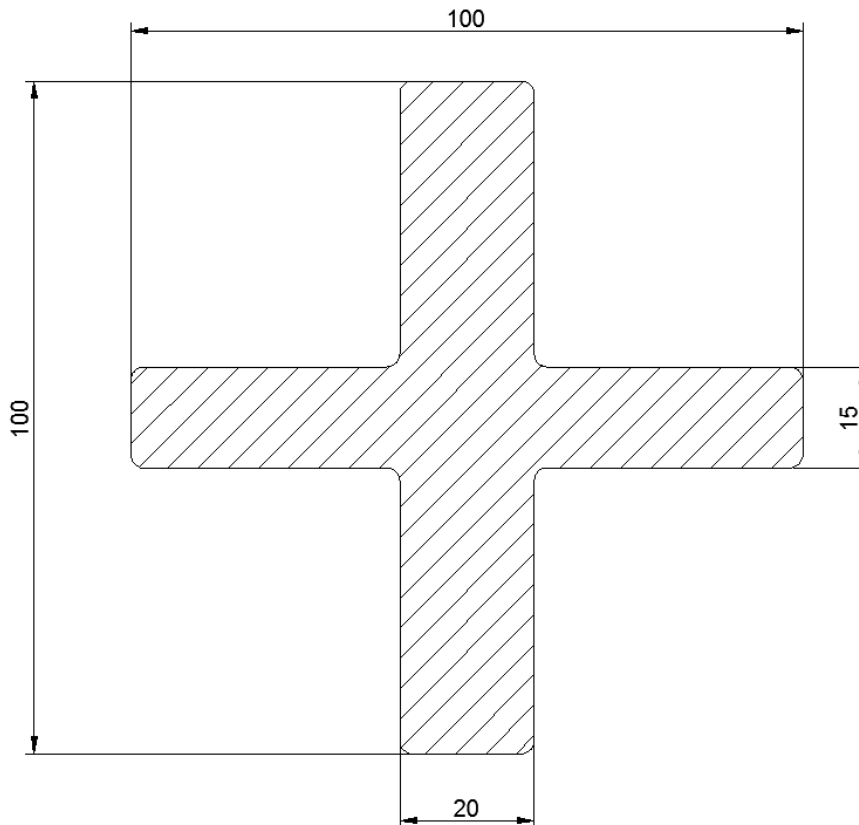
7.12.5 Πλάτος νεύρων

Υπολογισμός του πλάτους των νεύρων των βραχιόνων. Υπολογίζονται από την εξής σχέση:

- Κύρια νεύρα: $\theta = 2 \cdot m_n = 2 \cdot 10^{\text{mm}} = \mathbf{20 \text{ mm}}$ (7.40)

- Δευτερεύοντα νεύρα: $\theta' = 1,5 \cdot m_n = 1,5 \cdot 10^{\text{mm}} = \mathbf{15 \text{ mm}}$ (7.41)

Στο Σχ. 7.2 φαίνεται η τομή του βραχίονα, σύμφωνα με την διεύθυνση του άξονα.



Σχήμα 7.2

7.12.6 Πάχος στεφάνης

Υπολογισμός του πάχους της στεφάνης του οδοντωτού τροχού. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$S_e = 4 \cdot m_n = 4 \cdot 10^{\text{mm}} = \mathbf{40 \text{ mm}} \quad (7.42)$$

7.12.7 Έλεγχος κάμψης των βραχιόνων

Επειδή οι βραχίονες καταπονούνται σε κάμψη πρέπει να γίνει και ο απαραίτητος έλεγχος για την αντοχή τους. Οι βραχίονες θα κατασκευαστούν από το ίδιο υλικό με τον οδοντωτό τροχό. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$\sigma_b = \frac{F_t \cdot K_A r}{(i/4) \cdot W_b} \leq \sigma_{b\epsilon\pi} \quad (7.43)$$

Όπου:

- σ_b = η τάση κάμψης του βραχίονα
- F_t = είναι η περιφερειακή δύναμη που εφαρμόζεται στην αρχική διάμετρο του οδοντωτού τροχού. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$F_t = \frac{2.000 \cdot M_t}{d_2} = \frac{2.000 \cdot 9.680^{\text{Nm}}}{546,22^{\text{mm}}} = \mathbf{35.443,59 \text{ N}} \quad (7.44)$$

Όπου:

- $K_A = 1,25$ συντελεστής εφαρμογής.
- r = είναι η απόσταση της περιφερειακής δύναμης από την επικίνδυνη διατομή.

Για τον υπολογισμό της απόστασης, ισχύει η σχέση:

$$r = \left(\frac{d_2}{2}\right) - \left(\frac{d_{sh2}}{2}\right) - S_n = \left(\frac{546,22^{\text{mm}}}{2}\right) - \left(\frac{97^{\text{mm}}}{2}\right) - 39,1^{\text{mm}} \\ = \mathbf{185,51 \text{ mm}} \quad (7.45)$$

Όπου:

- $i = 4$ ο αριθμός βραχιόνων.
- W_b = η ροπή αντίστασης της διατομής του βραχίονα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$W_b = \frac{h_1^2 \cdot \theta}{6} + \frac{(h_2 - \theta) \cdot \theta'^2}{6} \\ = \frac{(100^{\text{mm}})^2 \cdot 20^{\text{mm}}}{6} + \frac{(80 - 20)^{\text{mm}} \cdot (15^{\text{mm}})^2}{6} \\ = \mathbf{35.583,33 \text{ mm}^3} \quad (7.46)$$

- $\sigma_{b\epsilon\pi}$ = η επιτρεπόμενη τάση κάμψης σε N/mm^2 .

Για επαναλαμβανόμενη φόρτιση η επιτρεπόμενη τάση κάμψης υπολογίζεται από την σχέση:

$$\sigma_{\text{βεπ}} = 0,55 \cdot R_e = 0,55 \cdot 800^{\text{N/mm}^2} = \mathbf{440 \text{ N/mm}^2} \quad (7.47)$$

Άρα έχουμε:

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{F_t \cdot K_{Ar}}{(i/4) \cdot W_b} \leq \sigma_{\text{βεπ}} \Rightarrow \sigma_b = \frac{35.443,59^{\text{N}} \cdot 1,25 \cdot 185,51^{\text{mm}}}{\left(\frac{4}{4}\right) \cdot 35.583,33^{\text{mm}^3}} \\ &= \mathbf{231 \text{ N/mm}^2} \end{aligned} \quad (7.48)$$

Η κατασκευή του οδοντωτού τροχού με τέσσερις βραχίονες μας εξασφαλίζει την απαιτούμενη αντοχή σε κάμψη ($\sigma_b=231 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{βεπ}}=440\text{N/mm}^2$).

7.13 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΙΔΡΑΣΕΩΝ ΣΤΗΡΙΞΕΩΣ ΚΑΙ ΚΑΜΠΤΙΚΩΝ ΡΟΠΩΝ

Επειδή οι δυνάμεις ασκούνται σε δύο επίπεδα, το επίπεδο (x,y) και το επίπεδο (x,z), θα γίνει υπολογισμός και για τις δύο αυτές περιπτώσεις.

Λόγω της κεκλιμένης οδόντωσης υπάρχουν και αξονικές δυνάμεις οι οποίες όμως δεν λαμβάνονται υπόψη γιατί αλληλοεξουδετερώνονται από την διπλή οδόντωση.

7.13.1 Αντιδράσεις στηρίξεων και καμπτικών ροπών για το επίπεδο (x,y)

Στο επίπεδο (x,y) ασκείται στον άξονα η δύναμη P_{1r} από τον τροχό εξόδου και οι δυνάμεις F_{Ar} , F_{Br} από τα έδρανα. Τα διαγράμματα των δυνάμεων και των ροπών που ασκούνται στο επίπεδο (x,y) απεικονίζονται στο Σχ. 7.3.

7.13.1.1 Αντιδράσεις στηρίξεων – διάγραμμα Q

Η δύναμη P_{1r} ασκείται στο μέσο του άξονα, οπότε οι αντιδράσεις στις στηρίξεις ισούνται με το μισό της δύναμης, δηλαδή:

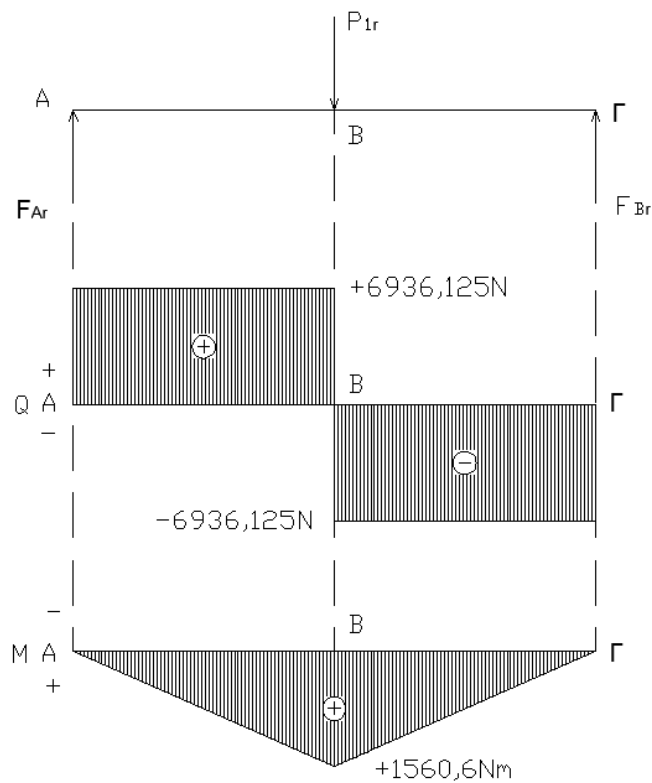
$$F_{Ar} = F_{Br} = \frac{P_{1r}}{2} = \frac{13.872,25^{\text{N}}}{2} = \mathbf{6.936,125 \text{ N}} \quad (7.49)$$

7.13.1.2 Υπολογισμός καμπτικών ροπών – διάγραμμα M

Σημείο Α: $M_A = 0$

Σημείο Β: $M_B = F_{Ar} \cdot l_A = 6.936,125^{\text{N}} \cdot 0,225^{\text{m}} = \mathbf{1.560,6 \text{ Nm}} \quad (7.50)$

Σημείο Γ: $M_\Gamma = 0$



Σχήμα 7.3

7.13.2 Αντιδράσεις στηρίξεων και καμπτικών ροπών για το επίπεδο (x,z)

Στο επίπεδο (x,z) ασκείται στον άξονα η δύναμη P_{1t} από τον τροχό εξόδου και οι δυνάμεις F_{At}, F_{Bt} από τα έδρανα. Τα διαγράμματα των δυνάμεων και των ροπών που ασκούνται στο επίπεδο (x,z) απεικονίζονται στο Σχ. 7.4.

7.13.2.1 Αντιδράσεις στηρίξεων – διάγραμμα Q

Η δύναμη P_{1t} ασκείται στο μέσο του άξονα, οπότε οι αντιδράσεις στις στηρίξεις ισούνται με το μισό της δύναμης, δηλαδή:

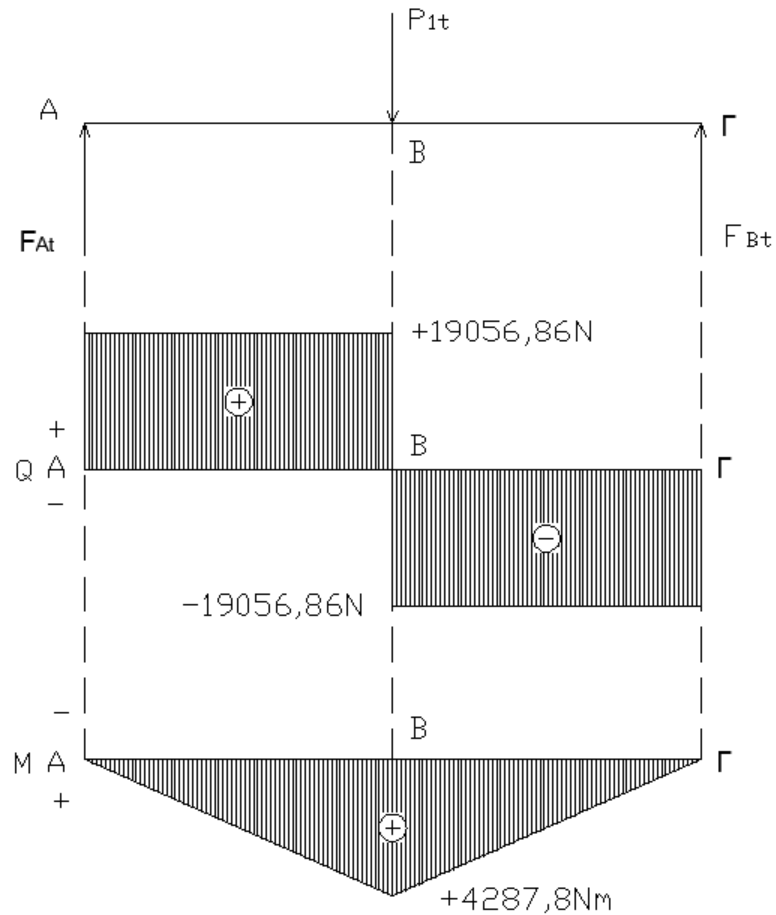
$$F_{At} = F_{Bt} = \frac{P_{1t}}{2} = \frac{38.113,72^{\text{N}}}{2} = \mathbf{19.056,86 \text{ N}} \quad (7.51)$$

7.13.2.2 Υπολογισμός καμπτικών ροπών – διάγραμμα M

Σημείο A: $M_A = 0$

Σημείο B: $M_B = 19.056,86^{\text{N}} \cdot 0,225^{\text{m}} = \mathbf{4.287,8 \text{ Nm}} \quad (7.52)$

Σημείο Γ: $M_{\Gamma} = 0$



Σχήμα 7.4

7.14 ΜΕΓΙΣΤΗ ΚΑΜΠΤΙΚΗ ΡΟΠΗ ΣΤΗΝ ΘΕΣΗ Β

Η μέγιστη καμπτική ροπή στη θέση Β προκύπτει με σύνθεση των δυνάμεων που υπολογίστηκαν στα επίπεδα (x,y) και (x,z) .

$$\begin{aligned}
 M_{B(\max)} &= \sqrt{M_{B(x,y)}^2 + M_{B(x,z)}^2} = \sqrt{(1.560,6\text{ Nm})^2 + (4.287,8\text{ Nm})^2} \\
 &= \mathbf{4.562,97\text{ Nm}} \qquad (7.53)
 \end{aligned}$$

8. ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΩΝ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

ΓΕΝΙΚΑ

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνουν οι απαραίτητοι έλεγχοι των αξόνων σε δυναμικές καταπονήσεις (κάμψη και στρέψη) και θα σχεδιαστούν τα διαγράμματα Smith για τις καταπονήσεις σε κάμψη και στρέψη.

Στην περίπτωση της δυναμικής καταπόνησης, η θραύση στα δοκίμια μπορεί να συμβεί με τιμές τάσεων πολύ μικρότερες από τις αντίστοιχες τιμές της στατικής καταπόνησης. Η μέγιστη τάση που μπορεί να αντέξει το υλικό, σε δυναμική καταπόνηση, σε απεριόριστο χρόνο χωρίς θραύση είναι η **δυναμική αντοχή σ_d** .

Οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για χάλυβα 34CrNiMo6 από τον Πίν. 8.1.

Για κάμψη:

$$\sigma_{bs} = 1.250\text{N/mm}^2 \quad \sigma_{bsch} = 920\text{N/mm}^2 \quad \sigma_{bw} = 530\text{N/mm}^2$$

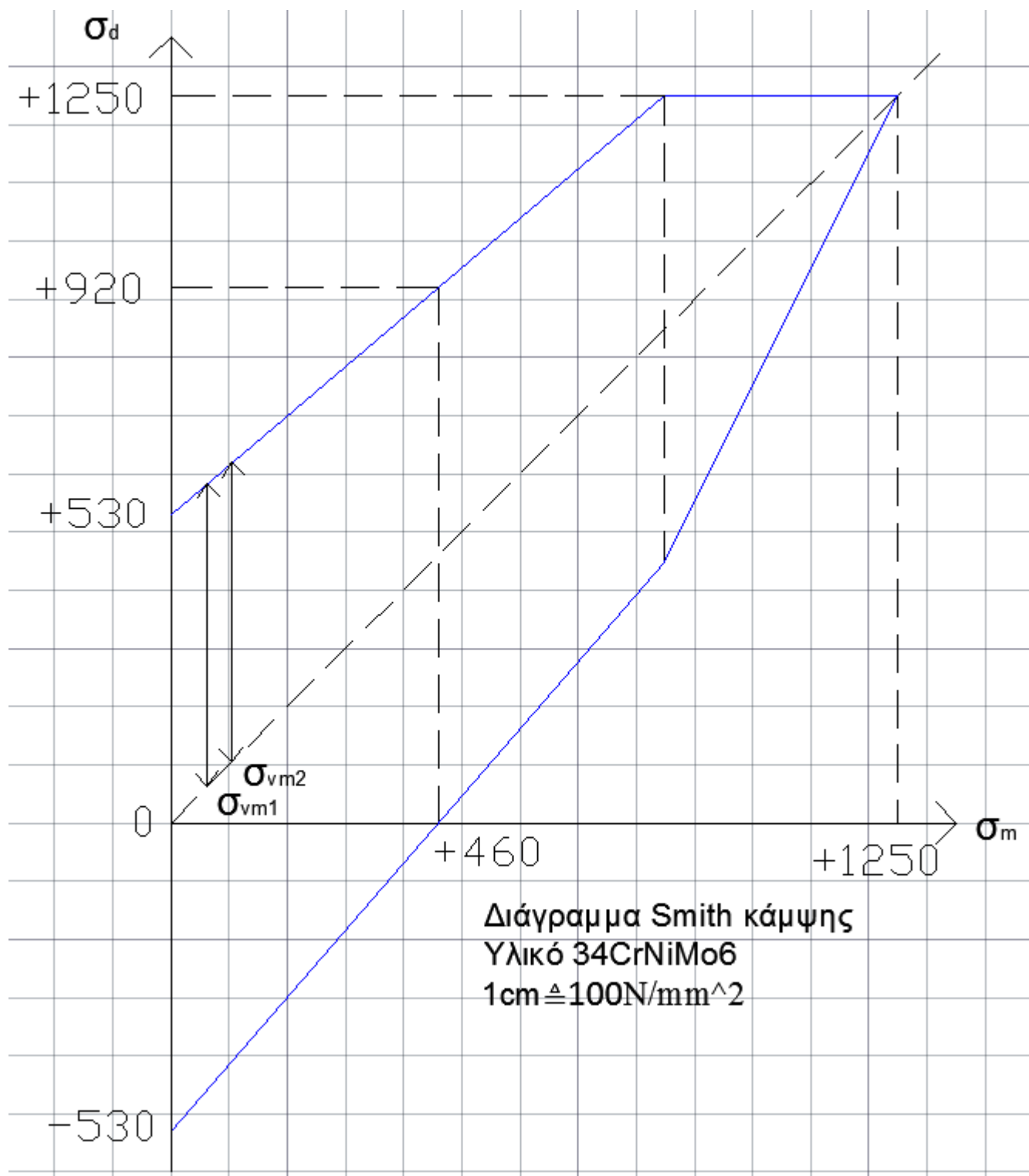
Το διάγραμμα Smith του υλικού απεικονίζεται στο Σχ. 8.1.

Για στρέψη:

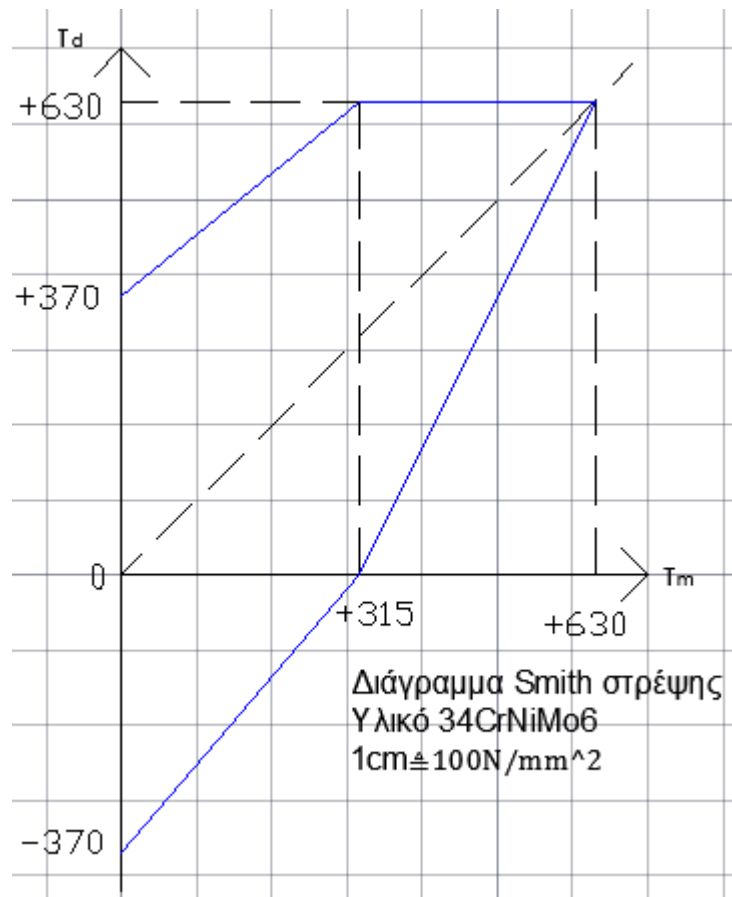
$$\tau_s = 630\text{N/mm}^2 \quad \tau_{sch} = 630\text{N/mm}^2 \quad \tau_w = 370\text{N/mm}^2$$

Το διάγραμμα Smith για στρέψη απεικονίζεται στο Σχ. 8.2.

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα Smith για κάμψη και στρέψη χρησιμοποιώντας κατάλληλη κλίμακα. Η κλίμακα που χρησιμοποιήθηκε είναι, 1 cm στο σχέδιο να αντιστοιχεί με 100 N/mm^2 ($1\text{cm} \triangleq 100 \text{ N/mm}^2$)



Σχήμα 8.1



Σχήμα 8.2

8.1 ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΕΣ ΤΑΣΕΙΣ ΣΕ ΚΑΜΨΗ ΚΑΙ ΣΤΡΕΨΗ

Για να γίνει ο απαραίτητος έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση χρειαζόμαστε τις μέγιστες τιμές για κάμψη και στρέψη.

Βρίσκουμε τις μέγιστες τιμές για κάμψη και στρέψη του συγκεκριμένου υλικού.

- Κάμψη: $\sigma_{b,επ} = 110\text{N/mm}^2 = 1.100\text{kp/cm}^2$ (8.1)
- Στρέψη: $\tau_{επ} = 55\text{N/mm}^2 = 550\text{kp/cm}^2$ (8.2)

8.2 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ α_0 ΣΥΝΘΕΤΗΣ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗΣ

Εξετάζοντας τις συνθήκες λειτουργίας της απράκτου διαπιστώνουμε ότι:

- Η δύναμη P_1 προκαλεί κατά την περιστροφή των αξόνων εναλλασσόμενη κάμψη.

- Στον κάθε άξονα ασκείται σταθερή στρεπτική ροπή η οποία προκαλεί στατική στρέψη.

Ο συντελεστής αυτός είναι ο λόγος καταπόνησης προς δυναμική φόρτιση. Εφόσον έχουμε εναλλασσόμενη κάμψη (b_w) και στατική στρέψη (τ_s), ο λόγος θα υπολογιστεί από την σχέση:

$$a_0 = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3}\tau_{sch}} = \frac{530\text{N/mm}^2}{\sqrt{3} \cdot 630\text{N/mm}^2} = 0,485 \quad (8.3)$$

8.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΑΣΕΩΝ ΣΤΗ ΘΕΣΗ Β

Στην θέση Β έχουμε το δυσμενέστερο σημείο της ατράκτου, η οποία καταπονείται από εναλλασσόμενη κάμψη και στατική στρέψη. Την θέση αυτή θα ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση.

8.3.1 Άξονας εισόδου

Η συνολική καμπτική ροπή που ασκείται στην θέση Β του Σχ. 6.1 είναι: $M_b = 4.485,75 \text{ Nm}$

8.3.1.1 Τάση κάμψεως

Η τάση κάμψεως υπολογίζεται με βάση την ροπή κάμψεως M_b και την ροπή αντιστάσεως σε κάμψη W_b εφαρμόζοντας τον παρακάτω τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_{sh1}^3} = \frac{44.857,5\text{kp}\cdot\text{cm}}{0,1 \cdot 8,5^3 \text{cm}^3} = 730,43 \text{ kp/cm}^2 \quad (8.4)$$

Άρα $\sigma_b = 73,04 \text{ N/mm}^2$

8.3.1.2 Τάση στρέψεως

Η τάση στρέψεως υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψεως M_t και την ροπή αντιστάσεως σε στρέψη W_t εφαρμόζοντας την σχέση:

Η ροπή στρέψης που ασκείται στην θέση Β είναι: $M_t = 3.928 \text{ Nm}$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{39.280\text{kp}\cdot\text{cm}}{0,2 \cdot 8,5^3 \text{cm}^3} = 319,8 \text{ kp/cm}^2 \quad (8.5)$$

Άρα $\tau = 32\text{N/mm}^2$

8.3.2 Άξονας εξόδου

Η συνολική καμπτική ροπή που ασκείται στην θέση B του Σχ. 7.1 είναι:
 $M_b = 4.562,97 \text{ Nm}$

8.3.2.1 Τάση κάμψεως

Η τάση κάμψεως υπολογίζεται με βάση την ροπή κάμψεως M_b και την ροπή αντιστάσεως σε κάμψη W_b εφαρμόζοντας τον παρακάτω τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_{sh1}^3} = \frac{45.629,7 \text{ kp}\cdot\text{cm}}{0,1 \cdot 9,7^3 \text{ cm}^3} = \mathbf{500 \text{ kp/cm}^2} \quad (8.6)$$

Άρα **$\sigma_b = 50 \text{ N/mm}^2$**

8.3.2.2 Τάση στρέψεως

Η τάση στρέψεως υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψεως M_t και την ροπή αντιστάσεως σε στρέψη W_t εφαρμόζοντας την σχέση:
Η ροπή στρέψης που ασκείται στην θέση B είναι: **$M_t = 9.680 \text{ Nm}$**

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{96.800 \text{ kp}\cdot\text{cm}}{0,2 \cdot 9,7^3 \text{ cm}^3} = \mathbf{530,31 \text{ kp/cm}^2} \quad (8.7)$$

Άρα **$\tau = 53 \text{ N/mm}^2$**

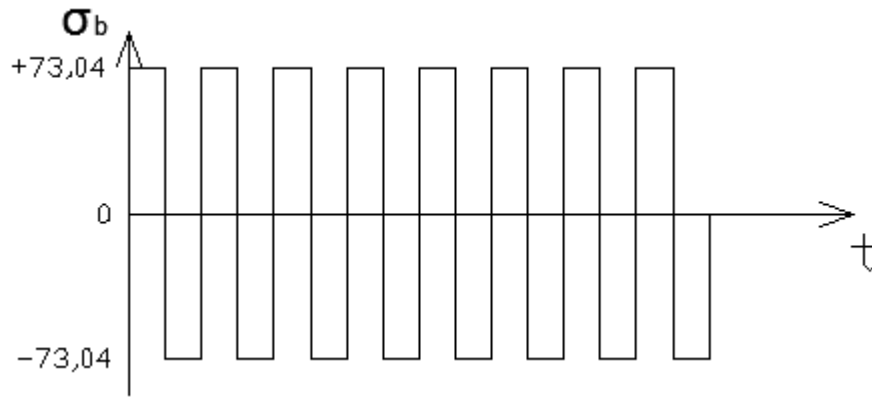
8.4 ΜΕΣΕΣ ΤΙΜΕΣ ΚΑΙ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΑΣΕΩΝ

Επειδή η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη στατική, σχεδιάζουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση. Στα Σχ. 8.3 και 8.4 φαίνονται οι περιπτώσεις της εναλλασσόμενης κάμψης και της στατικής στρέψης για τον άξονα εισόδου, και στα Σχ. 8.5 και 8.6 για τον άξονα εξόδου αντίστοιχα.

