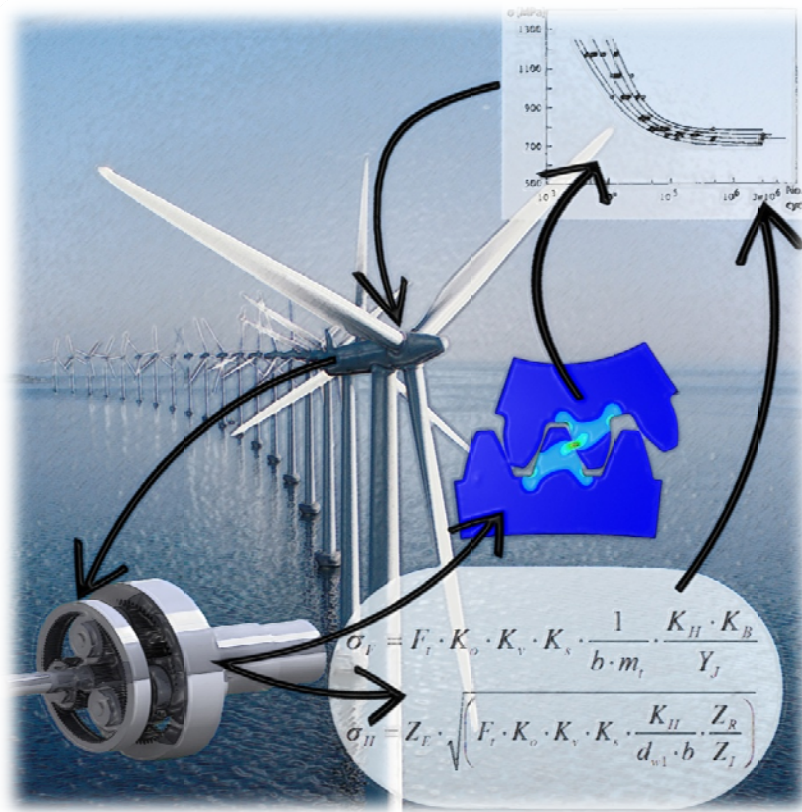




ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ ΚΑΙ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ  
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΩΝ

## ΟΛΟΚΛΗΡΩΜΕΝΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΚΑΙ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ ΜΕΣΩ ΑΥΤΟΜΑΤΟΠΟΙΗΜΕΝΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕΘΟΔΩΝ



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ  
ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ ΧΡ. ΣΙΑΣΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΘΕΩΔΩΡΟΣ Ν. ΚΩΣΤΟΠΟΥΛΟΣ, DSc  
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ 2010





ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ ΚΑΙ ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ  
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΩΝ

**ΟΛΟΚΛΗΡΩΜΕΝΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΚΑΙ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΟΥ  
ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ ΜΕΣΩ  
ΑΥΤΟΜΑΤΟΠΟΙΗΜΕΝΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕΘΟΔΩΝ**

**INTEGRATED WIND TURBINE GEARBOX MODELING AND DESIGN  
EVALUATION BY USING AUTOMATED COMPUTATIONAL PROCEDURES**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ  
ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ ΧΡ. ΣΙΑΣΟΣ**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΘΕΩΔΩΡΟΣ Ν. ΚΩΣΤΟΠΟΥΛΟΣ, DSc  
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ Ε.Μ.Π.**

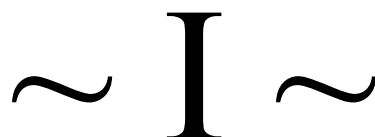
**ΑΘΗΝΑ 2010**

Εξώφυλλο:

Ο κύκλος της μοντελοποίησης, μελέτης και βαθμονόμησης κιβωτίων ταχυτήτων  
ανεμογεννητριών με χρήση υπολογιστικών μεθόδων.

Στην οικογένειά μου





## I ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Ο σύγχρονος τρόπος ζωής είναι στενά συνυφασμένος με την κατανάλωση ενέργειας της οποίας μάλιστα ένα συντριπτικά μεγάλο ποσοστό προέρχεται από την χρήση μη ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Σήμερα η ανθρωπότητα εν' όψη της αναπόφευκτης πετρελαϊκής κρίσης λόγω της εξάντλησης των αποθεμάτων ορυκτών καυσίμων στρέφεται ολοένα και περισσότερο στην επένδυση κεφαλαίων στην έρευνα και ανάπτυξη της τεχνολογίας που στρέφεται γύρω από την εκμετάλλευση των ανανεώσιμων – «πράσινων» μορφών ενέργειας. Η παρούσα διπλωματική εργασία λοιπόν με αφορμή το διεθνές αυτό ενδιαφέρον γύρω από τους οικολογικούς τρόπους παραγωγής ενέργειας ασχολείται με τη μοντελοποίηση και βαθμονόμηση των κιβωτίων ταχυτήτων των σύγχρονων ανεμογεννητριών. Εξετάζονται λοιπόν οι σύγχρονες τάσεις μοντελοποίησης και τελικά αναπτύσσεται και προτείνεται μια αυτοματοποιημένη μέθοδος μοντελοποίησης και βαθμονόμησης κιβωτίων ταχυτήτων ανεμογεννητριών με τη χρήση διεθνώς αποδεκτών προτύπων υπολογισμού.

Σε αυτό το σημείο αισθάνομαι την ανάγκη να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον καθηγητή κ. Θεόδωρο Ν. Κωστόπουλο για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε στην ανάθεση της εκπόνησης της παρούσης διπλωματικής εργασίας καθώς και για τις πολύτιμες συμβουλές του που ήταν καθοριστικής σημασίας τόσο για την παρούσα μελέτη όσο και γενικότερα. Επιπλέον θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Δημήτριο Βενετσάνο και το υπόλοιπο προσωπικό του Εργαστηρίου Δυναμικής και Κατασκευών για την βοήθεια που μου προσέφεραν κατά την ανάπτυξη της

μοντελοποίησης βαθμίδων μετωπικών οδοντωτών τροχών με χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων. Ακόμη θα ήταν παράλειψή μου να μην ευχαριστήσω όλους τους καθηγητές μου για τις γνώσεις που μου μεταλαμπάδευσαν στα χρόνια των σπουδών μου. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά όλους τους συμφοιτητές μου που με βοήθησαν με κάθε τρόπο τόσο στην διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας όσο και στη διάρκεια των σπουδών μου στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π.

Τέλος, θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου απέναντι στην οικογένειά μου τόσο για την αμέριστη υποστήριξη και συμπαράστασή της κατά την διάρκεια των σπουδών μου, όσο και για τις διακριτικές και πάντα εύστοχες συμβουλές της.

Αθήνα, Φεβρουάριος 2010

Αλέξανδρος Χρ. Σιάσος



# ~ II ~

## II ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	vii
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	ix
1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
2. ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ	5
2.1 Γεωμετρία μετωπικών οδοντωτών τροχών δι' εξειλιγμένης	5
2.1.1 Εξωτερική οδόντωση δι' εξειλιγμένης	9
2.1.2 Εσωτερική οδόντωση δι' εξειλιγμένης	14
2.2 Βαθμίδες μετωπικών οδοντωτών τροχών δι' εξειλιγμένης	16
2.2.1 Βαθμίδες εξωτερικών μετωπικών τροχών	16
2.2.2 Βαθμίδες εσωτερικών – εξωτερικών μετωπικών τροχών	19
3 ΒΛΑΒΕΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ	23
3.1 Γενικές αιτίες των βλαβών οδοντωτών τροχών	23
3.2 Ενδείξεις κακής λειτουργίας οδοντωτών τροχών	24
3.3 Είδη βλαβών οδοντωτών τροχών	25
3.3.1 Εκκοιλάνσεις επιφάνειας οδόντα	26
3.3.2 Θραύση οδόντος λόγω κόπωσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός	27
3.3.3 Χάραξη της επιφάνειας (scuffing)	29

4	ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΚΑΤΑ ΑΓΜΑ	31
4.1	Τάση επιφανείας συνεργαζόμενης κατατομής οδόντων	32
4.1.1	Συντελεστής ελαστικότητας – $Z_E$	33
4.1.2	Μεταφερόμενη περιφερειακή δύναμη – $F_t$	33
4.1.3	Συντελεστής υπερφόρτισης – $K_o$	34
4.1.4	Συντελεστής δυναμικής καταπόνησης – $K_V$	34
4.1.5	Συντελεστής μεγέθους – $K_S$	34
4.1.6	Συντελεστής κατανομής της φόρτισης – $K_H$	35
4.1.7	Συντελεστής κατάστασης επιφάνειας – $Z_R$	38
4.1.8	Συντελεστής γεωμετρίας έναντι εκκοιλάνσεων – $Z_I$	39
4.2	Καμπτική τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός	39
4.2.1	Συντελεστής πάχους στεφάνης του τροχού – $K_B$	40
4.2.2	Συντελεστές γεωμετρίας έναντι κάμψης του οδόντα – $Y_J$	41
4.3	Υπολογισμός συντελεστών γεωμετρίας – $Z_I$ και $Y_J$	42
4.3.1	Υπολογισμός συντελεστή γεωμετρίας έναντι εκκοιλάνσεων – $Z_I$	48
4.3.2	Υπολογισμός συντελεστή γεωμετρίας έναντι κάμψης – $Y_J$	51
4.4	Μελέτη συνεργαζόμενων οδοντώσεων έναντι λίπανσης	67
5	ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΘΟΔΟΥ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ	85
5.1	Επισκόπηση μεθόδου μοντελοποίησης με πεπερασμένα στοιχεία	86
5.2	Μοντελοποίηση βαθμίδας μετωπικών οδοντωτών τροχών για τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων	88
5.2.1	Γεωμετρία βαθμίδας μετωπικών οδοντωτών τροχών	90
5.2.2	Μοντέλο βαθμίδας μετωπικών οδοντωτών τροχών	94
5.2.3	Επίλυση και επεξεργασία των αποτελεσμάτων	97
6	ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ	101
6.1	Τεχνικά χαρακτηριστικά βαθμίδας και φάσμα φορτίσεων	101
6.2	Αποτελέσματα βαθμονόμησης βαθμίδας με τις δυο μεθόδους	102
6.3	Αξιολόγηση αποτελεσμάτων βαθμονόμησης της βαθμίδας	105
7	ΚΙΒΩΤΙΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ – ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ	111
7.1	Σχεδιασμός κιβωτίων ταχυτήτων ανεμογεννητριών	113

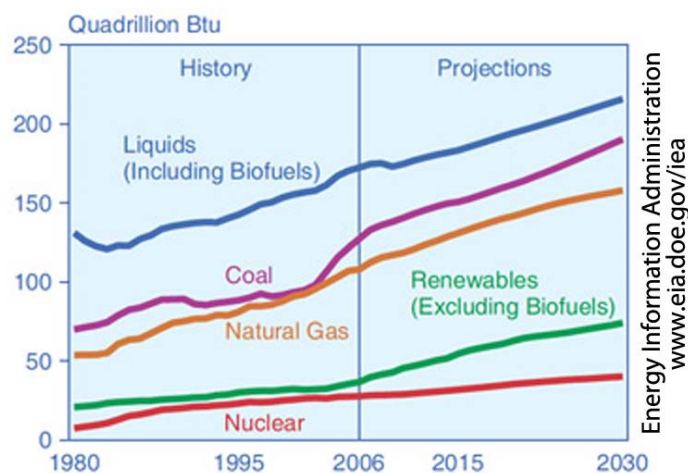
7.2	Ανάλυση απλού πλανητικού μηχανισμού	116
8	ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΚΑΙ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ	123
8.1	Εισαγωγή δεδομένων	125
8.2	Προεπεξεργασία των δεδομένων – Data Preprocessing	126
8.3	Επίλυση του μοντέλου	128
8.4	Μεταεπεξεργασία αποτελεσμάτων – Results Postprocessing	129
8.5	Παρουσίαση των αποτελεσμάτων	131
9	ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΑΝΑΠΤΥΧΘΕΝΤΟΣ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ ΣΕ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ ΟΝΟΜΑΣΤΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ 150KW	133
9.1	Τεχνικά χαρακτηριστικά	133
9.2	Φάσμα φορτίσεων	138
9.3	Εκτέλεση αλγορίθμου βαθμονόμησης κιβωτίου ταχυτήτων	139
9.4	Αποτελέσματα βαθμονόμησης κιβωτίου ταχυτήτων	139
10	ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΤΗΣ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΤΟΥ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ ΙΣΧΥΟΣ 150KW	143
11	ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΗΣ ΣΗΜΑΝΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ	145
11.1	Χρησιμότητα αναπτυχθέντος κώδικα	145
11.2	Μελλοντικές προεκτάσεις του αλγορίθμου	146
A	ΑΡΧΕΙΟ ΑΝΑΦΟΡΑΣ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ ΕΙΣΟΔΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΚΑΙ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ	149
B	ΑΡΧΕΙΟ ΑΝΑΦΟΡΑΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΕΞΟΔΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΚΑΙ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ	153
Γ	ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΕΞΩΤΕΡΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΔΙ' ΕΞΕΙΛΙΓΜΕΝΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΘΟΔΟΥ ΤΩΝ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ	159
Δ	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	179



# ~ 1 ~

## 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Οι δύο τελευταίες δεκαετίες μπορούν να χαρακτηρισθούν από την ραγδαία ανάπτυξη σε όλους τους τομείς της τεχνολογίας. Αυτή η εξέλιξη όμως είχε σαν άμεσο αποτέλεσμα την κατακόρυφη αύξηση των αναγκών της ανθρωπότητας σε ενέργεια. Όπως φαίνεται και στο ακόλουθο γράφημα η εξάρτηση του ανθρώπου από τα ορυκτά καύσιμα αυξάνει ανάλογα της ζήτησης ενέργειας. Άμεση συνέπεια αυτού ήταν η επιβάρυνση του περιβάλλοντος με τους ρύπους και τα παραπροϊόντα της καύσης των συμβατικών καυσίμων. Τα αποτελέσματα της μόλυνσης του πλανήτη είναι σήμερα ορατά και οι κυβερνήσεις των κρατών εξετάζουν τις δυνατότητες περιορισμού των εκπομπών καυσαερίων στο άμεσο μέλλον. Το ενδεχόμενο αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την επένδυση κεφαλαίων για την εκμετάλλευση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ηλιακή, παλιρροιακή, αιολική, γεωθερμική κτλ).



Εικόνα 1-1: Παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας από το 1980 έως το 2006 και πρόβλεψη έως το 2030.

Τα τελευταία χρόνια στη χώρα μας τα διάφορα αναπτυξιακά προγράμματα εντάσσουν στο πλαίσιό τους την επιδότηση εγκαταστάσεων παραγωγής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές (ΑΠΕ). Συνέπεια αυτών των επιχορηγήσεων ήταν η αύξηση των αιολικών και φωτοβολταϊκών πάρκων με την εγκατεστημένη ισχύ να φτάνει σήμερα το 5.94% της συνολικά καταναλισκόμενης (Α' Εξάμηνο 2009 - πηγή Δ.Ε.Η.). Πρέπει να σημειωθεί ότι το ενδιαφέρον των επενδυτών συνεχίζει να αυξάνεται καθώς ο στόχος που έχει τεθεί είναι στα 10000MW εγκατεστημένης ισχύος ΑΠΕ το έτος 2020. Η εξελισσόμενη αυτή αγορά θα έχει τα επόμενα χρόνια άμεση επίδραση στην απασχόληση των μηχανικών όλων των ειδικοτήτων.

Θα μπορούσε να παρατηρηθεί ότι τα αιολικά πάρκα συγκρινόμενα με τις φωτοβολταϊκές εγκαταστάσεις είναι σε πολύ μεγαλύτερο βαθμό εξαρτημένα από μηχανολόγους μηχανικούς τόσο κατά τη μελέτη όσο και κατά την εγκατάσταση και συντήρησή των. Κατ' επέκταση η καλή λειτουργία των ανεμογεννητριών που τα απαρτίζουν είναι άμεσα συνδεδεμένη με την απόδοσή τους. Η κάθε ανεμογεννήτρια αποτελείται από ένα σύνολο μηχανικών υποσυνόλων τα οποία θα πρέπει να μελετώνται ώστε να αντέχουν στις δεδομένες συνθήκες λειτουργίας.

Αναμφισβήτητα η καρδιά της ανεμογεννήτριας είναι η γεννήτρια ηλεκτρικής ισχύος που βρίσκεται στην κορυφή του πύργου της. Θα πρέπει όμως να υπογραμμισθεί ότι δεδομένης της υψηλής ταχύτητας περιστροφής της, η γεννήτρια είναι απόλυτα εξαρτημένη από την απροβλημάτιστη λειτουργία του κιβωτίου ταχυτήτων. Το τελευταίο λειτουργώντας ως πολλαπλασιαστής στροφών παίρνει κίνηση από την αργή περιστροφή της έλικας της ανεμογεννήτριας και δίνει κίνηση στην ταχέως κινούμενη γεννήτρια. Η προσεκτική και λεπτομερής μελέτη του κιβωτίου ταχυτήτων είναι μεγάλης σημασίας στις ανεμογεννήτριες γιατί αυτό είναι το κυρίως καταπονούμενο μηχανολογικό υποσύνολο εξ αιτίας των μεγάλων ροπών της έλικας. Τα κιβώτια ταχυτήτων αυτά καταπονούνται από στοχαστικά φορτία των οποίων η κατανομή διαφοροποιείται ανάλογα την περιοχή που πρόκειται να εγκατασταθεί η εκάστοτε ανεμογεννήτρια. Αυτό συνεπάγεται ότι η εκτιμώμενη διάρκεια ζωής ενός συγκεκριμένου κιβωτίου ταχυτήτων επηρεάζεται άμεσα από τα κλιματολογικά στοιχεία του τόπου εγκατάστασης.

Η μελέτη των κιβωτίων ταχυτήτων των ανεμογεννητριών πρέπει να γίνεται βάσει διεθνώς αναγνωρισμένων προτύπων σχεδιασμού (standards) ώστε να εξασφαλίζεται κατά το δυνατόν η αξιοπιστία του σχεδιασμού. Οι διαδικασίες που περιγράφονται στα standards έχουν δημιουργηθεί και μελετηθεί βάσει πραγματικών εφαρμογών και λαμβάνουν υπόψη διορθωτικούς συντελεστές βασισμένους σε στατιστικά στοιχεία κατασκευαστών κιβωτίων ταχυτήτων αλλά και ερευνητικών κέντρων. Έτσι η μελέτη βάσει αναγνωρισμένων προτύπων θεωρείται σήμερα η πλέον αξιόπιστη μέθοδος αντιμετώπισης σχεδιαστικών προβλημάτων. Μία άλλη σχεδιαστική προσέγγιση του θέματος είναι η μοντελοποίηση και μελέτη με χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων. Ειδικότερα με την ανάπτυξη και εξέλιξη των υπολογιστικών συστημάτων τα τελευταία 20 χρόνια, είναι πια δυνατός και προσιτός ο σχεδιασμός με χρήση μοντέλων πεπερασμένων στοιχείων. Η μέθοδος αυτή βρίσκει κυρίως εφαρμογή στα

κελύφη, στις εδράσεις και στο σχεδιασμό των ατράκτων των κιβωτίων ταχυτήτων. Κατά καιρούς έχουν γίνει προσπάθειες μοντελοποίησης οδοντωτών τροχών με την χρήση πεπερασμένων στοιχείων αλλά γενικά λόγω του πολύ μεγαλύτερου υπολογιστικού φόρτου της επίλυσης της μεθόδου, στην πράξη προτιμώνται οι διαδικασίες που προτείνονται από τα διάφορα πρότυπα κατά τον σχεδιασμό των κιβωτίων ταχυτήτων. Στην παρούσα μελέτη θα εξετασθεί ένα μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων και τα αποτελέσματά του θα συγκριθούν με τα αντίστοιχα του υπολογισμού σύμφωνα με τις διαδικασίες της AGMA (American Gear Manufacturers Association).

Σκοπός της εργασίας αυτής είναι η ανάπτυξη μιας υπολογιστικής μεθόδου η οποία να δύναται να βαθμονομήσει ένα δεδομένο κιβώτιο ταχυτήτων ανεμογεννήτριας με βάση το φάσμα των φορτίσεων που πρόκειται να υποστεί κατά την λειτουργία του στη διάρκεια της ζωής της ανεμογεννήτριας. Παρότι αναπτύχθηκε κώδικας μοντελοποίησης μιας βαθμίδας μετωπικών οδοντωτών τροχών με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων η ανάλυση του σχεδιασμού του κιβωτίου θα βασιστεί στα πρότυπα της AGMA. Η επιλογή αυτή έγινε διότι όπως προαναφέρθηκε η επίλυση είναι υπολογιστικά ασύμφορη συγκρινόμενη με αυτή των διαδικασιών της AGMA.

Ακολούθως αναπτύσσεται η διάρθρωση της εργασίας:

- Αρχικά παρατίθενται βασικές πληροφορίες για την γεωμετρία των οδοντωτών τροχών δι' εξειλιγμένης
- Αμέσως μετά αναλύονται οι βασικές βλάβες και αστοχίες των οδοντωτών τροχών καθώς και οι αιτίες πρόκλησής τους.
- Στη συνέχεια αναλύονται οι κατά AGMA ακολουθούμενες διαδικασίες βαθμονόμησης βαθμίδας μετωπικών τροχών για τις διάφορες βλάβες των συνεργαζόμενων κατατομών.
- Εισάγεται και αναλύεται μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων για τον υπολογισμό των επιφανειακών τάσεων και της επικίνδυνης διατομής ποδός σε βαθμίδα μετωπικών οδοντωτών τροχών
- Ακολουθεί εφαρμογή των δύο μεθόδων σε μια βαθμίδα εξωτερικών οδοντωτών τροχών και συγκρίνονται και σχολιάζονται τα αποτελέσματα των δύο μεθόδων.
- Έπειτα, αναλύεται και μοντελοποιείται ο βασικός σχεδιασμός των κιβωτίων ταχυτήτων που χρησιμοποιούνται στις σύγχρονες ανεμογεννήτριες
- Ύστερα αναλύεται ο αλγόριθμος που αναπτύχθηκε για την βαθμονόμηση των κιβωτίων ταχυτήτων
- Γίνεται εφαρμογή του παραπάνω αλγορίθμου σε ένα δεδομένο κιβώτιο ταχυτήτων ανεμογεννήτριας ονομαστικής ισχύος 150KW και σχολιάζονται τα αποτελέσματα.
- Τέλος, αξιολογείται ο αναπτυχθέντας αλγόριθμος και καθορίζονται κατευθυντήριες γραμμές για μελλοντική ανάπτυξή του.





~ 2 ~

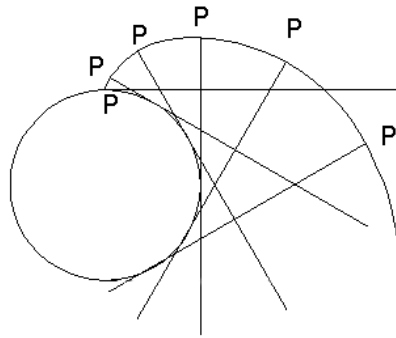
## 2 ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

Τα κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών συντίθενται κατά κόρον από μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς δι' εξειλιγμένης. Οι οδοντωτοί τροχοί αυτοί μπορεί να είναι είτε εσωτερικής είτε εξωτερικής οδόντωσης πράγμα που εξαρτάται από το σχεδιασμό του κιβωτίου ταχυτήτων. Επιπλέον από πλευράς της μορφής της οδόντωσης μπορεί να είναι ευθεία, ελικοειδής ή σε μεγάλες εφαρμογές διπλή ελικοειδής (herringbone gears). Στη συνέχεια θα αναλυθούν βασικά στοιχεία της γεωμετρίας της κατατομής των οδόντων δι' εξειλιγμένης.

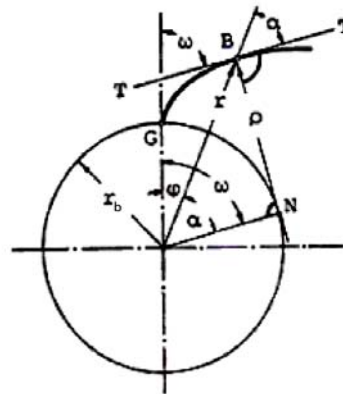
### 2.1 ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΔΙ' ΕΞΕΙΛΙΓΜΕΝΗΣ

Οι οδοντωτοί τροχοί εξειλιγμένης έχουν υιοθετηθεί τα τελευταία εκατό χρόνια σε αναρίθμητες εφαρμογές όπου απαιτείται αξιόπιστη λειτουργία με σχετικά χαμηλό κόστος. Ακολούθως θα παρατεθούν και θα εξηγηθούν οι καμπύλες που συνθέτουν την κατανομή ενός οδόντος δι' εξειλιγμένης.

Είτε γίνεται αναφορά σε εξωτερική είτε σε εσωτερική οδόντωση, και στις δύο περιπτώσεις το μεγαλύτερο μέρος της κατατομής περιγράφεται από την εξειλιγμένη καμπύλη που αντιστοιχεί στον βασικό κύκλο του τροχού. Εξειλιγμένη είναι η καμπύλη που διαγράφεται από ένα σημείο ευθείας κυλιόμενης χωρίς ολίσθηση επί του βασικού κύκλου όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.1-1.



Εικόνα 2.1-1: Σχηματισμός εξειλιγμένης καμπύλης



Εικόνα 2.1-2: Γεωμετρία εξειλιγμένης καμπύλης.

Οι παραμετρικές μαθηματικές σχέσεις που περιγράφουν την καμπύλη αυτή δίνονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$x = r_b \cdot (\sin(\varphi) - \varphi \cdot \cos(\varphi)) \quad (2.1-1)$$

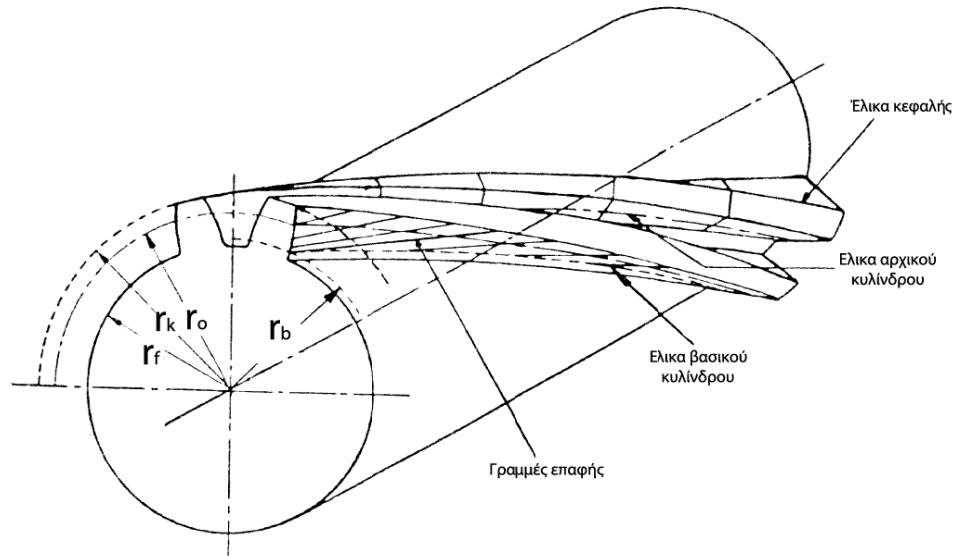
$$y = r_b \cdot (\cos(\varphi) + \varphi \cdot \sin(\varphi)) \quad (2.1-2)$$

Όπου:

- $x, y$  – Καρτεσιανές συντεταγμένες σημείου εξειλιγμένης
- $r_b$  – Βασικός κύκλος
- $\varphi$  – Ανεξάρτητη μεταβλητή συναρτήσεων

Σε αυτή την παράγραφο θα εξετασθούν οι κατατομές ελικοειδών οδοντώσεων αφού μπορεί να θεωρηθεί ότι η ευθεία οδόντωση είναι ειδική περίπτωση αυτής (μηδενική γωνία ελίκωσης –  $\beta=0^\circ$ ).

Πρέπει να αναφερθεί ότι η βασική διαφορά μεταξύ εσωτερικών και εξωτερικών οδοντώσεων, πέραν του τροχοειδούς, είναι οι διάμετροι κύκλων κεφαλής και ποδός. Οπότε ακολούθως παρατίθενται οι βασικές σχέσεις των ελικοειδών οδοντώσεων και στη συνέχεια της ανάλυσης θα γίνει διαχωρισμός των εσωτερικών από τις εξωτερικές οδοντώσεις.



Εικόνα 2.1-3: Κύριοι κύκλοι οδόντα, γραμμές επαφής και έλικες οδόντα εξωτερικής οδόντωσης.

Η μελέτη των ελικοειδών μετωπικών τροχών γίνεται ταυτοχρόνως σε δύο επίπεδα ένα κάθετο στον άξονα περιστροφής του τροχού και ένα κάθετο στις έλικες του τροχού. Για την μελέτη στο δεύτερο επίπεδο πρέπει να εισαχθεί η έννοια του φανταστικού τροχού. Δεδομένου ότι τέμνοντας έναν κύλινδρο με επίπεδο που σχηματίζει γωνία με τον άξονά του θα παραχθεί μια έλλειψη, ο φανταστικός τροχός περιγράφεται από κύκλο ακτίνας ίσης με την μεγαλύτερη ακτίνα καμπυλότητας της δημιουργούμενης έλλειψης. Σύμφωνα με τα παραπάνω θα συνεχισθεί η περιγραφή αναφερόμενη κάθε φορά είτε στο μετωπικό επίπεδο – s (κάθετο στις έλικες) είτε στο εγκάρσιο – n (κάθετο στον άξονα).

Τα modules των ελικοειδών τροχών αναφέρονται στο εγκάρσιο επίπεδο οπότε η ακτίνα του αρχικού κύκλου εγκάρσιου επιπέδου τροχού Z οδόντων θα δίνεται από τη σχέση:

$$r_{os} = \frac{Z \cdot m_s}{2} \quad (2.1-3)$$

Όπου:

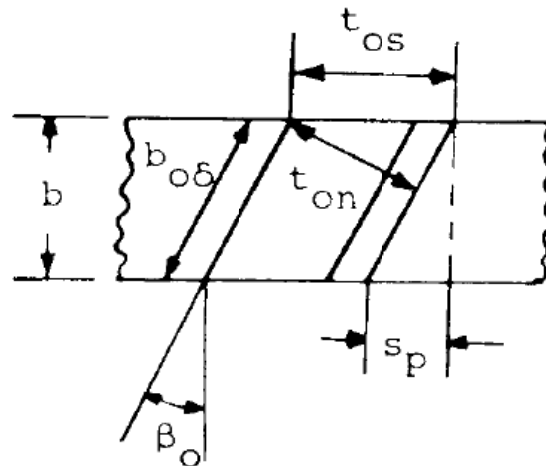
- $r_{os}$  – Ο αρχικός κύκλος του τροχού στο εγκάρσιο επίπεδο
- $Z$  – Ο αριθμός των οδόντων του τροχού
- $m_s$  – Το τυποποιημένο module του τροχού

Όπως φαίνεται από το επόμενο σχήμα το βήμα της καθέτου τομής είναι μικρότερο του βήματος της μετωπικής τομής έτσι ώστε στον αρχικό κύκλο να ισχύει:

$$t_{on} = t_{os} \cdot \cos \beta_o \quad (2.1-4)$$

Όπου:

- $t_{on}$  – Το βήμα του αρχικού κύκλου του τροχού στο εγκάρσιο επίπεδο
- $t_{os}$  – Το βήμα του αρχικού κύκλου του τροχού στο κάθετο επίπεδο



Θ. Κωστόπουλος - Οδοντώσεις και μειωτήρες στρωφών

Εικόνα 2.1.1-3: Βήμα μετωπικής και καθέτου τομής.

Οπότε αφού είναι:

$$m_s = \frac{t_{os}}{\pi} \quad (2.1-5)$$

Μπορεί να γραφεί:

$$m_n = m_s \cdot \cos \beta_o \quad (2.1-6)$$

Όπου:

- $\beta_o$  – Η γωνία ελίκωσης της έλικας του τροχού
- $m_n$  – Το module του φανταστικού τροχού

Ο αρχικός κύκλος της μετωπικής τομής είναι:

$$r_{on} = \frac{r_{os}}{\cos^2 \beta_o} \quad (2.1-7)$$

Όπου:

- $r_{on}$  – Η ακτίνα αρχικού κύκλου του φανταστικού τροχού

Ο αριθμός οδόντων του φανταστικού τροχού είναι:

$$Z_n = \frac{2 \cdot r_{on}}{m_n} \rightarrow Z_n = \frac{2}{m_s \cdot \cos \beta_o} \cdot \frac{r_{os}}{\cos^2 \beta_o} \rightarrow Z_n = \frac{2}{m_s \cdot \cos^3 \beta_o} \cdot \frac{Z \cdot m_s}{2} \rightarrow$$
$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta_o} \quad (2.1-8)$$

Όπου:

- $Z_n$  – Ο αριθμός οδόντων του φανταστικού τροχού

Πρέπει να σημειωθεί ότι ο αριθμός αυτός εν γένει δεν είναι ακέραιος αριθμός.

Ο βασικός κύκλος από τον οποίο ξεκινά η εξειλιγμένη καμπύλη έχει ακτίνα:

$$r_b = r_{os} \cdot \cos \alpha_{os} \quad (2.1-9)$$

Όπου:

- $r_b$  – Η ακτίνα βασικού κύκλου του τροχού
- $\alpha_{os}$  – Η ακτίνα γωνία εξειλιγμένης καθέτου τομής

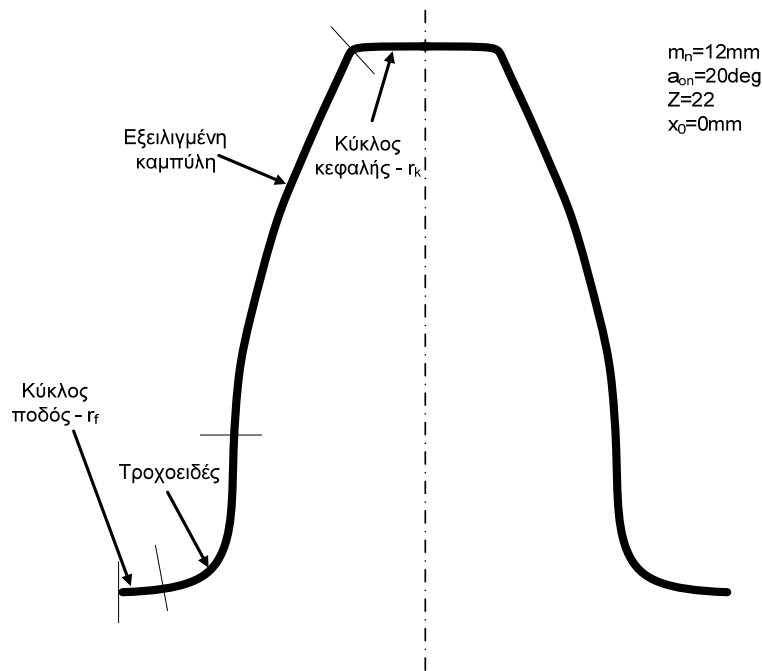
Η γωνία εξειλιγμένης μετωπικής τομής δίνεται από τη σχέση:

$$\tan \alpha_{on} = \tan \alpha_{os} \cdot \cos \beta_o \quad (2.1-10)$$

### 2.1.1 ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ ΟΔΟΝΤΩΣΗ ΔΙ' ΕΞΕΙΛΙΓΜΕΝΗΣ

Η οδόντες που αντιστοιχούν σε τροχούς εξωτερικής οδόντωσης έχουν εν γένει πιο πολύπλοκη γεωμετρία κατατομής από αυτούς των εσωτερικών οδοντώσεων. Αυτό οφείλεται στην ύπαρξη του τροχοειδούς που δημιουργείται κατά την κοπή με την μέθοδο κυλίσεως (κανόνας, Fellows, Hobbing) από την άκρη του οδόντος του κοπτικού εργαλείου. Στην επόμενη εικόνα διαγράφονται όλες οι καμπύλες από τις οποίες αποτελείται η εν λόγω κατατομή.

Εάν δεν υπάρχουν υποκοπές κατασκευής, το τροχοειδές εφάπτεται της κατατομής του οδόντος. Από την άλλη η ύπαρξη υποκοπών υποδεικνύεται από τη γωνία που σχηματίζει η εξειλιγμένη και το τροχοειδές στο σημείο επαφής των. Οι υποκοπές προλαμβάνονται με την μετατόπιση του κανόνα (κοπτικού εργαλείου του τροχού).



Εικόνα 2.1.1-1: Καμπύλες κατατομής εξωτερικής οδόντωσης.

Ο κάθε κανόνας μπορεί να κόψει έως έναν ελάχιστο αριθμό οδόντων κατά τον οποίο να μην υφίστανται υποκοπές στην κατατομή του οδόντος. Συνθήκη για να μην υπάρχουν υποκοπές είναι ο αριθμός των οδόντων να είναι άνω του ελάχιστου που υποδεικνύει η σχέση:

$$Z_{MIN} \leq 2 \cdot \frac{(C_f - x_0) - C_c \cdot (1 - \sin(a_{on}))}{(\sin(a_{on}))^2} \quad (2.1.1-1)$$

Όπου:

- $Z_{MIN}$  – Ελάχιστος αριθμός οδόντων που ο κανόνας μπορεί να κόψει
- $C_f$  – Ύψος κεφαλής κανόνα αδιαστατοποιημένο ως προς το module

$$\circ C_f = \frac{h_f}{m_n}$$

Όπου:

- $h_f$  – Ύψος κεφαλής κανόνα [mm]
- $m_n$  – Module κανόνα [mm]
- $x_0$  – Μετατόπιση κανόνος για την αποφυγή υποκοπών αδιαστατοποιημένη ως προς το module

$$\circ x_o = \frac{x}{m_n}$$

Όπου:

- $x$  – Μετατόπιση κανόνα [mm]
- $m_n$  – Module κανόνα [mm]

- $C_c$  – Ακτίνα καμπυλότητας της ακμής της κεφαλής κανόνα αδιαστατοποιημένη ως προς το module

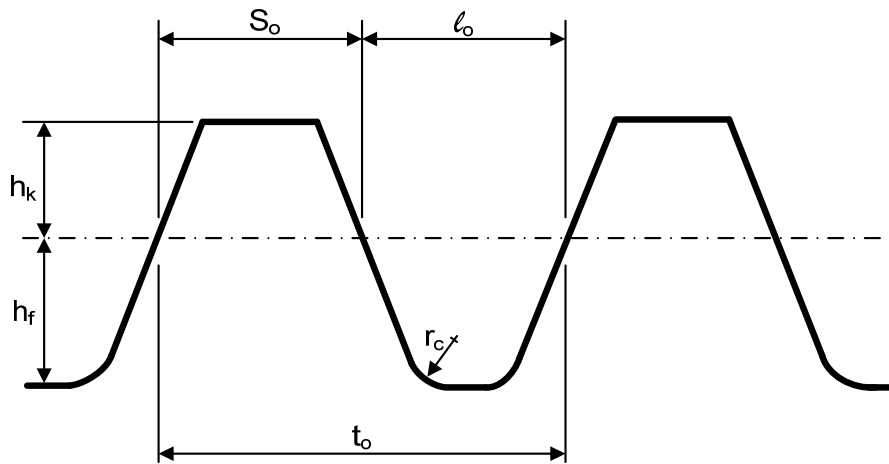
$$\circ C_c = \frac{r_c}{m_n}$$

Όπου:

- $r_c$  – Ακτίνα ακμής κεφαλής κανόνα [mm]
- $m_n$  – Module κανόνα [mm]

- $a_{on}$  – Γωνία οδόντος κανόνα

Η γεωμετρία του κανόνα κοπής εξωτερικών οδοντώσεων περιγράφεται στο ακόλουθο σκαρίφημα:



Εικόνα 2.1.1-2: Γεωμετρία κανόνα κοπής εξωτερικών οδόντων.

Το τροχοειδές δημιουργείται όταν ο κανόνας αφαιρεί υλικό από τον πόδα του διαμορφούμενου οδόντα. Οι εξισώσεις που περιγράφουν την καμπύλη του τροχοειδούς είναι οι εξής:

$$x_T = \theta \cdot r_o \cdot \cos(\theta) - (r_o + r_c - h_f) \cdot \sin(\theta) + r_c \cdot \cos(A) \quad (2.1.1-2)$$

$$y_T = \theta \cdot r_o \cdot \sin(\theta) + (r_o + r_c - h_f) \cdot \cos(\theta) - r_c \cdot \sin(A) \quad (2.1.1-3)$$

Όπου στις σχέσεις (2.1.1-2) και (2.1.1-3):

- $x_T, y_T$  – Οι συντεταγμένες του fillet στο τοπικό σύστημα συντεταγμένων
- $r_o$  – Ο αρχικός κύκλος του οδοντωτού τροχού
- $r_c$  – Ακτίνα ακμής κοπτικού εργαλείου - κανόνα [mm]
- $h_f$  – Ύψος ποδός κανόνα [mm]
- $\theta$  – Ανεξάρτητη μεταβλητή εξισώσεων
- $A$  – Συντελεστής διόρθωσης που υπολογίζεται από τη σχέση:
  - $$A = \arctan \left( \frac{-\theta \cdot r_o \cdot \sin(\theta) + (h_f - r_c) \cdot \cos(\theta)}{\theta \cdot r_o \cdot \cos(\theta) + (h_f - r_c) \cdot \sin(\theta)} \right) \quad (2.1.1-4)$$

Πρέπει να σημειωθεί ότι οι παραπάνω εξισώσεις τοποθετούν την καμπύλη του τροχοειδούς συμμετρικά ως προς τον  $y$ -άξονα του τοπικού συστήματος συντεταγμένων στο ύψος του κύκλου ποδός του οδοντωτού τροχού.

Τέλος αφού δείχθηκε η γεωμετρία του κανόνα κοπής του τροχού και του τροχοειδούς μένουν να δοθούν οι ακτίνες των κύκλων ποδός και κεφαλής του οδοντωτού τροχού. Έτσι η ακτίνα του κύκλου ποδός δίνεται από τη σχέση:

$$r_f = r_{os} - h_f \quad (2.1.1-5)$$

Όπου:

- $r_f$  – Ο κύκλος ποδός του οδοντωτού τροχού

Η ακτίνα του κύκλου κεφαλής του οδοντωτού τροχού θα δίνεται από τη σχέση:

$$r_k = r_{os} - h_k \quad (2.1.1-6)$$

Όπου:

- $r_k$  – Ο κύκλος κορυφής του οδοντωτού τροχού

Στις μετατοπισμένες οδοντώσεις το κοπτικό εργαλείο μετατοπίζεται ακτινικά κατά  $x$  (απομακρύνεται από τον τροχό παράλληλος στον εαυτό του) και έτσι η αρχική γραμμή του κανόνα ουσιαστικά μετατοπίζεται κατά  $x$  και ο πραγματικός αρχικός κύκλος του τροχού που δημιουργείται είναι διαφορετικός από τον αρχικό κύκλο του αντίστοιχου μη μετατοπισμένου τροχού. Η μετατόπιση του κανόνα όπως



προαναφέρθηκε πραγματοποιείται είτε για να γίνει δυνατή η κατασκευή τροχών με λιγότερα δόντια από ότι κανονικά θα ήταν δυνατόν χωρίς υποκοπές είτε για να αυξηθεί το πάχος των δοντιών χωρίς να χρειασθεί να αλλάξει το module του τροχού. Όταν λοιπόν πρόκειται για μελέτη μετατοπισμένων οδοντώσεων θα πρέπει να σημειωθεί ότι αλλάζει η ακτίνα ποδός και κεφαλής του οδόντα. Αυτό συμβαίνει επειδή μετατοπίζοντας τον κανόνα ουσιαστικά αλλάζει το ύψος ποδός και κεφαλής του ( $h_f$  και  $h_k$ ). Επίσης πρέπει να σημειωθεί ότι στους τροχούς με θετικά μετατοπισμένη οδόντωση τείνει να λεπταίνει το άνω μέρος του οδόντα ενώ παχαινει το κάτω. Έτσι ελλοχεύει ο κίνδυνος δημιουργίας ακμής στον κύκλο κεφαλής του οδόντα. Οπότε σε κάποιες μετατοπισμένες οδοντώσεις ίσως να απαιτείται κόψιμο κατά  $K$  της κεφαλής (ακμής) των οδόντων. Ακολουθως δίνονται οι σχέσεις που δίνουν τους κύκλους ποδός, κεφαλής και καθώς και τον πραγματικό αρχικό κύκλο στις εν λόγω οδοντώσεις.

Κύκλος ποδός μετατοπισμένης οδόντωσης:

$$r_f = r_{os} - h_f + x \quad (2.1.1-7)$$

Όπου:

- $x$  – Η μετατόπιση του κανόνα [mm]

Κύκλος κεφαλής μετατοπισμένης οδόντωσης:

$$r_k = r_{os} + h_k + x - K \quad (2.1.1-8)$$

Όπου:

- $K$  – Κοπή κεφαλών οδόντων [mm]

Πραγματικός αρχικός κύκλος μετατοπισμένης οδοντώσεως:

$$r_{ws} = r_{os} + x \quad (2.1.1-9)$$

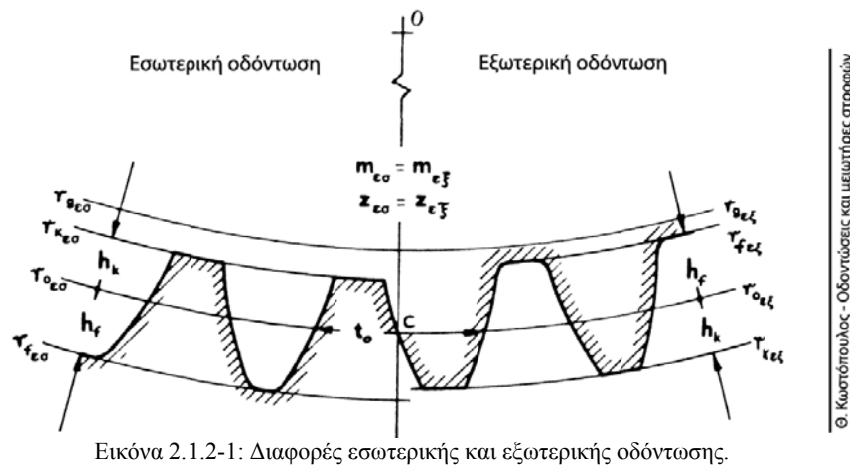
Όπου:

- $r_{ws}$  – Ακτίνα του πραγματικού αρχικού κύκλου [mm]

Σε αυτό το σημείο είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι σε αυτή τη μελέτη όλοι οι τροχοί θα εξετάζονται ως μετατοπισμένοι και οι κανονικοί οδόντες θα θεωρείται ότι έχουν μηδενική μετατόπιση.

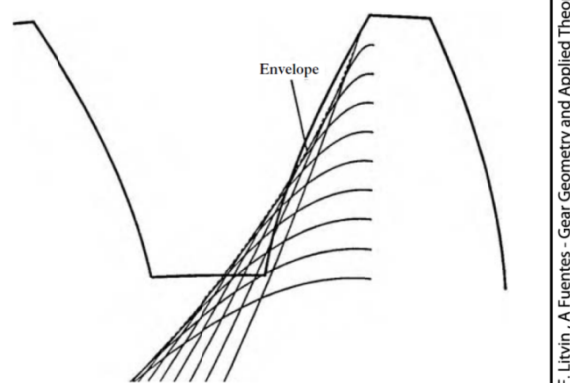
## 2.1.2 ΕΣΩΤΕΡΙΚΗ ΟΔΟΝΤΩΣΗ ΔΙ' ΕΞΕΙΛΙΓΜΕΝΗΣ

Η εσωτερική οδόντωση δι' εξειλιγμένης διαφέρει από την εξωτερική ως προς τους κύκλους πόδα και κεφαλής. Αυτό γιατί λόγω της ανεστραμμένης γεωμετρίας τους ο κύκλος ποδός είναι μεγαλύτερος από τον κύκλο κεφαλής. Επιπλέον σημαντικό σημείο αποτελεί το ότι στις εσωτερικές οδοντώσεις δεν υφίσταται τροχοειδές. Στο ακόλουθο σχήμα δείχνονται οι διαφορές μεταξύ των κύριων κύκλων της εσωτερικής και εξωτερικής οδόντωσης.



Εικόνα 2.1.2-1: Διαφορές εσωτερικής και εξωτερικής οδόντωσης.

Στις εσωτερικές οδοντώσεις μπορεί να υπάρχουν επίσης συνθήκες κοπής κατά τις οποίες εμφανίζονται υποκοπές της κατατομής. Αυτές δημιουργούνται όταν κατά την κοπή τροχών με σχετικά μικρό αριθμό οδόντων, το κοπτικό εργαλείο ενώ έχει διαμορφώσει την εξειλιγμένη ενός οδόντα ξαναέρχεται σε επαφή με αυτόν και κόβει το τμήμα της εξειλιγμένης που βρίσκεται κοντά στην κεφαλή του οδόντα όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Εικόνα 2.1.2-1: Υποκοπές κατασκευής σε εσωτερική οδόντωση.

Η αποφυγή υποκοπών και στις εσωτερικές οδοντώσεις γίνεται με την μετατόπιση του κοπτικού εργαλείου. Στις εσωτερικές οδοντώσεις θετική θεωρείται η μετατόπιση κατά την οποία το κοπτικό εργαλείο μετακινείται προς το κέντρο του τροχού. Η συνθήκη για να μην δημιουργούνται υποκοπές κατασκευής περιγράφεται από την

παρακάτω σχέση η οποία δίνει τον ελάχιστο αριθμό οδόντων χωρίς υποκοπές που μπορούν να κοπούν σε εσωτερικές οδοντώσεις.

$$Z_{MIN} \geq 2 \cdot \frac{(h_k - x) \cdot (1 + \cos(a_{on}))}{m_n \cdot (\sin(a_{on}))^2} \quad (2.1.2-1)$$

Όπου:

- $Z_{MIN}$  – Ο ελάχιστος αριθμός οδόντων που μπορεί ο δεδομένος κανόνας να κόψει
- $h_k$  – Το ύψος κεφαλής του οδόντα του κανόνα [mm]
- $x$  – Η μετατόπιση του κανόνα [mm]
- $m_n$  – Το module το κοπτικού εργαλείου [mm]
- $a_{on}$  – Η γωνία οδόντωσης του κανόνα

Ακολουθώς θα δοθούν οι σχέσεις υπολογισμού των ακτίνων των κύκλων κεφαλής, ποδός και του πραγματικού αρχικού κύκλου σε μετατοπισμένες εσωτερικές οδοντώσεις. Οι οδοντωτοί τροχοί με μη μετατοπισμένες οδοντώσεις μπορούν να υπολογισθούν εάν τεθεί μηδενική μετατόπιση.

Κύκλος ποδός μετατοπισμένης οδόντωσης:

$$r_f = r_{os} + h_f - x \quad (2.1.2-2)$$

Όπου:

- $x$  – Η μετατόπιση του κανόνα [mm]
- $h_k$  – Το ύψος ποδός του οδόντα του κανόνα [mm]

Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι συχνά οι κεφαλές των εσωτερικών οδοντώσεων κόβονται κατά  $K$  για να αποφευχθεί σύγκρουση των συνεργαζόμενων τροχών (εσωτερικού – εξωτερικού) όπως θα εξηγηθεί και στο κεφάλαιο του σχεδιασμού βαθμίδων μετωπικών οδοντώσεων.

Κύκλος κεφαλής μετατοπισμένης οδόντωσης:

$$r_k = r_{os} - h_k - x + K \quad (2.1.2-3)$$

Όπου:

- $K$  – Κοπή κεφαλών οδόντων [mm]

Πραγματικός αρχικός κύκλος μετατοπισμένης οδοντώσεως:

$$r_{ws} = r_{os} - x \quad (2.1.2-4)$$

Όπου:

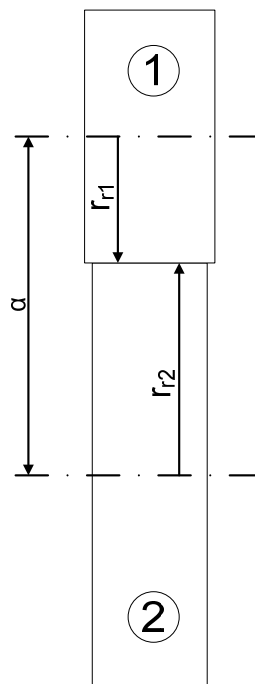
- $r_{ws}$  – Ακτίνα του πραγματικού αρχικού κύκλου [mm]

## 2.2 ΒΑΘΜΙΔΕΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΔΙ' ΕΞΕΙΛΙΓΜΕΝΗΣ

Η μελέτη δύο συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών συνίσταται στην εύρεση κάποιων θεμελιωδών μεγεθών που χαρακτηρίζουν τόσο την γεωμετρία της βαθμίδας όσο και τα κινηματικά και δυναμικά χαρακτηριστικά της. Η ανάλυση που θα ακολουθήσει θα διαχωριστεί για βαθμίδες εξωτερικών μετωπικών τροχών και για βαθμίδες που αποτελούνται από ένα τροχό εσωτερικής οδόντωσης και από έναν εσωτερικής οδόντωσης.

### 2.2.1 ΒΑΘΜΙΔΕΣ ΕΞΩΤΕΡΙΚΩΝ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Από γεωμετρικής άποψης το μόνο μέγεθος που πρέπει να υπολογισθεί είναι η απόσταση των κέντρων των δύο συνεργαζόμενων τροχών. Αυτή δίνεται από το άθροισμα των ακτίνων των κύκλων κυλίσεως των δύο τροχών όπως φαίνεται και στο ακόλουθο σχήμα.



Εικόνα 2.2.1-1: Απόσταση αξόνων τροχών σε βαθμίδα οδοντωτών τροχών εξωτερικής οδόντωσης

Οπότε η απόσταση των κέντρων θα είναι:

$$a = r_{ws1} + r_{ws2} \quad (2.2.1-1)$$

Όπου:

- $r_{wsi}, i=1,2$  – Ακτίνες των πραγματικών αρχικών κύκλων των τροχών [mm]
- $a$  – Η απόσταση των κέντρων των τροχών [mm]

Από κινηματικής άποψης το βασικό στοιχείο που πρέπει να υπολογισθεί είναι ο συντελεστής μετάδοσης της βαθμίδας. Ο συντελεστής μετάδοσης ορίζεται ως ο λόγος του αριθμού των οδόντων του πινιόν (κινητήριος τροχός) προς τον αριθμό οδόντων του συνεργαζόμενου οδόντα. Στη γενική περίπτωση αν ο κινητήριος τροχός είναι ο τροχός 1, τότε η σχέση που θα δίνει το συντελεστή μετάδοσης θα είναι:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.2.1-2)$$

Όπου:

- $Z_i, i=1,2$  – Οι αριθμοί των οδόντων των τροχών
- $n_i, i=1,2$  – Η ταχύτητα περιστροφής των τροχών [RPM]

Όσον αφορά τις δυνάμεις που αναπτύσσονται κατά τη συνεργασία των τροχών αυτές γενικά (για ελικοειδή οδόντωση) αναπτύσσονται τόσο εφαπτομενικά και ακτινικά στον κύκλο κυλίσεως όσο και αξονικά στον οδοντωτό τροχό. Κατά τη συνεργασία των οδόντων λόγω δράσης αντίδρασης οι δυνάμεις τόσο στον συνεργαζόμενο τροχό όσο και στο πινιόν θα είναι ίσες κατά μέτρο μεταξύ τους. Το επόμενο σχήμα δείχνει τις δυνάμεις που αναπτύσσονται σε μια βαθμίδα μετωπικών τροχών εξωτερικής οδόντωσης. Αν η εισερχόμενη ροπή στη βαθμίδα είναι  $M_{d1}$  τότε η περιφερειακή δύναμη που θα αναπτυχθεί στη βαθμίδα δίδεται από τη σχέση:

$$F_t = \frac{M_{d1}}{r_{ws1}} \quad (2.2.1-3)$$

Όπου:

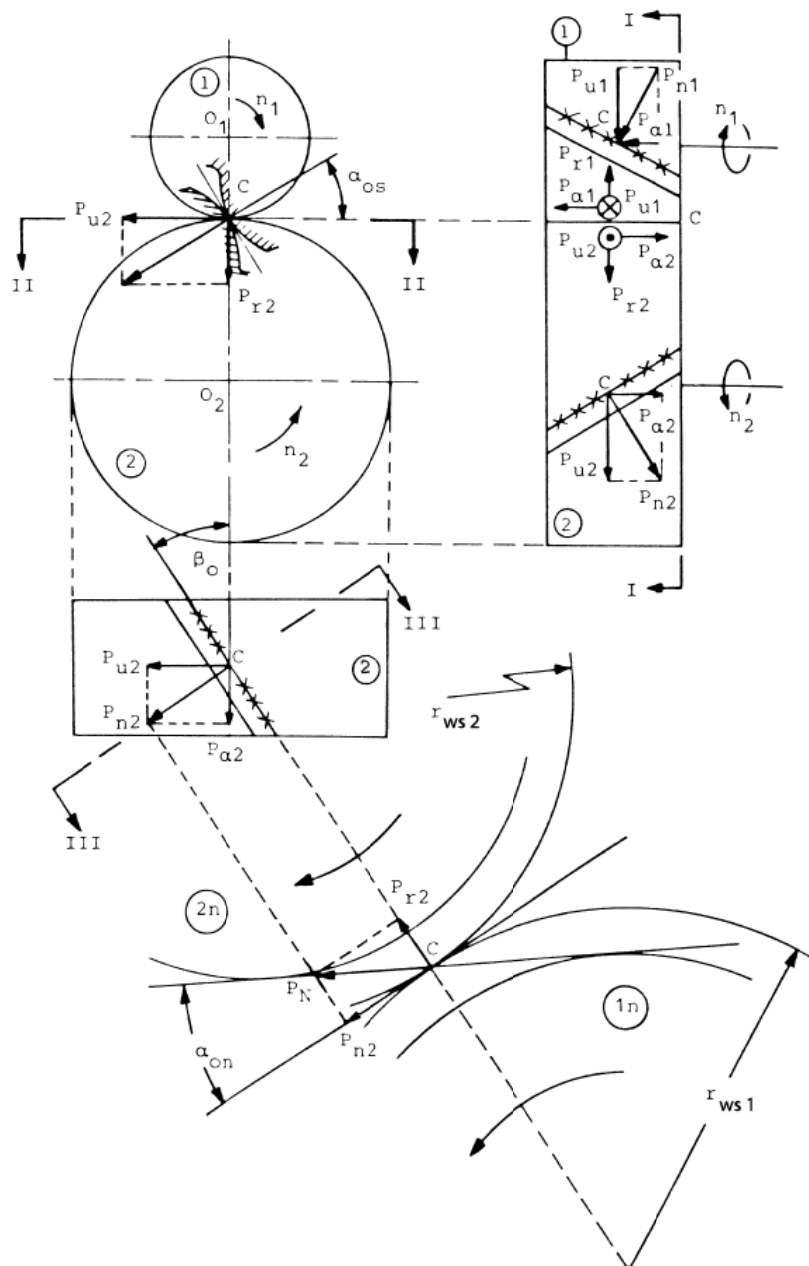
- $M_{d1}$  – Η ροπή εισόδου στη βαθμίδα [Nmm]
- $F_t$  – Η εφαπτομενική δύναμη των τροχών στους κύκλους κυλίσεως [N]

Όμως επειδή όπως ήδη εξηγήθηκε η  $F_t$  είναι κοινή και για τους δύο τροχούς θα ισχύει:

$$F_t = \frac{M_{d2}}{r_{ws2}} \rightarrow \frac{M_{d1}}{r_{ws1}} = \frac{M_{d2}}{r_{ws2}} \rightarrow M_{d2} = M_{d1} \cdot \frac{r_{ws2}}{r_{ws1}} \rightarrow M_{d2} = M_{d1} \cdot i \quad (2.2.1-4)$$

Όπου:

- $M_{d2}$  – Η ροπή εξόδου της βαθμίδας [Nmm]



Θ. Κωστόπουλος - Οδοντώσεις και μειωτήρες στροφών

Εικόνα 2.2.1-1: Δυνάμεις επί των οδόντων βαθμίδας εξωτερικών οδοντωτών τροχών.

Η ακτινική δύναμη προκύπτει από την όψη I – I του σχήματος (Εικόνα 2.2.1-1) μέσω της γωνίας  $a_{os}$  ως εξής:

$$F_r = F_t \cdot \tan a_{os} \xrightarrow{(2.1-10)} F_r = F_t \cdot \frac{\tan a_{on}}{\cos \beta_o} \quad (2.2.1-5)$$

Όπου:

- $F_t$  – Η εφαπτομενική δύναμη των τροχών στους κύκλους κυλίσεως [N]
- $F_r$  – Η ακτινική δύναμη επί των τροχών [N]
- $a_{on}$  – Η γωνία εξειλιγμένης των τροχών
- $\beta_o$  – Η γωνία ελίκωσης των τροχών

Η αξονική δύναμη υπολογίζεται από τη γωνία  $\beta_o$  που φαίνεται στην όψη II – II ως εξής:

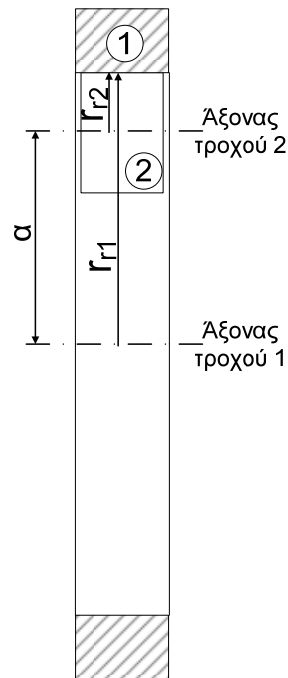
$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_o \quad (2.2.1-6)$$

Όπου:

- $F_t$  – Η εφαπτομενική δύναμη των τροχών στους κύκλους κυλίσεως [N]
- $F_a$  – Η αξονική δύναμη επί των τροχών [N]
- $\beta_o$  – Η γωνία ελίκωσης των τροχών

### 2.2.2 ΒΑΘΜΙΔΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΩΝ – ΕΞΩΤΕΡΙΚΩΝ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Στις βαθμίδες εσωτερικών – εξωτερικών οδοντώσεων το μόνο πράγμα που αλλάζει σε σχέση με τα παραπάνω είναι το ότι ο ένας τροχός βρίσκεται εντός του τροχού εσωτερικής οδοντώσεως. Οπότε η απόσταση των κέντρων των δύο τροχών θα είναι ίση με τη διαφορά των ακτίμων των κύκλων κυλίσεως αντί για το άθροισμα που ήταν προηγουμένως.



Εικόνα 2.2.2-1: Απόσταση αξόνων τροχών σε βαθμίδα οδοντωτών τροχών εσωτερικής – εξωτερικής οδόντωσης.

Για τους ακόλουθους υπολογισμούς θα θεωρήσουμε ότι ο τροχός 1 είναι αυτός με την εσωτερική οδόντωση ενώ ο 2 αυτός με την εξωτερική. Σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν προηγουμένως η απόσταση των κέντρων θα είναι:

$$a = r_{ws1} - r_{ws2} \quad (2.2.2-1)$$

Όπου:

- $r_{wsi}$ ,  $i=1,2$  – Ακτίνες των πραγματικών αρχικών κύκλων των τροχών  $[mm]$
- $a$  – Η απόσταση των κέντρων των τροχών  $[mm]$

Πρέπει να αναφερθεί ότι ένας σημαντικός γεωμετρικός περιορισμός που εισάγεται στον σχεδιασμό βαθμίδων εσωτερικών – εξωτερικών οδοντώσεων είναι η μέγιστη διαφορά αριθμού οδόντων εσωτερικού και εξωτερικού γραναζιού. Εάν η διαφορά είναι μικρότερη από τη μέγιστη τότε κατά τη συνεργασία των οδοντώσεων θα υπάρχει σύγκρουση των κεφαλών των συνεργαζόμενων οδόντων. Από βιβλιογραφικές πηγές (Θ. Κωστόπουλος – Οδοντώσεις και μειωτήρες στροφών) δίνεται ότι ο ελάχιστος αριθμός οδόντων του γραναζιού εσωτερικής οδόντωσης θα πρέπει να είναι:

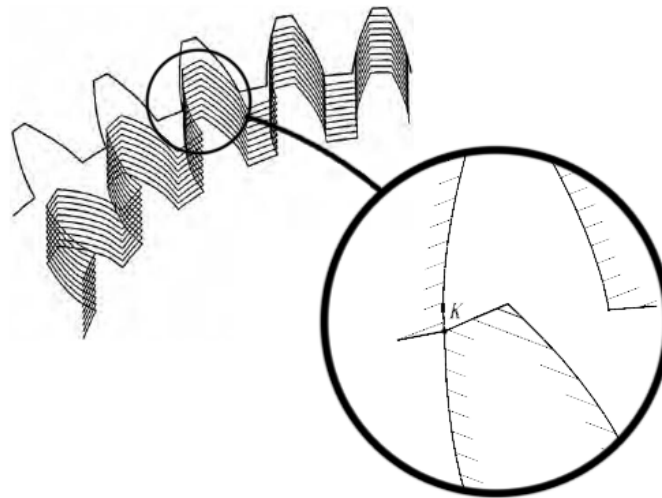
$$Z_{INT} \geq Z_{EXT} + 10 \quad (2.2.2-2)$$



Όπου στη σχέση (2.2.2-2):

- $Z_{INT}$  – Ο αριθμός οδόντων τροχού εσωτερικής οδοντώσεως
- $Z_{EXT}$  – Ο αριθμός οδόντων τροχού εξωτερικής οδοντώσεως

Στην επόμενη εικόνα δείχνεται η οριακή περίπτωση μη σύγκρουσης οδόντων όταν ισχύει η ισότητα της σχέσης (2.2.2-2). Για να αποφευχθεί περεταίρω η σύγκρουση των οδόντων σε βαθμίδες εσωτερικής – εξωτερικής οδοντώσεως, συνηθίζεται να μειώνεται η απόσταση των αξόνων των δύο τροχών.



F. Litvin, A Fuentes - Gear Geometry and Applied Theory

Εικόνα 2.2.2-2: Οριακή σύγκρουση εσωτερικής – εξωτερικής οδοντώσεως.

Τόσο ο συντελεστής μετάδοσης όσο και οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στις συνεργαζόμενες οδοντώσεις υπολογίζονται από τις ίδιες σχέσεις που εξήχθησαν για τις βαθμίδες εξωτερικών οδοντώσεων. Οπότε δεν θα επακολουθήσει περεταίρω ανάλυση επί των δυνάμεων στις βαθμίδες εσωτερικών – εξωτερικών οδοντώσεων γιατί άλλωστε αυτό δεν συνάδει με τους στόχους της παρούσης εργασίας.



~ 3 ~

### 3 ΒΛΑΒΕΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Στη συνέχεια θα γίνει λόγος για τις βλάβες των οδοντωτών τροχών που θα ληφθούν υπόψη κατά τη παρούσα μελέτη όπως επίσης και τις αιτίες αυτών.

#### 3.1 ΓΕΝΙΚΕΣ ΑΙΤΙΕΣ ΤΩΝ ΒΛΑΒΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Συνοπτικά μερικές από τις αιτίες που προκαλούν την αστοχία των οδοντωτών τροχών είναι:

- Η σημειακή υπερφόρτιση των κατατομών: η οποία είναι το αποτέλεσμα κρουστικών φορτίων. Σαν αποτέλεσμα αυτής έχουμε την δημιουργία ραβδώσεων επί των κατατομών του οδοντωτού τροχού που απογυμνώνουν τον οδόντα.
- Η υπερβολική ταχύτητα περιστροφής(πέραν του επιτρεπτού): Το αίτιο αυτό ισχύει για μηχανισμούς, οι οποίοι δεν έχουν συστήματα μέτρησης και ελέγχου της ταχύτητας. Οι τροχοί αυτοί λοιπόν, είναι πιθανό να εργάζονται σε στροφές μεγαλύτερες του επιτρεπτού ορίου.
- Τα ξένα σωματίδια: Η ύπαρξη οιοδήποτε ξένου σωματιδίου στις συνεργαζόμενες κατατομές δημιουργεί επαφή στερεού με στερεό, η οποία προκαλεί τοπική συγκόλληση και φυσικά πρέπει να αποφεύγεται.
- Η ακατάλληλη θερμική κατεργασία: Οι οδόντες συνήθως υφίστανται επιφανειακή σκλήρυνση, η οποία όμως θα είναι ακατάλληλη αν το πάχος σκληρύνσεως προκύψει ανομοιόμορφο επί της επιφάνειας των οδόντων του τροχού.

- Η ακατάλληλη λίπανση στις οδοντώσεις: Γενικά στους οδοντωτούς τροχούς συνίσταται η χρήση λιπαντικού κατάλληλου για υψηλές πιέσεις, διότι η επαφή των κατατομών είναι συνήθως μόνο γραμμική. Το σύστημα λιπάνσεως, θα πρέπει να μπορεί να λιπώνει όλες τις θέσεις εργασίας, το δε λιπαντικό θα πρέπει να παραμένει επί της κατατομής του οδόντος μέχρι την στιγμή της επαφής των κατατομών. Εάν κάτι τέτοιο δεν καθίσταται δυνατόν και η λειτουργία της βαθμίδας γίνεται χωρίς την χρήση του απαραίτητου λιπαντικού, τότε η λίπανση είναι ακατάλληλη. Μέσα από το λιπαντικό μεταφέρονται και τα ξένα σωματίδια για τα οποία αναφερθήκαμε προηγουμένως. Είναι απαραίτητο λοιπόν, το λιπαντικό να φιλτράρεται και να είναι απαλλαγμένο από οιαδήποτε πρόσμιξη που αποτελεί απειλή για τα γρανάζια. Ακόμα, η θερμοκρασία του θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε να απομακρύνει από τις θέσεις εργασίας των κατατομών το παραγόμενο, λόγω τριβής, ποσό θερμότητας.
- Η ακατάλληλη κατασκευή: Οι κατατομές των δοντιών πρέπει να έχουν κατασκευασθεί με ακρίβεια, τα δε fillets (πόδες) των οδόντων πρέπει να είναι τα προβλεπόμενα.
- Η ακατάλληλη συναρμολόγηση: Οι περισσότερες των περιπτώσεων που έχουν σχέση με την κακή συναρμολόγηση των οδοντωτών τροχών αναφέρονται παρακάτω:
  - Χαλαρή πρόσδεση, των τροχών στους άξονες, των αξόνων στα ρουλεμάν ή των ρουλεμάν στο κέλυφος, μπορούν να προκαλέσουν μεταξύ των άλλων και δονήσεις από αζυγοσταθμία.
  - Κακή ευθυγράμμιση.
  - Λάθος απόσταση μεταξύ των κέντρων των συνεργαζόμενων τροχών, σημαίνει δημιουργία απρόβλεπτων δυνάμεων δηλαδή εκδήλωση βλάβης στους τροχούς.
- Η κακή σχεδιομελέτη: Στην κατασκευή των οδοντωτών τροχών, ο μελετητής θα πρέπει να ακολουθήσει την καλύτερη διαθέσιμη τεχνική για να εφοδιάσει τους τροχούς με ακριβή και κατάλληλα μεγέθη, όπως διάμετρο αρχικού κύκλου, πλάτος, υλικό και επιφανειακές κατεργασίες (π.χ. θερμική). Πρέπει να μελετηθεί επίσης προσεκτικά, η εκλογή του κατάλληλου ζεύγους οδοντωτών τροχών και να γίνει λεπτομερής ανάλυση των δυνάμεων, πριν αρχίσει η διαδικασία κατασκευής του μηχανισμού.

### 3.2 ΕΝΔΕΙΞΕΙΣ ΚΑΚΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Είναι εύκολα κατανοητό ότι η καλή και αποδοτική λειτουργία μιας βαθμίδας οδοντωτών τροχών εξαρτάται από το αν λειτουργεί σύμφωνα (ή με μικρές ανοχές) ή όχι με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή.

Η λόγω τριβής απώλεια ισχύος και η μετατροπή της σε θερμότητα είναι μια καλή ένδειξη για τον τρόπο λειτουργίας των τροχών. Αυτό το ποσό της θερμότητας

μετράται και συγκρίνεται με το προϋπολογισθέν. Η μετρηθείσα θερμότητα πρέπει να είναι μικρότερη ή το πολύ ίση με την προϋπολογισθείσα για να λέμε ότι ο μηχανισμός λειτουργεί αποδοτικά.

Ένα κιβώτιο ταχυτήτων πρέπει να παράγει ταλαντώσεις μέσα σε προβλεπόμενα όρια. Η δυναμική ζυγοστάθμιση είναι από τις πρώτες ενέργειες που θα γίνουν για τα περιστρεφόμενα μέρη του κιβωτίου. Προβλήματα ταλαντώσεων μπορούν να δημιουργήσουν τα εξής:

1. Ένας ελαστικός σύνδεσμος που κολλάει σε μια μη ζυγοσταθμισμένη θέση.
2. Κατασκευαστικά σφάλματα ή λειτουργικά λάθη των κατατομών.
3. Η κακή συναρμολόγηση ή ευθυγράμμιση των εξαρτημάτων του κιβωτίου.

Βέβαια, η καλή ή η κακή λειτουργία ενός στοιχείου μηχανής μπορεί να διαπιστωθεί με την βοήθεια των συστημάτων παρακολούθησης – μέτρησης, ύστερα από επαναλαμβανόμενες μετρήσεις και παρακολουθήσεις. Τέτοιες μετρήσεις είναι:

- Μέτρηση των κρουστικών παλμών.
- Παρακολούθηση του επιπέδου δονήσεων-κραδασμών.
- Ανίχνευση βλαβών με θερμογράφηση.
- Μελέτη των ιδιοτήτων του λιπαντικού
- Μέτρηση των παραμέτρων της παραγωγικής διαδικασίας.
- Οπτική επιθεώρηση.
- Άλλες μη καταστροφικές τεχνικές δοκιμών.

### 3.3 ΕΙΔΗ ΒΛΑΒΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Στην παρούσα εργασία θα γίνει λόγος μόνο για τις βλάβες βαθμίδων οδοντωτών τροχών που μπορούν να προβλεφθούν κατά τον σχεδιασμό των και όχι αυτές που προέρχονται από κακή κατασκευή ή κακή συναρμολόγηση των τροχών. Έτσι μια βαθμίδα που έχει σχεδιασθεί σύμφωνα με τις σχέσεις που παρατέθηκαν στο δεύτερο κεφάλαιο κινδυνεύει από τρεις κυρίως βλάβες:

- Εκκοιλάνσεις (pitting) λόγω κόπωσης των συνεργαζόμενων επιφανειών των οδόντων από τάσεις Hertz.
- Θραύση οδόντος λόγω κόπωσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός του οδόντος από καμπτικές τάσεις.
- Χάραξη της επιφάνειας (tooth scuffing) λόγω της κακής επιλογής λιπαντικού ή λόγω υπερφόρτισης.

### 3.3.1 ΕΚΚΟΙΛΑΝΣΕΙΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ΟΔΟΝΤΑ

Οι εκκοιλάνσεις επιφανείας οδόντα είναι αποτέλεσμα της μηχανικής διάβρωσης που προκύπτει από τις δυνάμεις επαφής λόγω φορτίου. Είναι αποτέλεσμα της κόπωσης επιφανείας που προκύπτει από τις επαναλαμβανόμενες καταπονήσεις των επιφανειών ή τις καταπονήσεις στο εσωτερικό του οδόντος, κάτω από την επιφάνειά του, οι οποίες περνούν τη διαρκή αντοχή του (διαδικασία Pitting). Η διαδικασία αυτή χαρακτηρίζεται από απομάκρυνση του μετάλλου και σχηματισμό κοιλοτήτων (εκκοιλάνσεις). Οι εκκοιλάνσεις είναι δυνατόν να έχουν μικρό μέγεθος και να το διατηρούν, αλλά και να το αυξάνουν σταδιακά. Στην περίπτωση αυτή επιδρά η διαρκής επέκταση της κόπωσης που προκαλεί συνενώσεις γειτονικών κοιλοτήτων και αύξηση του μεγέθους τους. Επίσης υπάρχει η περίπτωση οι εκκοιλάνσεις να έχουν εξαιρετικό μεγάλο μέγεθος.

Η θεωρία Hertz εφαρμόζεται για τον πρώτο έλεγχο των οδοντωτών τροχών σε αντοχή πίεσης επιφανείας. Η απλή στατική θεωρία υποστηρίζει ότι η γήρανση θα είναι χειρότερη στα σημεία που οι τάσεις είναι μέγιστες. Η μηχανική διάβρωση συμβαίνει αρχικά πολύ κοντά αλλά όχι ακριβώς επάνω στην διάμετρο αρχικού κύκλου, όπου οι ταχύτητες ολίσθησης είναι χαμηλές ή μηδενικές. Δεν είναι τυχαίο πως κάποιες φορές, ιδιαίτερα σε τροχούς που έχουν εργαστεί για πολλές ώρες η περιοχή κοντά στη διάμετρο αρχικού κύκλου είναι μαυρισμένη.

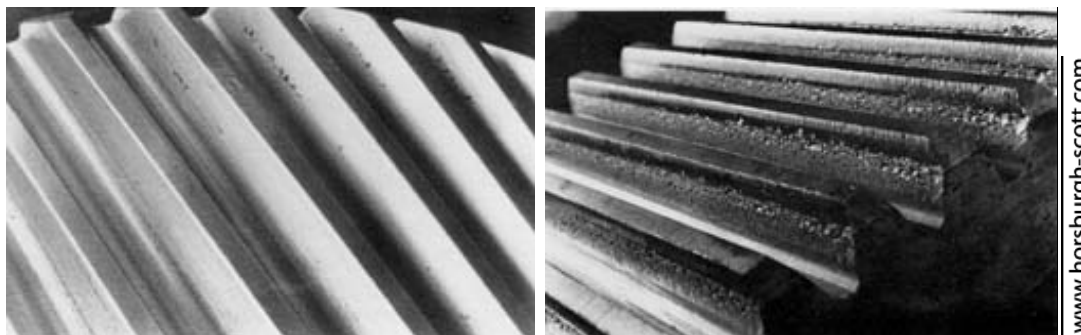
Οι εκκοιλάνσεις λόγω κόπωσης επιφανείας μπορεί να διακριθεί σε δύο βασικές κατηγορίες:

- Τις αρχικές εκκοιλάνσεις και
- Τις εξελισσόμενες εκκοιλάνσεις που οδηγούν σε αστοχία της κατατομής του οδόντα.

Οι αρχικές – μη εξελισσόμενες εκκοιλάνσεις στις περισσότερες εφαρμογές δε θεωρούνται αιτία αστοχίας του τροχού αντιθέτως αναφέρονται συχνά ως στρώσιμο του τροχού (wear-in phenomenon). Οι αρχικές εκκοιλάνσεις χαρακτηρίζονται από μικρές κοιλοότητες οι οποίες δεν εκτείνονται σε όλη την έκταση της επιφάνειας του μελετώμενου οδοντωτού τροχού. Ο ορισμός των αποδεκτών αρχικών εκκοιλάνσεων διαφέρει αρκετά ανάλογα με την εφαρμογή. Αρχικές εκκοιλάνσεις εμφανίζονται τοπικά σε υπερφορτισμένες περιοχές των επιφανειών των οδοντώσεων έτσι ώστε να τείνουν να ανακαταναείμουν τις φορτίσεις αφαιρώντας σημεία υλικού όπου οι τάσεις υπερβαίνουν τα επιτρεπτά όρια. Γενικά, όταν η φορτίσεις του οδόντα μειωθούν ή ανακαταναεμηθούν σταματά και η εξέλιξη των αρχικών εκκοιλάνσεων.

Οι εξελισσόμενες εκκοιλάνσεις είναι πολύ μεγαλύτερες από τις προηγούμενες και προκαλούν πάντοτε καταστροφή της κατατομής. Είναι συνέχεια των αρχικών εκκοιλάνσεων αλλά σταδιακά αυξάνουν σε μέγεθος και αριθμό μέχρι να αλλοιωθεί η ομαλότητα της λειτουργίας του ζεύγους των οδοντωτών τροχών. Είναι φανερό ότι δεν υπάρχει τρόπος επαναφοράς της κατατομής.

Στην επόμενη εικόνα δείχνεται ο τοπικός και μη καταστροφικός χαρακτήρας των αρχικών εκκοιλάνσεων σε σύγκριση με το μέγεθος της καταστροφής της κατατομής όταν οι εκκοιλάνσεις έχουν οδηγήσει τον τροχό σε αστοχία.

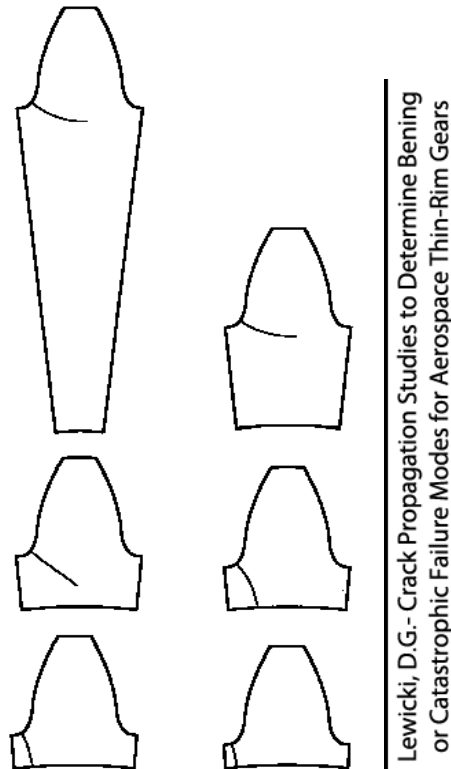


Εικόνα 3.3.1-1: Αρχικές εκκοιλάνσεις (αριστερά) – Αστοχία κατατομής λόγω εκτεταμένων εκκοιλάνσεων (δεξιά).

Ο σχεδιασμός μιας βαθμίδας μετωπικών τροχών θα πρέπει να γίνεται με τέτοιο τρόπο που να προλαμβάνεται η αστοχία λόγω κόπωσης επιφανείας κατά τη διάρκεια του προσδοκώμενου λειτουργίας της βαθμίδας. Αυτό είναι δυνατό εάν η αναμενόμενη πίεση επιφανείας υπολογισθεί ώστε να είναι κάτω του ορίου αντοχής σε κόπωση ή εάν είναι ανώτερο αυτού τότε η κόπωση της επιφάνειας των οδόντων κατά τη διάρκεια ζωής της βαθμίδας να μην οδηγήσει σε αστοχία των επιφανειών.

### 3.3.2 ΘΡΑΥΣΗ ΟΔΟΝΤΟΣ ΛΟΓΩ ΚΟΠΩΣΗΣ ΣΤΗΝ ΕΠΙΚΙΝΔΥΝΗ ΔΙΑΤΟΜΗ ΠΟΔΟΣ

Η θραύση στον πόδα του οδόντος λόγω κόπωσης είναι ο κοινότερος τύπος αστοχίας και προκύπτει από τις επαναλαμβανόμενες καμπτικές καταπονήσεις που ξεπερνούν το όριο διαρκούς αντοχής του υλικού. Αυτές οι τάσεις γεννιούνται μέσα από τον ελαττωματικό σχεδιασμό, την υπερφόρτιση, την έλλειψη ευθυγράμμισης ή τη μη αναμενόμενη αύξηση των τάσεων στις επιφανειακές ατέλειες του οδόντα. Η θραύση κόπωσης προέρχεται από ρωγμή του υλικού. Οι ρωγμές στους οδόντες δε θα αποτελούσαν πρόβλημα αν δεν επεκτείνονταν. Συνήθως οι ρωγμές δημιουργούνται στο τροχοειδές (fillet) του τροχού όπου και ονομάζεται επικίνδυνη διατομή ποδός. Η ρωγμή ξεκινά από μια αυξημένη επιφανειακή τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός στην εργαζόμενη πλευρά του τροχού (εφελκυσόμενη πλευρά), και εξελίσσεται ραγδαία προκαλώντας την ολική αστοχία κατά μήκος του ποδός του οδόντος ή κατά τη διαγώνια διεύθυνση προς την κεφαλή του οδόντος με αποτέλεσμα την τελική θραύση ή την αποκόλληση ολόκληρου του τμήματος του οδόντος. Στους ελικοειδείς τροχούς δε συνηθίζεται η αποκόλληση ολόκληρου του οδόντος αλλά είναι πιθανό να έχουμε αποκόλληση σε ποσοστό έως 1/3 του πλάτους του. Η πορεία που θα ακολουθήσει η ρωγμή εξαρτάται κυρίως από τη σχέση της διαμέτρου του κύκλου ποδός με τη διάμετρο του άξονα του οδοντωτού τροχού όπως δείχνει και η επόμενη εικόνα.



Εικόνα 3.3.2-1: Εξάρτηση πορείας ρωγμής από τη διάμετρο της ατράκτου του οδοντωτού τροχού.

Η κάμψη του οδόντα που προκαλεί τη θραύση στην επικίνδυνη διατομή ποδός μπορεί να μοντελοποιηθεί θεωρώντας ότι ο οδόντας είναι πακτωμένος στον τροχό και φορτίζεται από μια δύναμη που ασκείται στο HPSTC (Highest Point of Single Tooth Contact), δηλαδή το υψηλότερο σημείο συνεργασίας της βαθμίδας όπου υπάρχει επαφή μόνο ενός ζεύγους οδόντων. Με την παραπάνω μοντελοποίηση ο οδόντας μπορεί να θεωρηθεί ως δοκός πακτωμένη που υπόκειται σε κάμψη.

Στην επόμενη εικόνα δείχνεται ένας οδοντωτός τροχός ο οποίος αστόχησε στην κρίσιμη διατομή ποδός σε ένα δόντι και έχει ρωγμή σε προχωρημένο επίπεδο στο αμέσως επόμενο δόντι.



Εικόνα 3.3.2-2: Σπασμένος οδόντας στα δεξιά και έναρξη ρωγμής στα αριστερά της εικόνας.



### 3.3.3 ΧΑΡΑΞΗ ΤΗΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ (SCUFFING)

Η χάραξη της επιφάνειας είναι αποτέλεσμα είτε κακής εκλογής λιπαντικού είτε υπερφόρτισης της βαθμίδας των μελετώμενων οδοντωτών τροχών. Σε κάθε περίπτωση το στρώμα λιπαντικού δεν είναι ικανό να αντέξει την πίεση κατά τη συνεργασία των οδόντων με αποτέλεσμα το σπάσιμο του λιπαντικού στρώματος και την άμεση επαφή μετάλλου με μέταλλο κατά τη συνεργασία των οδόντων. Από την στεγνή επαφή δημιουργείται βίαιη σύντηξη των επιφανειών και στη συνέχεια αποχωρισμό και πλαστική ροή στις δύο συνεργαζόμενες επιφάνειες. Η χάραξη είναι ταχεία αποφλοιώση των επιφανειών των οδόντων που οφείλεται στην αποκοπή μικρών σωματιδίων, τα οποία έχουν συγκολληθεί μεταξύ τους ως αποτέλεσμα της συνεργασίας μετάλλου με μέταλλο και αφήνουν μια επιφάνεια που χαρακτηρίζεται από σχισμές ή σύρσιμο και αυλακώσεις, με όλα τα σημάδια να βρίσκονται επί της διεύθυνσης της ολίσθησης. Στην ακόλουθη εικόνα δείχνεται ένας οδοντωτός τροχός όπου έχει υποστεί ψυχρή χάραξη.



Θ. Κωστόπουλος - Διάγνωση Βλαβών και  
Συντήρηση Περιστρεφόμενων Μηχανών

Εικόνα 3.3.3-1: Οδοντωτός τροχός που έχει φθαρεί λόγω χάραξης της επιφάνειάς του.

Η μελέτη της βαθμίδας για την πρόβλεψη της ψυχρής χάραξης έχει σαν αποτέλεσμα την εύρεση της πιθανότητας που έχει ένας σχεδιασμός να φθαρεί εξαιτίας της χάραξης.



# ~ 4 ~

## **4 ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗ ΒΑΘΜΙΑΔΑΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΚΑΤΑ AGMA**

Όπως προαναφέρθηκε στην αρχή της παρούσης εργασίας η μέθοδος που θα δημιουργηθεί για την μελέτη των κιβωτίων ταχυτήτων θα στηρίζεται στις διαδικασίες που ορίζει η American Gear Manufacturers Association. Η AGMA είναι αναμφισβήτητα ένας αξιόπιστος οργανισμός τυποποίησης με πάνω από 400 μέλη σε περισσότερες από 30 χώρες. Πρέπει να σημειωθεί ότι το Εργαστήριο Στοιχείων Μηχανών της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου είναι επίσης μέλος της AGMA.

Ο σκοπός των προτύπων της AGMA είναι διαφορετικός αυτόν της παρούσης μελέτης. Τα πρότυπα προσανατολίζονται στο σχεδιασμό βαθμίδων οδοντωτών τροχών που να είναι εξασφαλισμένα έναντι στις κύριες βλάβες που προαναφέρθηκαν. Σε αντίθεση με αυτά ο στόχος της παρούσης εργασίας είναι η δημιουργία μιας μεθοδολογίας – αλγορίθμου που να δύναται να βαθμονομήσει μια υπάρχουσα κατασκευαστική λύση κιβωτίου ταχυτήτων ανεμογεννήτριας υπό ένα δεδομένο φάσμα φορτίσεων. Παρόλα αυτά για να επιτευχθεί ο στόχος της βαθμονόμησης των βαθμίδων με γνώμονα τις αστοχίες λόγω κόπωσης του υλικού, θα γίνει εν μέρει χρήση των προτύπων της AGMA σε συνδυασμό με τη θεωρία κόπωσης των Palmgren–Miner (Palmgren–Miner cumulative fatigue damage hypothesis).

Ο κανόνας των Palmgren–Miner θα αναλυθεί εκτενώς σε επόμενο κεφάλαιο. Παρόλα αυτά η γενική αρχή του κανόνα του Miner στηρίζεται στην παραδοχή ότι για να εκτιμηθεί αν μια κατασκευή θα αντέξει ένα φάσμα φορτίσεων τότε μπορεί να γίνει επαλληλία του αποτελέσματος επί της αντοχής σε κόπωση του υλικού για κάθε φόρτιση του φάσματος.

Η μεθοδολογία που ακολουθείται από τα πρότυπα της AGMA διαφοροποιείται για τις τρεις βασικές αστοχίες των βαθμίδων οδοντωτών τροχών που αναλύθηκαν προηγουμένως. Οπότε στη συνέχεια θα παρατεθούν οι διάφορες διαδικασίες υπολογισμού για τις εξελισσόμενες εκκοιλάνσεις, την θραύση οδόντα στην

επικίνδυνη διατομή ποδός λόγω κόπωσης και τη χάραξη των επιφανειών των οδόντων λόγω σπάσιμο του λιπαντικού στρώματος.

#### 4.1 ΤΑΣΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ΣΥΝΕΡΓΑΖΟΜΕΝΗΣ ΚΑΤΑΤΟΜΗΣ ΟΔΟΝΤΩΝ

Η μελέτη κατά AGMA για την αποφυγή των εξελισσόμενων εκκοιλάνσεων έγκειται στην εύρεση της τάσης επιφανείας που αναπτύσσεται κατά τη συνεργασία των τροχών της βαθμίδας. Η μελετώμενη βαθμίδα θα πρέπει να μην επηρεασθεί λόγω κόπωσης επιφανείας από τη δεδομένη τάση κατά την επιθυμητή διάρκεια ζωής της. Όπως εξηγήθηκε ανωτέρω στην παρούσα εργασία δε θα γίνει σχεδιασμός αλλά βαθμονόμηση μιας ήδη υπάρχουσας κατασκευαστικής λύσης χρησιμοποιώντας τη θεωρία κόπωσης. Έτσι θα αξιοποιηθεί μόνο το κομμάτι της προτεινόμενης από την AGMA διαδικασία που υπολογίζει την πίεση επιφανείας σε μια βαθμίδα μετωπικών οδοντωτών τροχών ώστε να χρησιμοποιηθεί στο υπολογιστικό μοντέλο της κόπωσης.

Όπως αναλύθηκε σε προηγούμενη παράγραφο οι εκκοιλάνσεις είναι αποτέλεσμα των επιφανειακών τάσεων (Hertz stresses). Η σχέση που δίνει την τάση επιφανείας των συνεργαζόμενων επιφανειών εξετάζει βαθμίδες με λόγο μετάδοσης μεγαλύτερο της μονάδας πράγμα που σημαίνει ότι πρόκειται για μειωτήρες στροφών. Έχοντας όμως σαν δεδομένο ότι η παρούσα μελέτη αφορά κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών, τα οποία είναι πολλαπλασιαστές στροφών, θα πρέπει στον αλγόριθμο που δημιουργήθηκε κάθε φορά που ανιχνεύεται ζεύγος τροχών με λόγο μετάδοσης μικρότερο της μονάδας να εναλλάσσονται τα δεδομένα μεταξύ πινιόν και συνεργαζόμενου τροχού, ώστε η βαθμίδα να εξετάζεται σαν να ανήκε σε μειωτήρα στροφών.

Η σχέση που δίνει την τάση επιφανείας σύμφωνα με τα πρότυπα της AGMA είναι:

$$\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{\left( F_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{d_{w1} \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{Z_I} \right)} \quad (4.1-1)$$

Όπου:

- $\sigma_H$  – Η τάση επιφανείας  $\left[ \frac{N}{mm^2} \right]$
- $Z_E$  – Ο συντελεστής ελαστικότητας των υλικών  $\left[ \left( \frac{N}{mm^2} \right)^{0.5} \right]$
- $F_t$  – Η περιφερειακή δύναμη στα δόντια των τροχών  $[N]$
- $K_o$  – Ο συντελεστής υπερφόρτισης
- $K_v$  – Ο συντελεστής δυναμικής καταπόνησης
- $K_s$  – Ο συντελεστής μεγέθους
- $K_H$  – Ο συντελεστής κατανομής της φόρτισης

- $d_{w1}$  – Η διάμετρος του πραγματικού αρχικού κύκλου του πινιόν  $[mm]$ 
  - $d_{w1} = \frac{2 \cdot \alpha}{u+1}$  – για βαθμίδες εξωτερικών οδοντώσεων
  - $d_{w1} = \frac{2 \cdot \alpha}{u-1}$  – για βαθμίδες εσωτερικών – εξωτερικών οδοντώσεων
- Όπου:
  - $\alpha$  – Η απόσταση των αξόνων των δύο τροχών  $[mm]$
  - $u$  – Ο λόγος μετάδοσης
- $b$  – Το μικρότερο από τα δύο πλάτη των συνεργαζόμενων τροχών  $[mm]$
- $Z_R$  – Ο συντελεστής κατάστασης επιφανείας
- $Z_I$  – Ο συντελεστής γεωμετρίας των οδόντων έναντι εκκοιλάνσεων

#### 4.1.1 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΕΛΑΣΤΙΚΟΤΗΤΑΣ – $Z_E$

Ο συντελεστής ελαστικότητας υπολογίζεται από την επόμενη σχέση:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left[ \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} \right) + \left( \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]}} \quad (4.1-2)$$

Όπου:

- $Z_E$  – Ο συντελεστής ελαστικότητας  $\left[ \left( \frac{N}{mm^2} \right)^{0.5} \right]$
- $\nu_i, i=1,2$  – Ο λόγος του Poisson των υλικών των οδόντων
- $E_i, i=1,2$  – Ο συντελεστής ελαστικότητας των δύο οδόντων  $\left[ \frac{N}{mm^2} \right]$

#### 4.1.2 ΜΕΤΑΦΕΡΟΜΕΝΗ ΠΕΡΙΦΕΡΕΙΑΚΗ ΔΥΝΑΜΗ – $F_t$

Η περιφερειακή δύναμη επί των κατατομών των συνεργαζόμενων οδόντων δίνεται από τη σχέση (2.2.1-3) όπως περιγράφηκε στην παράγραφο (2.2.1).

#### 4.1.3 ΣΥΝΤΕΛΕΣΗΣ ΥΠΕΡΦΟΡΤΙΣΗΣ – $K_o$

Ο συντελεστής υπερφόρτισης παίζει το ρόλο του συντελεστή ασφαλείας επί εξωτερικών επιβαλλόμενων φορτίσεων πέραν της υπολογισμένης περιφερειακής δύναμης. Οι εξωτερικές φορτίσεις αυτές ποικίλουν ανάλογα την εφαρμογή και έτσι ο συντελεστής υπερφόρτισης θα πρέπει να μελετάται και να λαμβάνεται υπόψη στο στάδιο του σχεδιασμού.

Στην παρούσα εργασία εφόσον δεν γίνεται σχεδιασμός αλλά αξιολόγηση αυτού, ο συντελεστής αυτός θα ρυθμιστεί by default ίσος με τη μονάδα αφήνοντας όμως το χρήστη του τελικού αλγορίθμου την επιλογή αλλαγής σε περίπτωση που θα πρέπει να αλλαχθεί.

#### 4.1.4 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗΣ – $K_v$

Ο συντελεστής δυναμικής καταπόνησης αναλαμβάνει να αυξήσει την υπολογιζόμενη τάση επιφανείας ανάλογα των δυναμικών φορτίων που η εξεταζόμενη βαθμίδα πρόκειται να υποστεί. Στα κιβώτια ταχυτήτων των ανεμογεννητριών τα δυναμικά φορτία του ανέμου επιβάλλουν σύμφωνα με το αντίστοιχο πρότυπο της AGMA ελάχιστο συντελεστή δυναμικής καταπόνησης:

$$K_v = 1.05$$

#### 4.1.5 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΓΕΘΟΥΣ – $K_s$

Ο συντελεστής μεγέθους συνδέει το μέγεθος των τροχών της εξεταζόμενης βαθμίδας με την ενδεχόμενη μη ομοιομορφία του υλικού των οδόντων. Ως γνωστόν οι οδοντωτοί τροχοί σε πολλές εφαρμογές υπόκεινται σε επιφανειακές διεργασίες (π.χ. θερμικές κατεργασίες, εναζώτωση κλπ) ώστε να βελτιωθούν οι επιφανειακές τους ιδιότητες. Αυτές οι διεργασίες σε μεγαλύτερους τροχούς ίσως να μην γίνονται ομοιόμορφα σε όλο τον τροχό. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την ανισοκατανομή των ιδιοτήτων της διεργασίας στον τροχό πράγμα που θα συνεπάγεται την ανομοιόμορφη αντίσταση σε εκκοιλάνσεις λόγω των επιφανειακών τάσεων. Στα κιβώτια ταχυτήτων των ανεμογεννητριών οι τροχοί είναι κατά κόρον σκληρυμένοι αλλά λόγω των υψηλών απαιτήσεων λειτουργίας της συγκεκριμένης εφαρμογής οι επιφανειακές διεργασίες γίνονται συνήθως με ιδιαίτερη προσοχή.

Έτσι μη γνωρίζοντας εκ των προτέρων την κατάσταση των τροχών θα θεωρηθεί ότι ο συντελεστής μεγέθους είναι ίσος με τη μονάδα εκτός κι αν ο χρήστης του τελικού αλγορίθμου θελήσει να αλλάξει αυτή την τιμή.

#### 4.1.6 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΚΑΤΑΝΟΜΗΣ ΤΗΣ ΦΟΡΤΙΣΗΣ – $K_H$

Ο συντελεστής κατανομής της φόρτισης επηρεάζει την εξίσωση (4.1-1) που υπολογίζει την τάση επιφανείας έτσι ώστε να λαμβάνει υπόψη τις τυχόν ανομοιόμορφες κατανομές κατά μήκος των γραμμών επαφής. Οι ανομοιομορφίες αυτές προκαλούνται στις συνεργαζόμενες κατατομές από τις παρακάτω αιτίες:

- Κατασκευαστικές παραλλαγές των κατατομών των οδόντων
  - ο Διαφοροποιήσεις στην γεωμετρία του οδόντα
- Προβλήματα ευθυγράμμισης των εγκατεστημένων οδοντωτών τροχών
  - ο Η ευθυγράμμιση των αξόνων των τροχών επηρεάζεται από την ακρίβεια των εδράσεων των ρουλεμάν και από τις κατασκευαστικές ατέλειες αυτών
- Στρεβλώσεις λόγω των υποκείμενων φορτίσεων
  - ο Κάμψη των οδόντων
  - ο Παραμόρφωση των συνεργαζόμενων επιφανειών λόγω της πίεσης επιφανείας
  - ο Παραμορφώσεις των ατράκτων, των ρουλεμάν και του κορμού του κιβωτίου
  - ο Μετατοπίσεις των τροχών λόγω των ανοχών στα ρουλεμάν
- Παραμορφώσεις λόγω θερμικών και φυγοκεντρικών φαινομένων
  - ο Θερμική διαστολή και παραμόρφωση των οδοντωτών τροχών λόγω της ανομοιόμορφης κατανομής της θερμοκρασίας
  - ο Ανισοκατανομή της θερμοκρασίας στο πλαίσιο του κιβωτίου ταχυτήτων προκαλεί αλλαγή στο προσανατολισμό των ατράκτων
  - ο Φυγόκεντρες δυνάμεις στους οδοντωτούς τροχούς προκαλούν παραμορφώσεις στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής και ιδιαίτερα στα πλανητικά συστήματα όπου υπάρχουν περιστρεφόμενες μάζες

Ο συντελεστής αυτός όπως προαναφέρθηκε λαμβάνει υπ' όψη του την κατανομή του φορτίου κατά μήκος των συνεργαζόμενων οδόντων και ορίζεται ως ο λόγος της μέγιστης φόρτισης προς την μέση κατανεμημένη φόρτιση του οδόντα. Η τιμή αυτού του συντελεστή είναι συνάρτηση των παρακάτω συντελεστών:

- $K_{H\beta}$  – Συντελεστής επιφανειακής κατανομής φόρτισης
- $K_{H\alpha}$  – Συντελεστής εγκάρσιας κατανομής φόρτισης

Οι δύο αυτοί συντελεστές μπορεί να αλληλοεξαρτώνται πράγμα που εξαρτάται από τη μορφή της στιγμιαίας γραμμής επαφής των οδόντων. Οπότε θα ισχύει η γενική σχέση:

$$K_H = f(K_{H\beta}, K_{H\alpha}) \quad (4.1.6-1)$$

Ο συντελεστής εγκάρσιας κατανομής της φόρτισης λαμβάνει υπόψη την ανομοιόμορφη κατανομή της τάσης κατά μήκος των συνεργαζόμενων οδόντων που μοιράζονται τη φόρτιση. Η τιμή του εξαρτάται κυρίως από τη γεωμετρική ακρίβεια των κατατομών των συνεργαζόμενων οδόντων. Σύμφωνα με την AGMA δεν έχουν ακόμη αναπτυχθεί κοινώς αποδεκτές διαδικασίες προσδιορισμού του συντελεστή  $K_{H\alpha}$ , οπότε ο συντελεστής αυτός μπορεί να θεωρηθεί ίσος με τη μονάδα. Άρα η σχέση (4.1.6-1) μπορεί να γραφεί:

$$K_H = K_{H\beta} \quad (4.1.6-2)$$

Ο συντελεστής επιφανειακής κατανομής φόρτισης λαμβάνει υπόψη την ανομοιόμορφη κατανομή φορτίου κατά μήκος της γραμμής επαφής των συνεργαζόμενων οδόντων. Ο προσδιορισμός της τιμής του συντελεστή μπορεί να γίνει είτε εμπειρικά είτε αναλυτικά. Η AGMA στα πρότυπά της παρουσιάζει μια εμπειρική μέθοδο προσδιορισμού του συντελεστή  $K_{H\beta}$ , η οποία θα αναλυθεί στη συνέχεια.

Ο συντελεστής επιφανειακής κατανομής φόρτισης σύμφωνα με την εμπειρική μέθοδο που παρουσιάζεται στα πρότυπα της AGMA δίνεται από τη σχέση:

$$K_{H\beta} = 1.0 + K_{Hmc} \cdot (K_{Hpf} \cdot K_{Hpm} + K_{Hma} \cdot K_{He}) \quad (4.1.6-3)$$

Όπου:

- $K_{Hmc}$  – Συντελεστής διόρθωσης κατατομών
- $K_{Hpf}$  – Συντελεστής υποχώρησης του πινιόν
- $K_{Hpm}$  – Παράγοντας διόρθωσης υποχώρησης του πινιόν
- $K_{Hma}$  – Συντελεστής ευθυγράμμισης αξόνων
- $K_{He}$  – Παράγοντας διόρθωσης ευθυγράμμισης αξόνων

Σε αυτό το σημείο θα πρέπει να γίνουν οι εξής παραδοχές:

1. Οι μελετώμενοι οδοντωτοί τροχοί δεν έχουν υποστεί αλλαγές ή διορθώσεις της κατατομής των οδόντων τους. Πρέπει να σημειωθεί ότι αυτή η παραδοχή εξασφαλίζει την «χειρότερη περίπτωση» αφού όποιες διορθώσεις γίνονται στις κατατομές των οδόντων των οδοντωτών τροχών γίνονται με σκοπό την αύξηση του προσδόκιμου ζωής των.
2. Επίσης θεωρείται η κάμψη των ατράκτων των τροχών κατά τη λειτουργία τους είναι αμελητέα. Αυτή η παραδοχή γίνεται γιατί στα πλαίσια αυτής της



εργασίας θεωρείται ότι δεν είναι γνωστά άλλα κατασκευαστικά στοιχεία του κιβωτίου ταχυτήτων πέραν αυτά των οδοντωτών τροχών.

3. Τέλος, τα γρανάζια εντός του κιβωτίου έρχονται με τις ατράκτους τους ευθυγραμμισμένες από τον κατασκευαστή. Οπότε δεν λαμβάνει χώρα ευθυγράμμιση των ατράκτων κατά τη τοποθέτησή τους πριν λειτουργήσουν.

Οι παραπάνω τρεις παραδοχές είχαν αντίστοιχα σαν αποτέλεσμα οι παρακάτω συντελεστές να τεθούν ίσοι με τη μονάδα:

1.  $K_{Hmc} = 1.0$
2.  $K_{Hpm} = 1.0$
3.  $K_{He} = 1.0$

Ο συντελεστής ευθυγράμμισης αξόνων υπολογίζεται από τη σχέση:

$$K_{Hma} = A + B \cdot b + C \cdot b^2 \quad (4.1.6-4)$$

Όπου:

- A, B και C – Σταθερές που επιλέγονται από τον Πίνακα (4.1.6-1)
- $b$  – Το μικρότερο από τα πλάτη των συνεργαζόμενων τροχών [mm]

Πίνακας 4.1.6-1: Εμπειρικές σταθερές: A, B και C

Περίπτωση εφαρμογής	A	B	C
Ανοιχτό κιβώτιο ταχυτήτων	$2.47 \cdot 10^{-1}$	$0.657 \cdot 10^{-3}$	$-1.186 \cdot 10^{-7}$
Εμπορικά κλειστά κιβώτια ταχυτήτων	$1.27 \cdot 10^{-1}$	$0.622 \cdot 10^{-3}$	$-1.690 \cdot 10^{-7}$
Κλειστά κιβώτια ταχυτήτων - ακριβείας	$0.675 \cdot 10^{-1}$	$0.504 \cdot 10^{-3}$	$-1.440 \cdot 10^{-7}$
Υψηλής ακριβείας κλειστά κιβώτια ταχυτήτων	$0.380 \cdot 10^{-1}$	$0.402 \cdot 10^{-3}$	$-1.270 \cdot 10^{-7}$

Δεδομένου ότι τα κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών μπορούν να κατηγοριοποιηθούν γενικά στα «Κλειστά κιβώτια ταχυτήτων – ακριβείας» οι εμπειρικοί συντελεστές A, B και C θα έχουν ως εξής:

- $A = 0.675 \cdot 10^{-1}$
- $B = 0.504 \cdot 10^{-3}$
- $C = -1.440 \cdot 10^{-7}$

Ο συντελεστής υποχώρησης του πινιόν αναφέρεται στην υποχώρηση - κάμψη του πινιόν υπό την επίδραση της φόρτισης. Ο συντελεστής υποχώρησης του πινιόν  $K_{Hpf}$  μπορεί να υπολογισθεί σύμφωνα με τη διαδικασία που ακολουθεί:

Αν  $b \leq 25 \text{ mm}$

$$K_{Hpf} = \frac{b}{10 \cdot d_{w1}} - 0.025 \quad (4.1.6-5)$$

Αν  $25 \text{ mm} < b \leq 432 \text{ mm}$

$$K_{Hpf} = \frac{b}{10 \cdot d_{w1}} - 0.0375 + 0.000492 \cdot b \quad (4.1.6-6)$$

Αν  $432 \text{ mm} < b \leq 1020 \text{ mm}$

$$K_{Hpf} = \frac{b}{10 \cdot d_{w1}} - 0.1109 + 0.000815 \cdot b - 0.000000353 \cdot b^2 \quad (4.1.6-7)$$

Σύμφωνα με την AGMA αν  $\frac{b}{10 \cdot d_{w1}} < 0.05$ , τότε αντί των αποτελεσμάτων των σχέσεων (4.1.6-5), (4.1.6-6), (4.1.6-7) θα πρέπει να χρησιμοποιείται η τιμή 0.05.

Όπου στις παραπάνω σχέσεις:

- $b$  – Το μικρότερο από τα πλάτη των συνεργαζόμενων τροχών [ $mm$ ]
- $d_{w1}$  – Η διάμετρος του πραγματικού αρχικού κύκλου του πινιόν [ $mm$ ]

#### 4.1.7 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ – $Z_R$

Ο συντελεστής αυτός περιγράφει την επίδραση της επιφανειακής κατάστασης των οδόντων της εξεταζόμενης βαθμίδας, στην αντίσταση της επιφάνειας στη δημιουργία εκκοιλάνσεων. Ο συντελεστής κατάστασης επιφάνειας εξαρτάται από:

- Το φινίρισμα της επιφάνειας των οδοντωτών τροχών
- Τις παραμένουσες επιφανειακές τάσεις
- Τις παραμένουσες παραμορφώσεις (πχ όταν έχει προηγηθεί εργοσκήληση)

Σύμφωνα με την AGMA δεν έχουν ακόμη τυποποιηθεί διαδικασίες εκτίμησης του συντελεστή κατάστασης επιφάνειας. Παρόλα αυτά προτείνεται ότι ο συντελεστής είναι ίσος με τη μονάδα όταν έχουν προηγηθεί επαρκείς διαδικασίες φινιρίσματος και γενικά επιφανειακών κατεργασιών (επιθυμητή τραχύτητα και μεταλλουργικά χαρακτηριστικά).

Δεδομένου ότι τα κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών χαρακτηρίζονται από την ακρίβεια και τις υψηλές απαιτήσεις κατασκευής τους, θα θεωρηθεί ότι οι οδοντωτοί

τροχοί πληρούν τις απαιτήσεις επιφάνειας και έτσι ο συντελεστής κατάστασης επιφάνειας θα ληφθεί ίσος με τη μονάδα.