8.4.1 Άξονας εισόδου

Για εναλλασσόμενη κάμψη:

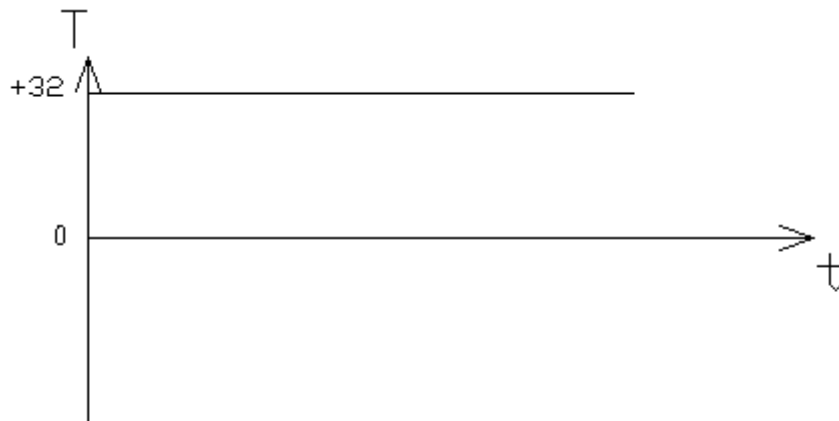
- Μέση τάση: **$\sigma_{bm} = 0$**
- Απόκλιση τάσης: **$\sigma_{ba} = 73,04 \text{ N/mm}^2$**



Σχήμα 8.3

Για στατική στρέψη:

- Μέση τάση: $\tau_m = 32 \text{ N/mm}^2$
- Απόκλιση τάσης: $\tau_a = 0$

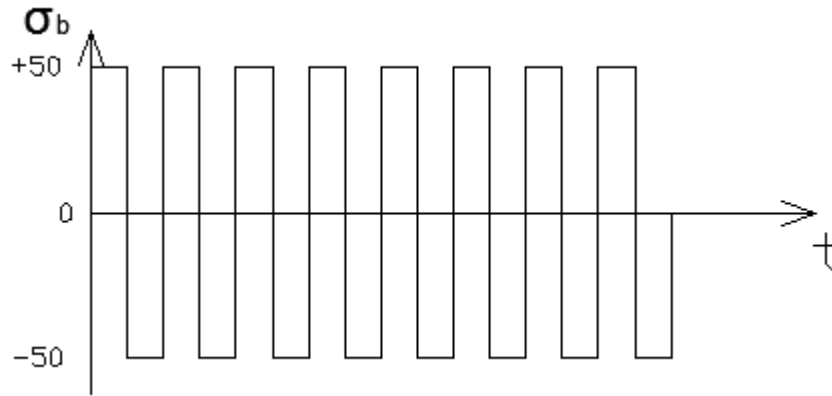


Σχήμα 8.4

8.4.2 Άξονας εξόδου

Για εναλλασσόμενη κάμψη:

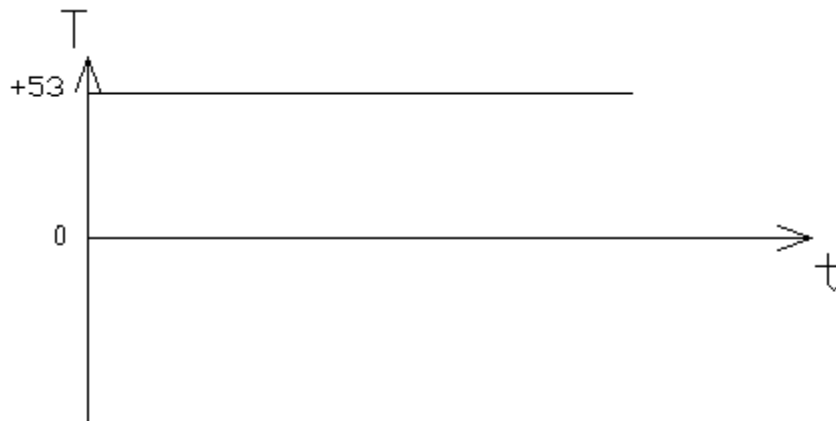
- Μέση τάση: $\sigma_{bm} = 0$
- Απόκλιση τάσης: $\sigma_{ba} = 50 \text{ N/mm}^2$



Σχήμα 8.5

Για στατική στρέψη:

- Μέση τάση: $\tau_m = 53 \text{ N/mm}^2$
- Απόκλιση τάσης: $\tau_a = 0$



Σχήμα 8.6

8.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΓΙΑ ΕΝΑΛΛΑΣΣΟΜΕΝΗ ΚΑΜΨΗ ΚΑΙ ΣΤΑΤΙΚΗ ΣΤΡΕΨΗ

Οι άξονες θα υποστούν λείανση με μέση τραχύτητα $R = 5 \mu$.

8.5.1 Άξονας εισόδου

8.5.1.1 Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

1. Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Από το διάγραμμα του Σχ. 8.7, και για μέση τραχύτητα $R=5\mu$, προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη, ενώ ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη υπολογίζεται από σχέση με βάση τον συντελεστή α_{ob} της κάμψης. Το όριο θραύσης του χάλυβα 34CrNiMo6 δίνεται στον Πίν. 8.1 και είναι $\sigma_b=1.100\text{ N/mm}^2$.

- Κάμψη: $\alpha_{ob} = 0,89$
- Στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,89 + 0,425 = 0,93$ (8.8)

2. Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχ. 8.8 και για διάμετρο άξονα $d_{sh1}=85\text{mm}$ προκύπτει:

- Κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,63$
- Στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,76$

8.5.1.2 Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως απαιτείται να υπολογιστούν οι επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG} . Οι οριακές αυτές τιμές προκύπτουν για κάθε είδος καταπόνησης με βάση την δυναμική αντοχή σ_A και τ_A του διαγράμματος Smith αντίστοιχα ως εξής:

- Για εναλλασσόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_W$ και $\tau_A = \tau_W$.
- Για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_{sch}/2$ και $\tau_A = \tau_{sch}/2$.
- Για στατική καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_s$ και $\tau_A = \tau_s$.

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

1. **Τιμή σ_{AG} .** Η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} για εναλλασσόμενη κάμψη υπολογίζεται για $\sigma_A = \sigma_W = 530\text{ N/mm}^2$, από την σχέση:

$$\sigma_{AG} = \alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb} \cdot \sigma_A = 0,89 \cdot 0,63 \cdot 530 = 297,17\text{ N/mm}^2 \quad (8.9)$$

2. **Τιμή τ_{AG} .** Η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} για στατική κάμψη υπολογίζεται για $\tau_A = \tau_s = 630\text{ N/mm}^2$, από την σχέση:

$$\tau_{AG} = \alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt} \cdot \tau_A = 0,93 \cdot 0,76 \cdot 630 = 445,28\text{ N/mm}^2 \quad (8.10)$$

8.5.1.3 Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Επειδή έχουμε σύνθετη καταπόνηση σε κάμψη και στρέψη, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των ισοδύναμων τάσεων, δηλαδή της μέσης τάσης σ_{vm} και της ισοδύναμης τάσης απόκλισης σ_{va} , με εφαρμογή των σχέσεων:

- Ισοδύναμη μέση τάση:

$$\begin{aligned}\sigma_{vm1} &= \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{0 + \left(\frac{1.250}{630}\right)^2 \cdot 32^2} \\ &= \mathbf{63,49 \text{ N/mm}^2}\end{aligned}\quad (8.11)$$

- Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως:

$$\begin{aligned}\sigma_{va} &= \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{73,04^2 + \left(\frac{297,17}{445,28}\right)^2 \cdot 0} \\ &= \mathbf{73,04 \text{ N/mm}^2}\end{aligned}\quad (8.12)$$

8.5.1.4 Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα Smith για κάμψη του Σχ. 8.1 και για μέση τάση $\sigma_{vm1} = \mathbf{63,49 \text{ N/mm}^2}$ βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A = \mathbf{520 \text{ N/mm}^2}$. Στην συνέχεια, η τιμή σ'_A μειώνεται με τους συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή σ'_{NA} της δυναμικής αντοχής του άξονα σε σύνθετη καταπόνηση, η οποία είναι:

$$\sigma'_{NA} = \alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb} \cdot \sigma'_A = 0,89 \cdot 0,63 \cdot 520 = \mathbf{291,56 \text{ N/mm}^2}\quad (8.13)$$

Μετά και από αυτό τον υπολογισμό ο συντελεστής ασφαλείας του άξονα υπολογίζεται από την σχέση:

$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{291,56 \text{ N/mm}^2}{73,04 \text{ N/mm}^2} = \mathbf{4}\quad (8.14)$$

Για τις περιπτώσεις αξόνων ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται 2 έως 3, οπότε η τιμή $N = 4$ είναι ικανοποιητική.

8.5.2 Άξονας εξόδου

8.5.2.1 Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

1. Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Από το διάγραμμα του Σχ. 8.7, και για μέση τραχύτητα $R=5\mu$, προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη, ενώ ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη υπολογίζεται από σχέση με βάση τον συντελεστή α_{ob} της κάμψης. Το όριο θραύσης του χάλυβα 34CrNiMo6 δίνεται στον Πίν. 8.1 και είναι $\sigma_b=1.100\text{ N/mm}^2$.

- Κάμψη: $\alpha_{ob} = \mathbf{0,89}$
- Στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,89 + 0,425 = \mathbf{0,93}$ (8.15)

2. Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχ. 8.8 και για διάμετρο άξονα $d_{shl}=97\text{mm}$ προκύπτει:

- Κάμψη: $\alpha_{gb} = \mathbf{0,61}$
- Στρέψη: $\alpha_{gt} = \mathbf{0,69}$

8.5.2.2 Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως απαιτείται να υπολογιστούν οι επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG} . Οι οριακές αυτές τιμές προκύπτουν για κάθε είδος καταπόνησης με βάση την δυναμική αντοχή σ_A και τ_A του διαγράμματος Smith αντίστοιχα ως εξής:

- Για εναλλασσόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_w$ και $\tau_A = \tau_w$.
- Για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_{sch}/2$ και $\tau_A = \tau_{sch}/2$.
- Για στατική καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_s$ και $\tau_A = \tau_s$.

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

1. **Τιμή σ_{AG} .** Η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} για εναλλασσόμενη κάμψη υπολογίζεται για $\sigma_A = \sigma_w = \mathbf{530\text{ N/mm}^2}$, από την σχέση:

$$\sigma_{AG} = \alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb} \cdot \sigma_A = 0,89 \cdot 0,61 \cdot 530 = \mathbf{287,73\text{ N/mm}^2} \quad (8.16)$$

2. **Τιμή τ_{AG} .** Η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} για στατική κάμψη υπολογίζεται για $\tau_A = \tau_s = \mathbf{630\text{ N/mm}^2}$, από την σχέση:

$$\tau_{AG} = \alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt} \cdot \tau_A = 0,93 \cdot 0,69 \cdot 630 = \mathbf{404,27\text{ N/mm}^2} \quad (8.17)$$

8.5.2.3 Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Επειδή έχουμε σύνθετη καταπόνηση σε κάμψη και στρέψη, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των ισοδύναμων τάσεων, δηλαδή της μέσης τάσης σ_{vm} και της ισοδύναμης τάσης απόκλισης σ_{va} , με εφαρμογή των σχέσεων:

- Ισοδύναμη μέση τάση:

$$\begin{aligned}\sigma_{vm2} &= \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{0 + \left(\frac{1.250}{630}\right)^2 \cdot 53^2} \\ &= \mathbf{105,15 \text{ N/mm}^2}\end{aligned}\quad (8.18)$$

- Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως:

$$\begin{aligned}\sigma_{va} &= \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{50^2 + \left(\frac{271,45}{404,27}\right)^2 \cdot 0} \\ &= \mathbf{50 \text{ N/mm}^2}\end{aligned}\quad (8.19)$$

8.5.2.4 Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

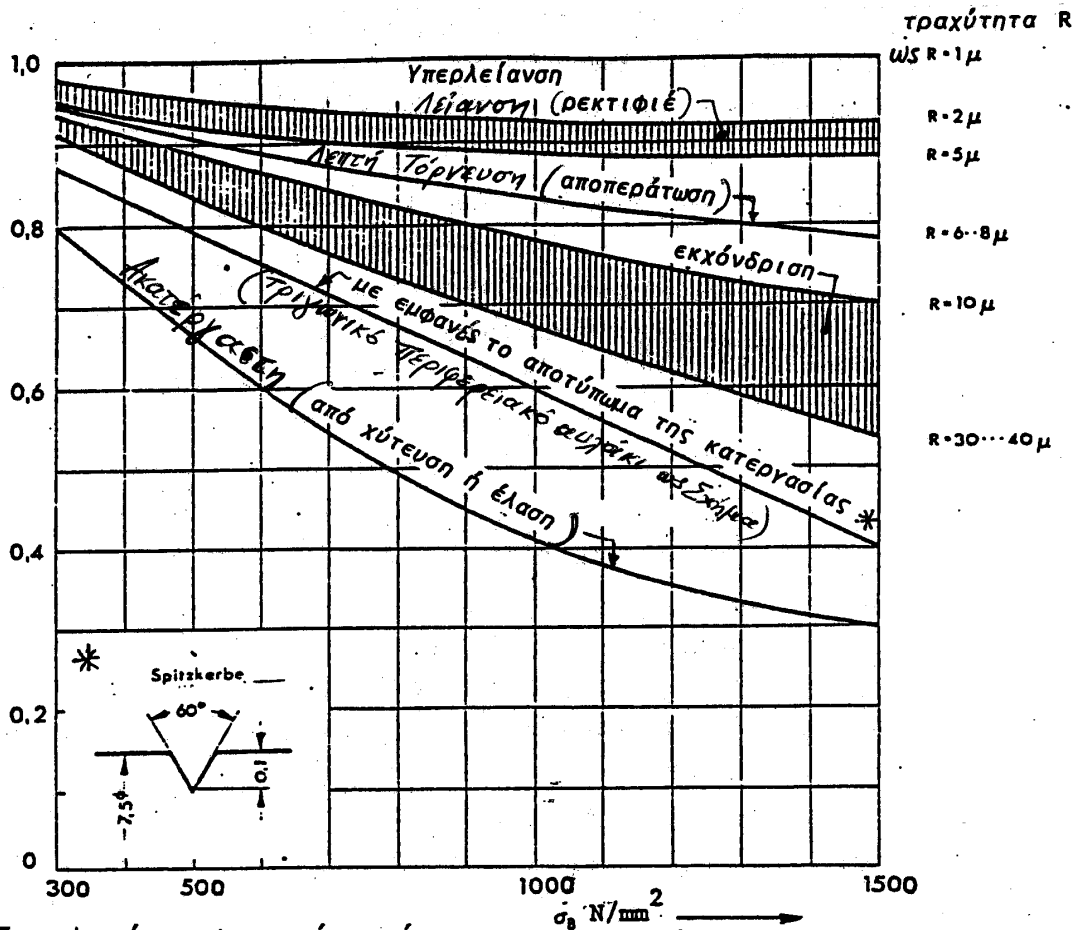
Από το διάγραμμα Smith για κάμψη του Σχ. 8.1 και για μέση τάση $\sigma_{vm2} = 105,15 \text{ N/mm}^2$ βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A = 514 \text{ N/mm}^2$. Στην συνέχεια, η τιμή σ'_A μειώνεται με τους συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή σ'_{NA} της δυναμικής αντοχής του άξονα σε σύνθετη καταπόνηση, η οποία είναι:

$$\sigma'_{NA} = \alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb} \cdot \sigma'_A = 0,89 \cdot 0,61 \cdot 514 = \mathbf{279 \text{ N/mm}^2}\quad (8.20)$$

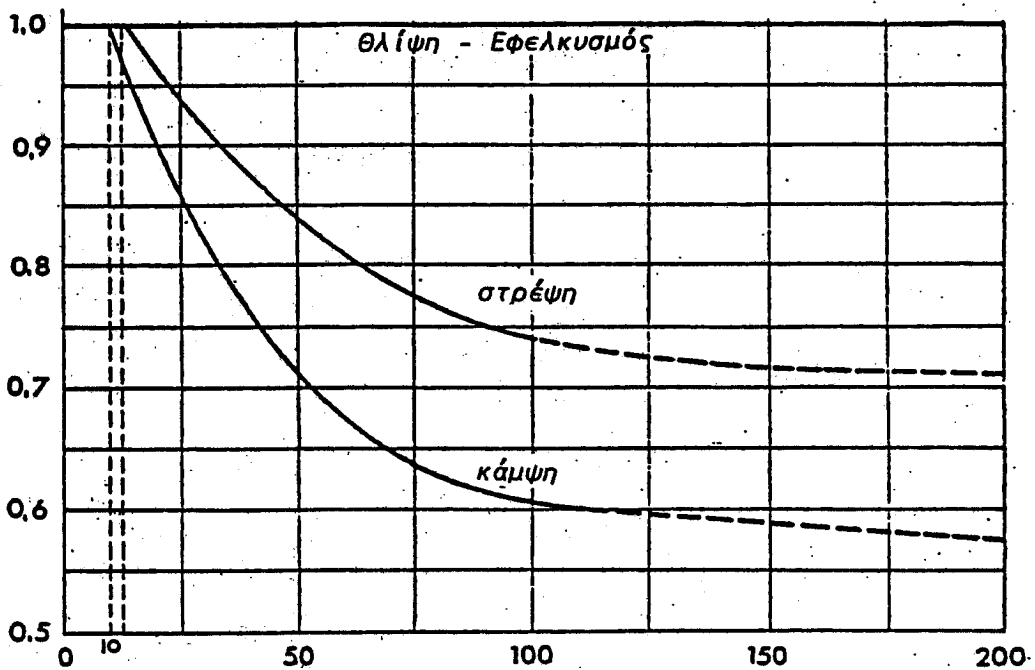
Μετά και από αυτό τον υπολογισμό ο συντελεστής ασφαλείας του άξονα υπολογίζεται από την σχέση:

$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{279 \text{ N/mm}^2}{50 \text{ N/mm}^2} = \mathbf{5,6}\quad (8.21)$$

Για τις περιπτώσεις αξόνων ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται 2 έως 3, οπότε η τιμή $N = 5,6$ είναι ικανοποιητική. Επομένως οι τιμές των διαμέτρων των αξόνων που υπολογίστηκαν θεωρούνται οριστικές εφόσον εξασφαλίζουν την αντοχή σε δυναμική καταπόνηση.