#### 4.1.8 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑΣ ΕΝΑΝΤΙ ΕΚΚΟΙΛΑΝΣΕΩΝ – $Z_f$

Ο συντελεστής γεωμετρίας έναντι εκκοιλάνσεων εξαρτάται από τις ακτίνες καμπυλότητας της γεωμετρίας των συνεργαζόμενων κατατομών στο σημείο που τροχιά επαφών συναντά την τομή των κύκλων κυλίσεως των δύο οδοντωτών τροχών της βαθμίδας. Αυτές οι ακτίνες καμπυλότητας είναι απαραίτητες για τον υπολογισμό των επιφανειακών τάσεων (Hertzian stresses). Επίσης κατά τον υπολογισμό του εν λόγω συντελεστή πρέπει να ληφθούν υπόψη οι περιπτώσεις υποχώρησης των οδόντων λόγω της φόρτισης και της κατανομής της φόρτισης κατά μήκος του οδόντα.

Ο υπολογισμός του συντελεστή γεωμετρίας έναντι εκκοιλάνσεων θα γίνει σε επόμενο κεφάλαιο μαζί με τους συντελεστές γεωμετρίας έναντι κάμψης των συνεργαζόμενων οδόντων.

#### 4.2 ΚΑΜΠΤΙΚΗ ΤΑΣΗ ΣΤΗΝ ΕΠΙΚΙΝΔΥΝΗ ΔΙΑΤΟΜΗ ΠΟΔΟΣ

Η θραύση οδόντος στην επικίνδυνη διατομή ποδός θεωρείται όπως προαναφέρεται μια από τις σημαντικότερες αιτίες αστοχίας οδόντων. Η αστοχία αυτή θεωρείται αποτέλεσμα κόπωσης στην επαναλαμβανόμενη καμπτική τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός πάνω από το όριο συνεχούς αντοχής του υλικού. Η κάμψη του οδόντα μπορεί να μοντελοποιηθεί σαν μια πακτωμένη δοκό στο ένα άκρο της ενώ η επαφή του συνεργαζόμενου οδόντα είναι στο HPSTC του μελετώμενου οδόντα όταν πρόκειται για ευθείες οδοντώσεις ή στο υψηλότερο σημείο όπου οι ελάχιστοι οδόντες έρχονται σε επαφή για ελικοειδής οδοντώσεις. Τελικά, η τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός βρίσκεται με χρήση της θεωρίας της παραβολής του Lewis.

Η τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός σύμφωνα με την AGMA βρίσκεται με χρήση της σχέσης:

$$\sigma_F = F_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{b \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J} \quad (4.2-1)$$

Όπου:

- $\sigma_F$  – Η τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός  $\left[ \frac{N}{mm^2} \right]$
- $F_t$  – Η περιφερειακή δύναμη στα δόντια των τροχών  $[N]$
- $K_o$  – Ο συντελεστής υπερφόρτισης
- $K_v$  – Ο συντελεστής δυναμικής καταπόνησης

- $K_s$  – Ο συντελεστής μεγέθους
  - $K_H$  – Ο συντελεστής κατανομής της φόρτισης
  - $K_B$  – Ο συντελεστής πάχους στεφάνης του τροχού
  - $Y_J$  – Ο συντελεστής γεωμετρίας των οδόντων έναντι κάμψης του οδόντα
  
  - $b$  – Το μικρότερο από τα πλάτη των συνεργαζόμενων τροχών [mm]
  - $m_t$  – Το module του εγκάρσιου επιπέδου του τροχού [mm]
    - $m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)}$
    - Όπου:
      - $m_n$  – Το τυποποιημένο module του τροχού [mm]
      - $\beta$  – Η γωνία ελίκωσης των οδόντων για ελικοειδής τροχούς\*
- \*  $\beta = 0$  για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες

Οι διάφοροι συντελεστές που είναι κοινοί στις σχέσεις (4.1-1) και (4.2-1) δε θα αναλυθούν ξανά σε αυτή την παράγραφο.

#### 4.2.1 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΠΑΧΟΥΣ ΣΤΕΦΑΝΗΣ ΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ – $K_B$

Σύμφωνα με τη μοντελοποίηση του προβλήματος που αναφέρθηκε προηγουμένως (πακτωμένη δοκός), δε λαμβάνεται υπόψη ο πάχος της στεφάνης του οδοντωτού τροχού. Δηλαδή θεωρείται ότι η διάμετρος της πλήμνης του τροχού είναι τόσο μικρή σε σχέση με τη διάμετρο του τροχού έτσι ώστε η τάση του οδόντα στην επικίνδυνη διατομή ποδός να μην επηρεάζεται. Αυτό όμως δεν ισχύει αφού κατά το σχεδιασμό θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη η διάμετρος της πλήμνης. Έτσι ο εν λόγω συντελεστής αναλαμβάνει να τροποποιήσει τα αποτελέσματα της μεθόδου του Lewis έτσι ώστε να αντικατοπτρίζουν τις τάσεις στην επικίνδυνη διατομή ποδός για το συγκεκριμένο πάχος στεφάνης του τροχού.

Ο συντελεστής πάχους της στεφάνης του τροχού υπολογίζεται βάσει του λόγου του ύψους του οδόντα προς το πάχος της στεφάνης (βλ. Εικόνα 4.2.1-1) και σύμφωνα με την ακόλουθη διαδικασία.

Ο λόγος κάλυψης δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$m_B = \frac{t_B}{h_t} \quad (4.2.1-1)$$

Όπου:

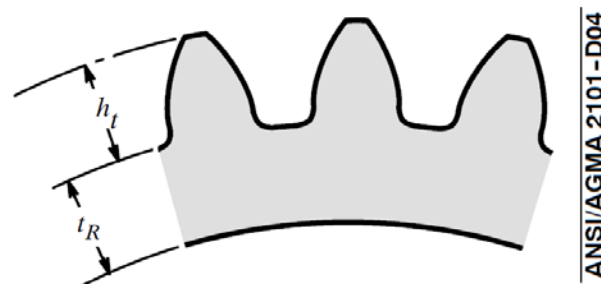
- $h_t$  – Το ύψος του οδόντα [mm]
- $t_B$  – Το πάχος της στεφάνης του τροχού [mm]

Αν  $m_B < 1.2$  τότε ο συντελεστής πάχους της στεφάνης του τροχού υπολογίζεται από τη σχέση:

$$K_B = 1.6 \cdot \ln\left(\frac{2.242}{m_B}\right) \quad (4.2.1-2)$$

Αν  $m_B \geq 1.2$  τότε ο συντελεστής πάχους της στεφάνης του τροχού είναι:

$$K_B = 1$$



Εικόνα 4.2.1-1: Ύψος ποδός και πάχος στεφάνης οδοντωτού τροχού.

#### 4.2.2 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑΣ ΕΝΑΝΤΙ ΚΑΜΨΗΣ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΑ – $Y_J$

Οι συντελεστές γεωμετρίας έναντι κάμψης του οδόντα εξετάζουν τη γεωμετρία του οδόντα στο σημείο όπου εφαρμόζεται η πιο καταστροφική φόρτιση. Το σημείο αυτό όπως τονίσθηκε νωρίτερα είναι για τους ευθείς οδόντες το υψηλότερο σημείο απλής επαφής (HPSTC) ή το υψηλότερο σημείο όπου οι ελάχιστοι οδόντες έρχονται σε επαφή για ελικοειδής οδοντώσεις.

Όπως προαναφέρθηκε σε προηγούμενη παράγραφο, ο υπολογισμός των συντελεστών γεωμετρίας έναντι κάμψης των συνεργαζόμενων οδόντων θα γίνει στην επόμενη παράγραφο μαζί με τον συντελεστή γεωμετρίας έναντι εκκοιλάνσεων.

### 4.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΩΝ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑΣ – $Z_i$ και $Y_j$

Σε αυτή την παράγραφο θα υπολογισθούν οι συντελεστές γεωμετρίας για τη μελέτη βαθμίδας οδοντωτών τροχών τόσο έναντι εκκοιλάνσεων όσο και έναντι κάμψης των συνεργαζόμενων οδόντων σύμφωνα με τις διαδικασίες που προτείνει η AGMA.

Πριν αναλυθεί ο υπολογισμός των γεωμετρικών συντελεστών θα πρέπει να υπολογισθούν μερικά βασικά γεωμετρικά μεγέθη που θα χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό και των δύο συντελεστών. Πρέπει να σημειωθεί ότι θα χρησιμοποιηθεί ο συμβολισμός κατά το πρότυπο AGMA 908-B89 εν αντιθέσει με ότι προηγήθηκε στα προηγούμενα κεφάλαια.

Οι εξισώσεις που θα παρουσιαστούν στη συνέχεια εξετάζουν τη γεωμετρία μιας βαθμίδας μετωπικών τροχών με ελικοειδή οδόντωση οπότε η μελέτη ευθέων οδοντώσεων μπορεί να γίνει αν θέσουμε μηδενική γωνία ελίκωσης. Επιπλέον οι εξισώσεις τόση αυτής της παραγράφου όσο και των υποπαραγράφων της αντιπροσωπεύουν βαθμίδα μοναδιαίου module. Δηλαδή όλα τα μεγέθη έχουν διαιρεθεί με το module της βαθμίδας ώστε να είναι αδιάστατα ή αλλιώς να αντιπροσωπεύουν βαθμίδα μοναδιαίου module. Επίσης όπου χρησιμοποιούνται διπλά πρόσημα το άνω πρόσημο θα αναφέρεται σε βαθμίδες εξωτερικών οδοντώσεων και το κάτω σε βαθμίδες εσωτερικών – εξωτερικών οδοντώσεων.

Σύμφωνα με τις παραπάνω παραδοχές έχουμε τα εξής:

Ο λόγος μετάδοσης της βαθμίδας είναι,  $m_G$ :

$$m_G = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (4.3-1)$$

Όπου:

- $Z_i$   $i=1,2$  – Οι αριθμοί των οδόντων των οδοντωτών τροχών της βαθμίδας

Η ακτίνα του αρχικού κύκλου του πινιόν είναι,  $R_1$ :

$$R_1 = \frac{Z_1}{2 \cdot \cos(\psi)} \quad (4.3-2)$$

Όπου:

- $Z_1$  – Ο αριθμός των οδόντων του πινιόν
- $\psi$  – Η γωνία της ελίκωσης

Η ακτίνα του αρχικού κύκλου του συνεργαζόμενου τροχού είναι,  $R_2$ :

$$R_2 = R_1 \cdot m_G \quad (4.3-3)$$

Η γωνία της εξειλιγμένης στο εγκάρσιο επίπεδο είναι,  $\varphi$ :

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\tan(\varphi_n)}{\cos(\psi)}\right) \quad (4.3-4)$$

Όπου:

- $\varphi_n$  – Η τυποποιημένη γωνία εξειλιγμένης
- $\psi$  – Η γωνία της ελίκωσης

Η ακτίνα του βασικού κύκλου του πινιόν είναι,  $R_{b1}$ :

$$R_{b1} = R_1 \cdot \cos(\varphi) \quad (4.3-5)$$

Η ακτίνα του βασικού κύκλου του συνεργαζόμενου τροχού είναι,  $R_{b2}$ :

$$R_{b2} = R_{b1} \cdot m_G \quad (4.3-6)$$

Η πραγματική γωνία της εξειλιγμένης στο εγκάρσιο επίπεδο είναι,  $\varphi_r$ :

$$\varphi_r = \arccos\left(\frac{R_{b2} \pm R_{b1}}{C_r}\right) \quad (4.3-7)$$

Όπου:

- $C_r$  – Η απόσταση των αξόνων των δύο τροχών αδιαστατοποιημένη

Η απόσταση των αξόνων των δύο τροχών δίνεται από τις σχέσεις (2.2.1-1) και (2.2.2-1) αφού διαιρεθεί με το τυποποιημένο module της βαθμίδας ώστε να αδιαστατοποιηθεί. Έτσι συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις έχουμε:

$$C_r = \frac{r_{ws1} \pm r_{ws2}}{m_n} \quad (4.3-8)$$

Όπου για τη σχέση (4.3-8):

- $r_{wsi}$ ,  $i = 1, 2$  – Ακτίνες του πραγματικού αρχικού κύκλου των τροχών [mm]
- $m_n$  – Το τυποποιημένο module των τροχών [mm]

Το βήμα του βασικού κύκλου της εγκάρσιας τομής του τροχού είναι,  $p_b$ :

$$p_b = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{b1}}{Z_1} \quad (4.3-9)$$

Το βήμα της οδόντωσης είναι,  $p_N$ :

$$p_N = \pi \cdot \cos(\varphi_n) \quad (4.3-10)$$

Η βασική γωνία ελίκωσης είναι, :

$$\psi_b = \cos^{-1}\left(\frac{p_N}{p_b}\right) \quad (4.3-11)$$

Στο επόμενο σχήμα της δίνονται οι αποστάσεις κατά μήκος της τροχιάς επαφών που θα υπολογισθούν στη συνέχεια.

Η έκτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_6$ :

$$C_6 = C_r \cdot \sin(\varphi_r) \quad (4.3-12)$$

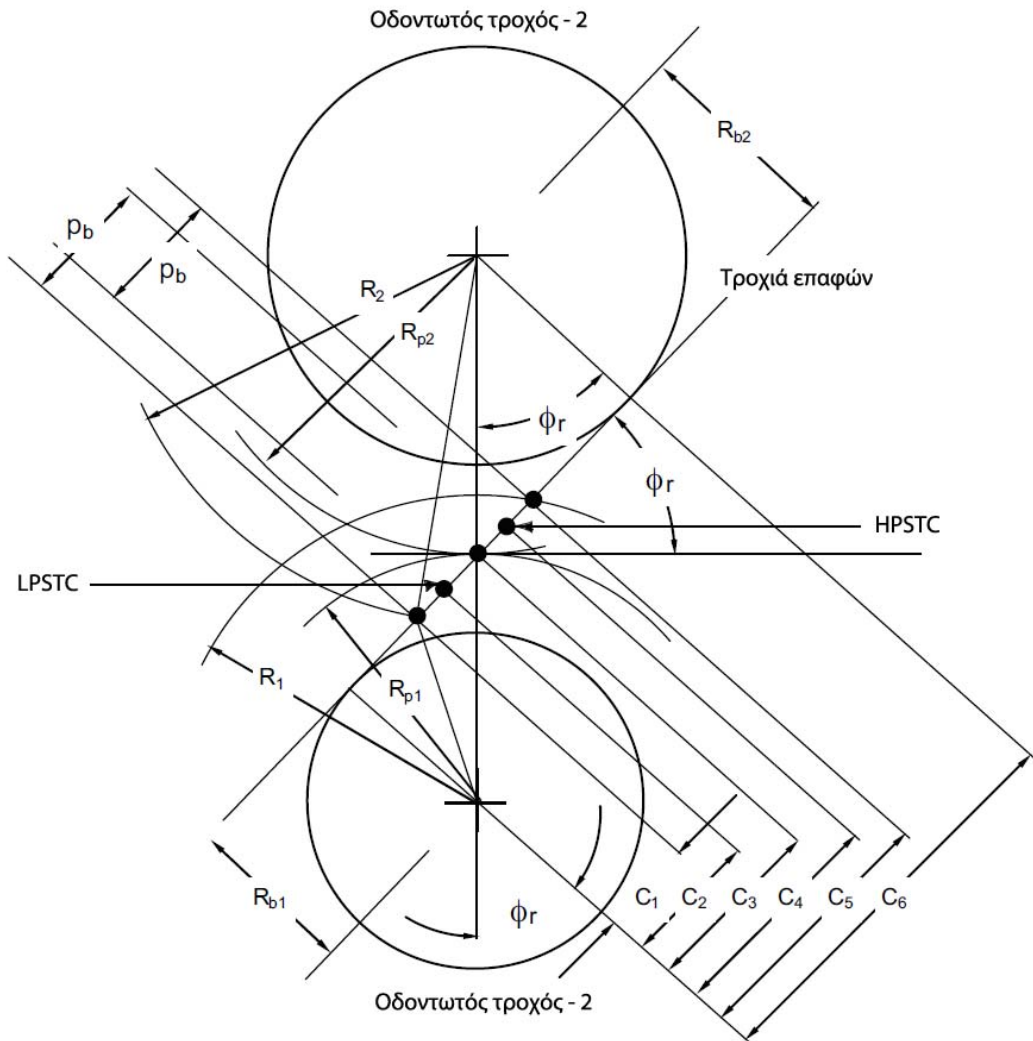
Η πρώτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_1$ :

$$C_1 = \pm \left( C_6 - \sqrt{(R_{o2}^2 - R_{b2}^2)} \right) \quad (4.3-13)$$

Όπου:

- $R_{o2}$  – Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα του κύκλου κεφαλής του τροχού 2





Εικόνα 4.3-1: Αποστάσεις κατά μήκος της τροχιάς επαφών.

Η τρίτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_3$ :

$$C_3 = \frac{C_6}{m_G \pm 1} \quad (4.3-14)$$

Η τέταρτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_4$ :

$$C_4 = C_1 + p_b \quad (4.3-15)$$

Η πέμπτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_5$ :

$$C_5 = \sqrt{(R_{o1}^2 - R_{b1}^2)} \quad (4.3-16)$$

Όπου στη σχέση (4.3-16):

- $R_{o2}$  – Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα του κύκλου κεφαλής του πινιόν

Η δεύτερη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_2$ :

$$C_2 = C_5 - p_b \quad (4.3-17)$$

Το μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $Z$ :

$$Z = C_5 - C_1 \quad (4.3-18)$$

Η απόσταση  $C_2$  αντιστοιχεί στο χαμηλότερο σημείο απλής επαφής (LPSTC) ενώ η απόσταση  $C_4$  αντιστοιχεί στο υψηλότερο σημείο απλής επαφής.

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί ο βαθμός επικάλυψης της μελετώμενης βαθμίδας. Ο βαθμός επικάλυψης στο εγκάρσιο επίπεδο είναι,  $m_p$ :

$$m_p = \frac{Z}{p_b} \quad (4.3-19)$$

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί το αξονικό βήμα της οδοντώσεως που αφορά το βήμα της ελίκωσης της οδοντώσεως. Οπότε το αξονικό βήμα της οδοντώσεως για ελικοειδής οδοντώσεις μόνο είναι,  $p_x$ :

$$p_x = \frac{\pi}{\sin \psi} \quad (4.3-20)$$

Επίσης μόνο για ελικοειδής οδοντώσεις, ο βαθμός αξονικής επικάλυψης είναι:

$$m_F = \frac{F}{p_x} \quad (4.3-21)$$

Όπου:

- $F$  – Το αδιαστατοποιημένο πλάτος του τροχού με το μικρότερο πλάτος

Η αδιαστατοποίηση του πλάτους γίνεται επίσης διαιρώντας το πραγματικό πλάτος του στενότερου τροχού με το τυποποιημένο module της βαθμίδας. Επίσης πρέπει να σημειωθεί ότι για ευθείες οδοντώσεις ο βαθμός αξονικής επικάλυψης λαμβάνεται μηδενικός.

Ακολουθώς θα υπολογισθεί το ελάχιστο μήκος των γραμμών επαφής. Για ευθείς οδόντες με βαθμό επικάλυψης μικρότερο του 2 το ελάχιστο μήκος των γραμμών επαφής είναι ίσο με το πλάτος του τροχού όταν ένας μόνο οδόντας βρίσκεται σε επαφή. Οπότε:

$$L_{\min} = F \quad (4.3-22)$$

Για τις ελικοειδής οδοντώσεις υπάρχουν δύο περιπτώσεις υπολογισμού.

Αν  $n_\alpha \leq 1 - n_r$  τότε:

$$L_{\min} = \frac{m_p \cdot F - n_\alpha \cdot n_r \cdot p_\chi}{\cos \psi_b} \quad (4.3-23)$$

Αν  $n_\alpha > 1 - n_r$  τότε:

$$L_{\min} = \frac{m_p \cdot F - (1 - n_\alpha) \cdot (1 - n_r) \cdot p_\chi}{\cos \psi_b} \quad (4.3-24)$$

Όπου:

- $n_\alpha$  – Το δεκαδικό μέρος του βαθμού επικάλυψης στο εγκάρσιο επίπεδο,  $m_p$
- $n_r$  – Το δεκαδικό μέρος του αξονικού βαθμού επικάλυψης,  $m_F$

\* Για παράδειγμα αν ο συντελεστής επικάλυψης στο εγκάρσιο επίπεδο είναι ίσος με 1.4 τότε ο συντελεστής  $n_\alpha$  θα είναι ίσος με 0.4 .

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί ο συντελεστής κατανομής του φορτίου. Για ελικοειδή οδόντωση με αξονικό βαθμό επικάλυψης μεγαλύτερο του 1 ο εν λόγω συντελεστής δίνεται από τη σχέση:

$$m_N = \frac{F}{L_{\min}} \quad (4.3-25)$$

Ενώ για ευθείες οδοντώσεις με βαθμό επικάλυψης μικρότερο του 2 και ελικοειδής με βαθμό αξονικής επικάλυψης μικρότερο του 1 (LARC – Low Axial Contact Ratio) ο συντελεστής κατανομής του φορτίου λαμβάνεται ίσος με τη μονάδα.

Η λειτουργούσα γωνία ελίκωσης είναι,  $\psi_r$  :

$$\psi_r = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \psi_b}{\cos \varphi_r} \right) \quad (4.3-26)$$

Η κανονική λειτουργούσα γωνία εξειλιγμένης είναι,  $\varphi_{nr}$  :

$$\varphi_{nr} = \sin^{-1} (\cos \psi_b \sin \varphi_r) \quad (4.3-27)$$

#### 4.3.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑΣ ΕΝΑΝΤΙ ΕΚΚΟΙΛΑΝΣΕΩΝ – $Z_I$

Ο συντελεστής γεωμετρίας είναι και αυτό ένα αδιάστατο νούμερο και όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενη παράγραφο λαμβάνει υπόψη του:

- Τις επιδράσεις των ακτίνων καμπυλότητας στο σημείο όπου η τροχιά επαφών συναντά την τομή των κύκλων κυλίσεως των δύο τροχών.
- Την κατανομή του φορτίου στη γραμμή επαφής

Σύμφωνα με την AGMA η σχέση που δίνει το συντελεστή γεωμετρίας έναντι εκκοιλάνσεων είναι η εξής:

$$Z_I = \frac{\cos \varphi_r \cdot C_\psi^2}{\left( \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right) \cdot d \cdot m_N} \quad (4.3.1-1)$$

Όπου:

- $\varphi_r$  – Η πραγματική γωνία εξειλιγμένης στο εγκάρσιο επίπεδο
- $C_\psi$  – Ο συντελεστής αλληλοεπικάλυψης των ελίκων στους ελικοειδής τροχούς
- $d$  – Η αδιαστατοποιημένη διάμετρος του πραγματικού αρχικού κύκλου του πινιόν
- $m_N$  – Ο συντελεστής κατανομής του φορτίου
- $\rho_i, i = 1, 2$  – Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα καμπυλότητας των κατατομών των τροχών στο σημείο υπολογισμού της τάσης επιφανείας

Ακολούθως θα υπολογισθούν οι ακτίνες καμπυλότητας των κατατομών των τροχών στο σημείο υπολογισμού της επιφανειακής τάσης. Για τους ελικοειδείς τροχούς με αξονικό βαθμό επικάλυψης μεγαλύτερο της μονάδας, οι ακτίνες καμπυλότητας υπολογίζονται στη μέση ακτίνα ή στο μέσον του συνεργαζόμενου προφίλ του πινιόν. Έτσι η μέση ακτίνα του πινιόν θα δίνεται από τη σχέση:

$$R_{m1} = \frac{1}{2} \cdot [R_{o1} \pm (C_r - R_{o2})] \quad (4.3.1-2)$$

Όπου:

- $R_{oi}, i = 1, 2$  – Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα κεφαλής των οδοντωτών τροχών

Η ακτίνα καμπυλότητας της κατατομής του πινιόν στο σημείο υπολογισμού θα είναι:

$$\rho_1 = \sqrt{(R_{m1}^2 - R_{b1}^2)} \quad (4.3.1-3)$$

Όπου:

- $R_{b1}$  – Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα βασικού κύκλου του πινιόν

Η ακτίνα καμπυλότητας της κατατομής του συνεργαζόμενου τροχού στο σημείο υπολογισμού θα είναι:

$$\rho_2 = C_6 \mp \rho_1 \quad (4.3.1-4)$$

Όπου:

- $C_6$  – Η έκτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών

Για τροχούς ευθείας οδόντωσης και LACR ελικοειδής τροχούς που έχουν βαθμό αξονικής επικάλυψης μικρότερο της μονάδας οι ακτίνες καμπυλότητας υπολογίζονται στο χαμηλότερο σημείο απλής επαφής (LPSTC). Οπότε η ακτίνα καμπυλότητας του πινιόν στο σημείο αυτό θα είναι:

Η ακτίνα καμπυλότητας της κατατομής του πινιόν στο σημείο υπολογισμού θα είναι:

$$\rho_1 = C_2 \quad (4.3.1-5)$$

Όπου στη σχέση (4.3.1-5):

- $C_2$  – Η δεύτερη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών

Η ακτίνα καμπυλότητας της κατατομής του συνεργαζόμενου τροχού στο σημείο υπολογισμού θα υπολογίζεται ξανά από τη σχέση (4.3.1-4).

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί ο συντελεστής αλληλοεπικαλύψεως των ελίκων στους ελικοειδής τροχούς. Για τους LACR ελικοειδής τροχούς που έχουν βαθμό αξονικής επικαλύψεως μικρότερο της μονάδας ο συντελεστής αλληλοεπικαλύψεως δίνεται από τη σχέση:

$$C_\psi = \sqrt{\left(1 - m_F \cdot \left(1 - \frac{\rho_{m1} \cdot \rho_{m2} \cdot Z}{\rho_1 \cdot \rho_2 \cdot p_N}\right)\right)} \quad (4.3.1-5)$$

Όπου:

- $Z$  – Το μήκος της τροχιάς επαφών
- $p_N$  – Το βήμα της οδοντώσεως
- $\rho_{mi}, i = 1, 2$  – Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα καμπυλότητας των κατατομών στη μέση ακτίνα των τροχών

Η αδιαστατοποιημένη μέση ακτίνα καμπυλότητας της κατατομής του πινιόν στη μέση ακτίνα του δίνεται από τη σχέση:

$$\rho_{m1} = \sqrt{(R_{m1}^2 - R_{b1}^2)} \quad (4.3.1-6)$$

Η αδιαστατοποιημένη μέση ακτίνα καμπυλότητας της κατατομής του συνεργαζόμενου τροχού στη μέση ακτίνα του δίνεται από τη σχέση:

$$\rho_{m2} = C_6 \mp \rho_{m1} \quad (4.3.1-7)$$

Για τους οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση με βαθμό αξονικής επικαλύψεως μεγαλύτερο της μονάδας και για τους οδοντωτούς τροχούς με ευθεία οδόντωση ο συντελεστής αλληλοεπικαλύψεως των ελίκων λαμβάνεται ίσος με τη μονάδα.

#### 4.3.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑΣ ΕΝΑΝΤΙ ΚΑΜΨΗΣ – $Y_j$

Ο συντελεστής γεωμετρίας έναντι κάμψης του οδόντα είναι επίσης αδιάστατο νούμερο και όπως προαναφέρθηκε σε προηγούμενη παράγραφο λαμβάνει υπόψη:

- Την κατατομή του οδόντος
- Το σημείο δυσμενέστερης φόρτισης
- Τη συγκέντρωση των τάσεων
- Την κατανομή των φορτίσεων μεταξύ γραμμών επαφής διαφορετικών οδόντων στην περίπτωση συνεργασίας ελικοειδών οδόντων

Στην παρούσα ανάλυση λαμβάνονται υπόψη τόσο οι περιφερειακές όσο και οι ακτινικές φορτίσεις των οδόντων κατά τη συνεργασία.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι η μέθοδος ανάλυσης της καμπτικής τάσης των οδόντων κατά τη συνεργασία, δύναται να εφαρμοστεί μόνο σε εξωτερικές οδοντώσεις. Αυτό βέβαια δεν αποτελεί πρόβλημα γιατί ο πόδας των εσωτερικών οδοντώσεων είναι αρκετά πλατύτερος από ότι στην αντίστοιχη εξωτερική οδόντωση. Οπότε σε μια βαθμίδα εσωτερικής εξωτερικής οδόντωσης έχοντας εξετάσει σε κάμψη το πινιόν – τροχός εξωτερικής οδόντωσης εξασφαλίζεται και η αντοχή της βαθμίδας σε κάμψη αφού το πινιόν θα αστοχούσε πρώτο λόγω των υψηλότερων τάσεων.

Ο συντελεστής γεωμετρίας έναντι κάμψης του οδόντα θα πρέπει να υπολογισθεί τόσο για το πινιόν της βαθμίδας όσο και για τον συνεργαζόμενο οδοντωτό τροχό, εκτός κι αν πρόκειται για βαθμίδα εσωτερικών εξωτερικών οδοντώσεων οπότε υπολογίζεται μόνο για την εξωτερική οδόντωση. Η σχέση υπολογισμού του συντελεστή γεωμετρίας έναντι κάμψης του οδόντα είναι η ακόλουθη:

$$Y_j = \frac{Y \cdot C_\psi}{K_f \cdot m_N} \quad (4.3.2-1)$$

Όπου:

- $Y$  – Ο συντελεστής μορφής του οδόντα
- $C_\psi$  – Ο συντελεστής αλληλοεπικαλύψεως των ελίκων στους ελικοειδής τροχούς
- $K_f$  – Ο συντελεστής διόρθωσης της τάσης
- $m_N$  – Ο συντελεστής κατανομής του φορτίου

Στο εξής η ανάλυση που θα ακολουθήσει θα μελετήσει τους οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση ως φανταστικούς τροχούς με ευθεία οδόντωση σύμφωνα με τη θεωρία που παρατέθηκε στο κεφάλαιο της γεωμετρίας οδοντωτών τροχών. Βάσει

των όσων αναφέρθηκαν λοιπόν στην παράγραφο (2.1) ο φανταστικός αριθμός οδόντων του εξεταζόμενου τροχού θα είναι:

$$n = \frac{Z_1}{\cos^3 \psi} \quad (4.3.2-2)$$

Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα του αρχικού κύκλου του φανταστικού τροχού που αντιστοιχεί στο μελετώμενο τροχό θα είναι:

$$r_n = \frac{n}{2} \quad (4.3.2-3)$$

Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα βασικού κύκλου του φανταστικού τροχού που αντιστοιχεί στο μελετώμενο τροχό είναι:

$$r_{na} = r_n \cos \varphi_n \quad (4.3.2-4)$$

Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα του κύκλου κεφαλής του φανταστικού τροχού που αντιστοιχεί στο μελετώμενο τροχό είναι:

$$r_{na} = r_n + R_{o1} - R_1 \quad (4.3.2-5)$$

Στην περίπτωση ευθείων οδοντώσεων δε χρειάζεται η παραπάνω διαδικασία παρόλα αυτά αν υπολογισθούν τα παραπάνω μεγέθη θα καταλήξουν στα ίδια τα μεγέθη του τροχού αφού η γωνία ελίκωσης είναι μηδενική ( $\psi = 0$ ).

Οι μετωπικοί τροχοί αναπτύσσουν τις υψηλότερες τάσεις στους οδόντες τους όταν το σημείο συνεργασίας τους βρίσκεται στο HPSTC δηλαδή το υψηλότερο σημείο της τροχιάς επαφών όπου βρίσκεται μόνο ένα ζεύγος οδόντων σε συνεργασία. Αυτό σημαίνει ότι αυτό το ζεύγος αυτό των οδόντων θα δέχεται όλη την δύναμη που αναπτύσσεται κατά τη μετάδοση η οποία θα αναπτύσσεται στο ψηλότερο δυνατό σημείο του μελετώμενου τροχού οπότε και η κάμψη του θα είναι μέγιστη.

Σε τροχούς όπου κατά την τροχιά επαφών δεν υπάρχει σημείο που να συνεργάζεται μόνο ένας οδόντας και έτσι δεν υφίσταται HPSTC θεωρείται ότι η δυσμενέστερη φόρτιση είναι αυτή όπου ο οδόντας φορτίζεται στην κορυφή του. Τέτοιοι τροχοί είναι αυτοί που έχουν βαθμό επικάλυψης μεγαλύτερο του 2 (π.χ. ελικοειδείς τροχοί ή ευθύγραμμοι με μικρή γωνία ελίκωσης).



Ακολούθως θα δοθούν οι σχέσεις που δίνουν την γωνία της πίεσης στο σημείο άσκησης της δυσμενέστερης φόρτισης.

Αν ο βαθμός επικάλυψης είναι μεγαλύτερος ή ίσος του 2 και ο αξονικός βαθμός επικάλυψης είναι μεγαλύτερος του 1 τότε είναι:

$$\tan \varphi_{nW} = \sqrt{\left(\left(\frac{r_{n\alpha}}{r_{nb}}\right)^2 - 1\right)} \quad (4.3.2-6)$$

Σε κάθε άλλη περίπτωση (ευθύγραμμοι οδόντες και LACR ελικοειδείς οδόντες) η γωνία πίεσης υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\tan \varphi_{nW} = \frac{C_4}{r_{nb}} \quad (4.3.2-7)$$

Στην περίπτωση των LACR ελικοειδών οδοντώσεων θα πρέπει να ξαναυπολογισθεί η τέταρτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών ( $C_4$ ) σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράφηκε προηγουμένως αλλά θα πρέπει να χρησιμοποιηθούν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του φανταστικού οδοντωτού τροχού αντί αυτά του πραγματικού.

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί η γωνία της εξασκούμενης δύναμης στο σημείο δυσμενέστερης φόρτισης. Όπως δείχνεται στο επόμενο σχήμα θα ισχύει:

$$\varphi_{nL} = \tan \varphi_{nW} - \text{inv} \varphi_{np} \quad (4.3.2-8)$$

Όπου:

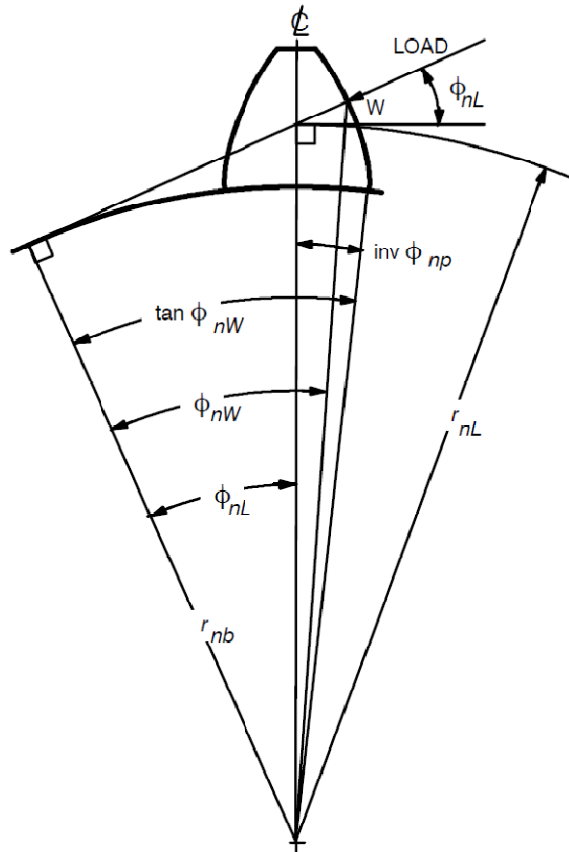
- $\varphi_{np}$  – Η γωνία εξειλιγμένης στο σημείο όπου θα σχηματιζόταν ακμή στον οδόντα (βλ. Εικόνα (4.3.2-2))

Δεδομένου ότι το βήμα στον πραγματικό αρχικό κύκλο θα είναι:

$$s_n = \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_g \cdot \tan \varphi_n \quad (4.3.2-9)$$

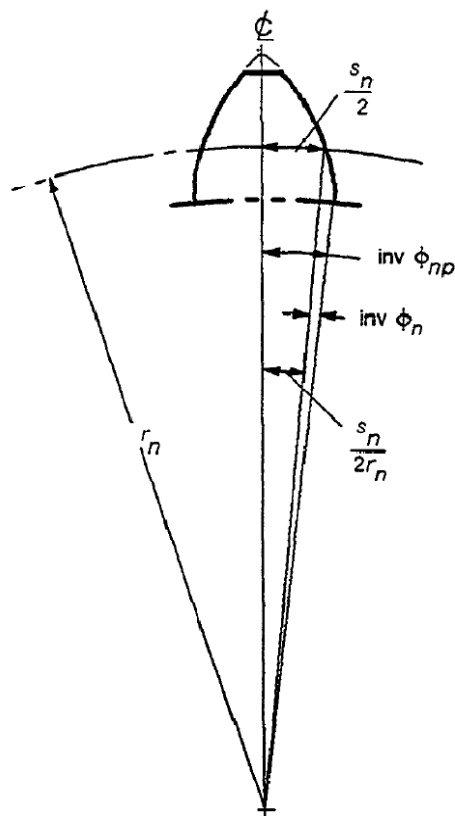
Όπου:

- $x_g$  – Η αδιαστατοποιημένη μετατόπιση του κοπτικού εργαλείου



AGMA 908-B89

Εικόνα 4.3.2-1: Γωνία φορτίσεως και ακτίνα φορτίσεως



AGMA 908-B89

Εικόνα 4.3.2-2: Γωνία εξελιγμένης στο σημείο όπου θα εμφανιζόταν ακμή στον οδόντα

Από τα σχήματα των εικόνων (4.3.2-1) και (4.3.2-2) παίρνουμε την σχέση:

$$i\nu\varphi_{np} = i\nu\varphi_n + \frac{S_n}{2 \cdot r_n} \quad (4.3.2-10)$$

Αλλά ισχύουν τα εξής:

$$i\nu\varphi_n = \tan \varphi_n - \varphi_n \quad (4.3.2-11)$$

$$2 \cdot r_n = n \quad (4.3.2-12)$$

Οπότε η σχέση (4.3.2-10) γίνεται:

$$i\nu\varphi_{np} = \tan \varphi_n - \varphi_n + \frac{S_n}{n} \quad (4.3.2-13)$$

Αντικαθιστώντας στη σχέση (4.3.2-8) γίνεται:

$$\varphi_{nL} = \tan \varphi_{nW} - \tan \varphi_n - \varphi_n + \frac{S_n}{n} \quad (4.3.2-14)$$

Η εξίσωση (4.3.2-14) δίνει την γωνία φόρτισης για κάθε θέση φόρτισης που καθορίζεται από την  $\tan \varphi_{nW}$ . Η ακτίνα φόρτισης του φανταστικού τροχού δίνεται από τη σχέση:

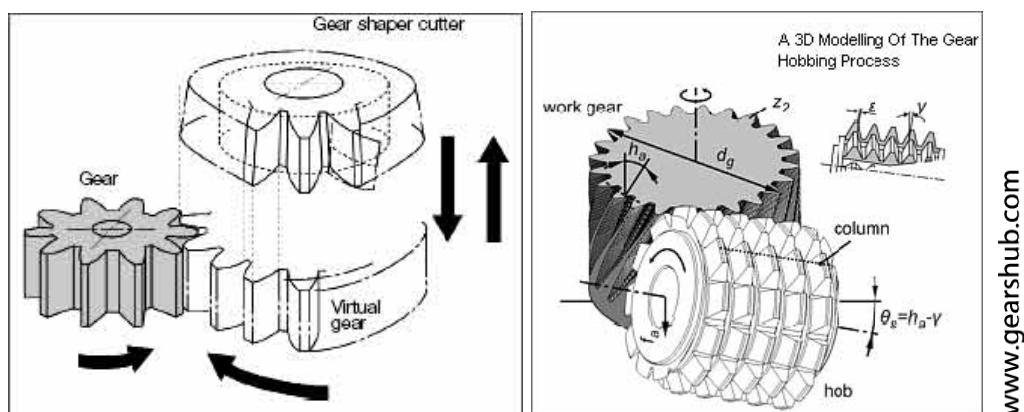
$$r_{nL} = \frac{r_{nb}}{\cos \varphi_{nL}} \quad (4.3.2-15)$$

Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί ότι στον προσδιορισμό του γεωμετρικού συντελεστή έναντι κάμψης στην επικίνδυνη διατομή ποδός παίζει σημαντικό ρόλο η γεωμετρία του κοπτικού εργαλείου που χρησιμοποιήθηκε για την παραγωγή του συγκεκριμένου οδοντωτού τροχού. Όμως όπως αναφέρθηκε επανειλημμένα ο σκοπός της παρούσης εργασίας δεν είναι να σχεδιασθεί ένα κιβώτιο ταχυτήτων αλλά να βαθμονομηθεί υπό συγκεκριμένο φάσμα φορτίσεων. Έτσι, το πιο πιθανό λοιπόν είναι ο χρήστης της αναπτυχθείσας μεθόδου να μη γνωρίζει ακριβώς τον τρόπο κατασκευής των οδόντων των τροχών του κιβωτίου και πόσο μάλλον την ακριβή γεωμετρία του κοπτικού εργαλείου που χρησιμοποιήθηκε. Γι' αυτό το λόγο στο πλαίσιο της γενικότητας της προσέγγισης της παρούσης εργασίας θα θεωρηθεί ότι το

χρησιμοποιηθέν κοπτικό εργαλείο είναι κοπτικός κανόνας ή κοπτήρας hob (Εικόνα 4.3.2-3). Η μέθοδος μελέτης της κοπής του κάθε οδοντωτού τροχού σύμφωνα με την AGMA γίνεται με τη μέθοδο Fellows οπότε το κοπτικό εργαλείο είναι ένας shaper cutter και η αρχή λειτουργίας του περιγράφεται στην Εικόνα 4.3.2-3. Για να μπορέσει να μοντελοποιηθεί η κοπή με κοπτικό κανόνα ή κοπτήρα hob θα θεωρηθεί ένας πολύ μεγάλος αριθμός οδόντων του κοπτικού εργαλείου (π.χ. 10000). Στη συνέχεια αφού παρατεθούν τα αδιαστατοποιημένα ως προς το module χαρακτηριστικά του πρότυπου κοπτικού εργαλείου, θα αναλυθεί η γεωμετρία του.

Πίνακας (4.3.2-1): Χαρακτηριστικά του πρότυπου κοπτικού εργαλείου.

Αριθμός οδόντων κοπτικού εργαλείου	10000
Εγκάρσιο πάχος οδόντα κοπτικού εργαλείου	1.5708
Ύψος κεφαλής οδόντα κοπτικού εργαλείου	1.25
Μεταβολή ύψους οδόντα κεφαλής	1.0
Ακτίνα καμπυλότητας μεταξύ εξειλιγμένης και κύκλου κεφαλής	0.25



Εικόνα 4.3.2-3: Κοπή οδοντωτού τροχού με τη μέθοδο Fellows (αριστερά) και τη μέθοδο hob (δεξιά).

Οι ελικοειδής οδοντωτοί τροχοί θεωρείται ότι παράγονται από ένα φανταστικό κοπτικό εργαλείο τύπου πινιόν με χαρακτηριστικά τα παρακάτω:

Ο φανταστικός αριθμός οδόντων του κοπτικού τροχού θα είναι:

$$n_o = \frac{Z_o}{\cos^3 \psi} \quad (4.3.2-16)$$

Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα του αρχικού κύκλου του φανταστικού κοπτικού τροχού θα είναι:

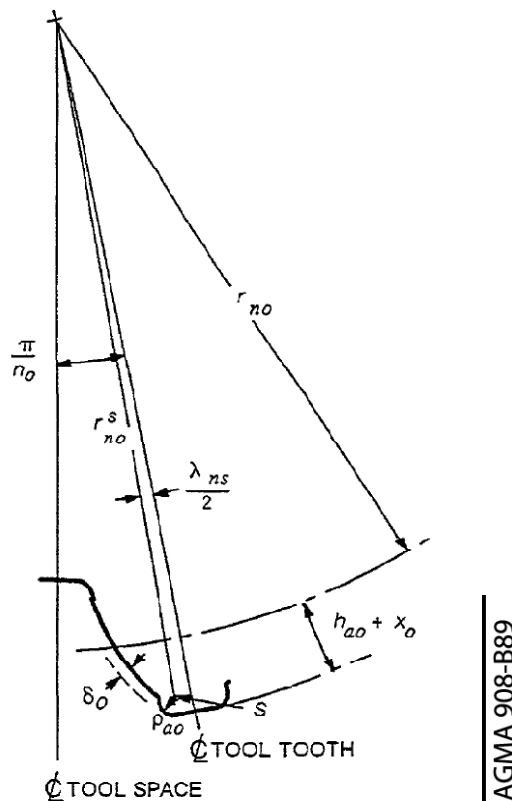
$$r_{no} = \frac{n_o}{2} \quad (4.3.2-17)$$

Η αδιαστατοποιημένη ακτίνα βασικού κύκλου του φανταστικού κοπτικού τροχού θα είναι:

$$r_{nbo} = r_{no} \cos \varphi_n \quad (4.3.2-18)$$

Στην περίπτωση κοπής ευθείων οδοντώσεων ο παραπάνω υπολογισμός μπορεί να πραγματοποιηθεί αλλά θα δώσει τα γνωστά αποτελέσματα για το κοπτικό εργαλείο αφού ο φανταστικός και ο πραγματικός οδοντωτός τροχός ταυτίζονται (επειδή υπάρχει μηδενική γωνία ελίκωσης  $\psi = 0$ ).

Το επόμενο σχήμα δείχνει τη μορφή ενός οδόντα κοπτικού οδοντωτού τροχού με προεξοχή,  $\delta_o$ . Η επιλογή έγινε για να αποφευχθεί βλάβη γενικότητας αφού κοπτικοί οδοντωτοί τροχοί με οδόντες χωρίς προεξοχή αποτελούν ειδική περίπτωση όπου το μέτρο της προεξοχής ( $\delta_o$ ) μηδενίζεται. Στην παρούσα μελέτη θα θεωρηθεί ότι το κοπτικό εργαλείο έχει μηδενική προεξοχή.



Εικόνα 4.3.2-4: Κοπτικό εργαλείο με προεξοχή.

Σύμφωνα με τα όσα δείχνει ο Πίνακας (4.3.2-1) και όσα προηγήθηκαν για την προεξοχή, τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κοπτικού οδόντα θα είναι:

$n_o = 10000$  : Αριθμός οδόντων κοπτικού τροχού

$s_{no} = \frac{\pi}{2} = 1.5708$  : Εγκάρσιο πάχος οδόντα κοπτικού εργαλείου

$h_{ao} = 1.25$  : Ύψος κεφαλής οδόντα κοπτικού εργαλείου

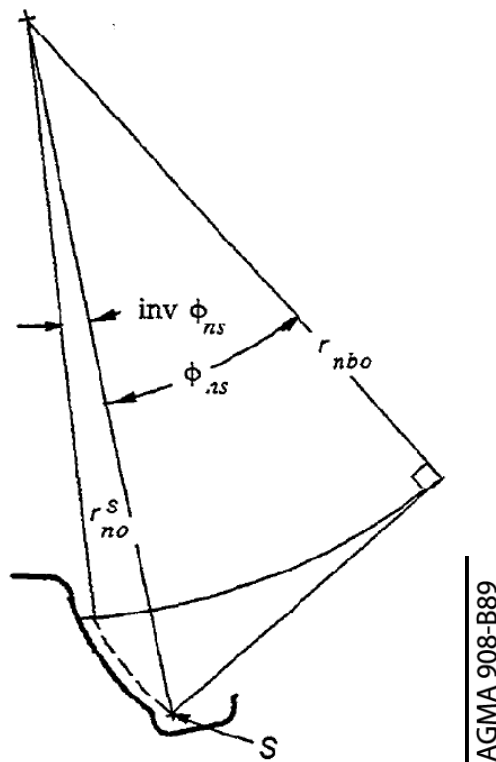
$x_o = 1.0$  : Μεταβολή ύψους οδόντα κεφαλής

$\rho_{ao} = 0.25$  : Ακτίνα καμπυλότητας μεταξύ εξειλιγμένης - κύκλου κεφαλής

$\delta_{ao} = 0.0$  : Αδιαστατοποιημένο μέτρο της προεξοχής

Στο πλαίσιο του σχεδιασμού δεδομένου ότι τα κοπτικά εργαλεία φθείρονται κατά τη χρήση τους θα έπρεπε να μετρηθούν τα τρέχοντα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κοπτικού εργαλείου.

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί η γωνία της εξειλιγμένης στο σημείο 'S' του κοπτικού οδοντωτού τροχού όπως αυτό σημειώνεται στην Εικόνα 4.3.2-5. Το σημείο 'S' είναι το κέντρο του κύκλου που αντιστοιχεί στην ακτίνα καμπυλότητας εκεί όπου η εξειλιγμένη συναντά τον κύκλο κεφαλής.



Εικόνα 4.3.2-5: Εξειλιγμένη που διέρχεται από το κέντρο 'S' του κύκλου καμπυλότητας

Η ακτίνα στο κέντρο ‘S’ του κύκλου καμπυλότητας θα είναι όπως φαίνεται και στο σχήμα της Εικόνας 4.3.2-4:

$$r_{no}^s = r_{no} + h_{ao} + x_o - \rho_{ao} \quad (4.3.2-19)$$

Οπότε η γωνία της εξειλιγμένης στο σημείο ‘S’ του κοπτικού οδοντωτού τροχού θα είναι:

$$\varphi_{ns} = \cos^{-1} \left( \frac{r_{nbo}}{r_{no}^s} \right) \quad (4.3.2-20)$$

Η γωνία εξειλιγμένης στο σημείο όπου το προφίλ το οδόντα θα σχηματίζει ακμή αν οι δύο εξειλιγμένες συνέχιζαν έως να τμηθούν είναι (βλ. Εικόνα 4.3.2-5):

$$inv\varphi_{npo} = inv\varphi_n + \frac{s_{no}}{2 \cdot r_{no}} \quad (4.3.2-21)$$

Αλλά όπως φαίνεται στο σχήμα της Εικόνας 4.3.2-6 ισχύουν τα εξής:

$$inv\varphi_n = \tan \varphi_n - \varphi_n \quad (4.3.2-22)$$

$$2 \cdot r_{no} = n_o \quad (4.3.2-23)$$

Οπότε η σχέση (4.3.2-21) γίνεται:

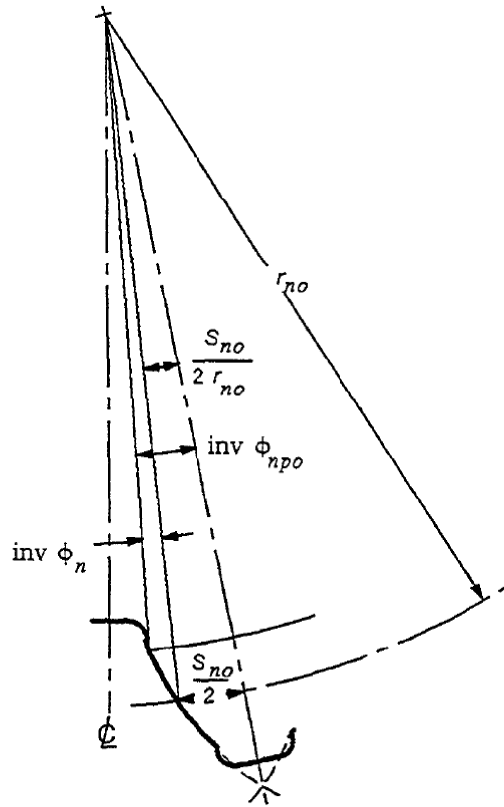
$$inv\varphi_{npo} = \tan \varphi_n - \varphi_n + \frac{s_{no}}{n_o} \quad (4.3.2-24)$$

Τέλος από την Εικόνα 4.3.2-7 απορρέει η σχέση:

$$\frac{\lambda_{ns}}{2} = inv\varphi_{npo} - inv\varphi_{ns} + \frac{\delta_{ao} + \rho_{ao}}{r_{nbo}} \quad (4.3.2-25)$$

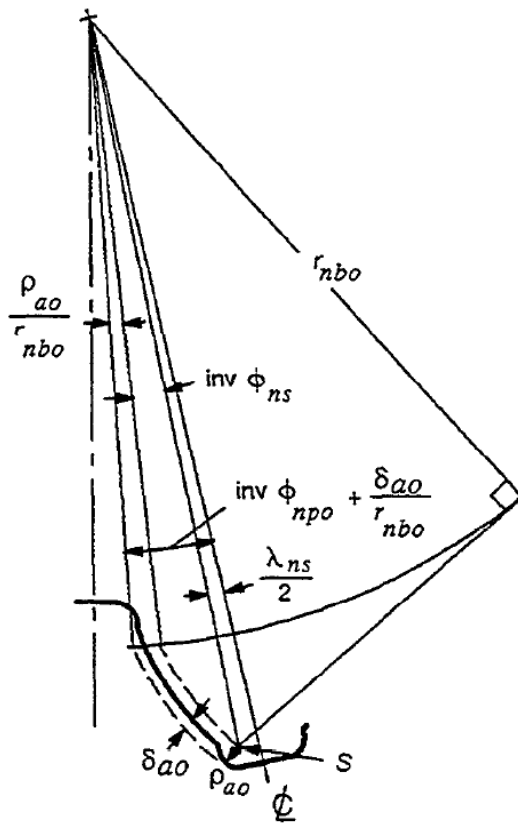
Όπου:

- $\lambda_{ns}$  – Η γωνία που σχηματίζει ο άξονας συμμετρίας του οδόντα με το ‘S’



AGMA 908-B89

Εικόνα 4.3.2-5: Γωνία εξειλιγμένης στο σημείο όπου θα εμφανιζόταν ακμή στον οδόντα



AGMA 908-B89

Εικόνα 4.3.2-6: Γωνία που σχηματίζεται από τον άξονα συμμετρίας του οδόντα με το 'S'



Ακολούθως θα υπολογισθεί η γωνία εξειλιγμένης που αντιλαμβάνεται ο οδοντωτός τροχός καθώς κόβεται από το κοπτικό εργαλείο. Αυτή εξαρτάται από την φανταστική απόσταση των κέντρων των τροχών (κοπτικού και διαμορφούμενου). Η απόσταση αυτή εξαρτάται από τους συντελεστές μεταβολής του ύψους κεφαλής του κοπτικού εργαλείου (μετατόπιση του κοπτικού και φθορά αυτού). Έτσι η γωνία εξειλιγμένης που θα κόβει τον τροχό δίνεται από τη σχέση:

$$inv\varphi_n'' = inv\varphi_n + \frac{2 \cdot (x_g + x_o) \cdot \tan \varphi_n}{n + n_o} \quad (4.3.2-26)$$

Η ακτίνα του οδοντωτού τροχού στο σημείο όπου η γωνία εξειλιγμένης είναι  $\varphi_n''$  δίνεται από τη σχέση:

$$r_n'' = \frac{r_n \cdot \cos \varphi_n}{\cos \varphi_n''} \quad (4.3.2-27)$$

Η ακτίνα του κοπτικού οδοντωτού τροχού στο σημείο όπου η γωνία εξειλιγμένης είναι  $\varphi_n''$  δίνεται από τη σχέση:

$$r_{no}'' = \frac{r_{no} \cdot \cos \varphi_n}{\cos \varphi_n''} \quad (4.3.2-28)$$

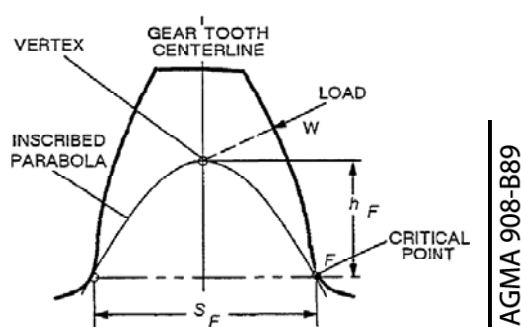
Στη συνέχεια θα παρουσιαστεί ο τρόπος προσέγγισης της θέσης του σημείου δυσμενέστερης φόρτισης. Το σημείο δυσμενέστερης φόρτισης βρίσκεται από την τομή της παραβολής του Lewis και του τροχοειδούς του πόδα του οδόντος (βλ. Εικόνα 4.3.2-7). Για να προσδιορισθεί αυτό το σημείο θεωρείται η σχετική κίνηση του κοπτικού εργαλείου και του επεξεργαζόμενου οδόντα. Η Εικόνα 4.3.2-8 δείχνει το κοπτικό εργαλείο να κόβει ένα σημείο 'F' επί του τροχοειδούς της κατατομής του οδόντα. Σύμφωνα με το βασικό νόμο οδοντώσεως το σημείο 'F' κείται επί ευθείας που διέρχεται από την τομή 'P' των κύκλων κυλίσεως δηλαδή το σημείο κυλίσεως. Επειδή το κοπτικό εργαλείο έχει εν γένη ακτίνα καμπυλότητας η ευθεία 'FP', αφού είναι κάθετη στις κατατομές, αναγκαστικά θα διέρχεται από το κέντρο 'S' του κύκλου καμπυλότητας.

Καθώς η ακτίνα καμπυλότητας του κοπτικού εργαλείου διαμορφώνει το τροχοειδές του κατεργαζόμενου τροχού χωρίς βλάβη γενικότητας μπορεί να θεωρηθεί ότι το κοπτικό εργαλείο περιστρέφεται ωρολογιακά και ο διαμορφούμενος τροχός ανθρωρολογιακά. Οι συντεταγμένες του τροχοειδούς μπορούν να παρασταθούν παραμετρικά με ανεξάρτητη μεταβλητή τη γωνία  $a_n$ . Η παραμετρική αυτή

παράσταση του τροχοειδούς έχει σαν δεδομένο ότι όταν η ανεξάρτητη μεταβλητή είναι ίση με  $\frac{\pi}{2}$  τότε το κοπτικό εργαλείο κόβει το χαμηλότερο τμήμα του τροχοειδούς και μειούμενη η μεταβλητή  $a_n$  συνεχίζεται η κοπή στα υψηλότερα σημεία.

Από την Εικόνα 4.3.2-8 η γωνία που σχηματίζει το σημείο 'S' του κοπτικού εργαλείου με το κέντρο του δίνεται για κάθε  $a_n$  από τη σχέση:

$$\mu_{no} = \cos^{-1} \left( \frac{r_{no}^n \cdot \cos a_n}{r_{no}^s} \right) - a_n \quad (4.3.2-29)$$



Εικόνα 4.3.2-7: Τομή της παραβολής του Lewis με τον πόδα του οδόντα

Η απόσταση από το σημείο κυλίσεως μέχρι το σημείο 'S' του κοπτικού εργαλείου είναι:

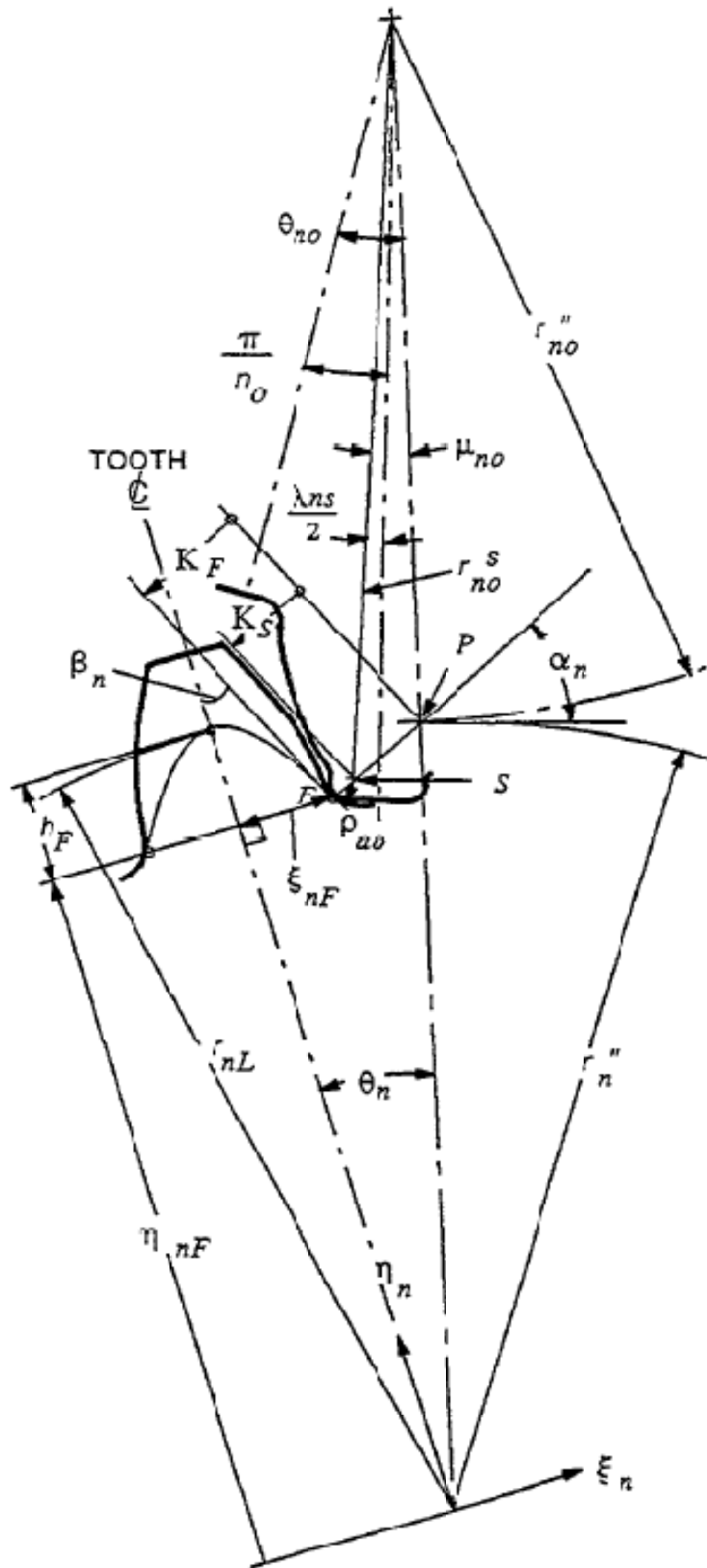
$$K_S = r_{no}^n \cdot \sin a_n - r_{no}^s \cdot \sin(a_n + \mu_{no}) \quad (4.3.2-30)$$

Η απόσταση από το σημείο κυλίσεως μέχρι το σημείο κοπής 'F' είναι:

$$K_F = K_S - \rho_{ao} \quad (4.3.2-31)$$

Η ακτινική μετατόπιση του εργαλείου είναι:

$$\theta_{no} = \mu_{no} - \frac{\lambda_{ns}}{2} + \frac{\pi}{n_o} \quad (4.3.2-32)$$



AGMA 908-B89

Εικόνα 4.3.2-8: Κοπή σημείου F επί του τροχοειδούς του οδόντα.

Η γωνία μετατόπισης του τροχού είναι:

$$\theta_n = \frac{n_o}{n} \theta_{no} \quad (4.3.2-33)$$

Η κλίση της εφαπτόμενης στο τροχοειδές γραμμής στο σημείο 'F' είναι:

$$\beta_n = \alpha_n - \theta_n \quad (4.3.2-34)$$

Όπου:

- $\beta_n$  – Η γωνία που σχηματίζει ο άξονας συμμετρίας του οδόντα με την εφαπτομένη στο τροχοειδές στο σημείο 'F'

Οι συντεταγμένες του τυχαίου σημείου 'F' του τροχοειδούς στο σχετικό σύστημα συντεταγμένων ( $\xi$ ,  $\eta$ ) θα είναι:

Η τετμημένη ( $\xi$ ) του σημείου 'F' είναι:

$$\xi_{nF} = r_n'' \cdot \sin \theta_n + K_F \cdot \cos \beta_n \quad (4.3.2-35)$$

Η τεταγμένη ( $\eta$ ) του σημείου 'F' είναι:

$$\eta_{nF} = r_n'' \cdot \cos \theta_n + K_F \cdot \sin \beta_n \quad (4.3.2-36)$$

Το σημείο 'F' θα ανήκει στο παραβολοειδές του Lewis αν και μόνο αν ικανοποιηθεί η ακόλουθη συνθήκη:

$$y = 2 \cdot h_F \cdot \tan \beta_n - \xi_{nF} = 0 \quad (4.3.2-37)$$

Όπου:

- $y$  – Η συνάρτηση – συνθήκη σύγκλισης
- $h_F$  – Το ύψος της παραβολής του Lewis

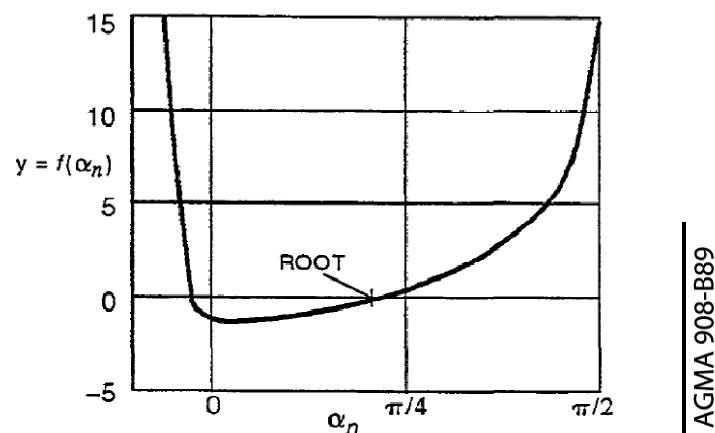
Για τη σύγκλιση της (4.3.2-37) θεωρείται αρχική τιμή του  $a_n = \frac{\pi}{4}$  και ακολουθείται η παρακάτω σχέση που εξασφαλίζει τη σύγκλιση:

$$a_n = a_{nOLD} - \frac{y}{y'} \quad (4.3.2-38)$$

Όπου:

- $y'$  – Η παράγωγος της συνάρτησης – συνθήκης σύγκλισης.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η αρχική τιμή  $a_n = \frac{\pi}{4}$  εξασφαλίζει τη σύγκλιση αφού όπως φαίνεται στο παρακάτω γράφημα η ρίζα της συνθήκης σύγκλισης ( $y$ ) προσεγγίζεται χωρίς κίνδυνο απόκλισης ή ταλάντωσης γύρω από τη λύση.



Εικόνα 4.3.2-9: Γράφημα συνάρτησης – συνθήκης σύγκλισης.

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί την ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας του τροχοειδούς. Η ακτίνα καμπυλότητας του τροχοειδούς σε κάθε σημείο δίνεται συναρτήσει του  $a_n$  και είναι:

$$\rho'_F = \rho_{ao} + \frac{(r_{no}'' - r_{no}^s)^2}{\frac{r_n'' \cdot r_{no}'' \cdot \sin a_n}{r_n'' + r_{no}''} - (r_{no}'' - r_{no}^s)} \quad (4.3.2-39)$$

Όμως η ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας του τροχοειδούς συναντάται εκεί όπου το τροχοειδές εφάπτεται στον κύκλο ποδός του οδοντωτού τροχού. Και επειδή αυτό

όπως προαναφέρθηκε είναι το πρώτο σημείο του τροχοειδούς που κόβεται θα αντιστοιχεί σε  $a_n = \frac{\pi}{2}$ . Οπότε η ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας του τροχοειδούς θα είναι:

$$\rho_F = \rho_{ao} + \frac{(r_{no}'' - r_{no}^s)^2}{\frac{r_n'' \cdot r_{no}''}{r_n'' + r_{no}''} - (r_{no}'' - r_{no}^s)} \quad (4.3.2-40)$$

Ακολουθώς θα υπολογισθεί ο συντελεστής ελίκωσης της μελετώμενης οδόντωσης. Για οδοντωτούς τροχούς με ευθεία οδόντωση ή LACR ελικοειδείς τροχούς είναι:

$$C_h = 1.0 \quad (4.3.2-41)$$

Για ελικοειδείς τροχούς με βαθμό αξονικής επικάλυψης μεγαλύτερο της μονάδας ο συντελεστής ελίκωσης δίνεται από τη σχέση:

$$C_h = \frac{1}{1 - \sqrt{\left(\frac{\omega}{100} \cdot \left(1 - \frac{\omega}{100}\right)\right)}} \quad (4.3.2-42)$$

Όπου:

- $\omega$  – Η γωνία κλίσης των γραμμών επαφής των ελικοειδών τροχών που δίνεται από τη σχέση:

$$\omega = \frac{180}{\pi} \cdot \tan^{-1}(\tan \psi \cdot \sin \varphi_n) \quad (4.3.2-43)$$

Σε αυτό το σημείο μπορεί να υπολογισθεί ο συντελεστής διόρθωσης της τάσης από τη σχέση:

$$K_f = H + \left(\frac{s_F}{\rho_F}\right)^L \cdot \left(\frac{s_F}{h_F}\right)^M \quad (4.3.2-44)$$

Όπου:

- $s_F$  – Το πάχος του οδόντα στην κρίσιμη διατομή ποδός.
  - $s_F = 2 \cdot \xi_{nF}$
- $\rho_F$  – Η ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας του τροχοειδούς.

- $h_F$  – Το ύψος της παραβολής του Lewis.
- $H = 0.331 - 0.436 \cdot \varphi_n$
- $L = 0.324 - 0.492 \cdot \varphi_n$
- $M = 0.261 + 0.545 \cdot \varphi_n$

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί ο συντελεστής γωνίας ελίκωσης για ελικοειδής οδοντωτούς τροχούς με βαθμό αξονικής επικάλυψης μεγαλύτερο της μονάδας από τη σχέση:

$$K_\psi = \cos\psi_r \cdot \cos\psi \quad (4.3.2-45)$$

Για όλες τις άλλες περιπτώσεις (ευθείες οδοντώσεις και LACR ελικοειδείς οδοντώσεις) ο συντελεστής γωνίας ελίκωσης τίθεται ίσος με τη μονάδα.

Τέλος, υπολογίζεται ο συντελεστής μορφής της οδόντωσης από τη σχέση:

$$Y = \frac{K_\psi}{\frac{\cos\varphi_{nL}}{\cos\varphi_{nr}} \left( \frac{6 \cdot h_F}{s_F^2 \cdot C_h} - \frac{\tan\varphi_{nL}}{s_F} \right)} \quad (4.3.2-46)$$

#### 4.4 ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΝΕΡΓΑΖΟΜΕΝΩΝ ΟΔΟΝΤΩΣΕΩΝ ΕΝΑΝΤΙ ΛΙΠΑΝΣΗΣ

Σε αυτή την παράγραφο θα μελετηθεί η επίδραση του επιλεγμένου λιπαντικού στην καταπόνηση των επιφανειών των συνεργαζόμενων οδόντων. Η διαδικασία που περιγράφεται στη συνέχεια σκοπεύει στον υπολογισμό του πάχους και της θερμοκρασίας του στρώματος του λιπαντικού που εγκλωβίζεται ανάμεσα σε δύο συνεργαζόμενες κατατομές. Οι δύο αυτές παράμετροι (πάχος και θερμοκρασία λιπαντικού στρώματος) θεωρούνται κρίσιμες στον υπολογισμό επιτρεπτών περιοχών λειτουργίας του μελετώμενου ζεύγους οδοντωτών τροχών. Αν οι συνεργαζόμενοι οδοντωτοί τροχοί λειτουργήσουν πέραν των ορίων σχεδιασμού τότε υπάρχει κίνδυνος αστοχίας – «σπασίματος» του λιπαντικού στρώματος με δυσμενείς συνέπειες για την επιφάνεια των οδοντωτών τροχών (χάραξη, μικροεκκοιλάνσεις κτλ). Τελικά έχοντας υπολογίσει τις τιμές αυτών των παραμέτρων μπορεί να υπολογισθεί η πιθανότητα αστοχίας λόγω κακής λίπανσης. Πρέπει να σημειωθεί ότι και σε αυτή την παράγραφο θα υιοθετηθεί ο συμβολισμός του αντίστοιχου προτύπου AGMA 925-A03. Έτσι, αρχικά θα χρειαστεί να χρησιμοποιηθούν κάποια από τα γεωμετρικά μεγέθη που υπολογίστηκαν στην παράγραφο 4.3. Επειδή όμως στην παράγραφο 4.3 τα διαστατά μεγέθη είχαν αδιαστατοποιηθεί ως προς το module θα πρέπει για να χρησιμοποιηθούν σε αυτή τη παράγραφο να πολλαπλασιαστούν επί το ονομαστικό module της

βαθμίδας. Οπότε ακολούθως δίνονται τα απαραίτητα γεωμετρικά μεγέθη. Όποια από αυτά ήταν ούτως ή άλλως αδιάστατα απλά θα αντιστοιχηθούν οι συμβολισμοί τους στους αντίστοιχους αυτού του κεφαλαίου ενώ τα υπόλοιπα θα πολλαπλασιάζονται με το module και σε κάθε περίπτωση θα δίνεται παραπομπή στην εξίσωση υπολογισμού της παραγράφου 4.3 .

Ο λόγος μετάδοσης της βαθμίδας είναι:

$$u = m_G$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-1)

Η ακτίνα του αρχικού κύκλου του πινιόν είναι:

$$r_1 = R_1 \cdot m_n \quad (4.4-1)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-2)

Η ακτίνα του αρχικού κύκλου του συνεργαζόμενου τροχού είναι:

$$r_2 = R_2 \cdot m_n \quad (4.4-2)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-3)

Η γωνία της εξειλιγμένης στο εγκάρσιο επίπεδο είναι:

$$a_t = \varphi$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-4)

Η ακτίνα του βασικού κύκλου του πινιόν είναι:

$$r_{b1} = R_{b1} \cdot m_n \quad (4.4-3)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-5)

Η ακτίνα του βασικού κύκλου του συνεργαζόμενου τροχού είναι:

$$r_{b2} = R_{b2} \cdot m_n \quad (4.4-4)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-6)



Η πραγματική γωνία της εξειλιγμένης στο εγκάρσιο επίπεδο είναι,  $\varphi_r$ :

$$a_{wr} = \varphi_r$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-7)

Το βήμα του βασικού κύκλου της εγκάρσιας τομής του τροχού είναι:

$$p_{bt} = p_b \cdot m_n \quad (4.4-5)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-9)

Το βήμα της οδόντωσης είναι:

$$p_{bn} = p_N \cdot m_n \quad (4.4-6)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-10)

Η βασική γωνία ελίκωσης είναι, :

$$\beta_b = \psi_b$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-11)

Η λειτουργούσα γωνία ελίκωσης είναι,  $\psi_r$  :

$$\beta_w = \psi_r$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-26)

Η κανονική λειτουργούσα γωνία εξειλιγμένης είναι,  $\varphi_{nr}$  :

$$a_{wn} = \varphi_{nr}$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-27)

Στη συνέχεια θα υπολογισθούν οι αποστάσεις κατά μήκος της τροχιάς επαφών.

Η έκτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι:

$$C_F = C_6 \cdot m_n \quad (4.4-7)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-12)

Η πρώτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι:

$$C_A = C_1 \cdot m_n \quad (4.4-8)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-13)

Η τρίτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_3$ :

$$C_C = C_3 \cdot m_n \quad (4.4-9)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-14)

Η τέταρτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_4$ :

$$C_D = C_4 \cdot m_n \quad (4.4-10)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-15)

Η πέμπτη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_5$ :

$$C_E = C_5 \cdot m_n \quad (4.4-11)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-16)

Η δεύτερη απόσταση κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $C_2$ :

$$C_B = C_2 \cdot m_n \quad (4.4-12)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-17)

Το μήκος της τροχιάς επαφών είναι,  $Z$  :

$$Z = C_E - C_A \quad (4.4-13)$$

Η απόσταση  $C_B$  αντιστοιχεί στο χαμηλότερο σημείο απλής επαφής (LPSTC) ενώ η απόσταση  $C_D$  αντιστοιχεί στο υψηλότερο σημείο απλής επαφής (HPSTC).

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί ο βαθμός επικάλυψης της μελετώμενης βαθμίδας. Ο βαθμός επικάλυψης στο εγκάρσιο επίπεδο είναι:

$$\varepsilon_a = m_p$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-19)

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί το αξονικό βήμα της οδοντώσεως που αφορά το βήμα της ελίκωσης της οδοντώσεως. Οπότε το αξονικό βήμα της οδοντώσεως για ελικοειδής οδοντώσεις μόνο είναι:

$$p_x = p_z \cdot m_n \quad (4.4-14)$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-20)

Επίσης μόνο για ελικοειδής οδοντώσεις, ο βαθμός αξονικής επικάλυψης είναι:

$$\varepsilon_\beta = m_F$$

✓ βλ. εξίσωση (4.3-21)

Πρέπει να σημειωθεί ότι για ευθείες οδοντώσεις ο βαθμός αξονικής επικάλυψης λαμβάνεται μηδενικός.

Ακολούθως θα υπολογισθεί το ελάχιστο μήκος των γραμμών επαφής. Για ευθείς οδόντες με βαθμό επικάλυψης μικρότερο του 2 το ελάχιστο μήκος των γραμμών επαφής είναι ίσο με το πλάτος του τροχού όταν ένας μόνο οδόντας βρίσκεται σε επαφή. Οπότε:

$$L_{\min} = b \quad (4.4-15)$$

Όπου:

- $b$  – Το μικρότερο από τα πλάτη των συνεργαζόμενων τροχών

Για τις ελικοειδής οδοντώσεις υπάρχουν δύο περιπτώσεις υπολογισμού.

Αν  $n_\alpha \leq 1 - n_r$  τότε:

$$L_{\min} = \frac{\varepsilon_a \cdot b - n_\alpha \cdot n_r \cdot p_x}{\cos \beta_b} \quad (4.4-16)$$

Αν  $n_\alpha > 1 - n_r$  τότε:

$$L_{\min} = \frac{\varepsilon_a \cdot b - (1 - n_\alpha) \cdot (1 - n_r) \cdot p_x}{\cos \beta_b} \quad (4.4-17)$$

Όπου:

- $n_\alpha$  – Το δεκαδικό μέρος του βαθμού επικάλυψης στο εγκάρσιο επίπεδο,  $\varepsilon_a$
- $n_r$  – Το δεκαδικό μέρος του αξονικού βαθμού επικάλυψης,  $\varepsilon_\beta$

\* Για παράδειγμα αν ο συντελεστής επικάλυψης στο εγκάρσιο επίπεδο είναι ίσος με 1.4 τότε ο συντελεστής  $n_\alpha$  θα είναι ίσος με 0.4 .

Οι εφαπτόμενες των γωνιών κυλίσεως του πινιόν στα σημεία A, B, C, D, E κατά μήκος της τροχιάς επαφών όπως δείχνεται από το επόμενο σχήμα είναι:

$$\xi_j = \frac{C_j}{r_{b1}} \quad (4.4-18)$$

Όπου:

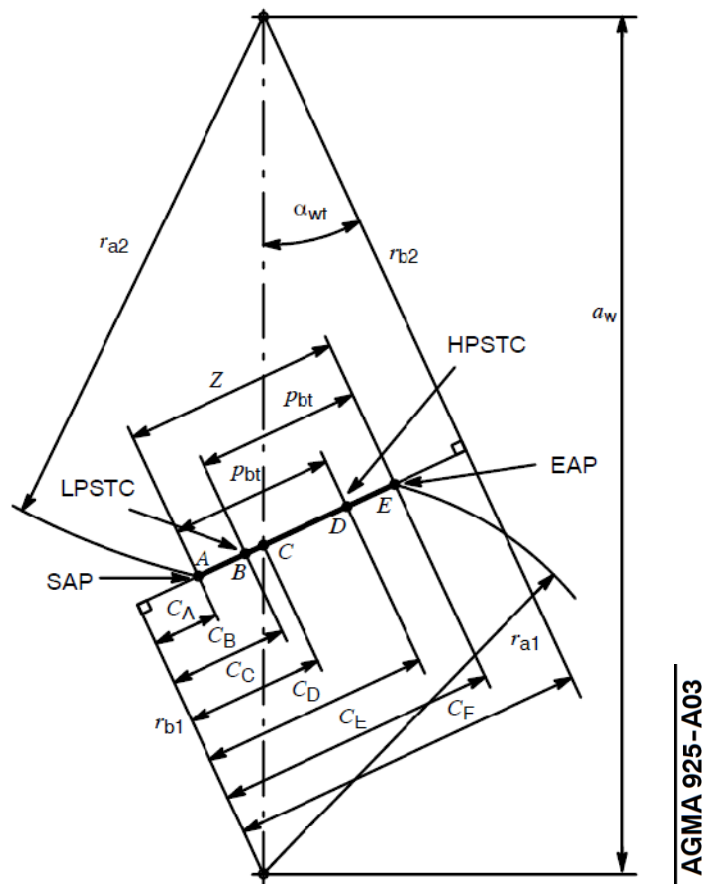
- $j = A, B, C, D, E$

Οι ακτίνες καμπυλότητας των συνεργαζόμενων τροχών στο τυχόν σημείο επαφής ορίζεται από την εφαπτόμενη της γωνίας κυλίσεως του κάθε σημείου ( $i$ ) της τροχιάς επαφών. Η εφαπτόμενη της γωνίας κυλίσεως δίνεται από τη σχέση (4.4-18) και η ακτίνα καμπυλότητας υπολογίζεται, σύμφωνα και με το σχήμα της Εικόνας 4.4-2, από τη σχέση:

$$\rho_{1(i)} = r_{b1} \cdot \xi_{(i)} \quad (4.4-19)$$

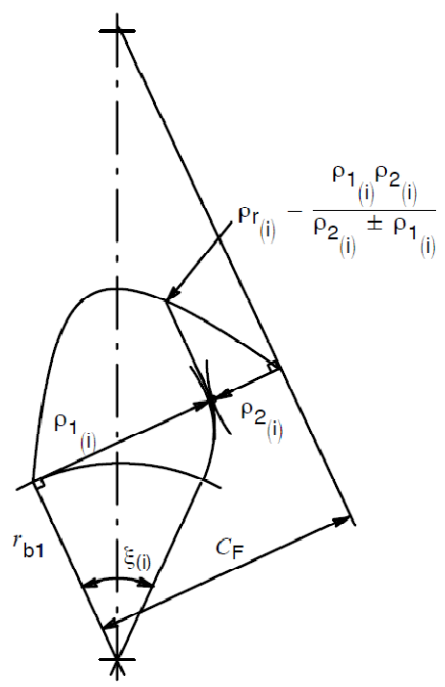
Όπου:

- $\xi_A \leq \xi_{(i)} \leq \xi_E$
- $\rho_{2(i)} = C_F \mp \rho_{1(i)}$



AGMA 925-A03

Εικόνα 4.4-1: Αποστάσεις κατά μήκος της τροχιάς επαφών με τους συμβολισμούς της παραγράφου 4.4



AGMA 925-A03

Εικόνα 4.4-2: Σχετική ακτίνα καμπυλότητας στο μετωπικό επίπεδο για εξωτερικούς οδόντες.

Η σχετική ακτίνα καμπυλότητας στο κάθετο επίπεδο είναι:

$$\rho_{r(i)} = \frac{\rho_{1(i)} \cdot \rho_{2(i)}}{\rho_{2(i)} \pm \rho_{1(i)}} \quad (4.4-20)$$

Η σχετική ακτίνα καμπυλότητας στο μετωπικό επίπεδο είναι:

$$\rho_{n(i)} = \frac{\rho_{r(i)}}{\cos \beta_b} \quad (4.4-21)$$

Στη συνέχεια θα μελετηθούν οι ταχύτητες περιστροφής των οδοντωτών τροχών καθώς και οι φορτίσεις που ασκούνται σε αυτούς.

Η γωνιακές ταχύτητες περιστροφής των οδοντωτών τροχών δίνονται από τις σχέσεις:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \quad (4.4-22)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} \quad (4.4-23)$$

Η κοινή γραμμική ταχύτητα των τροχών στον κύκλο κυλίσεως είναι:

$$v_t = \frac{\omega_1 \cdot r_{w1}}{1000} \quad (4.4-24)$$

Οι ταχύτητες κυλίσεως των κατατομών των τροχών στο τυχαίο σημείο επαφής είναι:

$$v_{r1(i)} = \frac{\omega_1 \cdot \rho_{1(i)}}{1000} \quad (4.4-25)$$

$$v_{r2(i)} = \frac{\omega_2 \cdot \rho_{2(i)}}{1000} \quad (4.4-26)$$

Η απόλυτη τιμή της ταχύτητας ολισθήσεως των κατατομών στο τυχαίο σημείο επαφής είναι:

$$v_{s(i)} = \left| v_{r1(i)} - v_{r2(i)} \right| \quad (4.4-27)$$

Η απόλυτη τιμή της ταχύτητας συμπλοκής των κατατομών στο τυχαίο σημείο επαφής είναι:

$$v_{s(i)} = |v_{r1(i)} + v_{r2(i)}| \quad (4.4-27)$$

Η θεωρητική περιφερειακή δύναμη επί των οδόντων στο σημείο κυλίσεως είναι:

$$(F_t)_{nom} [N] = \frac{1000 \cdot P [KW]}{v_t \left[ \frac{m}{s} \right]} = \frac{M_{d1} [Nm]}{1000 \cdot r_{w1} [mm]} \quad (4.4-28)$$

Ο συνδυασμένος συντελεστής φόρτισης δίνεται από τη σχέση:

$$K_D = K_o \cdot K_v \cdot K_H \quad (4.4-29)$$

Όπου:

- $K_o$  – Ο συντελεστής υπερφόρτισης \*
- $K_v$  – Ο συντελεστής δυναμικής καταπόνησης \*
- $K_H$  – Ο συντελεστής κατανομής της φόρτισης \*

\* οι παραπάνω συντελεστές υπολογίσθηκαν στην παράγραφο 4.1

Οπότε η πραγματική περιφερειακή δύναμη επί των οδόντων στο σημείο κυλίσεως είναι:

$$F_t = (F_t)_{nom} \cdot K_D \quad (4.4-30)$$

Η περιφερειακή δύναμη στο μετωπικό επίπεδο θα είναι:

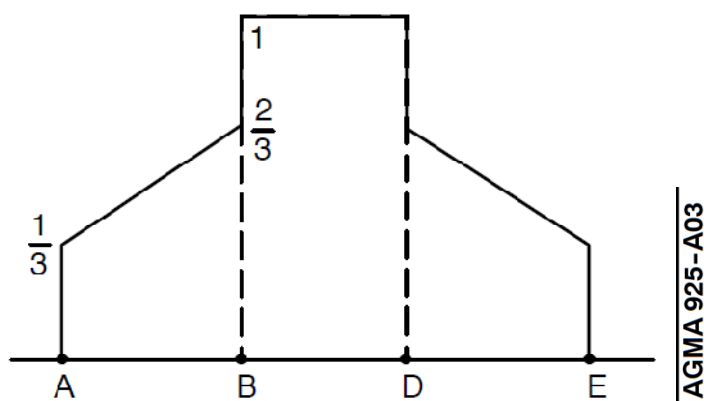
$$F_{wn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_{wn} \cdot \cos \beta_w} \quad (4.4-31)$$

Οπότε η κατανεμημένη φόρτιση στο μετωπικό επίπεδο θα έχει τιμή:

$$w_n = \frac{F_{wn}}{L_{min}} \quad (4.4-32)$$

Ακολουθως θα υπολογισθει ο συντελεστής κατανομής φόρτισης για κάθε σημείο επαφής των οδόντων. Ο συντελεστής αυτός εξαρτάται τόσο από την μορφή της κατατομής του οδόντα τόσο του πινιόν όσο και του συνεργαζόμενου τροχού όσο και από το αν πρόκειται για βαθμίδα μείωσης ή αύξησης στροφών. Πιο συγκεκριμένα όσον αφορά τη μορφή της κατατομής αυτή μπορεί να έχει υποστεί τροποποίηση τόσο στον πόδα όσο και στην κορυφή του οδόντος (tip and root relief) με αποτέλεσμα να αλλάξει η κατανομή φορτίου κατά τη συνεργασία των οδοντωτών τροχών. Στην παρούσα μελέτη επειδή εφόσον συνήθως δεν είναι γνωστή αν η κατατομή του οδόντα είναι κανονική ή τροποποιημένη θα ληφθεί η χειρότερη περίπτωση όπου η κατατομή δεν έχει υποστεί τροποποίηση. Η καμπύλη του συντελεστή φόρτισης σε αυτή την περίπτωση είναι ίδια είτε πρόκειται για βαθμίδα μείωσης στροφών είτε για βαθμίδα αύξησης στροφών.

Γενικά η καμπύλη του συντελεστή κατανομής φορτίου συναρτήσει της τροχιάς επαφής είναι πολυγωνική και στο ανωτέρω περιγραφόμενο σενάριο είναι αυτή της Εικόνας 4.4-3.



Εικόνα 4.4-3: Συντελεστής κατατομής φορτίου συναρτήσει της τροχιάς επαφών.

Σύμφωνα με το παραπάνω γράφημα δίνονται οι εξής σχέσεις που δίνουν το συντελεστή κατατομής φορτίου σε κάθε σημείο της τροχιάς επαφών.

$$X_{\Gamma(i)} = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{\xi_{(i)} - \xi_A}{\xi_B - \xi_A} \right) \quad \text{για } \xi_A \leq \xi_{(i)} \leq \xi_B \quad (4.4-33)$$

$$X_{\Gamma(i)} = 1 \quad \text{για } \xi_B \leq \xi_{(i)} \leq \xi_D \quad (4.4-34)$$

$$X_{\Gamma(i)} = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{\xi_E - \xi_{(i)}}{\xi_E - \xi_D} \right) \quad \text{για } \xi_D \leq \xi_{(i)} \leq \xi_E \quad (4.4-35)$$



Στη συνέχεια θα υπολογισθεί το πλάτος του παραλληλογράμμου επαφής (κατά τη θεωρία του Hertz) των κατατομών των οδόντων για κάθε θέση συνεργασίας των δύο τροχών. Για να υπολογισθεί το παραλληλόγραμμο λαμβάνεται υπόψη και η ελαστικότητα των οδόντων.

Το ημιπλάτος του παραλληλογράμμου επαφής κατά Hertz δίνεται από τη σχέση:

$$b_{H(i)} = \sqrt{\left( \frac{8 \cdot X_{\Gamma(i)} \cdot w_n \cdot \rho_{n(i)}}{\pi \cdot E_r} \right)} \quad (4.4-36)$$

Όπου:

- $E_r$  – Ο μειωμένος συντελεστής ελαστικότητας σύμφωνα με τη σχέση:
  - $E_r = 2 \cdot \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$ 
    - Όπου:
      - $E_i, i = 1, 2$  – Ο συντελεστής ελαστικότητας των τροχών
      - $\nu_i, i = 1, 2$  – Ο λόγος Poisson των τροχών

Σε αυτό το σημείο θα υπολογισθεί το πάχος και η θερμοκρασία του φιλμ του λιπαντικού κατά τη συνεργασία των οδόντων. Για το σκοπό αυτό θα πρέπει να μελετηθούν οι θερμομηχανικές ιδιότητες του χρησιμοποιούμενου λιπαντικού. Τα λιπαντικά συνήθως ονομάζονται από τον τύπο τους και το ιξώδες τους σε συγκεκριμένη θερμοκρασία (συνήθως 40°C ή 100°C). Το ιξώδες είναι το μέγεθος που περιγράφει τη συνεκτικότητα ενός ρευστού. Το απόλυτο ή δυναμικό ιξώδες ενός ρευστού, σε αντιστοιχία με τον συντελεστή τριβής της στερεής κατάστασης, ορίζεται ως η αντίσταση της αλλαγής της εσωτερικής κινητικής κατάστασης ενός υγρού. Τα λιπαντικά ωστόσο δεν περιγράφονται από το δυναμικό ιξώδες αλλά από το κινηματικό ιξώδες τους. Το κινηματικό ιξώδες είναι ανάλογο του λόγου του δυναμικού ιξώδους προς την πυκνότητα του υγρού σε μια συγκεκριμένη θερμοκρασία. Το κινηματικό ιξώδες συμβολίζεται με  $\nu$  και ορίζεται από τη σχέση:

$$\nu = 1000 \cdot \frac{\eta}{\rho} \quad (4.4-37)$$

Όπου:

- $\nu$  – Το κινηματικό ιξώδες του υγρού σε θερμοκρασία  $\theta$   $\left[ \frac{mm^2}{s} \right]$
- $\eta$  – Το δυναμικό ιξώδες του υγρού σε θερμοκρασία  $\theta$   $[mPa \cdot s]$
- $\rho$  – Η πυκνότητα του υγρού σε θερμοκρασία  $\theta$   $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$

Πρέπει να σημειωθεί ότι η συνεκτικότητα των υγρών μεταβάλλεται συναρτήσει της θερμοκρασίας και της πίεσης. Στα υγρά που μπορούν να θεωρηθούν νευτώνεια η συνεκτικότητα είναι σχεδόν ανεπηρέαστη από την αλλαγή της πίεσης – διάτμησης, ενώ το αντίθετο συμβαίνει στα μη νευτώνεια ρευστά. Από την άλλη η συνεκτικότητα όλων των ρευστών είναι άμεσα εξαρτημένη από τη θερμοκρασία. Πιο συγκεκριμένα είναι ποσά αντιστρόφως ανάλογα δηλαδή η συνεκτικότητα μειώνεται αυξανόμενης της θερμοκρασίας. Η συνεκτικότητα ενός υγρού σε κάθε θερμοκρασία μπορεί να υπολογισθεί είτε από διαγράμματα είτε από πίνακες είτε από προσεγγιστικές σχέσεις. Στην παρούσα μελέτη θα χρησιμοποιηθεί η ακόλουθη σχέση το αποτέλεσμα της οποίας εξαρτάται από το κινηματικό ιξώδες στις θερμοκρασίες 40°C και 100°C.

$$\log_{10}(\log_{10}(v+0.7)) = A - B \cdot \log_{10}(T) \quad (4.4-38)$$

Όπου:

- $v$  – Το κινηματικό ιξώδες του υγρού σε απόλυτη θερμοκρασία  $T \left[ \frac{mm^2}{s} \right]$
- $T$  – Η απόλυτη θερμοκρασία του λιπαντικού  $[K]$
- $A, B$  – Αδιάστατες μεταβλητές που καθορίζονται από τις (4.4-39) και (4.4-40)

$$B = \frac{\log_{10}(\log_{10}(v_{40} + 0.7)) - \log_{10}(\log_{10}(v_{100} + 0.7))}{\log_{10}(373.15) - \log_{10}(313.15)} \quad (4.4-39)$$

$$A = \log_{10}(\log_{10}(v_{40} + 0.7)) + B \cdot \log_{10}(313.15) \quad (4.4-40)$$

Ο υπολογισμός του αδιάστατου κεντρικού πάχους του φιλμ λιπαντικού θα υπολογισθεί σύμφωνα από τη σχετική θεωρία της ελαστουδροδυναμικής λίπανσης (EHL) που έχει αναπτυχθεί από τους Dowson και Toyoda. Το πάχος του φιλμ καθορίζει τις συνθήκες συνεργασίας των μελετώμενων οδοντωτών τροχών και είναι ένας σημαντικός παράγοντας στον καθορισμό της πιθανότητας αστοχίας των επιφανειών λόγω κακής λίπανσης.

Το αδιάστατο κεντρικό πάχος του φιλμ δίνεται για κάθε θέση συνεργασίας ( $i$ ) των δύο τροχών από τη σχέση:

$$H_{c(i)} = 3.06 \cdot \frac{G^{0.56} \cdot U_{(i)}^{0.69}}{W_{(i)}^{0.10}} \quad (4.4-41)$$

Όπου:

- $G$  – Ο συντελεστής υλικού όπως ορίζεται από τη σχέση:

$$G = a \cdot E_r \quad (4.4-42)$$

ο Όπου:

- $a$  – Ο συντελεστής πίεσης – συνεκτικότητας του λιπαντικού  $\left[ \frac{mm^2}{N} \right]$

- $U_{(i)}$  – Ο συντελεστής ταχύτητας όπως ορίζεται από τη σχέση:

$$U_{(i)} = \frac{\eta_M \cdot v_{e(i)}}{2 \cdot E_r \cdot \rho_{n(i)}} \quad (4.4-43)$$

ο Όπου:

- $\eta_M$  – Η δυναμική συνεκτικότητα του λιπαντικού  $[mPa \cdot s]$

- $W_{(i)}$  – Ο συντελεστής φόρτισης όπως ορίζεται από τη σχέση:

$$W_{(i)} = \frac{X_{\Gamma(i)} \cdot w_n}{E_r \cdot \rho_{n(i)}} \quad (4.4-44)$$

Το δυναμικό ιξώδες του υγρού δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_M = 10^g - 0.9 \quad (4.4-45)$$

Όπου:

- $g = 10^c \cdot (\theta_M + 273.15)^d \quad (4.4-46)$

ο Όπου:

- $\theta_M$  – Η θερμοκρασία των οδόντων  $[^{\circ}C]$

Οι συντελεστές  $c$  και  $d$  της σχέσης (4.4-46) υπολογίζονται από τις σχέσεις:

$$d = 13.13525 \cdot \log_{10} \left( \frac{\log_{10} (\eta_{100} + 0.9)}{\log_{10} (\eta_{40} + 0.9)} \right) \quad (4.4-46)$$

$$c = \log_{10} (\log_{10} (\eta_{40} + 0.9)) - 2.495752 \cdot d \quad (4.4-47)$$

Ο συντελεστής  $a$  πίεσης – συνεκτικότητας δίνεται από τη σχέση:

$$a = k \cdot \eta_M^s \quad (4.4-48)$$

Όπου:

- $k, s$  – Συντελεστές που δίνονται από τον παρακάτω πίνακα ανάλογα το λιπαντικό.

Πίνακας 4.4-1: Τιμές συντελεστών  $k, s$

Κατηγορία λιπαντικού	$k$	$s$
Mineral oil – ορυκτέλαιο	0.010471	0.13480
PAO – based synthetic non-VI (viscosity index) improved oil	0.010326	0.05070
PAG – based synthetic	0.004700	0.15720
MIL-L-7808K	0.005492	0.25472
MIL-L-23699E	0.006515	0.16350

Το διαστατό κεντρικό πάχος του φιλμ (σε  $\mu m$ ) δίνεται για κάθε θέση συνεργασίας ( $i$ ) των δύο τροχών από τη σχέση:

$$h_{c(i)} = H_{c(i)} \cdot \rho_{n(i)} \cdot 1000 \quad (4.4-49)$$

Το ειδικό πάχος του φιλμ του λιπαντικού ορίζεται ως ο λόγος του πάχους του φιλμ  $h_{c(i)}$  στην τυχαία θέση ( $i$ ) προς τη σύνθετη τραχύτητα της περιοχής επαφής των συνεργαζόμενων κατατομών. Επειδή όμως η σύνθετη τραχύτητα που εισάγεται στον προηγούμενο ορισμό αφορά της στενή περιοχή της επαφής των οδόντων κάθε στιγμή, είναι πρακτικά δύσκολο να υπολογισθεί το ειδικό πάχος του φιλμ του λιπαντικού βάσει του ορισμού. Μια απλοποιημένη αλλά ισοδύναμη έκφραση του ειδικού πάχους του φιλμ του λιπαντικού ( $\lambda_{2bH(i)}$ ) δίνεται από την επόμενη σχέση.

$$\lambda_{2b_{H(i)}} = \frac{h_{c(i)}}{\sigma_x} \cdot \sqrt{\left(\frac{L_x}{2 \cdot b_{H(i)}}\right)} \quad (4.4-50)$$

και

$$\sigma_x \sqrt{(Ra_{1x}^2 + Ra_{2x}^2)} \quad (4.4-51)$$

Όπου:

- $\lambda_{2b_{H(i)}}$  – Το ειδικό πάχος του φιλμ του λιπαντικού στη θέση εργασίας
- $\sigma_x$  – Η σύνθεση τραχύτητα των κατατομών στο σημείο επαφής.
- $L_x$  – Το μήκος μέτρησης της τραχύτητας (Συνήθως  $L_x = 0.8mm$ ).
- $Ra_{ix}, i = 1, 2$  – Η μέση επιφανειακή τραχύτητα των κατατομών για το μήκος μέτρησης  $L_x [\mu m]$ .

Αφού υπολογίστηκε το ειδικό πάχος του φιλμ του λιπαντικού στη θέση εργασίας θα ακολουθήσει ο υπολογισμός της θερμοκρασίας του φιλμ του λιπαντικού.

Η θερμοκρασία του φιλμ του λιπαντικού αποτελεί την υπολογιζόμενη αύξηση της θερμοκρασίας στην επιφάνεια των οδόντων σε μία θέση εργασίας κατά μήκος της τροχιάς επαφών. Η αύξηση αυτή της θερμοκρασίας είναι αποτέλεσμα των συνδυασμένων επιπτώσεων της γεωμετρίας των οδόντων, της υποκείμενης φόρτισης, της τριβής, της ταχύτητας ολίσθησης και των ιδιοτήτων του υλικού.

Η θερμοκρασία του φιλμ του λιπαντικού σε μία δεδομένη θέση εργασίας ( $i$ ) δίνεται από τη σχέση:

$$\theta_{\beta(i)} = 25.296 \cdot \mu_{m(i)} \cdot \frac{X_{\Gamma(i)} \cdot w_n}{\sqrt{b_{H(i)}}} \cdot \frac{|v_{r1(i)} - v_{r2(i)}|}{(B_{M1} \cdot \sqrt{v_{r1(i)}} + B_{M2} \cdot \sqrt{v_{r2(i)}})} \quad (4.4-52)$$

Όπου:

- $\mu_{m(i)}$  – Ο μέσος συντελεστής τριβής
- $B_{Mi}, i = 1, 2$  – Ο συντελεστής θερμικής αγωγής των δύο τροχών

Ο μέσος συντελεστής τριβής θα θεωρηθεί σταθερός κατά μήκος της τροχιάς επαφών και προσεγγισθεί από την σχέση:

$$\mu_{m(i)} = \mu_{m\_const} = 0.06 \cdot C_{R_{avg_x}} \quad (4.4-53)$$

Όπου:

- $C_{R_{avg_x}}$  – Μια σταθερά που εξαρτάται από την τραχύτητα των επιφανειών των συνεργαζόμενων κατατομών και υπολογίζεται από τη σχέση:

$$1.0 \leq C_{R_{avg_x}} = \frac{1.13}{1.13 - R_{avg_x}} \leq 3.0 \quad (4.4-53)$$

ο Όπου:

- $R_{avg_x}$  – Η μέση τραχύτητα των επιφανειών που δίνεται από τη σχέση:

$$R_{avg_x} = \frac{Ra_{1x} + Ra_{2x}}{2} \quad (4.4-54)$$

Ο συντελεστής θερμικής αγωγής των δύο τροχών θα θεωρηθεί ίδιος και για τους δύο τροχούς και ίσος με την προτεινόμενη από το πρότυπο της AGMA τιμή:

$$B_{M1} = B_{M2} = B_M = 13.6 \frac{N}{mm \cdot s^{0.5} \cdot K}$$

Για να υπολογισθεί η μέγιστη θερμοκρασία του φιλμ του λιπαντικού θα πρέπει η παραπάνω διαδικασία υπολογισμού να επαναληφθεί ικανές φορές για όλο το μήκος της τροχιάς επαφών. Η AGMA θεωρεί ότι 25 έως 50 σημεία συνεργασίας είναι αρκετά για τον υπολογισμό της μέγιστης θερμοκρασίας του φιλμ.

Στη συνέχεια θα υπολογισθεί η θερμοκρασία των συνεργαζόμενων οδόντων. Η θερμοκρασία των οδόντων είναι γενικά ένα πολύπλοκο μέγεθος και στα στάδια του σχεδιασμού θα πρέπει να λαμβάνεται ιδιαίτερη μέριμνα ώστε να υπολογισθεί η ροή της θερμότητας στα στοιχεία του κιβωτίου ταχυτήτων ώστε να γίνει δυνατός ο ακριβέστερος προσδιορισμός της. Στα πλαίσια αυτής της εργασίας και εφόσον πρόκειται να δημιουργηθεί μια αυτοματοποιημένη μέθοδος θα θεωρηθεί ότι μπορεί

να γίνει η ακόλουθη προσέγγιση που προτείνεται άλλωστε και από το πρότυπο της AGMA.

$$\theta_M = k_{sump} \cdot \theta_{oil} + 0.56 \cdot \theta_{flMAX} \quad (4.4-55)$$

Όπου:

- $k_{sump} = 1.0$  – Για λίπανση με μπάνιο λαδιού ή
- $k_{sump} = 1.2$  – Για λίπανση με ψεκασμό λαδιού
- $\theta_{oil}$  – Η θερμοκρασία λειτουργίας του λαδιού
- $\theta_{flMAX}$  – Η μέγιστη θερμοκρασία του φιλμ του λιπαντικού

Η θερμοκρασία στο τυχαίο σημείο επαφής ( $i$ ) κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι:

$$\theta_{B(i)} = \theta_M + \theta_{fl(i)} \quad (4.4-56)$$

Κατ' αντιστοιχία η μέγιστη θερμοκρασία κατά μήκος της τροχιάς επαφών είναι:

$$\theta_{BMAX} = \theta_M + \theta_{flMAX} \quad (4.4-57)$$

Η θερμοκρασία αυτή δε θα πρέπει σε καμία περίπτωση να ξεπεράσει τη θερμοκρασία αστοχίας του φιλμ του λιπαντικού και συνεπώς τη θερμοκρασία όπου πάνω από αυτή θα αστοχήσουν οι επιφάνειες των οδόντων λόγω κακής λίπανσης. Η θερμοκρασία αστοχίας του φιλμ του λιπαντικού εξαρτάται τόσο από το ίδιο το λιπαντικό όσο και από τα χαρακτηριστικά της μελετώμενης βαθμίδας. Η μέση θερμοκρασία αστοχίας του φιλμ του λιπαντικού είναι αυτή που η πιθανότητα αστοχίας είναι 0.5.

Οι επόμενες σχέσεις υπολογίζουν την θερμοκρασία αστοχίας για ορυκτέλαια λίπανσης κιβωτίων ταχυτήτων.

Για ορυκτέλαια χωρίς πρόσθετα παρεμπόδισης της αστοχίας του φιλμ λιπαντικού (non-antiscuff mineral oils) ισχύει:

$$\theta_S = 63 + 33 \cdot \ln(v_{40}) \quad (4.4-58)$$

Για ορυκτέλαια με πρόσθετα παρεμπόδισης της αστοχίας του φιλμ λιπαντικού (antiscuff mineral oils) ισχύει:

$$\theta_s = 118 + 33 \cdot \ln(v_{40}) \quad (4.4-59)$$

Τέλος η πιθανότητα υπολογίζεται σύμφωνα με την κανονική κατανομή της θερμοκρασίας αστοχίας γύρω από τη μέση τιμή της. Η κανονική καμπύλη θα έχει χαρακτηριστικά:

$$\mu_y = \theta_s \quad - \text{Η μέση τιμή της κατανομής Gauss}$$

$$\sigma_y = 0.15 \cdot \theta_s \quad - \text{Η τυπική απόκλιση της κατανομής Gauss}$$

Και η τιμή της οποίας ζητείται η πιθανότητα, είναι η μέγιστη θερμοκρασία κατά μήκος της τροχιάς επαφών:

$$y = \theta_{BMAX}$$

Οπότε η αδιάστατη ανηγμένη τιμή της κατανομής που αντιστοιχεί στο  $y$  είναι:

$$x = \frac{y - \mu_y}{\sigma_y} \quad (4.4-60)$$

Η πιθανότητα αστοχίας υπολογίζεται από πίνακες σύμφωνα με την τιμή που βρέθηκε από την προηγούμενη σχέση.

Τέλος πρέπει να σημειωθεί ότι η υπολογιζόμενη πιθανότητα θα υπολογισθεί στο διάστημα 5%÷95% και ο επόμενος πίνακας δείχνει την αξιολόγηση της λειτουργίας του μελετώμενου κιβωτίου ταχυτήτων βάσει του αποτελέσματος των προηγούμενων υπολογισμών.

Πίνακας 4.4-2: Αξιολόγηση των υπολογισθείσας πιθανότητας αστοχίας

Πιθανότητα αστοχίας έναντι λίπανσης	Αξιολόγηση επικινδυνότητας αστοχίας
<10%	Μικρή
10%÷30%	Μεσαία
>30%	Μεγάλη



# ~ 5 ~

## **5 ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΘΟΔΟΥ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ (FINITE ELEMENT METHOD – FEM)**

Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή στα πλαίσια αυτής της εργασίας αναπτύχθηκε κώδικας πεπερασμένων στοιχείων που να δύναται να μοντελοποιήσει μια τυχαία βαθμίδα μετωπικών οδοντωτών τροχών. Σκοπός αυτής της κίνησης είναι να καταστεί δυνατό να συγκριθούν οι δύο μέθοδοι (AGMA και FEM) ώστε σε επόμενο κεφάλαιο να επιλεγεί η πιο αποδοτική εκ των δύο για να δημιουργηθεί κώδικας ανάλυσης και αξιολόγησης των κιβωτίων ταχυτήτων που βρίσκουν εφαρμογή στις σύγχρονες ανεμογεννήτριες αλλά και οπουδήποτε αλλού απαιτείται πολλαπλασιασμός στροφών. Στη συνέχεια θα δοθούν συνοπτικά κάποια στοιχεία της θεωρίας της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων άστε να καταστεί δυνατή στη συνέχεια η κατανόηση της διαδικασίας μοντελοποίησης.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι η μοντελοποίηση έγινε με συνδυασμό των εμπορικών πακέτων MATLAB και ANSYS. Πιο συγκεκριμένα δημιουργήθηκε μια σειρά διαδικασιών στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB, οι οποίες αναλαμβάνουν την μοντελοποίηση της γεωμετρίας των συνεργαζόμενων κατατομών. Ακολούθως μέσω του κώδικα της MATLAB προγραμματίζεται η μοντελοποίηση στη γλώσσα προγραμματισμού ANSYS-APDL και εξάγεται αντίστοιχο αρχείο (.lgw). Το δημιουργηθέν αυτό αρχείο (APDL) τροφοδοτείται αυτόματα στον επιλυτή πεπερασμένων στοιχείων του εμπορικού πακέτου ANSYS και τα αποτελέσματα εξάγονται σε ένα αντίστοιχο αρχείο κειμένου. Τέλος, μέσω του κώδικα της MATLAB ανακτώνται τα ζητούμενα αποτελέσματα. Σε επόμενη παράγραφο θα αναλυθεί περεταίρω η διαδικασία μοντελοποίησης και ανάκτησης των αποτελεσμάτων.

## 5.1 ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΜΕΘΟΔΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΜΕ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Η μέθοδος των πεπερασμένων στοιχείων σήμερα στην πλειοψηφία των εφαρμογών επαφίεται σε ένα εμπορικό πακέτο λογισμικού που αναλαμβάνει την μοντελοποίηση του προβλήματος, την επίλυση του μοντέλου και τέλος την παρουσίαση των αποτελεσμάτων της επίλυσης. Τέτοια εμπορικά πακέτα (ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, SIMULATION κτλ) ανήκουν στην κατηγορία του CAE (Computer Aided Engineering). Οπότε μπορεί να θεωρηθεί ότι η μελέτη ενός προβλήματος με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων είναι σχεδόν πάντα συυφασμένη με την μοντελοποίηση και επίλυση του μοντέλου σε ένα υπολογιστικό περιβάλλον ενός λογισμικού CAE.