Σχήμα 8.7



Σχήμα 8.8

Πίνακας 8.1: Τιμές δυναμικής αντοχής χαλύβων

ΕΙΔΟΣ ΥΛΙΚΟΥ	ΕΦΕΛΑΚΥΜΟΣ-ΘΑΙΨΗ				ΚΑΜΨΗ			ΣΤΡΕΨΗ			
	σ_B	σ_S	σ_{sch}	σ_w	σ_{bs}	σ_{bsch}	σ_{bw}	τ_B	τ_s	τ_{sch}	τ_w
	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17100											
St 34	340	210	210	160	290	290	190	200	150	150	130
St 37	370	240	240	180	340	340	200	220	170	170	140
St 42	420	260	260	190	360	360	220	250	180	180	150
St 50	500	300	300	230	420	420	260	300	210	210	180
St 52-3	520	360	360	240	500	470	270				
St 60	600	340	340	270	470	470	300	360	230	230	210
St 70	700	370	370	320	520	520	340	420	260	260	240
ΕΚΑΗΡΥΜΕΝΟΙ ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17200											
C22, Ck22	550	360	360	250	500	480	280	300	250	250	190
C35, Ck35	650	420	420	300	590	570	330	330	300	300	230
C45, Ck45	750	480	480	340	670	630	370	360	340	340	260
C60, Ck60	850	570	570	380	800	700	410	420	400	400	280
40Mn4	900	650	650	400	900	730	430	-	450	450	300
30Mn5	900	650	650	400	900	730	430	-	450	450	300
25CrMo4	900	650	650	400	900	730	350	-	450	450	300
37MnSi5	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
34Cr4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
41Cr4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
34CrMo4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
42MnV7	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
42CrMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
36CrNiMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
50CrMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
34CrNiMo6	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
30CrMoV9	1250	1050	980	570	1450	1040	600	-	730	730	410
30CrNiMo8	1250	1050	980	570	1450	1040	600	-	730	730	410
ΕΚΑΗΡΥΜΕΝΟΙ ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17210											
C10, Ck10	420	250	250	190	350	350	220	250	180	180	150
C15, Ck15	500	300	300	230	420	420	270	300	210	210	180
15Cr3	600	400	400	270	560	530	300	360	280	280	210
16MnCr5	800	600	600	360	850	670	390	480	430	430	270
15CrNi6	900	650	650	400	900	740	430	540	450	450	300
20MnCr5	1000	700	700	450	980	810	470	600	490	490	340
18CrNi8	1200	800	800	550	1100	1000	580	720	550	550	410
ΧΥΤΟΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 1681											
GS-38.3	380	180	180	150	260	260	190	230	110	110	110
GS-45.3	450	220	220	180	300	300	230	270	130	130	130
GS-52.3	520	250	250	210	350	350	260	310	150	150	150
GS-60.3	600	360	360	240	500	500	300	360	210	210	170
ΧΥΤΟΞΙΛΗΡΟΙ, DIN 1691											
GG-15	150	-	-	40	-	120	70	150	-	80	60
GG-20	200	-	80	60	-	160	100	200	-	110	80
GG-25	250	-	90	70	-	200	130	250	-	150	110
GG-30	300	-	120	80	-	240	150	300	-	180	130
GG-35	350	-	140	90	-	280	180	350	-	210	150
GG-40	400	-	160	100	-	320	200	400	-	240	170
ΧΥΤΟΞΙΛΗΡΟΙ, DIN 1693											
GGG-38	380	250	200	130	300	300	190	-	200	170	100
GGG-42	420	280	230	150	400	360	210	-	230	200	120
GGG-50	500	350	260	180	500	430	250	-	300	260	150
GGG-60	600	420	310	210	600	520	300	-	350	290	170
GGG-70	700	500	380	250	700	600	350	-	400	350	200
ΧΑΛΥΒΕΣ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ, DIN 17221											
38Si6	1200	1050	-	-	-	-	550	-	-	-	350
47Si7	1300	1100	-	-	-	-	600	-	-	-	380
55Si7	1300	1100	-	-	-	-	620	-	-	-	400
65Si7	1350	1150	-	-	-	-	700	-	-	-	450
50CrV4	1350	1200	-	-	-	-	750	-	-	-	480

Επεξήγηση συμβόλων:

Όριο θραύσης σε εφελκυσμό (σ_B), σε στρέψη (τ_B). Όριο ροής σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_s), σε κάμψη (σ_{bs}), σε στρέψη (τ_s). Όριο αντοχής για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_{sch}), σε κάμψη (σ_{bsch}), σε στρέψη (τ_{sch}). Όριο αντοχής για εναλλασσόμενη καταπόνηση σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_w), σε κάμψη (σ_{bw}), σε στρέψη (τ_w).

9. ΈΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

ΓΕΝΙΚΑ

Τα έδρανα ολίσθησης είναι έδρανα τα οποία αποτελούνται από την περιστρεφόμενη άτρακτο ή στροφέα, που ολισθαίνει στις επιφάνειες ολίσθησης του εδράνου που είναι σταθερό. Για την ασφαλή λειτουργία των εδράνων ολίσθησης είναι απαραίτητη προϋπόθεση η άψογη λίπανση.

Επειδή είναι απαραίτητη η μείωση της τριβής στα έδρανα και της φθοράς των υλικών, οι επιφάνειες ολίσθησης δεν πρέπει να εφάπτονται αλλά να παρεμβάλλεται το φιλμ του λιπαντικού, ώστε να επικρατεί αυτό που ονομάζεται "υγρά τριβή".

Με βάση την υδροδυναμική θεωρία λίπανσης υπολογίζουμε τα έδρανα ολίσθησης. Οι διαστάσεις τους πρέπει να είναι τέτοιες ώστε στις στροφές λειτουργίας τους να εργάζονται στην περιοχή της υγρής τριβής.

9.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΑΞΟΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ

Ως κατάλληλο υλικό εκλέγεται λευκό μέταλλο, τύπος LgSn80. Το πλάτος του εδράνου είναι ίσο με την διάμετρο του άξονα εισόδου:

$$b = d = 85 \text{ mm} \quad (9.1)$$

9.1.1 Λόγος πλάτους προς διάμετρο

Το πλάτος του εδράνου b προκύπτει εμπειρικά και για λίπανση με λάδι συνίσταται $\frac{b}{d} \approx 0,5 \dots 1$.

$$\frac{b}{d} = \frac{85 \text{ mm}}{85 \text{ mm}} = 1 \quad (9.2)$$

9.1.2 Μέση πίεση επιφανείας

Λόγω του εγκάρσιου φορτίου που ενεργεί πάνω στο έδρανο, το έδρανο καταπονείται σε πίεση επιφανείας. Για την αποφυγή πρόωρης φθοράς του εδράνου και την εξασφάλιση της αντοχής πρέπει η μέση πίεση επιφανείας να είναι μικρότερη της επιτρεπόμενης. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$p_m = \frac{F}{db} = \frac{20.279,885^N}{85\text{mm} \cdot 85\text{mm}} = \mathbf{2,8 \text{ N/mm}^2} \quad (9.3)$$

- F= είναι η δύναμη που ασκείται στο έδρανο και είναι ίση με τις αντιδράσεις F_A και F_B .

Βρίσκουμε για το υλικό που επιλέξαμε για τα έδρανα, $p_{\text{μεπ}}=5 \text{ N/mm}^2$ οπότε μπορεί να χρησιμοποιηθεί.

$$\text{Ήτοι: } p_m=2,8 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{μεπ}}=5 \text{ N/mm}^2 \quad (9.4)$$

9.1.3 Μέγιστη πίεση

Το υλικό του εδράνου πρέπει να αντέξει την μέγιστη πίεση που εμφανίζεται κατά τη λειτουργία με υγρά τριβή χωρίς μόνιμη παραμόρφωση. Με συντελεστή ασφαλείας 1,5 ισχύει η σχέση:

$$P_{\text{max}} = 6p_m \leq \sigma_{df} \quad (9.5)$$

$$P_{\text{max}} = 6p_m = 6 \cdot 2,8 \text{ N/mm}^2 = \mathbf{16,8 \text{ N/mm}^2} \quad (9.6)$$

Το όριο σύνθλιψης $\sigma_{dF} = 69 \text{ N/mm}^2$ για LgSn80

$$P_{\text{max}} = 16,8 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dF} = 69 \text{ N/mm}^2 \quad (9.7)$$

Άρα $b=85 \text{ mm}$ και $p_m=2,8 \text{ N/mm}^2$

9.1.4 Υπολογισμός σχετικού διάκενου

Το σχετικό διάκενο ψ είναι ο λόγος της χάρης προς την διάμετρο του στροφέα. Για τον υπολογισμό του χρειαζόμαστε την μέση πίεση επιφανείας του εδράνου και την περιφερειακή του ταχύτητα.

Η περιφερειακή ταχύτητα του εδράνου υπολογίζεται από την σχέση:

$$u = \frac{d\pi n}{60} = \frac{0,085^m \cdot 3,14 \cdot 8.000^{\text{rpm}}}{60} = \mathbf{35,6 \text{ m/s}} \quad (9.8)$$

Για μέση ταχύτητα $u=35,6\text{m/s}$ και μέση πίεση επιφανείας $p_m=2,8 \text{ N/mm}^2$ το σχετικό διάκενο ψ θα είναι:

$$\psi = \mathbf{5,5 \cdot 10^{-3}}$$

Η τιμή $\psi = 5,5 \cdot 10^{-3}$ είναι πράγματι μεγαλύτερη από την ελάχιστη τιμή $\psi = 0,5 \cdot 10^{-3}$ που απαιτείται για λευκά μέταλλα.

9.1.5 Επιλογή τυποποιημένης συναρμογής εδράνου

Για την επιλογή της κατάλληλης συναρμογής, χρειαζόμαστε την διάμετρο του άξονα d και το σχετικό διάκενο ψ . Για $d = 85 \text{ mm}$ και $\psi = 5,5 \cdot 10^{-3}$, προκύπτει η συναρμογή D10/h11.

Βρίσκουμε τις αποκλίσεις του πεδίου ανοχών.

$$D10 \left[\begin{array}{c} +260 \\ +120 \end{array} \right] \text{ και } h11 \left[\begin{array}{c} 0 \\ -220 \end{array} \right]$$

Η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη της συναρμογής υπολογίζονται ως εξής:

- Μέγιστη χάρη: $S_o = +260 - (-220) = +480 \text{ } \mu\text{m}$ (9.9)

- Ελάχιστη χάρη: $S_u = +120 - 0 = +120 \text{ } \mu\text{m}$ (9.10)

Για τον υπολογισμό του πραγματικού σχετικού διακένου χρειαζόμαστε την μέση χάρη της συναρμογής η οποία είναι:

$$S_m = \frac{S_o + S_u}{2} = \frac{+480 + 120}{2} = 300 \text{ } \mu\text{m} \quad (9.11)$$

Άρα το πραγματικό σχετικό διάκενο είναι:

$$\psi = \frac{S_m}{d} = \frac{0,3 \text{ mm}}{85 \text{ mm}} = 3,5 \cdot 10^{-3} \quad (9.12)$$

9.1.6 Υπολογισμός αριθμού Sommerfeld

Ο αριθμός Sommerfeld είναι ένας αδιάστατος αριθμός, ο οποίος σχετίζεται με την δυναμική συμπεριφορά της λίπανσης, δηλαδή χαρακτηρίζει τις συνθήκες ροής του λιπαντικού στο διάκενο μεταξύ άξονα και εδράνου.

Για τον υπολογισμό του αριθμού Sommerfeld, χρειαζόμαστε τον λόγο b/d και το πραγματικό σχετικό πάχος λιπαντικού δ .

Το μικρότερο πάχος λιπαντικού h_0 που θα σχηματιστεί στο στενότερο σημείο του διακένου, υπολογίζεται από την σχέση:

$$h_0 \leq \frac{\psi d}{7} = \frac{0,0035 \cdot 85 \text{ mm}}{7} = 0,0425 \text{ mm} \quad (9.13)$$

Αφού υπολογίστηκε και το μικρότερο πάχος λιπαντικού, το σχετικό πάχος λιπαντικού υπολογίζεται από την σχέση:

$$\delta = \frac{2 \cdot h_0}{\psi \cdot d} = \frac{2 \cdot 0,0425^{\text{mm}}}{0,0035 \cdot 85^{\text{mm}}} = \mathbf{0,285} \quad (9.14)$$

Ο αριθμός Sommerfeld S_0 , για $\delta=0,285$ και $b/d=1$

$$\mathbf{S_0=2,3}$$

Αφού προσδιορίστηκε ο αριθμός Sommerfeld, μπορούμε να υπολογίσουμε με ακρίβεια το μικρότερο πραγματικό πάχος και το σχετικό πάχος λιπαντικού.