Σήμερα τα πακέτα CAE υλοποιούν δύο εκδοχές (h-version και p-version) της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων. Το κάθε εμπορικό πακέτο δίνει τη δυνατότητα επίλυσης είτε με τη μία είτε και με τις δύο αυτές μεθόδους. Η διαφοροποίηση των δύο εκδοχών της μεθόδου έγκειται στο ότι:

- Στην κλασσική μορφή των πεπερασμένων στοιχείων που ονομάζεται h-version, χρησιμοποιούνται πολυώνυμα ορισμένου βαθμού οπότε η αύξηση της ακρίβειας της λύσης επιτυγχάνεται με μείωση της μέσης διάστασης των στοιχείων που συνεπάγεται για συγκεκριμένη εφαρμογή την αύξηση του πλήθους αυτών.
- Στην λεγόμενη p-version, χρησιμοποιείται ένα σταθερό πλέγμα αλλά επιτρέπεται η αύξηση του πολυωνυμικού βαθμού  $p$  της συνάρτησης μορφής. Στην p-version οι συντελεστές του εν λόγω υψηλού βαθμού πολυωνύμου είναι επίσης άγνωστοι που υπολογίζονται σαν τμήμα της διαδικασίας επίλυσης. Η αύξηση της ακρίβειας της λύσης σε αυτή την εκδοχή της μεθόδου γίνεται με αύξηση του βαθμού του πολυωνύμου της συνάρτησης μορφής.

Η διαδικασία της μοντελοποίησης και επίλυσης μιας κατασκευής - προβλήματος με τη χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων προϋποθέτει ότι θα ακολουθηθούν τα βασικά βήματα μιας οποιαδήποτε μελέτης. Έτσι πρέπει κατ' αρχήν να δημιουργηθεί το μοντέλο (pre-processing) ακολούθως να επιλυθεί (solving) και τέλος να ανακτηθούν τα αποτελέσματα της λύσης και να παρουσιαστούν με κατανοητό τρόπο (post-processing).

Η προεπεξεργασία (pre-processing) περιλαμβάνει τη δημιουργία όλων των συνιστωσών ενός μοντέλου πεπερασμένου στοιχείων. Αυτές οι συνιστώσες με τη σειρά που πρέπει να δημιουργηθούν είναι:

- Ο καθορισμός της έκδοσης της μεθόδου πεπερασμένων στοιχείων (h-version ή p-version) που θα εφαρμοσθεί. Η επιλογή μιας από τις δύο μεθόδους συνεπάγεται αυτόματα προσαρμογή σε αυτή τόσο της διαδικασίας της μοντελοποίησης όσο και της λύσης όπως περιγράφηκε ανωτέρω.

- Η επιλογή του τύπου πεπερασμένων στοιχείων που θα χρησιμοποιηθεί. Ο τύπος των πεπερασμένων που θα επιλεγεί είναι στενά συνυφασμένος με την μοντελοποίηση της γεωμετρίας της κατασκευής, των φορτίσεων, της τασικής κατάστασης που αναμένεται στην φορτισμένη κατασκευή, των μηχανικών ιδιοτήτων του υλικού και ότι αυτά συνεπάγονται. Όπως γίνεται κατανοητό εφόσον η επιλογή του κατάλληλου κάθε φορά τύπου πεπερασμένου στοιχείου είναι άμεσα εξαρτώμενη από τις ιδιότητες τόσο της κατασκευής όσο και των υλικών αυτής, αποτελεί ταυτόχρονα ένα σημαντικό βήμα προς την ακρίβεια της τελικής λύσης του μοντέλου της κατασκευής.
- Η επιλογή των κατάλληλων μοντέλων υλικών (ελαστικά, υπερελαστικά, ιξωδοελαστικά κτλ) έτσι ώστε να μπορεί το μοντέλο της κατασκευής να προσομοιάζει βέλτιστα τις ιδιότητες των υλικών της πραγματικής εφαρμογής.
- Η μοντελοποίηση της γεωμετρίας της κατασκευής. Η γεωμετρία ενός αντικειμένου μπορεί να μοντελοποιηθεί είτε ως 3D είτε ως 2D είτε ως 1D. Η επιλογή της μοντελοποίησης εξαρτάται από τις απλοποιήσεις που μπορούν να γίνουν στην θεώρηση της γεωμετρίας σε συνδυασμό με την κατανομή των τάσεων. Για παράδειγμα δοκοί μπορούν να μοντελοποιηθούν με 1D πεπερασμένα στοιχεία ενώ αντίστοιχα μπορούν να απλοποιηθούν περιπτώσεις αξονοσυμμετρικών κατασκευών με αξονοσυμμετρική φόρτιση ή περιπτώσεις τεμαχίων με επίπεδη φόρτιση ή επίπεδη παραμόρφωση.
- Η πλεγματοποίηση της μοντελοποιηθείσας γεωμετρίας με τα επιλεχθέντα πεπερασμένα στοιχεία. Η σωστά πλεγματοποιημένη γεωμετρία παίζει σημαντικό ρόλο στην ακρίβεια της λύσης του μοντέλου ιδιαίτερα στην μέθοδο  $h$  των πεπερασμένων στοιχείων.
- Η μοντελοποίηση των φορτίσεων. Οι φορτίσεις μιας κατασκευής πρέπει να μοντελοποιηθούν εύστοχα ώστε το μοντέλο να περιγράφει την πραγματικότητα. Οι φορτίσεις εφαρμόζονται στους κόμβους του πλεγματοποιημένου μοντέλου. Επίσης πρέπει να αναφερθεί ότι ανάλογα τον τύπο των επιλεχθέντων πεπερασμένων στοιχείων η ποικιλία των φορτίσεων που μπορούν να εφαρμοστούν περιορίζονται πράγμα που θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη.

Η επίλυση (solving) δέχεται τα δεδομένα του μοντέλου όπως αυτά καθορίστηκαν ανωτέρω μέσω της προεπεξεργασίας και εξάγει τα αποτελέσματα των τάσεων και παραμορφώσεων για τη μοντελοποιημένη κατασκευή.

Η μετέπειτα επεξεργασία (post-processing) των αποτελεσμάτων της επίλυσης του μοντέλου αφορά τις όποιες διαδικασίες απαιτούνται ώστε τα αποτελέσματα αυτά να μετατραπούν σε μια πιο χρήσιμη μορφή ή ώστε να απομονωθούν από τα αποτελέσματα στοιχεία για επικίνδυνες περιοχές της κατασκευής.

Στη συνέχεια θα αναλυθεί η διαδικασία μοντελοποίησης βαθμίδας μετωπικών οδοντωτών τροχών με χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων.

## 5.2 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΓΙΑ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΩΝ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

Η μοντελοποίηση των οδοντωτών τροχών με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων αποτελεί ένα διαχρονικό πρόβλημα των μηχανικών. Βασικό μειονέκτημα της μεθόδου είναι ο αυξημένος χρόνος επίλυσης των μοντέλων σε σχέση με τις αναλυτικές ή ημιεμπειρικές μεθόδους που προτείνονται από τα διάφορα πρότυπα. Παρόλα αυτά συνεχίζεται να γίνεται έρευνα στην κατεύθυνση αυτή αφού στις μέρες μας γίνεται αυξημένη χρήση των μοντέλων πεπερασμένων στοιχείων στο σχεδιασμό και τη μελέτη κατασκευών. Έτσι ένα επιτυχημένο μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων για βαθμίδες οδοντωτών τροχών θα παρείχε τη δυνατότητα στους σχεδιαστές – μελετητές να εισάγουν ολόκληρο το μοντέλο για παράδειγμα της συναρμογής ενός κιβωτίου ταχυτήτων από ένα σχεδιαστικό σύστημα (CAD) σε ένα πακέτο πεπερασμένων στοιχείων (CAE) και με το ίδιο μοντέλο να κάνουν την αποτίμηση του σχεδιασμού.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι η μοντελοποίηση με τη χρήση πεπερασμένων στοιχείων εν γένει δύναται να δώσει μόνο αποτελέσματα αξιολόγησης της πίεσης επιφανείας και της τάσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός. Αυτό οφείλεται στο ότι για την μελέτη αστοχίας έναντι κακής λίπανσης θα έπρεπε να μοντελοποιηθεί και το φιλμ λιπαντικού ανάμεσα στους συνεργαζόμενους οδόντες πράγμα που θα έκανε την μοντελοποίηση πολύ πολύπλοκη και εν τέλει ασύμφορη υπολογιστικά.

Η μοντελοποίηση των οδοντωτών τροχών γίνεται εν γένει τριδιάστατα. Παρόλα αυτά στην απλούστερη περίπτωση εξωτερικών οδοντωτών τροχών με μηδενική γωνία ελίκωσης, μπορεί να θεωρηθεί ότι ο τροχός υπόκειται σε επίπεδη τασική κατάσταση πράγμα που κάνει εφικτή τη διδιάστατη μοντελοποίηση. Στα σχήματα των εικόνων 5.2-1 και 5.2-2 δίνονται χαρακτηριστικά παραδείγματα τριδιάστατης μοντελοποίησης βαθμίδων οδοντωτών τροχών.

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας θα γίνει διδιάστατη μοντελοποίηση βαθμίδων μετωπικών οδοντωτών τροχών με μηδενική γωνία ελίκωσης αλλά θα υπάρχει η δυνατότητα επέκτασης του μοντέλου ώστε να γίνει εφικτή και η τριδιάστατη μοντελοποίηση οδοντωτών τροχών με μη μηδενική γωνία ελίκωσης.

Ακόμη θα πρέπει να τονισθεί ότι η μελέτη βαθμίδων εσωτερικών – εξωτερικών οδοντώσεων με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων κάνει εφικτή την εύρεση της καμπτικής τάσης στον πόδα των οδόντων σε εσωτερικές οδοντώσεις πράγμα που δεν είναι εφικτό με τη μέθοδο του υπολογισμού βάσει της παραβολής του Lewis. Αν και όπως εξηγήθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο οι οδόντες εσωτερικών οδοντώσεων δεν πάσχουν από κάμψη, η μελέτη των τροχών εσωτερικής οδοντώσεως είναι σημαντική επειδή σε περίπτωση που η στεφάνη τους είναι σχετικά λεπτή και υπάρχει κίνδυνος σχηματισμού ρωγμής από τον πόδα των οδόντων προς την περιφέρεια του τροχού σε περίπτωση υπερφόρτισης ή κόπωσης του υλικού.



F. Litvin , A Fuentes - Gear Geometry and Applied Theory

Εικόνα 5.2-1: Μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων βαθμίδας εξωτερικών οδοντωτών τροχών (ελικοειδείς τροχοί).



F. Litvin , A Fuentes - Gear Geometry and Applied Theory

Εικόνα 5.2-2: Βαθμίδα κωνικών οδοντωτών τροχών με ελικοειδείς οδόντες.

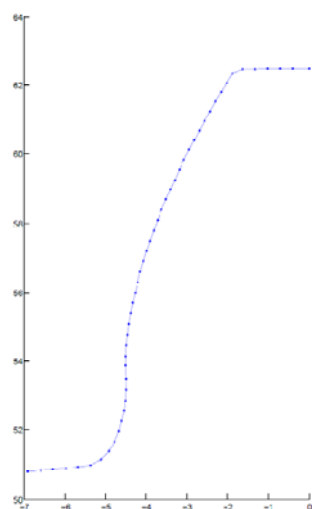
### 5.2.1 ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Για να γίνει εφικτή η μοντελοποίηση της κατατομής των μετωπικών οδοντωτών τροχών θα ακολουθηθεί μια διαδικασία ανάλυσης και απλοποίησης της γεωμετρίας των οδοντωτών τροχών σε επαναλαμβανόμενα μοτίβα. Είναι προφανές ότι το βασικό μοτίβο ενός μετωπικού οδοντωτού τροχού είναι η κατατομή ενός οδόντα του οποίου η επανάληψη καθιστά εφικτή τη μοντελοποίηση της γεωμετρίας όλου του οδοντωτού τροχού.

Η κατατομή ενός οδόντα δι' εξειλιγμένης ο οποίος ανήκει είτε σε εσωτερική είτε σε εξωτερική οδόντωση, είναι συμμετρική ως προς άξονα συμμετρίας που κείται στο μέσο του πάχους του οδόντα όπως φαίνεται στο σχήμα της Εικόνας 2.1.1-1. Έτσι αρκεί η εύρεση της γεωμετρίας του μισού οδόντα και στη συνέχεια η αντικατόπτρισή της ως προς τον άξονα συμμετρίας του οδόντα και κατόπιν με κυκλική αναπαραγωγή της κατατομής ως προς το κέντρο του τροχού καθίσταται δυνατή η εύρεση της γεωμετρίας ολόκληρου του οδόντα.

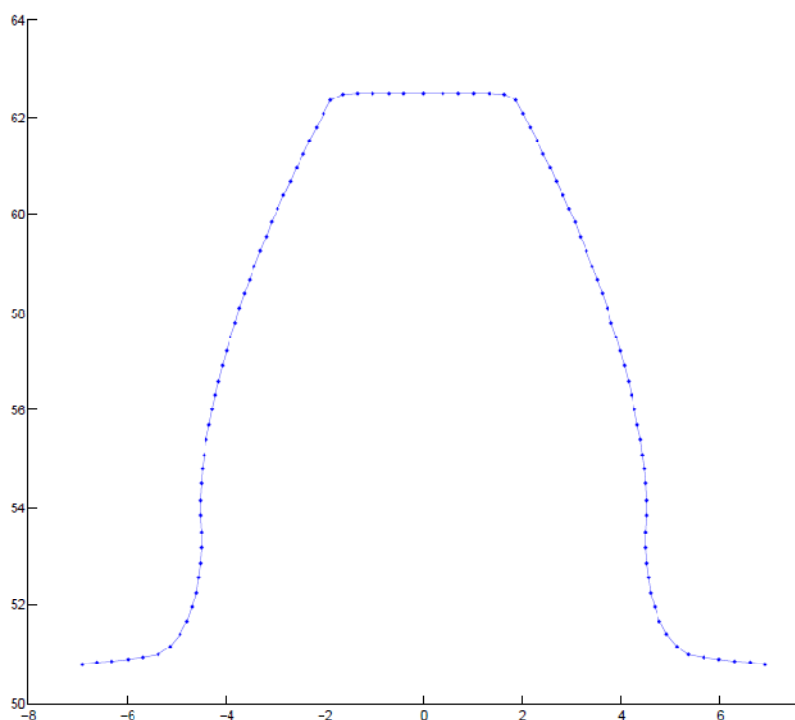
Τόσο ο καθορισμός όσο και η μοντελοποίηση της γεωμετρίας γίνεται, όπως προαναφέρθηκε, στο περιβάλλον του εμπορικού προγραμματιστικού πακέτου MATLAB. Έπειτα θα εισαχθεί η γεωμετρία με τη μορφή σημείων στο περιβάλλον του ANSYS.

Η γεωμετρία της κατατομής του μισού οδόντα ενός δεδομένου οδοντωτού τροχού υπολογίζεται με χρήση των εξισώσεων του δευτέρου κεφαλαίου και της θεωρίας που εκεί παρατέθηκε τόσο για εξωτερικούς όσο και για εσωτερικούς οδόντες. Η μισή κατατομή του οδόντος όπως υπολογίζεται από τον αναπτυχθέντα κώδικα, περιγράφεται από μια σειρά σημείων ισαπέχοντων μεταξύ τους των οποίων οι συντεταγμένες όντας πινακοποιημένες μπορούν εύκολα να χρησιμοποιηθούν ώστε να συντεθεί ολόκληρη η κατατομή του τροχού. Στην επόμενη εικόνα δίνεται γραφική παράσταση της μισής κατατομής ενός οδόντα.



Εικόνα 5.2.1-1: Μισή κατατομή οδόντος.

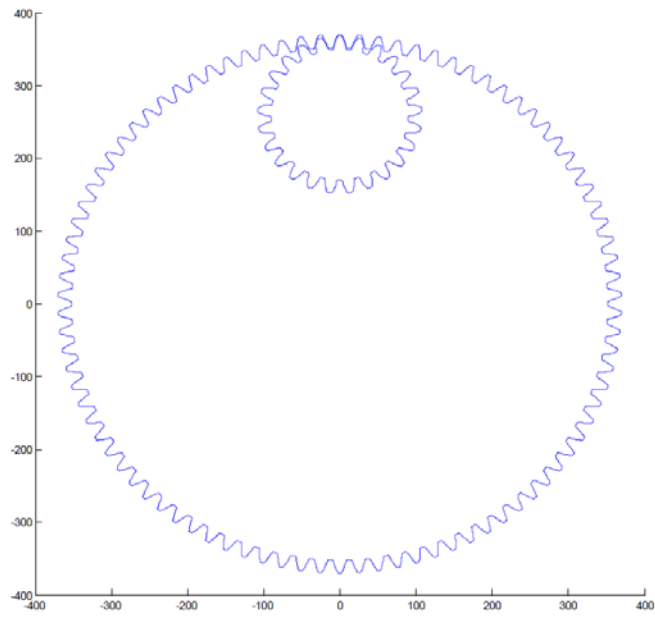
Στη συνέχεια θα πρέπει να αντικατοπτριστούν τα σημεία της μισής κατατομής ως προς τον άξονα συμμετρίας του οδόντα ώστε να δοθεί ολόκληρη η κατατομή ενός οδόντος όπως δείχνεται στην Εικόνα 5.2.1-2. Στη συγκεκριμένη εφαρμογή ο αντικατοπτρισμός του κάθε σημείου της κατατομής γίνεται υπολογίζοντας το συμμετρικό του ως προς τον άξονα  $y$ , θα έχει δηλαδή ίδια τετμημένη και αντίθετη τεταγμένη με το αρχικό σημείο.



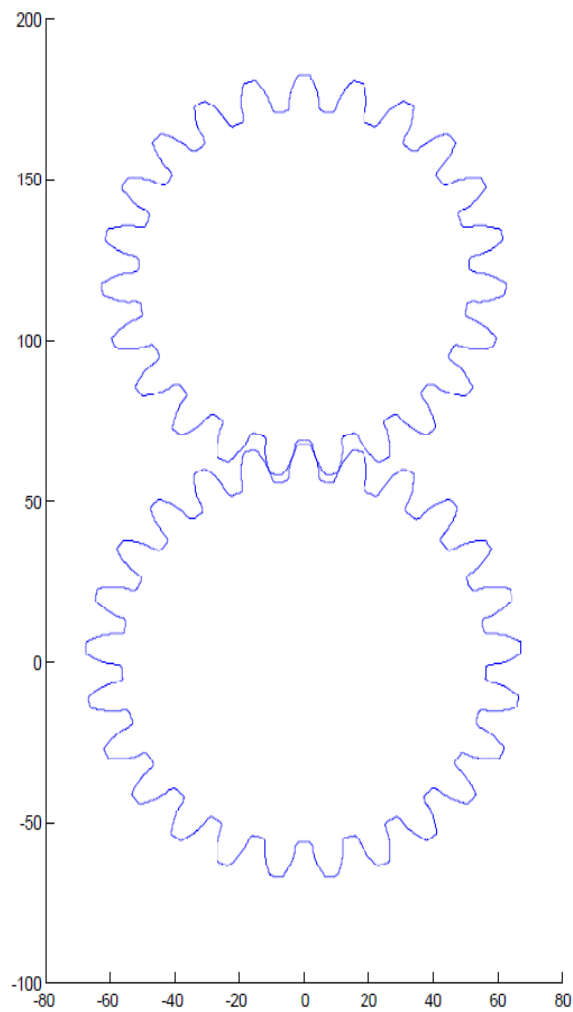
Εικόνα 5.2.1-2: Ολοκληρωμένη κατατομή οδόντος.

Έπειτα δε μένει παρά να αντιγραφεί κυκλικά η κατατομή του οδόντος ώστε να δοθεί η γεωμετρία ολόκληρου του οδοντωτού τροχού. Παρόλα αυτά πρέπει να σημειωθεί ότι επειδή σκοπός της μοντελοποίησης της γεωμετρίας είναι η χρησιμοποίησή της σε μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων, κρίθηκε περιττό να μοντελοποιηθεί ολόκληρος ο τροχός αφού μόνο ένα ή δύο δόντια θα φορτίζονται κάθε φορά. Έτσι μόνο τρία ολόκληρα δόντια θα παράγονται από τον κώδικα για κάθε ένα συνεργαζόμενο τροχό.

Στη συνέχεια οι οδοντωτοί τροχοί ως πινακοποιημένες γεωμετρικές οντότητες θα πρέπει να έρθουν σε θέση συνεργασίας. Αυτό έγινε εφικτό με το συνδυασμό της περιστροφής του πίνακα που αντιστοιχεί στο πινιόν γύρω από τον άξονά του με ταυτόχρονη μετακίνησή του κατά τον άξονα  $y$  ώστε να έρθει σε θέση συνεργασίας με τον συνεργαζόμενο τροχό της εξεταζόμενης βαθμίδας. Στις επόμενες εικόνες δείχνεται η συνεργασία δύο βαθμίδων μιας εσωτερικής – εξωτερικής οδόντωσης και μιας εξωτερικής – εξωτερικής οδόντωσης.



Εικόνα 5.2.1-3: Βαθμίδα εσωτερικής – εξωτερικής οδοντώσεως



Εικόνα 5.2.1-4: Βαθμίδα εξωτερικής – εξωτερικής οδοντώσεως



Τέλος, πρέπει να αναφερθεί ότι οι περιστροφές που αναφέρθηκαν νωρίτερα κατά την περιγραφή της μοντελοποίησης είναι όλες περί του  $O(0, 0)$  αφού εκεί επιλέχθηκε να είναι το κέντρο των οδοντωτών τροχών κατά τη σχεδιάσή των με τις μεθόδους που περιγράφηκαν στο δεύτερο κεφάλαιο. Υπενθυμίζεται ότι η σχέση που δίνει την περιστροφή ενός πίνακα συντεταγμένων γύρω από το κέντρο των αξόνων κατά γωνία  $\omega$  είναι:

$$\begin{bmatrix} x_{new} \\ y_{new} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\omega) & -\sin(\omega) \\ \sin(\omega) & \cos(\omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{old} \\ y_{old} \end{bmatrix} \quad (5.2.1-1)$$

Όπου:

- $x_i, y_i$  – Οι συντεταγμένες στο καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων
- $\omega$  – Η γωνία περιστροφής περί του  $O(0, 0)$   
( $\omega > 0$  συνεπάγεται ανθωρολογιακή περιστροφή του πίνακα)

Στη συνέχεια η μοντελοποιημένη γεωμετρία προγραμματίζεται αυτοματοποιημένα με τη χρήση κατάλληλου κώδικα της MATLAB ώστε να εισαχθεί στο αρχείο ανάλυσης του ANSYS. Πρέπει να σημειωθεί ότι η δημιουργία του αρχείου ανάλυσης (.lgw) που θα δεχθεί ο επιλυτής των πεπερασμένων στοιχείων γίνεται σταδιακά και κάθε φορά ο νέος κώδικας που προκύπτει από το κάθε στάδιο της μοντελοποίησης (γεωμετρία, πλεγματοποίηση, φορτίσεις, επίλυση, επεξεργασία αποτελεσμάτων) προστίθεται στον ήδη υπάρχον.

## 5.2.2 ΜΟΝΤΕΛΟ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΜΕΤΩΠΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Η μοντελοποίηση της γεωμετρίας της βαθμίδας ήταν ίσως το πολυπλοκότερο τμήμα της διαδικασίας για την ανάπτυξη ενός αυτοματοποιημένου κώδικα στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB που θα εξάγει αρχείο ανάλυσης (.lgw) για το εμπορικό λογισμικό πεπερασμένων στοιχείων ANSYS. Για να ολοκληρωθεί το μοντέλο των πεπερασμένων στοιχείων μιας τυχαίας βαθμίδας οδοντωτών τροχών απαιτούνται ακόμη η επιλογή του κατάλληλου πεπερασμένου στοιχείου, η επιλογή του μοντέλου του υλικού των οδόντων, η πλεγματοποίηση του μοντέλου και η φόρτισή του.

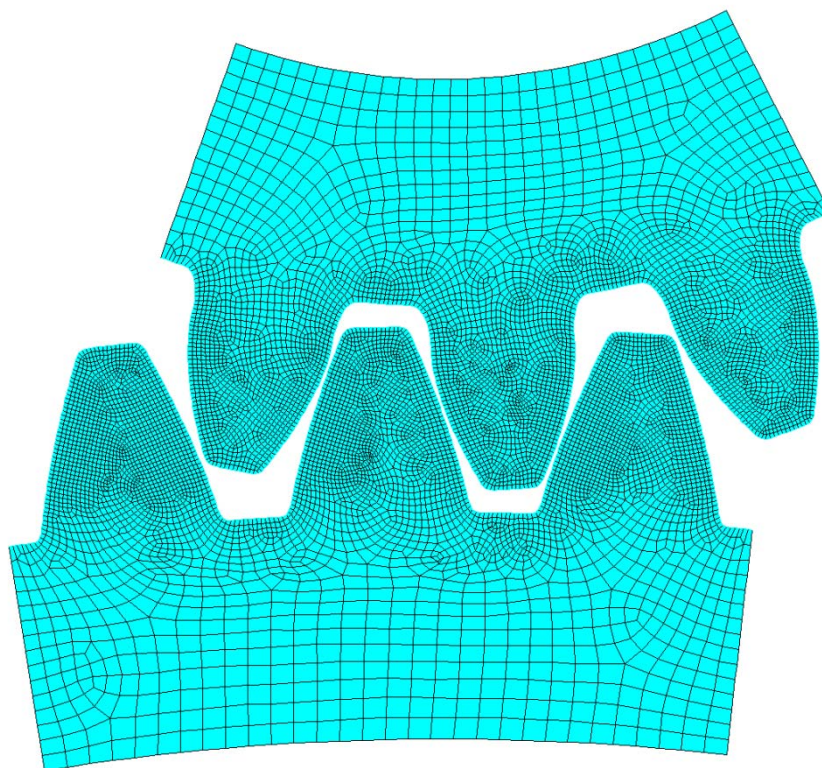
Το πεπερασμένο στοιχείο που επιλέχθηκε είναι το PLANE-42 το οποίο είναι ένα τετρακομβικό στοιχείο που δύναται να μοντελοποιήσει 2D στερεές κατασκευές που υπόκεινται σε επίπεδη τασική κατάσταση με την επιλογή σταθερού πάχους κατά μήκος του μοντέλου. Επίσης πρέπει να σημειωθεί ότι το επιλεγθέν πεπερασμένο στοιχείο έχει μόνο δύο βαθμούς ελευθερίας (x, y) πράγμα που συνεπάγεται ότι μπορεί να φορτισθεί μόνο με δυνάμεις και μετατοπίσεις στους κόμβους του κατά τις διευθύνσεις των βαθμών ελευθερίας.

Όσον αφορά το μοντέλο του υλικού που θα υποτεθεί ότι περιγράφει τη συμπεριφορά του υλικού των οδοντωτών τροχών μπορούν να γίνουν οι ακόλουθες υποθέσεις:

- Το μοντέλο της βαθμίδας δε προσανατολίζεται για τον σχεδιασμό βαθμίδων, όπου μπορεί να είχαμε περιπτώσεις υπερφόρτισης και το υλικό να έμπαινε στην πλαστική περιοχή του, αλλά για τη βαθμονόμηση ήδη μελετημένων βαθμίδων. Άρα εφόσον η βαθμίδα κατά τη λειτουργία της δεν υπερφορτίζεται μπορεί να θεωρηθεί ότι το υλικό συμπεριφέρεται ελαστικά στις όποιες φορτίσεις των οδόντων.
- Επίσης θεωρείται ότι το υλικό δεν έχει εσωτερικές ανωμαλίες ή ανομοιομορφίες που θα το έκαναν να συμπεριφέρεται ως ανισοτροπικό. Άρα το υλικό λαμβάνεται ισοτροπικό.

Λαμβάνοντας υπόψη τις παραπάνω υποθέσεις επιλέγεται γραμμικό ελαστικό ισοτροπικό υλικό (linear elastic isotropic material). Αυτός ο τύπος υλικού μπορεί να περιγραφεί πλήρως από τον λόγο του Poisson και τον συντελεστή του Young του υλικού του κάθε τροχού.

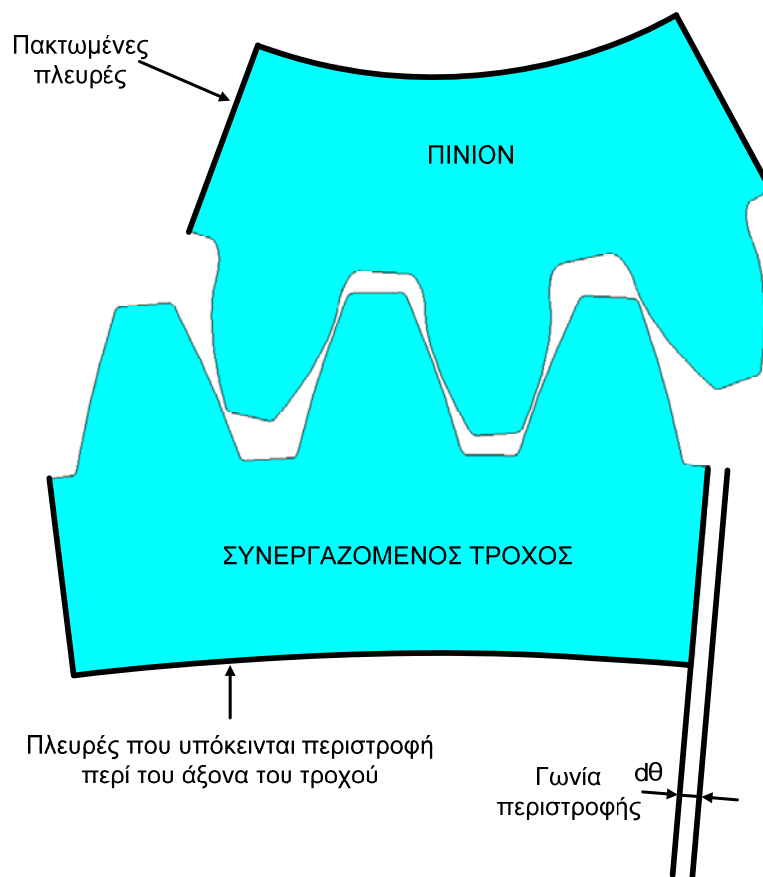
Η πλεγματοποίηση γίνεται αυτοματοποιημένα από το ANSYS με την μόνη επιλογή κοντά στους οδόντες να πυκνώνει το πλέγμα. Η επόμενη εικόνα δείχνει μια πλεγματοποιημένη βαθμίδα μετωπικών τροχών εξωτερικής οδόντωσης.



Εικόνα 5.2.2-1: Παράδειγμα πλεγματοποίησης βαθμίδας εξωτερικών οδοντωτών τροχών

Ακολουθώς θα αναλυθεί η μοντελοποίηση της φόρτισης των οδοντωτών τροχών μιας τυχαίας βαθμίδας. Όπως προαναφέρθηκε το επιλεγθέν πεπερασμένο στοιχείο μπορεί να δεχθεί μόνο δυνάμεις και μετατοπίσεις στους κόμβους του κατά τις διευθύνσεις των βαθμών ελευθερίας. Αυτός ήταν πραγματικά ένας πολύ περιοριστικός παράγοντας στην μοντελοποίηση της φόρτισης των τροχών γιατί το βασικό δεδομένο της μετάδοσης ισχύος μιας βαθμίδας είναι η ροπή εισόδου στη βαθμίδα.

Εφόσον η ροπή που ασκείται στην άτρακτο πινιόν δεν ήταν δυνατό να μεταφραστεί αυτομάτως σε κάποιες δυνάμεις στους κόμβους του πλέγματος αφού αυτό θα δημιουργούσε συγκεντρωμένες δυνάμεις επινοήθηκε η εξής λύση του προβλήματος. Το πινιόν θα συγκρατείται σταθερό πακτώνοντας τις εσωτερικές πλευρές του μοντέλου (εσωτερικές ως προς το υλικό του τροχού) ενώ στις αντίστοιχες πλευρές του συνεργαζόμενου θα επιβαλλόταν μετατόπιση των κόμβων σε νέα σημεία που θα αντιστοιχούσαν στα αρχικά με στροφή  $d\theta$  ως προς τον άξονα του τροχού. Στην επόμενη εικόνα εξηγείται γραφικά η διαδικασία μοντελοποίησης της φόρτισης.



Εικόνα 5.2.2-2: Μοντελοποίηση της φόρτισης βαθμίδας μεταωπικών οδοντωτών τροχών

Η γωνία  $d\theta$  περιστροφής του συνεργαζόμενου οδοντωτού τροχού είναι απειροστή και στην πραγματικότητα αντικατοπτρίζει την υποχώρηση των οδόντων τόσο του πινιόν όσο και του συνεργαζόμενου οδοντωτού τροχού στη συγκεκριμένη φόρτιση. Για να βρεθεί η γωνία  $d\theta$  που αντιστοιχεί στη ζητούμενη ροπή εισόδου θα πρέπει να

ακολουθηθεί μια διαδικασία αντίστροφης προσέγγισης της αφού δεν είναι δυνατή η απευθείας εκλογή κατάλληλης γωνίας  $d\theta$  για δεδομένη ροπή.

Η ροπή εισόδου στη βαθμίδα, που είχε σαν αποτέλεσμα η επιλογή γωνίας  $d\theta$ , υπολογίζεται βάσει των αποτελεσμάτων της επίλυσης και πιο συγκεκριμένα βάσει των αντιδράσεων στήριξης του συνεργαζόμενου τροχού στις πλευρές που υπέστησαν μετατόπιση. Οι αντιδράσεις στήριξης ουσιαστικά είναι το αποτέλεσμα της ροπής που θα απαιτούταν ώστε το άθροισμα των υποχωρήσεων των οδόντων να είχε σαν συνέπεια την προπορεία του πινιόν κατά γωνία  $d\theta$ . Η συνολική ροπή εξόδου θα δίνεται από το άθροισμα των ροπών των αντιδράσεων στήριξης ως προς το  $O(0, 0)$ . Δεδομένης αυτής της ροπής μπορεί να υπολογισθεί η ζητούμενη ροπή εισόδου στη βαθμίδα.

Η ανάλυση και επίλυση του μοντέλου γίνεται αρχικά για κάποια τυχαία γωνία στροφής  $d\theta$  και από τα αποτελέσματα λαμβάνεται η ροπή εισόδου. Αυτή συγκρίνεται με την επιθυμητή ροπή και ανάλογα το πόσο διαφέρει από αυτή επιλέγεται μια καινούρια γωνία  $d\theta$  και επιλύεται ξανά το μοντέλο. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται έως ότου η υπολογιζόμενη ροπή εισόδου στη βαθμίδα γίνει ίση με την επιθυμητή.

Αυτή η θεώρηση της μοντελοποίησης των φορτίσεων εισάγει το επιπλέον μειονέκτημα στην επίλυση βαθμίδων οδοντωτών τροχών με χρήση πεπερασμένων στοιχείων ότι λόγω της προσεγγιστικής διαδικασίας της εύρεσης της κατάλληλης γωνίας  $d\theta$  ο πραγματικός χρόνος επίλυσης είναι πολλαπλάσιος από αυτόν που θα υφίστατο αν ήταν δυνατή η απευθείας μοντελοποίηση της ροπής εισόδου.

Στο Παράρτημα Γ δίνεται ένα παράδειγμα κώδικα σε γλώσσα προγραμματισμού ANSYS-APDL που μοντελοποιεί μια βαθμίδα μετωπικών εξωτερικών οδοντωτών τροχών δι' εξειλιγμένης.

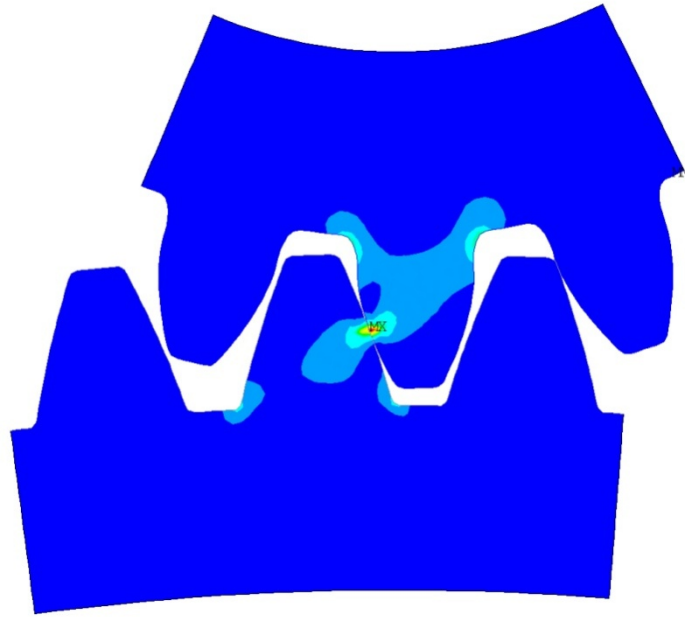
### 5.2.3 ΕΠΙΛΥΣΗ ΚΑΙ ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Έχοντας πια καθορίσει πλήρως το μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων μιας τυχαίας βαθμίδας μετωπικών τροχών με μηδενική ελίκωση μπορεί να πραγματοποιηθεί η λύση του με τη χρήση του επιλυτή του ANSYS. Τέλος, θα πρέπει να επεξεργασθούν τα αποτελέσματα της επίλυσης ώστε να ληφθούν τα ζητούμενα μεγέθη ήτοι τη ροπή εισόδου, την πίεση επιφανείας και την καμπτική τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός. Δεδομένου ότι ο τρόπος υπολογισμού της ροπής εισόδου από τα αποτελέσματα έχει ήδη σχολιασθεί, στη συνέχεια θα γίνει λόγος για τον υπολογισμό της πίεσης επιφανείας και της τάσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός.

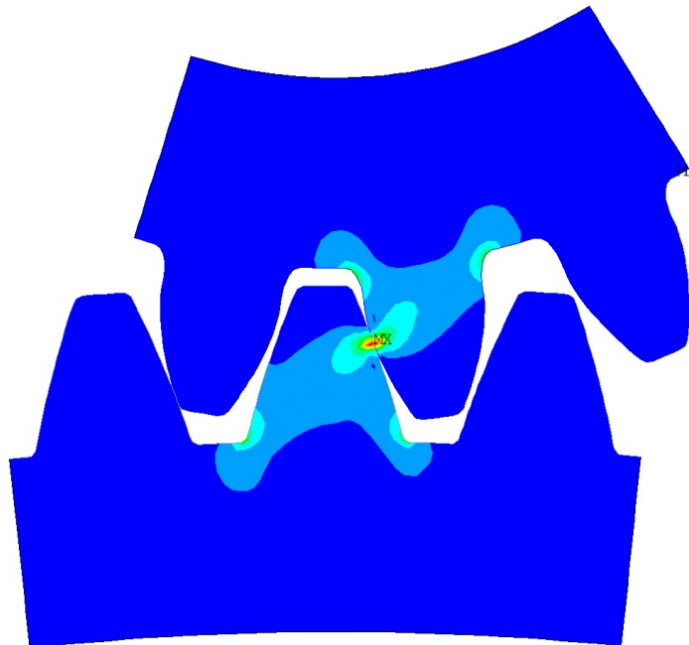
Η πίεση επιφανείας υπολογίζεται πολύ απλά βρίσκοντας τη μέγιστη πίεση των στοιχείων επαφής και που αναπτύσσεται στην συνεργασία των οδοντωτών τροχών. Η τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός είναι προγραμματιστικά λίγο πιο δύσκολη να

βρεθεί αλλά γενικά βρίσκεται ως η υψηλότερη τιμή τάσης στον κυκλικό τομέα των οδοντωτών τροχών που περιλαμβάνει τον πόδα του μελετώμενου κάθε φορά γραναζιού. Πιο συγκεκριμένα για τις εξωτερικές οδοντώσεις ο κυκλικός αυτός τομέας περιλαμβάνει το τροχοειδές της κατατομής του οδόντος και στις εσωτερικές οδοντώσεις μια περιοχή με πλάτος  $1m_n$  με μέσο τόξο τον κύκλο ποδός.

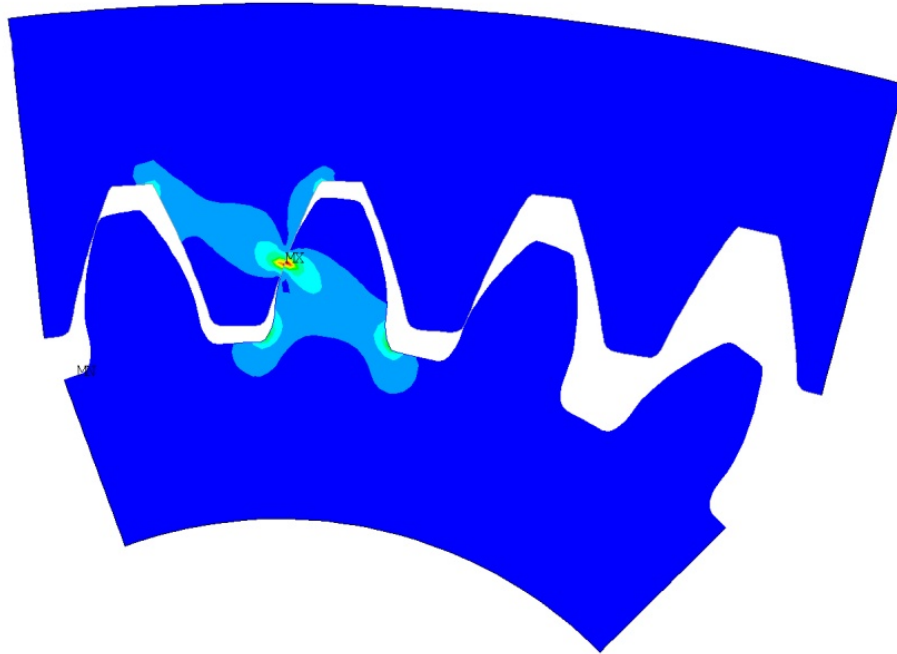
Στις επόμενες εικόνες παρουσιάζονται τασικά πεδία επιλυμένων βαθμίδων τόσο εσωτερικών – εξωτερικών οδοντώσεων όσο και μόνο εξωτερικών οδοντώσεων.



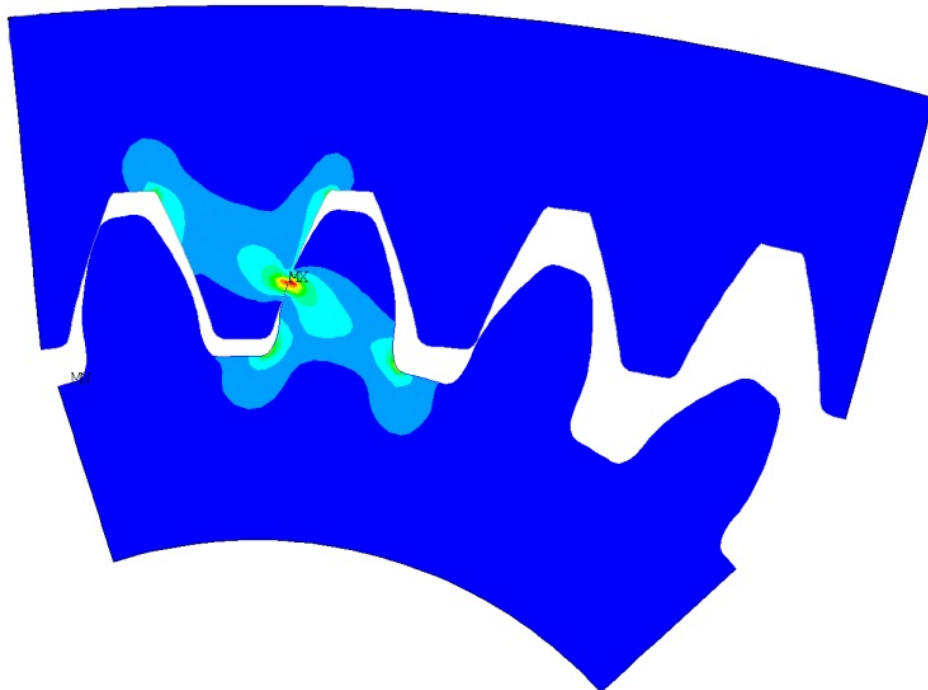
Εικόνα 5.2.3-1: Βαθμίδα εξωτερικών τροχών σε συνεργασία στο HPSTC του πινιόν (άνω τροχός)



Εικόνα 5.2.3-2: Βαθμίδα εξωτερικών τροχών σε συνεργασία στο LPSTC του πινιόν (άνω τροχός)



Εικόνα 5.2.3-3: Βαθμίδα εσωτερικών - εξωτερικών τροχών σε συνεργασία στο HPSTC του πινιόν (κάτω τροχός)



Εικόνα 5.2.3-4: Βαθμίδα εσωτερικού - εξωτερικού τροχού σε συνεργασία στο LPSTC του πινιόν (κάτω τροχός)

# ~ 6 ~

## 6 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Σε αυτό το κεφάλαιο θα πραγματοποιηθεί η σύγκριση των δύο μεθόδων αξιολόγησης βαθμίδων μετωπικών οδοντωτών τροχών που παρουσιάστηκαν προηγουμένως (AGMA και FEM). Για το σκοπό αυτό θα επιλεγεί μια απλή βαθμίδα και ένα υποτυπώδες φάσμα φορτίσεων και θα υπολογισθούν οι τάσεις επιφανείας και επικίνδυνης διατομής ποδός με την χρήση και των δύο μεθόδων. Στη συνέχεια θα συγκριθούν τα αποτελέσματα των δύο μεθόδων και θα αξιολογηθούν ώστε να επιλεγεί η καταλληλότερη για την χρήση της στον τελικό κώδικα εκτίμησης του προσδόκιμου ζωής ενός τυχαίου κιβωτίου ταχυτήτων.

### 6.1 ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΚΑΙ ΦΑΣΜΑ ΦΟΡΤΙΣΕΩΝ

Ο πίνακας που ακολουθεί περιέχει όλες τις απαραίτητες πληροφορίες για την περιγραφή της βαθμίδας εξωτερικών τροχών που θα χρησιμοποιηθεί για την σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο μεθόδων βαθμονόμησης που αναπτύχθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια.

Πίνακας 6.1-1: Βαθμίδα εξωτερικών οδόντων με μηδενική ελίκωση

#	Περιγραφή δεδομένων	Τιμή	Μονάδες
<b>Δεδομένα βαθμίδας</b>			
4	Αριθμός οδόντων τροχών		
-	Πινιόν	23	-
-	Συνεργαζόμενος	69	-
5	Module βαθμίδας	4	mm
7	Γωνία εξειλιγμένης	20.0	degrees

8	Πλάτος οδοντωτών τροχών		
-	Πινιόν	75.0	mm
-	Συνεργαζόμενος	70.0	mm
<b>Δεδομένα υλικών βαθμίδας</b>			
9	Συντελεστής ελαστικότητας		
-	Πινιόν	205000	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Συνεργαζόμενος	205000	Nt/mm <sup>2</sup>
10	Λόγος του Poisson		
-	Πινιόν	0.3	-
-	Συνεργαζόμενος	0.3	-

Ο επόμενος πίνακας περιέχει το φάσμα της ροπής εισόδου στη βαθμίδα, σύμφωνα με το οποίο θα ελεγχθούν οι τροχοί της βαθμίδας ως προς πίεση επιφανείας και καμπτικής τάσης στην επικίνδυνη διατομή ποδός.

Πίνακας 6.1-2: Φάσμα φορτίσεων

<b>Ροπή εισόδου στη βαθμίδα (Nm)</b>
500
400
300
200

## 6.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΜΕ ΤΙΣ ΔΥΟ ΜΕΘΟΔΟΥΣ

Στη συνέχεια τα παραπάνω δεδομένα χρησιμοποιήθηκαν για τη βαθμονόμηση της βαθμίδας με τις δύο μεθόδους (AGMA και FEM). Οι επόμενοι πίνακες περιέχουν τις τιμές των ζητούμενων τάσεων όπως αυτές υπολογίσθηκαν με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων και με τη μέθοδο της AGMA που περιγράφηκε στο τέταρτο κεφάλαιο. Τα αποτελέσματα των δύο μεθόδων θα συγκριθούν και θα αξιολογηθούν στην παράγραφο 6.3.

Πίνακας 6.2-1: Πίεση επιφανείας για συνεργασία των τροχών στο σημείο κυλίσεως.

<b>Ροπή εισόδου (Nm)</b>	<b>Πίεση επιφανείας (N/mm<sup>2</sup>)</b>	
	<b>AGMA</b>	<b>FEM</b>
500	827.0	698.5
400	739.7	649.7
300	640.6	602.5
200	523.1	556.7



Πίνακας 6.2-2: Τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός του πινιόν όταν φορτίζεται στο HPSTC.

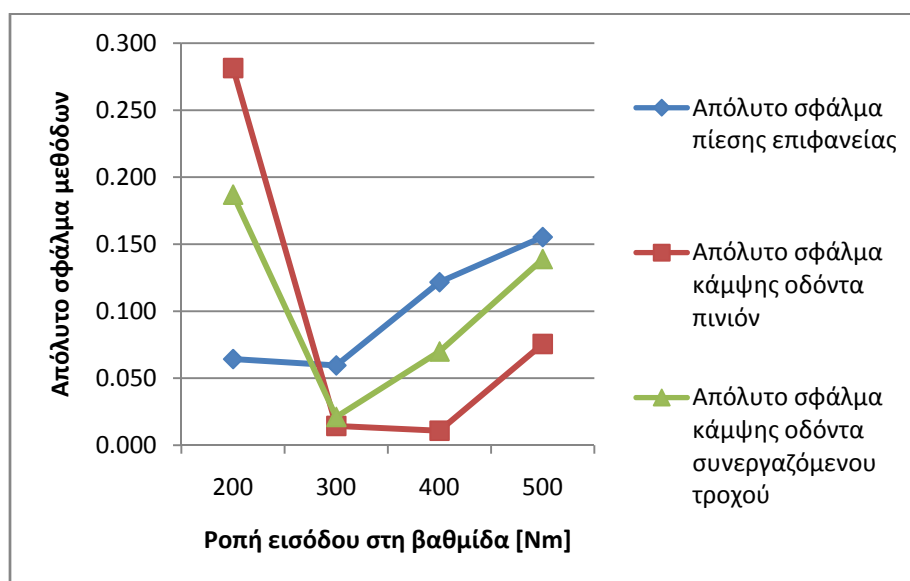
Ροπή εισόδου (Nm)	Καμπτική τάση στον πόδα του πινιόν (N/mm <sup>2</sup> )	
	AGMA	FEM
500	127.0	117.4
400	101.6	100.5
300	76.2	77.3
200	50.8	65.1

Πίνακας 6.2-2: Τάση στην επικίνδυνη διατομή ποδός του συνεργαζόμενου οδοντωτού τροχού όταν φορτίζεται στο HPSTC.

Ροπή εισόδου (Nm)	Καμπτική τάση στον πόδα του συνεργαζόμενου (N/mm <sup>2</sup> )	
	AGMA	FEM
500	110.9	105.7
400	88.7	82.5
300	66.5	67.9
200	44.4	52.7

Στην εικόνα που έπεται των πινάκων παρατίθενται γραφήματα του απόλυτου σφάλματος μεταξύ των δύο μεθόδων βαθμονόμησης της μελετώμενης βαθμίδας. Το απόλυτο σφάλμα θα υπολογισθεί ως σφάλμα της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων σε σχέση με την μέθοδο της AGMA και δίνεται από τη σχέση:

$$Error = \left| \frac{stress_{AGMA} - stress_{FEM}}{stress_{AGMA}} \right| \quad (6.2-1)$$



Εικόνα 6.2-1: Γραφήματα απόλυτου σφάλματος μεθόδων βαθμονόμησης της βαθμίδας.

Οι τιμές του απόλυτου σφάλματος κάθε υπολογισμένης τάσης δίνονται από τους ακόλουθους πίνακες:

Πίνακας 6.2-4: Απόλυτο σφάλμα υπολογισμού πίεσης επιφανείας.

<b>Ροπή εισόδου (Nm)</b>	<b>Απόλυτο σφάλμα υπολογισμού πίεσης επιφανείας</b>
500	0.155
400	0.122
300	0.059
200	0.064

Πίνακας 6.2-5: Απόλυτο σφάλμα υπολογισμού κάμψης οδόντα πινιόν στην επικίνδυνη διατομή ποδός.

<b>Ροπή εισόδου (Nm)</b>	<b>Απόλυτο σφάλμα υπολογισμού κάμψης οδόντα πινιόν</b>
500	0.076
400	0.011
300	0.014
200	0.281

Πίνακας 6.2-6: Απόλυτο σφάλμα υπολογισμού κάμψης οδόντα συνεργαζόμενου τροχού στην επικίνδυνη διατομή ποδός.

<b>Ροπή εισόδου (Nm)</b>	<b>Απόλυτο σφάλμα υπολογισμού κάμψης οδόντα συνεργαζόμενου τροχού</b>
500	0.139
400	0.070
300	0.021
200	0.187

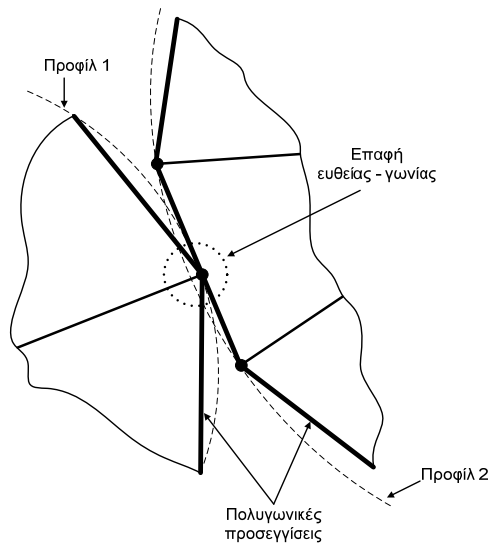
### 6.3 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΤΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ

Σε αυτό το σημείο πρέπει να γίνει σαφές ότι σκοπός της τρέχουσας παραγράφου δεν είναι η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων που προήλθαν από τη μοντελοποίηση της βαθμίδας με τη μέθοδο που προτείνεται από τα πρότυπα της AGMA αφού αυτά τυγχάνουν ευρείας αποδοχής και θα θεωρηθούν μη αμφισβητήσιμα. Οπότε στη συνέχεια θα εξετασθούν κυρίως τα αποτελέσματα που προήλθαν από τη μοντελοποίηση με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων και θα αναζητηθούν οι αιτίες απόκλισης των σε σχέση με τα αποτελέσματα από την κατά AGMA μελέτη της βαθμίδας.