Μικρότερο πάχος λιπαντικού:

$$h_0 = \frac{\psi \cdot d}{2 + 2,5S_0} = \frac{0,0035 \cdot 85^{\text{mm}}}{2 + 2,5 \cdot 1,8} = \mathbf{0,045 \text{ mm}} \quad (9.15)$$

Σχετικό πάχος λιπαντικού:

$$\delta = \frac{2h_0}{\psi \cdot d} = \frac{2 \cdot 0,045^{\text{mm}}}{0,0035 \cdot 85^{\text{mm}}} = \mathbf{0,3} \quad (9.16)$$

Το σχετικό πάχος λιπαντικού δ πρέπει να βρίσκεται μεταξύ ορισμένων ορίων καλής λειτουργίας και συγκεκριμένα πρέπει να ισχύει η παρακάτω σχέση:

$$\mathbf{0,04 < \delta < 0,4 \Rightarrow 0,04 < 0,3 < 0,4} \quad (9.17)$$

9.1.7 Προσδιορισμός απαιτούμενου ιξώδους η

Το απαιτούμενο ιξώδες η του λιπαντικού που θα χρησιμοποιηθεί για την λίπανση του συγκεκριμένου εδράνου, δίνεται από την σχέση:

$$\eta = \frac{10^7 \cdot p_m \cdot \psi^2}{S_0 \cdot n} = \frac{10^7 \cdot 2,8^{\text{N/mm}^2} \cdot 0,0035^2}{2,3 \cdot 8.000^{\text{rpm}}} = \mathbf{0,018 \text{ Pas}} \quad (9.18)$$

Το ιξώδες είναι $\eta = \mathbf{0,018 \text{ Pas} = 18 \text{ mPas}}$

9.1.8 Μεταβατικός αριθμός στροφών $n_{\bar{u}}$

Μεταβατικός αριθμός στροφών είναι ο αριθμός στροφών που πραγματοποιείται η μετάβαση από την ημιωγρά στην υγρά τριβή δηλαδή γίνεται ο πλήρης διαχωρισμός των επιφανειών τριβής με την παρεμβολή λιπαντικού.

$$n_{\bar{u}} \approx 130 \frac{P_m}{\eta \cdot d \cdot C_u} = 130 \frac{2,8^{N/mm^2}}{0,018^{Pas} \cdot 85^{mm} \cdot 1} = \mathbf{237,9 \text{ rpm}} \quad (9.19)$$

- $C_{\bar{u}}$ = μια σταθερά που εξαρτάται από τις διαστάσεις, το είδος και το υλικό του εδράνου. Για πρόσθετη ασφάλεια λαμβάνεται $C_{\bar{u}} = 1$.

$$\text{Έλεγχος } \frac{n}{n_{\bar{u}}} = \frac{8.000^{rpm}}{237,9^{rpm}} = \mathbf{33,62} > u = \mathbf{29,3 \text{ m/s}} \quad (9.20)$$

Επομένως το έδρανο λειτουργεί με ασφάλεια στην περιοχή της υγρής τριβής. Αποτέλεσμα, μεταβατικός αριθμός στροφών $n_{\bar{u}} = 237,9 \text{ rpm}$.

9.1.9 Απαιτούμενη ποσότητα λαδιού λίπανσης Q

Για την διατήρηση της υγρής τριβής θα πρέπει οι επιφάνειες ολίσθησης να τροφοδοτούνται με ορισμένη ποσότητα λαδιού.

Η απαιτούμενη ποσότητα λαδιού λίπανσης δίνεται από την σχέση:

$$Q \approx 0,0003 \cdot d^2 \cdot b \cdot n \cdot \psi = 0,0003 \cdot 8,5^2 \text{ cm} \cdot 8,5 \text{ cm} \cdot 8.000^{rpm} \cdot 0,0035 = \mathbf{5,15 \text{ lt/min}} \quad (9.21)$$

Η απαιτούμενη ποσότητα λαδιού λίπανσης είναι 5,15 lt/min.

9.1.10 Θερμότητα P_R που παράγεται στο έδρανο

Η τριβή στις επιφάνειες ολίσθησης των εδράνων οδηγεί σε απώλεια ισχύος P_R που μετατρέπεται σε θερμότητα. Γι' αυτό τα έδρανα πρέπει να ελεγχθούν σε υπερθέρμανση.

Η θερμότητα που παράγεται στο έδρανο δίνεται από την σχέση:

$$P_R = F \cdot \mu \cdot u = 20.279,885^N \cdot 0,0069 \cdot 35,6^{m/s} = \mathbf{4.981,55 \text{ W}} \quad (9.22)$$

Το μ είναι συντελεστής τριβής και δίνεται από την σχέση:

$$\mu = \frac{3\psi}{\sqrt{S_0}} = \frac{3 \cdot 0,0035}{\sqrt{2,3}} = \mathbf{0,0069} \quad (9.23)$$

Η συνολική επιφάνεια A που αποδίδει θερμότητα είναι για έδρανα ενσωματωμένα σε μηχανήματα:

$$A \approx 25 \cdot d \cdot b = 25 \cdot 0,085^m \cdot 0,085^m = \mathbf{0,18 \text{ m}^2} \quad (9.24)$$

Η επιφάνεια της ατράκτου που αποδίδει θερμότητα λαμβάνεται:

$$0,25 \cdot A = 0,25 \cdot 0,18^m \text{ }^2 = \mathbf{0,045 \text{ m}^2} \quad (9.25)$$

Συνολική επιφάνεια A κελύφους και ατράκτου:

$$A = 0,18^m \text{ }^2 + 0,045^m \text{ }^2 = \mathbf{0,225 \text{ m}^2} \quad (9.26)$$

Τελικά προσδιορίζεται η θερμοκρασία θ του εδράνου από την σχέση:

$$\theta = \frac{P_R}{\alpha \cdot A} + \theta_0 = \frac{4.981,55^W}{25^W/m^2\text{ }^\circ\text{C} \cdot 0,225^m \text{ }^2} + 20^\circ\text{C} = \mathbf{905,6^\circ\text{C}} \quad (9.27)$$

$\alpha = 25 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ για έντονη κίνηση του αέρα λόγω υψηλού αριθμού στροφών.

Επειδή η θερμοκρασία που υπολογίστηκε είναι πολύ υψηλή, καθώς ξεπερνάει το όριο των 70 έως 90°C, θα πρέπει να γίνει ψύξη του εδράνου με λάδι λίπανσης, το οποίο θα κυκλοφορεί με την βοήθεια αντλίας.

9.1.11 Ψύξη εδράνου

Η σωστή θερμοκρασία στην οποία πρέπει να λειτουργεί το έδρανο είναι 60°C. Για να επιτευχθεί αυτή η θερμοκρασία εδράνου πρέπει το λάδι να διοχετεύεται με χαμηλότερη θερμοκρασία. Για την ψύξη του λαδιού θα χρησιμοποιηθεί κατάλληλο ψυγείο λαδιού.

Η θερμοκρασία εισόδου του λαδιού θα είναι 45°C. Για να υπολογιστεί η απαιτούμενη ποσότητα λαδιού για να διατηρηθεί η θερμοκρασία του εδράνου στους 60°C, όταν το λάδι εισέρχεται με θερμοκρασία 45°C, δηλαδή $\Delta T = 60 - 45 = 15^\circ\text{C}$, ισχύει η σχέση:

$$Q_k = \frac{P_R}{c \cdot \rho \cdot \Delta T} = \frac{4.981,55^W}{2.000^J/Kg^\circ\text{C} \cdot 900^kg/m^3 \cdot 15^\circ\text{C}} = 184,5 \cdot 10^{-6} m^3/sec \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q_k = 184,5 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3 \cdot 60^{lt/min} = \mathbf{11,07 \text{ lt/min}} \quad (9.28)$$

Όπου:

- $c = 2.000 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$ η ειδική θερμότητα του λαδιού
- $\rho = 900 \text{ Kg/m}^3$ η πυκνότητα του λαδιού

Παρατηρούμε ότι η ποσότητα λαδιού που απαιτείται για την ψύξη του εδράνου είναι μεγαλύτερη από την απαιτούμενη για λίπανση, δηλαδή:

$$Q_k = 11,07 \text{ lt/min} > Q = 5,15 \text{ lt/min} \quad (9.29)$$

Επειδή συμβαίνει αυτό η αντλία θα προσδιοριστεί με βάση την ποσότητα λαδιού ψύξης και έτσι θα ικανοποιείται και η λίπανση του εδράνου.

Υπολογίζουμε την αναγκαία πίεση του κυκλοφορούντος λαδιού για την τροφοδοσία του εδράνου. Η πίεση που αναπτύσσεται κατά την λειτουργία του εδράνου, στο στρώμα του λιπαντικού, αναπτύσσεται πίεση η οποία υπολογίζεται από την σχέση:

$$\begin{aligned} p_{\bar{u}} &= \frac{2}{3} \psi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = \frac{2}{3} \cdot 0,0035 \cdot 900 \text{ kg/m}^3 \cdot (35,6 \text{ m/sec})^2 \cdot 10^{-6} \\ &= 2.661,4 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (9.30)$$

Για να είναι δυνατή η τροφοδότηση του εδράνου με το λιπαντικό, η υπερπίεση της αντλίας στην θέση λιπάνσεως λαμβάνεται 10 φορές μεγαλύτερη από την προηγούμενη αναπτυσσόμενη πίεση.

Υπερπίεση αντλίας:

$$\begin{aligned} P_z &= 10 \cdot p_{\bar{u}} = 10 \cdot 2.661,4 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm}^2 = 2.661,4 \cdot 10^{-5} \cdot 10,2 \text{ atú} \\ &= 0,27 \text{ atú} \end{aligned} \quad (9.31)$$

Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε $1 \text{ N/mm}^2 = 10 \text{ bar} \approx 0,02 \text{ atú}$
Άρα θα τοποθετηθεί αντλία με συνολική παροχή και για τα δύο έδρανα:

$$Q_k = 2 \cdot 11,07 \text{ lt/min} = 22,14 \text{ lt/min} \quad (9.32)$$

Και η πίεση στις θέσεις των εδράνων θα είναι:

$$P_z = 0,27 \text{ atú}$$

9.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΑΞΟΝΑ ΕΞΟΔΟΥ

Ως κατάλληλο υλικό εκλέγεται λευκό μέταλλο, τύπος LgSn80. Το πλάτος του εδράνου είναι ίσο με την διάμετρο του άξονα εξόδου:

$$b = d = 97 \text{ mm} \quad (9.33)$$

9.2.1 Λόγος πλάτους προς διάμετρο

Το πλάτος του εδράνου b προκύπτει εμπειρικά και για λίπανση με λάδι συνίσταται $\frac{b}{d} \approx 0,5 \dots 1$.

$$\frac{b}{d} = \frac{97\text{mm}}{97\text{mm}} = 1 \quad (9.34)$$

9.2.2 Μέση πίεση επιφανείας

Λόγω του εγκάρσιου φορτίου που ενεργεί πάνω στο έδρανο, το έδρανο καταπονείται σε πίεση επιφανείας. Για την αποφυγή πρόωρης φθοράς του εδράνου και την εξασφάλιση της αντοχής πρέπει η μέση πίεση επιφανείας να είναι μικρότερη της επιτρεπόμενης. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$p_m = \frac{F}{db} = \frac{20.279,885^{\text{N}}}{97\text{mm} \cdot 97\text{mm}} = 2,15 \text{ N/mm}^2 \quad (9.35)$$

- F είναι η δύναμη που ασκείται στο έδρανο και είναι ίση με τις αντιδράσεις F_A και F_B

Βρίσκουμε για το υλικό που επιλέξαμε για τα έδρανα, $p_{\text{μεπ}} = 5 \text{ N/mm}^2$ οπότε μπορεί να χρησιμοποιηθεί.

$$\text{Ήτοι: } p_m = 2,15 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{μεπ}} = 5 \text{ N/mm}^2 \quad (9.36)$$

9.2.3 Μέγιστη πίεση

Το υλικό του εδράνου πρέπει να αντέξει την μέγιστη πίεση λίπανσης που εμφανίζεται κατά τη λειτουργία με υγρά τριβή χωρίς μόνιμη παραμόρφωση. Με συντελεστή ασφαλείας 1,5, ισχύει η σχέση:

$$P_{\text{max}} = 6p_m \leq \sigma_{\text{dF}} \quad (9.37)$$

$$P_{\text{max}} = 6p_m = 6 \cdot 2,15 \text{ N/mm}^2 = 12,9 \text{ N/mm}^2 \quad (9.38)$$

Το όριο σύνθλιψης $\sigma_{\text{dF}} = 69 \text{ N/mm}^2$ για LgSn80

$$P_{\text{max}} = 12,9 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dF}} = 69 \text{ N/mm}^2 \quad (9.39)$$

Άρα $b = 97 \text{ mm}$ και $p_m = 2,15 \text{ N/mm}^2$

9.2.4 Υπολογισμός σχετικού διάκενου

Το σχετικό διάκενο ψ είναι ο λόγος της χάρης προς την διάμετρο του στροφέα. Για τον υπολογισμό του χρειαζόμαστε την μέση πίεση επιφανείας του εδράνου και την περιφερειακή του ταχύτητα.

Η περιφερειακή ταχύτητα του εδράνου υπολογίζεται από την σχέση:

$$u = \frac{d\pi n}{60} = \frac{0,097^m \cdot 3,14 \cdot 3.019^{\text{rpm}}}{60} = \mathbf{15,3 \text{ m/s}} \quad (9.40)$$

Για μέση ταχύτητα $u = 15,3 \text{ m/s}$ και μέση πίεση επιφανείας $p_m = 2,15 \text{ N/mm}^2$ το σχετικό διάκενο ψ θα είναι:

$$\psi = \mathbf{2,8 \cdot 10^{-3}}$$

Η τιμή $\psi = 2,8 \cdot 10^{-3}$ είναι πράγματι μεγαλύτερη από την ελάχιστη τιμή $\psi = 0,5 \cdot 10^{-3}$ που απαιτείται για λευκά μέταλλα.

9.2.5 Επιλογή τυποποιημένης συναρμογής εδράνου

Για την επιλογή της κατάλληλης συναρμογής, χρειαζόμαστε την διάμετρο του άξονα d και το σχετικό διάκενο ψ . Για $d = 97 \text{ mm}$ και $\psi = 2,8 \cdot 10^{-3}$, προκύπτει η συναρμογή H11/d9.

Βρίσκουμε τις αποκλίσεις του πεδίου ανοχών.

$$\text{H11} \left[\begin{array}{c} +220 \\ 0 \end{array} \right] \text{ και } \text{d9} \left[\begin{array}{c} -120 \\ -207 \end{array} \right]$$

Η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη της συναρμογής υπολογίζονται ως εξής:

- Μέγιστη χάρη: $S_o = 220 - (-207) = \mathbf{+427 \mu\text{m}}$ (9.41)

- Ελάχιστη χάρη: $S_u = 0 - (-120) = \mathbf{+120 \mu\text{m}}$ (9.42)

Για τον υπολογισμό του πραγματικού σχετικού διακένου χρειαζόμαστε την μέση χάρη της συναρμογής η οποία είναι:

$$S_m = \frac{S_o + S_u}{2} = \frac{427 + 120}{2} = \mathbf{273,5 \mu\text{m}} \quad (9.43)$$

Άρα το πραγματικό σχετικό διάκενο είναι:

$$\psi = \frac{S_m}{d} = \frac{0,2735^{\text{mm}}}{97^{\text{mm}}} = \mathbf{2,8 \cdot 10^{-3}} \quad (9.44)$$

9.2.6 Υπολογισμός αριθμού Sommerfeld

Ο αριθμός Sommerfeld είναι ένας αδιάστατος αριθμός, ο οποίος σχετίζεται με την δυναμική συμπεριφορά της λίπανσης, δηλαδή χαρακτηρίζει τις συνθήκες ροής του λιπαντικού στο διάκενο μεταξύ άξονα και εδράνου.

Για τον υπολογισμό του αριθμού Sommerfeld, χρειαζόμαστε τον λόγο b/d και το πραγματικό σχετικό πάχος λιπαντικού δ .