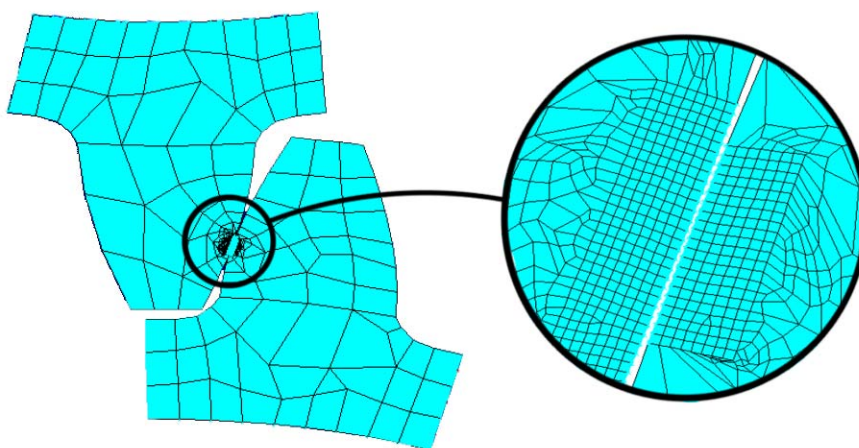
Με μια πρώτη επισκόπηση των αποτελεσμάτων μπορεί να παρατηρηθεί ότι τα αποτελέσματα της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων αποκλίνουν από αυτά του υπολογισμού κατά AGMA. Αυτή η διαφορά προφανώς οφείλεται σε σφάλματα της μοντελοποίησης και των παραδοχών που έγιναν κατά την επιλογή των παραμέτρων της. Η βασική αδυναμία της μοντελοποίησης είναι ότι παρόλο που η εισαγόμενη γεωμετρία στο ANSYS είναι το κανονικό προφίλ της κάθε οδόντωσης χωρίς απλοποιήσεις ή προσεγγίσεις (π.χ. με χρήση κύκλων), η πλεγματοποίηση των τροχών με πεπερασμένα στοιχεία αλλοιώνει το προφίλ με το υποβαθμίζει σε πολυγωνικό. Αυτό βέβαια μπορεί να αντιμετωπιστεί εν μέρη με μια πολύ πιο πυκνή πλεγματοποίηση πράγμα όμως που θα είχε ως κύρια συνέπεια την αύξηση του χρόνου σύγκλισης στη λύση. Η κακή προσέγγιση του προφίλ των τροχών μπορεί να έχει διαφορετική επίπτωση στον υπολογισμό του κάθε είδους τάσης (επιφανειακής και κάμψης ποδός) αλλά η αιτία του λανθασμένου υπολογισμού είναι κοινή και στις δύο περιπτώσεις και πηγάζει από τη συγκέντρωση τάσεων που παρατηρείται στις γωνίες που σχηματίζονται λόγω της πολυγωνικής προσέγγισης της γεωμετρίας του μοντέλου. Στη συνέχεια θα εξετασθούν μεμονωμένα οι δύο περιπτώσεις υπολογισμού τάσεων για να εντοπιστούν κάθε φορά οι αδυναμίες της μοντελοποίησης με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων.

Στην περίπτωση του υπολογισμού της μέγιστης επιφανειακής τάσης μπορεί να παρατηρηθεί ότι το μέγιστο απόλυτο σφάλμα της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων είναι 15.5% σε σχέση με την υπολογισμένη τάση από τις μεθόδους των προτύπων της AGMA. Για να υφίστανται συνθήκες επαφής ανάμεσα στις δύο γεωμετρικές οντότητες του μοντέλου των πεπερασμένων στοιχείων έχουν χρησιμοποιηθεί πεπερασμένα στοιχεία επαφής (CONTACT και TARGET) μεταξύ των τροχών. Αυτά τα πεπερασμένα στοιχεία εξασφαλίζουν την συνεργασία των τροχών (δηλαδή τη μη διείσδυση του ενός στον άλλο) καθώς και την ανάπτυξη φορτίσεων λόγω της επαφής. Πρέπει να σημειωθεί ότι αν δεν υπήρχαν τα πεπερασμένα στοιχεία επαφής ανάμεσα στα δύο συνεργαζόμενα δόντια θα έπρεπε τα δύο προφίλ να έχουν κοινούς κόμβους κατά μήκος της επαφής ώστε να πραγματοποιούνταν η μεταφορά των φορτίσεων. Για να μελετηθεί λεπτομερώς το τασικό πεδίο στην περιοχή επαφής θα έπρεπε το πλέγμα στην περιοχή επαφής να είναι όσο πιο πυκνό γίνεται. Η πύκνωση του πλέγματος στην περιοχή επαφής προτείνεται και από προηγούμενες εργασίες που έχουν ασχοληθεί εκτενέστερα με τον

υπολογισμό των τάσεων σε οδοντωτούς τροχούς με τη χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων. Ένα επιπλέον πρόβλημα που δυσχεραίνει την αξιοπιστία του μοντέλου είναι ότι λόγω της πολυγωνικής μοντελοποίησης είναι πολύ πιθανόν κατά την συνεργασία των οδόντων ένα ευθύγραμμο τμήμα του ενός να συνεργαστεί με μια γωνία του άλλου πράγμα που θα δημιουργήσει συγκεντρώσεις τάσεων στα δύο προφίλ (βλ. Εικόνα 6.3-1). Στο σχήμα της Εικόνας 6.3-2 δίνεται μια διαφορετική προσέγγιση της μοντελοποίησης δύο οδόντων με βασικό σκοπό την μελέτη του τασικού πεδίου της επαφής.



Εικόνα 6.3-1: Παράδειγμα επαφής ευθείας γωνίας σε δύο τυχαία προφίλ.



Εικόνα 6.3-2: Ενδεικνύομενη πλεγματοποίηση στην περιοχή της επαφής των κατατομών.

Σκοπός της μοντελοποίησης με χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων που ακολουθήθηκε στην παρούσα εργασία ήταν η δημιουργία ενός ενιαίου μοντέλου που να μπορεί να καλύψει και τις δύο περιπτώσεις τάσεων και μάλιστα ο τελικός κώδικας να μοντελοποιεί αυτόματα τις γεωμετρίες των κατατομών χωρίς περαιτέρω παρέμβαση από το χρήστη. Μια τέτοια χρυσή τομή μοντελοποίησης θα απαιτούσε μια πολύ πυκνή πλεγματοποίηση στο σημείο επαφής το οποίο λόγω της επιλογής της αυτόματης πλεγματοποίησης θα είχε σαν άμεση συνέπεια την πύκνωση του πλέγματος σε ολόκληρο το μοντέλο και συνακόλουθα η σύγκλιση της λύσης θα απαιτούσε πολλαπλάσιο χρόνο. Τέλος, μια παράμετρος που δε λαμβάνεται υπόψη στη μοντελοποίηση με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων και συνακόλουθα είναι άλλη μια αιτία του σφάλματος των αποτελεσμάτων, είναι η επιφανειακές τραχύτητες των δύο τροχών οι οποίες παίζουν σημαντικό ρόλο στον υπολογισμό της πίεσης επιφανείας.

Στον υπολογισμό των τάσεων στην επικίνδυνη διατομή ποδός μπορεί να παρατηρηθεί ότι το μέγιστο απόλυτο σφάλμα της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων είναι 28.1% σε σχέση με την υπολογισμένη τάση από τις μεθόδους των προτύπων της AGMA και εντοπίζεται στην περίπτωση της μικρής δοκιμαζόμενης ροπής (200Nm). Στις άλλες τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις (300Nm, 400Nm και 500Nm) το μέγιστο απόλυτο σφάλμα είναι 13.9% και εμφανίζεται στην τάση ποδός του οδόντα του συνεργαζόμενου τροχού. Αυτό είναι μάλλον αναμενόμενο γιατί η ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας η οποία εμφανίζεται εκεί όπου η κατατομή του οδόντα συναντά τον κύκλο ποδός, είναι μικρότερη για οδόντες που ανήκουν σε μεγαλύτερου αριθμού οδόντων τροχούς και η πολυγωνική προσέγγιση του προφίλ αδυνατεί να ακολουθήσει με ικανοποιητική ακρίβεια μικρές ακτίνες καμπυλότητας. Επειδή κακή προσέγγιση του προφίλ συνεπάγεται μεγάλη απόκλιση στις λύσεις, οι τάσεις στην επικίνδυνη διατομή ποδός του συνεργαζόμενου οδοντωτού τροχού παρουσιάζουν μεγαλύτερο σφάλμα. Για να αποφευχθούν τα σφάλματα υπολογισμού των τάσεων στην επικίνδυνη διατομή ποδός θα έπρεπε να πυκνώσει το πλέγμα στην περιοχή όπου ο οδόντας συναντά τον κύκλο ποδός. Αυτό όπως προαναφέρθηκε θα είχε σαν αποτέλεσμα μια πιο αργή σύγκλιση της λύσης πράγμα που δεν είναι επιθυμητό στα πλαίσια της παρούσης εργασίας όπως θα εξηγηθεί στη συνέχεια. Ένα βασικό πλεονέκτημα της μοντελοποίησης με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων όπως ήδη προαναφέρθηκε είναι ότι γίνεται δυνατός ο υπολογισμός των καμπτικών τάσεων και στις περιπτώσεις εσωτερικών οδοντώσεων πράγμα που δεν είναι δυνατό με την μέθοδο της AGMA. Η μοντελοποίηση των οδόντων σύμφωνα με την AGMA γίνεται ως πακτωμένες δοκοί στο ένα άκρο τους που υπόκεινται σε κάμψη. Αυτή η μοντελοποίηση αδυνατεί να περιγράψει τις τάσεις του κοίλου προφίλ των εσωτερικών οδοντώσεων. Παρόλα αυτά θεωρείται περιττή η ενασχόληση με τον υπολογισμό αυτής της τάσης γιατί ο πόδας των εσωτερικών οδοντώσεων είναι κατά κανόνα φαρδύτερος από τον πόδα του πινιόν (εξωτερική οδόντωση). Οπότε συνάγεται ότι οι αναπτυσσόμενες τάσεις θα είναι ασφαλώς μικρότερες στην εσωτερική οδόντωση από ότι στην εξωτερική. Άρα ελέγχοντας σε κάμψη τον οδόντα του πινιόν εξασφαλίζεται και ο οδόντας του συνεργαζόμενου εσωτερικού τροχού.

Για τον υπολογισμό των τριών ζητούμενων τάσεων (πίεση επιφανείας και καμπτικές τάσεις στους πόδες των συνεργαζόμενων κατατομών) κάθε εξεταζόμενης βαθμίδας με τον κώδικα μοντελοποίησης με χρήση της μεθόδου πεπερασμένων στοιχείων που αναπτύχθηκε θα πρέπει να επιλυθούν τρία μοντέλα αφού αυτές οι τάσεις υπολογίζονται σε διαφορετικές θέσεις συνεργασίας των δύο τροχών. Από την άλλη για να προσεγγισθεί με ικανοποιητική ακρίβεια η γωνία  $d\theta$  που αντιστοιχεί στην ροπή που ζητείται κάθε φορά, πρέπει να επιλυθεί το κάθε μοντέλο πολλές φορές. Από αυτό γίνεται κατανοητό ότι ένα μοντέλο με πολύ πυκνή πλεγματοποίηση, που θα παρείχε ακριβή αποτελέσματα, θα απαιτούσε πάρα πολύ χρόνο ώστε να επιλυθεί πλήρως και να ληφθούν οι ζητούμενες τάσεις. Επιπλέον αν συνυπολογισθεί ότι σκοπός της εργασίας είναι η μοντελοποίηση ενός τυχαίου κιβωτίου ταχυτήτων υπό την επίδραση ενός φάσματος φορτίσεων γίνεται αντιληπτό ότι ο συνολικός χρόνος επίλυσης όλου του κιβωτίου θα ήταν απαγορευτικός και ιδιαίτερα όταν υπάρχει η εναλλακτική επιλογή μοντελοποίησης με χρήση των υπολογιστικών μεθόδων των προτύπων της AGMA.

Σε μια προσπάθεια να συγκριθούν οι δύο μέθοδοι, παρατίθενται στη συνέχεια συνοπτικά τα χαρακτηριστικά της κάθε μεθόδου:

#### Υπολογισμός των τάσεων κατά AGMA:

- Αναμφισβήτητα αποδεκτός υπολογισμός των τάσεων λόγω του θεωρητικού υποβάθρου και της συσσωρευμένης εμπειρίας που συμβάλλουν για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων.
- Ασύγκριτα γρήγορη επίλυση ενός δοσμένου μοντέλου σε σχέση με τον υπολογισμό με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων
- Υπάρχει δυνατότητα πρόβλεψης των βλαβών έναντι λίπανσης
- Υπολογισμός των τάσεων μετωπικούς οδόντες με ελίκωση ή όχι.
- Αδυναμία υπολογισμού καμπτικών τάσεων στους οδοντωτούς τροχούς εσωτερικής οδόντωσης.

Υπολογισμός των τάσεων με μοντελοποίηση με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων:

- Ακριβή αποτελέσματα μόνο για πολύ πυκνές πλεγματοποιήσεις του μοντέλου.
- Δυνατότητα υπολογισμού καμπτικών τάσεων σε εσωτερικές οδοντώσεις.
- Τα αποτελέσματα της μεθόδου αυτής είναι αμφισβητήσιμα από τρίτους γιατί το μοντέλο είναι σχεδιασμένο σύμφωνα με την προσωπική αντίληψη του μελετητή. Έτσι τα αποτελέσματα δε μπορούν να έχουν την αξιοπιστία και την φερεγγυότητα των αποτελεσμάτων που προήλθαν από μια διαδικασία υπολογισμού η οποία προτείνεται από ένα οργανισμό τυποποίησης σαν την AGMA.

- Κύριο μειονέκτημα είναι η απαιτούμενη χρονική διάρκεια επίλυσης του μοντέλου. Επιπλέον, επειδή για την επίλυση μιας βαθμίδας απαιτείται η προσέγγιση κάθε φορά της κατάλληλης γωνίας  $d\theta$ , η ίδια βαθμίδα μπορεί να επιλυθεί πολλές φορές μέχρι να προσεγγισθεί η ζητούμενη ροπή εισόδου.
- Επίσης το μοντέλο που αναπτύχθηκε έχει εφαρμογή μόνο σε οδοντωτούς τροχούς με μηδενική ελίκωση. Για ελικοειδής οδόντες θα πρέπει να επεκταθεί το μοντέλο και να γίνει τριδιάστατο.
- Επιπλέον δεν υπάρχει δυνατότητα της μοντελοποίησης της λίπανσης και των επιπτώσεων αυτής στη βαθμίδα των οδοντωτών τροχών.

Στη συνέχεια της εργασίας θα αναλυθούν τα κιβώτια ταχυτήτων που χρησιμοποιούνται στις ανεμογεννήτριες και ο τελικός παραμετροποιημένος κώδικας που αναπτύχθηκε βάσει των προτύπων της AGMA για τη μελέτη τους.







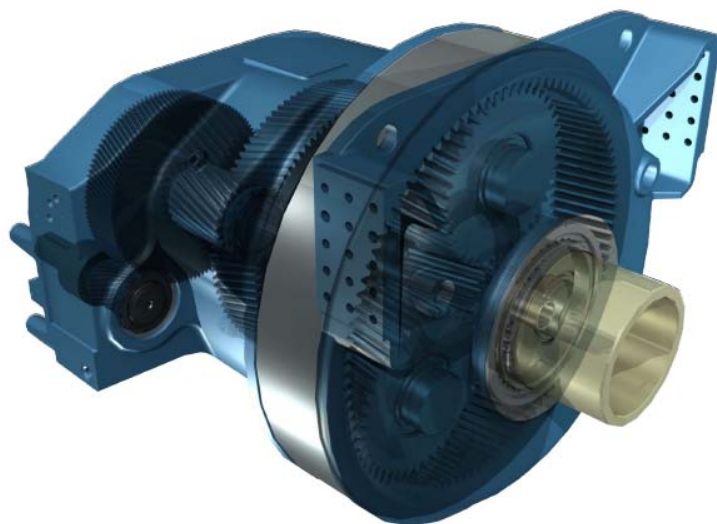
## **7 ΚΙΒΩΤΙΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ – ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ**

Το κιβώτιο ταχυτήτων όπως προαναφέρθηκε αποτελεί αναπόσπαστο κομμάτι των σύγχρονων ανεμογεννητριών αν και σήμερα υπάρχουν πιλοτικές εφαρμογές που λειτουργούν χωρίς να παρεμβάλλεται κιβώτιο ταχυτήτων μεταξύ της ατράκτου της πτερωτής και της γεννήτριας. Τα κιβώτια ταχυτήτων που βρίσκουν εφαρμογή στις ανεμογεννήτριες αποτελούν ειδική περίπτωση αφού δε λειτουργούν ως μειωτήρες όπως η πλειοψηφία των κιβωτίων ταχυτήτων αλλά ως πολλαπλασιαστές στροφών. Αυτό σημαίνει ότι σαν είσοδο δέχονται την μεταφερόμενη ισχύ με τη μορφή υψηλής ροπής στην μικρή περιστροφική ταχύτητα της ατράκτου της πτερωτής και σαν έξοδο δίνει χαμηλή ροπή στις υψηλές στροφές που απαιτεί η γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος.

Τα κιβώτια ταχυτήτων των πρώτων ανεμογεννητριών αποτελούσαν μόνο από βαθμίδες εξωτερικών οδοντωτών τροχών. Αυτά τα κιβώτια είχαν ένα σημαντικό μειονέκτημα, επειδή η ροπή εισόδου στο κιβώτιο είναι εκ των πραγμάτων πολύ υψηλή, η πρώτη τους βαθμίδα έπρεπε να αποτελούταν από τροχούς με σχετικά αρκετά μεγάλο module και πλάτος ώστε να αντέχουν στις υποκείμενες φορτίσεις. Αυτός ο σχεδιαστικός περιορισμός τα καθιστούσε ογκώδη και βαριά, πράγμα που αντενδείκνυται για τη συγκεκριμένη εφαρμογή. Με την πάροδο των χρόνων άρχισαν να εισάγονται και σχεδιασμοί κιβωτίων ταχυτήτων με επικυκλικές βαθμίδες. Αυτά χαρακτηρίζονται από τον σημαντικά μικρότερο όγκο τους συγκριτικά με κιβώτια ταχυτήτων παλαιότερου σχεδιασμού για την ίδια εφαρμογή. Η μείωση του όγκου και συνακόλουθα και του βάρους των κιβωτίων ταχυτήτων επέτρεψε την κατασκευή ολοένα και ψηλότερων ανεμογεννητριών και με μεγαλύτερες αποδόσεις ισχύος. Στα σχήματα που ακολουθούν δείχνονται μερικοί χαρακτηριστικοί σχεδιασμοί σύγχρονων κιβωτίων ταχυτήτων με τα βασικά χαρακτηριστικά τους.

Στα κιβώτια ταχυτήτων των Εικόνων 7-1 και 7-2 αξίζει να σημειωθεί ότι λόγω της εισαγωγής επικυκλικών βαθμίδων στον σχεδιασμό το βάρος των κιβωτίων κρατείται χαμηλά ακόμη και για εφαρμογές μεγάλης ισχύος περίπου 15kg στην πρώτη και 21kg στην δεύτερη.

Στη συνέχεια του κεφαλαίου θα μελετηθούν τα κιβώτια ταχυτήτων των ανεμογεννητριών αναλύοντας το σχεδιασμό των βαθμίδων που τα αποτελούν.

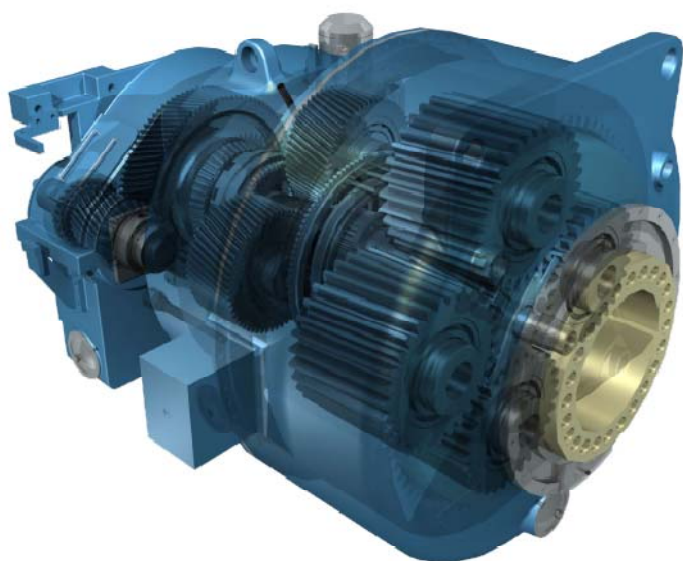


# 1P 2.3

One-Stage Planetary with Two-Stage Parallel Shaft	
Power:	1.8 - 2.3 MW @ 14 - 18 RPM input speed
Input Torque:	980 - 1250 kNm
Ratio:	40:1 - 125:1
Output Shaft Type/ Location:	Horizontal output shaft located at an 1100 mm center distance
Approx. Weight:	17,000 kg (37,500 lbs)
Overall Length:	2200 mm

**GE Drivetrain Technologies**  
 When it comes to windpower, it's what's inside that counts.

Εικόνα 7-1: Σχεδιασμός με μία πλανητική βαθμίδα και δύο βαθμίδες εξωτερικών οδόντων



# 2P 2.9

Two-Stage Planetary with One-Stage Parallel Shaft	
Power:	2.3 - 2.9 MW @ 14 - 16 RPM input speed
Input Torque:	1500 - 1920 kNm
Ratio:	78:1 - 136:1
Output Shaft Type/ Location:	Horizontal output shaft located at a 550 mm centerline distance
Approx. Weight:	21,100 kg (46,500 lbs)
Overall Length:	2550 mm

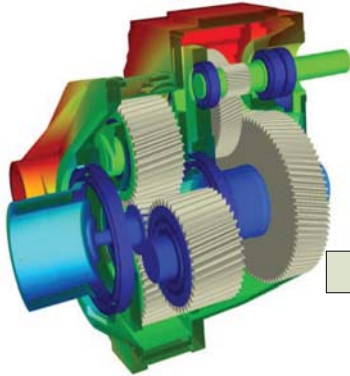
**GE Drivetrain Technologies**  
 When it comes to windpower, it's what's inside that counts.

Εικόνα 7-2: Σχεδιασμός με δύο πλανητικές βαθμίδες και μία βαθμίδα εξωτερικών οδόντων

## 7.1 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ

Ο σχεδιασμός των κιβωτίων ταχυτήτων που προσανατολίζονται στις εφαρμογές ανεμογεννητριών εξαρτάται από συγκεκριμένες προδιαγραφές που καθορίζονται από διεθνώς αναγνωρισμένα πρότυπα. Η AGMA σε ένα από τα πρότυπά της περιγράφει τις προδιαγραφές σχεδιασμού για τα κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών. Ο ολοκληρωμένος σχεδιασμός ενός κιβωτίου ταχυτήτων περιλαμβάνει τόσο τη μοντελοποίηση και μελέτη του συνόλου των μηχανολογικών εξαρτημάτων που περιλαμβάνονται σε αυτό όσο και οι εργαστηριακές δοκιμές ενός πρωτοτύπου αλλά και τέλος η πιλοτική εγκατάστασή του σε πραγματικές ανεμογεννήτριες. Η επόμενη εικόνα παρουσιάζει σχηματικά τα στάδια του ολοκληρωμένου σχεδιασμού.

**1** Μοντελοποίηση και μελέτη του σχεδιασμού



**2** Εργαστηριακή δοκιμή και πειραματική βαθμονόμηση πρωτοτύπου



**3** Πιλοτική εγκατάσταση πρωτοτύπων σε εν λειτουργία ανεμογεννήτριες



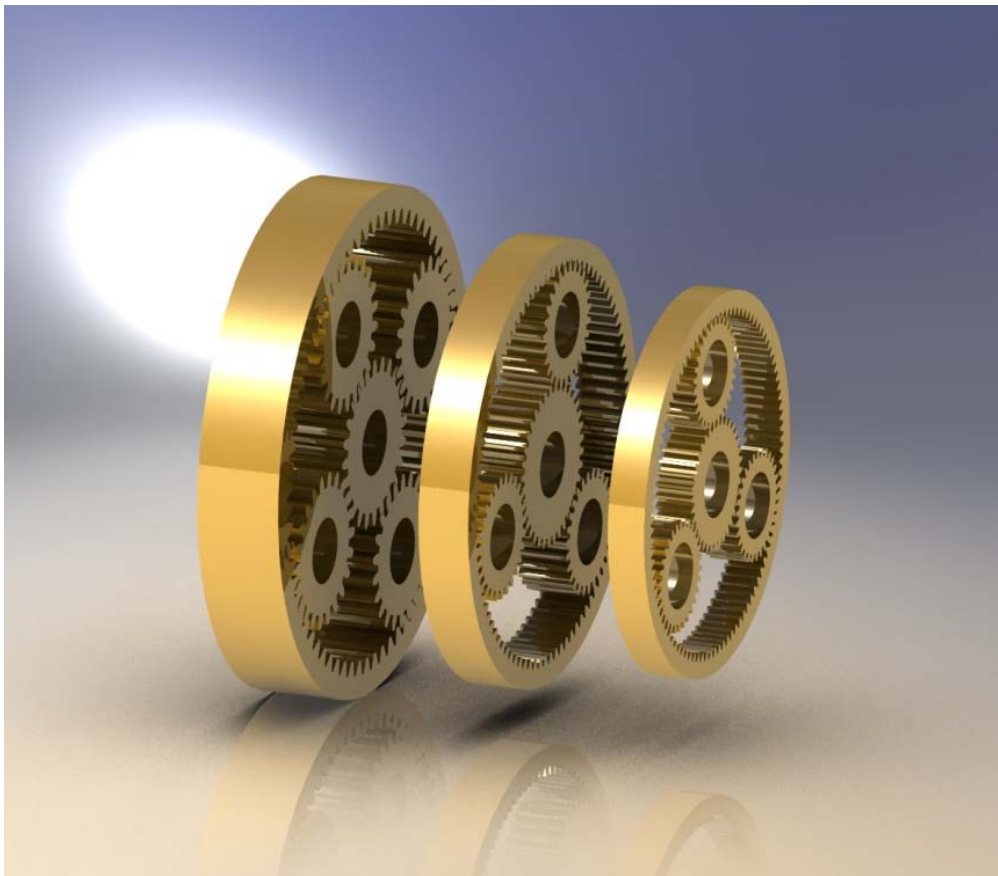
Εικόνα 7.1-1: Στάδια ολοκληρωμένου σχεδιασμού κιβωτίου ταχυτήτων.

Στα πλαίσια της παρούσης εργασίας δεν επιχειρείται να γίνει σχεδιασμός ενός κιβωτίου ταχυτήτων εκ του μηδενός αλλά η αυτοματοποιημένη βαθμονόμηση ενός ήδη υπάρχοντος κιβωτίου ταχυτήτων που πρόκειται να λειτουργήσει υπό συγκεκριμένο φάσμα φορτίσεων. Από σχεδιαστικής πλευράς τα κιβώτια ταχυτήτων που χρησιμοποιούνται σήμερα στις ανεμογεννήτριες είναι υβρίδια απλών επικυκλικών μηχανισμών στις αργόστροφες βαθμίδες (μεγάλη μεταφερόμενη ροπή) και απλών βαθμίδων εξωτερικών μετωπικών οδοντωτών τροχών στις ταχύστροφες βαθμίδες (μικρή μεταφερόμενη ροπή). Δημιουργείται έτσι η ανάγκη για τη μοντελοποίηση και μελέτη τόσο απλών βαθμίδων εξωτερικών οδοντωτών τροχών όσο και απλών επικυκλικών μηχανισμών.

Όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο κεφάλαιο η μοντελοποίηση και μελέτη των βαθμίδων πρόκειται να γίνει ακολουθώντας τις ενδεδειγμένες από τα πρότυπα της AGMA διαδικασίες δεδομένου ότι δίνουν αξιόπιστα αποτελέσματα. Στο τέταρτο κεφάλαιο πραγματοποιήθηκε ανάλυση των κατά AGMA διαδικασιών βαθμονόμησης απλών βαθμίδων μετωπικών οδοντωτών τροχών. Οι επικυκλικοί μηχανισμοί ως βαθμίδες κιβωτίων ταχυτήτων μπορούν να μελετηθούν ως σύνθεση δύο απλών βαθμίδων, μιας εξωτερικών οδόντων και μιας εσωτερικών – εξωτερικών οδόντων. Έτσι καταμερίζοντας το πρόβλημα της μελέτης των επικυκλικών βαθμίδων καθίσταται δυνατή η βαθμονόμησή τους σύμφωνα με τις διαδικασίες που περιγράφηκαν στο τέταρτο κεφάλαιο.

Οι επικυκλικοί μηχανισμοί αποτελούνται από τέσσερις βασικές κατασκευαστικές συνιστώσες – εξαρτήματα:

- Τον ήλιο – οδοντωτός τροχός εξωτερικής οδόντωσης
- Τους πλανήτες – οδοντωτός τροχός εξωτερικής οδόντωσης
- Τον πλανητικό φορέα – εξάρτημα συγκράτησης των πλανητών στις τροχιές τους
- Τη στεφάνη – οδοντωτός τροχός εσωτερικής οδόντωσης



Εικόνα 7.1-2: Παραδείγματα απλών επικυκλικών βαθμίδων

Ενώ σε μια συνήθη βαθμίδα οδοντωτών τροχών ολόκληρη η ισχύς μεταφέρεται από την κινητήρια στην κινούμενη άτρακτο μέσω του μονόδρομου της δεδομένης βαθμίδας, σε έναν επικυκλικό μηχανισμό η ισχύς διαχωρίζεται και μοιράζεται μέσω των πλανητών σε περισσότερα από ένα μέρη. Αυτή η ανακατανομή της ισχύος είναι που δίνει τη δυνατότητα στα πλανητικά συστήματα να είναι πιο συμπαγή και μικρά σε σχέση με τους αντίστοιχους συμβατικούς μηχανισμούς απλών βαθμίδων. Επιπλέον ένα ακόμη θετικό στοιχείο των επικυκλικών μηχανισμών είναι ότι τόσο η είσοδος όσο και η έξοδος των βαθμίδων αυτών είναι ομοαξονικές. Επίσης πρέπει να σημειωθεί ότι το μέγεθος μιας επικυκλικής βαθμίδας καθορίζεται από τη διάμετρο της στεφάνης.

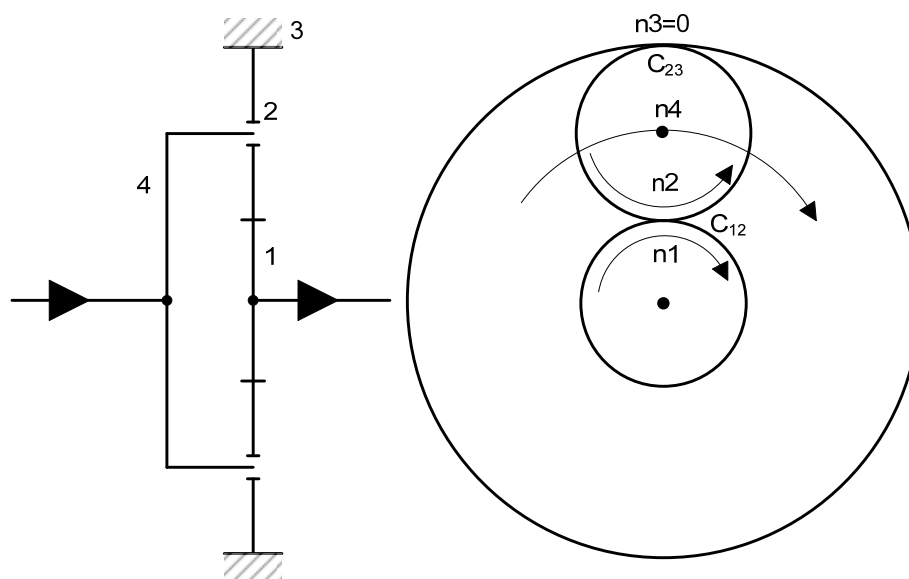
Οι διάφοροι σχεδιασμοί απλών επικυκλικών μηχανισμών χαρακτηρίζονται από το στοιχείο τους που είναι πακτωμένο και δε μπορεί να περιστραφεί και από τον τρόπο εισόδου – εξόδου της ισχύος σε αυτό. Έτσι κατηγοριοποιούνται ως εξής:

- Αν είναι πακτωμένος ο ήλιος τότε το σύστημα ονομάζεται ηλιακό
- Αν είναι πακτωμένος ο πλανητικός φορέας τότε το σύστημα ονομάζεται αστρικό
- Ενώ αν είναι πακτωμένη η πλανητική στεφάνη τότε το σύστημα ονομάζεται πλανητικό.

Στα κιβώτια ταχυτήτων των ανεμογεννητριών βρίσκουν εφαρμογή αποκλειστικά απλοί πλανητικοί μηχανισμοί με είσοδο ισχύος στον πλανητικό φορέα και έξοδο από τον ήλιο του μηχανισμού. Αυτός ο σχεδιασμός χρησιμοποιείται ευρέως γιατί είναι ο απλούστερος δυνατός που να έχει σαν συνέπεια την αύξηση των στροφών από την είσοδο στην έξοδο της βαθμίδας. Στη συνέχεια, θα αναλυθούν οι φορτίσεις και οι ταχύτητες περιστροφής των συνιστωσών ενός απλού πλανητικού μηχανισμού δεδομένης της ροπής και της ταχύτητας περιστροφής εισόδου.

## 7.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΛΟΥ ΠΛΑΝΗΤΙΚΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ

Αν συμβολισθεί με τον αριθμό 1 ο ήλιος, με τον αριθμό 2 οι πλανήτες, με τον αριθμό 3 η στεφάνη και με τον αριθμό 4 ο πλανητικός φορέας τότε μπορεί να θεωρηθεί ο απλός πλανητικός μηχανισμός του επόμενου σκαριφήματος. Εφόσον γίνεται λόγος για πολλαπλασιαστή στροφών, είσοδος ισχύος στη βαθμίδα θα είναι ο πλανητικός φορέας και έξοδος ο ήλιος.



Εικόνα 7.2-1: Απλός πλανητικός μηχανισμός ως πολλαπλασιαστής στροφών.

Ο συντελεστής μετάδοσης της βαθμίδας βρίσκεται εφαρμόζοντας απλή κινηματική στα στοιχεία του μηχανισμού. Δεδομένου λοιπόν ότι όλοι οι τροχοί κυλίνουν χωρίς ολίσθηση για τα σημεία  $C_{12}$  και  $C_{23}$  θα ισχύουν οι ακόλουθες σχέσεις:

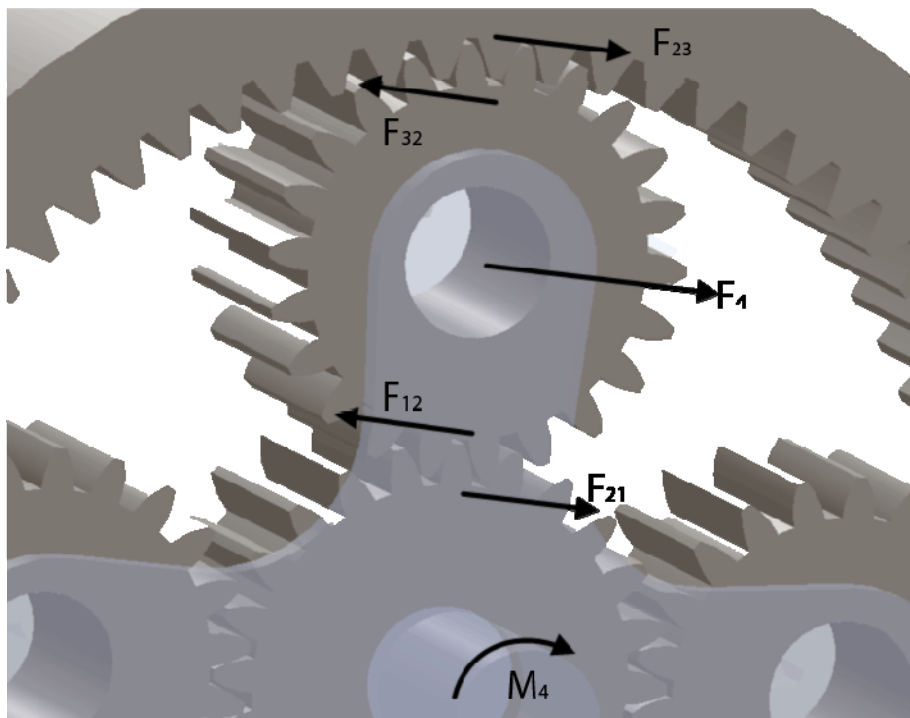
$$\left. \begin{array}{l} C_{12} : n_1 \cdot R_1 = n_4 \cdot R_1 + n_2 \cdot R_2 \\ C_{23} : n_4 \cdot R_3 = n_2 \cdot R_2 \end{array} \right\} \xrightarrow{R = \frac{m_n \cdot Z}{2}} \left. \begin{array}{l} n_1 \cdot Z_1 = n_4 \cdot Z_1 + n_2 \cdot Z_2 \\ n_4 \cdot Z_3 = n_2 \cdot Z_2 \end{array} \right\} \rightarrow n_1 \cdot Z_1 = n_4 \cdot Z_1 + n_4 \cdot Z_3$$

$$\rightarrow n_1 \cdot Z_1 = n_4 \cdot (Z_1 + Z_3) \rightarrow i_{stage} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{Z_1}{(Z_1 + Z_3)} \rightarrow$$

$$\rightarrow i_{stage} = \frac{Z_{SUN}}{(Z_{SUN} + Z_{RIM})} \quad (7.2-1)$$

Όπου:

- $n_i$  – Η ταχύτητα περιστροφής των στοιχείων
- $R_i$  – Ο αρχικός κύκλος των τροχών
- $Z_i$  – Ο αριθμός των οδόντων των τροχών
- $i_{stage}$  – Ο λόγος μετάδοσης της μελετώμενης πλανητικής βαθμίδας



Εικόνα 7.2-2: Φορτίσεις επί των συνεργαζόμενων οδόντων σε απλό πλανητικό μηχανισμό.

Η Εικόνα 7.2-2 δείχνει τις περιφερειακές φορτίσεις επί των σημείων συνεργασίας τροχών του πλανητικού μηχανισμού. Ο κάθε πλανήτης συμπεριφέρεται ως ελεύθερος

τροχός (freewheel) οπότε θεωρείται ότι δε καταναλώνει ενέργεια και κατ' επέκταση το άθροισμα των ροπών σε αυτόν πρέπει να είναι μηδενικό. Άρα:

$$\sum M = 0 \rightarrow r_2 \cdot F_{12} = r_2 \cdot F_{32} \rightarrow F_{32} = F_{12} = F_t \quad (7.2-2)$$

Η σχέση (7.2-2) υποδεικνύει ότι η περιφερειακή δύναμη μεταξύ δύο συνεργαζόμενων τροχών ενός πλανητικού μηχανισμού είναι ίδια ανεξάρτητα αν πρόκειται για συνεργασία πλανήτη – ήλιου ή πλανήτη – στεφάνης. Για τον ρεαλιστικό υπολογισμό της περιφερειακής δύναμης αυτής, σύμφωνα με την AGMA θα πρέπει να ληφθεί υπ' όψη η ροή της ισχύος μεταξύ των πλανητών. Η ροή ισχύος σε μια ιδανική πλανητική βαθμίδα θα ισομοιράζονταν στους πλανήτες κατά την λειτουργία του μηχανισμού. Στην πραγματικότητα όμως παράγοντες όπως η ακρίβεια στην κατασκευή των εξαρτημάτων του μηχανισμού συμβάλουν στην ανομοιόμορφη ροή ισχύος μεταξύ των οδοντωτών τροχών. Η AGMA προτείνει έναν συντελεστή διόρθωσης της υπολογιζόμενης ισχύος που διαρρέει κάθε κλάδο (πλανήτη) του μηχανισμού. Δεδομένου ότι τα κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών ανήκουν στην κατηγορία των κλειστών κιβωτίων ταχυτήτων υψηλής ακριβείας (ποιότητα κατά AGMA καλύτερη από A5) ο συντελεστής διόρθωσης της κατανομής της ισχύος θα δίνεται συναρτήσει του αριθμού των πλανητών από τον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 7.2-1: Συντελεστής διόρθωσης της κατανομής της ισχύος στους πλανήτες

Αριθμός πλανητών στον πλανητικό μηχανισμό								
	2	3	4	5	6	7	8	9
$K_\gamma$	1.00	1.00	1.15	1.19	1.23	1.27	1.30	1.33

Σύμφωνα με την παραπάνω παραδοχή της κατανομής της ισχύος η περιφερειακή δύναμη σε κάθε ζεύγος τροχών θα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v_t} \cdot \frac{K_\gamma}{N_{CP}} \quad (7.2-3)$$

Όπου:

- $P$  – Η μεταφερόμενη ισχύς μέσω του πλανητικού μηχανισμού [ $KW$ ]
- $v_t$  – Η περιφερειακή ταχύτητα στον αρχικό κύκλο των τροχών [ $m/s$ ]
- $K_\gamma$  – Ο συντελεστής διόρθωσης της κατανομής της ισχύος
- $N_{CP}$  – Ο αριθμός των πλανητών στο μηχανισμό



Για τη μεταφερόμενη ισχύ μέσω του πλανητικού μηχανισμού μπορεί να γραφεί το εξής:

$$P = \frac{n_{INPUT} \cdot M_{INPUT}}{9550} \quad (7.2-4)$$

Όπου:

- $P$  – Η μεταφερόμενη ισχύς μέσω του πλανητικού μηχανισμού [ $KW$ ]
- $n_{INPUT}$  – Η ταχύτητα περιστροφής του πλανητικού φορέα [ $RPM$ ]
- $M_{INPUT}$  – Η ροπή εισόδου στον πλανητικό μηχανισμό [ $Nm$ ]

Επιπλέον αν τεθεί:

- $n_{INPUT} = n_C$  – Η ταχύτητα περιστροφής του πλανητικού φορέα [ $RPM$ ]
- $n_{OUTPUT} = n_S$  – Η ταχύτητα περιστροφής του ήλιου [ $RPM$ ]
- $n_{S/C}$  – Η σχετική ταχύτητα περιστροφής τού ήλιου ως προς τον πλανητικό φορέα [ $RPM$ ]
- $n_{P/C}$  – Η σχετική ταχύτητα περιστροφής τού πλανήτη ως προς τον πλανητικό φορέα [ $RPM$ ]

Τότε από απλή κινηματική μπορούν να εξαχθούν οι εξής εξισώσεις:

$$n_{OUTPUT} = \frac{n_{INPUT}}{i_{stage}} \rightarrow n_S = \frac{n_C}{i_{stage}} \quad (7.2-5)$$

$$n_{S/C} = n_S - n_C \xrightarrow{(7.2-5)} n_{S/C} = \frac{n_C}{i_{stage}} - n_C \rightarrow n_{S/C} = \left( \frac{1 - i_{stage}}{i_{stage}} \right) \cdot n_C$$

$$\rightarrow n_{S/C} = \left( \frac{1 - i_{stage}}{i_{stage}} \right) \cdot n_{INPUT} \quad (7.2-6)$$

$$n_{P/C} = -n_{S/C} \cdot \left( \frac{Z_{SUN}}{Z_{PLANET}} \right) \xrightarrow{(7.2-6)} n_{P/C} = - \left( \frac{1 - i_{stage}}{i_{stage}} \right) \cdot \left( \frac{Z_{SUN}}{Z_{PLANET}} \right) \cdot n_{INPUT} \quad (7.2-7)$$

\*Το αρνητικό πρόσημο της εξίσωσης (7.2-7) σημαίνει ότι ο πλανήτης περιστρέφεται αντίστροφα από την φορά περιστροφής του πλανητικού φορέα.

Για να γίνει δυνατός λοιπόν ο υπολογισμός της περιφερειακής δύναμης από τη σχέση (7.2-3) μένει να υπολογισθεί η περιφερειακή ταχύτητα στον αρχικό κύκλο των τροχών. Επειδή όπως περιγράφηκε από τη σχέση (7.2-2) η περιφερειακή δύναμη που αντιλαμβάνονται οι τροχοί κατά τη συνεργασία τους είναι κοινή για όλους τους τροχούς, συνεπάγεται ότι η περιφερειακή ταχύτητα στον αρχικό κύκλο των συνεργαζόμενων τροχών θα είναι ίδια είτε πρόκειται για συνεργασία ήλιου – πλανήτη είτε για συνεργασία πλανήτη – στεφάνης. Άρα για τον υπολογισμό της περιφερειακής ταχύτητας μπορεί να μελετηθεί ο οποιοσδήποτε τροχός του μηχανισμού. Για τον ήλιο λοιπόν του μηχανισμού ισχύει:

$$v_t = \frac{\pi \cdot n_S \cdot r_{ws,SUN}}{30000} \xrightarrow{(7.2-5)} v_t = \frac{\pi \cdot r_{ws,SUN}}{30000 \cdot i_{stage}} \cdot n_{INPUT} \quad (7.2-8)$$

Όπου:

- $r_{ws,SUN}$  – Ακτίνα του πραγματικού αρχικού κύκλου του ήλιου [mm]
- $n_{INPUT}$  – Η ταχύτητα περιστροφής του πλανητικού φορέα [RPM]
- $i_{stage}$  – Ο λόγος μετάδοσης της βαθμίδας

\*Υπενθυμίζεται ότι η ακτίνα πραγματικού αρχικού κύκλου του ήλιου δίνεται από τη σχέση (2.1.1-9).

Από τις σχέσεις (7.2-3), (7.2-4) και (7.2-9) μπορεί να υπολογισθεί η περιφερειακή δύναμη σε κάθε ζεύγος τροχών ενός απλού πλανητικού μηχανισμού.

Επιπλέον πρέπει να σημειωθεί ότι η ροπή εξόδου δίνεται προφανώς από τη σχέση:

$$M_{OUTPUT} = M_{INPUT} \cdot i_{stage} \quad (7.2-9)$$

Η ροπή εξόδου θα αποτελεί αυτόματα και τη ροπή εισόδου στην επόμενη βαθμίδα.

Με τα όσα υπολογίσθηκαν παραπάνω μπορούν να υπολογισθούν όλα τα κινηματικά μεγέθη ενός απλού πλανητικού μηχανισμού και επιπλέον αυτού δόθηκε μέθοδος υπολογισμού της περιφερειακής δύναμης στους τροχούς όπως επίσης και η σχέση (7.2-9) για τον υπολογισμό της ροπής εξόδου.

Επίσης, σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι ένας περιορισμός που υπεισέρχεται στην διαδικασία σχεδιασμού πλανητικών μηχανισμών είναι η συνθήκη καλής συνεργασίας των οδοντωτών τροχών η οποία προσδιορίζεται ως ακολούθως.

Από το σχήμα της Εικόνας 7.2-1 μπορεί να γραφεί η σχέση:

$$n_1 \cdot Z_1 = n_4 \cdot (Z_1 + Z_3) \quad (7.2-10)$$

Η σχέση (7.2-10) με χρήση της σχέσης  $\dot{\theta} = \omega = 2 \cdot \pi \cdot n$  γίνεται:

$$\theta_1 \cdot Z_1 = \theta_4 \cdot (Z_1 + Z_3) \quad (7.2-11)$$

Αν  $N$  ο αριθμός των πλανητών του κιβωτίου τότε θα είναι  $\theta_4 = \frac{2 \cdot \pi}{N}$  και η γωνία  $\theta_1$  θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε ο ήλιος να μπορεί να συνεργάζεται και με τους  $N$  πλανήτες συγχρόνως. Αυτό είναι δυνατό μόνο όταν το τόξο  $\theta_1 \cdot r_1$  είναι ακέραιο πολλαπλάσιο του βήματος. Άρα θα ισχύει:

$$\begin{aligned} \theta_1 \cdot r_1 &= A \cdot t = A \cdot m \cdot \pi = A \cdot \pi \cdot \frac{2 \cdot r_{01}}{Z_1} \rightarrow \theta_1 = A \cdot \pi \cdot \frac{2}{Z_1} \\ &\rightarrow \theta_1 \cdot Z_1 = A \cdot 2 \cdot \pi \quad (7.2-12) \end{aligned}$$

Οπότε τελικά από τις σχέσεις (7.2-11) και (7.2-12) συνεπάγεται ότι:

$$A \cdot 2 \cdot \pi = \frac{2 \cdot \pi}{N} \cdot (Z_1 + Z_3) \rightarrow A \cdot N = (Z_{SUN} + Z_{RIM}) \quad (7.2-13)$$

Η τελευταία σχέση (7.2-13) θέτει τον περιορισμό ότι κατά το σχεδιασμό επικυκλικών μηχανισμών θα πρέπει το άθροισμα των οδόντων του ήλιου και της στεφάνης να είναι ακέραιο πολλαπλάσιο του αριθμού των πλανητών του μηχανισμού.

Στη συνέχεια της μελέτης θα παρουσιασθεί η λειτουργία του αλγορίθμου που δημιουργήθηκε για την εκτίμηση της διάρκειας ζωής ενός οποιουδήποτε κιβωτίου ταχυτήτων ανεμογεννήτριας υπό την καταπόνηση ενός τυχαίου φάσματος φορτίσεων.



# ~ 8 ~

## **8 ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΚΑΙ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ**

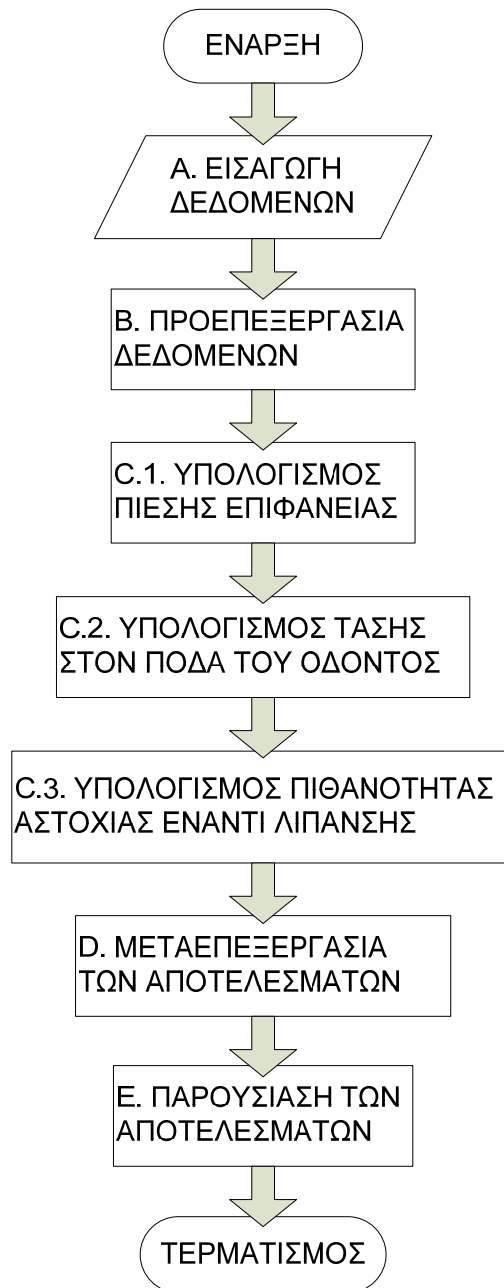
Στο πλαίσιο της παρούσης εργασίας αναπτύχθηκε κώδικας λογισμικού που αναλαμβάνει τη μοντελοποίηση και μελέτη κιβωτίων ταχυτήτων ανεμογεννητριών που υπόκεινται σε δεδομένο φάσμα φορτίσεων. Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναλυθούν όλες οι συνιστώσες του αναπτυχθέντος κώδικα καθώς και οι απαιτήσεις του από το χρήστη του όσον αφορά τη διαμεσολάβησή του με αυτόν.

Οι παραδοχές που έγιναν κατά την ανάπτυξη του κώδικα είναι οι εξής:

- Τα κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών που δύνανται να μοντελοποιηθούν και να μελετηθούν με χρήση του αναπτυχθέντος λογισμικού θα πρέπει να αποτελούνται αποκλειστικά από μετωπικούς τροχούς εσωτερικής ή εξωτερικής οδόντωσης δι' εξειλιγμένης.
- Οι επικυκλικές βαθμίδες που τυχόν υφίστανται στον σχεδιασμό του κάθε κιβωτίου θα πρέπει να είναι απλοί πλανητικοί μηχανισμοί όπως αυτοί που μελετήθηκαν στο έβδομο κεφάλαιο.

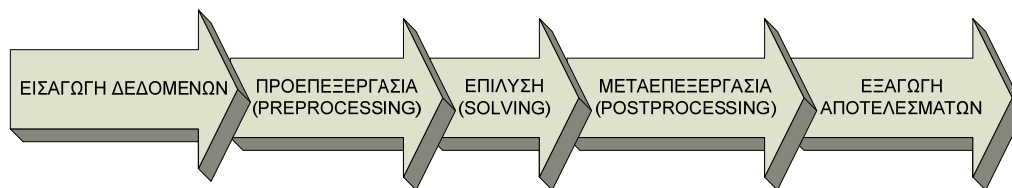
Οι προηγούμενες συνθήκες εν γένη δεν αποτελούν πρόβλημα στην αντιμετώπιση της πλειοψηφίας των σχεδιαστικών λύσεων αφού όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενα κεφάλαια τα περισσότερα από τα εμπορικά κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών δεν παραβιάζουν τις παραδοχές αυτές.

Ο αλγόριθμος που δημιουργήθηκε σαν αποτέλεσμα της εκπόνησης της παρούσας διπλωματικής εργασίας ακολουθεί το επόμενο βασικό δομικό διάγραμμα. Στη συνέχεια του κεφαλαίου θα αναλυθούν τα στάδια που ορίζονται στο δομικό διάγραμμα.



Εικόνα 8-1: Βασικό δομικό διάγραμμα αναπτυχθέντος αλγορίθμου.

Όπως γίνεται αντιληπτό από εποπτεία του δομικού διαγράμματος η διαδικασία μοντελοποίησης ακολουθεί πάλι το μοτίβο:



Εικόνα 8-2: Βήματα διαδικασίας μοντελοποίησης

## 8.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ

Η εισαγωγή των δεδομένων των βαθμίδων αποτελεί αναμφισβήτητα την πιο χρονοβόρα διαδικασία στις περισσότερες υπολογιστικές διαδικασίες. Επιπλέον είναι συχνά πηγή λογικών λαθών που οδηγούν σε λανθασμένα αποτελέσματα για παράδειγμα λάθη λανθασμένης πληκτρολόγησης ή λανθασμένης αντίληψη του ζητούμενου δεδομένου. Τα λογικά λάθη αν δεν βγάλουν ακραία αποτελέσματα υπάρχει μεγάλη πιθανότητα να μη γίνουν αντιληπτά με άμεση συνέπεια την λανθασμένη μοντελοποίηση και μελέτη του εξεταζόμενου κιβωτίου ταχυτήτων.

Στην παρούσα εφαρμογή, η εισαγωγή δεδομένων μπορεί να γίνει με δύο τρόπους ένα χειροκίνητο και έναν αυτοματοποιημένο. Ο χειροκίνητος τρόπος πρέπει αναγκαστικά να εφαρμόζεται για σχεδιασμούς που δεν έχουν ξαναμελετηθεί και η εισαγωγή δεδομένων γίνεται με μια σειρά ερωτήσεων που γίνονται από τον αλγόριθμο στο χρήστη και αφορούν τόσο τα γεωμετρικά όσο και μεταλλουργικά χαρακτηριστικά των μετωπικών τροχών που απαρτίζουν το κιβώτιο ταχυτήτων. Όταν όλα τα απαραίτητα στοιχεία ενός κιβωτίου ταχυτήτων εισαχθούν χειροκίνητα στην εκτέλεση του αλγορίθμου δημιουργείται από το πρόγραμμα ένα αρχείο κειμένου που περιέχει όλα τα δεδομένα σε κατανοητή μορφή για τον μελετητή. Αυτή η αναφορά δίνει τη δυνατότητα ελέγχου για τυχόν λογικά λάθη κατά την πληκτρολόγηση των δεδομένων έπειτα από το πέρας της εκτέλεσης του αλγορίθμου. Ο δεύτερος τρόπος εισαγωγής δεδομένων είναι με ανατροφοδότηση του προηγούμενως εξαχθέντος αρχείου αναφοράς δεδομένων εισόδου.

Ο κώδικας έχει συνταχθεί με τέτοιο τρόπο ώστε να μπορεί να γίνει αυτόματη ανάγνωση και εισαγωγή των δεδομένων από το αρχείο που εξήχθη κατά την χειροκίνητη εισαγωγή δεδομένων. Αυτό έχει δύο βασικά πλεονεκτήματα:

- Εάν γίνει ένα λογικό λάθος κατά την εισαγωγή δεδομένων δε χρειάζεται ούτε να σταματήσει η εισαγωγή δεδομένων εάν γίνει αντιληπτό νωρίς κατά την πληκτρολόγηση, ούτε να εισαχθούν όλα τα δεδομένα πάλι από την αρχή. Απλά όταν γίνει αντιληπτό μπορεί να διορθωθεί η τιμή απευθείας από την αναφορά και αυτή να ανατροφοδοτηθεί ξανά στον αλγόριθμο.
- Όμοιες κατασκευαστικές λύσεις μπορούν να μοντελοποιηθούν χρησιμοποιώντας το ίδιο αρχείο αναφοράς δεδομένων εισόδου και αλλάζοντας κάθε φορά τις τιμές των διάφορων μεγεθών των κιβωτίων ταχυτήτων.

Όσον αφορά τη ροή των δεδομένων που ζητούνται από το χρήστη ακολουθείται η εξής γενική σειρά:

- Αρχικά ζητούνται οι πληροφορίες των παραμέτρων της λίπανσης του κιβωτίου ταχυτήτων
- Ακολούθως ζητείται η κανονική (nominal) ταχύτητα εισόδου στην είσοδο της πρώτης βαθμίδας

- Στη συνέχεια ζητείται ο αριθμός των βαθμίδων από τις οποίες αποτελείται το κιβώτιο ταχυτήτων
- Ύστερα εξετάζονται με τη σειρά όλες οι βαθμίδες και ανάλογα για το αν πρόκειται για βαθμίδα εξωτερικών οδοντωτών τροχών ή πλανητική, ζητούνται τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά των οδοντωτών τροχών
- Έπειτα εισάγονται τα μεταλλουργικά χαρακτηριστικά του κάθε οδοντωτού τροχού της βαθμίδας
- Τέλος εισάγεται το φάσμα φορτίσεων σύμφωνα με το οποίο θα βαθμονομηθεί ο σχεδιασμός του κιβωτίου ταχυτήτων

Το φάσμα φορτίσεων αποτελείται από μια στατιστική κατανομή που κατηγοριοποιεί σε κλάσεις το φορτίο εισόδου που δέχεται το κιβώτιο ταχυτήτων σε ένα αντιπροσωπευτικό χρονικό διάστημα της λειτουργίας του. Το φάσμα των φορτίσεων θα πρέπει να εισάγεται σε κλάσεις ροπής εισόδου και το ύψος των κλάσεων αντιστοιχεί στον αριθμό περιστροφών της ατράκτου εισόδου στη συγκεκριμένη κλάση.

## 8.2 ΠΡΟΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΤΩΝ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ – DATA PREPROCESSING

Η προεπεξεργασία των δεδομένων αναλαμβάνει όλους τους προαπαιτούμενους υπολογισμούς ώστε να εξαχθούν τα όποια μεγέθη θα χρειασθούν για την επίλυση του μοντέλου. Τα κύρια στάδια της προεπεξεργασίας είναι:

- Ο έλεγχος για λάθη του σχεδιασμού των βαθμίδων και η εξαγωγή αρχείου αναφοράς λαθών σχεδιασμού.
- Ο υπολογισμός της περιφερειακής δύναμης κάθε συνεργαζόμενου ζεύγους οδοντωτών τροχών.
- Και τέλος ο υπολογισμός του αριθμού των κύκλων φόρτισης που αντιστοιχεί σε κάθε τροχό του κιβωτίου συναρτήσει του αριθμού των περιστροφών στην άτρακτο εισόδου του κιβωτίου ταχυτήτων.

Τα λάθη σχεδιασμού μπορεί να είναι:

- Υποκοπές των κατατομών των οδόντων των τροχών ή υποκοπές λειτουργίας στις εσωτερικές οδοντώσεις,
- Σε πλανητικές βαθμίδες θα πρέπει να ελέγχονται οι συνεργαζόμενοι τροχοί για το αν μπορούν να συνεργαστούν μεταξύ τους σε ένα ενιαίο σύνολο. Πιο συγκεκριμένα ελέγχεται αν μπορούν να συναρμολογηθούν εντός της στεφάνης ο ήλιος με τους πλανήτες,
- Επιπλέον σε πλανητικές βαθμίδες θα πρέπει να ελέγχεται η συνθήκη καλής λειτουργίας του μηχανισμού έτσι όπως περιγράφεται από τη σχέση (7.2-13).

Ο έλεγχος λαθών σχεδιασμού θα μπορούσε να θεωρηθεί ότι είναι περιττός αφού σκοπός της εργασίας είναι η μελέτη υφιστάμενων κιβωτίων ταχυτήτων. Όμως πέραν



του σχεδιαστικού ελέγχου που πραγματοποιεί, αποτελεί έναν επιπλέον τρόπο ελέγχου της ορθής εισαγωγής δεδομένων.

Έπειτα υπολογίζοντας την περιφερειακή δύναμη κάθε συνεργαζόμενου ζεύγους οδοντωτών τροχών και τον αριθμό των κύκλων φορτίσεων κάθε τροχού καθορίζεται ουσιαστικά το φάσμα φορτίσεων για κάθε οδοντωτό τροχό του κιβωτίου ταχυτήτων. Η περιφερειακή δύναμη κάθε συνεργαζόμενου ζεύγους οδοντωτών τροχών υπολογίζεται σύμφωνα με τις διαδικασίες που έχουν παρατεθεί στα κεφάλαια 2 και 7.

Ο υπολογισμός του αριθμού των κύκλων φόρτισης για κάθε τροχό διαχωρίζεται για κάθε τύπο βαθμίδας – πλανητικής ή μη. Έτσι στην περίπτωση απλής βαθμίδας εξωτερικών οδοντωτών τροχών αν το πινιόν της βαθμίδας στραφεί κατά μια περιστροφή γύρω από τον άξονά του, ο συνεργαζόμενος τροχός θα κάνει  $\frac{1}{i}$  περιστροφές γύρω από τον άξονά του. Εάν μελετούταν βαθμίδες μειωτήρων αυτή η αλλαγή στην ταχύτητα περιστροφής δε θα εξεταζόταν αφού ο ρυθμός περιστροφής του συνεργαζόμενου τροχού θα ήταν μικρότερος από αυτό του πινιόν και η κόπωση του θα ερχόταν αφού θα είχε παρέλθει η διάρκεια ζωής του πινιόν. Όμως οι βαθμίδες κιβωτίων ταχυτήτων ανεμογεννητριών λειτουργούν ως πολλαπλασιαστές στροφών και δεδομένου ότι για τον υπολογισμό του προσδόκιμου ζωής των βαθμίδων πρέπει να γίνει μελέτη κόπωσης ο ακριβής αριθμός στροφών του ταχύστροφου συνεργαζόμενου οδοντωτού τροχού της βαθμίδας χρήζει υπολογισμού.

Στις πλανητικές βαθμίδες η μελέτη του αριθμού κύκλων φόρτισης για κάθε οδοντωτό τροχό που εμπλέκεται σε αυτή είναι αρκετά πιο περίπλοκη. Δεδομένου ότι η άτρακτος εισόδου είναι αυτή του πλανητικού φορέα μπορεί να αναπτυχθεί ο ακόλουθος συλλογισμός. Όταν ο πλανητικός φορέας κάνει μία περιστροφή τότε ο κάθε πλανήτης έχει κάνει μια περιστροφή γύρω από το κέντρο τον άξονα του μηχανισμού όντας κυλιόμενος επί της στεφάνης. Άρα κάθε οδόντας της στεφάνης λόγω της συνεργασίας του με έναν πλανήτη φορτίζεται μια φορά για κάθε περιστροφή της ατράκτου εισόδου. Όμως αφού στον μηχανισμό υπάρχουν  $N$  πλανήτες κάθε φορά που ο πλανητικός φορέας κάνει μια περιστροφή ο κάθε οδόντας τις στεφάνης φορτίζεται  $N$  φορές. Ο κάθε πλανήτης όμως συνεργάζεται και με τον ήλιο του μηχανισμού. Ένας οδόντας του ήλιου για κάθε περιστροφή του πλανητικού φορέα, λόγω της συνεργασίας του με έναν πλανήτη θα αντιλαμβάνεται  $\left(\frac{1}{i} - 1\right)$  φορτίσεις. Αντίστοιχα με τον προηγούμενο συλλογισμό για τους υπάρχοντες  $N$  πλανήτες ο κάθε οδόντας του ήλιου θα φορτίζεται  $\left(\frac{1}{i} - 1\right) \cdot N$  φορές για κάθε περιστροφή της ατράκτου εισόδου. Τέλος ο κάθε πλανήτης θα φορτίζεται σε κάθε περιστροφή του πλανητικού φορέα και λόγω της συνεργασίας του με τη στεφάνη και λόγω της συνεργασίας του με τον ήλιο. Ο κάθε πλανήτης συνεργαζόμενος με τη στεφάνη φορτίζεται  $\left(\frac{Z_{RIM}}{Z_{PLANET}}\right)$  φορές, δηλαδή τόσες φορές όσες αυτός περιστρέφεται γύρω από τον άξονά του σε κάθε περιστροφή της ατράκτου εισόδου. Ο

κάθε πλανήτη συνεργαζόμενος με τον ήλιο για κάθε  $n_C$  περιστροφές του πλανητικού φορέα ο κάθε οδόντας του πλανήτη θα φορτίζεται  $|n_{P/C}|$  φορές όπως ορίζει η σχέση (7.2-7). Η  $n_{P/C}$  είναι η σχετική ταχύτητα περιστροφής του πλανήτη ως προς τον πλανητικό φορέα. Για την μελέτη της κόπωσης του πλανήτη θα πρέπει να ληφθούν υπόψη και οι δύο αυτές συχνότητες εμπλοκής η κάθε μία για την συνεργασία που την αφορά (πλανήτη - στεφάνη ή πλανήτη - ήλιος). Στον επόμενο πίνακα συνοψίζονται τα αποτελέσματα του προηγούμενου συλλογισμού.

Πίνακας 8.2-1: Συντελεστές εμπλοκής συναρτήσει της ταχύτητας εισόδου.

Τύπος βαθμίδας	Τύπος οδοντωτού τροχού	Συντελεστής εμπλοκής
Βαθμίδα εξωτερικών οδοντωτών τροχών	Πινιόν	1
	Συνεργαζόμενος	$\frac{Z_{PINION}}{Z_{GEAR}}$
Πλανητικός μηχανισμός	Στεφάνη	$N$
	Πλανήτη (- ήλιος)	$\left(\frac{1-i_{stage}}{i_{stage}}\right) \cdot \left(\frac{Z_{SUN}}{Z_{PLANET}}\right)$
	Πλανήτη (- στεφάνη)	$\frac{Z_{RIM}}{Z_{PLANET}}$
	Ήλιος	$\left(\frac{1}{i}-1\right) \cdot N$

Πρέπει να αναφερθεί ότι για να βρεθεί ο αριθμός των κύκλων φόρτισης ενός τροχού πρέπει να πολλαπλασιαστούν οι στροφές εισόδου στη βαθμίδα με τον κατάλληλο συντελεστή εμπλοκής όπως αυτός δίνεται από τον παραπάνω πίνακα.

### 8.3 ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ

Η επίλυση του μοντέλου γίνεται σύμφωνα με τις διαδικασίες των προτύπων της AGMA όπως αυτές έχουν περιγραφεί στο τέταρτο κεφάλαιο. Η επίλυση διεξάγεται αυτοματοποιημένα για όλο το φάσμα των φορτίσεων που καταπονεί κάθε ζεύγος συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών. Στο τέλος της διαδικασίας επιστρέφονται τρεις πινακοποιημένες μεταβλητές. Μία που αφορά την κάμψη των οδόντων στην επικίνδυνη διατομή ποδός, μία για την πίεση επιφανείας των συνεργαζόμενων κατατομών και μία για την πιθανότητα φθοράς λόγω κακής λίπανσης.

#### 8.4 ΜΕΤΑΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ RESULTS POSTPROCESSING

Η μεταεπεξεργασία των αποτελεσμάτων αφορά κυρίως την εκτίμηση του προσδόκιμου καλής λειτουργίας του κιβωτίου ταχυτήτων βάσει του δεδομένου φάσματος φορτίσεων. Σε αυτό το κομμάτι του αλγορίθμου εξετάζεται η επίδραση των φαινομένων κόπωσης στο σχεδιασμό του κιβωτίου. Ως φαινόμενα κόπωσης εξετάζονται οι εκκοιλάνσεις που προκαλούνται λόγω πίεσης επιφανείας και η θραύση του οδόντα στην επικίνδυνη διατομή ποδός που προκαλείται λόγω καμπτικών τάσεων κατά τη συνεργασία δύο οδόντων.

Η κόπωση θα εξετασθεί βάσει του κανόνα των Palmgren – Miner ή της γραμμικά αθροιστική κόπωσης. Σύμφωνα με τον κανόνα αυτόν θεωρείται ότι το ποσοστό καταστροφής ενός δοκιμίου μετά από  $n_i$  δυναμικές καταπονήσεις σταθερού εύρους και μέσης τιμής, είναι ίσος με το λόγο  $\frac{n_i}{N_i}$ , όπου  $N_i$  ο αριθμός των επαναλήψεων της ίδιας κλάσης καταπονήσεων που θα είχαν σαν αποτέλεσμα την αστοχία του δοκιμίου. Άρα σύμφωνα με τον παραπάνω ορισμό με επαλληλία των ποσοστών καταστροφής για κάθε τιμή του φάσματος φορτίσεων θα μπορούσε να βρεθεί το συνολικό ποσοστό καταστροφής μετά το πέρας της εφαρμογής του φάσματος. Ακολούθως δίνεται η γενική σχέση του συνολικού ποσοστού καταστροφής (damage ratio):

$$Damage Ratio = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (8.4-1)$$

Αν το συνολικό ποσοστό καταστροφής γίνει ίσο με τη μονάδα τότε αυτό συνεπάγεται την καταστροφή του τεμαχίου λόγω κόπωσης. Εάν μετά την εφαρμογή ενός φάσματος φορτίσεων το συνολικό ποσοστό καταστροφής είναι μικρότερο της μονάδας αυτό σημαίνει ότι το τεμάχιο άντεξε την καταπόνηση.

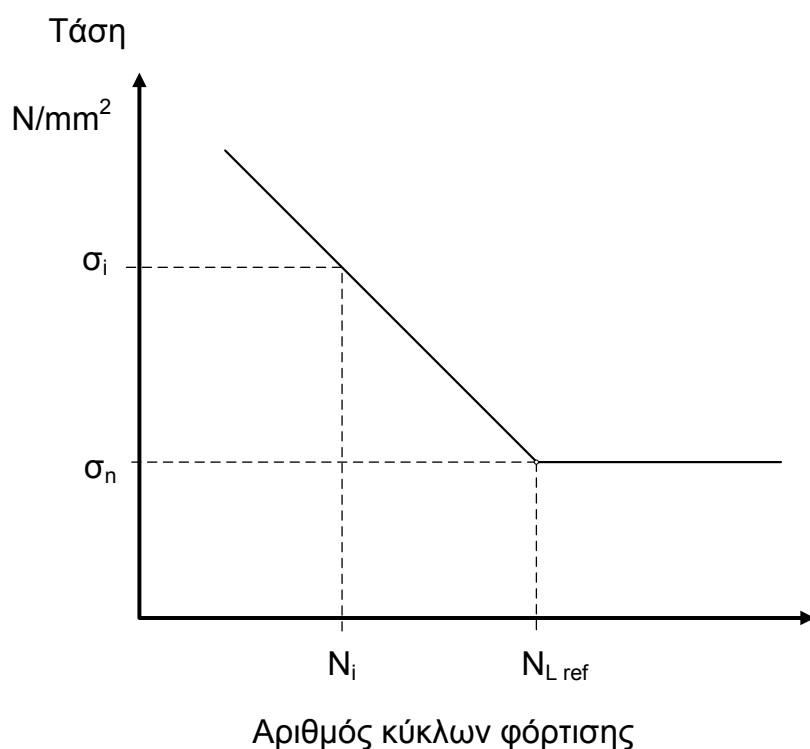
Για να υπολογισθεί το προσδόκιμο ζωής με χρήση του κανόνα των Palmgren – Miner θα πρέπει να αντιστραφεί η σχέση (8.4-1). Αυτή η αντιστροφή του συνολικού ποσοστού καταστροφής αντιστοιχεί ουσιαστικά στον αριθμό των συνεχόμενων φασμάτων φορτίσεων που μπορεί να αντέξει το μελετώμενο δοκίμιο και στην προκειμένη περίπτωση ο μελετώμενος οδοντωτός τροχός. Οπότε η εκτίμηση του προσδόκιμου ζωής του κάθε οδόντα θα γίνει από τη σχέση:

$$(Life Expectancy) = \left( \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \right)^{-1} \quad (8.4-2)$$

Όπου στην προηγούμενη σχέση:

- $n_i$  – Ο αριθμός των κύκλων φόρτισης στο  $i$ -οστό επίπεδο φόρτισης
- $N_i$  – Ο αριθμός των κύκλων φόρτισης έως την αστοχία στη  $i$ -οστή φόρτιση
- $k$  – Ο αριθμός των επιπέδων φόρτισης του φάσματος φορτίσεων

Η εκτίμηση του αριθμού των κύκλων φόρτισης έως την αστοχία ( $N_i$ ) για κάθε φόρτιση του φάσματος δίνεται από διαγράμματα κόπωσης του υλικού του μελετώμενου τεμαχίου. Αυτά τα διαγράμματα γενικά είναι ημιλογαριθμικά με τον αριθμό των κύκλων φόρτισης στον οριζόντιο λογαριθμικό άξονα και στον κατακόρυφο καρτεσιανό άξονα την τάση αστοχίας στις συγκεκριμένες στροφές. Στα πλαίσια αυτής της εργασίας θα γίνει εφαρμογή του κανόνα των Palmgren – Miner σε απλοποιημένα διαγράμματα κόπωσης όπου η καμπύλη τους προσεγγίζεται από ευθεία (στο ημιλογαριθμικό επίπεδο). Η απλοποίηση αυτή θα μπορούσε να αρθεί αν υπήρχαν διαθέσιμα πειραματικά διαγράμματα κόπωσης για κάθε χρησιμοποιούμενο υλικό. Στη συνέχεια παρουσιάζεται το μοντέλο ενός διαγράμματος κόπωσης ώστε να καθοριστούν οι απαιτούμενοι συντελεστές που το καθορίζουν πλήρως.



Εικόνα 8.4-1: Χαρακτηριστική καμπύλη κόπωσης.

Μια ευθεία γραμμή σε ένα ημιλογαριθμικό σύστημα συντεταγμένων περιγράφεται από την εξίσωση:

$$\sigma = A + B \cdot \log_{10}(N) \quad (8.4-3)$$

Για δύο σημεία επί της ευθείας μπορεί να γραφεί:

$$\begin{aligned} \sigma_i - B \cdot \log_{10}(N_i) &= \sigma_n - B \cdot \log_{10}(N_{L.ref}) \\ \rightarrow \sigma_i - \sigma_n &= B \cdot \log_{10}(N_i) - B \cdot \log_{10}(N_{L.ref}) \rightarrow \frac{\sigma_i - \sigma_n}{B} = \log_{10}\left(\frac{N_i}{N_{L.ref}}\right) \\ \rightarrow N_i &= N_{L.ref} \cdot 10^{\frac{\sigma_i - \sigma_n}{B}} \quad (8.4-4) \end{aligned}$$

Η τελευταία σχέση δίνει τον αριθμό κυκλικών φορτίσεων που απαιτούνται ώστε το τεμάχιο να αστοχήσει λειτουργώντας υπό τάση  $\sigma_i$ . Τα μόνα δεδομένα της συμπεριφοράς του υλικού που χρειάζονται γι' αυτό τον υπολογισμό είναι η κλίση  $B$  της ευθείας και το σημείο διαρκούς αντοχής του υλικού  $(N_{L.ref}, \sigma_n)$ . Αυτά τα δεδομένα είναι τα ελάχιστα δυνατά που μπορούν να περιγράψουν την καμπύλη κόπωσης ενός υλικού.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να επισημανθεί ότι για κάθε υλικό μπορούν να εξαχθούν διαφορετικά διαγράμματα κόπωσης για κάθε είδος καταπόνησης. Έτσι στην περίπτωση των οδοντωτών τροχών που καταπονούνται τόσο με πίεση επιφανείας όσο και με κάμψη στον πόδα του οδόντα θα υπάρχουν δύο διαγράμματα κόπωσης για κάθε χρησιμοποιούμενο υλικό.

## 8.5 ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Η παρουσίαση των αποτελεσμάτων γίνεται σε ένα αρχείο αναφοράς που δημιουργείται αυτόματα από την εκτέλεση του κώδικα. Το αρχείο αυτό είναι σε κατανοητή από το χρήστη μορφή αφού ουσιαστικά είναι ένα αρχείο κειμένου με όλα τα σημαντικά αποτελέσματα της μελέτης. Στην αναφορά αποτελεσμάτων συμπεριλαμβάνονται:

- Οι υπολογισμένες τάσεις επιφανείας και κάμψης ποδός για κάθε οδοντωτό τροχό και περίπτωση φορτίσεως,
- Η πιθανότητα αστοχίας λόγω κακής λίπανσης για κάθε βαθμίδα συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών και
- Το υπολογιζόμενο προσδοκώμενο καλής λειτουργίας των οδοντωτών τροχών κάθε βαθμίδας.



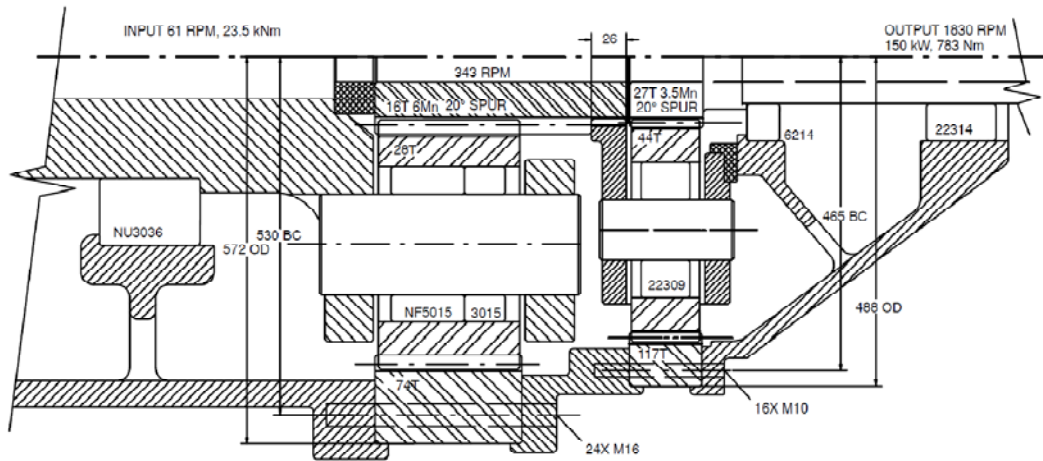


## **9 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΑΝΑΠΤΥΧΘΕΝΤΟΣ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ ΣΕ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ ΟΝΟΜΑΣΤΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ 150KW**

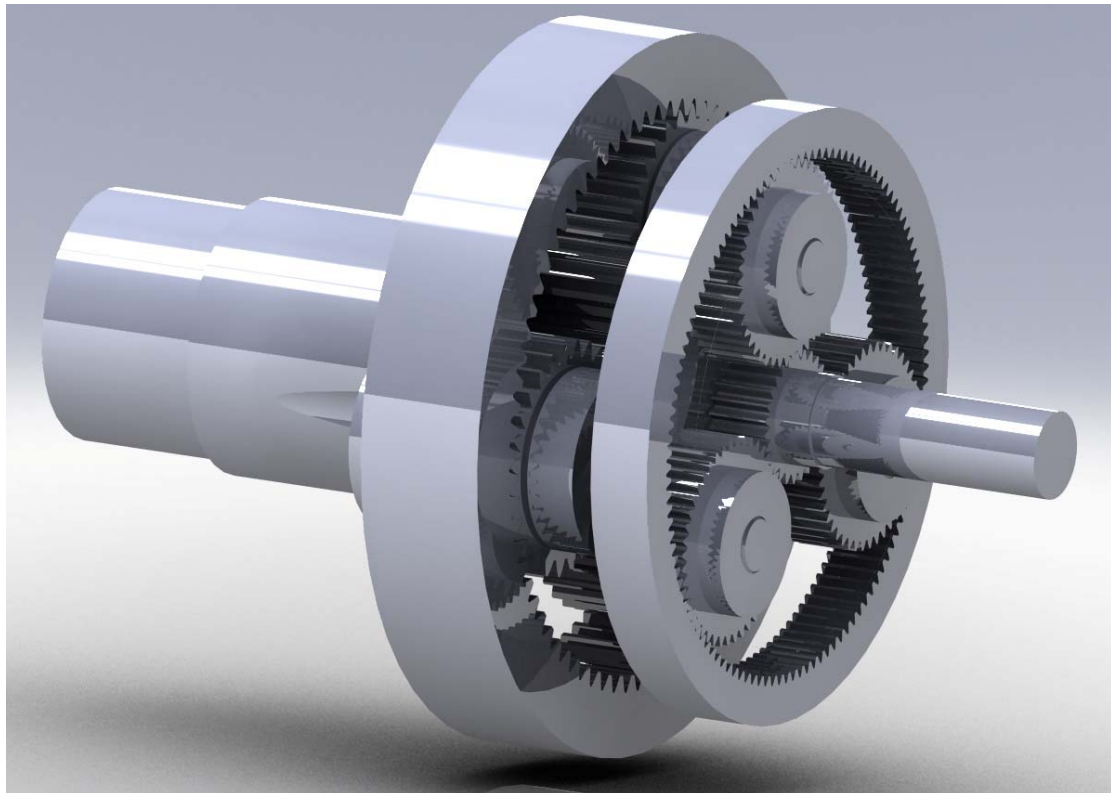
Στο τρέχον κεφάλαιο θα εφαρμοσθεί ο αναπτυχθέντας αλγόριθμος βαθμονόμησης βάσει των προτύπων της AGMA σε ένα υπάρχον κιβώτιο ταχυτήτων ανεμογεννήτριας υπό ένα δεδομένο φάσμα φορτίσεων. Το επιλεγθέν κιβώτιο ταχυτήτων όντας σχετικά μικρής ονομαστικής ισχύος βρίσκει εφαρμογή σε ανεμογεννήτριες τόσο οικιακής χρήσης όσο και σε εύκολα μεταφερόμενες εγκαταστάσεις για παράδειγμα ανεμογεννήτριες εγκατεστημένες σε σκάφη αναψυχής. Παρότι πρόκειται για μια μικρής ισχύος μελέτη δεν υφίσταται βλάβη της γενικότητας του αναπτυχθέντος αλγορίθμου.

### **9.1 ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ**

Το προς μελέτη κιβώτιο ταχυτήτων αποτελείται από δύο βαθμίδες – απλούς πλανητικούς μηχανισμούς και έχει μελετηθεί για ονομαστική ισχύ 150KW και ονομαστική ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου εισόδου 61RPM. Ο συνολικός λόγος μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων είναι 1:30. Στην επόμενη εικόνα παρουσιάζεται σκαρίφημα με τις βασικές διαστάσεις και χαρακτηριστικά του μελετώμενου κιβωτίου ταχυτήτων ενώ στην Εικόνα 9.1-2 δείχνεται μια φωτορεαλιστική απεικόνιση του εν λόγω κιβωτίου με χρήση του σχεδιαστικού πακέτου SolidWorks®. Επιπλέον στον Πίνακα 9.1-1 δίνονται αναλυτικά όλα τα χαρακτηριστικά των στοιχείων του κιβωτίου ταχυτήτων.



Εικόνα 9.1-1: Σκαρίφημα κιβωτίου ταχυτήτων ονομαστικής ισχύος 150KW.



Εικόνα 9.1-2: Φωτορεαλιστική απεικόνιση κιβωτίου ταχυτήτων ονομαστικής ισχύος 150KW.

Πίνακας 9.1-1 – Τεχνικά χαρακτηριστικά μελετώμενου κιβωτίου ταχυτήτων

#	Περιγραφή	Τιμή	Μονάδες
<b>Γενικά Χαρακτηριστικά</b>			
1	Αριθμός βαθμίδων	2	-
<b>Δεδομένα Οδοντωτών Τροχών 1<sup>ης</sup> Βαθμίδας</b>			
2α	Τύπος 1 <sup>ης</sup> βαθμίδας	Πλανητική	-
3α	Αριθμός πλανητών	3	-



4α	Αριθμός οδόντων οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	74	-
-	Πλανήτες	28	-
-	Ήλιος	16	-
5α	Μετατόπιση κατατομής οδοντωτών τροχών – Αδιάστατη ως προς το module		
-	Στεφάνη	-0.900	-
-	Πλανήτες	0.600	-
-	Ήλιος	0.700	-
6α	Διάμετρος συγκράτησης οδοντωτών τροχών – τρύμα στις εξωτερικές οδοντώσεις και εξωτερική διάμετρος στεφάνης στις εσωτερικές οδοντώσεις		
-	Στεφάνη	572	mm
-	Πλανήτες	120	mm
-	Ήλιος	40	mm
7α	Κανονικό μετρικό module της βαθμίδας	6.0	mm
8α	Γωνία ελίκωσης των οδοντωτών τροχών	0.0	degrees
9α	Γωνία εξειλιγμένης οδοντωτών τροχών	20.0	degrees
10α	Πλάτος οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	110.0	mm
-	Πλανήτες	110.0	mm
-	Ήλιος	110.0	mm
<b>Δεδομένα Υλικών Οδοντωτών Τροχών 1<sup>ης</sup> Βαθμίδας</b>			
11α	Όνομασία υλικού οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	37Cr4 nitro-case-hard	
-	Πλανήτες	37Cr4 nitro-case-hard	
-	Ήλιος	37Cr4 nitro-case-hard	
12α	Μέτρο ελαστικότητας οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	206000	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Πλανήτες	206000	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Ήλιος	206000	Nt/mm <sup>2</sup>
13α	Λόγος του Poisson των οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	0.3	-
-	Πλανήτες	0.3	-
-	Ήλιος	0.3	-
14α	Όριο κόπωσης σε πίεση επιφανείας των υλικών των τροχών		
-	Στεφάνη	1285	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Πλανήτες	1285	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Ήλιος	1285	Nt/mm <sup>2</sup>
15α	Αριθμός κύκλων καταπονήσεως ορίου κοπώσεως σε πίεση επιφανείας		
-	Στεφάνη	100·10 <sup>6</sup>	-
-	Πλανήτες	100·10 <sup>6</sup>	-
-	Ήλιος	100·10 <sup>6</sup>	-
16α	Κλίση της καμπύλης Wöhler (σ-n) των υλικών των οδοντωτών τροχών		

-	Στεφάνη	-10	-
-	Πλανήτες	-10	-
-	Ήλιος	-10	-
17α	Όριο κόπωσης σε κάμψη των υλικών των τροχών		
-	Στεφάνη	740	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Πλανήτες	740	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Ήλιος	740	Nt/mm <sup>2</sup>
18α	Αριθμός κύκλων καταπόνησεως ορίου κοπώσεως σε κάμψη		
-	Στεφάνη	3·10 <sup>6</sup>	-
-	Πλανήτες	3·10 <sup>6</sup>	-
-	Ήλιος	3·10 <sup>6</sup>	-
19α	Κλίση της καμπύλης Wöhler (σ-n) των υλικών των οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	-9	-
-	Πλανήτες	-9	-
-	Ήλιος	-9	-
20α	Μέση επιφανειακή τραχύτητα των οδοντωτών τροχών – Ra		
-	Στεφάνη	0.5	μm
-	Πλανήτες	0.5	μm
-	Ήλιος	0.5	μm
<b>Δεδομένα Οδοντωτών Τροχών 2<sup>ης</sup> Βαθμίδας</b>			
2β	Τύπος 1 <sup>ης</sup> βαθμίδας	Πλανητική	-
3β	Αριθμός πλανητών	3	-
4β	Αριθμός οδόντων οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	117	-
-	Πλανήτες	44	-
-	Ήλιος	27	-
5β	Μετατόπιση κατατομής οδοντωτών τροχών – Αδιάστατη ως προς το module		
-	Στεφάνη	-0.900	-
-	Πλανήτες	0.600	-
-	Ήλιος	0.700	-
6β	Διάμετρος συγκράτησης οδοντωτών τροχών – τρύμα στις εξωτερικές οδοντώσεις και εξωτερική διάμετρος στεφάνης στις εσωτερικές οδοντώσεις		
-	Στεφάνη	488	mm
-	Πλανήτες	100	mm
-	Ήλιος	40	mm
7β	Κανονικό μετρικό module της βαθμίδας	3.5	mm
8β	Γωνία ελίκωσης των οδοντωτών τροχών	0.0	degrees
9β	Γωνία εξειλιγμένης οδοντωτών τροχών	20.0	degrees
10β	Πλάτος οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	50.0	mm
-	Πλανήτες	50.0	mm
-	Ήλιος	50.0	mm

<b>Δεδομένα Υλικών Οδοντωτών Τροχών 2<sup>ης</sup> Βαθμίδας</b>			
11β	Όνομασία υλικού οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	42MnV7 nitridated	
-	Πλανήτες	42MnV7 nitridated	
-	Ήλιος	42MnV7 nitridated	
12β	Μέτρο ελαστικότητας οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	206000	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Πλανήτες	206000	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Ήλιος	206000	Nt/mm <sup>2</sup>
13β	Λόγος του Poisson των οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	0.3	-
-	Πλανήτες	0.3	-
-	Ήλιος	0.3	-
14β	Όριο κόπωσης σε πίεση επιφανείας των υλικών των τροχών		
-	Στεφάνη	930	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Πλανήτες	930	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Ήλιος	930	Nt/mm <sup>2</sup>
15β	Αριθμός κύκλων καταπόνησεως ορίου κοπώσεως σε πίεση επιφανείας		
-	Στεφάνη	100·10 <sup>6</sup>	-
-	Πλανήτες	100·10 <sup>6</sup>	-
-	Ήλιος	100·10 <sup>6</sup>	-
16β	Κλίση της καμπύλης Wöhler (σ-n) των υλικών των οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	-10	-
-	Πλανήτες	-10	-
-	Ήλιος	-10	-
17β	Όριο κόπωσης σε κάμψη των υλικών των τροχών		
-	Στεφάνη	580	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Πλανήτες	580	Nt/mm <sup>2</sup>
-	Ήλιος	580	Nt/mm <sup>2</sup>
18β	Αριθμός κύκλων καταπόνησεως ορίου κοπώσεως σε κάμψη		
-	Στεφάνη	3·10 <sup>6</sup>	-
-	Πλανήτες	3·10 <sup>6</sup>	-
-	Ήλιος	3·10 <sup>6</sup>	-
19β	Κλίση της καμπύλης Wöhler (σ-n) των υλικών των οδοντωτών τροχών		
-	Στεφάνη	-9	-
-	Πλανήτες	-9	-
-	Ήλιος	-9	-
20β	Μέση επιφανειακή τραχύτητα των οδοντωτών τροχών – Ra		
-	Στεφάνη	0.5	μm
-	Πλανήτες	0.5	μm
-	Ήλιος	0.5	μm

Το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό για την λίπανση όλων των στοιχείων του μελετώμενου κιβωτίου ταχυτήτων είναι το ορυκτέλαιο ISO 220EP του οποίου τα χαρακτηριστικά δείχνονται στον ακόλουθο πίνακα.

Πίνακας 9.1-2: Βασικές ιδιότητες λιπαντικού ISO 220EP.

Χαρακτηριστικό	Τιμή	Μονάδες
Κινηματική συνεκτικότητα	220	mm <sup>2</sup> /s
Δυναμική συνεκτικότητα στους 40°C	194.2414	mPa·s
Δυναμική συνεκτικότητα στους 100°C	15.98296	mPa·s

Η σήμανση EP στο τέλος του κωδικού του λιπαντικού υποδηλώνει ότι το λιπαντικό έχει πρόσθετα ώστε να μπορεί να λειτουργεί σε υψηλές πιέσεις (Extreme Pressure).

## 9.2 ΦΑΣΜΑ ΦΟΡΤΙΣΕΩΝ

Το φάσμα των φορτίσεων είναι ένα δεδομένο που πρέπει να δίνεται στον σχεδιαστή του κιβωτίου ταχυτήτων από αυτόν που καθορίζει τις γενικές προδιαγραφές εισόδου του ζητούμενου κάθε φορά κιβωτίου ταχυτήτων. Πιο συγκεκριμένα το φάσμα φορτίσεων προέρχεται από τον υπολογισμό της παραγόμενης ροπής από την πτερωτή της ανεμογεννήτριας στην οποία πρόκειται να τοποθετηθεί το κιβώτιο ταχυτήτων, σύμφωνα με τη στατιστική μελέτη της έντασης του ανέμου στην περιοχή εγκατάστασης.

Στην εξεταζόμενη περίπτωση το δεδομένο φάσμα φορτίσεων αντιστοιχεί στις φορτίσεις που πρόκειται να δεχθεί η είσοδος του κιβωτίου σε δέκα (10) χρόνια λειτουργίας. Το φάσμα φορτίσεων δίνεται σε ζεύγη ροπής – αριθμού στροφών περιστροφής στη συγκεκριμένη ροπή και παρατίθεται στον Πίνακα 9.2-1.

Πίνακας 9.2-1: Δεδομένο φάσμα φορτίσεων για δέκα (10) χρόνια λειτουργίας.

a/a	Ροπή εισόδου –Nm	Αριθμός στροφών περιστροφής σε 10 χρόνια λειτουργίας
1	45000.000000	315.000000
2	42500.000000	315.000000
3	40000.000000	315.000000
4	37500.000000	125.000000
5	35000.000000	22100.000000
6	32500.000000	379000.000000
7	30000.000000	299000.000000
8	27500.000000	4160000.000000
9	25000.000000	36600000.000000
10	22500.000000	46400000.000000
11	20000.000000	40500000.000000

12	17500.000000	32100000.000000
13	15000.000000	41000000.000000
14	10000.000000	52000000.000000
15	5000.000000	30300000.000000

### 9.3 ΕΚΤΕΛΕΣΗ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Τα δεδομένα που παρατέθηκαν ανωτέρω τροφοδοτήθηκαν στον αλγόριθμο βαθμονόμησης κιβωτίων ταχυτήτων ανεμογεννητριών που αναπτύχθηκε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Ο υπολογιστικός χρόνος για την ολοκλήρωση της βαθμονόμησης του δεδομένου κιβωτίου ταχυτήτων ήταν 0.3120sec χωρίς βέβαια να ληφθεί υπόψη ο απαιτούμενος χρόνος για την εισαγωγή δεδομένων όπου λόγω του ανθρώπινου παράγοντα είναι το πιο χρονοβόρο τμήμα της εκτέλεσης του αλγορίθμου. Γίνεται λοιπόν αντιληπτό ότι ο αναπτυχθέντας αλγόριθμος βαθμονόμησης είναι πολύ γρήγορος στην εκτέλεσή του ακόμη και για σχετικά πολύπλοκες διατάξεις όπως το δεδομένο κιβώτιο ταχυτήτων.

### 9.4 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Σε αυτή την παράγραφο θα παρατεθούν τα αποτελέσματα της βαθμονόμησης των συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών βάσει του δεδομένου φάσματος φορτίσεων. Θα πρέπει σε αυτό το σημείο να υπενθυμιστεί ότι οι απλοί πλανητικοί μηχανισμοί που υφίστανται στο κιβώτιο μελετώνται ως δύο συζευγμένες υποβαθμίδες οδοντωτών τροχών (ήλιος – πλανήτης και πλανήτης – στεφάνη).

Στον επόμενο πίνακα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμένων πιέσεων επιφανείας για όλο το δεδομένο φάσμα φορτίσεων και για κάθε βαθμίδα και υποβαθμίδα του μελετώμενου κιβωτίου. Η πίεση επιφανείας σύμφωνα με την κατά AGMA ακολουθούμενη διαδικασία υπολογίζεται μία φορά για κάθε ζεύγος οδοντωτών τροχών.

Πίνακας 9.4-1: Πιέσεις επιφανείας συνεργαζόμενων τροχών για το φάσμα φορτίσεων.

Ροπή εισόδου στο κιβώτιο ταχυτήτων Nm	Πιέσεις επιφανείας συνεργαζόμενων οδόντων – N/mm <sup>2</sup>			
	Βαθμίδα 1		Βαθμίδα 2	
	Ήλιος- Πλανήτης	Πλανήτης- Στεφάνη	Ήλιος- Πλανήτης	Πλανήτης- Στεφάνη
45000	1322.96	659.17	862.75	456.07
42500	1285.68	640.60	838.44	443.22
40000	1247.30	621.47	813.41	429.99
37500	1207.69	601.74	787.58	416.33

35000	1166.74	581.34	760.88	402.22
32500	1124.30	560.19	733.20	387.58
30000	1080.19	538.21	704.43	372.38
27500	1034.20	515.30	674.44	356.53
25000	986.07	491.32	643.06	339.93
22500	935.47	466.11	610.06	322.49

Στη συνέχεια θα παρατεθούν τα αποτελέσματα του υπολογισμού των καμπτικών τάσεων στην επικίνδυνη διατομή ποδός για όλο το φάσμα των φορτίσεων και ξεχωριστά για κάθε βαθμίδα. Πρέπει να σημειωθεί ότι για κάθε ζεύγος οδοντωτών τροχών η καμπτική τάση υπολογίζεται και στους δύο συνεργαζόμενους οδόντες. Επίσης πρέπει να υπογραμμισθεί ότι δεν είναι δυνατός ο υπολογισμός των καμπτικών τάσεων κατά AGMA σε οδόντες εσωτερικών οδοντώσεων.

Πίνακας 9.4-2: Καμπτικές τάσεις συνεργαζόμενων τροχών για την 1<sup>η</sup> βαθμίδα.

Ροπή εισόδου στο κιβώτιο ταχυτήτων Nm	Καμπτικές τάσεις συνεργαζόμενων οδόντων – N/mm <sup>2</sup>			
	Βαθμίδα 1			
	Ήλιος-Πλανήτης		Πλανήτης-Στεφάνη	
	Ήλιος	Πλανήτης	Πλανήτης	Στεφάνη
45000	250.77	273.21	197.21	-
42500	236.84	258.03	186.25	-
40000	222.91	242.86	175.30	-
37500	208.98	227.68	164.34	-
35000	195.05	212.50	153.39	-
32500	181.11	197.32	142.43	-
30000	167.18	182.14	131.47	-
27500	153.25	166.96	120.52	-
25000	139.32	151.78	109.56	-
22500	125.39	136.61	98.61	-

Πίνακας 9.4-3: Καμπτικές τάσεις συνεργαζόμενων τροχών για την 2<sup>η</sup> βαθμίδα.

Ροπή εισόδου στο κιβώτιο ταχυτήτων Nm	Καμπτικές τάσεις συνεργαζόμενων οδόντων – N/mm <sup>2</sup>			
	Βαθμίδα 2			
	Ήλιος-Πλανήτης		Πλανήτης-Στεφάνη	
	Ήλιος	Πλανήτης	Πλανήτης	Στεφάνη
45000	154.10	167.34	142.28	-
42500	145.54	158.04	134.37	-
40000	136.98	148.74	126.47	-

37500	128.42	139.45	118.57	-
35000	119.85	130.15	110.66	-
32500	111.29	120.85	102.76	-
30000	102.73	111.56	94.85	-
27500	94.17	102.26	86.95	-
25000	85.61	92.96	79.04	-
22500	77.05	83.67	71.14	-

Ακολουθώς παρατίθεται πίνακας με τις υπολογισμένες πιθανότητες αστοχίας έναντι της επιλεγμένης λίπανσης για το δεδομένο φάσμα φορτίσεων και για κάθε βαθμίδα οδοντωτών τροχών. Πρέπει να σημειωθεί ότι για κάθε ζεύγος συνεργαζόμενων τροχών υπολογίζεται μια φορά η πιθανότητα αστοχίας έναντι λίπανσης.

Πίνακας 9.4-4: Πιθανότητα αστοχίας έναντι λίπανσης συνεργαζόμενων τροχών.

Ροπή εισόδου στο κιβώτιο ταχυτήτων Nm	Πιθανότητα αστοχίας έναντι λίπανσης συνεργαζόμενων τροχών			
	Βαθμίδα 1		Βαθμίδα 2	
	Ήλιος- Πλανήτης	Πλανήτης- Στεφάνη	Ήλιος- Πλανήτης	Πλανήτης- Στεφάνη
45000	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
42500	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
40000	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
37500	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
35000	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
32500	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
30000	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
27500	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
25000	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050
22500	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.050

Σε αυτό το σημείο πρέπει να σχολιασθεί ότι δεδομένου ότι ο αλγόριθμος υπολογισμού της πιθανότητας υπολογίζει την πιθανότητα αστοχίας στο πεδίο [0.050÷0.950] όταν δίνει αποτέλεσμα πιθανότητας 0.050 (=5%) σημαίνει αυτόματα ότι η πραγματική πιθανότητα είναι μικρότερη ή ίση του 0.050.

Ο κώδικας τέλος υπολογίζει την εκτιμώμενη διάρκεια ζωής της κάθε βαθμίδας του κιβωτίου οδοντωτών τροχών βάσει των προϋπολογισθέντων τάσεων επιφάνειας και κάμψης στην επικίνδυνη διατομή ποδός και λαμβάνοντας υπόψη τις ιδιότητες σε κόπωση του υλικού των συνεργαζόμενων οδοντωτών τροχών. Σύμφωνα με τα δεδομένα για το συγκεκριμένο κιβώτιο ταχυτήτων χρησιμοποιήθηκαν δύο διαφορετικά υλικά ένα για κάθε μια βαθμίδα. Στους επόμενους πίνακες δείχνεται η συνολική ποσοστιαία αστοχία του υλικού για κάθε βαθμίδα σύμφωνα με τον κανόνα

των Palmgren – Miner ή της γραμμικά αθροιστική κόπωσης όπως αυτός περιγράφηκε στην παράγραφο 8.4.

Πίνακας 9.4-5: Συνολικό ποσοστό αστοχίας οδοντώσεων κατά Palmgren – Miner.

<b>Συνολικό ποσοστό αστοχίας οδοντώσεων για καταπόνηση σε πίεση επιφανείας</b>	<b>Βαθμίδα 1</b>		
	<b>Ήλιος</b>	<b>Πλανήτης</b>	<b>Στεφάνη</b>
	0.2732	0.0052	0.0000
	<b>Βαθμίδα 2</b>		
	<b>Ήλιος</b>	<b>Πλανήτης</b>	<b>Στεφάνη</b>
	0.0000	0.0000	0.0000
<b>Συνολικό ποσοστό αστοχίας οδοντώσεων για καταπόνηση σε κάμψη στην επικίνδυνη διατομή ποδός</b>	<b>Βαθμίδα 1</b>		
	<b>Ήλιος</b>	<b>Πλανήτης</b>	<b>Στεφάνη</b>
	0.0000	0.0000	-
	<b>Βαθμίδα 2</b>		
	<b>Ήλιος</b>	<b>Πλανήτης</b>	<b>Στεφάνη</b>
	0.0000	0.0000	-

Η εκτιμώμενη διάρκεια ζωής του μελετώμενου κιβωτίου ταχυτήτων δίνεται από τη σχέση (8.4-2) και συνοψίζεται στον ακόλουθο πίνακα για κάθε ένα οδοντωτό τροχό του κιβωτίου ταχυτήτων. Πρέπει να σημειωθεί ότι το προσδόκιμο ζωής δίνεται ως ο αριθμός των φασμάτων φορτίσεων που δύναται να αντέξει το κιβώτιο μέχρι να αστοχήσει.

Πίνακας 9.4-6: Προσδόκιμο ζωής οδοντωτών τροχών κατά Palmgren – Miner.

<b>Συνολικό ποσοστό αστοχίας οδοντώσεων για καταπόνηση σε πίεση επιφανείας</b>	<b>Βαθμίδα 1</b>		
	<b>Ήλιος</b>	<b>Πλανήτης</b>	<b>Στεφάνη</b>
	3.6608	19.2193	+ ∞
	<b>Βαθμίδα 2</b>		
	<b>Ήλιος</b>	<b>Πλανήτης</b>	<b>Στεφάνη</b>
	+ ∞	+ ∞	+ ∞
<b>Συνολικό ποσοστό αστοχίας οδοντώσεων για καταπόνηση σε κάμψη στην επικίνδυνη διατομή ποδός</b>	<b>Βαθμίδα 1</b>		
	<b>Ήλιος</b>	<b>Πλανήτης</b>	<b>Στεφάνη</b>
	+ ∞	+ ∞	-
	<b>Βαθμίδα 2</b>		
	<b>Ήλιος</b>	<b>Πλανήτης</b>	<b>Στεφάνη</b>
	+ ∞	+ ∞	-



# ~ 10 ~

## **10 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΤΗΣ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΤΟΥ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ ΙΣΧΥΟΣ 150KW**

Στο παρόν κεφάλαιο θα αξιολογηθούν και εν τέλει θα σχολιασθούν τα αποτελέσματα του αναπτυχθέντα αλγορίθμου βαθμονόμησης όπως αυτός εφαρμόστηκε σε ένα υπάρχον κιβώτιο ταχυτήτων ανεμογεννήτριας ονομαστικής ισχύος 150KW. Τα αποτελέσματα της βαθμονόμησης παρατέθηκαν στο ένατο κεφάλαιο.

Σύμφωνα με τον Πίνακα 9.4-6 το κιβώτιο ταχυτήτων πρόκειται να αστοχήσει καταρχήν στον ήλιο της πρώτης βαθμίδας έπειτα από την παρέλευση 3.6608 φασμάτων φορτίσεων όμοια με το δεδομένο. Αν συνυπολογισθεί ότι το φάσμα φορτίσεων σύμφωνα με το οποίο έγινε η βαθμονόμηση αντιστοιχεί στην αναμενόμενη στατιστικά κατανομή των φορτίσεων έπειτα από την παρέλευση μιας δεκαετίας λειτουργίας της ανεμογεννήτριας, τότε το προσδόκιμο ζωής αντιστοιχεί σε 36.608 χρόνια. Το δεύτερο στοιχείο που αναμένεται να αστοχήσει είναι οι πλανήτες της πρώτης βαθμίδας του κιβωτίου ταχυτήτων για τους οποίους το προσδόκιμο ζωής είναι 192.193 χρόνια που πρακτικά στα πλαίσια της συνολικής διάρκειας ζωής της ανεμογεννήτριας θεωρείται άπειρη διάρκεια ζωής. Τέλος, όλοι οι υπόλοιποι οδοντωτοί τροχοί που περιλαμβάνονται στο κιβώτιο ταχυτήτων αναμένεται να έχουν επίσης άπειρο προσδόκιμο καλής λειτουργίας επειδή οι τάσεις που αναπτύσσονται κατά τη λειτουργία τους δεν υπερβαίνουν τις τιμές των τάσεων διαρκούς αντοχής των υλικών που έχουν επιλεγθεί.

Πρέπει να παρατηρηθεί ότι οι υψηλότερες επιφανειακές τάσεις υφίστανται στον ήλιο της πρώτης βαθμίδας ενώ οι υψηλότερες καμπτικές τάσεις στην επικίνδυνη

διατομή ποδός παρουσιάζονται στον πλανήτη της πρώτης βαθμίδας του εξεταζόμενου κιβωτίου. Είναι αναμενόμενο να καταπονείται περισσότερο η πρώτη βαθμίδα του κιβωτίου ταχυτήτων αφού αυτή μεταφέρει την ισχύ στην ροπή εισόδου όπου είναι και η υψηλότερη εμφανιζόμενη κατά μήκος της μετάδοσης ισχύος.

Εάν όλοι οι οδοντωτοί τροχοί του κιβωτίου ταχυτήτων ήταν κατασκευασμένοι με τα ίδια υλικά τότε θα μπορούσε να σημειωθεί ότι σύμφωνα με την τελευταία παρατήρηση, το κιβώτιο ταχυτήτων θα μπορούσε ίσως να ελεγχθεί σε ένα πρώτο στάδιο από τον έλεγχο της συνεργασίας του ήλιου με τον πλανήτη της πρώτης βαθμίδας. Επιπλέον αν συνυπολογισθεί ότι η βαθμίδα εισόδου (1<sup>η</sup> βαθμίδα) των περισσότερων σύγχρονων κιβωτίων ταχυτήτων είναι απλός πλανητικός μηχανισμός αυτή η διαπίστωση θα μπορούσε να γενικευθεί σαν μια υπόδειξη προκαταρκτικού ελέγχου κιβωτίων ταχυτήτων ανεμογεννητριών. Θα πρέπει βέβαια να γίνει αντιληπτό ότι σε καμία περίπτωση δε θα πρέπει να βασίζονται εξολοκλήρου βαθμονομήσεις κιβωτίων ταχυτήτων ανεμογεννητριών σε αυτή η γενίκευση. Η χρησιμοποίηση αυτής της διαπίστωσης σε μη προκαταρκτικό στάδιο αξιολόγησης ενός κιβωτίου ταχυτήτων θα μπορούσε να είναι εγκληματική αφού καταρχήν δεν είναι κατά κανόνα όλοι οι οδοντωτοί τροχοί ενός κιβωτίου ταχυτήτων κατασκευασμένοι από το ίδιο υλικό και επιπλέον υπάρχουν κι άλλοι παράγοντες που επηρεάζουν τις αναπτυσσόμενες τάσεις κατά τη συνεργασία των οδόντων όπως για παράδειγμα το module των τροχών όπου είναι ένας ακόμη πολύ σημαντικός παράγοντας στον υπολογισμό των τάσεων.

Επιπλέον, όσον αφορά την πιθανότητα αστοχίας έναντι λίπανσης αυτή υπολογίστηκε μικρότερη ή ίση του 5% για όλους τους οδοντωτούς τροχούς του κιβωτίου ταχυτήτων σε όλες τις περιπτώσεις του δεδομένου φάσματος φορτίσεων. Αυτό σημαίνει ότι σύμφωνα με τον Πίνακα 4.4-2 η επικινδυνότητα αστοχίας λόγω κακής λίπανσης θεωρείται μικρή.

Σύμφωνα με τα όσα προηγήθηκαν μπορεί να συμπεραθεί ότι το κιβώτιο ταχυτήτων αναμένεται να αντέξει φορτιζόμενο με ροπή που να ακολουθεί την κατανομή του δεδομένου φάσματος φορτίσεων, 36.608 χρόνια καλής λειτουργίας. Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι τα παραπάνω αποτελέσματα είναι αρκετά ουτοπιστικά αφού σημαντικό ρόλο στην διατήρηση της καλής λειτουργίας του κιβωτίου ταχυτήτων μιας ανεμογεννήτριας παίζει η σωστή και επιμελής συντήρηση. Οπότε η μακροήμερευση του τελικού σχεδιασμού του κιβωτίου ταχυτήτων μιας ανεμογεννήτριας εξαρτάται άμεσα από τον ανθρώπινο παράγοντα. Λάθη και απροσεξίες τόσο κατά την κατασκευή/συναρμολόγηση και την εγκατάσταση του κιβωτίου όσο και κατά την συντήρηση αυτού μπορεί να έχουν σημαντική επίδραση στο προσδόκιμο ζωής αυτού. Έτσι, αν συμπεριληφθεί υπόψη και ο ανθρώπινος παράγοντας γίνεται αντιληπτό ότι δεν μπορεί να προγνωσθεί με ακρίβεια η διάρκεια καλής λειτουργίας ενός κιβωτίου ταχυτήτων μιας ανεμογεννήτριας. Παρόλα αυτά σύμφωνα με την υπολογισμένη διάρκεια ζωής μπορεί να ορισθεί ένα άνω όριο που δύναται να καθορίσει τελικά αν το συγκεκριμένο κιβώτιο καλύπτει τις απαιτήσεις του αγοραστή.