Το μικρότερο πάχος λιπαντικού h_0 που θα σχηματιστεί στο στενότερο σημείο του διακένου, υπολογίζεται από την σχέση:

$$h_0 \leq \frac{\psi d}{7} = \frac{0,0028 \cdot 97^{\text{mm}}}{7} = \mathbf{0,0388 \text{ mm}} \quad (9.45)$$

Αφού υπολογίστηκε και το μικρότερο πάχος λιπαντικού, το σχετικό πάχος λιπαντικού υπολογίζεται από την σχέση:

$$\delta = \frac{2 \cdot h_0}{\psi \cdot d} = \frac{2 \cdot 0,0388^{\text{mm}}}{0,0028 \cdot 97^{\text{mm}}} = \mathbf{0,285} \quad (9.46)$$

Ο αριθμός Sommerfeld S_0 για $\delta = 0,285$ και $b/d = 1$

$S_0 = 2,3$

Αφού προσδιορίστηκε ο αριθμός Sommerfeld, μπορούμε να υπολογίσουμε με ακρίβεια το μικρότερο πραγματικό πάχος και το σχετικό πάχος λιπαντικού.

Μικρότερο πάχος λιπαντικού:

$$h_0 = \frac{\psi \cdot d}{2 + 2,5S_0} = \frac{0,0028 \cdot 97^{\text{mm}}}{2 + 2,5 \cdot 1,8} = \mathbf{0,041 \text{ mm}} \quad (9.47)$$

Σχετικό πάχος λιπαντικού:

$$\delta = \frac{2h_0}{\psi \cdot d} = \frac{2 \cdot 0,041^{\text{mm}}}{0,0028 \cdot 97^{\text{mm}}} = \mathbf{0,3} \quad (9.48)$$

Το σχετικό πάχος λιπαντικού δ πρέπει να βρίσκεται μεταξύ ορισμένων ορίων καλής λειτουργίας και συγκεκριμένα πρέπει να ισχύει η παρακάτω σχέση:

$$\mathbf{0,04 < \delta < 0,4 \Rightarrow 0,04 < 0,3 < 0,4} \quad (9.49)$$

9.2.7 Προσδιορισμός απαιτούμενου ιξώδους η

Το απαιτούμενο ιξώδες η του λιπαντικού που θα χρησιμοποιηθεί για την λίπανση του συγκεκριμένου εδράνου, δίνεται από την σχέση:

$$\eta = \frac{10^7 \cdot p_m \cdot \psi^2}{S_0 \cdot n} = \frac{10^7 \cdot 2,15^{\text{N/mm}^2} \cdot 0,0028^2}{2,3 \cdot 3.019^{\text{rpm}}} = \mathbf{0,024 \text{ Pas}} \quad (9.50)$$

Το ιξώδες είναι $\eta = \mathbf{0,024 \text{ Pas} = 24 \text{ mPas}}$

9.2.8 Μεταβατικός αριθμός στροφών $n_{\bar{u}}$

Μεταβατικός αριθμός στροφών είναι ο αριθμός στροφών που πραγματοποιείται η μετάβαση από την ημιυγρά στην υγρά τριβή δηλαδή γίνεται ο πλήρης διαχωρισμός των επιφανειών τριβής με την παρεμβολή λιπαντικού.

$$n_{\bar{u}} \approx 130 \frac{P_m}{\eta \cdot d \cdot C_u} = 130 \frac{2,15^{\text{N/mm}^2}}{0,024^{\text{Pas}} \cdot 97^{\text{mm}} \cdot 1} = \mathbf{120,06 \text{ rpm}} \quad (9.51)$$

- C_u = μια σταθερά που εξαρτάται από τις διαστάσεις, το είδος και το υλικό του εδράνου. Για πρόσθετη ασφάλεια λαμβάνεται $C_u = 1$.

$$\text{Έλεγχος } \frac{n}{n_{\bar{u}}} = \frac{3.019^{\text{rpm}}}{120,06^{\text{rpm}}} = \mathbf{25,14} > u = 15,3 \text{ m/s} \quad (9.52)$$

Επομένως το έδρανο λειτουργεί με ασφάλεια στην περιοχή της υγρής τριβής. Αποτέλεσμα, μεταβατικός αριθμός στροφών $n_{\bar{u}} = 120,06 \text{ rpm}$.

9.2.9 Απαιτούμενη ποσότητα λαδιού λίπανσης Q

Για την διατήρηση της υγρής τριβής θα πρέπει οι επιφάνειες ολίσθησης να τροφοδοτούνται με ορισμένη ποσότητα λαδιού.

Η απαιτούμενη ποσότητα λαδιού λίπανσης δίνεται από την σχέση:

$$Q \approx 0,0003 \cdot d^2 \cdot b \cdot n \cdot \psi = 0,0003 \cdot 9,7^2 \text{ cm} \cdot 9,7^{\text{cm}} \cdot 3.019^{\text{rpm}} \cdot 0,0028 \\ = \mathbf{2,31 \text{ lt/min}} \quad (9.53)$$

Η απαιτούμενη ποσότητα λαδιού λίπανσης είναι $2,31 \text{ lt/min}$.

9.2.10 Θερμότητα P_R που παράγεται στο έδρανο

Η τριβή στις επιφάνειες ολίσθησης των εδράνων οδηγεί σε απώλεια ισχύος P_R που μετατρέπεται σε θερμότητα. Γι' αυτό τα έδρανα πρέπει να ελεγχθούν σε υπερθέρμανση.

Η θερμότητα που παράγεται στο έδρανο δίνεται από την σχέση:

$$P_R = F \cdot \mu \cdot u = 20.279,885^N \cdot 0,0055 \cdot 15,3^{m/s} \\ = \mathbf{1.706,55 W} \quad (9.54)$$

Το μ είναι συντελεστής τριβής και δίνεται από την σχέση:

$$\mu = \frac{3\psi}{\sqrt{S_0}} = \frac{3 \cdot 0,0028}{\sqrt{2,3}} = \mathbf{0,0055} \quad (9.55)$$

Η συνολική επιφάνεια A που αποδίδει θερμότητα είναι για έδρανα ενσωματωμένα σε μηχανήματα:

$$A \approx 25 \cdot d \cdot b = 25 \cdot 0,097^m \cdot 0,097^m = \mathbf{0,235 m^2} \quad (9.56)$$

Η επιφάνεια της ατράκτου που αποδίδει θερμότητα λαμβάνεται:

$$0,25 \cdot A = 0,25 \cdot 0,235^{m^2} = \mathbf{0,058 m^2} \quad (9.57)$$

Συνολική επιφάνεια A κελύφους και ατράκτου:

$$A = 0,235^{m^2} + 0,058^{m^2} = \mathbf{0,293 m^2} \quad (9.58)$$

Τελικά προσδιορίζεται η θερμοκρασία θ του εδράνου από την σχέση:

$$\theta = \frac{P_R}{\alpha \cdot A} + \theta_0 = \frac{1.706,55^W}{25^{W/m^2\text{C}} \cdot 0,293^{m^2}} + 20^\circ\text{C} = \mathbf{233^\circ\text{C}} \quad (9.59)$$

$\alpha = 25 \text{ W/m}^2\text{C}$ για έντονη κίνηση του αέρα λόγω υψηλού αριθμού στροφών

Επειδή η θερμοκρασία που υπολογίστηκε είναι πολύ υψηλή, καθώς ξεπερνάει το όριο των 70 έως 90°C, θα πρέπει να γίνει ψύξη του εδράνου με λάδι λίπανσης, το οποίο θα κυκλοφορεί με την βοήθεια αντλίας.

9.2.11 Ψύξη εδράνου

Η σωστή θερμοκρασία στην οποία πρέπει να λειτουργεί το έδρανο είναι 60°C. Για να επιτευχθεί αυτή η θερμοκρασία εδράνου πρέπει το λάδι να

διοχετεύεται με χαμηλότερη θερμοκρασία. Για την ψύξη του λαδιού θα χρησιμοποιηθεί κατάλληλο ψυγείο λαδιού.

Η θερμοκρασία εισόδου του λαδιού θα είναι 45°C. Για να υπολογιστεί η απαιτούμενη ποσότητα λαδιού για να διατηρηθεί η θερμοκρασία του εδράνου στους 60°C, όταν το λάδι εισέρχεται με θερμοκρασία 45°C, δηλαδή:

$\Delta T = 60 - 45 = 15^\circ\text{C}$, ισχύει η σχέση:

$$Q_k = \frac{P_R}{c \cdot \rho \cdot \Delta T} = \frac{1.706,55^{\text{W}}}{2.000 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} \cdot 900 \text{ kg/m}^3 \cdot 15^\circ\text{C}} = 63,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{sec} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Q_k = 63,2 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3 \cdot 60 \text{ lt/min} = \mathbf{3,8 \text{ lt/min}} \quad (9.60)$$

Όπου:

- $c = 2.000 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$ η ειδική θερμότητα του λαδιού
- $\rho = 900 \text{ Kg/m}^3$ η πυκνότητα του λαδιού

Παρατηρούμε ότι η ποσότητα λαδιού που απαιτείται για την ψύξη του εδράνου είναι μεγαλύτερη από την απαιτούμενη για λίπανση, δηλαδή:

$$Q_k = \mathbf{3,8 \text{ lt/min}} > Q = \mathbf{2,31 \text{ lt/min}} \quad (9.61)$$

Επειδή συμβαίνει αυτό η αντλία θα προσδιοριστεί με βάση την ποσότητα λαδιού ψύξης και έτσι θα ικανοποιείται και η λίπανση του εδράνου.

Υπολογίζουμε την αναγκαία πίεση του κυκλοφορούντος λαδιού για την τροφοδοσία του εδράνου. Η πίεση που αναπτύσσεται κατά την λειτουργία του εδράνου, στο στρώμα του λιπαντικού, αναπτύσσεται πίεση η οποία υπολογίζεται από την σχέση:

$$p_{\bar{u}} = \frac{2}{3} \psi \cdot \rho \cdot u^2 \cdot 10^{-6} = \frac{2}{3} \cdot 0,0028 \cdot 900 \text{ kg/m}^3 \cdot (15,3 \text{ m/sec})^2 \cdot 10^{-6}$$

$$= \mathbf{393,2 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm}^2} \quad (9.62)$$

Για να είναι δυνατή η τροφοδότηση του εδράνου με το λιπαντικό, η υπερπίεση της αντλίας στην θέση λιπάνσεως λαμβάνεται 10 φορές μεγαλύτερη από την προηγούμενη αναπτυσσόμενη πίεση.

Υπερπίεση αντλίας:

$$P_z = 10 \cdot p_{\bar{u}} = 10 \cdot 393,2 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm}^2 = 393,2 \cdot 10^{-5} \cdot 10,2 \text{ atú}$$

$$= \mathbf{0,04 \text{ atú}} \quad (9.63)$$

Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε $1 \text{ N/mm}^2 = 10 \text{ bar} \approx 0,02 \text{ atú}$
Άρα θα τοποθετηθεί αντλία με συνολική παροχή και για τα δύο έδρανα:

$$Q_k = 2 \cdot 3,8^{\text{lt/min}} = 7,6 \text{ lt/min} \quad (9.64)$$

και η πίεση στις θέσεις των εδράνων θα είναι:
 $P_z = 0,04 \text{ atü}$

10. ΟΔΗΓΟΙ ΣΦΗΝΕΣ - ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΩΝ

ΓΕΝΙΚΑ

Η συνηθέστερη μορφή σύνδεσης μεταξύ οδοντωτών τροχών και ατράκτων είναι οι οδηγοί σφήνες. Χρησιμοποιούνται για την μεταφορά ροπής στρέψης κυρίως προς μια κατεύθυνση.

Οι οδηγοί σφήνες έχουν το πλεονέκτημα ότι επιτρέπουν την εύκολη προσαρμογή των οδοντωτών τροχών στους άξονες και αυτού του είδους η συναρμολόγηση είναι φθηνή και εύκολη να λυθεί ξανά. Έχουν όμως το μειονέκτημα ότι είναι ευαίσθητοι σε αλλαγές διεύθυνσης της ροπής στρέψης.

Οι δυνάμεις μεταφέρονται μόνο από τις πλευρικές επιφάνειες του οδηγού σφήνα.

Επιλέγεται κοινός οδηγός σφήνας DIN6885 και υλικό 20MnCr5.

10.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑ ΤΡΟΧΟΥ ΕΙΣΟΔΟΥ

Επιλογή σφήνας για διάμετρο 85 mm: **b×h= 22x14**.

10.1.1 Υπολογισμός πλήμνης

Μήκος και πλάτος πλήμνης:

Για χυτοχάλυβα:

$$1,8 \cdot d = 1,8 \cdot 85\text{mm} = \mathbf{153 \text{ mm}} \quad (10.1)$$

Ο σφήνας πρέπει να είναι μικρότερος από την πλήμνη οπότε:

$$\begin{aligned} l &= 150 \text{ mm} \\ l_1 &= l - b = 150 - 22 = \mathbf{128 \text{ mm}} \end{aligned} \quad (10.2)$$

10.1.2 Υπολογισμός πίεσης επιφάνειας

Η πίεση επιφανείας υπολογίζεται από την σχέση:

$$p = \frac{4M_t}{dhl_1} \leq p_{\text{επ}} \quad (10.3)$$

$$p = \frac{4M_t}{dhl_1} = \frac{4 \cdot 3.928.000^{\text{Nmm}}}{85^{\text{mm}} \cdot 14^{\text{mm}} \cdot 128^{\text{mm}}} = \mathbf{103,15 \text{ N/mm}^2} \quad (10.4)$$

Για χάλυβα σκληρυμένο με στατική φόρτιση

$$p_{\varepsilon\pi} = \mathbf{150 \div 250 \text{ N/mm}^2}$$

Η τιμή της πίεσης επιφανείας που υπολογίστηκε είναι μικρότερη από την επιτρεπόμενη οπότε μπορεί να λειτουργήσει με ασφάλεια.

10.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑ ΤΡΟΧΟΥ ΕΞΟΔΟΥ

Επιλογή σφήνας για διάμετρο 97 mm: **b×h= 28x16**.

10.2.1 Υπολογισμός πλήμνης

Μήκος και πλάτος πλήμνης:

$$1,8d = 1,8 \cdot 97^{\text{mm}} = \mathbf{174,6 \text{ mm}} \quad (10.5)$$

Λόγω του μεγάλου συνολικού πλάτους, $b = 300 \text{ mm}$, το πλάτος της πλήμνης θα αυξηθεί σε **l = 200 mm**.

Ο σφήνας πρέπει να είναι μικρότερος από την πλήμνη οπότε:

$$\begin{aligned} l &= 200 \text{ mm} \\ l_1 &= l - b = 200 - 28 = \mathbf{172 \text{ mm}} \end{aligned} \quad (10.6)$$

10.2.2 Υπολογισμός πίεσης επιφανείας

Η πίεση επιφανείας υπολογίζεται από την σχέση:

$$p = \frac{4M_t}{dhl_1} \leq p_{\varepsilon\pi} \quad (10.7)$$

$$p = \frac{4M_t}{dhl_1} = \frac{4 \cdot 9.680.000^{\text{Nmm}}}{97^{\text{mm}} \cdot 16^{\text{mm}} \cdot 172^{\text{mm}}} = \mathbf{145,05 \text{ N/mm}^2} \quad (10.8)$$

Για χάλυβα σκληρυμένο με στατική φόρτιση

$$p_{\varepsilon\pi} = \mathbf{150 \div 250 \text{ N/mm}^2}$$

Η τιμή της πίεσης επιφανείας που υπολογίστηκε είναι μικρότερη από την επιτρεπόμενη οπότε μπορεί να λειτουργήσει με ασφάλεια.

11. ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΟΔΟΝΤΩΝ

11.1 ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΕ ΠΙΕΣΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Ο έλεγχος σε πίεση επιφανείας εφαρμόζεται στους συνεργαζόμενους οδόντες, και μας δίνει την πίεση επιφανείας και για τους δύο τροχούς στη δυσμενέστερη περιοχή όπου κυρίως εμφανίζονται τα “σκαψίματα” στον οδόντα, δηλαδή στον κύκλο κύλισης. Ο έλεγχος σε πίεση επιφανείας γίνεται για το πινιόν.

Υπολογίζεται από την εξής σχέση:

$$\begin{aligned}\sigma_H &= \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta} \leq \sigma_{HP} \\ &= \frac{\sigma_{HI}}{S_H}\end{aligned}\quad (11.1)$$

- σ_H είναι η πίεση επιφανείας στην κατατομή του οδόντα σε N/mm^2
- F_t είναι η περιφερειακή δύναμη σε N και ισούται με την δύναμη P_{It} που υπολογίστηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο.
- $d_1=206,12 \text{ mm}$ είναι η αρχική διάμετρος του πινιόν σε mm .
- $b=300 \text{ mm}$ είναι το συνολικό πλάτος του οδόντα σε mm .
- $u=2,65$ είναι ο λόγος του αριθμού οδόντων τροχού εξόδου προς το πινιόν.
- $K_A=1,25$ είναι συντελεστής της εφαρμογής. Λαμβάνει υπόψη τις διακυμάνσεις του φορτίου που εξαρτώνται από το είδος της κινητήριας μηχανής και της εργομηχανής ανάμεσα στις οποίες είναι τοποθετημένος ο μειωτήρας κίνησης. Αυτές οι διακυμάνσεις εμφανίζονται με την μορφή κρούσεων, αιχμών φορτίου και μεταβολών στη ροπή στρέψης. Περίπτωση μειωτήρα με ομοιόμορφη κίνηση από ατμοστρόβιλο με ημερήσια λειτουργία.
- $K_V=1,35$ είναι συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων. Λαμβάνει υπόψη τις δυναμικές καταπονήσεις που προέρχονται από ταλαντώσεις συνεργαζόμενων τροχών. Ο συντελεστής K_V εξαρτάται από την ακρίβεια κατασκευής της οδόντωσης. Για ποιότητα οδόντωσης 5 και

$$\frac{u \cdot z_1}{100} = \frac{86,29^{m/s} \cdot 20}{100} = 17,25 \quad (11.2)$$

- $K_{Ha} = 1$ είναι μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για πίεση επιφανείας. Για ποιότητα οδόντωσης 7 ή λεπτότερη, μπορεί να τεθεί $K_{Ha} = 1$
- $Z_H = 2,43$ είναι συντελεστής ζώνης. Λαμβάνει υπόψη την καμπυλότητα της κατατομής στο σημείο κύλισης. Για τροχούς χωρίς μετατόπιση ο λόγος $(x_1+x_2)/(z_1+z_2)$ είναι 0. Για οδοντωτούς τροχούς με κεκλιμένους οδόντες με $\beta = 14^\circ$ και $\alpha = 20,55^\circ$ έχουμε: $Z_H = 2,43$.
- Z_M είναι συντελεστής του υλικού σε $\sqrt{N/mm^2}$. Λαμβάνει υπόψη τα μέτρα ελαστικότητας των υλικών των οδοντωτών τροχών. Λαμβάνεται, η τιμή για χάλυβα $E = 206.000 N/mm^2$ και υπολογίζεται από τον τύπο:

$$\begin{aligned} Z_M &= \sqrt{0,175 \cdot E} \\ &= \sqrt{0,175 \cdot 206.000 N/mm^2} = \mathbf{189,86 \sqrt{N/mm^2}} \end{aligned} \quad (11.3)$$

- $Z_\varepsilon = 0,785$ είναι συντελεστής επικάλυψης. Λαμβάνεται συναρτήσει των $\varepsilon_\alpha = 1,6$ και $\varepsilon_\beta = 1,1$.
- Z_β είναι συντελεστής κλίσης. Λαμβάνει υπόψη την επιρροή της γωνίας κλίσης $\beta = 14^\circ$ στην πίεση επιφανείας. Ισχύει:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 14^\circ} = \mathbf{0,98} \quad (11.4)$$

Υπολογισμός του σ_H :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta} = \\ &= \sqrt{\frac{38.113,72^N}{300^{mm} \cdot 206,12^{mm}} \cdot \frac{2,65+1}{2,65} \cdot 1,25 \cdot 1,35 \cdot 1 \cdot 2,43 \cdot 189,86 \sqrt{\frac{N}{mm^2}} \cdot 0,785 \cdot 0,98} = \mathbf{424,82 N/mm^2} \end{aligned} \quad (11.5)$$

Αφού υπολογίστηκε η πίεση επιφανείας στην κατατομή του οδόντα σ_H , θα γίνει και ο απαραίτητος έλεγχος αντοχής.

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HI}}{S_H} \quad (11.6)$$

- σ_{HP} είναι η επιτρεπόμενη τάση σε πίεση επιφανείας. Υπολογίζεται χωριστά για το πινιόν και τον τροχό εξόδου αλλά στην συγκεκριμένη εφαρμογή, επειδή χρησιμοποιείται και στους δύο τροχούς το ίδιο υλικό, οι επιτρεπόμενες τάσεις θα είναι ίσες ($\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2}$).

- σ_{HI} είναι η αντοχή διάρκειας των κατατομών των οδόντων σε πίεση σε N/mm^2 . Για υλικό 34CrNiMo6:

$$\sigma_{HI} = 630 N/mm^2.$$

- S_H είναι ο συντελεστής ασφαλείας σε πίεση επιφανείας. Λαμβάνεται κατά μέσο όρο

$$S_H \geq 1,35.$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HI}}{S_H} = \frac{630 N/mm^2}{1,35} = 466,66 N/mm^2 \quad (11.7)$$

$$\text{Άρα } \sigma_H = 424,82 N/mm^2 < \sigma_{HP} = 466,66 N/mm^2 \quad (11.8)$$

Ο έλεγχος δείχνει ότι το υλικό 34CrNiMo6 που χρησιμοποιήθηκε είναι κατάλληλο για την κατασκευή του ζεύγους των οδοντωτών τροχών.

11.2 ΈΛΕΓΧΟΣ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΑ ΣΕ ΘΡΑΥΣΗ

Στην περίπτωση του έλεγχου του οδόντα σε θραύση θεωρούμε τον οδόντα σαν καμπτόμενη δοκό. Στον πόδα του οδόντα προκαλείται η μέγιστη καταπόνηση όταν η κάθετη δύναμη, που ενεργεί κατά μήκος της γραμμής επαφών, εφαρμόζεται στην άκρη της κεφαλής του. Επίσης θεωρούμε ότι ολόκληρη η κάθετη δύναμη παραλαμβάνεται από έναν μόνο οδόντα. Ο έλεγχος των οδόντων σε θραύση γίνεται και για τους δύο τροχούς.

Υπολογίζεται από την σχέση:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \leq \sigma_{FP} \approx \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad (11.9)$$

- σ_F τάση στον πόδα του οδόντα σε N/mm^2
- F_t είναι η περιφερειακή δύναμη σε N και ισούται με την δύναμη P_{1t} που υπολογίστηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο. Είναι ίση και για τους δύο τροχούς.
- $m_n = 10 \text{ mm}$ είναι το κάθετο modul σε mm.
- $b = 300 \text{ mm}$ είναι το συνολικό πλάτος του οδόντα σε mm.
- $K_A = 1,25$ είναι συντελεστής της εφαρμογής. Λαμβάνει υπόψη τις διακυμάνσεις του φορτίου που εξαρτώνται από το είδος της κινητήριας

μηχανής και της εργομηχανής ανάμεσα στις οποίες είναι τοποθετημένος ο μειωτήρας κίνησης. Αυτές οι διακυμάνσεις εμφανίζονται με την μορφή κρούσεων, αιχμών φορτίου και μεταβολών στη ροπή στρέψης. Περίπτωση μειωτήρα με ομοιόμορφη κίνηση από ατμοστρόβιλο με ημερήσια λειτουργία.

- $K_v = 1,35$ είναι συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων. Λαμβάνει υπόψη τις δυναμικές καταπονήσεις που προέρχονται από ταλαντώσεις συνεργαζόμενων τροχών. Ο συντελεστής K_v εξαρτάται από την ακρίβεια κατασκευής της οδόντωσης. Λαμβάνεται για ποιότητα οδόντωσης 5 και

$$\frac{u \cdot z_1}{100} = \frac{86,29 \text{ m/s} \cdot 20}{100} = 17,25 \quad (11.10)$$

- $K_{FA} = 1$ είναι μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση. Λαμβάνει υπόψη μια ανόμοια κατανομή του φορτίου στα ζεύγη των οδόντων που βρίσκονται σε εμπλοκή, όταν για υψηλή ποιότητα οδόντωσης και σχετικά μεγάλη φόρτιση δεχόμαστε ότι το φορτίο κατανέμεται σε περισσότερα από ένα ζεύγη οδόντων. Για ποιότητα οδόντωσης 7 ή λεπτότερη, μπορεί να τεθεί $K_{FA} = 1$.
- Y_{Fa} είναι συντελεστής μορφής. Λαμβάνει υπόψη την επιρροή της μορφής του οδόντα πάνω στην τάση κάμψης σ_b και είναι ανεξάρτητος από τον συνεργαζόμενο τροχό. Ο συντελεστής Y_{Fa} εξαρτάται από τον αριθμό δοντιών του πινιόν και του τροχού εξόδου και τον συντελεστή μετατόπισης $x = 0$.

Για το πινιόν:

Υπολογίζουμε την φανταστική οδόντωση:

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 14^\circ} = 21,89 \quad (11.11)$$

$$Y_{Fa1} = 2,8$$

Για τον τροχό εξόδου:

Υπολογίζουμε την φανταστική οδόντωση:

$$z_{n2} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{53}{\cos^3 14^\circ} = 58 \quad (11.12)$$

$$Y_{Fa2} = 2,3$$

- Y_{Sa} είναι συντελεστής διόρθωσης της τάσης. Λαμβάνει υπόψη την αύξηση της τάσης που προκαλεί η καμπυλότητα στον πόδα του οδόντα,

επειδή στο σημείο αυτό, εκτός από την τάση κάμψης σ_b ενεργούν και οι τάσεις σ_d και τ_m που παραλήφθηκαν. Ο συντελεστής Y_{Sa} εξαρτάται από τον αριθμό δοντιών του πινιόν και του τροχού εξόδου και τον συντελεστή μετατόπισης $x = 0$.

Για το πινιόν με $z_{n1} = 21,89$

$$Y_{Sa1} = 1,62$$

Για τον τροχό εξόδου με $z_{n2} = 58$

$$Y_{Sa2} = 1,84$$

- $Y_\varepsilon = 0,75$ είναι συντελεστής επικάλυψης. Λαμβάνει υπόψη την προσδιοριστική θέση εφαρμογής της δύναμης στον οδόντα, έναντι της θέσης εφαρμογής στην κεφαλή του οδόντα. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,25 + \frac{0,75}{1,5} = 0,75 \quad (11.13)$$

- $\varepsilon_\alpha = 1,6$ από τον υπολογισμό του βαθμού επικάλυψης σε προηγούμενο κεφάλαιο.
- Y_β είναι συντελεστής κλίσης. Λαμβάνει υπόψη την διαφορά στην καταπόνηση του πόδα του οδόντα ανάμεσα στην κεκλιμένη οδόντωση και στη φανταστική οδόντωση με ευθείς οδόντες που δεχθήκαμε για υπολογιστικούς λόγους. Υπολογίζεται από την σχέση:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1,1 \cdot \frac{14}{120} = 1 - 0,13 = 0,87 \quad (11.14)$$

- $\varepsilon_\beta = 1,1$ από τον υπολογισμό της επικάλυψης λόγω κλίσης σε προηγούμενο κεφάλαιο.

Υπολογισμός του σ_{F1} για το πινιόν:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \\ &= \frac{38.113,72^N}{300^{\text{mm}} \cdot 10^{\text{mm}}} \cdot 1,25 \cdot 1,35 \cdot 1 \cdot 2,8 \cdot 1,62 \cdot 0,75 \cdot 0,87 \\ &= 63,45 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (11.15)$$

Υπολογισμός του σ_{F2} για τον τροχό εξόδου:

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta = \\ &= \frac{38.113,72^N}{300\text{mm} \cdot 10\text{mm}} \cdot 1,25 \cdot 1,35 \cdot 1 \cdot 2,3 \cdot 1,84 \cdot 0,75 \cdot 0,87 \\ &= \mathbf{59,02\text{N/mm}^2}\end{aligned}\quad (11.16)$$

Αφού υπολογίστηκε η τάση στον πόδα του οδόντα του πινιόν και του τροχού εξόδου, θα γίνει και ο απαραίτητος έλεγχος αντοχής.

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \approx \frac{\sigma_{F1}}{S_F} \quad (11.17)$$

- σ_{FP} είναι η επιτρεπόμενη τάση στον πόδα σε N/mm^2 . Υπολογίζεται χωριστά για το πινιόν (σ_{F1}) και τον τροχό εξόδου (σ_{F2}).
- σ_{F1} είναι η δυναμική αντοχή διάρκειας σε επαναλαμβανόμενη καμπτική καταπόνηση (σε N/mm^2) για υλικά κατάλληλα για οδοντωτούς τροχούς. Για υλικό 34CrNiMo6 το $\sigma_{F1} = \mathbf{610\text{N/mm}^2}$.
- S_F είναι συντελεστής ασφαλείας για την καταπόνηση στον πόδα. Λαμβάνεται κατά μέσο όρο: $S_F \geq \mathbf{1,5}$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F1}}{S_F} = \frac{610\text{N/mm}^2}{1,5} = \mathbf{406,66\text{N/mm}^2} \quad (11.18)$$

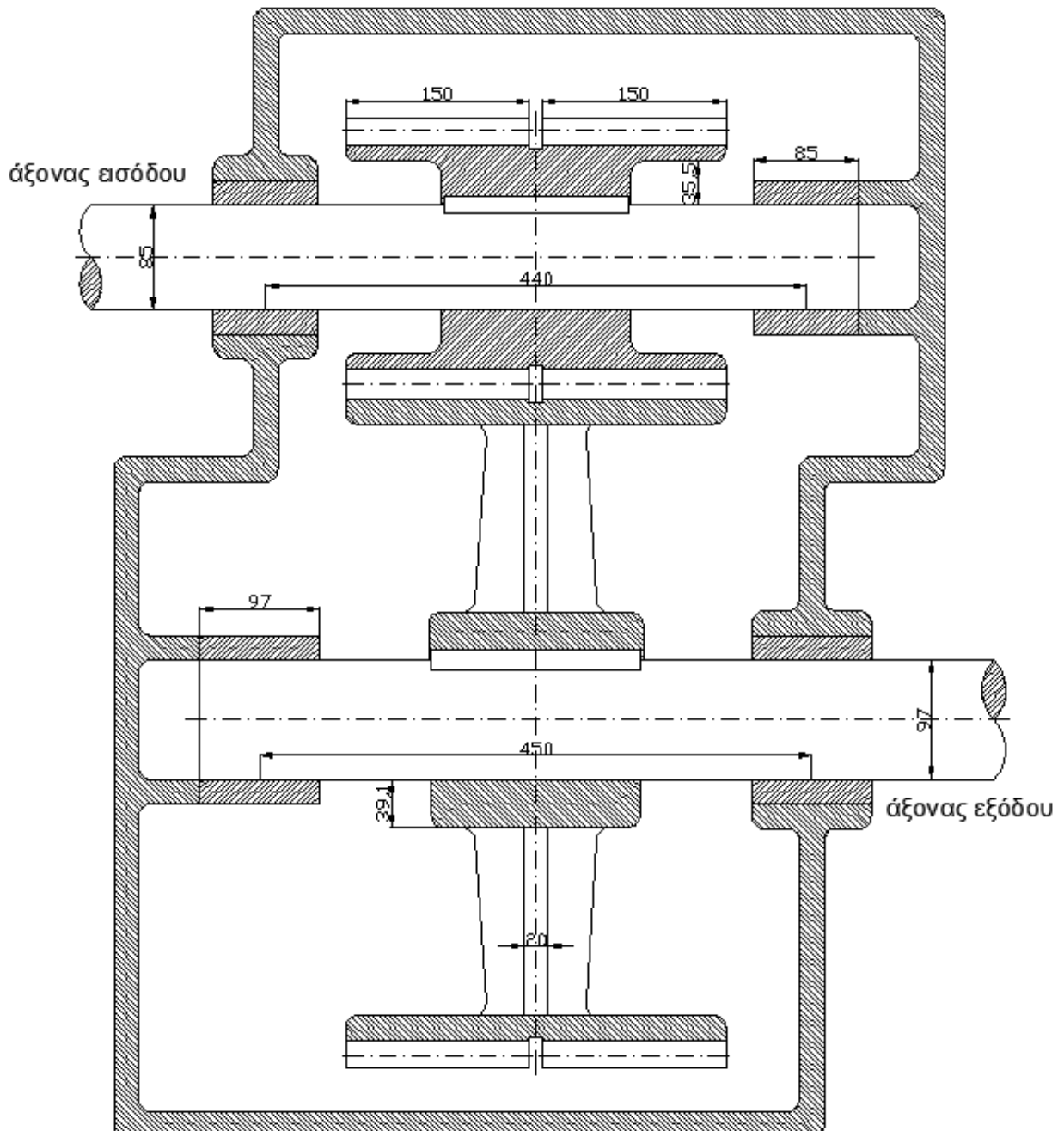
$$\sigma_{F1} = \mathbf{63,45\text{N/mm}^2} < \sigma_{FP} = \mathbf{406,66\frac{N}{\text{mm}^2}} \quad (11.19)$$

$$\sigma_{F2} = \mathbf{59,02\text{N/mm}^2} < \sigma_{FP} = \mathbf{406,66\frac{N}{\text{mm}^2}} \quad (11.20)$$

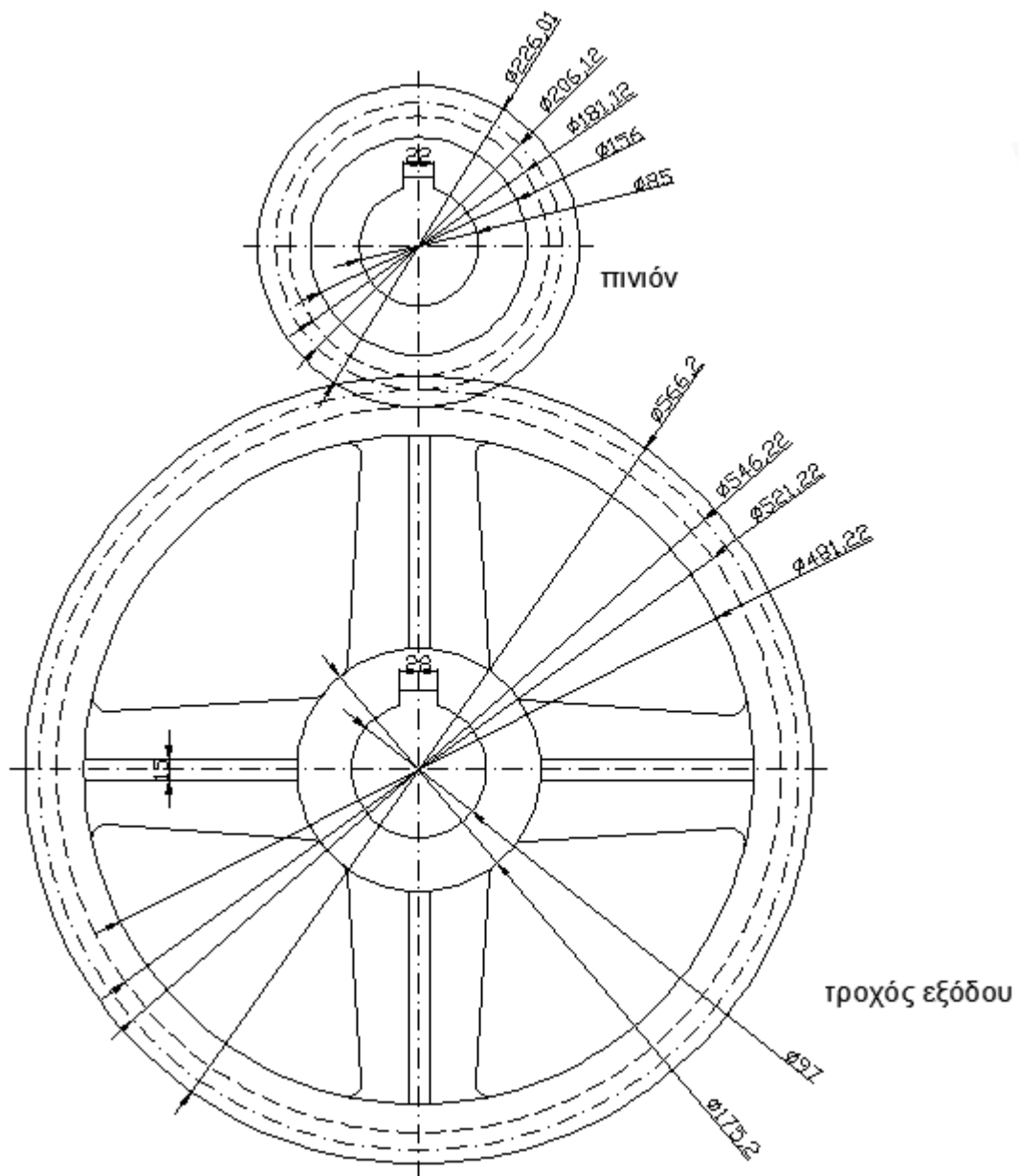
Ο έλεγχος δείχνει ότι το υλικό 34CrNiMo6 που χρησιμοποιήθηκε είναι κατάλληλο για την κατασκευή και του πινιόν και του τροχού εξόδου.

12. ΣΧΕΔΙΑ ΜΕΙΩΤΗΡΑ ΚΙΝΗΣΗΣ

Ακολουθούν τα σχέδια του μειωτήρα κίνησης σε τομή και των οδοντωτών τροχών σε πλάγια όψη.



Σχέδιο 12.1: Μειωτήρας σε τομή



Σχέδιο 12.2: Οδοντωτοί τροχοί σε πλάγια όψη

13. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Υστερα από μια σειρά υπολογισμών προέκυψε ότι για 3 MW ηλεκτρική ισχύ στην έξοδο της γεννήτριας ο ατμολέβητας παράγει 10,79 τόνους ατμό την ώρα και έχει δύο στρόβιλους. Χρησιμοποιήθηκε ο δεύτερος στρόβιλος με αναθέρμανση του ατμού σε πίεση 8 bar, όπου ο μέγιστος βαθμός θερμικής απόδοσης για την συγκεκριμένη πίεση είναι 34,14%. Όλοι οι υπολογισμοί της παρούσας μελέτης έγιναν για συνολικό βαθμό απόδοσης του λέβητα 88%, όπου είναι ένας τυπικός αριθμός απόδοσης των περισσότερων ατμολεβήτων. Σύμφωνα με τον βαθμό απόδοσης και την ατμοπαραγωγή που αναφέραμε προέκυψε ότι η ατμοηλεκτρική μονάδα χρειάζεται 2,7 τόνους την ώρα λιγνίτη σε σκόνη όπου είναι το καύσιμο που χρησιμοποιεί ο συγκεκριμένος ατμολέβητας.

Η πραγματική θερμοκρασία του φλογοθαλάμου ενός ατμολέβητα αυτού του τύπου είναι γύρω στους 1.100°C. Έτσι κι εδώ στην εργασία μας προέκυψε η θερμοκρασία του φλογοθαλάμου κατά την καύση του λιγνίτη ίση με 1.092°C αφού έχει προηγηθεί η προθέρμανση του αέρα καύσης στους 150°C. Τα καπναέρια που παράγονται αφού διασχίσουν όλον τον ατμολέβητα χάνουν θερμότητα και φτάνουν στην καπνοδόχο δηλαδή στην έξοδο του λέβητα με θερμοκρασία 194°C. Στο συγκεκριμένο τύπο ατμολέβητα δεν απαιτείται το αρχικό και το τελικό τμήμα ατμοποίησης του λέβητα διότι δεν υπάρχει διαθέσιμη αρκετή θερμότητα για την ατμοποίηση του νερού σε αυτά τα τμήματα.

Η ποσότητα του τροφοδοτικού νερού που εισάγεται στον λέβητα εξαρτάται κυρίως από την ατμοπαραγωγή και υπολογίστηκε 11,43 τόνους την ώρα. Τέλος, υπολογίσαμε την ισχύ της αντλίας του τροφοδοτικού νερού και προέκυψε 25,74 KW ενώ η ισχύς του κινητήρα ανεμιστήρα καπναερίων προέκυψε 27 ίππους.

Ο μειωτήρας κίνησης, για την ασφαλή μεταφορά ισχύος στην γεννήτρια 3,06 MW και την μείωση των στροφών από 8.000 rpm σε 3.000 rpm, υπολογίστηκε με τα εξής χαρακτηριστικά:

Ο άξονας εισόδου πρέπει να έχει διάμετρο 85mm ώστε να μπορεί να μεταφέρει την ροπή στρέψης 3.928 Nm, την ροπή κάμψης 4.485,75 Nm και να έχει βέλος κάμψης μικρότερο από 0,132 mm, το οποίο υπολογίστηκε 0,131 mm. Το μήκος του άξονα είναι 440mm. Θα είναι κατασκευασμένος από υλικό βελτιωμένου χάλυβα 34CrNiMo6. Ο οδοντωτός τροχός (πινιόν) θα είναι κατασκευασμένος από υλικό 34CrNiMo6 και θα πρέπει να έχει διάμετρο 216,12 mm και πλάτος 300 mm. Θα αποτελείται από 20 οδόντες και το modul θα είναι 10 mm.

Ο άξονας εξόδου θα κατασκευαστεί από το ίδιο υλικό με τον άξονα εισόδου αλλά θα έχει διάμετρο 97 mm ώστε να μπορεί να μεταφέρει την ροπή

στρέψης 9.680 Nm, την ροπή κάμψης 4.562,97 Nm και να έχει βέλος κάμψης μικρότερο από 0,135 mm, το οποίο υπολογίστηκε 0,083 mm. Το μήκος του άξονα είναι 450 mm. Ο οδοντωτός τροχός (τροχός εξόδου) θα είναι και αυτός κατασκευασμένος από το ίδιο υλικό με το πινιόν και θα έχει διάμετρο 546,22 mm και πλάτος 300mm. Θα αποτελείται από 53 οδόντες και το modul θα είναι ίσο με του πινιόν δηλαδή 10 mm.

Έπειτα με την βοήθεια των διαγραμμάτων Smith ελέγχουμε τους άξονες σε δυναμική καταπόνηση και υπολογίζουμε τον συντελεστή ασφαλείας για κάθε άξονα. Για τον άξονα εισόδου ο συντελεστής ασφαλείας είναι 4 και για τον άξονα εξόδου ο συντελεστής είναι 5,6.

Για την ομαλή λειτουργία του μειωτήρα, θα πρέπει στους άξονες να τοποθετηθούν έδρανα ολίσθησης. Θα είναι κατασκευασμένα από υλικό κράμα κασσιτέρου-μολύβδου LgSn80. Στον άξονα εισόδου το πλάτος του εδράνου θα είναι 85 mm και για την σωστή ψύξη και λίπανση του απαιτούνται 11,07 lt/min λιπαντικού. Στον άξονα εξόδου το πλάτος του εδράνου θα είναι 97 mm και για την σωστή ψύξη και λίπανση του απαιτούνται 3,8 lt/min λιπαντικού.

Επειδή οι οδοντωτοί τροχοί θα τοποθετηθούν στους άξονες με σφήνα, ο σφήνας στον τροχό εισόδου θα είναι $b \times h = 22 \times 14$ και στον τροχό εξόδου θα είναι $b \times h = 28 \times 16$.

Και τέλος υπολογίζεται η αντοχή των οδόντων των οδοντωτών τροχών σε θραύση, για τον άξονα εισόδου η υπάρχουσα τάση θραύσης θα είναι $63,45 \text{ N/mm}^2$ και για τον άξονα εξόδου θα είναι $59,02 \text{ N/mm}^2$. Επίσης υπολογίζεται η αντοχή των οδόντων σε πίεση επιφανείας η οποία έχει τιμή $424,82 \text{ N/mm}^2$. Οι παραπάνω τάσεις είναι μικρότερες από τις επιτρεπόμενες, οπότε οι οδοντωτοί τροχοί μπορούν να λειτουργούν με ασφάλεια.

14. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Γιαννόπουλος Α., Ατμοηλεκτρικοί Σταθμοί, Οδηγός Επίλυσης Ασκήσεων Πράξης, Εκδόσεις ΙΩΝ, Πάτρα 2011.
2. Γιαννόπουλος Α., Στοιχεία Μηχανών Ι, Οδηγός Επίλυσης Ασκήσεων Πράξης, Εκδόσεις ΙΩΝ, Πάτρα 2011.
3. Λέφας Κ., Θεωρία και Τεχνική του Υδρατμού Ι & ΙΙ, ΤΕΕ, Αθήνα 1994.
4. Παπαγεωργίου Ν., Ατμοπαραγωγοί Ι & ΙΙ, Εκδόσεις ΣΥΜΕΩΝ, Αθήνα 1991.
5. Στεργίου Ι., Στεργίου Κ., Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα 2002.
6. Στεργίου Ι., Στεργίου Κ., Στοιχεία Μηχανών Ι, ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα 2003.
7. Γιαννάκης Α., Παραμετρικός Σχεδιασμός Τροχιάς Κοπτικών Εργαλείων Για Την Κατασκευή Οδοντωτών Τροχών Ευθείας Οδόντωσης Σε Κέντρα Κατεργασιών CNC Τεσσάρων Αξόνων, Διπλωματική Εργασία, Αθήνα 2010.
8. Τριάντης Γ., Ταυτοποίηση Βλαβών Οδοντωτών Τροχών, Διπλωματική Εργασία, Αθήνα 2008.
9. Φραγκογιαννόπουλος Ε., Μέτρα Αύξησης Βαθμού Απόδοσης Ατμοηλεκτρικών μονάδων, Διπλωματική Εργασία, 2008.
10. Πίνακες Κορεσμένων και Υπέρθερμων Υδρατμών:
http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html