# ~ 11 ~

## 11 ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΗΣ ΣΗΜΑΝΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ ΒΑΘΜΟΝΟΜΗΣΗΣ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΑΝΕΜΟΓΕΝΝΗΤΡΙΩΝ

Στο τελευταίο αυτό κεφάλαιο θα γίνει προσπάθεια να αξιολογηθεί η χρησιμότητα του αναπτυχθέντος αλγορίθμου καθώς και να καθορισθούν οι επιπλέον δυνατότητες μοντελοποίησης και μελέτης που θα μπορούσαν να προστεθούν σε μελλοντικές εκδόσεις του κώδικα.

### 11.1 ΧΡΗΣΙΜΟΤΗΤΑ ΑΝΑΠΤΥΧΘΕΝΤΟΣ ΚΩΔΙΚΑ

Ο εν λόγω αλγόριθμος είναι χρήσιμος τόσο για έναν μελετητή όσο και για έναν κατασκευαστή κιβωτίων ταχυτήτων. Έτσι είτε ο μελετητής μιας νέας εγκατάστασης ανεμογεννητριών, είτε ο κατασκευαστής των κιβωτίων ταχυτήτων δύναται με χρήση του αναπτυχθέντος κώδικα, να βαθμονομήσει τα κιβώτια ταχυτήτων που πρόκειται να εγκατασταθούν σύμφωνα με τη στατιστική κατανομή του ανέμου στην περιοχή τοποθέτησης, ώστε να επιλέξει την καταλληλότερη κατασκευαστική λύση.

Επιπλέον πρέπει να σημειωθεί ότι ο αλγόριθμος αυτός δύναται να βαθμονομήσει και μειωτήρες στροφών των οποίων οι βαθμίδες αποτελούνται από απλές βαθμίδες μετωπικών οδοντωτών τροχών (μη επικυκλικές βαθμίδες). Υπενθυμίζεται ότι η μόνη διαφοροποίηση που έγινε κατά τη μοντελοποίηση ήταν ότι υποτέθηκαν μόνο πλανητικού τύπου επικυκλικές βαθμίδες με άτρακτο εισόδου τον πλανητικό φορέα χωρίς όμως να περιορίζονται οι απλές μη επικυκλικές βαθμίδες.

Μπορεί ο αναπτυχθέντας κώδικας να μην προορίζεται για ευθύ σχεδιασμό παρόλα αυτά μπορεί να βοηθήσει τη διαφοροποίηση ενός βασικού σχεδιασμού ώστε να ικανοποιεί τις εξατομικευμένες απαιτήσεις μιας εγκατάστασης. Έτσι λόγω της ταχύτατης εκτέλεσής του δύναται να δοκιμασθούν πολλές κατασκευαστικές λύσεις οι οποίες να στηρίζονται σε έναν βασικό σχεδιασμό. Για παράδειγμα, εάν οι απαιτήσεις μιας εγκατάστασης ξεπερνούν τα όρια ενός σχεδιασμού κιβωτίου ταχυτήτων θα μπορούσε είτε με αλλαγή των γεωμετρικών χαρακτηριστικών (π.χ. αλλαγή module ή πλάτους οδοντωτών τροχών κτλ) είτε χωρίς αλλαγή της γεωμετρίας (π.χ. αλλαγή υλικού ή επιφανειακής κατεργασίας κτλ) να προκύψει ένας καινούριος σχεδιασμός ιδιαίτερα μελετημένος για τις δεδομένες απαιτήσεις της εκάστοτε περίπτωσης.

## 11.2 ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΠΡΟΕΚΤΑΣΕΙΣ ΤΟΥ ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΥ

Ο αλγόριθμος που αναπτύχθηκε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας αναλαμβάνει την μοντελοποίηση και βαθμονόμηση της συντριπτικής πλειοψηφίας των σύγχρονων κιβωτίων ταχυτήτων ανεμογεννητριών. Παρόλα ταύτα υπάρχει χώρος βελτίωσης και επέκτασής των δυνατοτήτων του. Όπως προαναφέρθηκε αυτό που εξειδικεύει τον αλγόριθμο στα κιβώτια ταχυτήτων ανεμογεννητριών είναι ο περιορισμός που τίθεται στις επικυκλικές βαθμίδες. Έτσι, θα μπορούσε με μια γενικότερη μοντελοποίηση των επικυκλικών βαθμίδων να μεταλλαχθεί σε αλγόριθμο μοντελοποίησης κιβωτίων ταχυτήτων οδοντωτών τροχών γενικής χρήσης.

Θα πρέπει όμως να σημειωθεί ότι τόσο ο αναπτυχθέντας κώδικας όσο και αυτός στην περίπτωση που επεκταθεί ο αρχικός βάσει της παραπάνω υπόδειξης, δύνανται να μοντελοποιήσουν και να αναλύσουν κιβώτια ταχυτήτων απλής ροής ισχύος. Έτσι άλλο ένα σημείο που μπορεί να μελετηθεί σε μελλοντικές επεκτάσεις του κώδικα είναι η διακλάδωση της ροής ισχύος. Η απομάστευση ισχύος δεν είναι σπάνια αφού σε πολλές περιπτώσεις κιβωτίων ταχυτήτων η ροή ισχύος διακλαδώνεται ώστε μέρος αυτής να χρησιμοποιηθεί σε περιφερειακά συστήματα για παράδειγμα στο σύστημα λίπανσης (κίνηση αντλίας λιπαντικού) ή σε διατάξεις εξαναγκασμένης ψύξης (κίνηση ανεμιστήρων).

Επιπλέον για να μπορέσει να μοντελοποιηθεί κάθε κιβώτιο ταχυτήτων θα πρέπει τέλος να ληφθεί υπόψη και η περίπτωση των κιβωτίων ταχυτήτων με δυνατότητα μεταβολής του λόγου μετάδοσης. Αυτό ασφαλώς προϋποθέτει ότι ο κώδικας θα μετατραπεί σε γενικής χρήσης παρά σε εξειδικευμένο στις εφαρμογές ανεμογεννητριών. Σε αυτή την περίπτωση θα πρέπει να μοντελοποιηθούν όλες οι δυνατές καταστάσεις του κιβωτίου ταχυτήτων – μία για κάθε διαφορετικό λόγο μετάδοσης – και επίσης να καταμεριστεί και το φάσμα των φορτίσεων σε κάθε δυνατή κατάσταση.

Γίνεται αντιληπτό ότι οι τρεις παραπάνω επεκτάσεις του κώδικα προτάθηκαν με κύριο γνώμονα την βελτίωση και διεύρυνση της μοντελοποίησης ώστε αυτή να συμπεριλάβει στις δυνατότητές της όλο και περισσότερες περιπτώσεις

κατασκευαστικών λύσεων κιβωτίων ταχυτήτων. Αυτό συνεπάγεται ότι οι όποιες αλλαγές και προεκτάσεις που πρέπει να γίνουν στον αναπτυχθέντα αλγόριθμο περιορίζονται στο κομμάτι της προεπεξεργασίας (pre-processing) των δεδομένων εισόδου και δεν προσθέτουν στον κώδικα δυνατότητες επίλυσης διαφορετικής φύσης προβλημάτων. Αυτό δεν αποτελεί πρόβλημα αν σκοπός της μελέτης είναι μόνο η μελέτη του κιβωτίου από πλευράς των οδοντωτών τροχών.

Τέλος, με μικρές επεκτάσεις θα μπορούσαν να προστεθούν στην μοντελοποίηση τα ρουλεμάν και οι άτρακτοι του κιβωτίου. Αυτές οι επεκτάσεις θα είχαν σαν αποτέλεσμα την αλλαγή τόσο του κομματιού της προεπεξεργασίας (pre-processing) των δεδομένων εισόδου όσο και της επίλυσης (solving). Αυτό θα είχε σαν συνέπεια την πρόσθεση νέων δυνατοτήτων τόσο στην μοντελοποίηση όσο και στην επίλυση των κιβωτίων ταχυτήτων. Κάτι τέτοιο βέβαια θα είχε σαν απαιτήσεις να καθορισθεί ένα νέο επιπλέον θεωρητικό πλαίσιο σύμφωνα με το οποίο θα γινόταν η μελέτη του εκάστοτε κιβωτίου ταχυτήτων.





```

#####
--->STAGE 1INPUT DATA<---
Stage's type: 1
Stage No.1 is a planetary stage.
--->GEOMETRY INPUT<---
This stage has 3 planets.
-----
Sun has 16.000000 teeth.
Planet has 28.000000 teeth.
Outer gear has 74.000000 teeth.
-----
Sun's dimensionless addendum modification is 0.700000.
Planet's dimensionless addendum modification is 0.600000.
Outer gear's dimensionless addendum modification is -0.900000.
-----
Sun's bore is: 40.000000 mm
Planet's bore is: 120.000000 mm
Outer gear's bore is: 572.000000 mm
-----
Stage's normal metric module is: 6.000000 mm
-----
Gears' helix angle is: 0.000000 degrees
-----
Gears' standard normal pressure angle is: 20.000000 degrees
-----
Sun's net face width is: 110.000000 mm
Planet's net face width is: 110.000000 mm
Outer gear's net face width is: 110.000000 mm
-----
--->MATERIAL INPUT<---
Sun's modulus of elasticity is: 206000.000000 N/mm^2
Planet's modulus of elasticity is: 206000.000000 N/mm^2
Outer gear's modulus of elasticity is: 206000.000000 N/mm^2
-----
Sun's Poisson's ratio is: 0.300000
Planet's Poisson's ratio is: 0.300000
Outer gear's Poisson's ratio is: 0.300000
-----
Sun's contact pressure fatigue endurance stress is: 1285.000000
N/mm^2
Planet's contact pressure fatigue endurance stress is: 1285.000000
N/mm^2
Outer gear's contact pressure fatigue endurance stress is:
1285.000000 N/mm^2
-----
Sun's contact pressure fatigue endurance number of load cycles is:
100000000.000000 cycles
Planet's contact pressure fatigue endurance number of load cycles is:
100000000.000000 cycles
Outer gear's contact pressure fatigue endurance number of load cycles
is: 100000000.000000 cycles
-----
Sun's contact pressure fatigue curve slope is: -10.000000
Planet's contact pressure fatigue curve slope is: -10.000000
Outer gear's contact pressure fatigue curve slope is: -10.000000
-----
Sun's bending strength fatigue endurance stress is: 740.000000 N/mm^2
Planet's bending strength fatigue endurance stress is: 740.000000
N/mm^2
Outer gear's bending strength fatigue endurance stress is: 740.000000
N/mm^2

```



```

-----
Sun's bending strength fatigue endurance number of load cycles is:
3000000.000000 cycles
Planet's bending strength fatigue endurance number of load cycles is:
3000000.000000 cycles
Outer gear's bending strength fatigue endurance number of load cycles
is: 3000000.000000 cycles
-----
Sun's bending strength fatigue curve slope is: -9.000000
Planet's bending strength fatigue curve slope is: -9.000000
Outer gear's bending strength fatigue curve slope is: -9.000000
-----
Sun's average surface roughness is: 0.500000 micrometers
Planet's average surface roughness is: 0.500000 micrometers
Outer gear's average surface roughness is: 1.500000 micrometers
-----
END OF STAGE 1
#####
--->STAGE 2INPUT DATA<---
Stage's type: 1
Stage No.2 is a planetary stage.
--->GEOMETRY INPUT<---
This stage has 3 planets.
-----
Sun has 27.000000 teeth.
Planet has 44.000000 teeth.
Outer gear has 117.000000 teeth.
-----
Sun's dimensionless addendum modification is 0.700000.
Planet's dimensionless addendum modification is 0.600000.
Outer gear's dimensionless addendum modification is -0.900000.
-----
Sun's bore is: 40.000000 mm
Planet's bore is: 100.000000 mm
Outer gear's bore is: 488.000000 mm
-----
Stage's normal metric module is: 3.500000 mm
-----
Gears's helix angle is: 0.000000 degrees
-----
Gears's standard normal pressure angle is: 20.000000 degrees
-----
Sun's net face width is: 50.000000 mm
Planet's net face width is: 50.000000 mm
Outer gear's net face width is: 50.000000 mm
-----
--->MATERIAL INPUT<---
Sun's modulus of elasticity is: 206000.000000 N/mm^2
Planet's modulus of elasticity is: 206000.000000 N/mm^2
Outer gear's modulus of elasticity is: 206000.000000 N/mm^2
-----
Sun's Poisson's ratio is: 0.300000
Planet's Poisson's ratio is: 0.300000
Outer gear's Poisson's ratio is: 0.300000
-----
Sun's contact pressure fatigue endurance stress is: 930.000000 N/mm^2
Planet's contact pressure fatigue endurance stress is: 930.000000
N/mm^2
Outer gear's contact pressure fatigue endurance stress is: 930.000000
N/mm^2
-----

```











of meshing gears.

-----

Stage No. 1.000000 is a planetary stage.

Probability of scuffing for sun-planet pair of gears for each load bin.

No. of bin	Probability of scuffing
1.000000	0.050000
2.000000	0.050000
3.000000	0.050000
4.000000	0.050000
5.000000	0.050000
6.000000	0.050000
7.000000	0.050000
8.000000	0.050000
9.000000	0.050000
10.000000	0.050000
11.000000	0.050000
12.000000	0.050000
13.000000	0.050000
14.000000	0.050000
15.000000	0.050000

-----

Probability of scuffing for planet-outer gear pair of gears for each load bin.

No. of bin	Probability of scuffing
1.000000	0.050000
2.000000	0.050000
3.000000	0.050000
4.000000	0.050000
5.000000	0.050000
6.000000	0.050000
7.000000	0.050000
8.000000	0.050000
9.000000	0.050000
10.000000	0.050000
11.000000	0.050000
12.000000	0.050000
13.000000	0.050000
14.000000	0.050000
15.000000	0.050000

-----

Stage No. 2.000000 is a planetary stage.

Probability of scuffing for sun-planet pair of gears for each load bin.

No. of bin	Probability of scuffing
1.000000	0.050000
2.000000	0.050000
3.000000	0.050000
4.000000	0.050000
5.000000	0.050000
6.000000	0.050000
7.000000	0.050000
8.000000	0.050000
9.000000	0.050000
10.000000	0.050000
11.000000	0.050000
12.000000	0.050000
13.000000	0.050000
14.000000	0.050000
15.000000	0.050000

-----







**Γ ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ ΕΞΩΤΕΡΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΔΙ' ΕΞΕΙΛΙΓΜΕΝΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΗΣ ΜΕΘΟΔΟΥ ΤΩΝ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ**

Σε αυτό το παράρτημα θα παρατεθεί μέρος του κώδικα της μοντελοποίησης βαθμίδων εξωτερικών οδοντωτών τροχών για επίλυση με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων. Σύμφωνα με τον ακόλουθο κώδικα μοντελοποιείται η βαθμίδα μετωπικών τροχών που εξετάστηκε στο έκτο κεφάλαιο για ροπή εισόδου 200Nm και οι τροχοί συνεργάζονται στο HPSTC του συνεργαζόμενου τροχού και ουσιαστικά αποτελεί το κομμάτι της προεπεξεργασίας της μοντελοποίησης.

Πρέπει να σημειωθεί ότι ο επόμενος κώδικας είναι γραμμένος σε γλώσσα ANSYS-APDL η οποία είναι κατανοητή από το αντίστοιχο λογισμικό μοντελοποίησης με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων. Επιπλέον είναι ανάγκη να υπογραμμισθεί ότι το ακόλουθο τμήμα κώδικα προγραμματίστηκε αυτομάτως με χρήση κατάλληλα προγραμματισμένων συναρτήσεων που εκτελέστηκαν στο προγραμματιστικό περιβάλλον της MATLAB όπως εξηγήθηκε εκτενώς στο πέμπτο κεφάλαιο.

```
!*****  
!INITIALIZATION  
!*****  
!*  
WPSTYLE,,,,,,,,,0  
!*  
/NOPR  
/PMETH,OFF,0  
KEYW,PR_SET,1
```

```

KEYW,PR_STRUC,1
KEYW,PR_THERM,0
KEYW,PR_FLUID,0
KEYW,PR_MULTI,0
/GO
!*
/PREP7
!*
!*ELEMENT'S TYPE
ET,1,plane42
KEYOPT,1,3,3
R,1,70.000000,
!*
!*PINION'S MATERIAL DATA
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,205000.000000
MPDATA,PRXY,1,,0.300000
!*
!*GEAR'S MATERIAL DATA
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,2,,205000.000000
MPDATA,PRXY,2,,0.300000
!*
*SET,THETA,0.078760
*AFUN,DEG
!*****
!* GEOMETRY INPUT*
!*****
!*
!*KEYPOINTS
K, 1,-11.704663,144.706224,0
K, 2,-11.368408,144.607624,0
K, 3,-11.030551,144.511686,0
K, 4,-10.691886,144.418646,0
K, 5,-10.364816,144.296480,0
K, 6,-10.141585,144.029858,0
K, 7,-10.018933,143.702095,0
K, 8,-9.960819,143.356464,0
K, 9,-9.946360,143.006091,0
K, 10,-9.963980,142.655759,0
K, 11,-10.006675,142.307554,0
K, 12,-10.071965,141.952439,0
K, 13,-10.123186,141.605417,0
K, 14,-10.150562,141.255719,0
K, 15,-10.162034,140.905124,0
K, 16,-10.160584,140.554291,0
K, 17,-10.147962,140.203668,0
K, 18,-10.125363,139.853538,0
K, 19,-10.093670,139.504069,0
K, 20,-10.053579,139.155460,0
K, 21,-10.005656,138.807856,0
K, 22,-9.950375,138.461377,0
K, 23,-9.888123,138.116034,0
K, 24,-9.819274,137.772038,0
K, 25,-9.744089,137.429245,0
K, 26,-9.662759,137.087410,0
K, 27,-9.575677,136.747233,0
K, 28,-9.483086,136.408798,0
K, 29,-9.384960,136.071341,0

```

K,	30,	-9.281747,	135.735822,	0
K,	31,	-9.173483,	135.401806,	0
K,	32,	-9.055916,	135.070865,	0
K,	33,	-8.818179,	134.819693,	0
K,	34,	-8.483609,	134.724972,	0
K,	35,	-8.137262,	134.666594,	0
K,	36,	-7.683520,	134.593892,	0
K,	37,	-7.229129,	134.525363,	0
K,	38,	-6.881410,	134.475802,	0
K,	39,	-6.533876,	134.464443,	0
K,	40,	-6.231088,	134.631554,	0
K,	41,	-6.018571,	134.911161,	0
K,	42,	-5.813982,	135.196523,	0
K,	43,	-5.613750,	135.484852,	0
K,	44,	-5.417776,	135.776571,	0
K,	45,	-5.226779,	136.070903,	0
K,	46,	-5.040501,	136.368567,	0
K,	47,	-4.859200,	136.669559,	0
K,	48,	-4.683464,	136.973329,	0
K,	49,	-4.513398,	137.280169,	0
K,	50,	-4.349208,	137.590297,	0
K,	51,	-4.191316,	137.903624,	0
K,	52,	-4.040092,	138.220257,	0
K,	53,	-3.896026,	138.540226,	0
K,	54,	-3.759699,	138.863565,	0
K,	55,	-3.631837,	139.190295,	0
K,	56,	-3.513330,	139.520525,	0
K,	57,	-3.405404,	139.854349,	0
K,	58,	-3.309862,	140.191870,	0
K,	59,	-3.229745,	140.533365,	0
K,	60,	-3.173159,	140.879554,	0
K,	61,	-3.127521,	141.237725,	0
K,	62,	-3.062453,	141.582450,	0
K,	63,	-2.972848,	141.921588,	0
K,	64,	-2.852667,	142.251021,	0
K,	65,	-2.692333,	142.562680,	0
K,	66,	-2.475936,	142.837715,	0
K,	67,	-2.182278,	143.023951,	0
K,	68,	-1.833554,	143.041020,	0
K,	69,	-1.482628,	143.026816,	0
K,	70,	-1.131593,	143.015619,	0
K,	71,	-0.781275,	143.007444,	0
K,	72,	-0.669288,	143.005463,	0
K,	73,	-0.318900,	143.001240,	0
K,	74,	0.032311,	143.000013,	0
K,	75,	0.383520,	143.001794,	0
K,	76,	0.731421,	142.972401,	0
K,	77,	1.018308,	142.775893,	0
K,	78,	1.224841,	142.493375,	0
K,	79,	1.374050,	142.176240,	0
K,	80,	1.482502,	141.842761,	0
K,	81,	1.560054,	141.500666,	0
K,	82,	1.612887,	141.153855,	0
K,	83,	1.645827,	140.794293,	0
K,	84,	1.690130,	140.446320,	0
K,	85,	1.758117,	140.102204,	0
K,	86,	1.841660,	139.761515,	0
K,	87,	1.937710,	139.424082,	0
K,	88,	2.044461,	139.089867,	0
K,	89,	2.160686,	138.758818,	0
K,	90,	2.285489,	138.430859,	0

K, 91,2.418147,138.105994,0  
K, 92,2.558075,137.784210,0  
K, 93,2.704785,137.465494,0  
K, 94,2.857901,137.149752,0  
K, 95,3.017007,136.837087,0  
K, 96,3.181887,136.527292,0  
K, 97,3.352428,136.220075,0  
K, 98,3.528059,135.916007,0  
K, 99,3.708525,135.615103,0  
K, 100,3.894058,135.316634,0  
K, 101,4.083965,135.021403,0  
K, 102,4.278331,134.728982,0  
K, 103,4.480824,134.442033,0  
K, 104,4.777511,134.264316,0  
K, 105,5.125229,134.263374,0  
K, 106,5.474484,134.300603,0  
K, 107,5.931015,134.353016,0  
K, 108,6.387044,134.409621,0  
K, 109,6.735240,134.455711,0  
K, 110,7.072952,134.538538,0  
K, 111,7.319425,134.781143,0  
K, 112,7.448624,135.107717,0  
K, 113,7.568636,135.437695,0  
K, 114,7.683653,135.769353,0  
K, 115,7.793655,136.103128,0  
K, 116,7.898160,136.438076,0  
K, 117,7.997221,136.774959,0  
K, 118,8.090593,137.113704,0  
K, 119,8.177856,137.453622,0  
K, 120,8.258831,137.794967,0  
K, 121,8.333260,138.137893,0  
K, 122,8.400763,138.482199,0  
K, 123,8.460952,138.827890,0  
K, 124,8.513350,139.174863,0  
K, 125,8.557385,139.522992,0  
K, 126,8.592355,139.872103,0  
K, 127,8.617372,140.222060,0  
K, 128,8.631232,140.572623,0  
K, 129,8.632169,140.923404,0  
K, 130,8.617181,141.273851,0  
K, 131,8.578267,141.622469,0  
K, 132,8.525579,141.979671,0  
K, 133,8.495229,142.329168,0  
K, 134,8.490013,142.679904,0  
K, 135,8.516857,143.029546,0  
K, 136,8.587161,143.372905,0  
K, 137,8.721330,143.696124,0  
K, 138,8.953853,143.954683,0  
K, 139,9.285040,144.065203,0  
K, 140,9.626785,144.146205,0  
K, 141,9.967823,144.230131,0  
K, 142,10.307356,144.316774,0  
K, 143,10.415724,144.345080,0  
K, 144,10.754258,144.435547,0  
K, 145,11.092777,144.529121,0  
K, 146,11.430481,144.625591,0  
K, 147,11.773412,144.691150,0  
K, 148,12.102677,144.579330,0  
K, 149,12.377774,144.363011,0  
K, 150,12.607011,144.097892,0  
K, 151,12.801414,143.806040,0

K, 152,12.968386,143.497554,0  
K, 153,13.112829,143.177858,0  
K, 154,13.241555,142.840517,0  
K, 155,13.378098,142.517400,0  
K, 156,13.536405,142.204388,0  
K, 157,13.708767,141.898872,0  
K, 158,13.892293,141.599866,0  
K, 159,14.085256,141.306846,0  
K, 160,14.286486,141.019430,0  
K, 161,14.495144,140.737304,0  
K, 162,14.710530,140.460276,0  
K, 163,14.932086,140.188177,0  
K, 164,15.159344,139.920862,0  
K, 165,15.391968,139.658139,0  
K, 166,15.629529,139.399995,0  
K, 167,15.871878,139.146171,0  
K, 168,16.118980,138.896358,0  
K, 169,16.370135,138.650951,0  
K, 170,16.625092,138.409895,0  
K, 171,16.884270,138.172550,0  
K, 172,17.146788,137.939502,0  
K, 173,17.412840,137.710365,0  
K, 174,17.685243,137.488689,0  
K, 175,18.018875,137.397607,0  
K, 176,18.353953,137.490513,0  
K, 177,18.680212,137.620590,0  
K, 178,19.105673,137.794229,0  
K, 179,19.529519,137.971771,0  
K, 180,19.852368,138.110094,0  
K, 181,20.155210,138.280962,0  
K, 182,20.327089,138.581068,0  
K, 183,20.363389,138.930391,0  
K, 184,20.389924,139.280510,0  
K, 185,20.411195,139.630901,0  
K, 186,20.427066,139.981977,0  
K, 187,20.437328,140.332699,0  
K, 188,20.441826,140.683816,0  
K, 189,20.440343,141.035191,0  
K, 190,20.432661,141.386047,0  
K, 191,20.418540,141.736581,0  
K, 192,20.397689,142.086871,0  
K, 193,20.369796,142.436621,0  
K, 194,20.334487,142.785732,0  
K, 195,20.291329,143.133975,0  
K, 196,20.239807,143.481075,0  
K, 197,20.179292,143.826675,0  
K, 198,20.108964,144.170404,0  
K, 199,20.027728,144.511706,0  
K, 200,19.933991,144.849733,0  
K, 201,19.825009,145.183140,0  
K, 202,19.693483,145.508331,0  
K, 203,19.546377,145.838073,0  
K, 204,19.422859,146.166421,0  
K, 205,19.323208,146.502744,0  
K, 206,19.254725,146.846662,0  
K, 207,19.229785,147.196256,0  
K, 208,19.271775,147.543688,0  
K, 209,19.425917,147.855393,0  
K, 210,19.715005,148.051167,0  
K, 211,20.022223,148.221367,0  
K, 212,20.327971,148.394192,0

K, 213,20.631537,148.569227,0  
K, 214,-8.564387,155.248456,0  
K, 215,0.000000,154.000000,0  
K, 216,15.096247,158.075044,0  
K, 217,17.272829,131.873611,0  
K, 218,16.924952,131.918710,0  
K, 219,16.576527,131.962945,0  
K, 220,16.227988,132.006259,0  
K, 221,15.890767,132.083342,0  
K, 222,15.719116,132.384532,0  
K, 223,15.638206,132.756812,0  
K, 224,15.591523,133.104271,0  
K, 225,15.541287,133.451673,0  
K, 226,15.487573,133.798608,0  
K, 227,15.430529,134.144930,0  
K, 228,15.370257,134.490704,0  
K, 229,15.306837,134.836045,0  
K, 230,15.240424,135.180627,0  
K, 231,15.171028,135.524842,0  
K, 232,15.098811,135.868273,0  
K, 233,15.023788,136.211209,0  
K, 234,14.946086,136.553380,0  
K, 235,14.865666,136.895237,0  
K, 236,14.782700,137.236295,0  
K, 237,14.697190,137.576783,0  
K, 238,14.609206,137.916636,0  
K, 239,14.518804,138.255827,0  
K, 240,14.426032,138.594360,0  
K, 241,14.330924,138.932273,0  
K, 242,14.233501,139.269637,0  
K, 243,14.133889,139.606164,0  
K, 244,14.032095,139.941966,0  
K, 245,13.928115,140.277182,0  
K, 246,13.821930,140.611977,0  
K, 247,13.713639,140.946136,0  
K, 248,13.530241,141.239799,0  
K, 249,13.215436,141.383178,0  
K, 250,12.866196,141.415915,0  
K, 251,12.516627,141.447284,0  
K, 252,12.078638,141.485358,0  
K, 253,11.640534,141.522076,0  
K, 254,11.290706,141.550415,0  
K, 255,10.940971,141.577350,0  
K, 256,10.606418,141.489407,0  
K, 257,10.375897,141.231080,0  
K, 258,10.212531,140.920112,0  
K, 259,10.051133,140.608161,0  
K, 260,9.891837,140.295421,0  
K, 261,9.734596,139.981733,0  
K, 262,9.579382,139.666960,0  
K, 263,9.426185,139.350992,0  
K, 264,9.275174,139.034089,0  
K, 265,9.126362,138.716181,0  
K, 266,8.979774,138.397222,0  
K, 267,8.835455,138.077201,0  
K, 268,8.693469,137.756134,0  
K, 269,8.553893,137.434075,0  
K, 270,8.416690,137.110796,0  
K, 271,8.282113,136.786748,0  
K, 272,8.150045,136.461491,0  
K, 273,8.020660,136.135270,0

K, 274,7.893922,135.807800,0  
K, 275,7.770062,135.479461,0  
K, 276,7.649023,135.149868,0  
K, 277,7.531012,134.819313,0  
K, 278,7.416090,134.487672,0  
K, 279,7.304346,134.154862,0  
K, 280,7.195950,133.821003,0  
K, 281,7.091047,133.486485,0  
K, 282,6.948205,133.133306,0  
K, 283,6.727984,132.865571,0  
K, 284,6.382578,132.846764,0  
K, 285,6.031739,132.863156,0  
K, 286,5.680859,132.878621,0  
K, 287,5.330372,132.893142,0  
K, 288,5.209356,132.897941,0  
K, 289,4.858819,132.911218,0  
K, 290,4.507816,132.923586,0  
K, 291,4.156782,132.935026,0  
K, 292,3.813948,132.981125,0  
K, 293,3.615620,133.265457,0  
K, 294,3.501192,133.628838,0  
K, 295,3.423107,133.970612,0  
K, 296,3.341487,134.312006,0  
K, 297,3.256448,134.652619,0  
K, 298,3.168147,134.992319,0  
K, 299,3.076682,135.331180,0  
K, 300,2.982121,135.669323,0  
K, 301,2.884649,136.006439,0  
K, 302,2.784239,136.342916,0  
K, 303,2.681091,136.678358,0  
K, 304,2.575194,137.013051,0  
K, 305,2.466699,137.346738,0  
K, 306,2.355525,137.679866,0  
K, 307,2.241889,138.011966,0  
K, 308,2.125772,138.343268,0  
K, 309,2.007247,138.673712,0  
K, 310,1.886376,139.003276,0  
K, 311,1.763204,139.331970,0  
K, 312,1.637761,139.659835,0  
K, 313,1.510064,139.986942,0  
K, 314,1.380262,140.313017,0  
K, 315,1.248354,140.638171,0  
K, 316,1.114323,140.962543,0  
K, 317,0.978133,141.286295,0  
K, 318,0.839904,141.609222,0  
K, 319,0.630561,141.884991,0  
K, 320,0.304022,141.999149,0  
K, 321,-0.046747,141.999992,0  
K, 322,-0.397720,141.999443,0  
K, 323,-0.837357,141.997531,0  
K, 324,-1.276985,141.994258,0  
K, 325,-1.627941,141.990668,0  
K, 326,-1.978676,141.985688,0  
K, 327,-2.303845,141.867687,0  
K, 328,-2.509921,141.589468,0  
K, 329,-2.644332,141.264933,0  
K, 330,-2.776694,140.939597,0  
K, 331,-2.906891,140.613668,0  
K, 332,-3.034955,140.286981,0  
K, 333,-3.160902,139.959398,0  
K, 334,-3.284733,139.630808,0

K, 335,-3.406300,139.301486,0  
K, 336,-3.525587,138.971362,0  
K, 337,-3.642563,138.640395,0  
K, 338,-3.757182,138.308576,0  
K, 339,-3.869385,137.975928,0  
K, 340,-3.979096,137.642511,0  
K, 341,-4.086334,137.308095,0  
K, 342,-4.190886,136.973151,0  
K, 343,-4.292828,136.637233,0  
K, 344,-4.392013,136.300598,0  
K, 345,-4.488447,135.962960,0  
K, 346,-4.581937,135.624718,0  
K, 347,-4.672503,135.285483,0  
K, 348,-4.759965,134.945567,0  
K, 349,-4.844254,134.604850,0  
K, 350,-4.925271,134.263257,0  
K, 351,-5.002858,133.920924,0  
K, 352,-5.076907,133.578253,0  
K, 353,-5.187042,133.213548,0  
K, 354,-5.382003,132.926896,0  
K, 355,-5.724269,132.876758,0  
K, 356,-6.075144,132.861178,0  
K, 357,-6.425977,132.844672,0  
K, 358,-6.776333,132.827261,0  
K, 359,-6.897283,132.821036,0  
K, 360,-7.247575,132.802382,0  
K, 361,-7.598248,132.782780,0  
K, 362,-7.948869,132.762252,0  
K, 363,-8.294474,132.776984,0  
K, 364,-8.517836,133.042103,0  
K, 365,-8.664834,133.393573,0  
K, 366,-8.773675,133.726830,0  
K, 367,-8.886001,134.059388,0  
K, 368,-9.001662,134.390857,0  
K, 369,-9.120487,134.721120,0  
K, 370,-9.242388,135.050259,0  
K, 371,-9.367305,135.378402,0  
K, 372,-9.495029,135.705258,0  
K, 373,-9.625621,136.031210,0  
K, 374,-9.758844,136.355882,0  
K, 375,-9.894738,136.679559,0  
K, 376,-10.033128,137.001998,0  
K, 377,-10.174134,137.323636,0  
K, 378,-10.317498,137.644027,0  
K, 379,-10.463262,137.963397,0  
K, 380,-10.611344,138.281694,0  
K, 381,-10.761683,138.598901,0  
K, 382,-10.914235,138.915033,0  
K, 383,-11.068972,139.230132,0  
K, 384,-11.225886,139.544272,0  
K, 385,-11.384801,139.857192,0  
K, 386,-11.545730,140.169004,0  
K, 387,-11.708704,140.479843,0  
K, 388,-11.873769,140.789870,0  
K, 389,-12.040791,141.098889,0  
K, 390,-12.274343,141.354479,0  
K, 391,-12.609910,141.438471,0  
K, 392,-12.959303,141.407413,0  
K, 393,-13.308772,141.374950,0  
K, 394,-13.746413,141.333068,0  
K, 395,-14.183923,141.289831,0



```

K, 396,-14.533098,141.254342,0
K, 397,-14.881927,141.217488,0
K, 398,-15.195019,141.070407,0
K, 399,-15.374941,140.774601,0
K, 400,-15.479283,140.439188,0
K, 401,-15.581513,140.103164,0
K, 402,-15.681532,139.766745,0
K, 403,-15.779358,139.429766,0
K, 404,-15.874995,139.092088,0
K, 405,-15.968432,138.753598,0
K, 406,-16.059548,138.414587,0
K, 407,-16.148322,138.074983,0
K, 408,-16.234717,137.734750,0
K, 409,-16.318687,137.393883,0
K, 410,-16.400175,137.052410,0
K, 411,-16.479113,136.710398,0
K, 412,-16.555496,136.367616,0
K, 413,-16.629157,136.024552,0
K, 414,-16.700130,135.680755,0
K, 415,-16.768292,135.336496,0
K, 416,-16.833624,134.991487,0
K, 417,-16.895969,134.646146,0
K, 418,-16.955311,134.300081,0
K, 419,-17.011501,133.953620,0
K, 420,-17.064457,133.606649,0
K, 421,-17.114075,133.259105,0
K, 422,-17.160211,132.911134,0
K, 423,-17.202793,132.563149,0
K, 424,-17.279307,132.189941,0
K, 425,-17.447394,131.886747,0
K, 426,-17.783682,131.805693,0
K, 427,-18.131686,131.758271,0
K, 428,-18.479565,131.709930,0
K, 429,-18.826886,131.660732,0
K, 430,15.844249,120.966771,0
K, 431,0.000000,122.000000,0
K, 432,-17.269775,120.771499,0
!*****
!*LINES & AREAS
!*
!*PINION
FLST,3, 71,3
FITEM,3, 1
FITEM,3, 2
FITEM,3, 3
FITEM,3, 4
FITEM,3, 5
FITEM,3, 6
FITEM,3, 7
FITEM,3, 8
FITEM,3, 9
FITEM,3, 10
FITEM,3, 11
FITEM,3, 12
FITEM,3, 13
FITEM,3, 14
FITEM,3, 15
FITEM,3, 16
FITEM,3, 17
FITEM,3, 18
FITEM,3, 19

```

FITEM, 3,	20
FITEM, 3,	21
FITEM, 3,	22
FITEM, 3,	23
FITEM, 3,	24
FITEM, 3,	25
FITEM, 3,	26
FITEM, 3,	27
FITEM, 3,	28
FITEM, 3,	29
FITEM, 3,	30
FITEM, 3,	31
FITEM, 3,	32
FITEM, 3,	33
FITEM, 3,	34
FITEM, 3,	35
FITEM, 3,	36
FITEM, 3,	37
FITEM, 3,	38
FITEM, 3,	39
FITEM, 3,	40
FITEM, 3,	41
FITEM, 3,	42
FITEM, 3,	43
FITEM, 3,	44
FITEM, 3,	45
FITEM, 3,	46
FITEM, 3,	47
FITEM, 3,	48
FITEM, 3,	49
FITEM, 3,	50
FITEM, 3,	51
FITEM, 3,	52
FITEM, 3,	53
FITEM, 3,	54
FITEM, 3,	55
FITEM, 3,	56
FITEM, 3,	57
FITEM, 3,	58
FITEM, 3,	59
FITEM, 3,	60
FITEM, 3,	61
FITEM, 3,	62
FITEM, 3,	63
FITEM, 3,	64
FITEM, 3,	65
FITEM, 3,	66
FITEM, 3,	67
FITEM, 3,	68
FITEM, 3,	69
FITEM, 3,	70
FITEM, 3,	71
BSPLIN, ,P51X	
FLST, 3,	72, 3
FITEM, 3,	71
FITEM, 3,	72
FITEM, 3,	73
FITEM, 3,	74
FITEM, 3,	75
FITEM, 3,	76
FITEM, 3,	77

FITEM, 3,	78
FITEM, 3,	79
FITEM, 3,	80
FITEM, 3,	81
FITEM, 3,	82
FITEM, 3,	83
FITEM, 3,	84
FITEM, 3,	85
FITEM, 3,	86
FITEM, 3,	87
FITEM, 3,	88
FITEM, 3,	89
FITEM, 3,	90
FITEM, 3,	91
FITEM, 3,	92
FITEM, 3,	93
FITEM, 3,	94
FITEM, 3,	95
FITEM, 3,	96
FITEM, 3,	97
FITEM, 3,	98
FITEM, 3,	99
FITEM, 3,	100
FITEM, 3,	101
FITEM, 3,	102
FITEM, 3,	103
FITEM, 3,	104
FITEM, 3,	105
FITEM, 3,	106
FITEM, 3,	107
FITEM, 3,	108
FITEM, 3,	109
FITEM, 3,	110
FITEM, 3,	111
FITEM, 3,	112
FITEM, 3,	113
FITEM, 3,	114
FITEM, 3,	115
FITEM, 3,	116
FITEM, 3,	117
FITEM, 3,	118
FITEM, 3,	119
FITEM, 3,	120
FITEM, 3,	121
FITEM, 3,	122
FITEM, 3,	123
FITEM, 3,	124
FITEM, 3,	125
FITEM, 3,	126
FITEM, 3,	127
FITEM, 3,	128
FITEM, 3,	129
FITEM, 3,	130
FITEM, 3,	131
FITEM, 3,	132
FITEM, 3,	133
FITEM, 3,	134
FITEM, 3,	135
FITEM, 3,	136
FITEM, 3,	137
FITEM, 3,	138

FITEM, 3,	139
FITEM, 3,	140
FITEM, 3,	141
FITEM, 3,	142
BSPLIN, ,P51X	
FLST, 3,	72, 3
FITEM, 3,	142
FITEM, 3,	143
FITEM, 3,	144
FITEM, 3,	145
FITEM, 3,	146
FITEM, 3,	147
FITEM, 3,	148
FITEM, 3,	149
FITEM, 3,	150
FITEM, 3,	151
FITEM, 3,	152
FITEM, 3,	153
FITEM, 3,	154
FITEM, 3,	155
FITEM, 3,	156
FITEM, 3,	157
FITEM, 3,	158
FITEM, 3,	159
FITEM, 3,	160
FITEM, 3,	161
FITEM, 3,	162
FITEM, 3,	163
FITEM, 3,	164
FITEM, 3,	165
FITEM, 3,	166
FITEM, 3,	167
FITEM, 3,	168
FITEM, 3,	169
FITEM, 3,	170
FITEM, 3,	171
FITEM, 3,	172
FITEM, 3,	173
FITEM, 3,	174
FITEM, 3,	175
FITEM, 3,	176
FITEM, 3,	177
FITEM, 3,	178
FITEM, 3,	179
FITEM, 3,	180
FITEM, 3,	181
FITEM, 3,	182
FITEM, 3,	183
FITEM, 3,	184
FITEM, 3,	185
FITEM, 3,	186
FITEM, 3,	187
FITEM, 3,	188
FITEM, 3,	189
FITEM, 3,	190
FITEM, 3,	191
FITEM, 3,	192
FITEM, 3,	193
FITEM, 3,	194
FITEM, 3,	195
FITEM, 3,	196

FITEM, 3,	197				
FITEM, 3,	198				
FITEM, 3,	199				
FITEM, 3,	200				
FITEM, 3,	201				
FITEM, 3,	202				
FITEM, 3,	203				
FITEM, 3,	204				
FITEM, 3,	205				
FITEM, 3,	206				
FITEM, 3,	207				
FITEM, 3,	208				
FITEM, 3,	209				
FITEM, 3,	210				
FITEM, 3,	211				
FITEM, 3,	212				
FITEM, 3,	213				
BSPLIN, ,P51X					
LSTR, 1,		214			
LSTR,	213,		216		
LARC,	214,		216,	215	
FLST, 2,	6, 4				
FITEM, 2,	1				
FITEM, 2,	2				
FITEM, 2,	3				
FITEM, 2,	4				
FITEM, 2,	5				
FITEM, 2,	6				
AL, P51X					
!*					
!*GEAR					
FLST, 3,	71, 3				
FITEM, 3,	217				
FITEM, 3,	218				
FITEM, 3,	219				
FITEM, 3,	220				
FITEM, 3,	221				
FITEM, 3,	222				
FITEM, 3,	223				
FITEM, 3,	224				
FITEM, 3,	225				
FITEM, 3,	226				
FITEM, 3,	227				
FITEM, 3,	228				
FITEM, 3,	229				
FITEM, 3,	230				
FITEM, 3,	231				
FITEM, 3,	232				
FITEM, 3,	233				
FITEM, 3,	234				
FITEM, 3,	235				
FITEM, 3,	236				
FITEM, 3,	237				
FITEM, 3,	238				
FITEM, 3,	239				
FITEM, 3,	240				
FITEM, 3,	241				
FITEM, 3,	242				
FITEM, 3,	243				
FITEM, 3,	244				
FITEM, 3,	245				

FITEM, 3,	246
FITEM, 3,	247
FITEM, 3,	248
FITEM, 3,	249
FITEM, 3,	250
FITEM, 3,	251
FITEM, 3,	252
FITEM, 3,	253
FITEM, 3,	254
FITEM, 3,	255
FITEM, 3,	256
FITEM, 3,	257
FITEM, 3,	258
FITEM, 3,	259
FITEM, 3,	260
FITEM, 3,	261
FITEM, 3,	262
FITEM, 3,	263
FITEM, 3,	264
FITEM, 3,	265
FITEM, 3,	266
FITEM, 3,	267
FITEM, 3,	268
FITEM, 3,	269
FITEM, 3,	270
FITEM, 3,	271
FITEM, 3,	272
FITEM, 3,	273
FITEM, 3,	274
FITEM, 3,	275
FITEM, 3,	276
FITEM, 3,	277
FITEM, 3,	278
FITEM, 3,	279
FITEM, 3,	280
FITEM, 3,	281
FITEM, 3,	282
FITEM, 3,	283
FITEM, 3,	284
FITEM, 3,	285
FITEM, 3,	286
FITEM, 3,	287
BSPLIN, ,P51X	
FLST, 3,	72, 3
FITEM, 3,	287
FITEM, 3,	288
FITEM, 3,	289
FITEM, 3,	290
FITEM, 3,	291
FITEM, 3,	292
FITEM, 3,	293
FITEM, 3,	294
FITEM, 3,	295
FITEM, 3,	296
FITEM, 3,	297
FITEM, 3,	298
FITEM, 3,	299
FITEM, 3,	300
FITEM, 3,	301
FITEM, 3,	302
FITEM, 3,	303

FITEM, 3,	304
FITEM, 3,	305
FITEM, 3,	306
FITEM, 3,	307
FITEM, 3,	308
FITEM, 3,	309
FITEM, 3,	310
FITEM, 3,	311
FITEM, 3,	312
FITEM, 3,	313
FITEM, 3,	314
FITEM, 3,	315
FITEM, 3,	316
FITEM, 3,	317
FITEM, 3,	318
FITEM, 3,	319
FITEM, 3,	320
FITEM, 3,	321
FITEM, 3,	322
FITEM, 3,	323
FITEM, 3,	324
FITEM, 3,	325
FITEM, 3,	326
FITEM, 3,	327
FITEM, 3,	328
FITEM, 3,	329
FITEM, 3,	330
FITEM, 3,	331
FITEM, 3,	332
FITEM, 3,	333
FITEM, 3,	334
FITEM, 3,	335
FITEM, 3,	336
FITEM, 3,	337
FITEM, 3,	338
FITEM, 3,	339
FITEM, 3,	340
FITEM, 3,	341
FITEM, 3,	342
FITEM, 3,	343
FITEM, 3,	344
FITEM, 3,	345
FITEM, 3,	346
FITEM, 3,	347
FITEM, 3,	348
FITEM, 3,	349
FITEM, 3,	350
FITEM, 3,	351
FITEM, 3,	352
FITEM, 3,	353
FITEM, 3,	354
FITEM, 3,	355
FITEM, 3,	356
FITEM, 3,	357
FITEM, 3,	358
BSPLIN, ,P51X	
FLST, 3,	72, 3
FITEM, 3,	358
FITEM, 3,	359
FITEM, 3,	360
FITEM, 3,	361

FITEM, 3,	362
FITEM, 3,	363
FITEM, 3,	364
FITEM, 3,	365
FITEM, 3,	366
FITEM, 3,	367
FITEM, 3,	368
FITEM, 3,	369
FITEM, 3,	370
FITEM, 3,	371
FITEM, 3,	372
FITEM, 3,	373
FITEM, 3,	374
FITEM, 3,	375
FITEM, 3,	376
FITEM, 3,	377
FITEM, 3,	378
FITEM, 3,	379
FITEM, 3,	380
FITEM, 3,	381
FITEM, 3,	382
FITEM, 3,	383
FITEM, 3,	384
FITEM, 3,	385
FITEM, 3,	386
FITEM, 3,	387
FITEM, 3,	388
FITEM, 3,	389
FITEM, 3,	390
FITEM, 3,	391
FITEM, 3,	392
FITEM, 3,	393
FITEM, 3,	394
FITEM, 3,	395
FITEM, 3,	396
FITEM, 3,	397
FITEM, 3,	398
FITEM, 3,	399
FITEM, 3,	400
FITEM, 3,	401
FITEM, 3,	402
FITEM, 3,	403
FITEM, 3,	404
FITEM, 3,	405
FITEM, 3,	406
FITEM, 3,	407
FITEM, 3,	408
FITEM, 3,	409
FITEM, 3,	410
FITEM, 3,	411
FITEM, 3,	412
FITEM, 3,	413
FITEM, 3,	414
FITEM, 3,	415
FITEM, 3,	416
FITEM, 3,	417
FITEM, 3,	418
FITEM, 3,	419
FITEM, 3,	420
FITEM, 3,	421
FITEM, 3,	422



```

FITEM,3,      423
FITEM,3,      424
FITEM,3,      425
FITEM,3,      426
FITEM,3,      427
FITEM,3,      428
FITEM,3,      429
BSPLIN, ,P51X
LSTR,          217,      430
LSTR,          429,      432
LARC,          430,      432,      431
FLST,2,        6,4
FITEM,2,        7
FITEM,2,        8
FITEM,2,        9
FITEM,2,       10
FITEM,2,       11
FITEM,2,       12
AL,P51X
!*
!*****
!ANSYS MESH
!*****
!*
!*GEARS' FEM MESH
!*
!*No OF NODES ON EACH LINE
!*
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,  6
FITEM,5, 12
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL, ,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , , 30, , , , ,1
!*
FLST,5,4,4,ORDE,4
FITEM,5,  4
FITEM,5,  5
FITEM,5, 10
FITEM,5, 11
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL, ,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,15, , , , ,1
!*
FLST,5,  6,4,ORDE,4
FITEM,5,1
FITEM,5,-  3
FITEM,5,  7
FITEM,5,-  9
CM,_Y,LINE
LSEL, , , ,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL, ,_Y
!*
LESIZE,_Y1, , ,120, , , , ,1

```

```

!*
!*PINON'S FEM MESH
!MESH's ATTRIBUTES
TYPE, 1
MAT, 1
REAL,
ESYS, 0
SECNUM,
!*
!MESH GENERATION
MSHAPE,0,2D
MSHKEY,0
!*
CM,_Y,AREA
ASEL, , , , 1
CM,_Y1,AREA
CHKMSH, 'AREA'
CMSEL,S,_Y
!*
AMESH,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
!*
!*GEAR'S MESH
!MESH's ATTRIBUTES
TYPE, 1
MAT, 2
REAL,
ESYS, 0
SECNUM,
!*
!MESH GENERATION
!*
CM,_Y,AREA
ASEL, , , , 2
CM,_Y1,AREA
CHKMSH, 'AREA'
CMSEL,S,_Y
!*
AMESH,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
!*
!*
!*****
!CONTACT PAIR BETWEEN GEARS
!*
! /COM, CONTACT PAIR CREATION - START
CM,_NODECM,NODE
CM,_ELEMCM,ELEM
CM,_KPCM,KP
CM,_LINECM,LINE
CM,_AREACM,AREA
CM,_VOLUCM,VOLU
! /GSAV,cwz,gsav,,temp
MP,MU,1,0.150000
MAT,1

```

```

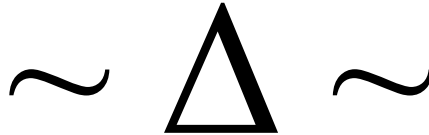
R,3
REAL,3
ET,2,169
ET,3,172
KEYOPT,3,9,0
KEYOPT,3,10,2
R,3,
RMORE,
RMORE,,0
RMORE,0
! Generate the target surface
LSEL,S,,, 7
LSEL,A,,, 8
LSEL,A,,, 9
CM,_TARGET,LINE
TYPE,2
NSLL,S,1
ESLN,S,0
ESURF
CMSEL,S,_ELEMCM
! Generate the contact surface
LSEL,S,,,1
LSEL,A,,, 2
LSEL,A,,, 3
CM,_CONTACT,LINE
TYPE,3
NSLL,S,1
ESLN,S,0
ESURF
ALLSEL
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,2
ESEL,A,TYPE,,3
ESEL,R,REAL,,3
! /PSYMB,ESYS,1
! /PNUM,TYPE,1
! /NUM,1
! EPLOT
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,2
ESEL,A,TYPE,,3
ESEL,R,REAL,,3
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
! /GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
! /COM, CONTACT PAIR CREATION - END
! /MREP,EPLT
!*
!*

```

```

!*
!*****
!MODEL CONSTRAINING
!*****
!*
!PINION's DISPLACEMENT IS NOT ALLOWED
FLST,2,3,4,ORDE,2
FITEM,2, 4
FITEM,2,- 6
!*
/GO
DL,P51X, ,ALL,0
!*
!GEAR's DISPLACEMENT
!*
ALLSEL,ALL
*VGET,DIMNODES,NODE, ,NSEL,, , ,2
*VSCFUN,SUMNOD,SUM,DIMNODES
!*
LSEL,S,,, 10
LSEL,A,,, 11
LSEL,A,,, 12
NSLL,S,1
*VGET,SELNODES,NODE, ,NSEL,, , ,2
!*
*DO,I,1,SUMNOD
*IF,SELNODES(I),EQ,1,THEN
*GET,NX,NODE,I,LOC,X
*GET,NY,NODE,I,LOC,Y
*SET,XNEW,(-NY*SIN(-THETA)+NX*COS(-THETA))
*SET,YNEW,(NY*COS(-THETA)+NX*SIN(-THETA))
*SET,DELTAX,(XNEW-NX)
*SET,DELTAY,(YNEW-NY)
D,I,UX,DELTAX
D,I,UY,DELTAY
*ENDIF
*ENDDO
ALLSEL,ALL
!*
!*****

```



## Δ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Costopoulos, Th., Gearing and Speed Reducers, Symeon, Athens, 2009
2. Costopoulos, Th., Break Down Prediction and Maintenance of Rotational Machines, Symeon, Athens, 2009
3. Litvin, F., Fuentes, A., Gear Geometry and Applied Theory, 2<sup>nd</sup> Edition, Cambridge, New York, 2004
4. Tuplin, W. A., Involute Gear Geometry, Chatto & Windus Ltd., Great Britain, 1962
5. Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi E., Wind Energy Handbook, Willey, New York, 2001
6. Lunin, St., New Method of Gear Geometry Calculation, JSME, Japan, 2001
7. González Rey, G., García Martín, R. J., Frechilla Fernández, P., Estimating Gear Fatigue Life, Journal of Gear Solutions, October 2007, (p.82)
8. Nigarura, S., Parameswaran, R., Trasorras, J. R. L., Bending Fatigue of Surface Densified Gears, Journal of Gear Solutions, August 2007, (p.44)
9. ARTEC Machine Systems, Scuffing and Micropitting: Special Considerations of Gear Tooth Surface Distress, Technical Document, May 2006
10. Zeping, W., Stresses and Deformations in Involute Spur Gears by Finite Element Method, MSc Thesis, University of Saskatchewan, Canada, October 2004
11. Erdogan, M., Ibrahim, G., The Finite Element Method and Applications using ANSYS<sup>®</sup>, Springer, Arizona (U.S.A), 2006
12. Johnson, D. H., Principles of Simulating Contact Between Parts Using ANSYS<sup>®</sup>, ANSYS<sup>®</sup> inc., 2002

13. Erricello, R., The Ten Commandments of Gear Failure Analysis, Journal of Gear Technology, September / October 2003, (p.62)
14. Hassan, Raad Ali, Contact Stress Analysis of Spur Gear Teeth Pair, Journal of World Academy of Science, Engineering and Technology, (vol. 58, p.611), 2009
15. AGMA 908-B89, Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth
16. ANSI/AGMA 6123-B06, Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives
17. ANSI/AGMA 2101-D04, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth
18. AGMA 925-A03, Effect of Lubrication on Gear Surface Distress
19. ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03, Standard for Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines