

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΕΛΟΠΟΝΝΗΣΟΥ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΟΥ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΟΥ (FSAE)



Σπουδαστές: Καμπάντας Ευάγγελος (Α.Μ 6520)

Χριστόπουλος Ανδρέας (Α.Μ 6458)

Επιβλέπων Καθηγητής: Γιαννόπουλος Ανδρέας, Αναπληρωτής Καθηγητής

Πάτρα 2020

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την πτυχιακή εργασία που εκπονήθηκε στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας. Αφορά τη μελέτη, τη σχεδίαση και την κατασκευή με τη βοήθεια Η/Υ του συστήματος μετάδοσης κίνησης για το μονοθέσιο της ομάδας FPOne, που κατασκευάζεται στο εργαστήριο εργαλειομηχανών CNC της σχολής.

Η σημασία της παρούσας πτυχιακής εργασίας έγκειται στην κατανόηση από την πλευρά των φοιτητών των διαφόρων παραγόντων που επηρεάζουν τις επιδόσεις ενός οχήματος, τον τρόπο λειτουργίας τους καθώς και στην εξοικείωση με τα λογισμικά πακέτα SolidWorks, KISSsoft και MSC Adams.

Στόχος μας ήταν να μελετήσουμε όλα τα επιμέρους στοιχεία του μηχανισμού μετάδοσης κίνησης του μονοθέσιου, να τα σχεδιάσουμε σε Η/Υ και τέλος να τα κατασκευάσουμε.

Ευχαριστούμε θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μας κ. Γιαννόπουλο Ανδρέα για τις γνώσεις που μας παρείχε, τον κ. Τσίρκα Σωτήριο που συντονίζει το εγχείρημα μας και μας βοήθησε στο κατασκευαστικό κομμάτι, καθώς και όλη την ομάδα FPOne που στάθηκε στο πλευρό μας όλο αυτό το διάστημα.

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστών: Οι κάτωθι υπογεγραμμένοι σπουδαστές έχουμε επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνουμε υπεύθυνα ότι είμαστε συγγραφείς αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, αναλαμβάνοντας την ευθύνη επί ολοκλήρου του κειμένου εξ ίσου, έχουμε δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μας όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποιήσαμε και λάβαμε ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνουμε επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχουμε ενσωματώσει στην εργασία μας προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχουμε πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχουμε αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.
Οι σπουδαστές

(Όνοματεπώνυμο)

.....

(Υπογραφή)

(Όνοματεπώνυμο)

.....

(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία έχει ως αντικείμενο τη θεωρητική μελέτη του συστήματος μετάδοσης κίνησης, και τη δυναμική ανάλυση των επιμέρους εξαρτημάτων του.

Αρχικά γίνεται μια γενική αναφορά στον διαγωνισμό «Formula SAE» και στους κανόνες που πρέπει να τηρηθούν από την πλευρά των ομάδων που συμμετέχουν σε αυτόν.

Ακολουθεί παρουσίαση των χαρακτηριστικών του οχήματος και ιδιαίτερα του συστήματος μετάδοσης κίνησης, το οποίο αποτελεί το κύριο αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας.

Το πρώτο κεφάλαιο αναφέρεται στο κιβώτιο ταχυτήτων. Θα γίνει ανάλυση για την εύρεση των κατάλληλων σχέσεων με θεωρητικές μεθόδους οι οποίες θα επαληθευθούν με δυναμικές αναλύσεις του προγράμματος MSC ADAMS Car προσομοιώνοντας το μονοθέσιο στα αγωνίσματα του θεσμού. Έπειτα θα μελετήσουμε την αντοχή των οδοντωτών τροχών σε κάμψη και επιφανειακή τάση με την χρήση της εμπειρικής μεθόδου AGMA. Για την επαλήθευση των αποτελεσμάτων θα χρησιμοποιήσουμε επίσης το λογισμικό πακέτο KISSsoft.

Στο δεύτερο κεφάλαιο θα αναλυθεί η τελική σχέση μετάδοσης και τα επιμέρους στοιχεία που την αποτελούν. Θα επιλεγεί η κατάλληλη σχέση μετάδοσης μέσω θεωρητικής μελέτης και θα προσδιορισθεί η αντοχή της αλυσίδας σε εφελκυσμό.

Το τρίτο κεφάλαιο αναφέρεται στο διαφορικό και στους άξονες κίνησης. Θα αναφερθούν οι πιο γνωστοί τύποι διαφορικών και θα επιλεγεί το καταλληλότερο για την χρήση που προορίζεται. Επίσης θα γίνει μελέτη αντοχής σε διατμητική τάση στους άξονες κίνησης.

Έπειτα γίνεται ο σχεδιασμός και διαστασιολόγηση όλων των απαραίτητων τμημάτων που συνθέτουν το σύστημα μετάδοσης κίνησης με το σχεδιαστικό πρόγραμμα SolidWorks και παρατίθενται κατασκευαστικά σχέδια των προς κατασκευή εξαρτημάτων.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	ii
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	v
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ	ix
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
1. ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ	
1.1 Γενικά στοιχεία κιβωτίων ταχυτήτων.....	9
1.2 Σχεδιαστικοί στόχοι.....	13
1.3 Διαφορές συμβατικών κιβωτίων ταχυτήτων.....	15
1.4 Περιορισμοί	16
1.5 Παραδοχές-Περιορισμοί επιλογών	24
1.6 Επιλογή σχέσεων (A).....	38
1.7 Προσομοίωση οχήματος.....	48
1.8 Επιλογή σχέσεων (B)	56
1.9 Έλεγχος αντοχής οδοντωτών τροχών (A).....	59
1.10 Έλεγχος αντοχής οδοντωτών τροχών (B).....	81
2. ΤΕΛΙΚΗ ΣΧΕΣΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ	
2.1 Γενικά στοιχεία τελικής σχέσης μετάδοσης.....	87
2.2 Σχεδιαστικοί στόχοι.....	89
2.3 Υπολογισμός τελικής σχέσης μείωσης	90
2.4 Επιλογή τύπου αλυσοτροχών/αλυσίδας.....	91
3. ΔΙΑΦΟΡΙΚΟ	
3.1 Γενικά στοιχεία διαφορικών	101
3.2 Σκοπός διαφορικού	102
3.3 Μέρη διαφορικού	103
3.4 Διαφορικά περιορισμένης ολίσθησης (LSD).....	104
3.5 Επιλογή διαφορικού	110
3.6 Υπολογισμός αντοχής εδράνων κύλισης διαφορικού	112

3.7	Αξονες κίνησης	120
3.7.1	Υπολογισμός αντοχής αξόνων κίνησης σε στρέψη.....	121
4.	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ	
4.1	Συμπεράσματα	123
4.2	Επίλογος	127
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α.....	131
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β.....	139
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ	161

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

P_e = Ισχύς κινητήρα

ω_e = Γωνιακή ταχύτητα κινητήρα

P_M = Μέγιστη ισχύς κινητήρα

ω_M = Μέγιστη γωνιακή ταχύτητα κινητήρα

T_e = Ροπή κινητήρα

P_w = Ισχύς στους τροχούς

u_x = Ταχύτητα τροχών

R_w = Ακτίνα τροχού

i_a = Αρχική μείωση

i_g = Μείωση κιβωτίου ταχυτήτων

i_t = Τελική μείωση

i_{tot} = Συνολική μείωση

ω_{in} = Γωνιακή ταχύτητα εισόδου

ω_{out} = Γωνιακή ταχύτητα εξόδου

ω_{min} = Ελάχιστη γωνιακή ταχύτητα

ω_M = Μέγιστη γωνιακή ταχύτητα

P_{in} = Ισχύς εισόδου

P_{out} = Ισχύς εξόδου

η = Απόδοση συστήματος

u_{min} = Ελάχιστη ταχύτητα

F_x = Δύναμη τριβής

T_w = Ροπή τροχού

φ = Βήμα μεταξύ σχέσεων

α = Αξονική απόσταση λειτουργίας

m = Module

p = Αρχικό βήμα οδοντωτού τροχού

R = Εύρος

d = Διάμετρος

z = Αριθμός δοντιών γραναζιού

db = Διάμετρος βασικού κύκλου οδοντώσεως

a_d = Αρχική αξονική απόσταση

a_n = Κατατομή αναφοράς

a_{wt} = Γωνία εμπλοκής λειτουργείας

x_1 = Συντελεστής μετατόπισης κατατομής μικρού τροχού

x_2 = Συντελεστής Μετατόπισης κατατομής μεγάλου τροχού

σ_t = Καμπτική τάση

F_t = Ασκούμενη στο δόντι δύναμη

b = Πλάτος σε mm

J = Γεωμετρικός συντελεστής

K_o = Συντελεστής υπερφόρτισης

K_u = Δυναμικός συντελεστής

K_s = Συντελεστής μεγέθους

K_m = Συντελεστής διανομής φορτίου κατά το πλάτος του δοντιού

K_B = Συντελεστής πάχους στεφάνης

$S_{επ}$ = Επιτρεπόμενη τάση κάμψης

S_{at} = Αντοχή σε κάμψη

K_L = Συντελεστής διάρκειας ζωής

S_f = Συντελεστής ασφαλείας

K_T = Συντελεστής θερμοκρασίας

K_R = Συντελεστής αξιοπιστίας

M_t = Στρεπτική ροπή

N = Μεταφερόμενη ισχύς

σ_c = Επιφανειακή πίεση

$S_{cεπ}$ = Επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση

C_p = Ελαστικός συντελεστής

I = Γεωμετρικός συντελεστής αντίστασης σε επιφανειακή φθορά

C_f = Συντελεστής επιφανειακών συνθηκών για αντίσταση σε φθορά
 S_{ac} = Επιτρεπόμενη πίεση επαφής
 Z_N = Συντελεστής διάρκειας ζωής σε επιφανειακή φθορά
 C_H = Συντελεστής λόγου σκληρότητας του υλικού για αντίσταση σε φθορά
 S_H = Συντελεστής ασφαλείας σε επιφανειακή φθορά
 E_p = Μέτρο ελαστικότητας pinion
 E_g = Μέτρο ελαστικότητας τροχού
 ν_p = Λόγος Poisson pinion
 ν_g = Λόγος Poisson τροχού
 F_u = Στατική εφελκυστική δύναμη
 F_d = Δυναμική εφελκυστική δύναμη
 f_1 = Συντελεστής λειτουργίας
 F_f = Φυγόκεντρος δύναμη
 q = Βάρος αλυσίδας
 F_B = Φορτίο θραύσης
 S_B = Συντελεστής ασφαλείας για στατική φόρτιση
 S_D = Συντελεστής ασφαλείας για δυναμική φόρτιση
 X = Αριθμός μελών αλυσίδας
 l = Μήκος αλυσίδας
 p = Βήμα αλυσίδας
 L_h = Θεωρητικές ώρες λειτουργίας εδράνων κύλισης
 $\frac{C}{P}$ = Λόγος φόρτισης
 C = Δυναμικό φορτίο
 P = Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο
 τ_{max} = Μέγιστη διατμητική τάση
 $T_{driveshaft}$ = Ροπή άξονα κίνησης
 W_r = Πολική αντίσταση διατομής
 d = Διάμετρος άξονα

$\tau_{\varepsilon\pi}$ = Επιτρεπόμενη διατμητική τάση

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. Γενικά για τον διαγωνισμό FSAE

I. Σκοπός του διαγωνισμού Formula SAE

Ο διαγωνισμός Formula SAE ιδρύθηκε το 1981 στις ΗΠΑ, έκτοτε προκαλεί ομάδες πανεπιστημίων από προπτυχιακούς και τελειόφοιτους φοιτητές να σχεδιάσουν, να κατασκευάσουν, να αναπτύξουν και να ανταγωνιστούν με μικρά οχήματα τύπου φόρμουλα.

Για να δοθεί στις ομάδες η μέγιστη ευελιξία σχεδιασμού και η ελευθερία να εκφράσουν τη δημιουργικότητα και τη φαντασία τους, υπάρχουν ελάχιστοι περιορισμοί στον συνολικό σχεδιασμό του οχήματος. Η πρόκληση για τις ομάδες είναι να αναπτύξουν ένα όχημα, το οποίο θα μπορεί να διαγωνιστεί επιτυχώς σε όλα τα αγωνίσματα που περιγράφονται στους κανονισμούς του διαγωνισμού FSAE. Ο διαγωνισμός δίνει στις ομάδες την ευκαιρία να επιδείξουν και να αποδείξουν τη δημιουργικότητα και τις μηχανολογικές τους δεξιότητες σε σύγκριση με ομάδες πανεπιστημίων από όλο τον κόσμο.

II. Στόχοι σχεδιασμού του οχήματος

Για τον σκοπό του διαγωνισμού FSAE, οι ομάδες υποτίθεται ότι δουλεύουν για μία εταιρία, η οποία σχεδιάζει, κατασκευάζει, ελέγχει και επιδεικνύει ένα πρωτότυπο όχημα για την αγορά σε μη επαγγελματικούς διαγωνισμούς.

Το όχημα θα πρέπει να έχει πολύ καλές επιδόσεις σε επιτάχυνση, επιβράδυνση και χειρισμό και να είναι επαρκώς ανθεκτικό ώστε να ολοκληρώσει επιτυχώς όλα τα αγωνίσματα που περιγράφονται στους κανονισμούς FSAE.

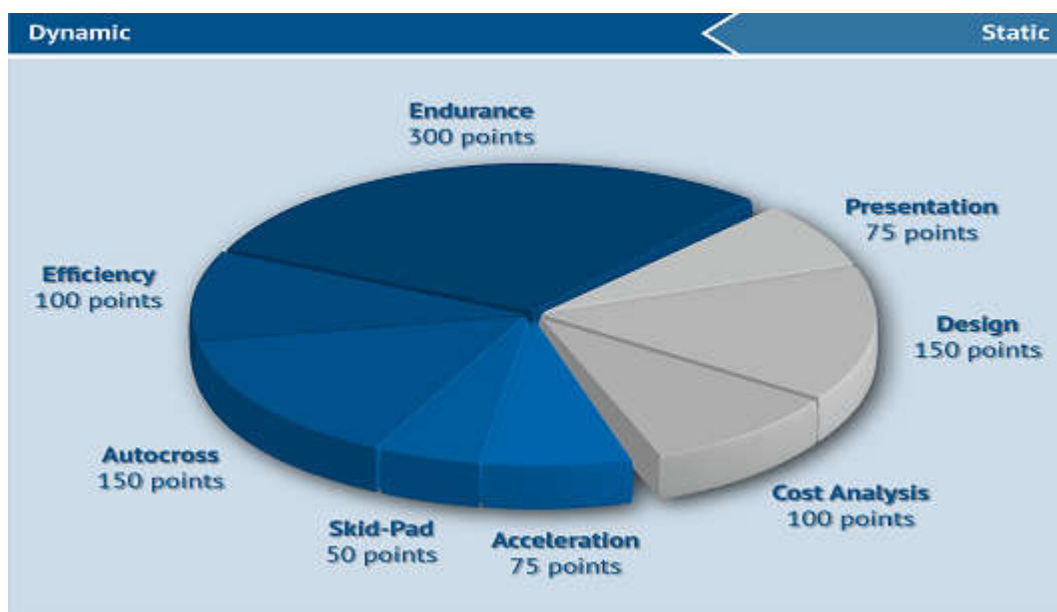
Πρόσθετοι σχεδιαστικοί παράγοντες περιλαμβάνουν: αισθητική, κόστος, εργονομία, ευκολία συντήρησης, ευκολία κατασκευής και αξιοπιστία.

Έχοντας το όχημα ολοκληρωθεί και ελεγχθεί, η εταιρία θα επιχειρήσει να πουλήσει το σχέδιο σε μία εταιρεία η οποία θα αναλάβει την παραγωγή ενός οχήματος για τον διαγωνισμό. Η πρόκληση για τη σχεδιαστική ομάδα είναι να αναπτύξουν ένα πρωτότυπο αυτοκίνητο το οποίο θα ανταποκρίνεται στους σχεδιαστικούς στόχους ενός οχήματος FSAE και το οποίο θα είναι επικερδές.

III. Κατηγορίες αγωνισμάτων

Τα αυτοκίνητα κρίνονται σε μια σειρά από στατικά και δυναμικά αγωνίσματα (Σχ. 1), τα οποία είναι: τεχνικός έλεγχος, κόστος, παρουσίαση, μηχανολογικός σχεδιασμός και επιδόσεις σε πίστα αντοχής.

Τα δυναμικά αγωνίσματα κρίνουν το πόσο καλά λειτουργεί το όχημα. Το κάθε αγώνισμα μπορεί να δώσει τους παρακάτω πόντους σύμφωνα με την βαθμολογία των κριτών.



Σχήμα 1: Η βαθμολογία του διαγωνισμού (Monash Motorsport)

IV. Επιβλέπων καθηγητής

Κάθε ομάδα πρέπει να έχει έναν επιβλέποντα καθηγητή, καθορισμένο από τη σχολή. Ο επιβλέπων καθηγητής θα συνοδεύει την ομάδα στον διαγωνισμό και θα θεωρείται από τους υπεύθυνους του διαγωνισμού ως ο επίσημος εκπρόσωπος της σχολής. Οι επιβλέποντες καθηγητές μπορούν να συμβουλεύουν τις ομάδες τους σε θέματα γενικής μηχανικής. Δεν επιτρέπεται να σχεδιάσουν οποιοδήποτε κομμάτι του οχήματος, ούτε να συμμετάσχουν ευθέως στην ανάπτυξη εγγράφων ή παρουσιάσεων. Επιπροσθέτως, οι επιβλέποντες καθηγητές δεν επιτρέπεται να κατασκευάσουν ή να συναρμολογήσουν οποιοδήποτε εξάρτημα, ούτε να βοηθήσουν στην προετοιμασία, τη συντήρηση, τη δοκιμή ή τη λειτουργία του οχήματος.

V. Εκλεξιμότητα των οχημάτων

Τα οχήματα που συμμετέχουν στους διαγωνισμούς Formula SAE θα πρέπει να έχουν συλληφθεί, σχεδιαστεί, κατασκευαστεί και συντηρηθεί από τους φοιτητές μέλη της ομάδας, χωρίς απευθείας εμπλοκή από επαγγελματίες μηχανικούς, μηχανικούς αυτοκινήτων, οδηγούς αγώνων ή επαγγελματίες του χώρου. Η ομάδα μπορεί να χρησιμοποιήσει οποιαδήποτε βιβλιογραφία ή γνώση, που αναφέρεται στο σχεδιασμό αυτοκινήτου και πληροφορίες από επαγγελματίες ή ακαδημαϊκούς στα πλαίσια συζήτησης εναλλακτικών με τα θετικά και τα αρνητικά τους.

2. Κανονισμοί κινητήρα και συστήματος μετάδοσης κίνησης

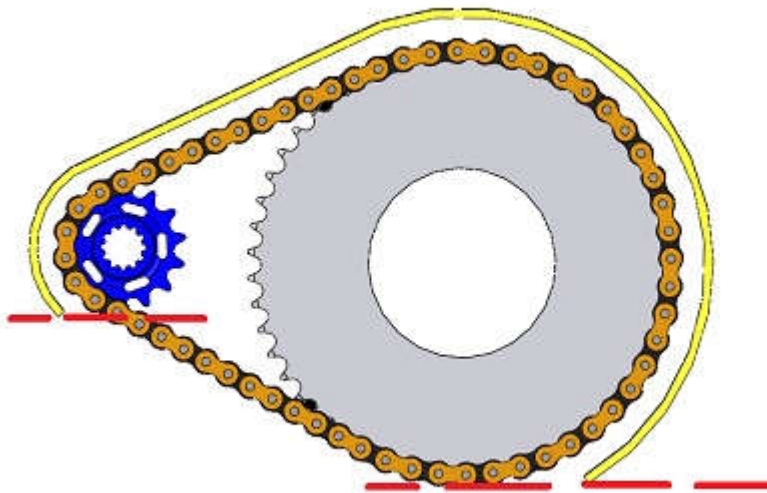
Η SAE (Society of Automotive Engineers) προκειμένου να εξασφαλίσει την ακεραιότητα των οδηγών αλλά και να θέσει μια πρόκληση στα μέλη του διαγωνισμού έχει παραθέσει ορισμένους κανόνες. Παρακάτω αναγράφονται ορισμένοι κανόνες που επηρεάζουν τη μελέτη και την κατασκευή του συστήματος μετάδοσης κίνησης.

I. Ο κινητήρας που θα χρησιμοποιηθεί θα πρέπει να είναι εμβολοφόρος, τετράχρονος, όπου ο κυβισμός του δε θα πρέπει να ξεπερνά τα 610cc.

II. Προκειμένου να περιοριστεί η ισχύς του κινητήρα, ένας κυκλικής διατομής περιοριστής 20mm πρέπει να τοποθετείται στο σύστημα εισαγωγής και όλη η ροή αέρα του κινητήρα πρέπει να περάσει διαμέσου αυτού.

III. Οι ομάδες είναι ελεύθερες να χρησιμοποιήσουν οποιοδήποτε σύστημα μετάδοσης κίνησης.

IV. Όλα τα εκτεθειμένα μέλη του συστήματος μετάδοσης κίνησης όπως συνεχώς μεταβαλλόμενη σχέση μετάδοσης (CVTs), αλυσοτροχοί, γρανάζια, τροχαλίες, συμπλέκτες πρέπει να είναι εφοδιασμένα με μία ασπίδα διασποράς (Σχ. 2) για την αποφυγή ατυχήματος σε περίπτωση αστοχίας.



Σχήμα 2: Η ασπίδα διασποράς όπως προβλέπεται από τους κανόνες (SAE International, 2014)

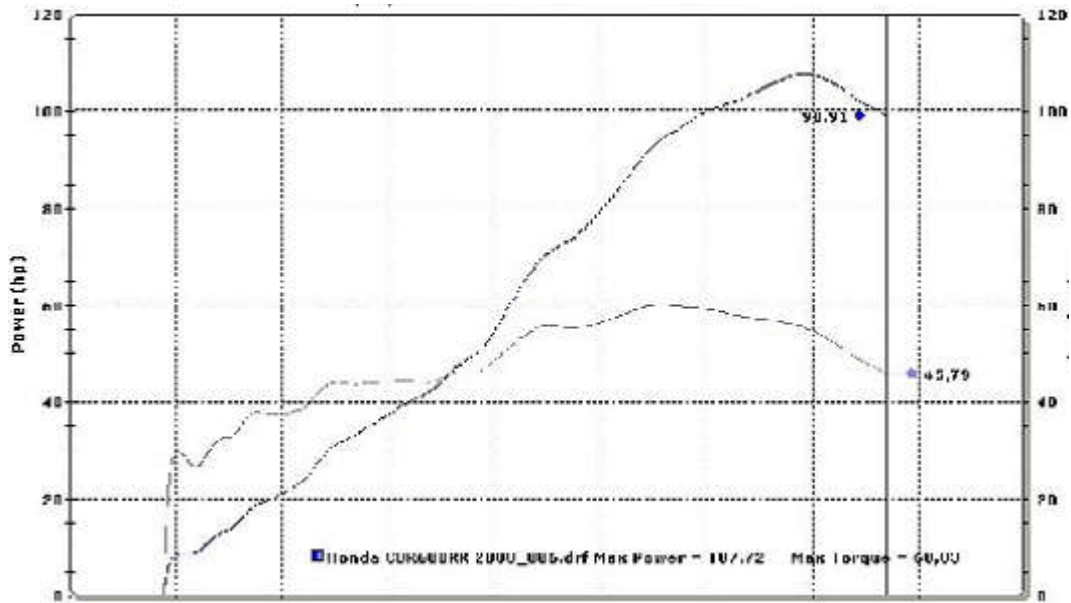
3. Στόχοι ομάδας

Βασικός στόχος της ομάδας μας είναι να σχεδιάσει ένα σύνολο μηχανισμών, το οποίο θα παρέχει ελεγχόμενη εφαρμογή της δύναμης προσαρμόζοντας την έξοδο της μηχανής εσωτερικής καύσης στους κινητήριους τροχούς του μονοθέσιου.

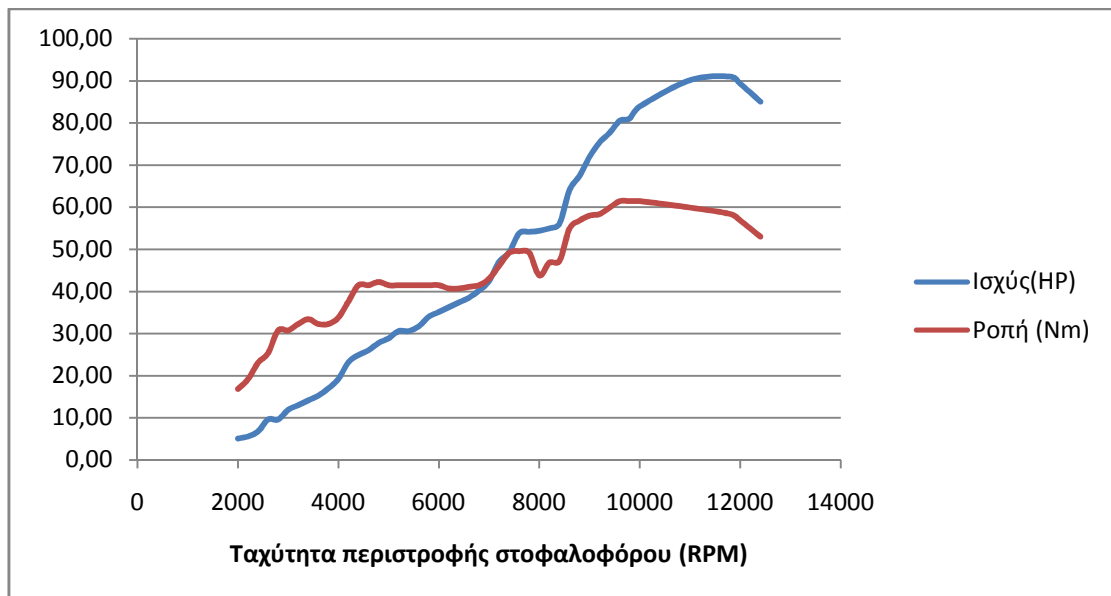
Ο κινητήρας που κρίθηκε κατάλληλος για το μονοθέσιο είναι ένας τετράχρονος, τετρακύλινδρος εν σειρά, υδρόψυκτος βενζινοκινητήρας.

Για να σχεδιαστεί ένα αποδοτικό σύστημα μετάδοσης κίνησης πρέπει να προσδιορισθούν τα χαρακτηριστικά του κινητήρα και η προβλεπόμενη χρήση του οχήματος.

Η εισαγωγή του κινητήρα τροποποιείται, όπως προαναφέραμε στους κανονισμούς, περιορίζοντας την ισχύ για την ασφάλεια των οδηγών. Έτσι προκύπτει μείωση της ισχύος από τους 107hp που παράγει ο εργοστασιακός κινητήρας (Διάγ. 1) στους 90hp (Διάγ.2).



Διάγραμμα 1: Διάγραμμα ισχύος-ροπής εργοστασιακού κινητήρα (FSAE Sim)



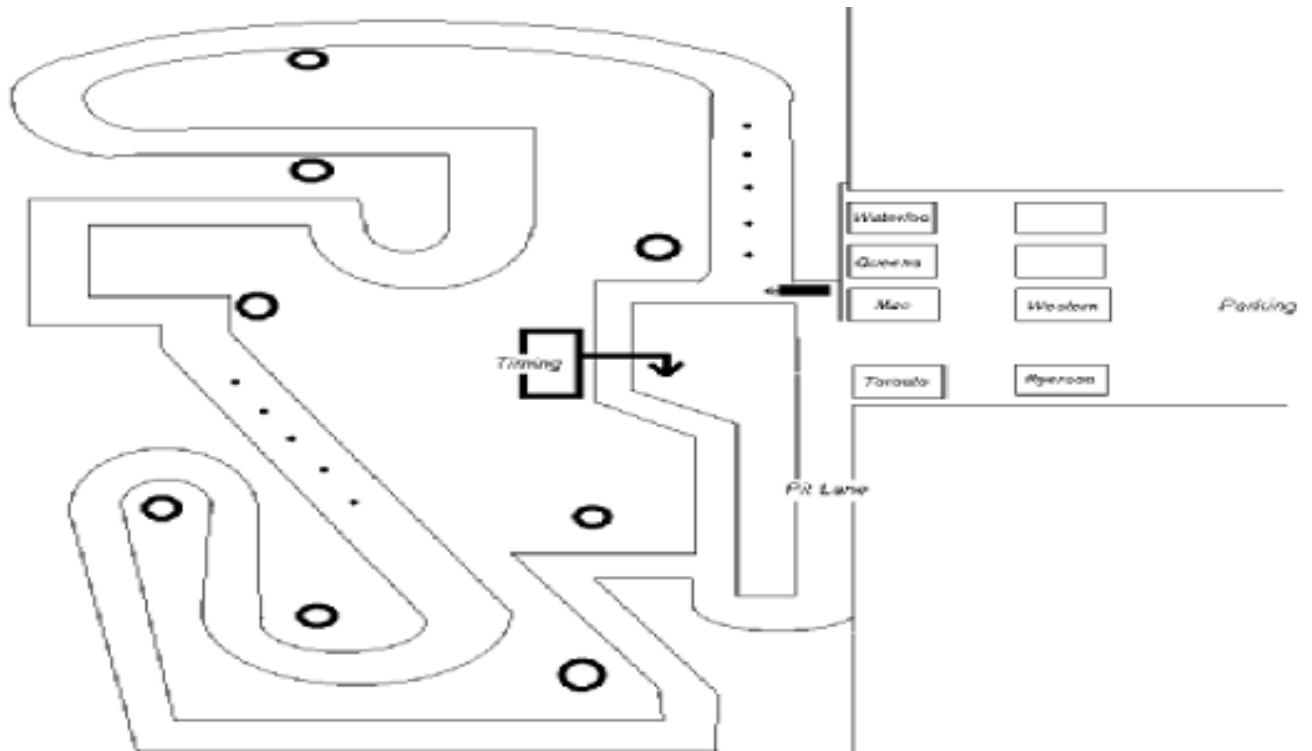
Διάγραμμα 2: Διάγραμμα ισχύος-ροπής κινητήρα με περιορισμένη εισαγωγή συναρτήσει της περιστροφικής ταχύτητας του στροφαλοφόρου (FSAE Sim)

Ο δεύτερος και βασικότερος παράγοντας που επηρεάζει τον σχεδιασμό του συστήματος μας είναι η προβλεπόμενη χρήση του μονοθέσιου, η οποία εξαρτάται από τη φύση των δυναμικών αγωνισμάτων.

Τα τρία κύρια δυναμικά αγωνίσματα που θα λάβει μέρος η ομάδας μας είναι:

- I. Επιτάχυνση, όπου το μονοθέσιο θα επιταχύνει από στάση στα 75m.
- II. Skidpad, όπου το μονοθέσιο θα εκτελεί ελιγμούς (οχτάρια).
- III. Autocross, όπου το μονοθέσιο θα εκτελεί πορεία με εμπόδια.
- IV. Αντοχή, όπου το μονοθέσιο θα εκτελεί την διαδρομή του autocross για περίπου 20km.

Οι διαδρομές αυτές αποτελούνται από αλληπάλληλες στροφές μικρού πλάτους και λίγα ευθεία τμήματα μικρού μήκους (Σχ.3).



Σχήμα 3: Πίστα FSAE (LFS)

Από τα παραπάνω συμπεραίνουμε, πως η ομάδα μας θα πρέπει να σχεδιάσει ένα σύστημα μετάδοσης, το οποίο να επικεντρώνεται στη διατήρηση ροπής και ισχύος για μεγάλο φάσμα στροφών του κινητήρα και στη δυνατότητα επιτάχυνσης και όχι στην ανάπτυξη ταχυτήτων που να υπερβαίνουν τα 120km/h.

4. Σύστημα μετάδοσης

Το σύστημα μετάδοσης είναι ένας μηχανισμός σ' ένα σύστημα παραγωγής ισχύος, το οποίο παρέχει ελεγχόμενη εφαρμογή της δύναμης. Συχνά ο όρος «μετάδοση» αναφέρεται απλά στο κιβώτιο ταχυτήτων, το οποίο χρησιμοποιεί οδοντωτούς τροχούς για να παρέχει μετατροπή ισχύος και ροπής από μια περιστρεφόμενη πηγή ενέργειας σε άλλη συσκευή.

Η πιο κοινή χρήση είναι σε μηχανοκίνητα οχήματα, όπου η μετάδοση προσαρμόζει την έξοδο της μηχανής εσωτερικής καύσης στους κινητήριους τροχούς. Τέτοιες μηχανές πρέπει να λειτουργούν με σχετικά υψηλή ταχύτητα περιστροφής, η οποία είναι ακατάλληλη για εκκίνηση, διακοπή, και πιο αργή πορεία. Η μετάδοση μειώνει την υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα στη βραδύτερη ταχύτητα του τροχού, αυξάνοντας ταυτόχρονα τη ροπή.

Συχνά, ένα σύστημα μετάδοσης έχει πολλαπλές σχέσεις, με τη δυνατότητα εναλλαγής μεταξύ τους, καθώς η ταχύτητα ποικίλλει. Αυτή η εναλλαγή μπορεί να γίνει με το χέρι (από τον χειριστή) ή αυτόματα. Μπορεί επίσης να προσαρμόζεται η κατεύθυνση του οχήματος (εμπρός ή πίσω). Υπάρχουν επίσης συστήματα μετάδοσης μίας σχέσης, τα οποία αλλάζουν απλά την ταχύτητα και τη ροπή (και μερικές φορές κατεύθυνση) της εξόδου του κινητήρα.

Σε οχήματα με κινητήρα εσωτερικής καύσης η μετάδοση γενικά συνδέεται με τον στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα μέσω ενός σφονδύλου και / ή συμπλέκτη, εν μέρει επειδή οι μηχανές εσωτερικής καύσης δε μπορούν να λειτουργήσουν κάτω από μία συγκεκριμένη ταχύτητα. Η έξοδος της μετάδοσης μεταφέρεται μέσω του κινητήριου άξονα προς ένα ή περισσότερα διαφορικά, που κινεί τους τροχούς. Ενώ ένα διαφορικό μπορεί επίσης να παρέχει μείωση της ταχύτητας, πρωταρχικός σκοπός του είναι να επιτρέψει στους τροχούς και στα δύο άκρα του άξονα να περιστρέφονται με διαφορετικές ταχύτητες (απαραίτητη για την αποφυγή ολίσθησης των τροχών σε στροφές) καθώς αλλάζει η κατεύθυνση περιστροφής.

Τα συμβατικά συστήματα μετάδοσης με γρανάζια ή ιμάντες δεν είναι οι μόνοι μηχανισμοί για την προσαρμογή της ταχύτητας / ροπής. Εναλλακτικοί μηχανισμοί περιλαμβάνουν μετατροπείς ροπής και μετατροπή ενέργειας (π.χ. diesel-ηλεκτρικό σύστημα μετάδοσης και υδραυλικό σύστημα μετάδοσης κίνησης). Υπάρχουν επίσης υβριδικές διαμορφώσεις. Τα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων χρησιμοποιούν βαλβίδες για να αλλάζουν ταχύτητες εκμεταλλευόμενα την πίεση ρευστού με τη βοήθεια ηλεκτρονικής μονάδας ελέγχου.

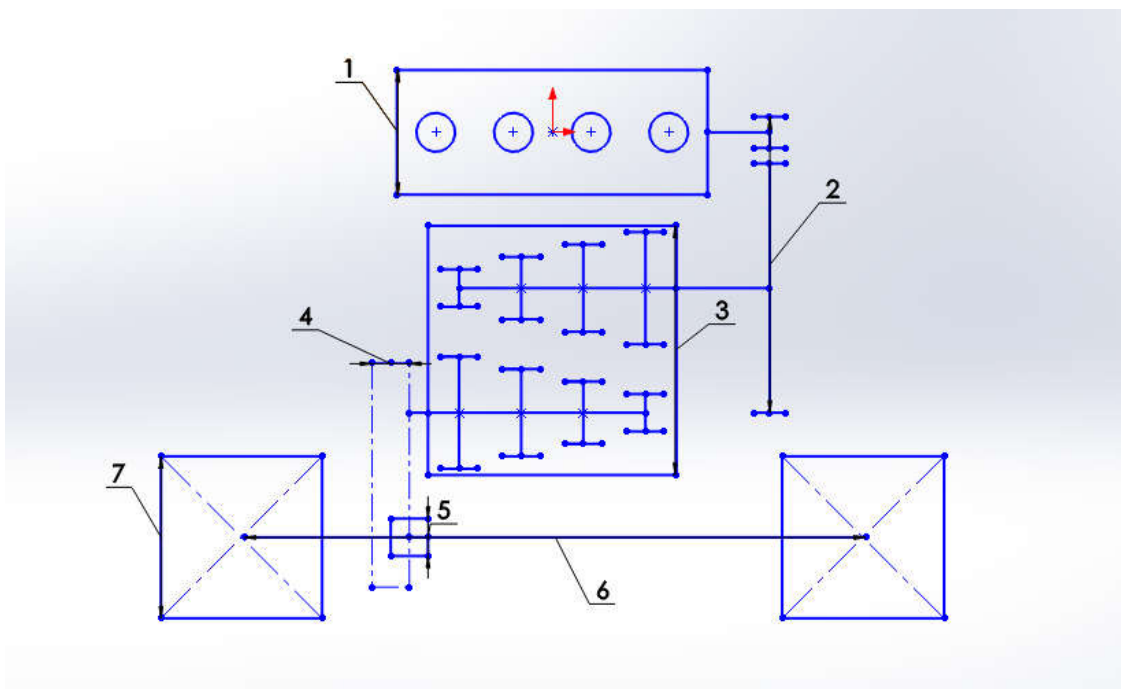
Σκοπός του συστήματος μετάδοσης κίνησης είναι:

1. Η μεταφορά της περιστροφικής κίνησης του κινητήρα στους κινητήριους τροχούς.
2. Να μεταβάλλει τις στροφές και την ροπή που παρέχει ο κινητήρας, ώστε οι κινητήριοι τροχοί να ασκούν την απαιτούμενη δύναμη για να μπορούν να αντιμετωπίζουν τις διάφορες αντιστάσεις κίνησης του οχήματος.
3. Δυνατότητα αναστροφής κίνησης των τροχών για την οπίσθια πορεία του οχήματος.
4. Δυνατότητα μετάδοσης κίνησης σε εγκάρσιο άξονα, έτσι ώστε να μεταφέρεται στους τροχούς.
5. Να δίνει διαφορετική περιστροφική ταχύτητα σε κάθε κινητήριο τροχό, όταν το όχημα κινείται σε καμπύλη τροχιά.
6. Διανομή της κίνησης και της ροπής στους εμπρόσθιους και στους οπίσθιους τροχούς.

Στο μονοθέσιο μας οι μηχανισμοί που αποτελούν το σύστημα μετάδοσης κίνησης και θα αναλυθούν στην παρούσα πτυχιακή εργασία, είναι οι εξής:

- I. Κιβώτιο ταχυτήτων
- II. Αλυσοτροχοί
- III. Διαφορικό
- IV. Ημιαξόνια

Στο σχήμα 4 γίνεται σχηματική απεικόνιση του μοντέλου μετάδοσης κίνησης: 1)κινητήρας, 2) αρχική μείωση, 3) κιβώτιο ταχυτήτων, 4) τελική μείωση (αλυσοτροχοί), 5) διαφορικό, 6) ημιαξόνια, 7) τροχοί.



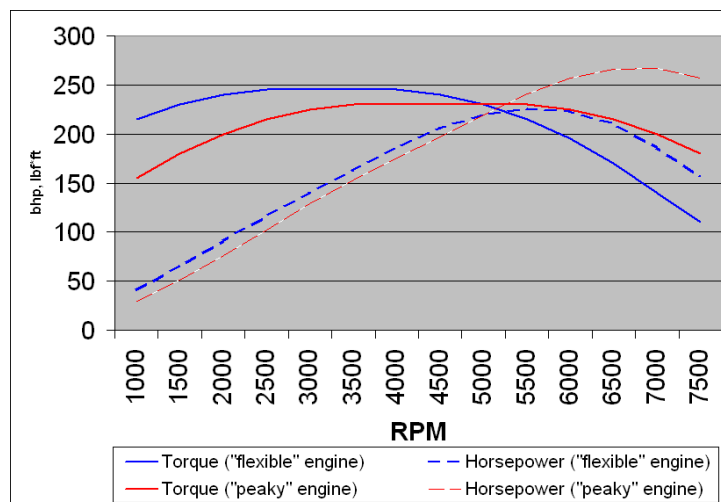
Σχήμα 4: Σχηματική απεικόνιση του μοντέλου μετάδοσης κίνησης

1. ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

1.1 ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Η ανάγκη για ένα σύστημα μετάδοσης σε ένα όχημα είναι συνέπεια των χαρακτηριστικών του κινητήρα εσωτερικής καύσης. Οι κινητήρες μοτοσυκλετών που χρησιμοποιούνται σε μονοθέσια FSAE, συνήθως λειτουργούν σε ένα εύρος από 10000rpm έως περίπου 12000rpm, αν και αυτό ποικίλλει, ενώ οι τροχοί του οχήματος περιστρέφονται μεταξύ 0rpm και περίπου 1800rpm.

Επιπλέον ο κινητήρας παρέχει τις υψηλότερες εξόδους ροπής και ισχύος του άνισα σε όλο το φάσμα στροφών με αποτέλεσμα μια περιοχή υψηλής ροπής και μια περιοχή υψηλής ισχύος (Διάγ. 1.1). Συχνά η μεγαλύτερη ροπή απαιτείται όταν το όχημα κινείται από ανάπαυση ή αργή πορεία, ενώ η μέγιστη ισχύς χρειάζεται σε υψηλή ταχύτητα. Ως εκ τούτου, απαιτείται ένα σύστημα που μετατρέπει την έξοδο του κινητήρα, έτσι ώστε να μπορεί να παρέχει υψηλή ροπή στις χαμηλές στροφές, αλλά και να λειτουργεί σε ταχύτητες αυτοκινητόδρομου με τον κινητήρα να εξακολουθεί να λειτουργεί εντός των ορίων του. Τα συστήματα μετάδοσης κίνησης εκτελούν αυτόν τον μετασχηματισμό.



Διάγραμμα 1.1: Διάγραμμα σύγκρισης περιοχών υψηλής ισχύος και ροπής κινητήρα με υψηλή ροπή σε σχέση με ένα πιο ευέλικτο (Wikipedia)

Η δυναμική ενός μονοθέσιου ποικίλει ανάλογα με την ταχύτητα. Στις χαμηλές στροφές, η επιτάχυνση περιορίζεται από την αδράνεια του οχήματος εξαιτίας της μάζας του, ενώ σε υψηλότερες ταχύτητες η αντίσταση του ανέμου είναι το κυρίαρχο εμπόδιο.

Πολλά συστήματα μετάδοσης και γρανάζια που χρησιμοποιούνται στην αυτοκινητοβιομηχανία εμπεριέχονται σε ένα κουβούκλιο από χυτοσίδηρο, αν και πιο συχνά χρησιμοποιείται αλουμίνιο για χαμηλότερο βάρος κυρίως σε αυτοκίνητα και μοτοσυκλέτες. Υπάρχουν συνήθως τρεις άξονες: ο κυρίως άξονας, ο δευτερεύων και ένας άξονας ρελαντί.

Τύποι μετάδοσης αυτοκινήτων και μοτοσυκλετών περιλαμβάνουν χειροκίνητο, αυτόματο, ημι-αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων, και συνεχώς μεταβαλλόμενη μετάδοση (CVT).

i. Αυτόματα

Τα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων επιλέγουν την κατάλληλη σχέση μετάδοσης χωρίς παρέμβαση του χειριστή. Αυτά κυρίως χρησιμοποιούν υδραυλικά συστήματα για την επιλογή σχέσης, ανάλογα με την πίεση που ασκείται από το ρευστό εντός του συστήματος μετάδοσης. Αντί να χρησιμοποιούν συμπλέκτη για την εμπλοκή της μετάδοσης, ένας μετατροπέας ροπής τοποθετείται μεταξύ του κινητήρα και του κιβωτίου ταχυτήτων. Είναι δυνατόν ο οδηγός να ελέγχει τον αριθμό της σχέσης που χρησιμοποιείται ή να επιλέξει όπισθεν, αν και ο ακριβής έλεγχος της σχέσης που είναι σε χρήση μπορεί να μην είναι δυνατός.

Τα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων είναι εύκολα στη χρήση. Ωστόσο κατά το παρελθόν, τα αυτόματα κιβώτια αυτού του τύπου είχαν μια σειρά από προβλήματα, ήταν πολύπλοκα και δαπανηρά, μερικές φορές είχαν προβλήματα αξιοπιστίας (που προκαλούσαν περισσότερες δαπάνες επισκευής), συνήθως τα οχήματα με αυτόματη μετάδοση καταναλώνουν περισσότερα καύσιμα απ' ό,τι τα χειροκίνητα κιβώτια, (λόγω της "ολίσθησης" στο μετατροπέα ροπής), και οι εναλλαγές ταχυτήτων είναι πιο αργές σε σχέση με τα χειροκίνητα, πράγμα που τα καθιστά ακατάλληλα για αγωνιστική χρήση. Με την πρόοδο της τεχνολογίας αυτό έχει αλλάξει.

Οι προσπάθειες για τη βελτίωση της αποδοτικότητας των καυσίμων στα οχήματα με αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων περιλαμβάνουν τη χρήση μετατροπέων ροπής, που ενεργοποιούνται πέρα από μια ορισμένη ταχύτητα ή σε υψηλότερες σχέσεις μετάδοσης, εξαλείφοντας την απώλεια ισχύος και σχέσεις overdrive (υψηλές σχέσεις, κατάλληλες για οδήγηση με χαμηλή κατανάλωση καυσίμου) που ενεργοποιούνται αυτόματα πάνω από ορισμένες ταχύτητες. Σε παλαιότερα συστήματα μετάδοσης και οι δύο τεχνολογίες θα μπορούσαν να είναι παρεμβατικές, όταν οι συνθήκες είναι τέτοιες που διακόπτεται η λειτουργία τους επανειλημμένα,

όπως η ταχύτητα και παράγοντες φορτίου, όπως ο άνεμος, διαφέρουν ελαφρώς. Οι σύγχρονες μεταδόσεις, που ελέγχονται από υπολογιστή, έχουν πολύπλοκο προγραμματισμό, ο οποίος μεγιστοποιεί την αποδοτικότητα των καυσίμων και εξαλείφει την παρεμβατικότητα. Αυτό οφείλεται κυρίως στην εξέλιξη στα ηλεκτρονικά, αν και οι βελτιώσεις στην τεχνολογία CVT και η χρήση αυτόματων συμπλεκτών βοήθησαν επίσης.

Για ορισμένες εφαρμογές, η ολίσθηση στα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων μπορεί να είναι πλεονεκτική. Για παράδειγμα, σε αγώνες επιτάχυνσης, το αυτόματο κιβώτιο επιτρέπει στο αυτοκίνητο να σταματήσει, με τον κινητήρα σε υψηλές στροφές για να επιτρέψει μια πολύ γρήγορη εκκίνηση, όταν απελευθερώνονται τα φρένα. Αυτό είναι ακόμα πιο συμφέρον για υπερτροφοδοτούμενους κινητήρες, όπου ο υπερσυμπιεστής πρέπει να περιστρέφεται σε υψηλές στροφές με μεγάλη ροή των καυσαερίων για να διατηρηθεί η πίεση υπερπλήρωσης και να εξαλείψει την χρονική υστέρηση του υπερπληρωτή που εμφανίζεται όταν το γκάζι ανοίγει ξαφνικά από λειτουργία ρελαντί του κινητήρα.

ii. Ημι-αυτόματα

Τα ημι-αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων είναι μία υβριδική μορφή μετάδοσης, όπου ένα ολοκληρωμένο σύστημα ελέγχου χειρίζεται τον συμπλέκτη αυτόματα, αλλά ο οδηγός μπορεί ακόμα να επιλέξει ταχύτητα χειροκίνητα. Αρκετές από αυτές τις μεταδόσεις επιτρέπουν στον οδηγό να αναθέσει πλήρως την επιλογή σχέσεων στο σύστημα ελέγχου, το οποίο μετά λειτουργεί σαν να ήταν ένα απλό αυτόματο κιβώτιο. Είναι γενικά σχεδιασμένα να χρησιμοποιούν παρόμοια στοιχεία με τα χειροκίνητα κιβώτια ταχυτήτων και όταν χρησιμοποιούνται σε επιβατικά οχήματα, έχουν συνχρονιζέ και οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή δόντια.

Τα πρώτα ημι-αυτόματα συστήματα χρησιμοποιούσαν μια ποικιλία μηχανικών και υδραυλικών συστημάτων, που περιελάμβαναν μετατροπείς ροπής, ηλεκτρο-μηχανικούς συμπλέκτες (ακόμα και ηλεκτροστατικούς), προεπιλογέα ελέγχου, αυτόματη αποσύμπλεξη όταν κινείται ο επιλογέας ταχυτήτων, φυγοκεντρικοί συμπλέκτες που απαιτείται ο οδηγός να αφήσει το γκάζι για επιτυχή αλλαγή σχέσης κλπ.

Οι περισσότερες σύγχρονες εφαρμογές, ωστόσο, είναι σε πρότυπα ή ελαφρώς τροποποιημένα χειροκίνητα κιβώτια ταχυτήτων (και πολύ περιστασιακά τροποποιημένα αυτόματα - συμπεριλαμβανομένων ακόμη και σε λίγες περιπτώσεις CVT), με σερβο-ελεγχόμενο συμπλέκτη και εναλλαγή σχέσης υπό την εντολή του κεντρικού υπολογιστή του κινητήρα (ECU). Αυτά προορίζονται ως μια συνδυασμένη επιλογή αντικατάστασης, των πιο ακριβών και λιγότερο αποτελεσματικών αυτόματων συστημάτων, καθώς και για τους οδηγούς που προτιμούν την χειροκίνητη εναλλαγή, αλλά δεν είναι πλέον σε θέση να χρησιμοποιήσουν συμπλέκτη. Οι χρήστες ενθαρρύνονται να αφήσουν το μοχλό αλλαγής ταχυτήτων σε πλήρως αυτόματη «οδήγηση» τις περισσότερες φορές και να ενεργοποιούν την χειροκίνητη λειτουργία εναλλαγών για σπορ οδήγηση ή όταν είναι απολύτως αναγκαία.

iii. CVT

Μια συνεχώς μεταβαλλόμενη μετάδοση (CVT), επίσης γνωστή ως μετάδοση μιας ταχύτητας, είναι ένα αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων που μπορεί να αλλάξει απρόσκοπτα μέσα από μια συνεχή σειρά από σχέσεις μετάδοσης. Αυτό έρχεται σε αντίθεση με άλλα μηχανικά κιβώτια που προσφέρουν ένα σταθερό αριθμό σχέσεων μετάδοσης. Η ευελιξία ενός CVT επιτρέπει στον άξονα εισόδου να διατηρήσει μια σταθερή γωνιακή ταχύτητα.

Οι μεταδόσεις που είναι σχεδιασμένες να λειτουργούν με ιμάντα προσφέρουν περίπου 88% απόδοση, η οποία, ενώ είναι χαμηλότερη από αυτή ενός μηχανικού κιβωτίου, μπορεί να αντισταθμιστεί όμως από το χαμηλότερο κόστος παραγωγής και επιτρέποντας στον κινητήρα να λειτουργεί σε πιο αποτελεσματική ταχύτητα για ένα εύρος στροφών εξόδου. Όταν η ισχύς είναι πιο σημαντική από την οικονομία, η αναλογία του CVT μπορεί να αλλάξει για να επιτρέψει στον κινητήρα να λειτουργεί στις στροφές κατά τις οποίες παράγει τη μεγαλύτερη δύναμη. Αυτές είναι συνήθως υψηλότερες από τις στροφές που επιτυγχάνει μέγιστη απόδοση. Σε εφαρμογές χαμηλής μάζας και χαμηλής ροπής (όπως σκούτερ) τα CVT με ιμαντοκίνηση προσφέρουν επίσης την ευκολία χρήσης και μηχανική απλότητα.

Ένα CVT δεν απαιτεί αυστηρά την παρουσία συμπλέκτη. Παρ' όλα αυτά, σε ορισμένα οχήματα (π.χ. μοτοσυκλέτες), προστίθεται ένας φυγοκεντρικός συμπλέκτης για την επιλογή νεκράς ή την χρήση όπισθεν.

iv. Χειροκίνητα κιβώτια ταχυτήτων

Ένας τύπος χειροκίνητων κιβωτίων είναι τα σειριακά κιβώτια, στην κατηγορία του οποίου συγκαταλέγεται και το δικό μας. Τα σειριακά κιβώτια ταχυτήτων χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον από μοτοσυκλέτες, οχήματα τύπου Formula 1, WRC κλπ. Χαρακτηριστικό γνώρισμα αυτού του τύπου κιβωτίου είναι ότι η άμεση επιλογή μιας συγκεκριμένης σχέσης δεν είναι εφικτή, π.χ. εάν είναι επιλεγμένη η 5^η σχέση και θέλουμε να μεταβούμε στην 3^η θα πρέπει αναγκαστικά να μεταβούμε πρώτα στην 4^η.

Σε ένα συμβατικό κιβώτιο ταχυτήτων που χρησιμοποιείται σε μη-αυτόματα επιβατικά οχήματα, ο οδηγός έχει την δυνατότητα να αλλάξει σχέση στο κιβώτιο ταχυτήτων μετακινώντας τον μοχλό του κιβωτίου στην κατάλληλη θέση. Ο συμπλέκτης πρέπει να ενεργοποιηθεί ώστε να σταματήσει η μεταφορά ροπής από τον κινητήρα στο κιβώτιο ταχυτήτων πριν την αλλαγή της σχέσης μετάδοσης ώστε να συγχρονιστούν οι στροφές των αξόνων του κιβωτίου και να γίνει η αλλαγή ομαλά. Αυτός ο τύπος κιβωτίου αναφέρεται συχνά με το όνομα H-pattern λόγω της διαδρομής που ακολουθεί ο μοχλός που χειρίζεται ο οδηγός για να αλλάξει σχέση στο κιβώτιο. Αυτή η διαδικασία είναι αργή όσον αφορά αγώνες ταχύτητας κι έτσι ενισχύεται η χρησιμοποίηση σειριακού κιβωτίου.

1.2 ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΟΙ ΣΤΟΧΟΙ

Η ανάγκη μελέτης, σχεδιασμού και κατασκευής κιβωτίου ταχυτήτων εντάσσεται στα γενικά πλαίσια τροποποίησης και προσαρμογής του κινητήρα στα δεδομένα και απαιτήσεις του διαγωνισμού Formula Student.

Όπως αναφέρθηκε ήδη, οι κινητήρες που χρησιμοποιούνται συχνότερα από τις ομάδες Formula Student είναι κινητήρες μοτοσυκλέτας με ανώτατο όριο κυβικών τα 610cc. Οι συγκεκριμένοι κινητήρες έχουν βελτιστοποιηθεί για να εξυπηρετούν τις ανάγκες μιας μοτοσυκλέτας είτε είναι δρόμου είτε είναι προορισμένη για εκτός δρόμου χρήση.

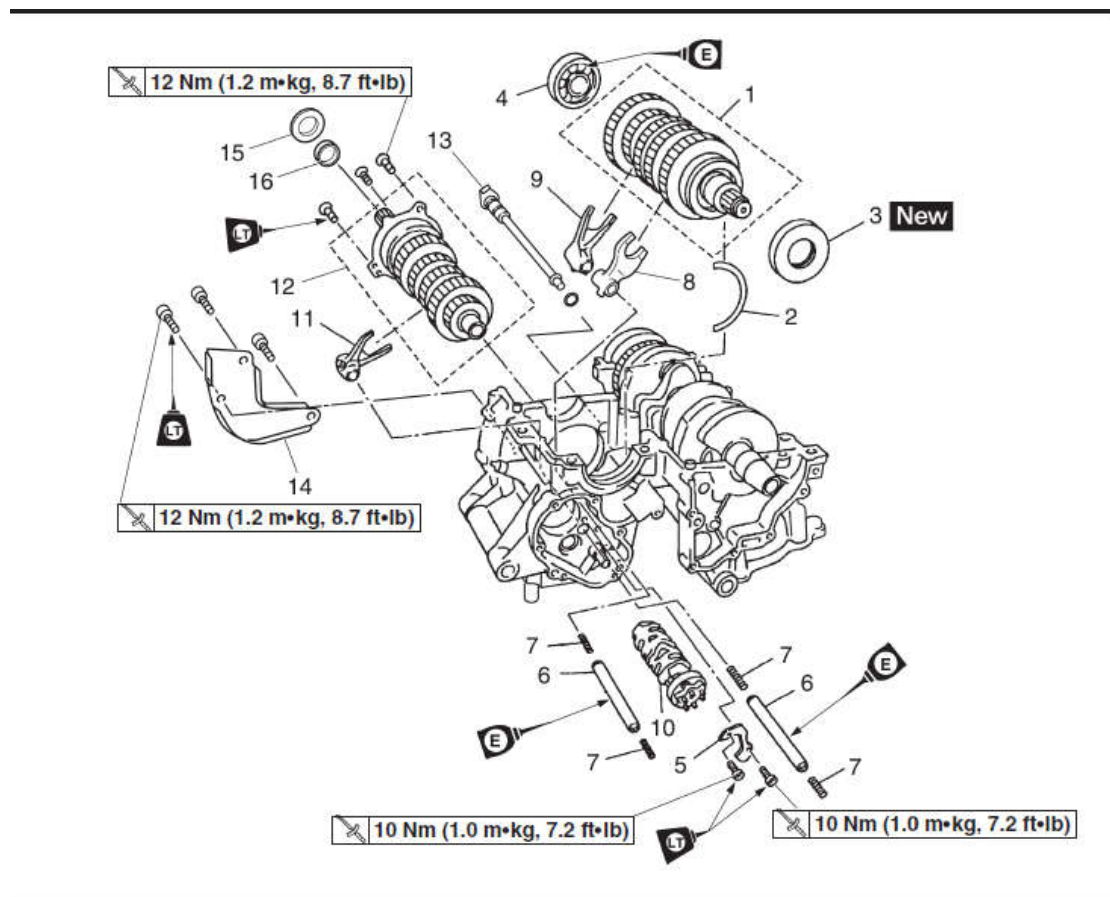
Στο διαγωνισμό Formula Student σχεδιάζονται και κατασκευάζονται μονοθέσια τύπου Formula, οπότε, όπως είναι φυσικό, οι απαιτήσεις του μονοθέσιου είναι διαφορετικές από αυτών μίας μοτοσυκλέτας, όπως για παράδειγμα ο διαφορετικός τύπος οχήματος και το διαφορετικό είδος πιστών. Οπότε είναι επιτακτική ανάγκη η προσαρμογή του κινητήρα στις ανάγκες του μονοθέσιου. Μέσα σε αυτά τα πλαίσια προσαρμογής του κινητήρα είναι και η αλλαγή του κιβωτίου ταχυτήτων.

Το κιβώτιο ταχυτήτων που έχει ο κινητήρας είναι 6 σχέσεων. Σκοπός είναι η εύρεση των βέλτιστων σχέσεων μετάδοσης, που θα αποφέρουν καλύτερους χρόνους στα δυναμικά αγωνίσματα άρα και περισσότερους πόντους. Η πρώτη απόφαση που πρέπει να ληφθεί είναι ο αριθμός των σχέσεων μετάδοσης στο καινούριο κιβώτιο. Τα μειονεκτήματα που παρουσιάζει το 6-τάχυτο κιβώτιο ταχυτήτων στις απαιτήσεις του διαγωνισμού είναι τα εξής:

- Η 1^η σχέση μετάδοσης έχει υψηλό λόγο μετάδοσης. Η σχέση μετάδοσης της 1^{ης} ταχύτητας είναι 2,85:1. Με την βοήθεια υπολογισμών που θα αναλυθούν σε επόμενη ενότητα, αυτός ο λόγος μετάδοσης αντιστοιχεί σε ροπή 1174Nm στις 10000rpm. Το μέγεθος της ροπής είναι μεγάλο για τα δεδομένα του ελαστικού, με αποτέλεσμα το μονοθέσιο να ολισθαίνει πολύ κατά την εκκίνηση. Ουσιαστικά η 1^η ταχύτητα χρησιμεύει στις μοτοσυκλέτες σε περιπτώσεις υψηλού φορτίου, όπως για παράδειγμα σε ανηφόρες, κατάσταση που δεν συναντιέται στα δυναμικά αγωνίσματα του διαγωνισμού.
- Η 6^η σχέση μετάδοσης έχει πολύ χαμηλό λόγο μετάδοσης. Η σχέση μετάδοσης της 6ης ταχύτητας είναι 1,08:1. Με τους ίδιους υπολογισμούς μπορούμε εύκολα να υπολογίσουμε την ταχύτητα του μονοθέσιου έχοντας 6^η ταχύτητα στο κιβώτιο, η οποία είναι 146Km/h στις 12400rpm. Όμως η διαμόρφωση των πιστών στα δυναμικά αγωνίσματα δεν επιτρέπουν το μονοθέσιο να αναπτύξει μεγαλύτερες ταχύτητες των 110Km/h στο αγώνισμα της αντοχής (endurance) και περίπου 100Km/h στο αγώνισμα της επιτάχυνσης.
- Πολλές ταχύτητες στο κιβώτιο ταχυτήτων δυσκολεύουν τον οδηγό στον χειρισμό του μονοθέσιου.

Βάσει των παραπάνω μειονεκτημάτων που παρουσιάζει το 6-τάχυτο κιβώτιο ταχυτήτων (Σχ. 1.1) δημιουργείται η ανάγκη μελέτης, σχεδιασμού και κατασκευής κιβωτίου ταχυτήτων με 4 σχέσεις μετάδοσης, αφού όπως αναφέρθηκε και πιο πάνω η 1^η και η 6^η σχέση μετάδοσης δεν συμβαδίζουν με τις ανάγκες του διαγωνισμού. Τα πλεονεκτήματα ενός νέου κιβωτίου 4 ταχυτήτων είναι τα εξής:

- Επιλογή των επιθυμητών σχέσεων μετάδοσης. Σχεδιάζοντας ένα κιβώτιο ταχυτήτων εξ' ολοκλήρου από την αρχή δίνεται η δυνατότητα μελέτης και επιλογής των βέλτιστων σχέσεων μετάδοσης, που θα έχουν σαν αποτέλεσμα την αγωνιστική βελτίωση του μονοθέσιου.
- Καλύτεροι χρόνοι στα δυναμικά αγωνίσματα. Αυτό επιτυγχάνεται χάρη στο ότι διατηρώντας τον αριθμό σχέσεων μετάδοσης στο ελάχιστο ο οδηγός θα χρειαστεί να κάνει λιγότερες αλλαγές, οι οποίες του κοστίζουν από 0,6sec έως και 1,5sec έκαστη, διατηρώντας την προσοχή του στη διεύθυνση του μονοθέσιου.
- Μείωση βάρους καθώς τα εξαρτήματα που αποτελούν το κιβώτιο ταχυτήτων μας θα ελαχιστοποιηθούν και τα υλικά που θα χρησιμοποιηθούν θα πετυχαίνουν την βέλτιστη αναλογία βάρους-απόδοσης.
- Εύκολη κατασκευή



Σχήμα 1.1: Τα εξαρτήματα του εργοστασιακού κιβωτίου ταχυτήτων και οι απαιτούμενες δυνάμεις σύσφιξης τους. (Yamaha Motor Co., 2003)

1.3 ΔΙΑΦΟΡΕΣ ΣΥΜΒΑΤΙΚΩΝ ΚΙΒΩΤΙΩΝ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΜΕ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΩΝ

Ο κινητήρας που χρησιμοποιεί η ομάδα μας είναι από συμβατική μοτοσυκλέτα 600cc με ενσωματωμένο κιβώτιο ταχυτήτων. Τέτοιου είδους κιβώτια ταχυτήτων είναι σχεδιασμένα να είναι αξιόπιστα και με χαμηλό κόστος συντήρησης. Οι εναλλαγές σχέσεων είναι λιγότες σε συνθήκες καθημερινής χρήσης. Τα πλάτη των δοντιών είναι μεγάλα και οι επιφάνειες επαφής είναι σκληρές. Ο σχεδιασμός των οδοντώσεων είναι βελτιστοποιημένος για χαμηλή φθορά και θόρυβο. Οι γωνίες επαφής των οδοντωτών τροχών είναι μικρές για να επιτρέπουν εύκολη απεμπλοκή. Οι ανοχές είναι μεγάλες για να επιτρέπουν παραλλαγές στην παραγωγή. Τα γρανάζια γενικά παράγονται σε καλούπια και αυτό θέτει περιορισμούς στον σχεδιασμό μηχανισμού εμπλοκής. Το υλικό κατασκευής των οδοντωτών τροχών είναι σκληρυμένος χάλυβας για την εξισορρόπηση κόστους και μηχανικών ιδιοτήτων.

Τα κιβώτια ταχυτήτων που προορίζονται για αγωνιστική χρήση όμως πρέπει να πληρούν διαφορετικές προδιαγραφές και ο σχεδιασμός τους γίνεται με γνώμονα διαφορετικούς παράγοντες. Πρέπει να έχουν χαμηλό βάρος, το οποίο εξαρτάται από τους απαιτούμενους κύκλους ζωής τους, χαμηλή αδράνεια, να μην υπάρχει αστοχία στα δόντια των γραναζιών και να είναι ανθεκτικά σε κρουστικά φορτία. Απαιτούνται επίσης πολλαπλές αλλαγές σχέσεων και μεγαλύτερες γωνίες κοπής για να αποφευχθεί το «πέταγμα» ταχύτητας. Ο μηχανισμός εμπλοκής πρέπει να έχει ικανοποιητικό μέγεθος και πλάτος για να αποφευχθεί τυχόν αστοχία του. Επίσης τα αγωνιστικά κιβώτια ταχυτήτων πρέπει να έχουν μικρές ανοχές για βελτιστοποίηση της κατασκευής και συνεπείς αλλαγές ταχυτήτων.

Κατά τη διάρκεια ενός αγώνα οι σχέσεις εναλλάσσονται όσο ταχύτερα γίνεται, συνήθως χωρίς τη χρήση συμπλέκτη δημιουργώντας υψηλά φορτία που έχουν ως αποτέλεσμα ελαστικές παραμορφώσεις των αξόνων και κακή ευθυγράμμιση των οδοντωτών τροχών. Εάν δεν είναι ικανοποιητική η επιφάνεια εμπλοκής, τα γρανάζια θα απεμπλακούν με αποτέλεσμα να καταστραφεί η επιφάνεια τους και οι φουρκέτες που επιλέγουν τις ταχύτητες. Όταν συμβαίνουν αυτά, προκύπτουν χαμένες αλλαγές και επιλογή νεκράς. Αυτές οι φορτίσεις δεν συμβαίνουν συνήθως σε απλή χρήση στον δρόμο, όπου οι αλλαγές γίνονται πολύ πιο αργά και με την υποβοήθηση συμπλέκτη.

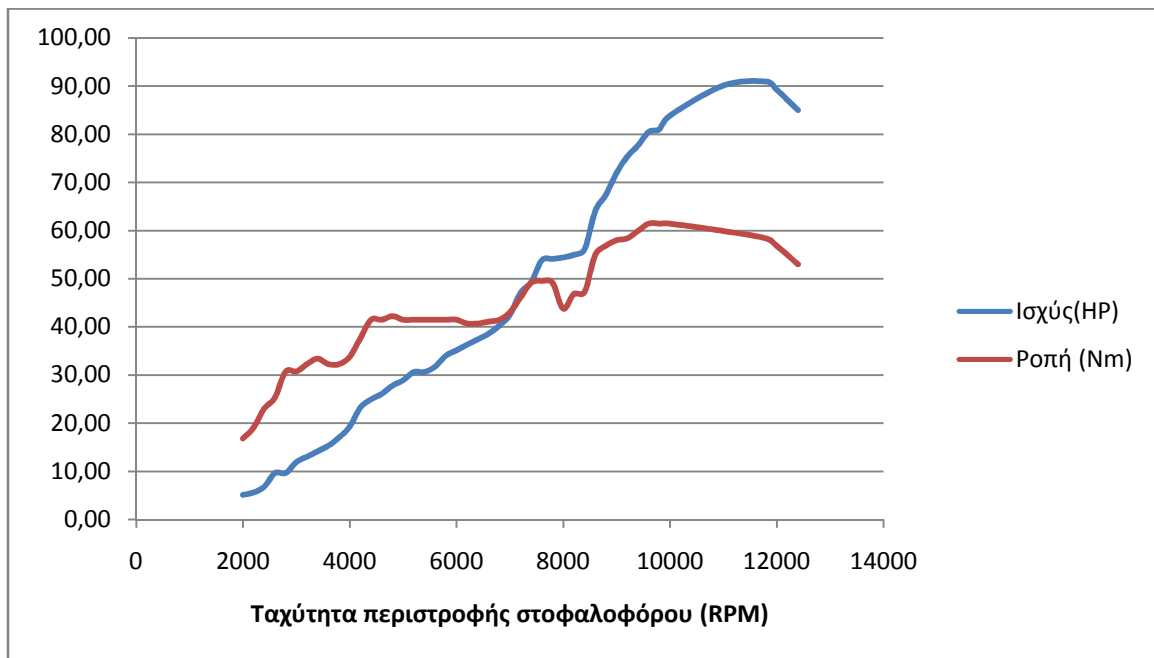
Συνεπώς θα πρέπει να λάβουμε υπόψη όλα τα ανωτέρω για τον σχεδιασμό και την επιλογή υλικών του κιβωτίου ταχυτήτων μας.

1.4 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ

Για την εύρεση των βέλτιστων σχέσεων μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων αρχικά πρέπει να υπολογιστούν κάποια βασικά μεγέθη που σχετίζονται με την συνολική μετάδοση της ισχύος από τον κινητήρα στους τροχούς.

Η μέγιστη επιτεύξιμη επιτάχυνση του μονοθέσιου περιορίζεται από δύο παράγοντες: α) τη μέγιστη δυνατή ροπή στους τροχούς του μονοθέσιου και β) τη μέγιστη δύναμη τριβής των ελαστικών. Ο πρώτος παράγοντας βασίζεται στην απόδοση του κινητήρα και του συστήματος μετάδοσης, ενώ ο δεύτερος παράγοντας βασίζεται στην ποιότητα του ελαστικού.

Η ισχύς (P_e) μιας μηχανής εσωτερικής καύσης είναι συνάρτηση της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα ω_e . Η συνάρτηση αυτή καθορίζεται πειραματικά, παρόλα αυτά η συνάρτηση $P_e=f(\omega_e)$ μπορεί να εκτιμηθεί από ένα πολυώνυμο 3^{ου} βαθμού.



Διάγραμμα 1.2: Διάγραμμα ροπής- ισχύος κινητήρα συναρτήσει των στροφών στον στρόφαλο

Οπότε ισχύει:

$$P_e = P_1 * \omega_e + P_2 * \omega_e^2 + P_3 * \omega_e^3 \quad (1)$$

Αν χρησιμοποιήθει η ω_M για να καθορισθεί η γωνιακή ταχύτητα μετρημένη σε rad/s, όταν η ισχύς του κινητήρα γίνεται μέγιστη P_M , μετρημένη σε W=Nm/s, τότε για βενζινοκινητήρες χρησιμοποιούνται οι παρακάτω σχέσεις:

$$P_1 = \frac{P_M}{\omega_{Me}} \quad (2)$$

$$P_2 = \frac{P_M}{\omega_{Me}^2} \quad (3)$$

$$P_3 = \frac{P_M}{\omega_{Me}^3} \quad (4)$$

Το διάγραμμα 1.2 δείχνει την απόδοση του βενζινοκινητήρα μας που παρέχει $P_M=91\text{Hp}$ στις $n=11800\text{rpm}$.

Η ροπή του κινητήρα T_e (σε Nm) που παρέχεται από την ισχύ P_e (σε KW) και τις στροφές n_e (σε RPM) δίνεται από την σχέση:

$$T_e = \frac{9550 * P_e}{n_e} \quad (5)$$

Όπως προαναφέρθηκε με τον όρο σύστημα μετάδοσης ισχύος εννοούνται όλα τα μηχανικά μέρη και εξαρτήματα, τα οποία μεταφέρουν ροπή και ισχύ από τον κινητήρα στις ρόδες του μονοθέσιου. Στην περίπτωση του μονοθέσιου μας αυτό το σύστημα αποτελείται από τον κινητήρα, το κιβώτιο ταχυτήτων, την αλυσοκίνηση, το διαφορικό και τα ημιαξόνια.

- Ο κινητήρας είναι η πηγή ισχύος του συστήματος μετάδοσης. Η ροπή εξόδου του κινητήρα είναι ίση με T_e στην γωνιακή ταχύτητα κινητήρα ω_e .
- Το κιβώτιο ταχυτήτων χρησιμοποιείται για την αλλαγή της σχέσης μετάδοσης του συστήματος μεταξύ του κινητήρα και των τροχών του μονοθέσιου.
- Η αλυσοκίνηση συνδέει το δευτερεύοντα άξονα του κιβωτίου με το διαφορικό. Επίσης η αλυσοκίνηση καθορίζει με τον λόγο των δοντιών και την τελική σχέση μετάδοσης του συστήματος.
- Το διαφορικό έχει σταθερή σχέση μετάδοσης και ανάλογα με τον τύπο του επιτρέπει τη διαφορετική ταχύτητα (διαφόριση) των τροχών, ώστε να γίνεται εφικτή η κίνηση του μονοθέσιου στις στροφές.
- Τα ημιαξόνια συνδέουν το διαφορικό με τους τροχούς του μονοθέσιου.

Η διαθέσιμη ισχύς στους τροχούς είναι:

$$P_w = \eta * P_e \quad (6)$$

Όπου $\eta < 1$ υποδεικνύει τον συνολικό βαθμό απόδοσης μεταξύ του κινητήρα και των τροχών.

Οι μηχανικές απώλειες του συστήματος μετάδοσης ισχύος προσδιορίζονται κατά τη δυναμομέτρηση σε πέδη οχημάτων μέσω ενός αυτομάτου προγράμματος

υπολογισμού. Αυτές θεωρήθηκαν περίπου 5%, δηλαδή το σύστημα μας έχει συντελεστή απόδοσης 0,95 ή 95%.

Η σχέση μεταξύ της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα και της ταχύτητας του οχήματος δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$u_x = \frac{R_w * \omega}{i_a * i_g * i_t} \quad (7)$$

όπου i_g είναι η εκάστοτε σχέση μετάδοσης του κιβωτίου, i_a είναι η αρχική σχέση μετάδοσης, i_t η τελική σχέση μετάδοσης, ω η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα και R_w είναι η ακτίνα του ελαστικού.

Η σχέση μετάδοσης ή λόγος μετάδοσης του κιβωτίου i_g είναι ο λόγος της γωνιακής ταχύτητας εισόδου προς την γωνιακή ταχύτητα εξόδου.

$$i_g = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} = \frac{n_{in}}{n_{out}} \quad (8)$$

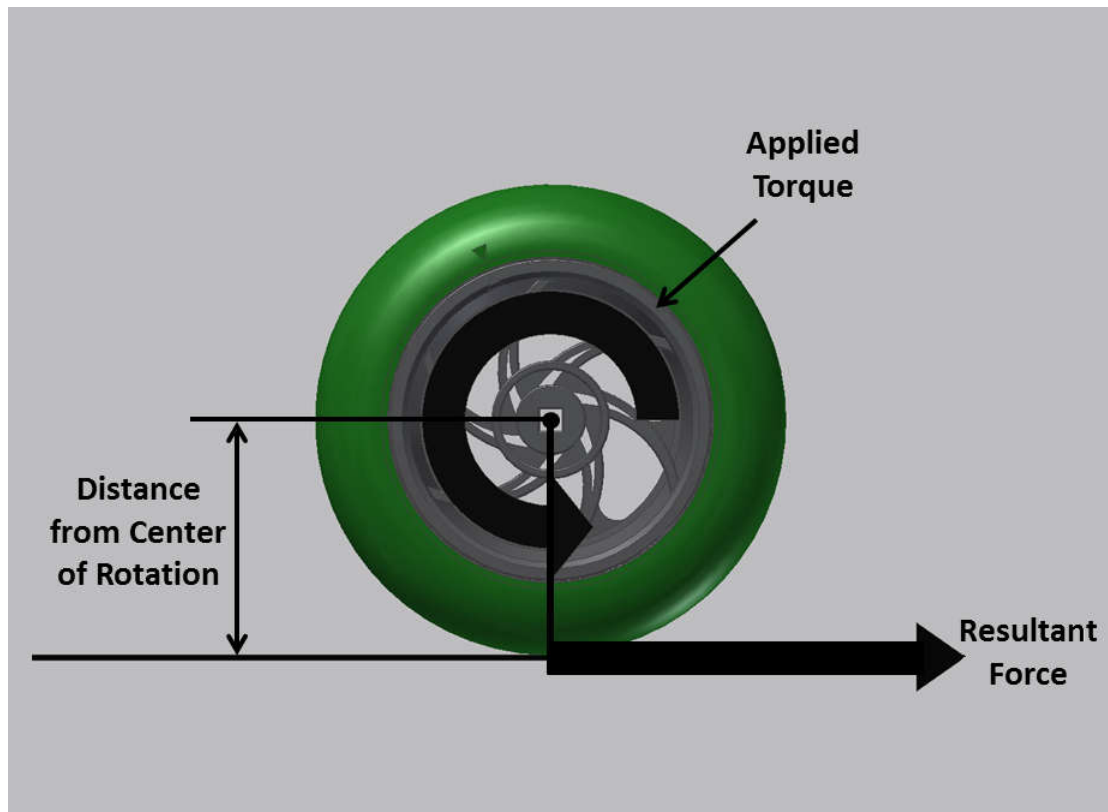
Η σχέση που συνδέει την γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα με την ταχύτητα του οχήματος προκύπτει με τον εξής τρόπο:

Ο κινητήρας συνδέεται με τους τροχούς του μονοθέσιου μέσω του συστήματος μετάδοσης. Λόγω της ύπαρξης τριβής στο σύστημα μετάδοσης και ειδικά στο κιβώτιο και στον συμπλέκτη η ισχύς στους τροχούς είναι πάντα μικρότερη της ισχύος που βγαίνει από τον κινητήρα. Η απόδοση του συστήματος δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (9)$$

Η ισχύς στους τροχούς είναι η ισχύς εξόδου του συστήματος μετάδοσης: $P_w = P_{out}$ και η ισχύς του κινητήρα είναι η ισχύς εισόδου στο σύστημα μετάδοσης: $P_{in} = P_e$.

Η εικόνα 1.1 δείχνει έναν τροχό του οχήματος με ακτίνα R_w και τις δυνάμεις που ασκούνται σε αυτόν.



Εικόνα 1.1: Σχηματική αναπαράσταση τροχού με τις ασκούμενες δυνάμεις (Curriculum)

Γνωρίζουμε ότι:

$$u_x = \omega_w * R_w \quad (10)$$

Δηλαδή η γραμμική ταχύτητα του οχήματος ισούται με το γινόμενο της γωνιακής ταχύτητας του τροχού επί την ακτίνα του τροχού.

Σχέση μετάδοσης μεταξύ δύο εμπλεκόμενων γρاناζιών θεωρείται το πηλίκο του αριθμού των δοντιών του κινούμενου οδοντωτού τροχού ως προς τον αριθμό δοντιών του κινητήριου.

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (11)$$

Στο σύστημα μας ο στροφαλοφόρος άξονας μεταδίδει κίνηση στον πρωτεύοντα άξονα του κιβωτίου ταχυτήτων μέσω γρاناζιών. Η σχέση των δύο αυτών γρاناζιών ονομάζεται αρχική μείωση (i_a).

Έπειτα ο πρωτεύων άξονας μεταφέρει την κίνηση στο δευτερεύοντα, όπου διαφοροποιούνται οι στροφές ανάλογα από την επιλεγμένη σχέση (i_g).

Η επιλογή σχέσης γίνεται χειροκίνητα, ή με το πόδι, μέσω μοχλού περιστρέφοντας τον μύλο. Ο μύλος είναι ένα κυλινδρικό εξάρτημα το οποίο έχει χαραγμένες διάφορες διαδρομές, όπου η κάθε διαδρομή οδηγεί μία φουρκέτα αναγκάζοντας την να μετακινηθεί πλάγια μετακινώντας τους μετωπικούς συνδέσμους αναγκάζοντας τους να συμπλεχθούν με το αντίστοιχο γρανάζι.

Στην έξοδο του δευτερεύοντα άξονα εδράζεται ένας αλυσοτροχός, που συνδέεται με τον αλυσοτροχό του διαφορικού μέσω αλυσίδας. Η σχέση αυτή ονομάζεται τελική σχέση μετάδοσης (i_t)

Η συνολική σχέση μετάδοσης υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$i_{tot} = i_a * i_g * i_f \quad (12)$$

Συνεπώς η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα ισούται με το γινόμενο της συνολικής σχέσης μετάδοσης επί την γωνιακή ταχύτητα του τροχού

$$\omega_e = i_{tot} * \omega_w \quad (13)$$

Οι κινητήρες εσωτερικής καύσης δε μπορούν να λειτουργήσουν κάτω από μία ελάχιστη γωνιακή ταχύτητα ω_{min} , λόγω του ότι η ροπή στρέψης τους δεν επαρκεί για να υπερνικήσει την αντίσταση κίνησης. Αυτό έχει ως συνέπεια το όχημα να μην μπορεί να κινηθεί πιο σιγά από μία ελάχιστη ταχύτητα u_{min} , ενώ ο κινητήρας είναι συνδεδεμένος στους τροχούς.

$$u_{min} = \frac{R_w * \omega_{min}}{i_{tot}} \quad (14)$$

Στην εκκίνηση και στην ακινητοποίηση το όχημα χρειάζεται να έχει ταχύτητες μικρότερες της u_{min} . Για αυτό τον λόγο χρησιμοποιείται ο συμπλέκτης κατά την εκκίνηση, ακινητοποίηση και αλλαγή σχέσης μετάδοσης. Ο συμπλέκτης θα ενεργοποιείται αυτόματα μέσω ηλεκτρονικής μονάδας διαχείρισης και θα προγραμματιστεί από την ομάδα των ηλεκτρονικών κατόπιν συνεννόησης με την ομάδα μας.

Μεμονωμένα για τον κάθε τροχό ισχύει ότι η διαμήκης ταχύτητα u_x είναι ανάλογη της γωνιακής ταχύτητας του κινητήρα ω_e και η δύναμη τριβής του ελαστικού F_x είναι ανάλογη της ροπής του κινητήρα T_e .

$$\omega_e = \frac{i_{tot}}{R_w} * u_x \quad (15)$$

Επομένως η σχέση που συνδέει τη δύναμη τριβής F_x με την ακτίνα του ελαστικού και τη ροπή είναι:

$$F_x = \frac{T_w}{R_w} \quad (16)$$

Η σχέση που συνδέει τη ροπή του κινητήρα με αυτήν του τροχού είναι:

$$T_w = \eta * i_{tot} * T_e \quad (17)$$

Οπότε προκύπτει από τις παραπάνω σχέσεις η τελική σχέση που συνδέει τη δύναμη τριβής του ελαστικού με τη ροπή στην έξοδο του κινητήρα:

$$T_e = \frac{R_w}{\eta * i_{tot}} * F_x \quad (18)$$

όπου R_w είναι η ακτίνα του ελαστικού, i_{tot} η συνολική σχέση μετάδοσης του συστήματος μετάδοσης της ισχύος και η ο συνολικός βαθμός απόδοσης.

Οι εξισώσεις της ταχύτητας και της ροπής μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να υπολογισθούν οι σχέσεις μετάδοσης του κιβωτίου όπως και η επίδοση του οχήματος. Θεωρητικά ο κινητήρας πρέπει να δουλέψει στη μέγιστη ισχύ του, για να

έχει την καλύτερη επίδοση. Παρόλο αυτά, για να ελεγχθεί η ταχύτητα του οχήματος χρειάζεται να αλλάξει η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα. Έτσι, επιλέχθηκε ένα εύρος γωνιακών ταχυτήτων (ω_1, ω_2) περίπου ω_M , το οποίο σχετίζεται με την μέγιστη ισχύ P_M και σαρώνοντας το εύρος επανειλημμένα σε διαφορετικές σχέσεις μετάδοσης. Το εύρος (ω_1, ω_2) καλείται εύρος λειτουργίας του κινητήρα.

Σαν γενικό οδηγό καθοδήγησης, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε τις ακόλουθες συστάσεις στην επιλογή των σχέσεων μετάδοσης ενός κιβωτίου.

1. Επιλογή της συνολικής σχέσεως μετάδοσης $i_{tot}=1$ όταν το όχημα φθάνει στην μέγιστη ταχύτητα του. Επιλέγοντας $i_{tot}=1$ σημαίνει ότι η γωνιακή ταχύτητα του πρωτεύοντα άξονα συμπίπτει με την γωνιακή ταχύτητα του δευτερεύοντα άξονα. Σε συμβατικά κιβώτια η άμεση σύνδεση των δύο αξόνων μεγιστοποιεί την μηχανική απόδοση του κιβωτίου.

2. Η πρώτη σχέση i_1 πρέπει να επιλεγεί με βάση τη μέγιστη επιθυμητή ροπή στους τροχούς του οχήματος. Η μέγιστη απαιτούμενη ροπή στους τροχούς καθορίζεται από το μέγιστο εμπόδιο που θα κλιθεί να αντιμετωπίσει το όχημα, στην περίπτωση του μονοθέσιου μας τη στατική τριβή κατά την εκκίνηση.

3. Μπορούν να καθορισθούν οι ενδιάμεσες σχέσεις μετάδοσης χρησιμοποιώντας τη συνθήκη ευστάθειας του κιβωτίου. Η συνθήκη ευστάθειας εξασφαλίζει ότι η ταχύτητα του κινητήρα δεν ξεπερνάει τη μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα αν μεταβεί από μία ταχύτητα i_j σε μία ταχύτητα i_{j-1} , όταν ο κινητήρας λειτουργεί στη μέγιστη ροπή.

4. Η αναλογία μεταξύ δύο γειτονικών σχέσεων φ δίνεται από τη σχέση

$$\varphi = \frac{i_{j-1}}{i_j} \quad (19)$$

Το βήμα αυτό θα πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο, ώστε να επιτρέπει στην επόμενη χαμηλότερη σχέση να εμπλακεί όταν επιτευχθεί η μέγιστη ροπή του κινητήρα στην παρούσα σχέση, χωρίς να υπερβεί τη μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Για την επιλογή σχέσεων λοιπόν θα πρέπει να ληφθούν υπόψη τα παρακάτω:

- I. Όσο περισσότερες σχέσεις μετάδοσης υπάρχουν, τόσο περισσότερο εκμεταλλευόμαστε την απόδοση του κινητήρα καθώς επιτυγχάνουμε να λειτουργούμε τον κινητήρα μας συνεχώς στις στροφές, όπου παράγει την μεγαλύτερη ισχύ. Όμως όσο αυξάνονται οι σχέσεις μετάδοσης, τόσο αυξάνεται και η συχνότητα εναλλαγής σχέσεων, το βάρος και το μέγεθος του κιβωτίου ταχυτήτων.
- II. Οι ταχύτητες που μπορούν να επιτευχθούν από το όχημα στις αρχικές σχέσεις μετάδοσης είναι μικρές κάτι που θα ήταν μη θεμιτό για εμάς καθώς στο αγώνισμα της επιτάχυνσης θα απαιτούνταν πολλές αλλαγές σχέσεων.
- III. Όσο μικρότερο είναι το βήμα φ τόσο ομαλότερες είναι οι αλλαγές ταχυτήτων

IV. Το θερμικό φορτίο στα συγχρονιζέ είναι ανάλογο με το τετράγωνο του βήματος φ .

Εν όψει αυτών των εν μέρει αντικρουόμενων φαινομένων, θα πρέπει να γίνουν παραδοχές για το σχεδιασμό του κιβωτίου ταχυτήτων. Δύο επίσημες μέθοδοι για τον υπολογισμό του βήματος σχέσεων μετάδοσης έχουν αποδειχθεί αποδοτικές στην πράξη.

- Γεωμετρικό
- Προοδευτικό

Γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων (Σχ.1.2)

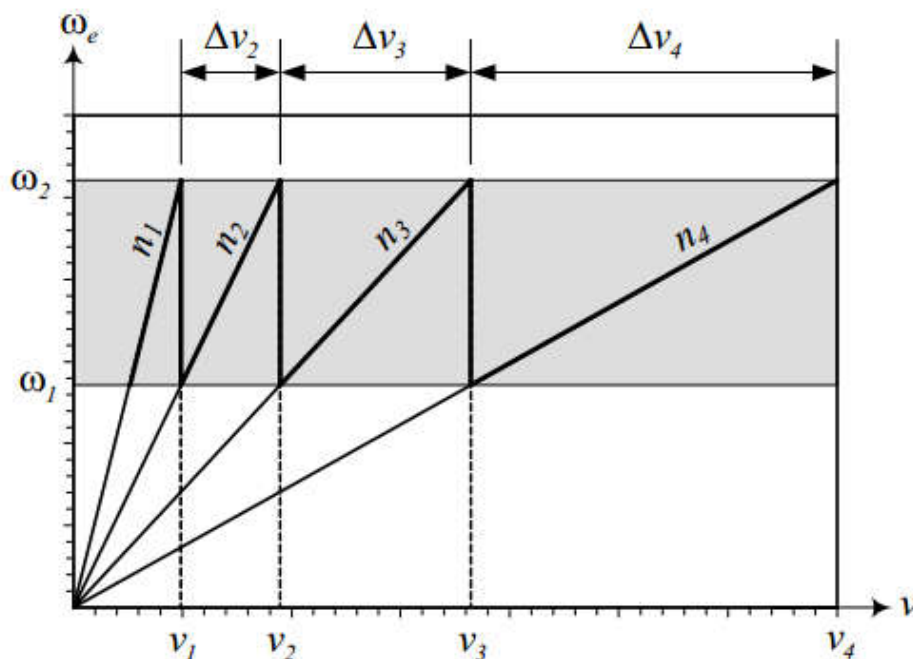
Κατά τον γεωμετρικό σχεδιασμό το βήμα της σχέσης έχει πάντα την ίδια τιμή:

$$\varphi = \sqrt[z-1]{i_{tot}} \quad (20)$$

Η αναλογία για τις εκάστοτε σχέσεις από $n=1$ έως z δίνεται από την σχέση:

$$i_n = i_z * \varphi^{z-n} \quad (21)$$

Στην πράξη η τιμή του φ θα διαφέρει λίγο από τη θεωρητικά υπολογισμένη τιμή. Η διαφορά της μέγιστης ταχύτητας μεταξύ των οδοντωτών τροχών συνεχώς θα αυξάνεται με κάθε αλλαγή σε υψηλότερη.



Σχήμα 1.2: Γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων (Harald Naunheimer, 2011)

Προοδευτικό κιβώτιο ταχυτήτων (Σχ. 1.3)

Στα προοδευτικά κιβώτια ταχυτήτων όσο υψηλότερη είναι η επιλεγμένη σχέση, τόσο μικρότερο είναι το βήμα σχέσης φ . Αυτό υποδηλώνει πως η διαφορά μεταξύ της μέγιστης ταχύτητας των γρاناζιών μένει οριακά σταθερή στα προοδευτικά κιβώτια. Στα επιβατικά οχήματα αυτό μεταφράζεται σε πιο άνετες εναλλαγές ταχυτήτων και αυξημένη απόδοση επιτάχυνσης.

Δεδομένου της συνολικής σχέσης μετάδοσης i_{tot} και τον επιλεγμένο παράγοντα προόδου φ_2 , η βασική σχέση εναλλαγής φ_1 μπορεί να υπολογισθεί ως εξής:

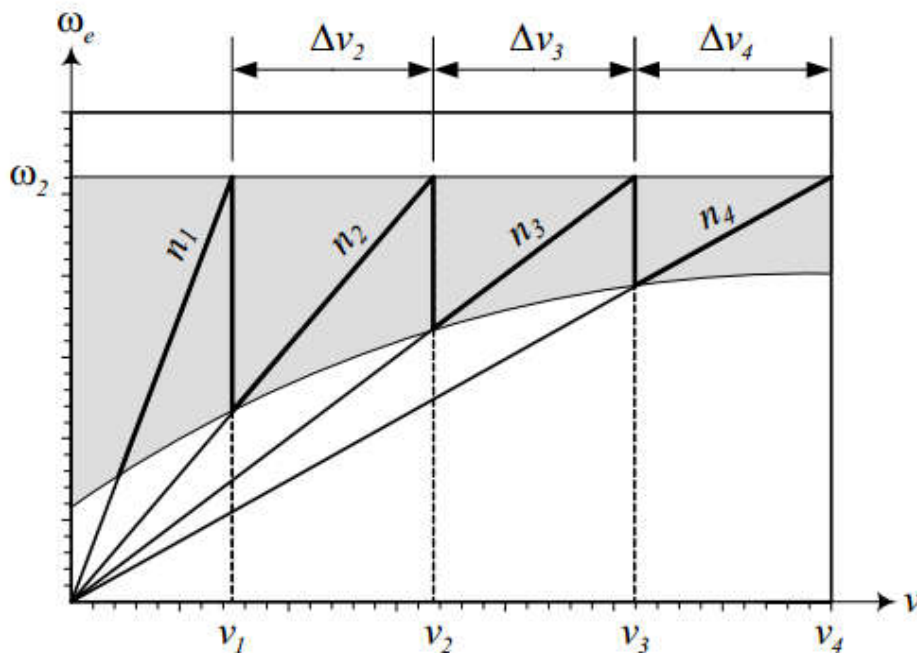
$$\varphi_1 = \sqrt[z-1]{\frac{i_{tot}}{\varphi_2^{0.5 \cdot (z-2) \cdot (z-1)}}} \quad (22)$$

Οι σχέσεις i_n στους οδοντωτούς τροχούς $n=1$ έως z υπολογίζονται ως:

$$i_n = i_z * \varphi_1^{(z-n)} * \varphi_2^{(z-n) \cdot (z-n-1)} \quad (23)$$

Ενδεικτικές τιμές για $\varphi_1= 1,1$ έως $1,7$

$\varphi_2=1,0$ έως $1,2$



Σχήμα 1.3: Προοδευτικό κιβώτιο ταχυτήτων (Harald Naunheimer, 2011)

1.5 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ-ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ ΕΠΙΛΟΓΩΝ

Μετά τον προσδιορισμό των σχέσεων για τον υπολογισμό των κατάλληλων μεγεθών που συνδέονται με το σύστημα μετάδοσης της ισχύος είναι αναγκαίο να προσδιοριστούν οι παραδοχές και οι περιορισμοί που συνδέονται με κάθε σχέση μετάδοσης. Οι περιορισμοί ουσιαστικά διευκολύνουν την επιλογή των βέλτιστων σχέσεων μετάδοσης στο κιβώτιο με τη μείωση του εύρους όλων των δυνατών σχέσεων μετάδοσης για κάθε ταχύτητα.

Πριν όμως αναφερθούν αυτοί οι περιορισμοί, χρησιμοποιώντας τις σχέσεις που αποδείχθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο θα υπολογιστούν τα διάφορα μεγέθη που συνδέονται με το σύστημα μετάδοσης ισχύος για το εργοστασιακό κιβώτιο του κινητήρα.

Τα δεδομένα που χρειαζόμαστε για τον υπολογισμό των κατάλληλων μεγεθών είναι οι διάφορες σχέσεις μετάδοσης από τον κινητήρα μέχρι τους τροχούς, η ενεργός ακτίνα του ελαστικού, ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης ισχύος, η ροπή και η ισχύς του κινητήρα ανάλογα με την γωνιακή ταχύτητα του (Πίν. 1.1). Τα στοιχεία του Πίνακα 1.1 πάρθηκαν από το αντίστοιχο διάγραμμα (Διάγ.1.2) και αποτελούν τα αποτελέσματα δυναμομέτρησης του κινητήρα με περιορισμένη εισαγωγή.

Πίνακας 1.1: Ισχύς και ροπή συναρτήσει των στροφών του κινητήρα

n_e (rpm)	P_e (Hp)	T_e (Nm)
2600	9,63	25,34
2800	9,63	30,72
3000	11,90	30,72
3200	13,03	32,25
3400	14,17	33,40
3600	15,30	32,25
3800	17,00	32,25
4000	19,27	33,78
4200	23,23	37,63
4400	24,93	41,46
4600	26,07	41,46
4800	27,77	42,23
5000	28,90	41,46
5200	30,60	41,46
5400	30,60	41,46
5600	31,73	41,46
5800	34,00	41,46
6000	35,13	41,46
6200	36,27	40,69
6400	37,40	40,69
6600	38,53	41,08
6800	40,23	41,46
7000	42,50	42,99
7200	47,03	46,07
7400	49,30	49,15
7600	53,83	49,53
7800	54,12	49,15
8000	54,40	43,77
8200	54,97	46,84
8400	56,10	47,22
8600	64,03	54,90
8800	67,43	56,82
9000	71,97	57,97
9200	75,37	58,36
9400	77,63	59,89
9600	80,47	61,42
9800	81,03	61,42
10000	83,87	61,42
11000	90,10	59,89
11800	90,95	58,36
12000	89,25	56,82
12400	85,00	52,98

Στον πίνακα 1.2 παρουσιάζονται συνοπτικά τα υπόλοιπα μεγέθη, που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των μεγεθών που αναφέρθηκαν προηγουμένως.

Πίνακας 1.2: Στοιχεία κινητήρα, μονοθέσιου και εργοστασιακού κιβωτίου ταχυτήτων

Μέγεθος	Τιμή
Σχέση κινητήρα-κιβωτίου	$i_a=1,955$
Τελική σχέση μετάδοσης	$i_f=3,438$
Ενεργός ακτίνα ελαστικού	$R_w=202,7$ mm
Συνολικός βαθμός απόδοσης συστήματος	$\eta=0,95$
1η σχέση μετάδοσης	$i_1=2,846$
2η σχέση μετάδοσης	$i_2=1,947$
3η σχέση μετάδοσης	$i_3=1,556$
4η σχέση μετάδοσης	$i_4=1,333$
5η σχέση μετάδοσης	$i_5=1,190$
6η σχέση μετάδοσης	$i_6=1,083$

Με τη χρήση των παραπάνω μεγεθών μπορεί εύκολα να υπολογιστεί η ροπή του οχήματος στους τροχούς σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα για την εκάστοτε σχέση μετάδοσης που έχει το μονοθέσιο βάση της εξίσωσης (17). Στον πίνακα 1.3 παρουσιάζονται τα αναφερθέντα μεγέθη.

Πίνακας 1.3: Ροπή στους τροχούς συναρτήσει του αριθμού στροφών για την εκάστοτε σχέση.

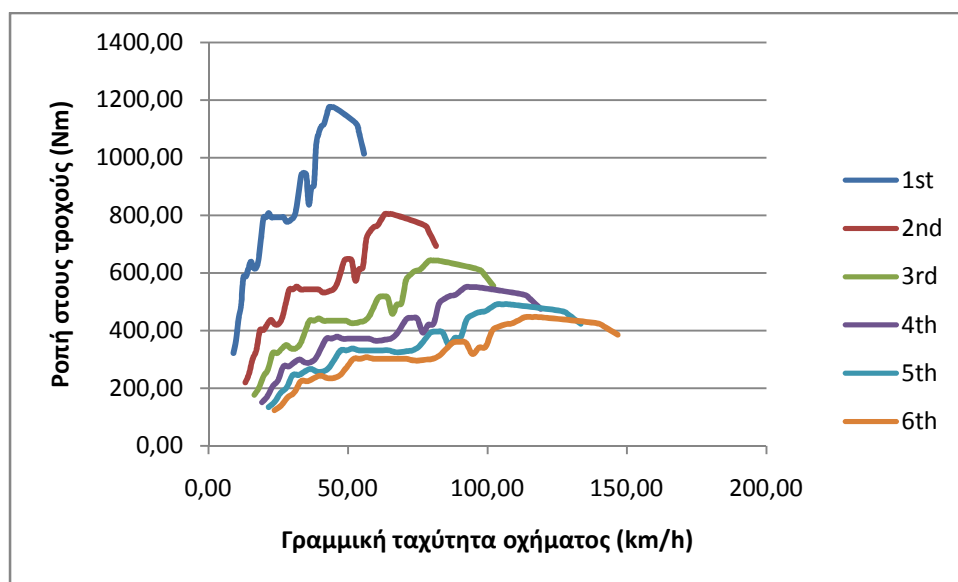
n _e (rpm)	Ροπή στους τροχούς (Nm)					
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
3000	587,53	402,00	321,11	275,24	245,75	223,63
3200	616,79	422,02	337,11	288,95	257,99	234,77
3400	638,79	437,07	349,13	299,25	267,19	243,14
3600	616,79	422,02	337,11	288,95	257,99	234,77
3800	616,79	422,02	337,11	288,95	257,99	234,77
4000	646,06	442,04	353,10	302,66	270,23	245,91
4200	719,69	492,42	393,34	337,15	301,03	273,94
4400	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
4600	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
4800	807,66	552,61	441,43	378,37	337,83	307,42
5000	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
5200	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
5400	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
5600	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
5800	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
6000	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
6200	778,21	532,46	425,33	364,57	325,51	296,21
6400	778,21	532,46	425,33	364,57	325,51	296,21
6600	785,67	537,56	429,41	368,06	328,63	299,05
6800	792,94	542,54	433,38	371,47	331,67	301,82
7000	822,20	562,56	449,37	385,17	343,91	312,95
7200	881,11	602,86	481,57	412,77	368,55	335,38
7400	940,01	643,17	513,76	440,37	393,18	357,80
7600	947,28	648,14	517,73	443,77	396,22	360,56
7800	940,01	643,17	513,76	440,37	393,18	357,80
8000	837,12	572,76	457,52	392,16	350,15	318,63
8200	895,83	612,94	489,61	419,67	374,70	340,98
8400	903,10	617,91	493,59	423,07	377,74	343,75
8600	1049,98	718,41	573,86	491,88	439,18	399,66
8800	1086,70	743,53	593,93	509,09	454,54	413,63
9000	1108,70	758,58	605,96	519,39	463,74	422,00
9200	1116,16	763,69	610,03	522,88	466,86	424,84
9400	1145,42	783,71	626,02	536,59	479,10	435,98
9600	1174,68	803,73	642,02	550,30	491,34	447,12
9800	1174,68	803,73	642,02	550,30	491,34	447,12
10000	1174,68	803,73	642,02	550,30	491,34	447,12
11000	1145,42	783,71	626,02	536,59	479,10	435,98
11800	1116,16	763,69	610,03	522,88	466,86	424,84
12000	1086,70	743,53	593,93	509,09	454,54	413,63
12400	1013,26	693,28	553,80	474,68	423,82	385,68

Στον παρακάτω πίνακα 1.4 παρουσιάζεται η ταχύτητα του μονοθέσιου συναρτήσει των στροφών του κινητήρα για την εκάστοτε σχέση μετάδοσης που υπάρχει στο κιβώτιο ταχυτήτων με την βοήθεια της εξίσωσης (10).

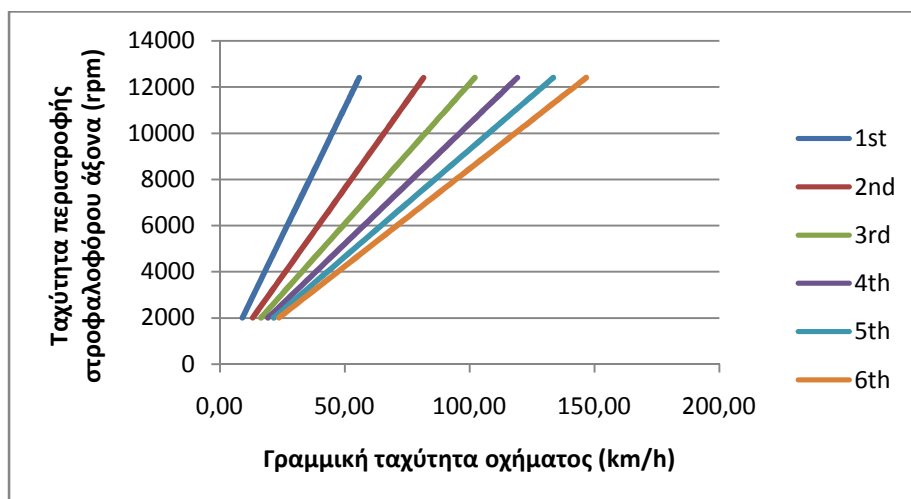
Πίν. 1.4: Ταχύτητα μονοθέσιου συναρτήσει της περιστροφικής ταχύτητας για την εκάστοτε σχέση.

Γραμμική ταχύτητα οχήματος (km/h)						
n_e (rpm)	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
3800	17,11	25,00	31,30	36,52	40,90	44,94
4000	18,01	26,32	32,95	38,44	43,05	47,31
4200	18,91	27,63	34,60	40,36	45,20	49,68
4400	19,81	28,95	36,24	42,28	47,36	52,04
4600	20,71	30,27	37,89	44,20	49,51	54,41
4800	21,61	31,58	39,54	46,13	51,66	56,77
5000	22,51	32,90	41,18	48,05	53,81	59,14
5200	23,41	34,21	42,83	49,97	55,97	61,50
5400	24,31	35,53	44,48	51,89	58,12	63,87
5600	25,21	36,85	46,13	53,81	60,27	66,23
5800	26,11	38,16	47,77	55,74	62,43	68,60
6000	27,01	39,48	49,42	57,66	64,58	70,96
6200	27,91	40,79	51,07	59,58	66,73	73,33
6400	28,81	42,11	52,72	61,50	68,88	75,70
6600	29,71	43,43	54,36	63,42	71,04	78,06
6800	30,61	44,74	56,01	65,35	73,19	80,43
7000	31,51	46,06	57,66	67,27	75,34	82,79
7200	32,41	47,37	59,31	69,19	77,49	85,16
7400	33,31	48,69	60,95	71,11	79,65	87,52
7600	34,21	50,01	62,60	73,03	81,80	89,89
7800	35,11	51,32	64,25	74,96	83,95	92,25
8000	36,01	52,64	65,90	76,88	86,10	94,62
8200	36,92	53,95	67,54	78,80	88,26	96,98
8400	37,82	55,27	69,19	80,72	90,41	99,35
8600	38,72	56,59	70,84	82,64	92,56	101,72
8800	39,62	57,90	72,49	84,57	94,71	104,08
9000	40,52	59,22	74,13	86,49	96,87	106,45
9200	41,42	60,53	75,78	88,41	99,02	108,81
9400	42,32	61,85	77,43	90,33	101,17	111,18
9600	43,22	63,16	79,07	92,25	103,32	113,54
9800	44,12	64,48	80,72	94,18	105,48	115,91
10000	45,02	65,80	82,37	96,10	107,63	118,27
11000	49,52	72,38	90,61	105,71	118,39	130,10
11800	53,12	77,64	97,20	113,40	127,00	139,56
12000	54,02	78,96	98,84	115,32	129,16	141,93
12400	55,82	81,59	102,14	119,16	133,46	146,66

Στα διαγράμματα 1.3 και 1.4 παρουσιάζεται αρχικά η ροπή στους τροχούς συναρτήσει της ταχύτητας του μονοθέσιου και η ταχύτητα του μονοθέσιου συναρτήσει των στροφών του κινητήρα.



Διάγραμμα 1.3: Ροπή στους τροχούς συναρτήσει της ταχύτητας του μονοθέσιου



Διάγ. 1.4: Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα συναρτήσει της ταχύτητας του μονοθέσιου

Από τα παραπάνω μεγέθη μπορούμε να εξάγουμε τα εξής συμπεράσματα. Αρχικά στον πίνακα 1.3 που παρουσιάζει τη ροπή στους τροχούς του μονοθέσιου, μπορεί εύκολα να διαπιστωθεί ότι η μέγιστη ροπή βρίσκεται στις 10000rpm και ισούται με 1174Nm, που είναι αρκετά πάνω από αυτό που μπορεί να μεταφέρει το ελαστικό στον δρόμο, όπως θα δούμε και παρακάτω. Έτσι με αυτήν τη σχέση μετάδοσης έχουμε ολίσθηση του τροχού κατά την εκκίνηση του μονοθέσιου, το οποίο μεταφράζεται σε ανεκμετάλλευτη ενέργεια.

Επίσης στον πίνακα 1.4 παρατηρούμε ότι η τελική ταχύτητα του μονοθέσιου βρίσκεται στις 12400rpm και ισούται με 146,7Km/h, ταχύτητα η οποία ουσιαστικά δεν αρμόζει στις απαιτήσεις του διαγωνισμού από τη στιγμή που οι πίστες του endurance και του autocross είναι διαμορφωμένες ώστε να μην αναπτύσσονται μεγαλύτερες ταχύτητες των 110Km/h.

Έχοντας υπόψη τις τιμές των παραπάνω μεγεθών μπορούν εύκολα να προσδιορισθούν όλοι οι περιορισμοί που πρέπει να λάβουμε υπόψη κατά τον υπολογισμό των σχέσεων μετάδοσης του 4-τάχυτου κιβωτίου.

Οι παράμετροι και οι περιορισμοί είναι οι εξής:

1. Μέγιστη δυνατή ροπή που μπορεί να μεταφέρει το ελαστικό.
2. Η διαμόρφωση της πίστας.
3. Μέγιστη επιθυμητή ταχύτητα.
4. Ποσοστιαία πτώση από μία σχέση μετάδοσης σε μία άλλη.
5. Δεδομένη αξονική απόσταση λειτουργίας των γραναζιών.
6. Συγκεκριμένος χώρος στο κέλυφος του κινητήρα.

1. Μέγιστη Δυνατή Ροπή που μπορεί να μεταφέρει το ελαστικό

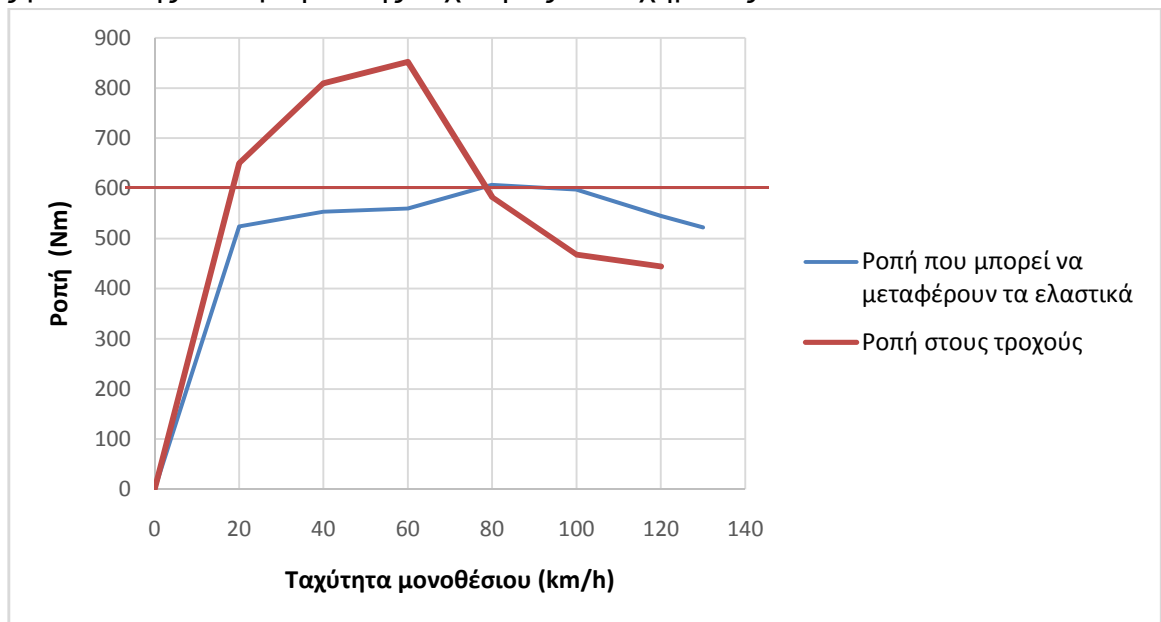
Η μέγιστη δυνατή επιτάχυνση ενός οχήματος εξαρτάται από τη μέγιστη δύναμη που μπορούν να δεχθούν τα ελαστικά χωρίς να ολισθήσουν. Αυτή η δύναμη εξαρτάται από το συντελεστή τριβής και από την κάθετη δύναμη που αναπτύσσεται ανάμεσα στο οδόστρωμα και στο ελαστικό.

Έτσι η ροπή εκκίνησης που αντιστοιχεί στην μέγιστη ροπή της 1^{ης} σχέσης μετάδοσης πρέπει να είναι ίση (και λίγο μεγαλύτερη, διότι μια μικροολίσθηση είναι θεμιτή) με τη μέγιστη ροπή που μπορούν να παραλάβουν τα ελαστικά αλλά όχι πολύ μεγαλύτερη, γιατί σε αυτήν την περίπτωση τα ελαστικά θα ολισθήσουν έντονα και θα έχουμε απώλεια πρόσφυσης, οπότε και χρονική καθυστέρηση κατά την εκκίνηση.

Η μέγιστη ροπή που μπορούν να παραλάβουν τα ελαστικά είναι γνωστή και προέρχεται από δεδομένα δοκιμών που έχει πραγματοποιήσει η κατασκευάστρια εταιρία. Αυτά τα δεδομένα ωστόσο είναι απόρροια αποτελεσμάτων για συγκεκριμένες συνθήκες ατμοσφαιρικές και οδοστρώματος. Η πρόσφυση εξαρτάται από την κατανομή του βάρους στο μονοθέσιο που μεταβάλλεται ανάλογα με τις εκάστοτε συνθήκες. Κατά την επιτάχυνση έχουμε μεταφορά βάρους προς το πίσω μέρος του μονοθέσιου .

Οπότε η μέγιστη ροπή που μπορούν να μεταφέρουν τα ελαστικά αλλάζει ανάλογα με τις συνθήκες οδήγησης. Τα δεδομένα είναι αξιόπιστα και μπορεί να τα εμπιστευθεί κανείς έχοντας υπόψη τη σχετικά μικρή μεταβλητότητα που συνοδεύει αυτά τα δεδομένα ανάλογα με τις συνθήκες.

Στο διάγραμμα 1.5 παρουσιάζεται σε κοινό διάγραμμα η μέγιστη ροπή που μπορεί να παραλάβει το ελαστικό για ιδανικές συνθήκες πρόσφυσης αλλά και η περιβάλλουσα καμπύλη ροπής από τον κινητήρα στα ελαστικά για συγκεκριμένες σχέσεις μετάδοσης συναρτήσει της ταχύτητας του οχήματος.



Διάγραμμα 1.5: Σύγκριση της ροπής που μπορούν να φέρουν τα ελαστικά σε σχέση με την ροπή που παραλαμβάνουν.

Όπως φαίνεται και από το διάγραμμα 1.5 η περιοχή της ροπής που βρίσκεται πάνω από την κόκκινη γραμμή δηλαδή το όριο ροπής που μπορούν να μεταφέρουν τα ελαστικά είναι ανεπιθύμητη, γιατί παρατηρείται έντονη ολίσθηση. Κατά την εκκίνηση του μονοθέσιου οι στροφές του οχήματος δεν είναι στις ρελαντί, αλλά στις 6500rpm από τη στιγμή που ο οδηγός πατάει τέρμα το γκάζι. Οι στροφές δεν αυξάνονται περαιτέρω καθώς περιορίζονται από το Launch Control που είναι ρυθμισμένο από την ομάδα που διαχειρίζεται τα ηλεκτρονικά. Έτσι κατά την επιτάχυνση το όχημα βρίσκεται εκτός ορίων οπότε έχουμε έντονη ολίσθηση.

Ακόμα φαίνεται από το διάγραμμα 1.5, ότι η μέγιστη ροπή που μπορούν να δεχθούν τα ελαστικά δεν είναι σταθερή για κάθε σχέση μετάδοσης, αλλά μεταβάλλεται. Η μέγιστη δύναμη που μπορούν να δεχθούν τα ελαστικά εξαρτάται από το κάθετο φορτίο που ασκείται στον τροχό. Για κάθε κάθετο φορτίο υπάρχει μια συγκεκριμένη τιμή του Slip Ratio των ελαστικών, για την οποία μεγιστοποιείται η διαμήκης δύναμη. Το κάθετο φορτίο στο ελαστικό είναι άθροισμα του βάρους του μονοθέσιου που αντιστοιχεί στον τροχό συν την μεταφορά βάρους που υφίσταται λόγω επιτάχυνσης.

Όπως αναφέρθηκε και πιο πριν δε θέλουμε να είμαστε τελείως κάτω από το όριο, καθώς η μέγιστη διαμήκης δύναμη στο ελαστικό βελτιστοποιείται για μία τιμή Slip Ratio του ελαστικού διάφορη του μηδενός. Δηλαδή μία μικροολίσθηση του τροχού είναι απαραίτητη για να μεγιστοποιηθεί η μέγιστη διαμήκης δύναμη. Η τιμή του βέλτιστου Slip Ratio μεταβάλλεται συνεχώς σε συνάρτηση της ταχύτητας οχήματος κατά την επιτάχυνση.

Περιοχές έντονης ολίσθησης των ελαστικών μπορούν να περιορισθούν με τη χρήση του Launch Control, ή ακόμα καλύτερα με κατάλληλη ρύθμιση των αναρτήσεων προς αύξηση της μεταφοράς βάρους στους πίσω τροχούς κατά την εκκίνηση μέσω αύξησης του ύψους του κέντρου βάρους, ώστε να αυξηθεί το μέγιστο όριο πρόσφυσης. Σύμφωνα με τα παραπάνω η βέλτιστη σχέση μετάδοσης για τη 1^η ταχύτητα κυμαίνεται σε ένα επιτρεπτό εύρος ώστε να αποφύγουμε κυρίως τις έντονες ολισθήσεις κατά την εκκίνηση του οχήματος.

2. Η διαμόρφωση της πίστας

Η διαμόρφωση της πίστας είναι μία σημαντική παράμετρος που επηρεάζει την επιλογή της βέλτιστης σχέσης μετάδοσης του κινητήρα. Αρχικά για την πίστα της επιτάχυνσης οι κανονισμοί του διαγωνισμού αναφέρουν ότι η γεωμετρία της πίστας είναι μια ευθεία με μήκος 75m από το σημείο της εκκίνησης μέχρι το σημείο του τερματισμού και πλάτος 4,9m. Αυτό σημαίνει ότι ο οδηγός δεν έχει μεγάλα περιθώρια, όπως θα είχε αν είχε ως πούμε αν το μήκος της πίστας ήταν 100m να αναπτύξει ταχύτητες πάνω από τα 110km/h. Αντιθέτως όμως θέλει να μεταφέρει όσο περισσότερη ροπή γίνεται στους τροχούς κατά την εκκίνηση. Στο δε δυναμικό αγώνισμα του skid pad (πλαγιολίσθηση) δεν επηρεάζει η σχέση μετάδοσης, αλλά δοκιμάζεται μόνο η δυναμική συμπεριφορά του μονοθέσιου. Ο οδηγός στο συγκεκριμένο αγώνισμα χρησιμοποιεί μόνο μία σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο. Τέλος στα δυναμικά αγωνίσματα του autocross και του endurance τα δεδομένα διαφέρουν για το μονοθέσιο όσον αφορά στις σχέσεις μετάδοσης σε σύγκριση με τα άλλα δυναμικά αγωνίσματα. Σύμφωνα με τους κανονισμούς του διαγωνισμού στο autocross η μέση ταχύτητα που αναπτύσσεται κυμαίνεται στο εύρος μεταξύ των 40Km/h και 48Km/h. Όσον αφορά τη γεωμετρία της πίστας ισχύουν τα εξής:

- **Ευθείες:** Όχι μεγαλύτερες των 60m με στροφές τύπου φουρκέτας στο τέλος κάθε ευθείας και όχι μεγαλύτερες των 45m όταν έχουμε κανονική στροφή.
- **Στροφές:** 23m - 45m διάμετρος.
- **Στροφές τύπου φουρκέτας:** Ελάχιστη εξωτερική διάμετρος 9m.
- **Slaloms:** Κώνοι σε ευθεία γραμμή με κενό από 7,62m μέχρι 12,19m.

Στο αγώνισμα του endurance οι κανονισμοί αναφέρουν ότι η μέση ταχύτητα κυμαίνεται μεταξύ των 48km/h και 57Km/h με μέγιστη ταχύτητα να μην ξεπερνά τα 105Km/h. Όσον αναφορά τη γεωμετρία της πίστας ισχύουν τα εξής:

- **Ευθείες:** Όχι μεγαλύτερες των 77m με στροφές τύπου φουρκέτας στο τέλος κάθε ευθείας και όχι μεγαλύτερες των 61m όταν έχουμε κανονική στροφή.
- **Στροφές:** 30m - 54m διάμετρος.
- **Στροφές τύπου φουρκέτας:** Ελάχιστη εξωτερική διάμετρος 9m.
- **Slaloms:** Κώνοι σε ευθεία γραμμή με κενό από 9m μέχρι 15m.

Επίσης όσον αφορά τα δυναμικά αγωνίσματα του autocross και του endurance μία ακόμα παράμετρος που πρέπει να ληφθεί υπόψη είναι η οδηγισιμότητα, δηλαδή το πόσο εύκολα οδηγεί ο οδηγός το μονοθέσιο. Αυτό είναι σημαντικό στην επιλογή των σχέσεων μετάδοσης επειδή όσο λιγότερες αλλαγές κάνει ο οδηγός κατά τη διάρκεια του αγώνα τόσο πιο εύκολο είναι για αυτόν να επικεντρωθεί στον αγώνα. Οπότε λιγότερες αλλαγές σχέσεων στο endurance και στο autocross μειώνουν τους χρόνους του οδηγού.

3. Μέγιστη επιθυμητή ταχύτητα

Η μέγιστη επιθυμητή ταχύτητα είναι μία παράμετρος χρήσιμη για την επιλογή της 4^{ης} σχέσης μετάδοσης. Η τελική ταχύτητα προκύπτει κυρίως από τις ανάγκες του διαγωνισμού, δηλαδή όπως αναφέρθηκε και πιο πάνω από τη διαμόρφωση της πίστας, η οποία καθορίζει το τι τελική ταχύτητα θα αναπτυχθεί. Η επιθυμητή τελική ταχύτητα του οχήματος έχει ορισθεί στα 125km/h σύμφωνα με τις ανάγκες των δυναμικών αγωνισμάτων.

4. Η ποσοστιαία πτώση της σχέσης μετάδοσης από τη μία ταχύτητα στην άλλη.

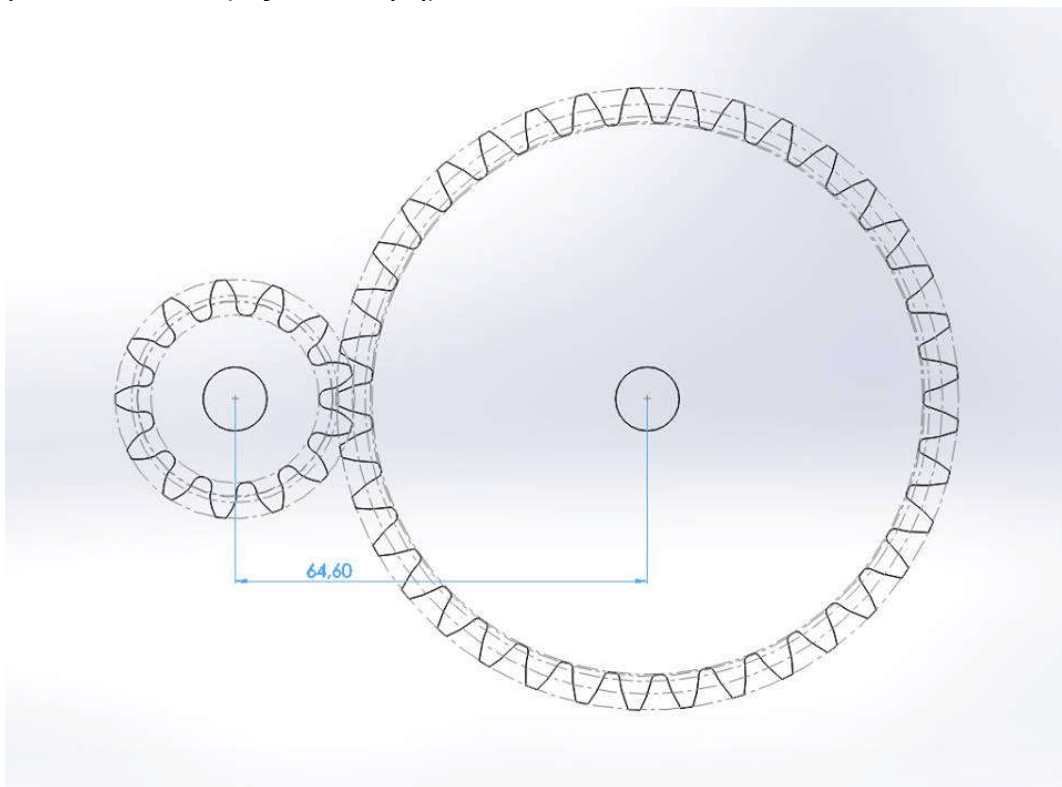
Στον πίνακα 1.5 παρουσιάζεται η επί της % πτώση της σχέσης μετάδοσης μεταβαίνοντας από μία σχέση σε μία άλλη. Για την ομαλότερη λειτουργία του κιβωτίου σκοπός είναι η μείωση του ποσοστού αυτού, ώστε η μετάβαση από τη μία σχέση μετάδοσης στην άλλη να είναι πιο ομαλή. Στο 6-τάχυτο κιβώτιο του κινητήρα η συνολική επί της % πτώση από την 1^η στην 6^η ταχύτητα ισούται με 61,95%.

Σχέσεις κιβωτίου	Σχέση μετάδοσης	% πτώση	% πτώση 1-6
1η	2,846		
2η	1,947	31,588	
3η	1,556	20,082	
4η	1,333	14,331	
5η	1,190	10,727	
6η	1,083	8,991	61,946

Πίνακας 1.5: Ποσοστιαία πτώση στις αλλαγές σχέσεων

5. Δεδομένη αξονική απόσταση λειτουργίας των γραναζιών

Η αξονική απόσταση λειτουργίας a , όπως δείχνει και η εικόνα 1.2, είναι η απόσταση των δύο κέντρων των οδοντωτών τροχών μετά τη μετατόπιση κατατομής. Αυτό το μέγεθος πρέπει να θεωρηθεί δεδομένο κατά τον γεωμετρικό υπολογισμό των γραναζιών, που βέβαια επηρεάζει και τη σχέση μετάδοσης, γιατί ισούται με την απόσταση που υπάρχει μεταξύ του πρωτεύοντα άξονα και του δευτερεύοντα. Η απόσταση αυτή δε μπορεί να μεταβληθεί, καθώς το να τροποποιηθούν οι εδράσεις δεν είναι εφικτό. Η απόσταση a ισούται με 64,6mm. Στην εικόνα 1.2 φαίνεται η απόσταση μεταξύ των κέντρων του πρωτεύοντα με το δευτερεύοντα άξονα, όπου εδράζονται στο κέλυφος του κινητήρα .



Εικόνα 1.2: Αξονική απόσταση λειτουργίας

6. Συγκεκριμένος χώρος στο κέλυφος του κινητήρα

Ο χώρος αναφέρεται στον χώρο που καταλαμβάνει το κιβώτιο ταχυτήτων στο κέλυφος του κινητήρα που είναι προορισμένο για το κιβώτιο. Αυτός ο χώρος είναι περιορισμένος για την επίτευξη της ελαχιστοποίησης χώρου που καταλαμβάνει ο κινητήρας και υλικού που θα χρειαστεί για την κατασκευή του. Ο χώρος που καταλαμβάνει το κιβώτιο καθορίζεται από την εξωτερική διάμετρο των γραναζιών της κάθε ταχύτητας. Συνεπώς πρέπει να ληφθεί υπόψη κατά την επιλογή των σχέσεων μετάδοσης η εξωτερική διάμετρος των καινούριων σχέσεων μετάδοσης, ώστε να μην υπερβαίνει την εξωτερική διάμετρο των αρχικών γραναζιών, γιατί υπάρχει ο κίνδυνος να μην υπάρχει διαθέσιμος χώρος κατά την συναρμολόγηση. Στον πίνακα 1.6 παρουσιάζεται η εξωτερική διάμετρος κάθε οδοντωτού τροχού στο εργοστασιακό κιβώτιο ταχυτήτων.

Πίνακας 1.6: Διαστάσεις οδοντωτών τροχών εργοστασιακού κιβωτίου ταχυτήτων

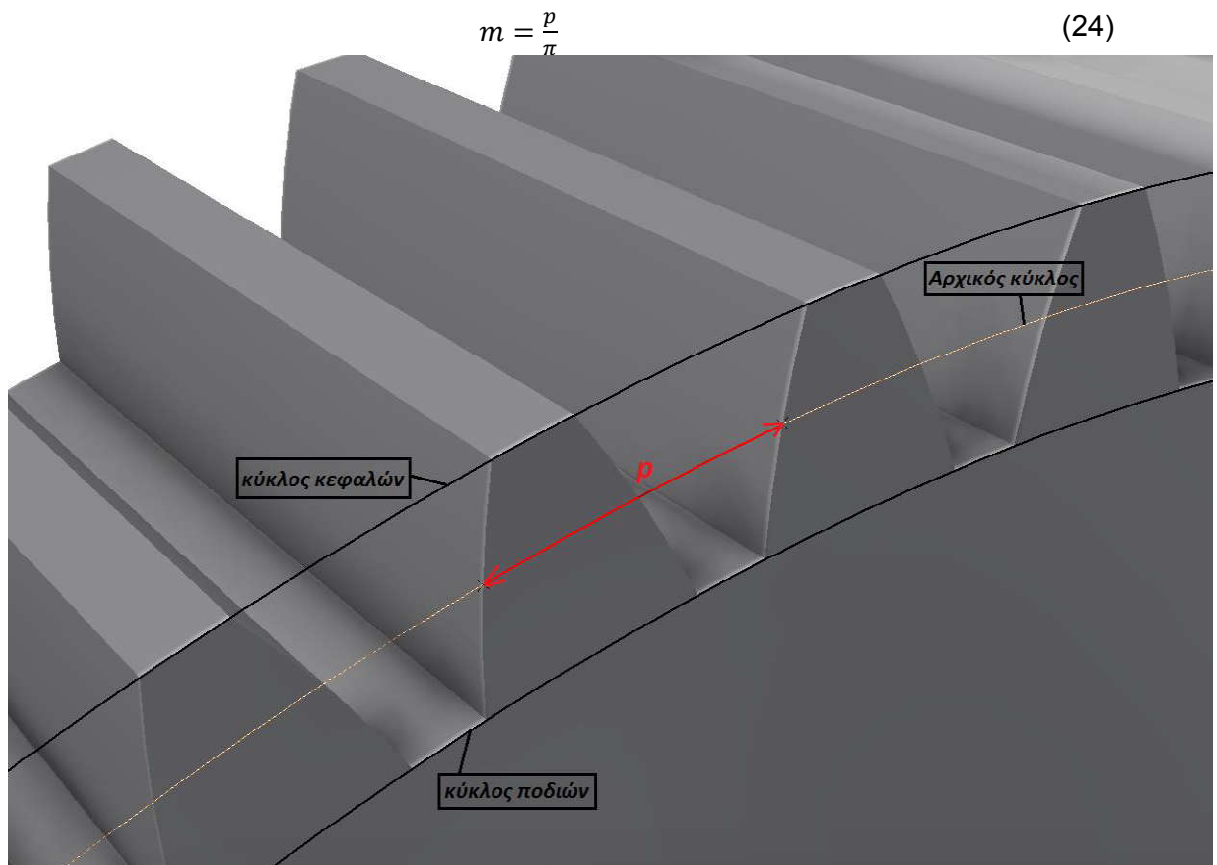
Σχέση	Εξωτερική διάμετρος οδοντωτών τροχών (mm)	
	Οδοντωτοί τροχοί κινητήριου άξονα	Οδοντωτοί τροχοί κινούμενου άξονα
1	40,45	98,00
2	49,00	88,60
3	57,00	82,00
4	60,00	77,60
5	66,40	72,40
6	68,20	69,60

7. Περιορισμός στην κατασκευή

Ένας ακόμα περιορισμός για την επιλογή των σχέσεων μετάδοσης είναι ο κατασκευαστικός περιορισμός. Οι σχέσεις που θα επιλεγούν στην αρχή είναι θεωρητικές σχέσεις μετάδοσης, δηλαδή σχέσεις οι οποίες δε συνδέονται με λόγους δοντιών. Οι λόγοι δοντιών είναι οι πραγματικές σχέσεις μετάδοσης. Συνεπώς υπάρχει περίπτωση να διαφέρει, σε μικρό βέβαια ποσοστό, η θεωρητική σχέση μετάδοσης με την πραγματική, όπου και αυτή θα τη χρησιμοποιήσουμε εντέλει για τους υπολογισμούς μας.

Τελευταίος περιορισμός, όσον αφορά το κατασκευαστικό κομμάτι, είναι αυτός του αριθμού των δοντιών των γραναζιών. Δηλαδή, όπου είναι δυνατό, ο αριθμός δοντιών των γραναζιών κάθε σχέσης μετάδοσης να είναι μικρότερος ή ίσος με τον αντίστοιχο αριθμό δοντιών των γραναζιών του εργοστασιακού κιβωτίου.

Αυτό έχει το εξής πλεονέκτημα, λιγότερος αριθμός δοντιών για μία δεδομένη διάμετρο σημαίνει μεγαλύτερο μέτρο οδόντωσης m . Μέτρο οδόντωσης, ή αλλιώς module, είναι ο λόγος του αρχικού βήματος ενός τροχού προς τον αριθμό π . Αρχικό βήμα p ενός τροχού είναι το μήκος εκείνου του τόξου του αρχικού κύκλου, το οποίο περιλαμβάνεται μεταξύ δύο δεξιών (ή αριστερών) παρειών δύο διαδοχικών δοντιών. Στην εικόνα 1.3 φαίνεται χαρακτηριστικά το αρχικό βήμα του τροχού όπως και οι βασικοί διάμετροι ενός γραναζιού.



Εικόνα 1.3: Χαρακτηριστικά μεγέθη οδοντωτού τροχού (Τιφκιτσής, 2014)

Οι οδοντωτοί τροχοί κατασκευάζονται με τυποποιημένο module συνήθως, το οποίο επιλέγεται στρογγυλοποιώντας το αποτέλεσμα της παραπάνω σχέσης σύμφωνα με τον πίνακα 1.7. Η επιλογή γίνεται με προτιμητέα τιμή της σειράς 1 και λιγότερο επιθυμητές της σειράς 3. Στις μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν στο εργοστασιακό κιβώτιο ταχυτήτων παρατηρήθηκε πως το μέτρο οδόντωσης διέφερε από τις προτεινόμενες τιμές του πίνακα, κάτι που αποδεικνύει πως κατά την κατασκευή δεν είναι εφικτό πάντα να διατηρηθούν οι θεωρητικές τιμές.

Πίνακας 1.7: Τυποποιημένες τιμές module (Παπαδόπουλος, 2016)

Τυποποιημένες τιμές module, mm											
Σειρά 1	Σειρά 2	Σειρά 3	Σειρά 1	Σειρά 2	Σειρά 3	Σειρά 1	Σειρά 2	Σειρά 3	Σειρά 1	Σειρά 2	Σειρά 3
0.1			1.25				7		50		
	0.15		1.5			8				55	
0.2				1.75			9		60		
	0.25		2			10					65
0.3				2.25			11			70	
	0.35		2.5			12				75	
0.4				2.75			14		80		
	0.45		3			16				85	
0.5				3.25			18		90		
	0.55			3.5		20				95	
0.6					3.75		22		100		
		0.65	4			25					
	0.7			4.5			28				
	0.75		5			32					
0.8				5.5			36				
	0.9		6			40					
1					6.5		45				

Η επιλογή του module γίνεται κατά προτεραιότητα από την σειρά 1, μετά από την σειρά 2 και τελευταία από την σειρά 3.

Μεγαλύτερο μέτρο οδόντωσης σημαίνει ότι ο οδοντωτός τροχός έχει μεγαλύτερο πάχος στα πόδια. Μεγαλύτερο πάχος ποδιών επιφέρει μεγαλύτερο συντελεστή αντοχής σε θραύση, δηλαδή μεγαλώνει η αντίσταση του γραναζιού να αστοχήσει λόγω θραύσης, το οποίο αποτελεί συχνό φαινόμενο σε κιβώτια ταχυτήτων. Αυτές οι παράμετροι θα υπολογισθούν σε επόμενη ενότητα.

1.6 ΕΠΙΛΟΓΗ ΣΧΕΣΕΩΝ (Α)

Στο προηγούμενο κεφάλαιο αναφέρθηκαν οι διάφοροι παράμετροι και περιορισμοί, που πρέπει να ληφθούν υπόψη κατά την επιλογή των σχέσεων μετάδοσης. Ο πιο βασικός περιορισμός, που ισχύει ανεξάρτητα για όλες τις ταχύτητες, είναι ο δεδομένος χώρος που υπάρχει στο κέλυφος του κινητήρα. Γι' αυτόν τον λόγο πρέπει οι διάμετροι των γραναζιών των διάφορων ταχυτήτων να είναι μικρότερες ή ίσες των διαμέτρων των γραναζιών του εργοστασιακού κιβωτίου. Επίσης στον τρόπο επιλογής των σχέσεων επιλέχθηκε να συνδέονται κατευθείαν όλες οι θεωρητικές σχέσεις μετάδοσης με λόγο δοντιών, ώστε να αποφύγουμε μεταγενέστερα τον κίνδυνο οι διάμετροι των γραναζιών να ξεπεράσουν την οριακή τιμή. Τέλος, επιλέχθηκε, όπου είναι δυνατόν, ο αριθμός δοντιών των γραναζιών να είναι ίσος ή μικρότερος από των αντίστοιχων γραναζιών του εργοστασιακού.

Επιλογή 1^{ης} σχέσης μετάδοσης

Η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για τον καθορισμό της 1^{ης} σχέσης ικανοποιεί τους περιορισμούς που προαναφέρθηκαν. Λόγω του περιορισμένου χώρου που υπάρχει στο κέλυφος του κινητήρα, πρέπει οι διάμετροι των δύο γραναζιών της 1^{ης} να είναι ίσοι ή μικρότεροι από αυτών της αντίστοιχης ταχύτητας του εργοστασιακού κιβωτίου. Γι' αυτό τον λόγο δημιουργήθηκαν αρχικά όλες οι δυνατές παραλλαγές λόγων δοντιών που υπάρχουν και ικανοποιούν τον περιορισμό του δεδομένου χώρου. Λαμβάνοντας κιάλας υπόψη τον περιορισμό στον αριθμό των δοντιών ο αριθμός δοντιών της 1^{ης} στον δευτερεύοντα άξονα δε μπορεί να ξεπερνά τα 37 δόντια, που είναι ο αριθμός δοντιών του γραναζιού της 1^{ης} σχέσης στο εργοστασιακό κιβώτιο ταχυτήτων. Το ίδιο όμως δε συμβαίνει και για το γρανάζι της 1^{ης} στον πρωτεύοντα άξονα ο οποίος έχει 13 δόντια. Δε χωράει περαιτέρω μείωση, γιατί παραβιάζεται ο κανόνας των ελάχιστων δοντιών για δεδομένη διάμετρο και το γρανάζι θα έχει οξεία κεφαλή. Οπότε οι δυνατές παραλλαγές του γραναζιού πρέπει να είναι ίσες ή μεγαλύτερες του 13.

Έχοντας υπόψη τους κατασκευαστικούς περιορισμούς, που αναφέρθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο, για να καταλήξουμε στις δυνατές παραλλαγές της 1^{ης} ταχύτητας του 4-τάχυτου κιβωτίου χρησιμοποιούμε και τον περιορισμό που έχει να κάνει με τη ροπή που μπορεί να μεταφέρει το ελαστικό στο έδαφος. Με αυτόν τον περιορισμό, όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο, μπορούμε να καθορίσουμε το επιτρεπτό εύρος που μπορεί να κυμανθεί ο λόγος μετάδοσης της 1^{ης} ταχύτητας. Αυτό το εύρος καθορίστηκε βάσει της αντίστοιχης ροπής που συνδέεται για κάθε σχέση μετάδοσης. Είναι επιθυμητό η μέγιστη ροπή της 1^{ης} να είναι πιο πάνω από τη μέγιστη ροπή που μπορεί να μεταφέρει το ελαστικό. Έτσι λοιπόν αυτό το εύρος είναι $2,4 < \text{Εύρος} < 2,7$. Γενικά θέλουμε η 1^η να είναι 'μακρύτερη' από την αντίστοιχη 1^η του εργοστασιακού για να μην ολισθαίνει και κοντύτερη της 2^{ης}, ώστε να μπορεί να ξεκινήσει κατά την εκκίνηση.

Για τους παραπάνω λόγους επιλέχθηκαν οι εξής παραλλαγές για την 1^η σχέση μετάδοσης του 4-τάχτου κιβωτίου. Στον πίνακα 1.8 παρουσιάζονται οι δυνατές παραλλαγές για το γρανάζι της 1^{ης} του δευτερεύοντα και πρωτεύοντα άξονα.

Πίνακας 1.8: Δυνατοί αριθμοί δοντιών 1^{ης} σχέσης

Αριθμός δοντιών γραναζιού πρωτεύοντος άξονα	Αριθμός δοντιών γραναζιού δευτερεύοντος άξονα
13	34
14	35
15	36
	37

Από τον παραπάνω πίνακα προκύπτουν 12 συνδυασμοί που παρουσιάζονται στον πίνακα 1.9

Πίνακας 1.9: Δυνατοί συνδυασμοί 1^{ης} σχέσης μετάδοσης

Συνδυασμοί 1ης σχέσης μετάδοσης		
34/13=2,615	34/14=2,428	34/15=2,266
35/13=2,692	35/14=2,5	35/15=2,333
36/13=2,769	36/14=2,571	36/15=2,4
37/13=2,846	37/14=2,642	37/15=2,466

Από αυτούς τους 12 συνδυασμούς μένουν 8 συνδυασμοί, οι οποίοι βρίσκονται μέσα στο επιτρεπόμενο εύρος R, που προαναφέρθηκε, όπως δείχνει και ο πίνακας 1.10. Με κόκκινο είναι οι συνδυασμοί που βρίσκονται εκτός του εύρους R και με πράσινο αυτοί που βρίσκονται εντός.

Πίνακας 1.10: Αποδεκτοί συνδυασμοί 1^{ης} σχέσης

34/13=2,615	34/14=2,428	34/15=2,266
35/13=2,692	35/14=2,5	35/15=2,333
36/13=2,769	36/14=2,571	36/15=2,4
37/13=2,846	37/14=2,642	37/15=2,466

Στη συνέχεια λήφθηκε υπόψη η παράμετρος που αναφέρθηκε στην τελευταία παράγραφο του προηγούμενου κεφαλαίου, η οποία είναι η αντοχή σε θραύση. Στόχος είναι η κατασκευή γραναζιών που έχουν όσο το δυνατόν μεγαλύτερο συντελεστή αντοχής σε θραύση. Η θραύση συνδέεται με το πάχος των ποδιών του γραναζιού. Όσο μεγαλύτερο το πάχος τόσο μεγαλύτερη η αντοχή σε θραύση. Οπότε πρέπει να επιδιωχθεί ο υπολογισμός του γραναζιού ώστε να έχει όσο το δυνατό μεγαλύτερο πάχος δοντιού στην περιοχή του ποδιού χωρίς όμως να καταλήξει σε οξεία κεφαλή. Μεγάλο πάχος ποδιού επιτυγχάνεται με θετική μετατόπιση κατατομής.

Οι ιδιότητες της κατατομής εξελιγμένης μορφής δίνουν τη δυνατότητα κατασκευής οδοντώσεων με μετατόπιση κατατομής. Κατασκευαστικά η μετατόπιση κατατομής αφορά τη θέση του κανόνα οδοντώσεως, ο οποίος μετατοπίζεται παράλληλα απομακρυσμένος από τον άξονα περιστροφής του τροχού στην περίπτωση θετικής μετατόπισης και πλησιάζοντας τον άξονα περιστροφής του τροχού στην περίπτωση αρνητικής μετατόπισης.

Ο κύκλος κυλίσεως κατασκευής ενός τροχού που κατασκευάζεται με μετατόπιση κατατομής παραμένει ο ίδιος με αυτόν της περιπτώσεως κατασκευής του χωρίς μετατόπιση κατατομής. Ο κύκλος αυτός είναι ο αρχικός κύκλος του τροχού με διάμετρο $d=z*m$ (25), όπου z είναι ο αριθμός δοντιών του γραναζιού και m το μέτρο οδόντωσης ή αλλιώς module. Κατά τη μετατόπιση κατατομής δε μεταβάλλονται η γωνία εμπλοκής κατασκευής a και η διάμετρος db του βασικού κύκλου της οδοντώσεως του τροχού, $db=d*cosa$ (26). Αυτό σημαίνει ότι οι εξελιγμένες καμπύλες, που διαμορφώνουν τα ενεργά τμήματα των παρειών ενός τροχού, είναι ακριβώς οι ίδιες ως προς τη μορφή και τη διάταξη τους στον βασικό κύκλο του τροχού. Με τη μετατόπιση κατατομής χρησιμοποιείται απλώς ένα άλλο τμήμα αυτών των εξελιγμένων καμπύλων για τη διαμόρφωση του ενεργού τμήματος των παρειών της οδοντώσεως ενός τροχού.

Ο συντελεστής χ ονομάζεται συντελεστής μετατόπισης. Στην περίπτωση θετικής μετατόπισης $\chi>0$ ενώ σε περίπτωση αρνητικής μετατόπισης $\chi<0$. Με τη θετική μετατόπιση κατατομής αυξάνεται γενικά το πάχος των δοντιών στην περιοχή των ποδιών τους, συγχρόνως μειώνεται το πάχος της κορυφής της κεφαλής του και τέλος για την κατασκευή του ενεργού τμήματος των παρειών χρησιμοποιούνται μεγάλα τμήματα των εξελιγμένων καμπυλών.

Για αυτόν τον λόγο υπολογίστηκε η μετατόπιση κατατομής για κάθε μία από τις 8 πιθανές σχέσεις μετάδοσης με δύο διαφορετικά μέτρα οδόντωσης. Το μέτρο οδόντωσης είναι τυποποιημένο, όπως είδαμε και στην προηγούμενη ενότητα. Είναι χαρακτηριστικό του κοπτικού εργαλείου. Στην προκειμένη περίπτωση χρησιμοποιήθηκαν τα module 2,5 και 2,75, γιατί χρησιμοποιώντας αυτά η αρχική αξονική απόσταση βρίσκεται κοντά στην αξονική απόσταση λειτουργίας, που όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο είναι δεδομένη. Χρησιμοποιώντας module έξω από αυτό το εύρος θα είχαμε μεγάλες μετατοπίσεις κατατομής είτε αρνητικές είτε θετικές με αποτέλεσμα να δημιουργείται οξεία κεφαλή ή ακόμα και υποκοπή αν έχουμε αρνητική μετατόπιση κατατομής.

Για να αποφευχθούν προβλήματα κατά την λειτουργία θα πρέπει να υπολογισθεί σε κάθε περίπτωση η αρχική αξονική απόσταση.

$$a_d = \frac{(z_1+z_2)*m}{2} \quad (27)$$

Για να υπολογισθεί η μετατόπιση κατατομής για κάθε περίπτωση ξεχωριστά πρέπει να ακολουθηθούν τα εξής βήματα:

- Υπολογισμός Αρχικής αξονικής απόστασης

Η αρχική αξονική απόσταση a_d είναι στη γενική περίπτωση ένα ιδεατό μέγεθος. Συμπίπτει όμως με την πραγματική αξονική απόσταση λειτουργίας a δύο οδοντωτών τροχών, όταν οι αρχικές διάμετροι τους συμπίπτουν με τις διαμέτρους κυλίσεως λειτουργίας. Όμως συνήθως ισχύει ότι $a_d \neq a$.

- Κατατομή Αναφοράς κατά DIN 867

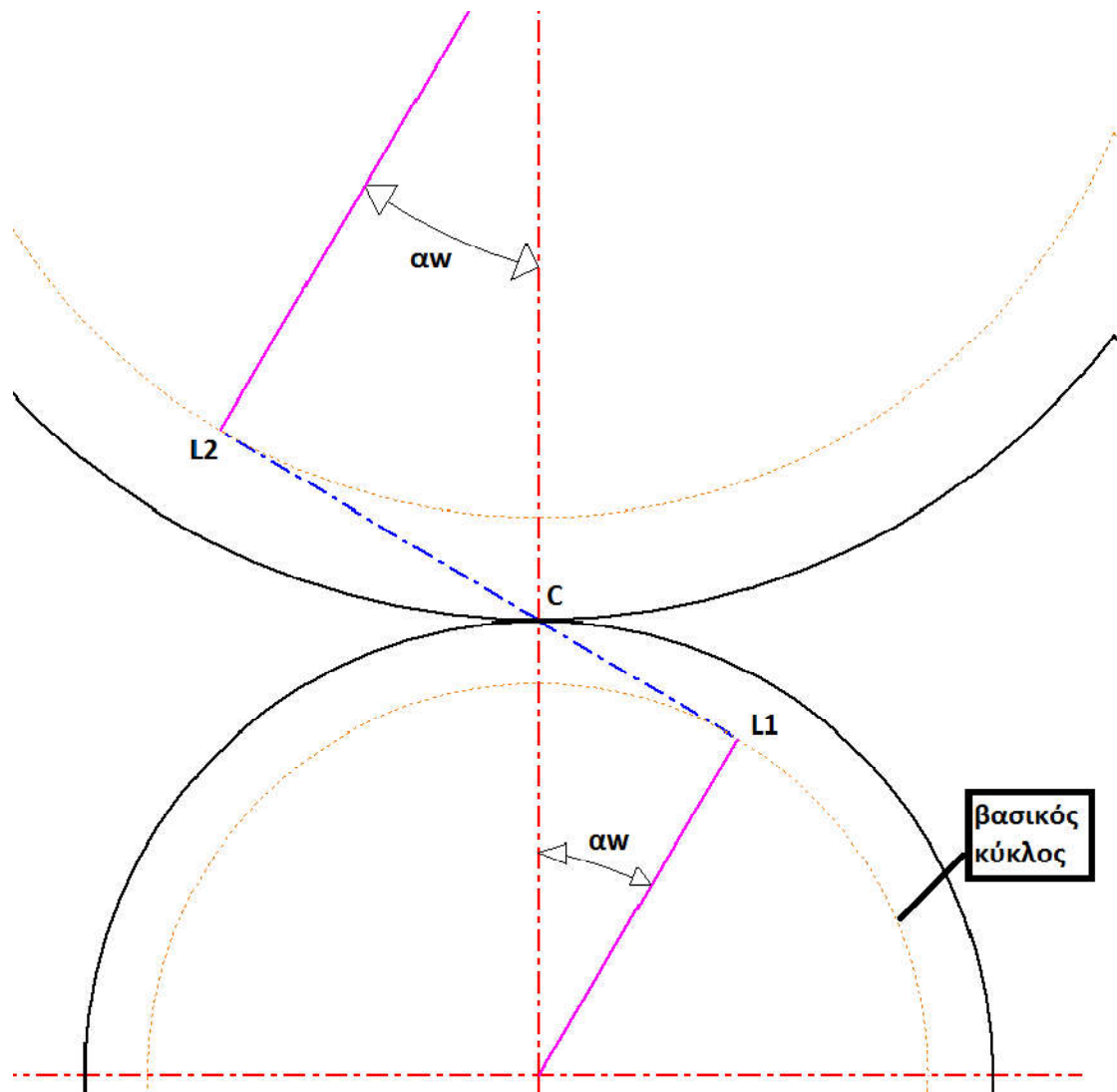
Η κατατομή αναφοράς είναι τυποποιημένη και χαρακτηριστικό του κανόνα οδοντώσεως.

$$a_n = 20^\circ \quad (28)$$

- Μετωπική γωνία εμπλοκής λειτουργίας

Η γωνία εμπλοκής λειτουργίας είναι η γωνία μεταξύ της γραμμής εμπλοκής L_1L_2 και της κοινής εφαπτόμενης των δύο κύκλων κυλίσεως λειτουργίας στο σημείο C όπως δείχνει και το σχήμα 1.4.

$$\cos a_{wt} = \frac{a_d}{a} * \cos a_n \quad (29)$$



Σχήμα 1.4 : Σχηματική αναπαράσταση μετωπικής γωνίας εμπλοκής σε μία οδόντωση (Τιφκιτσής, 2014)

- Άθροισμα συντελεστών μετατόπισης κατατομής

$$x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2) \cdot (\text{inv} \alpha_{wt} - \text{inv} \alpha_n)}{2 \tan \alpha_n} \quad (30)$$

όπου $\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$

- Συντελεστής Μετατόπισης κατατομής μικρού τροχού

$$x_1 = \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{3 + u} + \frac{u - 1}{u + 1} \cdot \left(\frac{2.1}{z_1} + 0.26 \right) \quad (31)$$

όπου $u = \frac{z_2}{z_1}$ ο λόγος των αριθμών δοντιών των δύο οδοντωτών τροχών.

- Συντελεστής Μετατόπισης κατατομής μεγάλου τροχού

$$x_2 = (x_2 + x_1) - x_1 \quad (32)$$

Χρησιμοποιώντας τις παραπάνω σχέσεις μπορούν να υπολογισθούν οι μετατοπίσεις κατατομής για κάθε περίπτωση και για κάθε διαφορετικό module. Στους πίνακες 1.11 και 1.12 παρουσιάζονται η αρχική αξονική απόσταση και η συνολική μετατόπιση κατατομής για κάθε περίπτωση.

Πίνακας 1.11: Αρχική αξονική απόσταση

		m=2.5	m=2.75
		a _d	a _d
1	34/13	58.75	64.62
2	34/14	60	66
3	35/14	61.25	67.37
4	35/15	62.5	68.75
5	36/14	62.5	68.75
6	36/15	63.75	70.12
7	37/14	63.75	70.12
8	37/15	65	71.5
Πραγματική αξονική απόσταση α=64.6 mm			

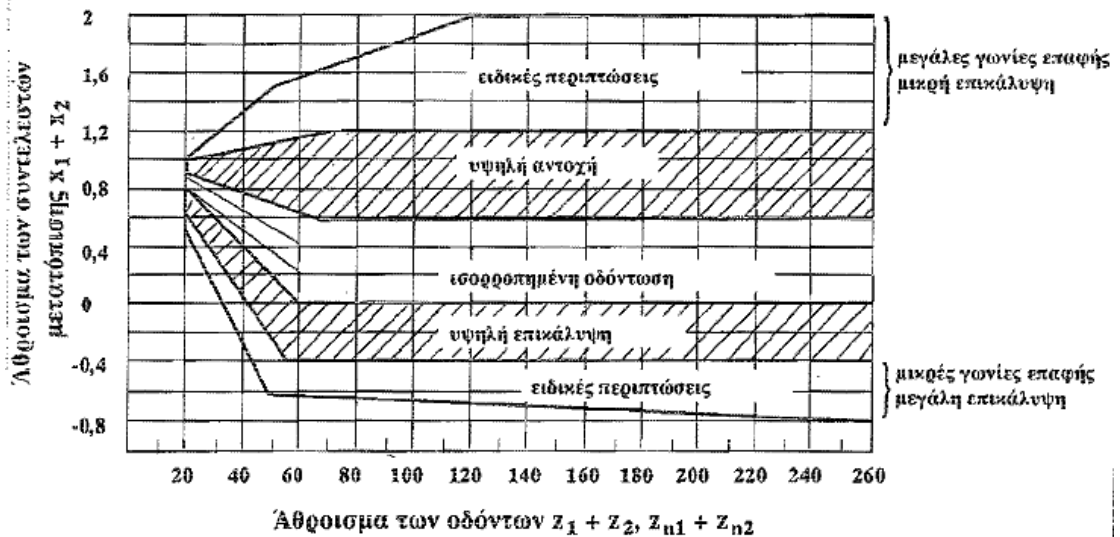
Στον παραπάνω πίνακα αναφέρεται η αρχική αξονική απόσταση όλων των συνδυασμών μας. Με πράσινο χρώμα είναι οι αποδεκτοί συνδυασμοί καθώς πλησιάζουν την τιμή του α=64,6mm. Με ανοιχτό κόκκινο είναι οι τιμές που απορρίπτονται λόγω πολύ μικρής αξονικής απόστασης. Με βαθύ κόκκινο είναι οι τιμές που απορρίπτονται λόγω ότι η θεωρητική αξονική απόσταση ξεπερνάει την πραγματική.

Για τους εναπομείναντες συνδυασμούς θα ελεγχθεί αν το άθροισμα συντελεστών κατατομής βρίσκεται εντός των επιτρεπτών ορίων.

Πίνακας 1.12: Συνολική μετατόπιση κατατομής 1^{ης} σχέσης

Σχέση	module	ad(mm)	a°	inva	cosawt	invaw	x1+x2
37/14	2,5	63,75	20	0,0149	0,9274	0,0199	0,3524
36/14	2,5	62,5	20	0,0149	0,9092	0,0284	0,9504
35/15	2,5	62,5	20	0,0149	0,9092	0,0284	0,9504
36/15	2,5	63,75	20	0,0149	0,9274	0,0199	0,3524

Όλοι οι συνδυασμοί έχουν συνολική μετατόπιση κατατομής μεγαλύτερη του μηδενός. Δύο από αυτούς βρίσκονται στην περιοχή υψηλής αντοχής, όπως φαίνεται από το σχήμα 1.5 όπου είναι αποδεκτοί συνδυασμοί.



Σχήμα 1.5: Προτεινόμενες τιμές συνολικής μετατόπισης κατατομής (Ιωάννης Κ. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών II, 2002)

Σύνολο απέμειναν 4 δυνατοί συνδυασμοί για την 1^η σχέση μετάδοσης. Το ποιος θα επιλεγεί θα αποφασιστεί στο επόμενο κεφάλαιο, όπου θα προσομοιωθεί όλο το σύστημα σε συνθήκες λειτουργίας.

ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ 4^{ης} ΣΧΕΣΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

Η ίδια μεθοδολογία θα ακολουθηθεί και για τον καθορισμό της 4^{ης} σχέσης μετάδοσης. Όσο αναφορά το κατασκευαστικό κομμάτι ισχύουν οι ίδιοι περιορισμοί. Οπότε υπάρχουν οι εξής επιλογές:

Πίνακας 1.13: Διαθέσιμοι αριθμοί δοντιών για τα γρανάζια της 4^{ης} σχέσης

Αριθμός δοντιών γραναζιού πρωτεύοντος άξονα	Αριθμός δοντιών γραναζιού δευτερεύοντος άξονα
22	30
23	31
24	32
25	33
26	34

Από τον πίνακα 1.13 βγαίνουν 25 πιθανοί συνδυασμοί που αποτελούν και όλες τις δυνατές σχέσεις μετάδοσης της 4ης ταχύτητας του 4-τάχτου κιβώτιου ταχυτήτων (Πίν. 1.14).

Πίνακας 1.14: Πιθανοί συνδυασμοί 4^{ης} σχέσης

Δυνατοί συνδυασμοί 4ης σχέσης	
30/22=1,36	32/24=1,33
31/22=1,40	33/24=1,37
32/22=1,45	34/24=1,41
33/22=1,5	30/25=1,20
34/22=1,54	31/25=1,24
30/23=1,30	32/25=1,28
31/23=1,34	33/25=1,32
32/23=1,39	34/25=1,36
33/23=1,43	30/26=1,15
34/23=1,47	31/26=1,19
30/24=1,25	32/26=1,23
31/24=1,29	33/26=1,26
	34/26=1,30

Στην 4^η σχέση μετάδοσης έχουμε επίσης και τον περιορισμό της επιθυμητής τελικής ταχύτητας, όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο. Το επιθυμητό εύρος, λαμβάνοντας υπόψη μας τις ανάγκες του διαγωνισμού, όσον αφορά τα δυναμικά αγωνίσματα είναι: $110\text{Km/h} < \text{μέγιστη ταχύτητα} < 125\text{Km/h}$ στις 12400rpm. Χρησιμοποιώντας τις σχέσεις που συνδέουν την ταχύτητα του οχήματος με τη σχέση μετάδοσης, εύκολα μπορεί να υπολογιστεί, ότι το επιθυμητό εύρος ταχυτήτων αντιστοιχεί στο αντίστοιχο εύρος σχέσεων μετάδοσης που είναι $1,53 \leq i_4 \leq 1,34$. Έχοντας υπόψη αυτό το εύρος, οδηγούμαστε στον πίνακα 1.15, ο οποίος δείχνει με πράσινο ποιοι συνδυασμοί είναι εντός ορίων και με κόκκινο αυτούς που είναι εκτός ορίων.

Πίνακας 1.15: Συνδυασμοί που βρίσκονται εντός επιθυμητού εύρους

Δυνατοί συνδυασμοί 4ης σχέσης	
30/22=1,36	32/24=1,33
31/22=1,40	33/24=1,37
32/22=1,45	34/24=1,41
33/22=1,5	30/25=1,20
34/22=1,54	31/25=1,24
30/23=1,30	32/25=1,28
31/23=1,34	33/25=1,32
32/23=1,39	34/25=1,36
33/23=1,43	30/26=1,15
34/23=1,47	31/26=1,19
30/24=1,25	32/26=1,23
31/24=1,29	33/26=1,26
	34/26=1,30

Στη συνέχεια χρησιμοποιήθηκαν πάλι οι σχέσεις της 1^{ης} σχέσης μετάδοσης, ώστε να υπολογιστεί για τους παραπάνω λόγους και για διάφορες τιμές μέτρου οδόντωσης η αρχική αξονική απόσταση (Πίν. 1.16).

Πίνακας 1.16: Τιμές με κατάλληλη αξονική απόσταση

	m=2.25	m=2.5
	a _d	a _d
30/22=1,36	58,5	65
31/22=1,40	59,62	66,25
32/22=1,45	60,75	67,5
33/22=1,5	63	68,75
34/22=1,54	60,75	70
31/23=1,34	61,87	67,5
32/23=1,39	63	68,75
33/23=1,43	64,12	70
34/23=1,47	63	71,25
33/24=1,375	64,125	71,25
34/24=1,41	65,25	72,5

Με τον ίδιο τρόπο που υπολογίσθηκε η 1^η σχέση, θα υπολογισθεί και η συνολική μετατόπιση κατατομής για τους εναπομείναντες συνδυασμούς της 4^{ης} σχέσης (Πίν. 1.17).

Πίνακας 1.17: Συνολική μετατόπιση κατατομής 4^{ης} σχέσης

Σχέση	module	ad(mm)	a°	inva	cosawt	invaw	x1+x2
34/22	2,25	63	20	0,0149	0,9165	0,0249	0,7013
33/23	2,25	63	20	0,0149	0,9165	0,0249	0,7013
32/24	2,25	63	20	0,0149	0,9165	0,0249	0,7013

Αφού υπολογίσθηκε η αρχική αξονική απόσταση και η συνολική μετατόπιση κατατομής, κατέληξαν σε τρεις συνδυασμούς και η τελική απόφαση θα παρθεί έπειτα από ανάλυση στο επόμενο κεφάλαιο.

Για την επιλογή της 2^{ης} και 3^{ης} ταχύτητας υπάρχουν δύο μεθοδολογίες σχεδιασμού κιβώτιου ταχυτήτων, όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο.

- Γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων
- Προοδευτικό κιβώτιο ταχυτήτων

Βάσει λοιπόν των σχέσεων που αναλύθηκαν στην προηγούμενη ενότητα προέκυψαν οι εξής συνδυασμοί κιβωτίων (Πίν. 1.18 , Πίν. 1.19) :

Πίνακας 1.18: Διαθέσιμα γεωμετρικά κιβώτια ταχυτήτων

Γεωμετρικά κιβώτια ταχυτήτων				
A/A	Σχέσεις			
	1	2	3	4
1	2,643	2,21	1,848	1,545
2	2,643	2,156	1,759	1,435
3	2,643	2,104	1,675	1,333
4	2,572	2,17	1,831	1,545
5	2,572	2,117	1,743	1,435
6	2,572	2,066	1,659	1,333
7	2,4	1,973	1,622	1,333

Πίνακας 1.19: Διαθέσιμα προοδευτικά κιβώτια ταχυτήτων

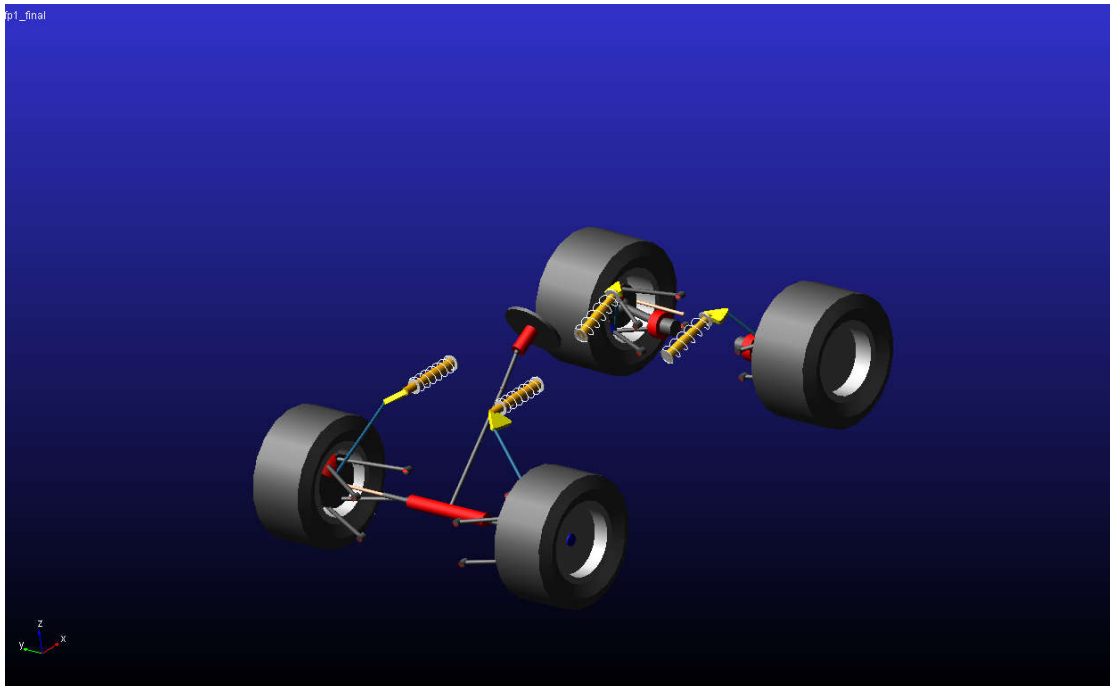
Προοδευτικά κιβώτια ταχυτήτων				
A/A	Σχέσεις			
	1	2	3	4
1	2,643	2,008	1,680	1,545
2	2,643	1,960	1,599	1,435
3	2,643	1,912	1,522	1,333
4	2,572	1,972	1,664	1,545
5	2,572	1,924	1,584	1,435
6	2,572	1,878	1,508	1,333
7	2,400	1,793	1,474	1,333

Μερικοί συνδυασμοί δεν εμφανίζονται στους παραπάνω πίνακες, καθώς αποκλείστηκαν λόγω του πολύ μικρού βήματος σχέσης φ . Τα 14 εναπομείναντα διαθέσιμα κιβώτια θα αναλυθούν στο επόμενο κεφάλαιο για την εύρεση του καταλληλότερου μέσω του λογισμικού MSC ADAMS.

1.7 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

Στο κεφάλαιο αυτό θα εξεταστούν όλοι οι πιθανοί συνδυασμοί κιβωτίων ταχυτήτων που αναλύθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο με τη βοήθεια του λογισμικού πακέτου MSC ADAMS. Το MSC ADAMS είναι ένα λογισμικό το οποίο επιλύει πολυπαράμετρες εξισώσεις και εξάγει αποτελέσματα σε μορφή γραφημάτων, αλλά παρέχει ταυτόχρονα και απεικόνιση της προσομοίωσης σε πραγματικό χρόνο.

Αρχικά εισήχθησαν δεδομένα τα οποία σχετίζονται με την γεωμετρία του οχήματος, όπως αναρτήσεις, πλαίσιο, τροχοί και άλλα μέρη όπως φρένα, τιμόνι κρεμαγιέρα, ημιαξόνια κλπ. Το αποτέλεσμα των δεδομένων που εισήχθησαν, αναπαρίσταται εικονικά, όπως φαίνεται και στην εικόνα 1.4.



Εικόνα 1.4: Γραφική αναπαράσταση μονοθέσιου

Στη συνέχεια εισήχθησαν δεδομένα για τον κινητήρα μας. Τα δεδομένα αυτά εισάγονται στο πρόγραμμα μέσω .txt αρχείου (Εικ. 1.5), το οποίο περιλαμβάνει τα απαραίτητα στοιχεία για να δημιουργήσει μια εικονική καμπύλη δυναμομέτρησης.

```

FILE_TYPE      = 'pwr'
FILE_VERSION   = 1.0
FILE_FORMAT    = 'ASCII'
-----UNITS
$
[UNITS]
(BASE)
{length, force, angle, mass, time}
{'mm', 'newton', 'degrees', 'kg', 'sec'}
(USER)
{unit_type, length, force, angle, mass, time, conversion}
{'Nmm', 1, 1, 0, 0, 0, 1.0}
{'rpm', 0, 0, 1, 0, -1, 6.0}
$
$      6.0 deg./s/rpm = (360 deg/revolution) * (1 min./ 60s )
$-----ENGINE
[ENGINE]
(Z_DATA)
{throttle <no_units>}
0.0
1.00
(XY_DATA)
{engine_speed <rpm> torque <Nmm>}
0      0      0
2000   -67.85  10856
2700   -135.7  15334.1
2800   -203.55  14519.9
2900   -271.4  13977.1
3000   -339.25  13705.7
3100   -407.1  13705.7
3200   -474.95  13841.4
3300   -542.8  14112.8
3400   -610.65  14248.5
3500   -678.5  14384.2
3600   -746.35  14519.9
3700   -814.2  14927
3800   -882.05  15605.5
3900   -949.9  16555.4
4000  -1017.75  17505.3
4100  -1085.6  18455.2
4200  -1153.45  19812.2
4300  -1221.3  21304.9
4400  -1289.15  23204.7
4500  -1357    25375.9
4600  -1424.85  30490.7
4700  -1492.7  31304.9
4800  -1560.55  32119.1
4900  -1628.4  33476.1
5000  -1696.25  34968.8
5100  -1764.1  36868.6
5200  -1831.95  39175.5
5300  -1899.8  42609.8
5400  -1967.65  43424
5500  -2035.5  44102.5

```

Εικόνα 1.5: Εισαγωγή δεδομένων κινητήρα στο Adams

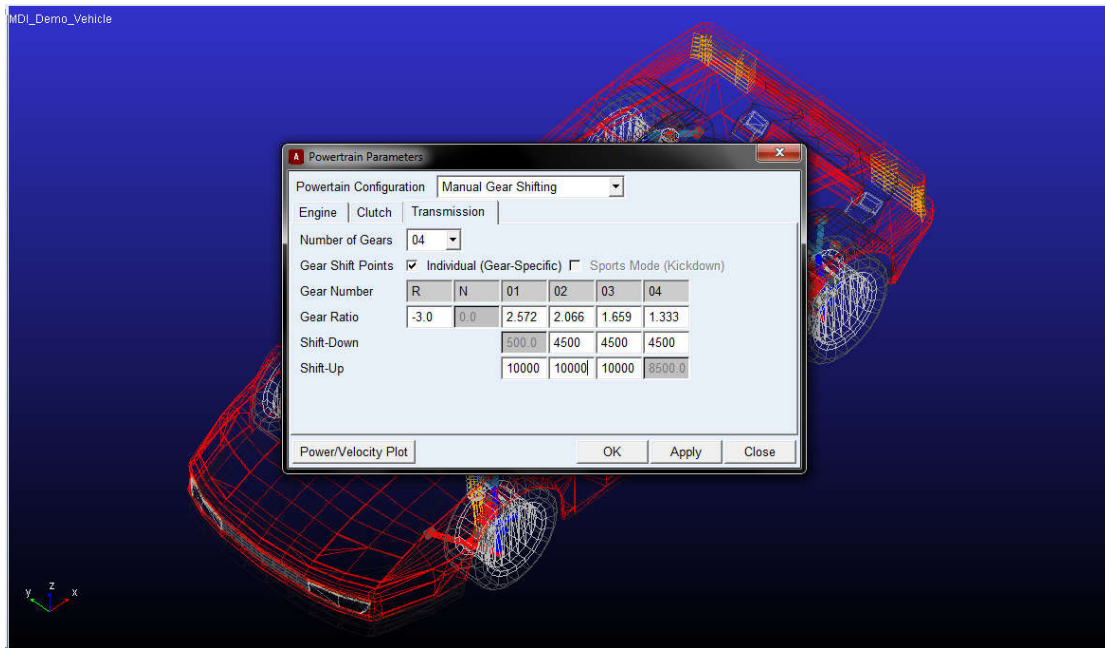
Στη συνέχεια εισήχθησαν τα δεδομένα του συστήματος μετάδοσης κίνησης, τα οποία εμπεριέχουν τις σχέσεις του κιβωτίου ταχυτήτων, την τελική σχέση μετάδοσης και το διαφορικό (Εικ. 1.6). Αυτό μπορεί να γίνει, είτε με τη μέθοδο που προαναφέρθηκε, είτε μέσα από το ίδιο το πρόγραμμα πατώντας στην καρτέλα Simulate/Full vehicle analysis/Vehicle set up/Set powertrain parameters (Εικ. 1.7).

```

$ Rigid body data:
MASS = 0.8358438015
$ Part location is dependent.
$ X,Y,Z location = 0.0, -100.0, 0.0
$ Part orientation is dependent.
$ ZP vector = 0.0, -1.0, 0.0
$ XP vector = 1.0, 0.0, 0.0
CM_LOCATION_FROM_PART_X = 0.0
CM_LOCATION_FROM_PART_Y = 0.0
CM_LOCATION_FROM_PART_Z = 19.9999999999
IXX = 618.7935300264
IYY = 618.7935300264
IZZ = 1014.6953796843
IXY = 0.0
IZX = 0.0
IYZ = 0.0
$-----GENERAL_SPLINE
[GENERAL_SPLINE]
USAGE = 'differential'
SYMMETRY = 'single'
TYPE = 'two_dimensional'
PROPERTY_FILE = 'mdids://fp_one_2016/differentials.tbl/MSCTorsen.dif'
CURVE_NAME = 'DIFFERENTIAL'
$-----GENERAL_SPLINE
[GENERAL_SPLINE]
USAGE = 'engine_torque'
SYMMETRY = 'single'
TYPE = 'three_dimensional'
PROPERTY_FILE = 'mdids://fp_one_2016/powertrains.tbl/600cc_engine_map.pwr'
CURVE_NAME = 'ENGINE'
$-----PARAMETER
[PARAMETER]
{parameter_name      symmetry      type      value}
'kinematic_flag      'single      'integer'  0
'clutch_capacity      'single      'real'     100000.0
'clutch_close         'single      'real'     0.25
'clutch_damping       'single      'real'     1000.0
'clutch_open          'single      'real'     0.75
'clutch_stiffness     'single      'real'     10000.0
'clutch_tau           'single      'real'     0.05
'ems_gain              'single      'real'     0.005
'ems_max_throttle     'single      'real'     100.0
'ems_throttle_off     'single      'real'     1.0
'engine_idle_speed    'single      'real'     1200.0
'engine_inertia       'single      'real'     1000.0
'engine_rev_limit     'single      'real'     13500.0
'final_drive          'single      'real'     6.720
'gear_1               'single      'real'     2.572
'gear_2               'single      'real'     2.066
'gear_3               'single      'real'     1.659
'gear_4               'single      'real'     1.333
'graphics_flag        'single      'integer'  1
'max_gears            'single      'integer'  4

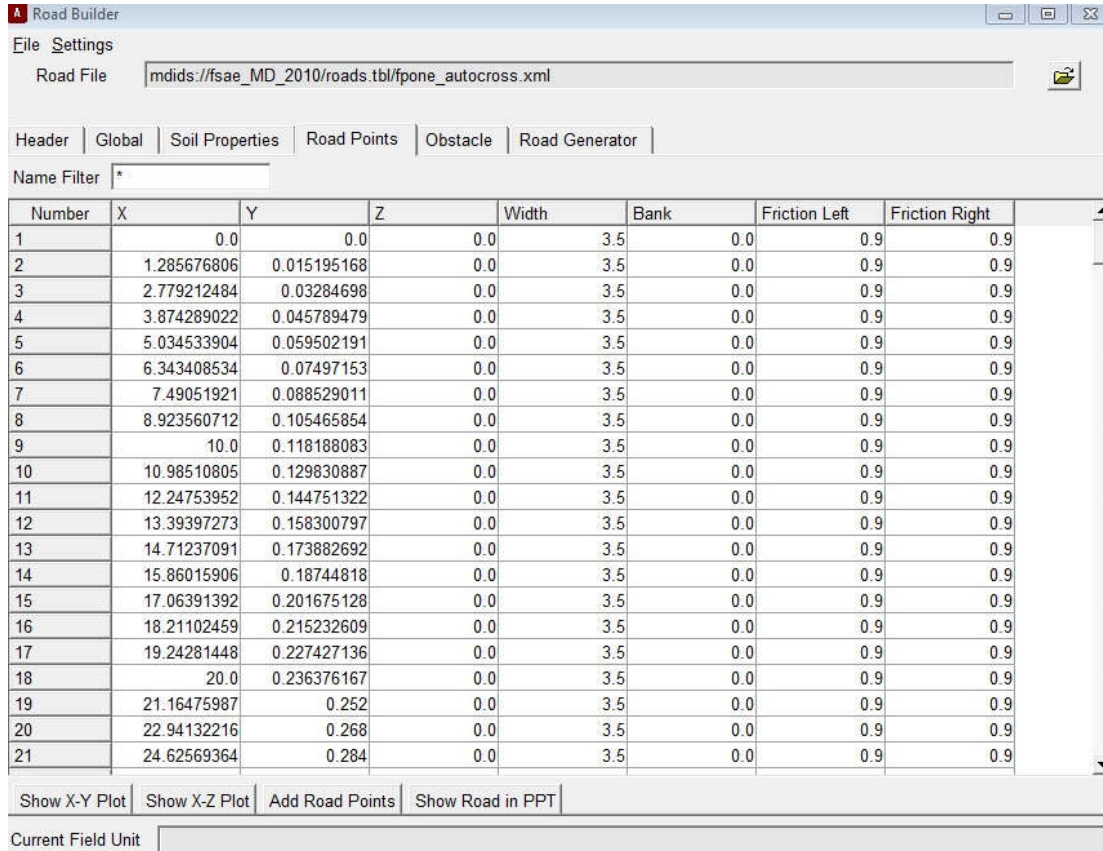
```

Εικόνα 1.6: Εισαγωγή δεδομένων συστήματος μετάδοσης κίνησης υπό μορφή αρχείου .txt

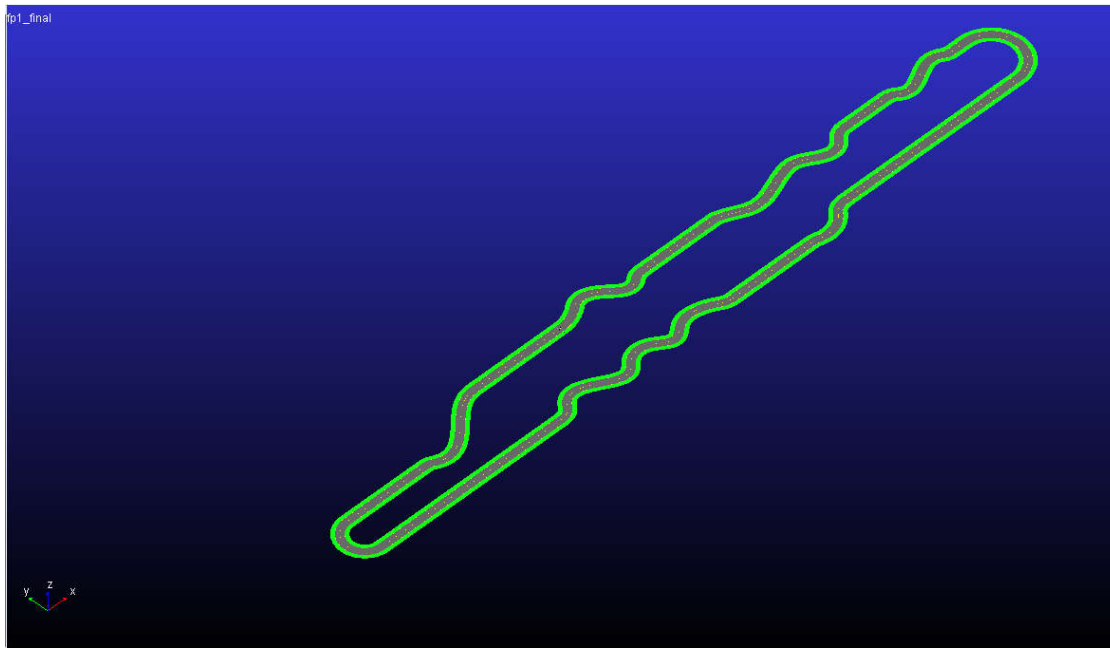


Εικόνα 1.7: Εισαγωγή δεδομένων συστήματος μετάδοσης κίνησης στο MSC Adams

Ολοκληρώνοντας με την εισαγωγή των δεδομένων που αφορούν το όχημα, σειρά έχουν τα δεδομένα που αφορούν την πίστα και τον οδηγό. Στην καρτέλα Road Builder (Εικ. 1.8) έχουν εισαχθεί τα απαραίτητα δεδομένα σε μορφή σημείων για την δημιουργία της επιθυμητής πίστας (Εικ. 1.9).

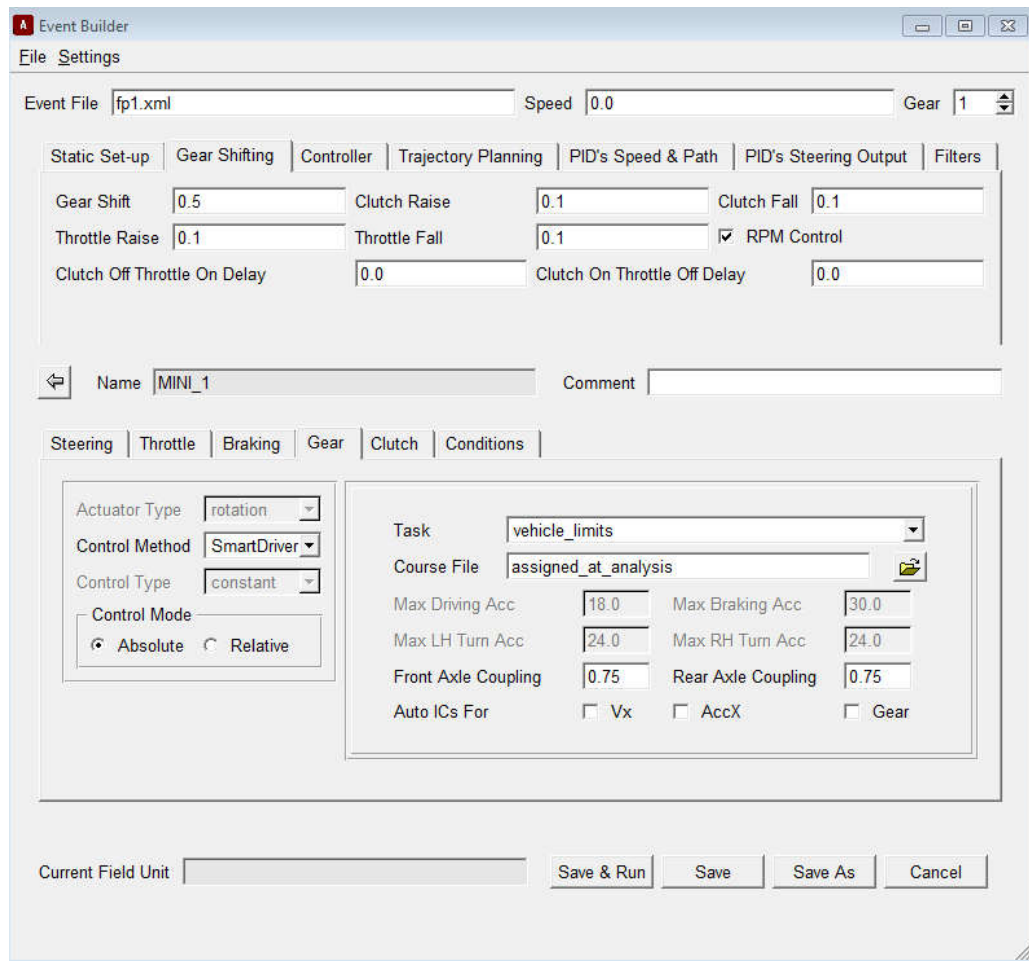


Εικόνα 1.8: Εισαγωγή δεδομένων για την κατασκευή δρόμου



Εικόνα 1.9: Εικονική αναπαράσταση τυπικής πίστας FSAE Autocross

Τέλος τα δεδομένα που αφορούν τον οδηγό και τον τρόπο οδήγησης του μονοθέσιου μπορούν να ρυθμιστούν επιλέγοντας την καρτέλα Event builder (Εικ 1.10.)



Εικόνα 1.10: Εισαγωγή δεδομένων που αφορούν τον οδηγό

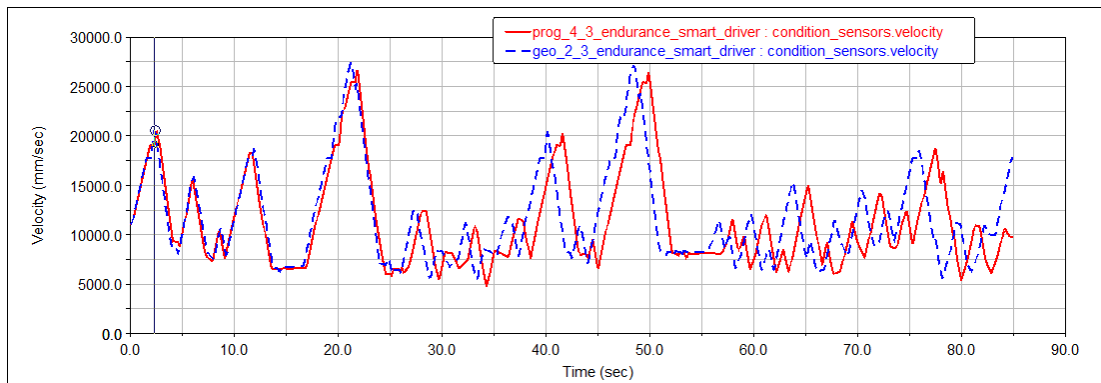
Έχοντας εισαχθεί όλα τα απαραίτητα δεδομένα, επόμενο βήμα είναι να διεξαχθούν αναλύσεις για να συγκριθούν όλοι οι διαθέσιμοι συνδυασμοί κιβωτίων ταχυτήτων, καταλήγοντας στον καταλληλότερο.

Στο προηγούμενο κεφάλαιο έχουμε καταλήξει σε επτά διαθέσιμους συνδυασμούς γεωμετρικών κιβωτίων ταχυτήτων και επτά προοδευτικών. Για να επιλεγεί το καταλληλότερο κιβώτιο, θα διεξαχθεί μια ανάλυση, όπου όλες οι παράμετροι που αναφέρθηκαν πριν (η πίστα, ο οδηγός, η γεωμετρία του μονοθέσιου και ο κινητήρας) να είναι σταθερές και η μόνη παράμετρος που θα διαφοροποιείται είναι οι σχέσεις του κιβωτίου. Από τα αποτελέσματα της ανάλυσης θα συγκριθούν η μέση ταχύτητα του μονοθέσιου, η μέγιστη ταχύτητα, ο χρόνος εκπλήρωσης ενός γύρου και ο αριθμός αλλαγών ταχυτήτων.

Η πίστα, η οποία σχεδιάστηκε, είναι μια τυπική πίστα Autocross στο FSAE. Για το αγώνισμα Endurance το μονοθέσιο θα πρέπει να εκτελέσει περίπου 20 φορές την ίδια διαδρομή. Το μονοθέσιο λοιπόν και συνάμα το κιβώτιο ταχυτήτων θα πρέπει να σχεδιαστεί, με σκοπό να κάνει το βέλτιστο δυνατό χρόνο σε τέτοιου τύπου διαδρομές, καθώς αυτά τα δυναμικά αγωνίσματα προσφέρουν τους περισσότερους βαθμούς.

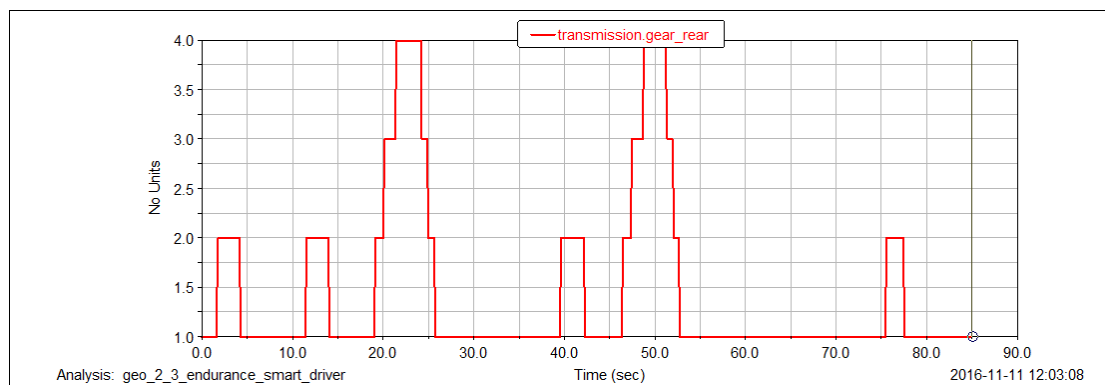
Παρατηρώντας το διάγραμμα της ταχύτητας ως προς τον χρόνο, μπορεί να βρεθεί ο χρόνος που το μονοθέσιο ολοκλήρωσε την πίστα, τη μέγιστη ταχύτητα που

επιτεύχθηκε καθώς και τη μέση ταχύτητα. Στο διάγραμμα 1.6 συγκρίνεται ένα προοδευτικό κιβώτιο με ένα γεωμετρικό.



Διάγραμμα 1.6: Διάγραμμα σύγκρισης μονοθέσιου με διαφορετικά κιβώτια ταχυτήτων

Σημαντικό επίσης είναι και ο αριθμός των εναλλαγών ταχυτήτων που έκανε ο οδηγός. Λιγότερες αλλαγές σχέσεων σημαίνουν ότι ο οδηγός είναι περισσότερη ώρα συγκεντρωμένος στη διεύθυνση του οχήματος, έχει και τα δύο του χέρια στο τιμόνι και γενικά το έργο του είναι ευκολότερο. Από το διάγραμμα των σχέσεων ως προς τον χρόνο μπορούν να μετρηθούν οι αλλαγές των σχέσεων που πραγματοποιήθηκαν (Διαγ. 1.7).



Διάγραμμα 1.7: Διάγραμμα σχέσεων ως προς τον χρόνο

Αφού ολοκληρώθηκαν όλες οι απαιτούμενες αναλύσεις προέκυψαν οι παρακάτω πίνακες σύγκρισης τιμών (Πίν. 1.20, Πίν. 1.21). Από αυτούς τους πίνακες φαίνεται ξεκάθαρα ποιο κιβώτιο ταχυτήτων πλεονεκτεί έναντι των άλλων.

Πίνακας 1.20: Συγκριτικός πίνακας γεωμετρικών κιβωτίων ταχυτήτων

Γεωμετρικά κιβώτια ταχυτήτων				
A/A	tlap(s)	Umax(km/h)	Uμεση(km/h)	Αλλαγές ταχυτήτων
1	83,7	97,47	41,25	24
2	83,7	98,05	41,26	20
3	82,7	97,82	41,8	20
4	84	97,14	41,1	20
5	83,2	97,2	41,5	20
6	82,6	98,63	41,92	20
7	83,7	98,03	41,2	14

Πίνακας 1.21: Συγκριτικός πίνακας προοδευτικών κιβωτίων ταχυτήτων

Προοδευτικά κιβώτια ταχυτήτων				
A/A	tlap(s)	Umax(km/h)	Uμεση(km/h)	Αλλαγές ταχυτήτων
1	83,4	96,63	41,55	20
2	83,8	98,64	41,28	16
3	83,4	98,5	41,34	16
4	83,2	97,48	41,64	20
5	83,6	98,54	41,4	16
6	83,7	98,36	41,31	16
7	83,6	98,52	41,28	14

Με πράσινο χρώμα έχουν επισυμανθεί η προτιμητέα τιμή για κάθε παράμετρο που εξετάστηκε. Είναι προφανές πως το 6^ο γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων υστερεί ως προς τον αριθμό αλλαγών ταχυτήτων, αποζημιώνοντας μας όμως με την υψηλότερη μέση ταχύτητα, χρόνο εκπλήρωσης γύρου και μεγάλη τελική ταχύτητα στα ευθεία τμήματα. Η διαφορά χρόνου εκπλήρωσης ενός γύρου είναι περίπου 1sec σε σχέση με τα υπόλοιπα κιβώτια ταχυτήτων. Αυτή η διαφορά φαίνεται αμελητέα αλλά γνωρίζοντας πως στο αγώνισμα Endurance το όχημα θα κληθεί να ολοκληρώσει 20 φορές τη συγκεκριμένη πίστα, μια διαφορά 20 sec είναι αξιοσημείωτη.

1.8 ΕΠΙΛΟΓΗ ΣΧΕΣΕΩΝ (B)

Στα προηγούμενα κεφάλαια μελετήθηκε η επιλογή της πρώτης σχέσης και της τέταρτης. Μέσα από αναλύσεις καταλήγοντας στον τύπο κιβωτίου, συνεπώς και στις θεωρητικές τιμές για τη δεύτερη και τρίτη σχέση. Στον πίνακα 1.22 αναγράφονται αναλυτικά όλες οι σχέσεις του κιβωτίου ταχυτήτων.

Πίνακας 1.22: Τελικές σχέσεις μετάδοσης 4-τάχυτου κιβωτίου

Γεωμετρικό κιβώτιο ταχυτήτων	
1η σχέση	2,572
2η σχέση	2,066
3η σχέση	1,659
4η σχέση	1,333

Το επόμενο βήμα είναι η σύνδεση των θεωρητικών σχέσεων μετάδοσης της 2^{ης} και της 3^{ης} ταχύτητας με πραγματικούς λόγους αριθμών δοντιών. Στόχος είναι η πραγματική σχέση μετάδοσης κάθε ταχύτητας να είναι όσο το δυνατόν κοντά στην αντίστοιχη θεωρητική. Για τη δεύτερη σχέση μετάδοσης υπάρχουν τέσσερις δυνατές παραλλαγές όσον αφορά την πραγματική σχέση μετάδοσης οι οποίες φαίνονται στον πίνακα 1.23.

Πίνακας 1.23: Πιθανοί λόγοι δοντιών 2^{ης} σχέσης

Δεύτερη σχέση μετάδοσης		
Ιδανική σχέση		2,066
1η περίπτωση	37/18	2,055
2η περίπτωση	36/18	2
3η περίπτωση	35/17	2,059
4η περίπτωση	34/16	2,125

Με τον ίδιο τρόπο, που αναφέρθηκε σε προηγούμενη ενότητα, θα υπολογιστούν οι αρχικές αξονικές αποστάσεις για να συγκριθούν με τη δεδομένη αξονική απόσταση λειτουργίας. Στον πίνακα 1.24 φαίνονται τα αποτελέσματα της σύγκρισης.

Πίνακας 1.24: Αρχική αξονική απόσταση οδοντωτών τροχών 2^{ης} σχέσης

	m=2.25	m=2.5
	a_d	a_d
37/18=2.055	61.875	68.75
36/18=2	60.75	67.5
35/17=2.058	58.5	65
34/16	56.25	62.5

Όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο οι έγκυρες τιμές εμφανίζονται με πράσινο χρώμα, οι τιμές που αποκλείονται λόγω μεγαλύτερης αξονικής απόστασης από την επιτρεπτή ($a_d > a = 64,6mm$) εμφανίζονται με βαθύ κόκκινο χρώμα, ενώ με ανοιχτό κόκκινο είναι οι τιμές που αποκλείονται λόγω πολύ μικρότερης αρχικής αξονικής απόστασης ($a_d \ll a = 64,6mm$).

Σειρά έχει να εξεταστεί η συνολική μετατόπιση κατατομής (Πίν. 1.25)

Πίνακας 1.25: Συνολική μετατόπιση κατατομής 2^{ης} σχέσης

Σχέση	module	ad(mm)	a°	inva	cosawt	invaw	x1+x2
34/16	2,5	62,5	20	0,0149	0,9092	0,0284	0,9504

Η συνολική μετατόπιση κατατομής είναι θετικός αριθμός, οπότε έχει αυξημένο πάχος δοντιών στην περιοχή των ποδιών τους.

Η ίδια διαδικασία θα ακολουθηθεί για την επιλογή του πραγματικού λόγου αριθμού δοντιών για την 3^η σχέση. Για την 3^η σχέση μετάδοσης υπάρχουν 3 πιθανοί συνδυασμοί, όπως φαίνεται στον πίνακα 1.26.

Πίνακας 1.26: Πιθανοί λόγοι δοντιών 3^{ης} σχέσης

Τρίτη σχέση μετάδοσης		
Ιδανική σχέση		1.659
1η περίπτωση	28/17	1.647
2η περίπτωση	27/16	1.687
3η περίπτωση	26/16	1.625

Με τη γνωστή μεθοδολογία υπολογίσθηκε η αρχική αξονική απόσταση για να ελεγχθούν ποιες περιπτώσεις βρίσκονται στα επιτρεπτά όρια (Πίν. 1.27).

Πίνακας 1.27: Αρχική αξονική απόσταση οδοντωτών τροχών 3^{ης} σχέσης

	m=2.75	m=3
	a_d	a_d
28/17=1,647	61,875	67,5
27/16=1,687	59,125	64,5
26/16=1,625	57,75	63

Όπως πριν οι έγκυρες τιμές εμφανίζονται με πράσινο χρώμα, οι τιμές που αποκλείονται λόγω μεγαλύτερης αξονικής απόστασης από την επιτρεπτή ($a_d > a = 64,6mm$) εμφανίζονται με βαθύ κόκκινο χρώμα, ενώ με ανοιχτό κόκκινο είναι οι τιμές που αποκλείονται λόγω πολύ μικρότερης αρχικής αξονικής απόστασης ($a_d \ll a = 64,6mm$), Στην περίπτωση αυτή παρατηρούνται 2 αποδεκτές τιμές.

Επόμενο βήμα είναι να εξετασθεί η συνολική μετατόπιση κατατομής και να επιλεγθεί ο καταλληλότερος λόγω δοντιών (Πίν. 1.28).

Πίνακας 1.28: Συνολική μετατόπιση κατατομής 3^{ης} σχέσης

Σχέση	module	ad(mm)	a°	inva	cosawt	invaw	x1+x2
27/16	3	64,5	20	0,0149	0,9383	0,0154	0,0377
26/16	3	63	20	0,0149	0,9165	0,0249	0,7013

Παρατηρείται πώς η πρώτη περίπτωση για την 3^η σχέση έχει αρνητική μετατόπιση κατατομής, που θα οδηγούσε σε πολύ μικρό πάχος ποδός. Επομένως επιλέχθηκε η δεύτερη περίπτωση με σχέση $\frac{26}{16} = 1,625$.

Έχοντας υπολογίσει όλους τους πραγματικούς λόγους αριθμού δοντιών για όλες τις σχέσεις το κιβώτιο ταχυτήτων θα αποτελείται από τις εξής 4 σχέσεις (Πίν.1.29).

Πίνακας 1.29: Τελικές σχέσεις κιβωτίου ταχυτήτων

Κιβώτιο ταχυτήτων		
Σχέση	Αριθμός δοντιών γραναζιού πρωτεύοντα άξονα	Αριθμός δοντιών γραναζιού δευτερεύοντα άξονα
1	14	36
2	16	34
3	16	26
4	24	32

1.9 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ (Α)

Στα προηγούμενα κεφάλαια μέσω υπολογισμών επιλέχθηκαν οι επιθυμητές σχέσεις μετάδοσης του κιβώτιου. Σε αυτό το κεφάλαιο θα γίνει έλεγχος αντοχής των οδοντωτών τροχών σε:

- Αντοχή σε κάμψη
- Επιφανειακή αντοχή

Το ζεύγος που θα εξεταστεί είναι της πρώτης σχέσης καθώς μεταφέρει μεγαλύτερο ποσό ροπής σε σχέση με τα υπόλοιπα ζεύγη. Σε γενικά πλαίσια προτιμώνται οι εμπειρικές εξισώσεις AGMA (American Gear Manufacturers Association) από άλλες θεωρητικές εξισώσεις (Lewis και Buckingham). Με τις εξισώσεις αυτές γίνεται έλεγχος σε καμπτική και σε επιφανειακή αντοχή χρησιμοποιώντας την περιφερειακή δύναμη και συντελεστές διόρθωσης και για τους δύο τροχούς. Η μέθοδος χρήσης τους εξηγείται αναλυτικά παρακάτω.

Κάμψη μετωπικών οδοντωτών τροχών κατά AGMA

Οι δυνάμεις που ασκούνται σε δύο δόντια μετωπικών οδοντωτών τροχών προκαλούν κάμψη στα δόντια και επιφανειακή πίεση. Αρχικά θα υπολογισθεί η καμπτική τάση με τη βοήθεια της παρακάτω σχέσης.

$$\sigma_t = \frac{F_t}{m*b*J} * K_o * K_u * K_s * K_m * K_B \leq S_{\epsilon\pi} = \frac{S_{at}*K_L}{S_f*K_T*K_R} \quad (33)$$

όπου

- σ_t η καμπτική τάση σε MPa
- F_t η ασκούμενη στο δόντι δύναμη σε N
- m το module σε mm
- b το πλάτος σε mm
- J ο γεωμετρικός συντελεστής
- K_o ο συντελεστής υπερφόρτισης
- K_u ο δυναμικός συντελεστής
- K_s ο συντελεστής μεγέθους
- K_m ο συντελεστής διανομής φορτίου κατά το πλάτος του δοντιού
- K_B ο συντελεστής πάχους στεφάνης
- $S_{\epsilon\pi}$ η επιτρεπόμενη τάση κάμψης σε MPa
- S_{at} η αντοχή σε κάμψη

- K_L ο συντελεστής διάρκειας ζωής
- S_f ο συντελεστής ασφαλείας (κατ' επιλογή του σχεδιαστή)
- K_T ο συντελεστής θερμοκρασίας
- K_R ο συντελεστής αξιοπιστίας

Υπολογισμός παραμέτρων καμπτικής τάσης κατά AGMA

Αρχικά υπολογίσθηκε η στρεπτική ροπή του κινητήριου άξονα με την παρακάτω σχέση:

$$M_t = 71620 * \frac{N}{n} \quad (34)$$

Όπου

- M_t η στρεπτική ροπή του άξονα σε $Kp \cdot cm$
- N η μεταφερόμενη ισχύς σε PS
- n οι στροφές του άξονα σε rpm

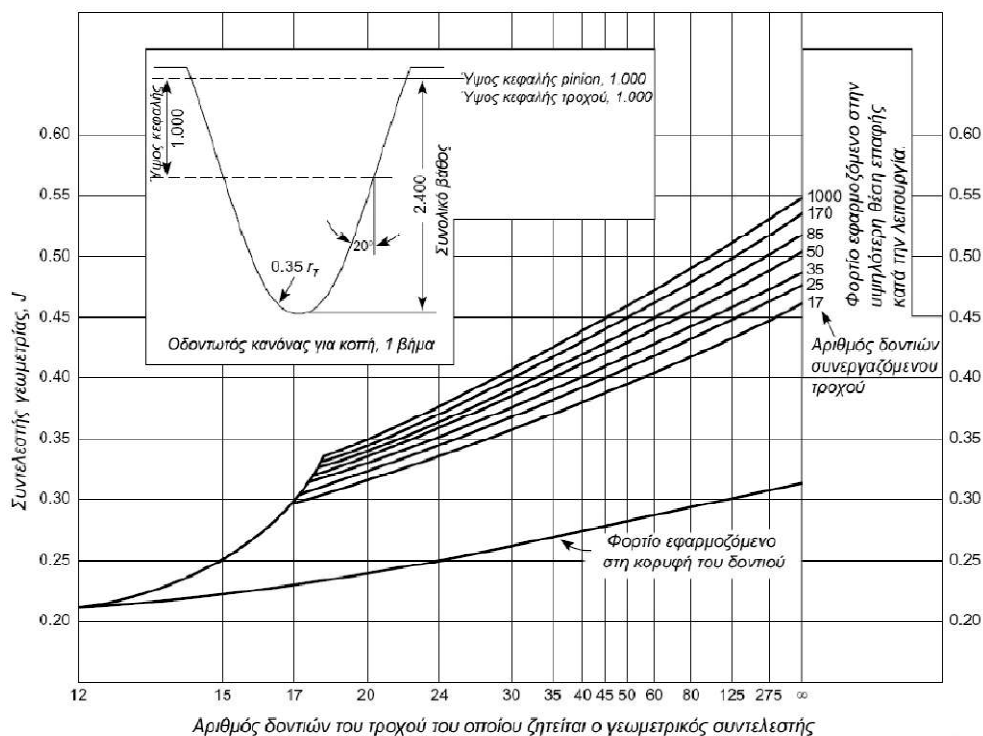
Υπολογίζεται η γραμμική ταχύτητα σε m/s:

$$u_t = \frac{\pi * d_1 * n_1}{1000 * 60} \quad (35)$$

Η ασκούμενη δύναμη είναι:

$$F_t = \frac{2 * M_t}{d} \quad (36)$$

Το module επιλέχθηκε στα προηγούμενα κεφάλαια και ισούται με $m=2.5$
 Ο γεωμετρικός συντελεστής J για μετωπικούς τροχούς μπορεί να βρεθεί από το διάγραμμα 1.8.



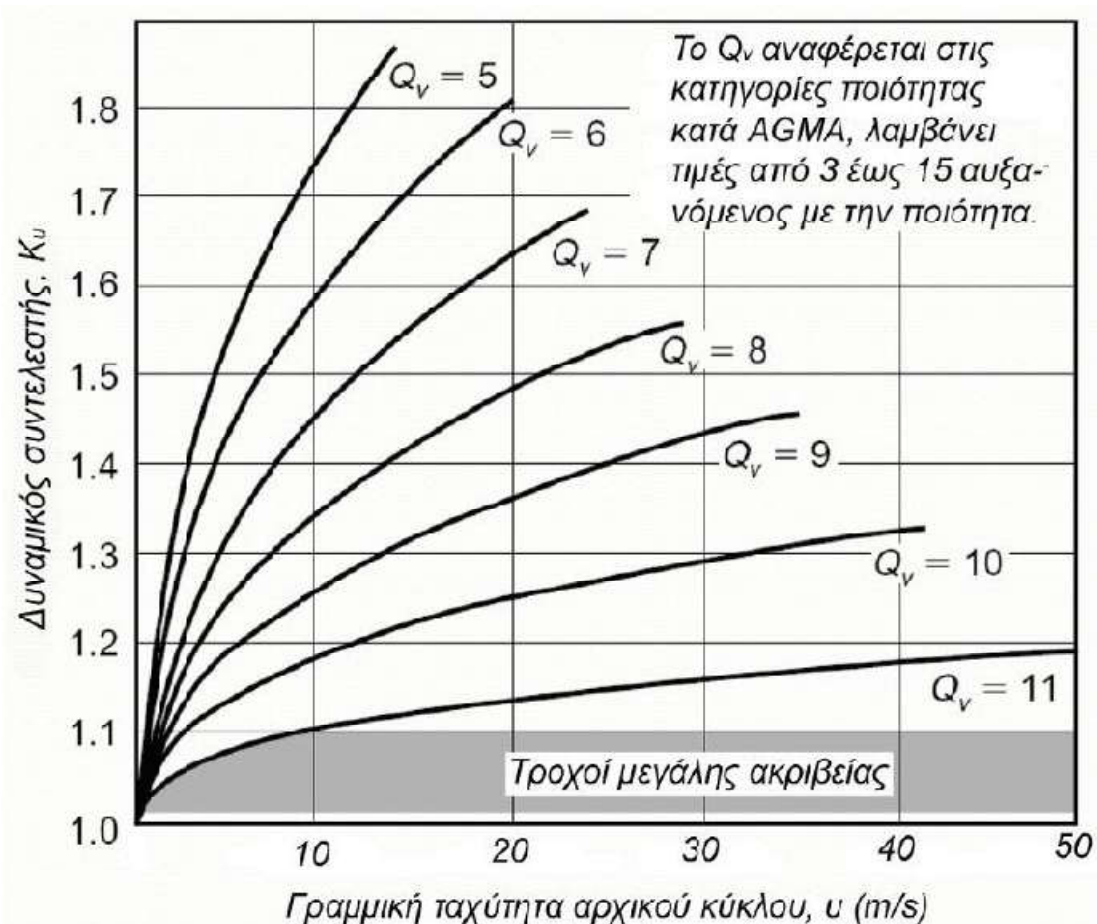
Διάγραμμα 1.8: Διάγραμμα υπολογισμού γεωμετρικού συντελεστή J (Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής υπερφόρτισης K_o επιλέγεται βάση του πίνακα 1.30.

Πίνακας 1.30: Πίνακας επιλογής συντελεστή υπερφόρτισης K_o (Παπαδόπουλος, 2016)

Συντελεστής υπερφόρτισης K_o				
Χαρακτηριστικά κινητήριας μηχανής	Χαρακτηριστικά κινούμενης μηχανής			
	Ομοιόμορφο φορτίο	Ελαφρές κρούσεις	Μέτριες κρούσεις	Ισχυρές κρούσεις
Ομοιόμορφη στρωτή λειτουργία (πχ. ηλεκτροκινητήρες, τουρμπίνες)	1.00	1.25	1.50	1.75
Ελαφρές κρούσεις (πχ. πολυκύλινδρες βενζινομηχανές)	1.20	1.40	1.75	2.25
Μέτριες κρούσεις (πχ. μονοκύλινδρες μηχανές)	1.30	1.70	2.00	2.75

Ο δυναμικός συντελεστής εξαρτώμενος από τη γραμμική ταχύτητα επιλέγεται βάση του διαγράμματος 1.9.



Διάγραμμα 1.9: Διάγραμμα επιλογής δυναμικού συντελεστή K_u (Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής μεγέθους K_s υπολογίζεται βάση του πίνακα 1.31.

Πίνακας 1.31: Πίνακας επιλογής συντελεστή μεγέθους K_s (Παπαδόπουλος, 2016)

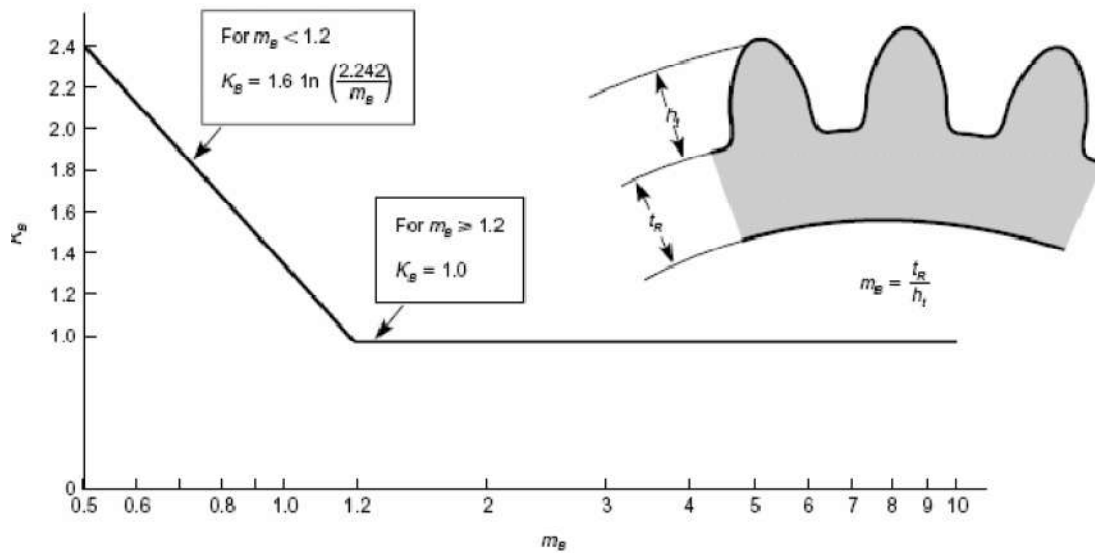
Συντελεστής μεγέθους K_s	
Module	Συντελεστής μεγέθους
≤ 5	1.00
6.00	1.05
8.00	1.15
12.00	1.25
20.00	1.40

Ο συντελεστής διανομής φορτίου K_m επιλέγεται βάση του πίνακα 1.32.

Πίνακας 1.32: Πίνακας επιλογής συντελεστή διανομής φορτίου K_m (Παπαδόπουλος, 2016)

Συντελεστής διανομής φορτίου, K_m				
Ιδιότητες στήριξης και ακρίβειας κατασκευής τροχού	Πλάτος δοντιού, mm			
	Μικρότερο από 50 mm	Από 50 mm έως 150 mm	Από 150 mm έως 225 mm	Μεγαλύτερο από 400
Ακριβείς στήριξεις, μικρές ανοχές στα έδρανα, ελάχιστες παραμορφώσεις, ακριβής κατεργασία κατασκευής	1.3	1.4	1.5	1.8
Λιγότερο ακριβείς στήριξεις, μεγαλύτερες ανοχές στα έδρανα, λιγότερο ακριβής κατεργασία, πλήρης επαφή κατά πλάτος	1.6	1.7	1.8	2.2
Συνδυασμοί ιδιοτήτων στήριξεων και ακρίβειας κατασκευής που δεν δίνουν πλήρη επαφή κατά πλάτος των τροχών	_____ 2.2 ή μεγαλύτερο _____			

Ο συντελεστής πάχους στεφάνης K_B επιλέγεται βάση του διαγράμματος 1.10.



Διάγραμμα 1.10: Διάγραμμα επιλογής συντελεστή πάχους στεφάνης K_B (Παπαδόπουλος, 2016)

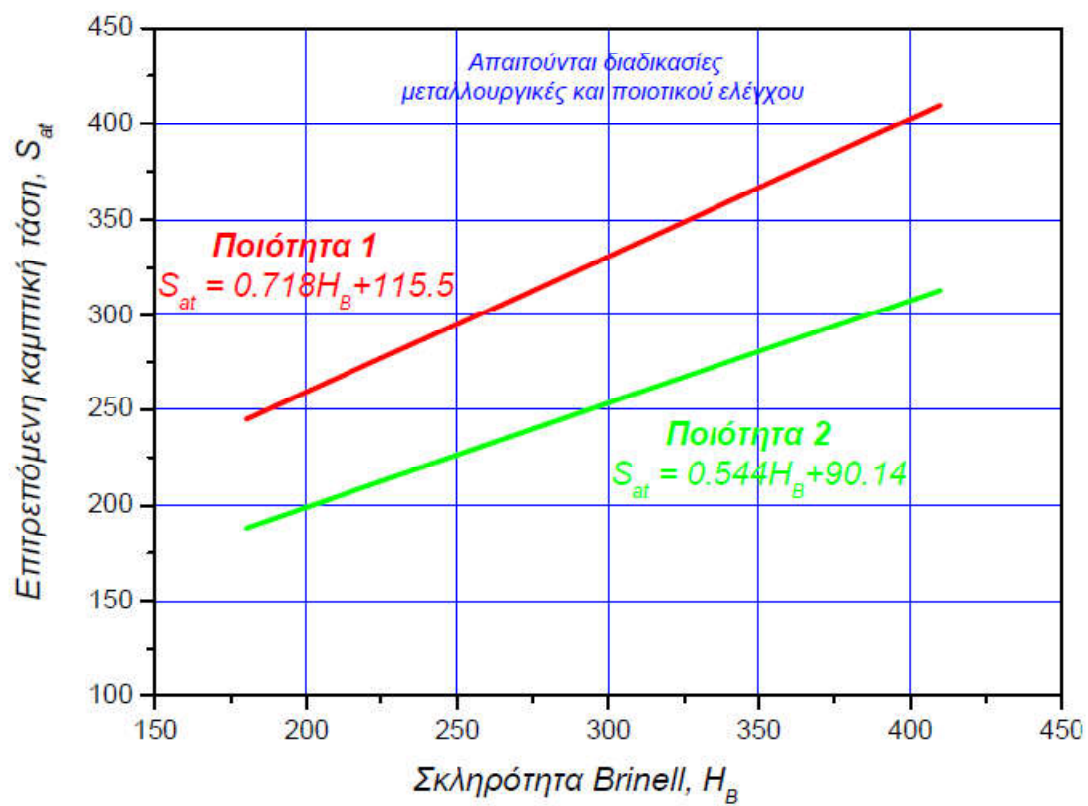
Η επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} επιλέγεται βάση των Πινάκων 1.33, 1.34 και διαγραμμάτων 1.11, 1.12 και 1.13.

Πίνακας 1.33: Επιτρεπόμενη καμπτική τάση για διάφορα υλικά (Παπαδόπουλος, 2016)

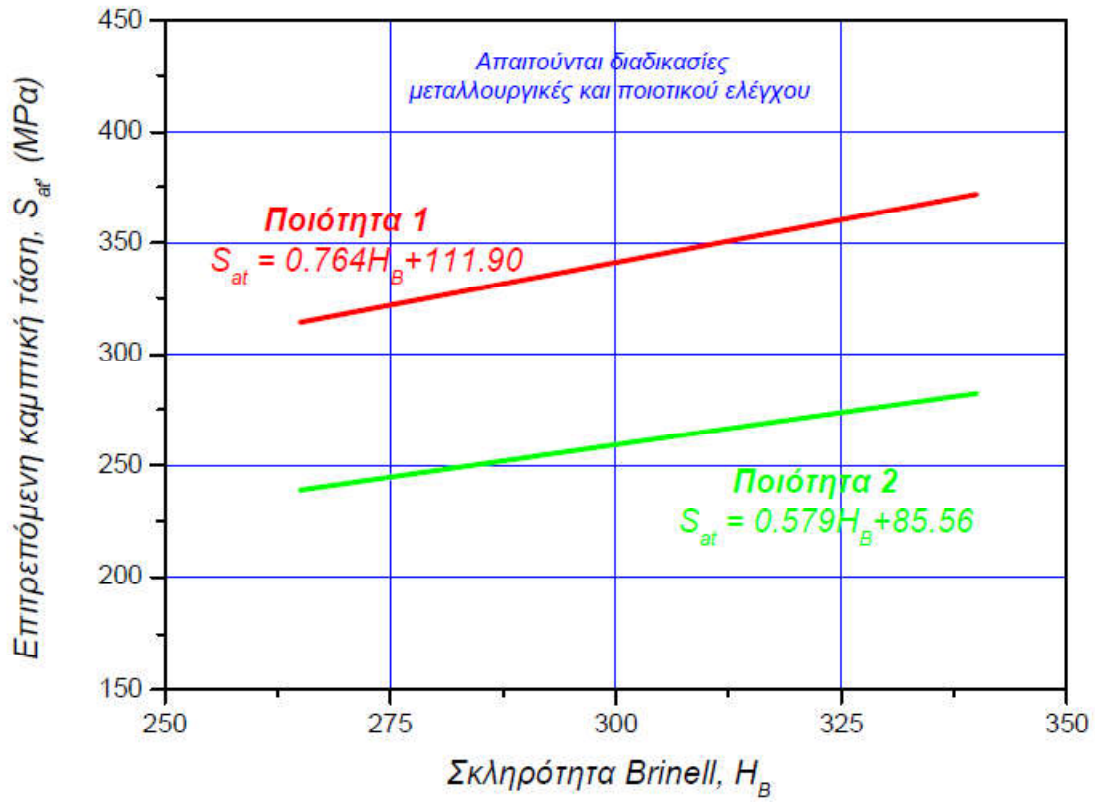
Επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} για χαλύβδινους οδοντωτούς τροχούς				
Υλικό	Θερμική επεξεργασία	Επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} , MPa		
		Ποιότητα 1	Ποιότητα 2	Ποιότητα 3
Χάλυβας	Σκλήρυνση σε βάθος	Σχήμα <i>a</i>	Σχήμα <i>a</i>	----
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή με πατέντα τύπου A	317	387	----
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή με πατέντα τύπου B	155	155	----
	Σκλήρυνση με ενανθράκωση	387	458 ή 493	528
	Εναζώτωση (Χάλυβες με σκλήρυνση σε βάθος)	Σχήμα <i>b</i>	Σχήμα <i>b</i>	----
Nitralloy 135M, Nitralloy N and 2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	Σχήμα <i>c</i>	Σχήμα <i>c</i>	Σχήμα <i>c</i>

Πίνακας 1.34: Επιτρεπόμενη καμπτική τάση για διάφορα υλικά (Παπαδόπουλος, 2016)

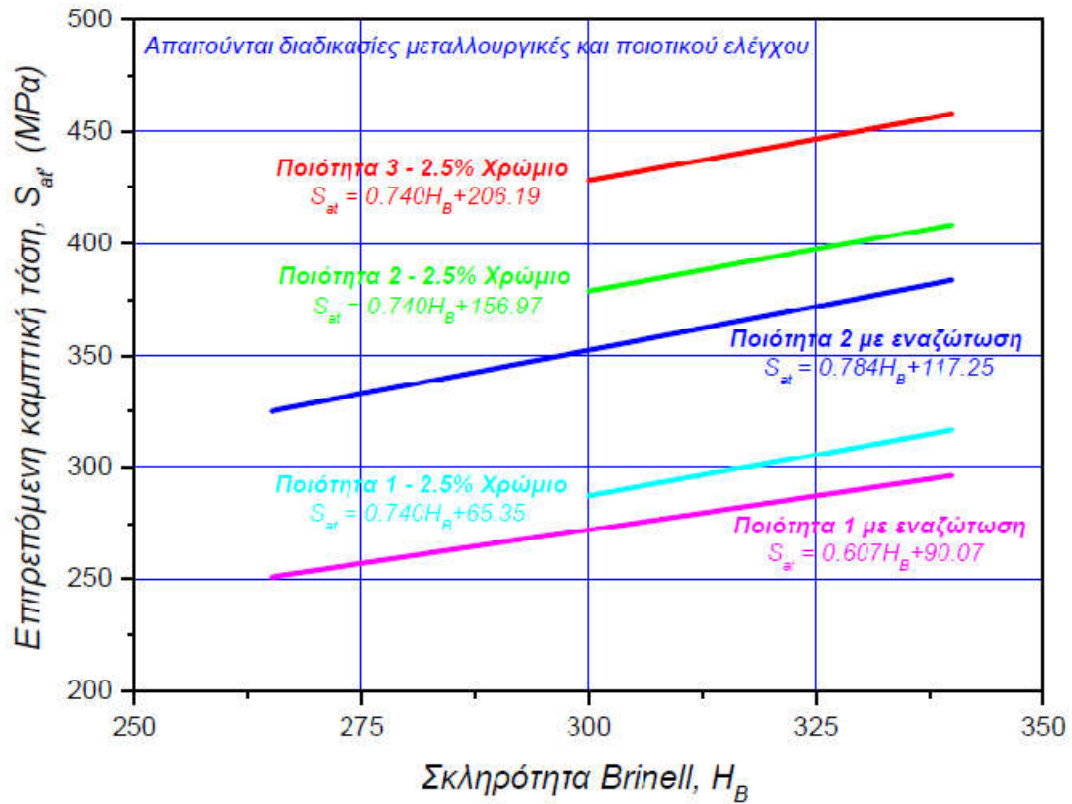
Επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} για οδοντωτούς τροχούς από σίδηρο και μπρούντζο					
Υλικό	Κατηγορία υλικού	Θερμική επεξεργασία	Τυπική ελάχιστη επιφανειακή σκληρότητα	Επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} , MPa	
ASTM A48 φαιός χυτοσίδηρος	Κατηγορία 20	Κατά την χύτευση	----	35	
	Κατηγορία 30		60		
	Κατηγορία 40		92		
ASTM A536 όλκιμος σίδηρος	Ποιότητα 60-40-18	Ανόπτηση	140 HB	155	έως 232
	Ποιότητα 80-55-06	Βαφή και επαναφορά	179 HB	155	έως 232
	Ποιότητα 100-70-03		229 HB	190	έως 282
	Ποιότητα 120-90-02		269 HB	218	έως 310
Μπρούντζος	----	Χύτευση (άμμος)	Ελάχιστη αντοχή εφελκυσμού, 282 MPa	40	
	ASTM B-148 Alloy 945	Βαφή και επαναφορά	Ελάχιστη αντοχή εφελκυσμού, 634 MPa	166	



Διάγραμμα 1.11: Επιτρεπόμενη τάση συναρτήσει της σκληρότητας για διάφορες ποιότητες υλικών (Παπαδόπουλος, 2016)

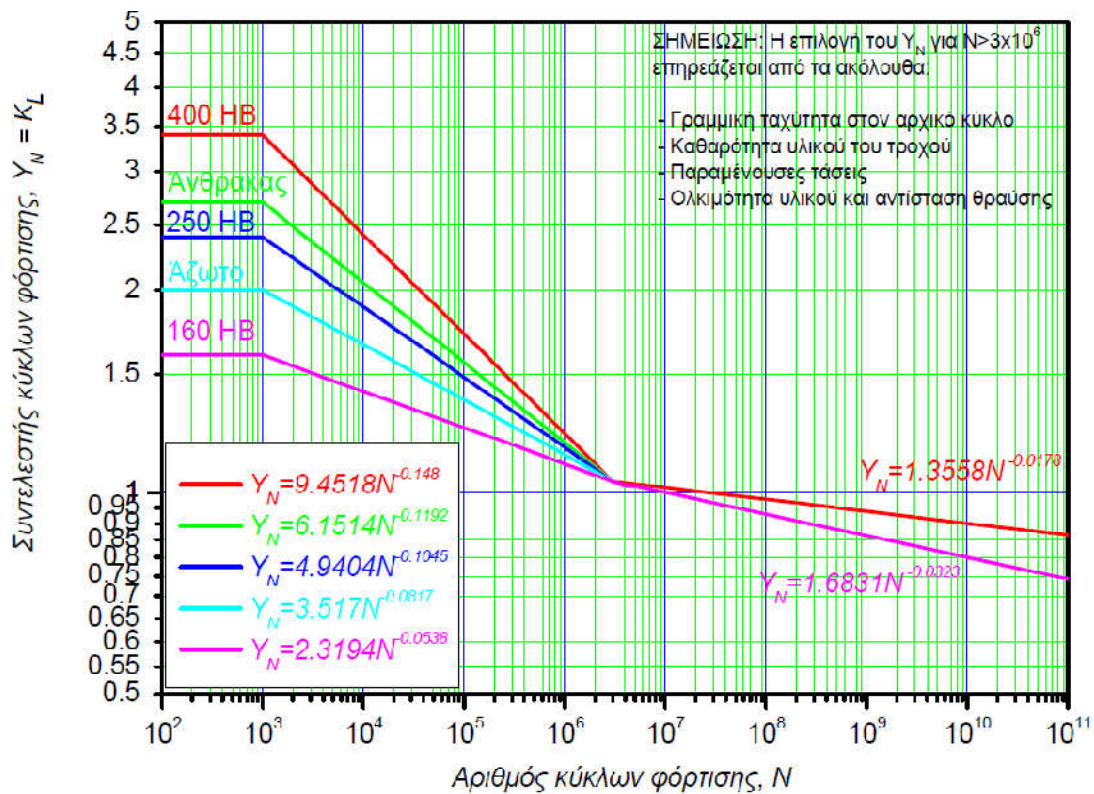


Διάγραμμα 1.12: Επιτρεπόμενη τάση συναρτήσει της σκληρότητας για διάφορες ποιότητες υλικών (Παπαδόπουλος, 2016)



Διάγραμμα 1.13: Επιτρεπόμενη τάση συναρτήσει της σκληρότητας για διάφορες ποιότητες υλικών (Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής διάρκειας ζωής K_L επιλέγεται βάσει το διάγραμμα 1.14.



Διάγραμμα 1.14: Διάγραμμα επιλογής συντελεστή ζωής K_L (Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής ασφαλείας S_f επιλέγεται από τον σχεδιαστή, όπως αναφέρθηκε και στην αρχή του κεφαλαίου και κυμαίνεται συνήθως από 1.5 έως 2.5. Για τον σχεδιασμό του κιβωτίου μας επιλέχθηκε συντελεστής ασφαλείας 1.5 λόγω του ότι απαιτείται ισορροπία ανάμεσα σε αντοχή και βάρος.

Ο συντελεστής θερμοκρασίας K_T είναι ίσως με 1, εάν οι θερμοκρασίες δεν ξεπερνούν τους 120°C. Αν η θερμοκρασία ξεπερνά τους 120°C, ο συντελεστής θερμοκρασίας υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση.

$$K_t = \frac{273+T}{393} \quad (37)$$

Τέλος ο συντελεστής αξιοπιστίας K_R επιλέγεται από τον πίνακα 1.35.

Πίνακας 1.35: Πίνακας επιλογής συντελεστή αξιοπιστίας K_R (Παπαδόπουλος, 2016)

Συντελεστής αξιοπιστίας K_R	
Απαίτηση	K_R
1 αστοχία σε 10000	1.50
1 αστοχία σε 1000	1.25
1 αστοχία σε 100	1.00
1 αστοχία σε 10	0.85
1 αστοχία σε 2	0.70

Βάσει όλων των παραπάνω μπορεί να υπολογισθεί εάν η καμπτική τάση που αναπτύσσεται στους οδοντωτούς τροχούς είναι μικρότερη της επιτρεπόμενης. Τα αποτελέσματα φαίνονται στον πίνακα 1.36.

Πίνακας 1.36: Αποτελέσματα υπολογισμού αντοχής κάμψης ζεύγους οδοντωτών τροχών 36.

Σχεδιασμός σε κάμψη μετωπικών οδοντωτών τροχών κατά AGMA

1st gear					
Δεδομένα κοινά και για τους δύο οδοντωτούς τροχούς					
Σχέση μετάδοσης		i		2.572	
Ισχύς προς μετάδοση		N		91	HP
Γωνία εξελιγμένης module		ϕ m		20 2.5	μοίρες mm
Τύπος οδόντωσης			Τύπος τροχού	κανονική οδόντωση	
Τύπος φορτίου δοντιού			φορτίο δοντιού		
Πλάτος τροχού		b		31	mm
Μεταφερόμενη δύναμη		Ft		7432.574	N
Γραμμική ταχύτητα		Ut		8.994	m/s
Κατηγορία ποιότητας		Qv		11	
Συντελεστής υπερφόρτωσης		Ko		1.4	
Συντελεστής μεγέθους		Ks		1	
Συντελεστής πάχους στεφάνης		Kβ		1	
Συντελεστής ασφαλείας		Sf		1.5	
Συντελεστής διάρκειας ζωής		Kl		1.137	
Συντελεστής θερμοκρασίας		Kt		1	
Συντελεστής αξιοπιστίας		Kr		1	
Δεδομένα διαφορετικά για κάθε οδοντωτό τροχό					
			pinion	Τροχός	
Αριθμός δοντιών		z	14	36	δόντια
Διάμετρος		d	35	90	mm
Στροφές ανά λεπτό		n	4910.485934	1909.209	rpm
Στρεπτική ροπή		Mt	130.0700519	334.540	N*m
Τύπος υλικού		Υλικό	17CrNiMo6	17CrNiMo6	
Ποιότητα υλικού		Ποιότητα	2	2	
Τιμές εισερχόμενες από τον σχεδιαστή βάσει των ανωτέρων δεδομένων					
Επιτρεπόμενη τάση		Sat	1295	1295	MPa
Γεωμετρικός συντελεστής		J	0.25	0.36	
Τιμές υπολογιζόμενες βάσει των ανωτέρω δεδομένων					
Δυναμικός συντελεστής		Ku	1.07	1.07	
Συντελεστής διανομής φορτίου		Km	1.3	1.3	
Αριστερό σκέλος εξίσωσης		στ	747.0552	518.788	Mpa
Δεξιό σκέλος εξίσωσης		Seπ	982.089	982.089	MPa
	Κατάσταση		Ασφαλής	Ασφαλής	

Εφ' όσον έχει εξασφαλισθεί πως το ζεύγος των οδοντωτών τροχών που αποτελούν την πρώτη σχέση του κιβωτίου ταχυτήτων δεν αστοχεί σε κάμψη, σειρά έχει να εξετασθεί η επιφανειακή του αντοχή. Η επιφανειακή αντοχή θα εξετασθεί πάλι με την εμπειρική μέθοδο AGMA.

Για να επιτευχθεί η ασφαλής κατάσταση λειτουργίας θα πρέπει να εξασφαλισθεί πως η ασκούμενη επιφανειακή πίεση, σε κάθε περίπτωση είναι μικρότερη από την επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση.

$$\sigma_c \leq S_{cεπ} \quad (38)$$

Όπου σ_c είναι η επιφανειακή πίεση σε Μρα και $S_{cεπ}$ η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση σε Μρα.

Η επιφανειακή πίεση σ_c υπολογίζεται από την σχέση:

$$\sigma_c = C_p * \sqrt{\frac{F_t}{b*d_1*I} * K_o * K_u * K_s * K_m * C_f} \quad (39)$$

Όπου :

- C_p είναι ο ελαστικός συντελεστής
- F_t η μεταφερόμενη εφαπτομενική δύναμη
- b το πλάτος δοντιού σε επαφή του τροχού μικρότερου πλάτους
- d_1 η αρχική διάμετρος του pinion
- I ο γεωμετρικός συντελεστής αντίστασης σε επιφανειακή φθορά
- K_o ο συντελεστής υπερφόρτισης
- K_u ο δυναμικός συντελεστής
- K_s ο συντελεστής διόρθωσης μεγέθους
- K_m ο συντελεστής διανομής φορτίου
- C_f ο συντελεστής επιφανειακών συνθηκών για αντίσταση σε φθορά

Η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση $S_{cεπ}$ υπολογίζεται από τη σχέση:

$$S_{cεπ} = \frac{S_{ac}*Z_N*C_H}{S_H*K_T*K_R} \quad (40)$$

Όπου :

- S_{ac} είναι η επιτρεπόμενη πίεση επαφής
- Z_N ο συντελεστής διάρκειας ζωής σε επιφανειακή φθορά
- C_H ο συντελεστής λόγω σκληρότητας του υλικού για αντίσταση σε φθορά
- S_H ο συντελεστής ασφαλείας σε επιφανειακή φθορά
- K_T ο συντελεστής θερμοκρασίας
- K_R ο συντελεστής αξιοπιστίας

Υπολογισμός παραμέτρων επιφανειακής πίεσης κατά AGMA

Αρχικά υπολογίζεται η μεταφερόμενη επαπτομενική δύναμη F_t από τη σχέση:

$$F_t = 71620 \frac{2*N}{n_1*d_1} \quad (41)$$

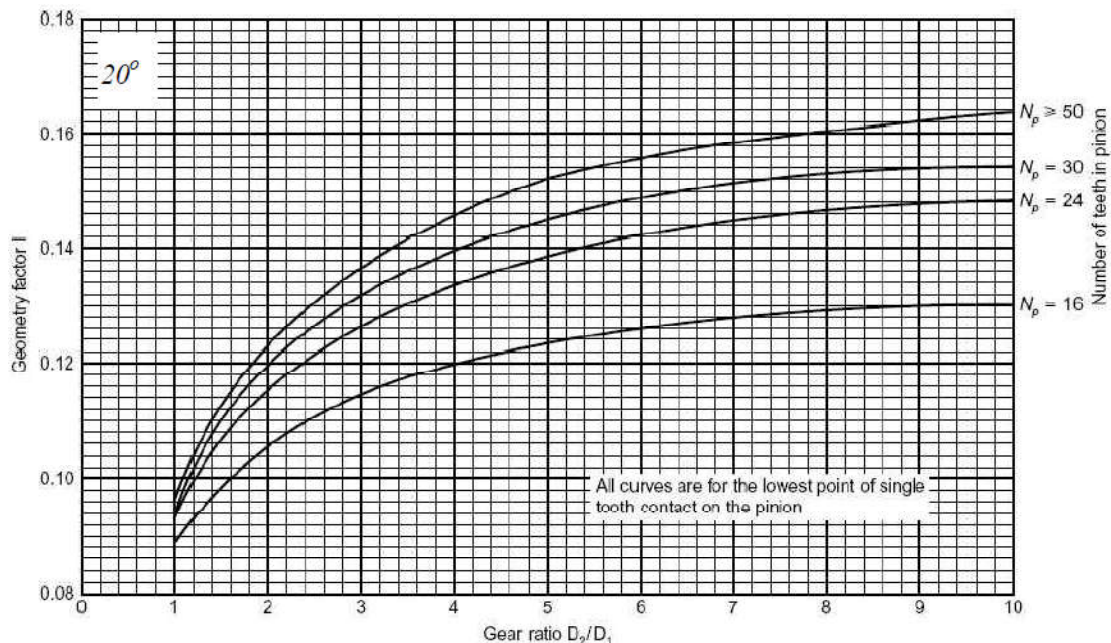
όπου

- N η ισχύς εκφρασμένη σε HP
- n_1 η στροφές του κινητήριου άξονα σε RPM
- d_1 η αρχική διάμετρος του ριπίου σε cm

Το αποτέλεσμα θα είναι εκφρασμένο σε Kp, οπότε πολλαπλασιάζεται με 9,81 για να το μετατραπεί σε N.

Έπειτα χρησιμοποιείται b το πλάτος δοντιού σε mm και d_1 την αρχική διάμετρο σε mm.

Ο γεωμετρικός συντελεστής αντίστασης σε επιφανειακή φθορά I για γωνία εξελιγμένης $\varphi = 20^\circ$ επιλέγεται από το διάγραμμα 1.15.



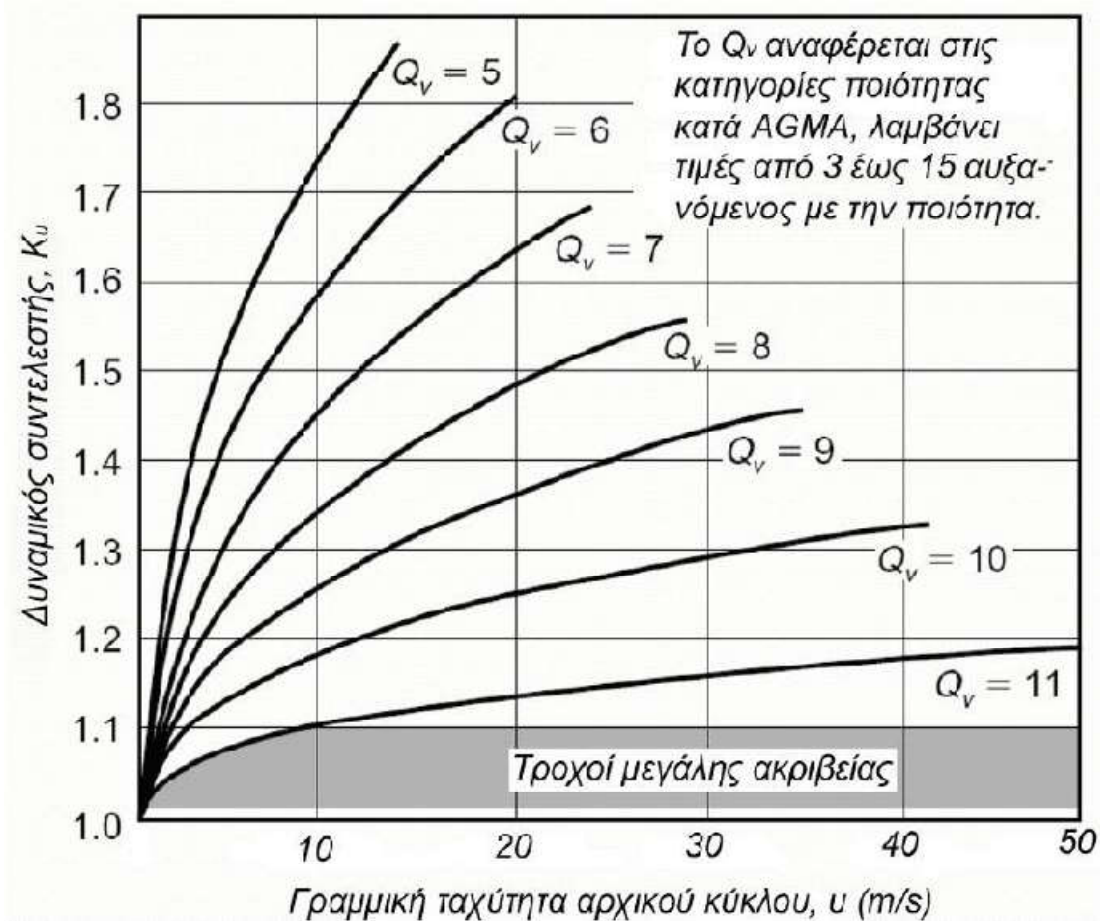
Διάγραμμα 1.15: Διάγραμμα επιλογής γεωμετρικού συντελεστή I (Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής υπερφόρτισης K_o επιλέγεται από τον πίνακα 1.37.

Πίνακας 1.37: Πίνακας επιλογής συντελεστή υπερφόρτισης K_o (Παπαδόπουλος, 2016)

Συντελεστής υπερφόρτισης K_o				
Χαρακτηριστικά κινητήριας μηχανής	Χαρακτηριστικά κινούμενης μηχανής			
	Ομοιόμορφο φορτίο	Ελαφρές κρούσεις	Μέτριες κρούσεις	Ισχυρές κρούσεις
Ομοιόμορφη στρωτή λειτουργία (πχ. ηλεκτροκινητήρες, τουρμπίνες)	1.00	1.25	1.50	1.75
Ελαφρές κρούσεις (πχ. πολυκύλινδρες βενζινομηχανές)	1.20	1.40	1.75	2.25
Μέτριες κρούσεις (πχ. μονοκύλινδρες μηχανές)	1.30	1.70	2.00	2.75

Ο δυναμικός συντελεστής εξαρτώμενος από τη γραμμική ταχύτητα K_u επιλέγεται με την βοήθεια του διαγράμματος 1.16.



Διάγραμμα 1.16: Διάγραμμα επιλογής Δυναμικού συντελεστή, K_u (Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής μεγέθους K_s επιλέγεται βάση του πίνακα 1.38.

Πίνακας 1.38: Πίνακας επιλογής συντελεστή μεγέθους K_s (Παπαδόπουλος, 2016)

Συντελεστής μεγέθους K_s	
Module	Συντελεστής μεγέθους
≤ 5	1.00
6.00	1.05
8.00	1.15
12.00	1.25
20.00	1.40

Ο συντελεστής διανομής μεγέθους K_m επιλέγεται βάση του πίνακα 1.39.

Πίνακας 1.39: Πίνακας επιλογής συντελεστή διανομής φορτίου K_m (Παπαδόπουλος, 2016)

Συντελεστής διανομής φορτίου, K_m				
Ιδιότητες στήριξης και ακρίβειας κατασκευής τροχού	Πλάτος δοντιού, mm			
	Μικρότερο από 50 mm	Από 50 mm έως 150 mm	Από 150 mm έως 225 mm	Μεγαλύτερο από 400
Ακριβείς στήριξεις, μικρές ανοχές στα έδρανα, ελάχιστες παραμορφώσεις, ακριβής κατεργασία κατασκευής	1.3	1.4	1.5	1.8
Λιγότερο ακριβείς στήριξεις, μεγαλύτερες ανοχές στα έδρανα, λιγότερο ακριβής κατεργασία, πλήρης επαφή κατά πλάτος	1.6	1.7	1.8	2.2
Συνδυασμοί ιδιοτήτων στήριξεων και ακρίβειας κατασκευής που δεν δίνουν πλήρη επαφή κατά πλάτος των τροχών	_____ 2.2 ή μεγαλύτερο _____			

Ο συντελεστής C_f επιφανειακών συνθηκών δεν έχει τυποποιηθεί ακόμα από την AGMA, προτείνεται για τις περισσότερες περιπτώσεις $C_f=1$

Ο ελαστικός συντελεστής C_p σε $\sqrt{Mr\alpha}$ υπολογίζεται από τη σχέση:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi^* \left[\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{(1-\nu_g^2)}{E_g} \right]}} \quad (42)$$

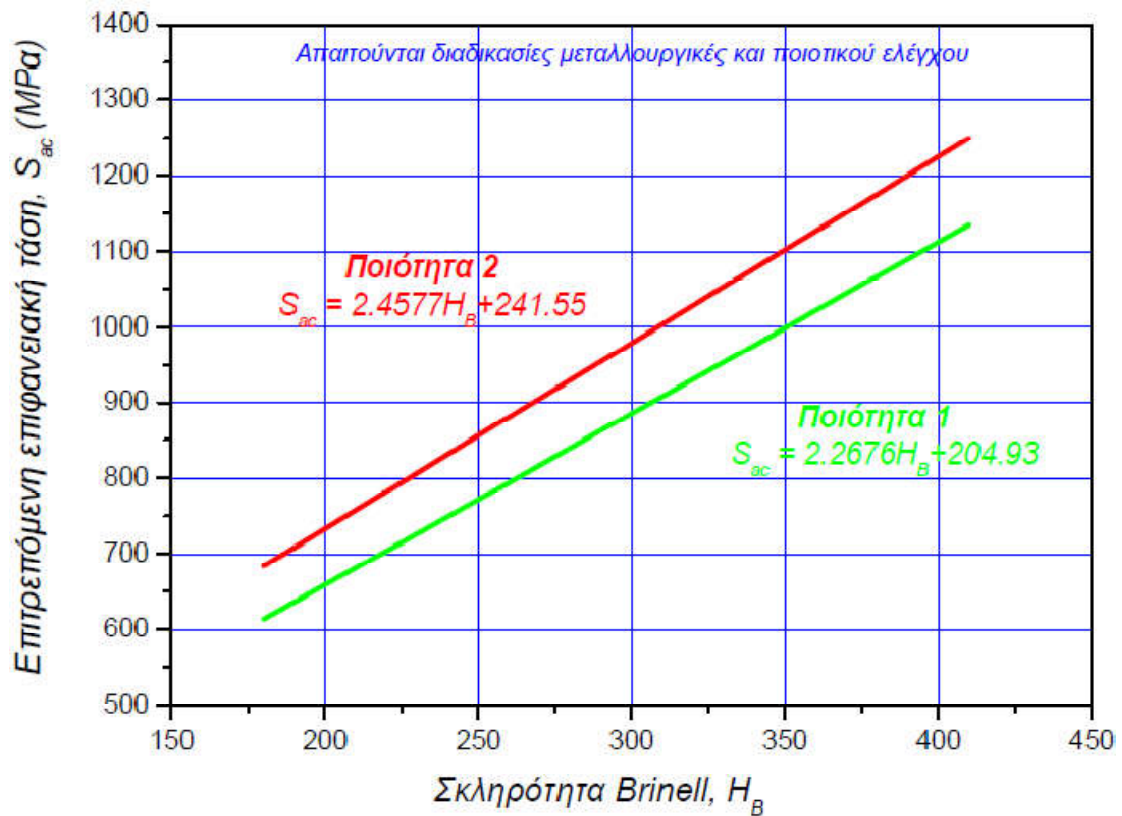
όπου E_p, E_g, ν_p, ν_g είναι τα μέτρα ελαστικότητας και οι λόγοι Poisson του πινιόν και του τροχού αντίστοιχα.

Η επιτρεπόμενη πίεση επαφής επιλέγεται βάση του πίνακα 1.40 και του διαγράμματος 1.17

Πίνακας 1.40: Πίνακας επιλογής επιτρεπόμενης επιφανειακής πίεσης S_{ac} (Παπαδόπουλος, 2016)

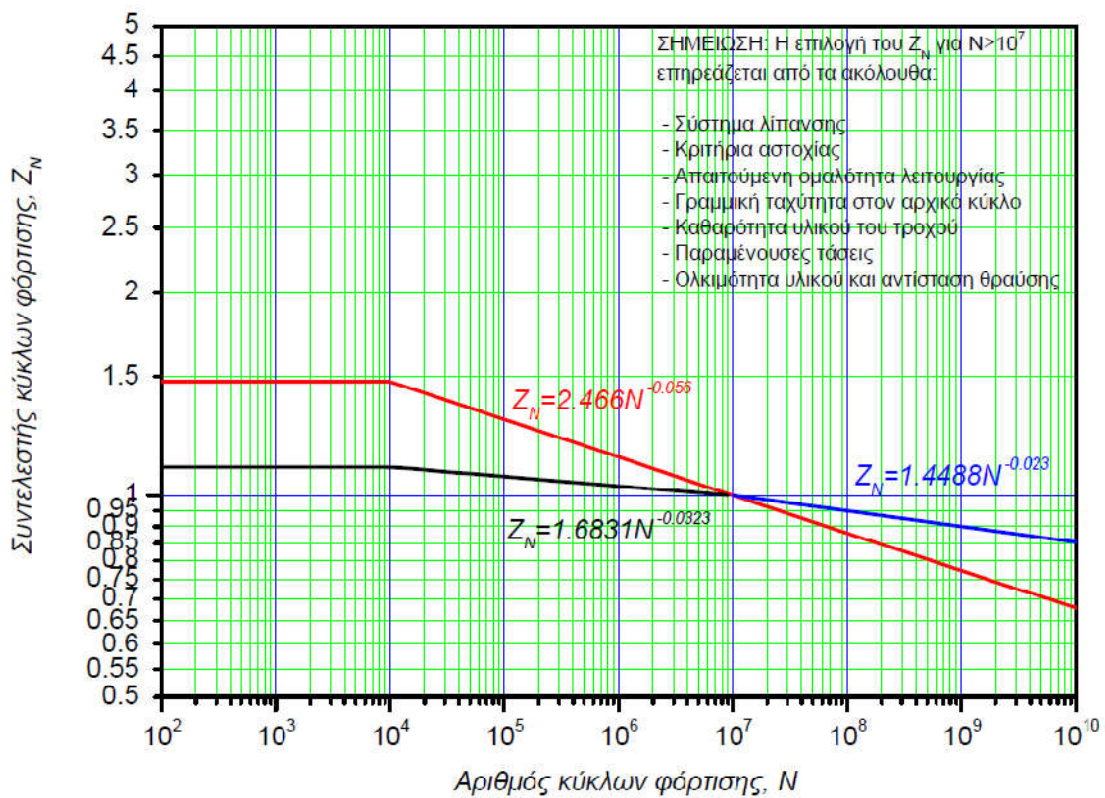
Επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση S_{ac} για χαλύβδινους οδοντωτούς τροχούς				
Υλικό	Θερμική επεξεργασία	Επιτρεπόμενη επιφανειακή τάση S_{ac} , MPa		
		Ποιότητα 1	Ποιότητα 2	Ποιότητα 3
Χάλυβας	Σκλήρυνση σε βάθος	Σχήμα d	Σχήμα d	----
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή	1197	1338	----
		1232	1373	----
	Σκλήρυνση με εναθράκωση	1268	1585	1937
	Εναζώτωση	1056	1148	1232
		1092	1183	1268
2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	1092	1211	1331
Nitralloy 135M	Εναζώτωση	1197	1289	1373
Nitralloy N	Εναζώτωση	1211	1324	1444
2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	1239	1380	1521

Πίνακας 1.40: Πίνακας επιλογής επιτρεπόμενης επιφανειακής πίεσης S_{ac} (Παπαδόπουλος, 2016)



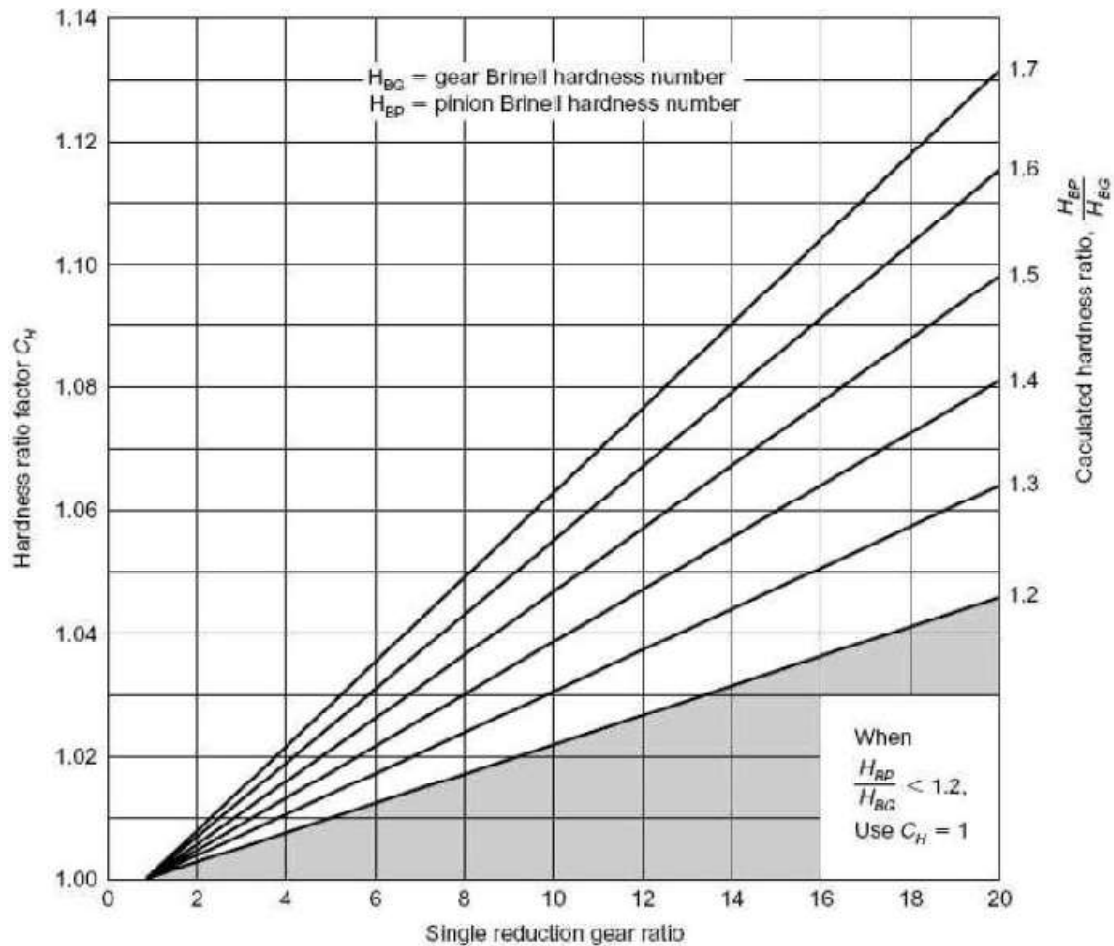
Διάγραμμα 1.17: Επιτρεπόμενη επιφανειακή τάση συναρτήσει της σκληρότητας για διάφορες ποιότητες υλικών. (Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής διάρκειας ζωής επιλέγεται βάση του διαγράμματος 1.18.



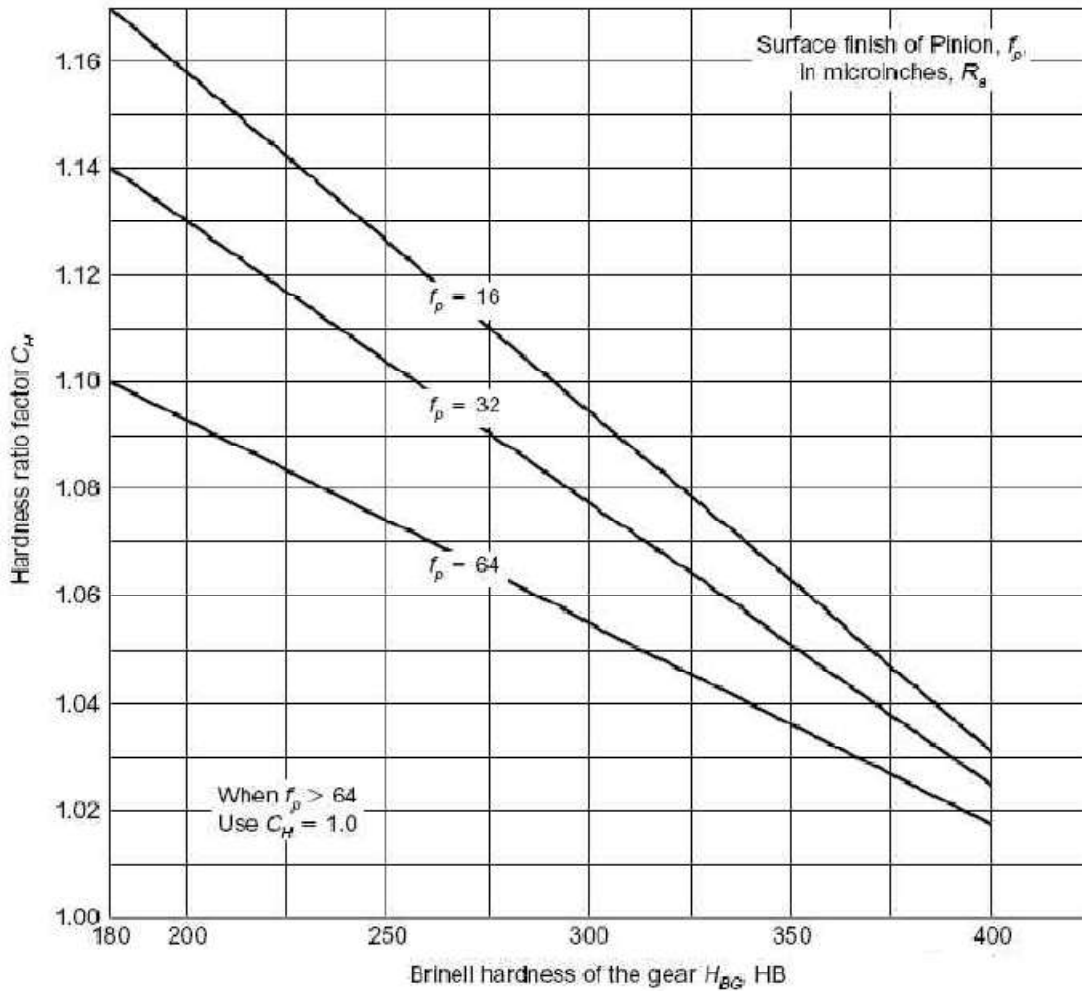
Διάγραμμα 1.18: Διάγραμμα επιλογής συντελεστή διάρκειας ζωής Z_N (Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής λόγου σκληρότητας για αντίσταση σε φθορά επιλέγεται από τα διαγράμματα 1.19 και 1.20.



Συντελεστής C_H λόγου σκληρότητας pinion / τροχού
για χάλυβες με σκλήρυνση σε βάθος

Διάγραμμα 1.19: Διάγραμμα επιλογής συντελεστή λόγου σκληρότητας για αντίσταση σε φθορά (Παπαδόπουλος, 2016)



Συντελεστής C_H λόγου σκληρότητας ριπίου / τροχού
για χάλυβες με επιφανειακή σκλήρυνση

(1)

Διάγραμμα 1.20: Διάγραμμα επιλογής συντελεστή λόγου σκληρότητας για αντίσταση σε φθορά.
(Παπαδόπουλος, 2016)

Ο συντελεστής ασφαλείας σε επιφανειακή φθορά S_H επιλέγεται από τον σχεδιαστή και κυμαίνεται μεταξύ 1,5 και 2,5. Λόγω του ότι απαιτείται ισορροπία μεταξύ αντοχής και βάρους, ο συντελεστής ασφαλείας επιλέχθηκε 1,5.

Ο συντελεστής θερμοκρασίας K_T ισούται με 1 για θερμοκρασίες $T \leq 120^\circ C$

Για μεγαλύτερες θερμοκρασίες υπολογίζεται από την σχέση:

$$K_T = \frac{273 + T}{393} \quad (43)$$

Ο συντελεστής αξιοπιστίας K_R επιλέγεται βάση του πίνακα 1.41.

Πίνακας 1.41: Πίνακας επιλογής συντελεστή αξιοπιστίας K_R (Παπαδόπουλος, 2016)

Συντελεστής αξιοπιστίας K_R	
Απαίτηση	K_R
1 αστοχία σε 10000	1.22
1 αστοχία σε 1000	1.12
1 αστοχία σε 100	1.00
1 αστοχία σε 10	0.92
1 αστοχία σε 2	0.84

Τέλος, εισάγοντας όλα τα δεδομένα, δίνεται να υπολογιστεί από τον πίνακα 1.42, αν η επιφανειακή τάση είναι μικρότερη από την επιτρεπτή.

Παρατηρώντας, ότι στις μελέτες που διεξήχθησαν, το ζεύγος των οδοντωτών τροχών λειτουργεί με ασφάλεια. Για επαλήθευση και πιο ακριβή προσέγγιση θα διεξαχθεί η ίδια μελέτη με την βοήθεια του λογισμικού πακέτου KISSsoft. Επίσης θα γίνει επαλήθευση για την μελέτη σε κάμψη με την χρήση των εξισώσεων Lewis και Buckingham (Παράρτημα Α).

1.10 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ (B)

Στο προηγούμενο κεφάλαιο εξετάστηκε η αντοχή σε κάμψη και σε επιφανειακή πίεση του ζεύγους οδοντωτών τροχών της πρώτης σχέσης μιας και αυτό το ζεύγος θα μεταφέρει τα μεγαλύτερα ποσά ροπής.

Σε αυτό το κεφάλαιο θα επαληθευθούν τα αποτελέσματα της μελέτης με μεγαλύτερη ακρίβεια με την χρήση του λογισμικού KISSsoft. Η KISSsoft AG αναπτύσσει λογισμικά για μηχανολόγους και σχεδιαστές σε ένα ευρύ φάσμα τομέων, από την παραγωγή συστημάτων τελεφερίκ, εργαλεία για τον οικοδομικό εξοπλισμό, συστήματα μετάδοσης κίνησης αγωνιστικών αυτοκινήτων Formula 1 ή τα μικροσκοπικά γρανάζια που χρησιμοποιούνται σε ρόβερ στον Άρη.

Όταν χρησιμοποιείται σύμφωνα με τα παρόντα ισχύοντα πρότυπα (DIN, ISO, AGMA), το λογισμικό αυτό χρησιμεύει ως ένα γρήγορο, υψηλής ποιότητας εργαλείο για τη διαστασιολόγηση στοιχείων μηχανών, την αναθεώρηση των υπολογισμών, τον προσδιορισμό αντοχής, την τεκμηρίωση συντελεστών ασφαλείας και τις παραμέτρους της ζωής του προϊόντος.

Εισαγωγή δεδομένων

Αρχικά εισήχθησαν στο πρόγραμμα τα δεδομένα όπως στην μέθοδο AGMA, στην καρτέλα Basic data. Τα δεδομένα αυτά αφορούν την γεωμετρία των οδοντωτών τροχών, το υλικό κατασκευής τους και τον τρόπο λίπανσης τους (Εικ. 1.11).

Basic data		Reference profile	Tolerances	Rating	Factors			
Geometry								
Normal module	m_n	2.5000	mm					
Pressure angle at normal section	α_n	20.0000	°					
Gear 1		spur gear						
Helix angle at reference circle	β	0.0000	°					
Center distance	a	64.6001	mm					
				Gear 1	Gear 2			
				Number of teeth	z	14	36	
				Facewidth	b	31.0000	31.0000	mm
				Profile shift coefficient	x^*	0.8848	0.0512	
				Quality (AGMA 2000)	Q	16	16	
Material and lubrication								
Gear 1		18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength ≥ 30 HRC						
Gear 2		18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength ≥ 30 HRC						
Lubrication		Oil: Shell Omala S4 WE 320		Completely immersed in oil				

Εικόνα 1.11: Εισαγωγή δεδομένων α

Αφού εισάγουμε το module, τη γωνία εξελιγμένης, τον τύπο των οδοντωτών τροχών, την αξονική απόσταση λειτουργίας, των αριθμό δοντιών, το πλάτος των οδοντωτών τροχών, τους συντελεστές κατατομής, το υλικό κατασκευής και το λιπαντικό, προχωρούμε στην εισαγωγή των δεδομένων που αφορούν το προφίλ των οδοντωτών τροχών και τις ανοχές τους (Εικ.1.12, Εικ. 1.13).

The screenshot shows the 'Reference profile' tab of a software interface. It is divided into two columns for 'Gear 1' and 'Gear 2'. Each column contains a dropdown menu for 'Reference profile gear' (set to '1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C'), a dropdown for 'Only final machining', and a list of coefficients with input fields and adjustment arrows. The coefficients and their values are: Dedendum coefficient (h_{fe}^* = 1.2500), Root radius coefficient (ρ_{fe}^* = 0.2500), Addendum coefficient (h_{fa}^* = 1.0000), Protuberance height coefficient (h_{pfp}^* = 0.0000), Protuberance angle (α_{pfp} = 0.0000 °), Tip form height coefficient (h_{fsp}^* = 0.0000), Ramp angle (α_{re} = 0.0000 °), and Tip alteration (k_{m1} = -0.2400 mm). There is also a checkbox for 'topping tool'.

Εικόνα 1.12: Εισαγωγή δεδομένων β

The screenshot shows the 'Tolerances' tab of the software interface. It is divided into 'Allowances' and 'Settings' sections. The 'Allowances' section has two columns for 'Gear 1' and 'Gear 2'. Each column has a dropdown for 'Tooth thickness tolerance' (set to 'DIN 3967 h25' for Gear 1 and 'DIN 3967 cd25' for Gear 2) and a list of allowances with input fields and adjustment arrows. The allowances and their values are: Tooth thickness allowance (upper/lower) (A_{β} = 0.0000 / -0.0300 mm), Base tangent length allowance (upper/lower) ($A_{\beta n}$ = 0.0000 / -0.0282 mm), Normal backlash (min/max) (j_n = 0.0000 / 0.0282 mm), Circumferential backlash (min/max) (j_t = 0.0000 / 0.0300 mm), Tip diameter allowance (upper/lower) ($A_{\alpha e}$ = 0.0000 / -0.1000 mm), and Root diameter allowance (upper/lower) ($A_{\alpha r}$ = 0.0000 / -0.0824 mm). The 'Settings' section includes: Number of teeth spanned Gear 1 (k_1 = 3), Number of teeth spanned Gear 2 (k_2 = 5), Ball/pin diameter Gear 1 ($D_{\beta 1}$ = 7.0000 mm), and Ball/pin diameter Gear 2 ($D_{\beta 2}$ = 4.5000 mm). The 'Center distance' section includes: Centre distance tolerance (ISO 286:2010 Measure js6) (A_s = 0.0095 / -0.0095 mm) and Centre distance allowance (upper/lower). The 'Tolerance field for tooth form calculation' section includes: Diameter (Mean value) and Tooth thickness (Mean value).

Εικόνα 1.13: Εισαγωγή δεδομένων γ

Σειρά έχει να εισάγουμε τα δεδομένα που αφορούν τις συνθήκες λειτουργίας των οδοντωτών τροχών στην καρτέλα Rating. Εδώ επιλέγεται η μέθοδος υπολογισμού, η ισχύς προς μεταφορά, η ροπή, η ταχύτητα περιστροφής, η απαιτούμενη διάρκεια ζωής, ο συντελεστής υπερφόρτισης και το φάσμα φορτίου λειτουργίας (Εικ. 1.14).

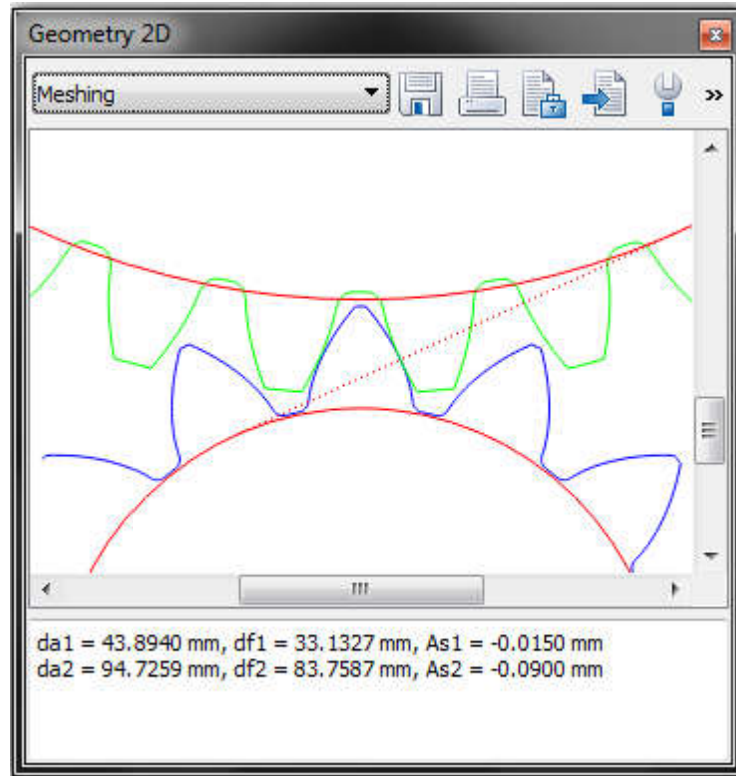
Frequency [%]	Power factor	Speed factor	K_{α}
1	0.000200	1.0000	1.1338
2	0.001600	0.9500	1.1338
3	0.028000	0.8500	1.1338
4	0.272000	0.7250	1.1338
5	2.000000	0.5750	1.1338
6	9.200000	0.4250	1.1338
7	28.000000	0.2750	1.1338
8	60.498200	0.1250	1.1338

Εικόνα 1.14: Εισαγωγή δεδομένων δ

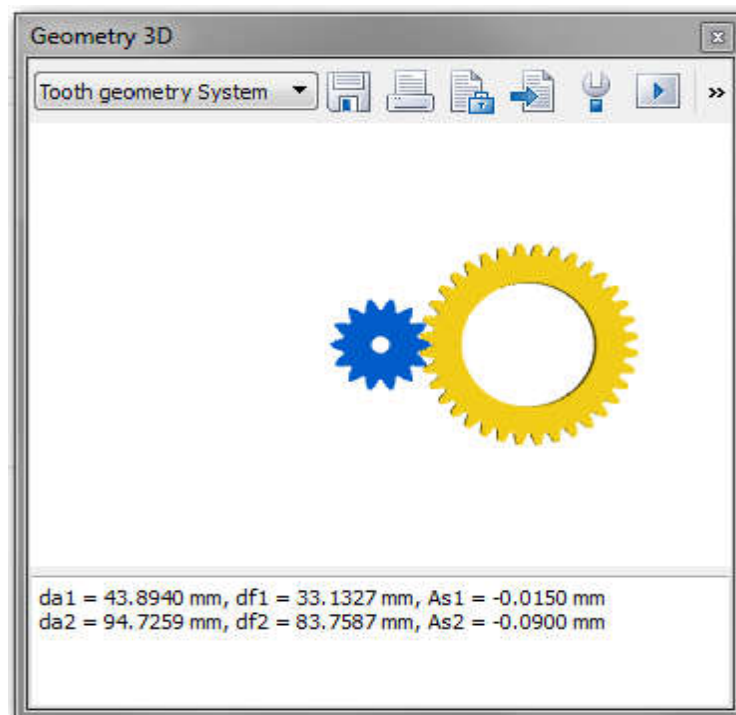
Τέλος στην καρτέλα factors δηλώνονται όλοι οι συντελεστές που αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο (Εικ. 1.15).

Εικόνα 1.15: Εισαγωγή δεδομένων ε

Έχοντας ολοκληρώσει την εισαγωγή δεδομένων πατώντας το πλήκτρο solve το πρόγραμμα επιλύει τις απαραίτητες εξισώσεις και παρέχει γραφικές απεικονίσεις των οδοντωτών τροχών καθώς και μια πλήρη αναφορά των αποτελεσμάτων (Εικ. 1.16, Εικ. 1.17).



Εικόνα 1.16: Γραφική απεικόνιση οδοντωτών τροχών σε δύο διαστάσεις



Εικόνα 1.17: Γραφική απεικόνιση οδοντωτών τροχών σε τρεις διαστάσεις

Στην εικόνα 1.18 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης εν συντομία. Η ανάλυση είναι επιτυχής και το ζεύγος των οδοντωτών τροχών δεν αστοχεί. Η πλήρης αναφορά της ανάλυσης βρίσκεται στο παράρτημα Β.

Results		
Contact ratio (Transverse/Overlap/Total)	1.214 / 0.000 / 1.214	
	Gear 1	gear 2
Actual tip circle (mm)	43.944	94.776
Root safety	3.447	2.765
Flank safety	1.672	1.691

Εικόνα 1.18: Πίνακας αποτελεσμάτων

2. ΤΕΛΙΚΗ ΣΧΕΣΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

2.1 ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΕΛΙΚΗΣ ΣΧΕΣΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

Τελική μείωση (i_f) ονομάζουμε τη μείωση μεταξύ του κιβωτίου ταχυτήτων και του διαφορικού. Η τελική μείωση έχει τον ρόλο να προσαρμόζει τις σχέσεις μετάδοσης του κιβωτίου, που αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, με την τελική ταχύτητα του οχήματος. Στις μοτοσυκλέτες η τελική μείωση είναι ο λόγος δυο αλυσοτροχών, όπου ο κινητήριος αλυσοτροχός εδράζεται στην έξοδο του κιβωτίου ταχυτήτων και ο κινούμενος στον τροχό. Στα αυτοκίνητα, τελική μείωση είναι το επονομαζόμενο «βήμα» του διαφορικού, δηλαδή ο λόγος κορώνας-πινιόν. Στο δικό μας σύστημα η τελική μείωση θα αποτελείται από αλυσίδα και αλυσοτροχούς για ευκολία κατασκευής.

Όσο μεγαλύτερη είναι η τελική μείωση τόσο μεγαλύτερη επιτάχυνση θα έχει το όχημα, όμως θα υστερεί σε τελική ταχύτητα. Αντίθετα εάν η τελική μείωση είναι πολύ μικρή τότε το όχημα θα έχει υψηλή τελική ταχύτητα, ίσως όμως για να ξεκινήσει να χρειάζεται μεγαλύτερα ποσά ροπής από αυτά που μπορεί να προσφέρει ο κινητήρας.

Επίσης θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι η απόσταση μεταξύ κινητήρα και διαφορικού είναι περιορισμένη, οπότε εάν αυξηθεί κατά πολύ η διάμετρος των αλυσοτροχών θα υπάρχει κίνδυνος σε υψηλές ταχύτητες να έχουμε «πέταγμα» της αλυσίδας. Για να αποφευχθεί κάτι τέτοιο γίνεται χρήση τανυστήρα.

2.2 ΣΧΕΔΙΑΣΤΙΚΟΙ ΣΤΟΧΟΙ

Στόχος μας όσον αφορά την τελική μείωση είναι να:

- Επιλεχθεί η κατάλληλη σχέση, έτσι ώστε να προσαρμοστεί η ταχύτητα του κινητήρα επιτυχώς στους τροχούς και να επιτευχθεί ισορροπία μεταξύ τελικής ταχύτητας και επιτάχυνσης.
- Επιλεχθεί η κατάλληλη αλυσίδα έτσι ώστε να μπορεί να μεταφέρει επιτυχώς τη ροπή του κινητήρα στο διαφορικό και συνεπώς στο δρόμο.
- Σχεδιαστούν και κατασκευασθούν κατάλληλοι αλυσοτροχοί, οι οποίοι να μπορούν να παραλάβουν τα απαιτούμενα φορτία χωρίς όμως να ξεπερνούν ένα συγκεκριμένο βάρος.

2.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΕΛΙΚΗΣ ΜΕΙΩΣΗΣ

Η τελική μείωση υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\omega_{\varepsilon} = \frac{i_{\alpha} * i_g * i_f}{R_w} * u_x \quad (44)$$

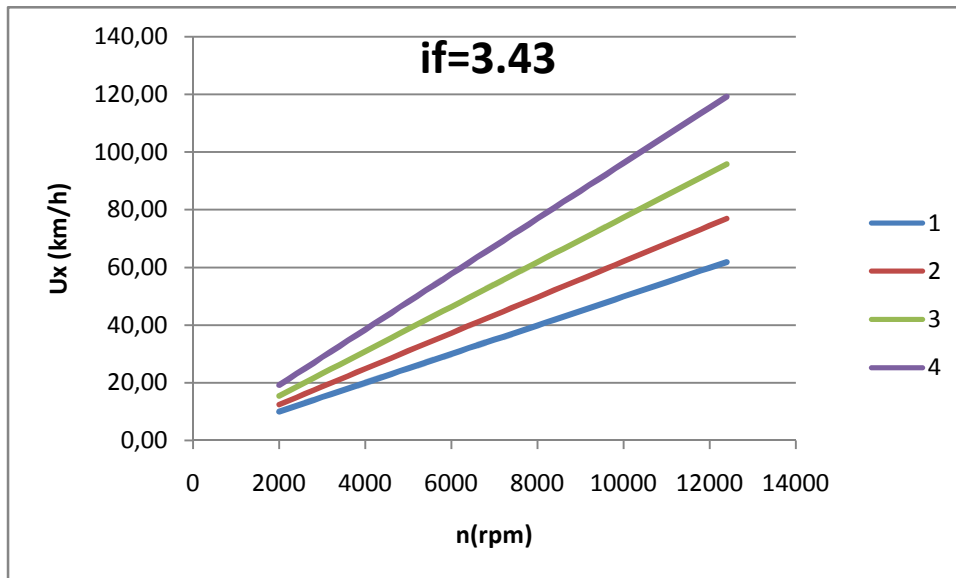
όπου

- ω_{ε} , η περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα
- i_{α} , η αρχική μείωση, η οποία είναι δεδομένη για τον κινητήρα
- i_g , η επιλεγμένη σχέση στο κιβώτιο ταχυτήτων
- i_f , η τελική μείωση
- R_w , η ακτίνα του τροχού
- u_x , η γραμμική ταχύτητα του οχήματος

Εάν επιλυθεί ως προς i_f η σχέση γίνεται:

$$i_f = \frac{\omega_{\varepsilon} * R_w}{i_{\alpha} * i_g * u_x} \quad (45)$$

Γνωρίζοντας λοιπόν την επιθυμητή τελική ταχύτητα του οχήματος για την αντίστοιχη περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα, καταλήγουμε ότι η επιθυμητή τελική μείωση θα είναι $i_f = 3,43$. Στο διάγραμμα 2.1 βλέπουμε τη γραμμική ταχύτητα του μονοθέσιου συναρτήσει της περιστροφικής ταχύτητας του κινητήρα για διάφορες σχέσεις του κιβωτίου.



Διάγραμμα 2.1: Διάγραμμα γραμμικής ταχύτητας συναρτήσει της περιστροφικής

2.4 ΕΠΙΛΟΓΗ ΤΥΠΟΥ ΑΛΥΣΟΤΡΟΧΩΝ/ΑΛΥΣΙΔΑΣ

Αλυσίδα

Για την επιλογή της αλυσίδας θα πρέπει αρχικά να γίνει υπολογισμός των δυνάμεων που θα ασκούνται. Η μοτοσυκλέτα από την οποία πήραμε τον κινητήρα λειτουργούσε με αλυσίδα με κυλινδρίσκους O-ring 530. Θα εξετάσουμε λοιπόν την αντοχή της αλυσίδας σε εφελκυσμό, στατικά και δυναμικά και σε περίπτωση που δε μας ικανοποιεί θα επιλέξουμε άλλου τύπου. Η δύναμη εφελκυσμού, σε N, στην αλυσίδα στατικά ισούται με:

$$F_u = \frac{1000 * P}{u} \quad (48)$$

Και δυναμικά:

$$F_d = F_u * f_1 \quad (49)$$

όπου

- P η προς μεταφορά ισχύς σε KW
- f_1 ο συντελεστής λειτουργίας (πίνακας 2.1)
- u η περιφερειακή ταχύτητα σε m/sec $u = \frac{\pi * d * n}{60}$ (50)
- d η αρχική διάμετρος αλυσοτροχού σε m
- n ο αριθμός στοφών αλυσοτροχού σε RPM

Πίνακας 2.1: Συντελεστής λειτουργίας f_1 αλυσοκίνησης (Παπαδόπουλος, 2016)

	Είδη Κινητήριων Μηχανών		
	Μετάδοση με ηλεκτροκινητήρα	Στρόβιλος. Πολυκυλ. εμβολοφόρ. Μηχανές	Μονοκύλινδρη Εμβολοφόρα μηχανή
Φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούσεις Γεννήτριες, ελαφροί ανελκυστήρες, βοηθητικές κινήσεις Εργαλειομηχανών.	1.00	1.25	1.50
Φόρτιση με μέτριες κρούσεις Γερανοί, βαρείς ανελκυστήρες, κύριες κινήσεις εργαλειομηχανών.	1.25	1.50	1.75
Φόρτιση ελαστών, πρέσες ελασμάτων, ψαλίδια, εμβολοφόροι αντλίες εκσκαφείς.	1.75	2.0	2.25

Οι στροφές για τις οποίες θα εξετάσουμε την αλυσίδα θα είναι οι μέγιστες στις οποίες θα λειτουργεί, ώστε να προσομοιώσουμε το δυσμενέστερο σενάριο. Η ταχύτητα περιστροφής της αλυσίδας θα ισούται με το πηλίκο της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα προς την συνολική σχέση μετάδοσης.

$$\text{Δηλαδή :} \quad n = \frac{12400}{i_\alpha * i_g} = \frac{12400}{1,955 * 1,333} = 4758 \text{ rpm}$$

Η ισχύς για τις εν λόγω στροφές του κινητήρα ισούται με 60KW και η διάμετρος του μικρού αλυσοτροχού d_1 ισούται με 0,081m όπως υπολογίσθηκε παρακάτω από την σχέση (54).

Οπότε έχουμε:

$$u = \frac{\pi * d * n}{60} = \frac{\pi * 0,081 * 4758}{60} = 20,17 \text{ m/s}$$

$$F_u = \frac{1000 * P}{u} = \frac{1000 * 60}{20,17} = 2974,71 \text{ N}$$

$$F_d = F_u * f_1 = 2974,71 * 1,5 = 4462,07 \text{ N}$$

Η F_u είναι η δύναμη εφελκυσμού στην αλυσίδα, που θα προέκυπτε από μία απόλυτα ομοιόμορφη λειτουργία με την ισχύ P . Η F_d είναι η δύναμη εφελκυσμού στην αλυσίδα έχοντας λάβει υπόψη την πραγματική ανομοιόμορφη λειτουργία.

Για ταχύτητες $u > 7 \text{ m/s}$ εμφανίζεται μια, όχι πλέον αμελητέα, φυγόκεντρη δύναμη F_f , που καταπονεί επιπρόσθετα την αλυσίδα. Η δύναμη αυτή εκφρασμένη σε Ν είναι:

$$F_f = q * u^2 \quad (51)$$

Όπου q είναι το βάρος της αλυσίδας ανά μέτρο μήκους σε kg/m όπως φαίνεται στον πίνακα 2.2.

Πίνακας 2.2: Διαστάσεις και τεχνικά στοιχεία αλυσίδων με κυλινδρικούς (Παπαδόπουλος, 2016)

DIN	Αλυσίδες ANSI No	Βήμα t mm	Εσωτερικό Πλάτος, b _i mm	Πείρος d _B mm	Χιτώνιο d _R mm	Ωφέλιμη Διατομή, j mm ²	Αντοχή αλυσίδας σε kP			Βάρος G kg/m
							απλή	διπλή	τριπλή	
8180		6.00	2.80	1.85	4.00	7	300	--	--	0.12
		8.00	3.00	2.30	5.00	10	500	900	--	0.18
		12.70	3.30	3.65	7.75	22	800	--	--	0.40
			4.88	3.65	7.75	28	800	--	--	0.44
		25.40	17.02	8.27	15.88	210	4500	8000	11500	2.70
		31.75	19.56	10.17	19.05	295	5500	10000	14000	3.60
		38.10	25.40	14.63	25.40	554	12000	21500	30000	6.70
		44.45	30.99	15.87	27.94	740	14000	25000	36000	8.30
		50.80	30.99	17.80	29.21	837	18000	32000	45000	10.50
		63.50	38.10	22.87	39.37	1275	27000	48000	68000	16.00
	76.20	45.75	29.22	48.26	2061	40000	70000	100000	25.00	

Οπότε έχουμε:

$$F_f = q * u^2 = 0,95 * 20,17^2 = 386,48 \text{ N}$$

Η συνολική δύναμη που καταπονεί σε εφελκυσμό την αλυσίδα θα είναι τότε:

$$F_{o\lambda} = F_d + F_f = 4462,07 + 386,48 = 4848,55 \text{ N}$$

Επειδή στις τυποποιημένες αλυσίδες προβλέπεται ένα ελάχιστο όριο φορτίου θραύσης F_B (πίνακας 2.3), προσδιορίζεται ο συντελεστής ασφαλείας:

$$\text{Για στατική φόρτιση } S_B = \frac{F_B}{F_u} \geq 7$$

$$\text{Για δυναμική φόρτιση } S_D = \frac{F_B}{F_{o\lambda}} \geq 5$$

Πίνακας 2.3: Διαστάσεις και τεχνικά χαρακτηριστικά αλυσίδων με κυλινδρικούς (Coremoto)

Chain	Pin		Roller		Plate Thickness		Tensile		Wear Life		Weight		Disp.		Standard Connecting Link	Optional Connecting Link
	Dia. (mm)	Length (mm)	Dia. (mm)	Inner (mm)	Outer (mm)	Strength (lbs.) (kN)	Index Std. As 100	100 links (lbs.) (kg)	Street	Dirt	Max cc's	Street	Dirt			
420SRX	3.96	16.80	7.77	1.5	1.5	4,600	20.5	1,200	1.69	0.77	150	150	SKJ	MLJ		
520SRXL	5.24	20.10	10.16	2.0	2.0	8,000	35.6	1,200	3.50	1.59	650	650	MLJ	SKJ,SLJ		
520SRX	5.38	21.50	10.16	2.2	2.2	8,500	37.8	1,200	3.70	1.68	750	750	MLJ	SKJ,SLJ		
525SRX	5.38	23.00	10.20	2.2	2.2	8,800	39.1	1,200	3.91	1.77	900	750	MLJ	SLJ		
530SRX	5.38	25.40	10.20	2.4	2.4	9,400	41.8	1,200	4.80	2.17	1,000	750	MLJ	SLJ		

$$\text{Οπότε έχουμε } S_B = \frac{F_B}{F_u} = \frac{41800}{2974,71} = 14,05 \geq 7$$

$$\text{Και } S_D = \frac{F_B}{F_{o\lambda}} = \frac{41800}{4848,55} = 8,62 \geq 5$$

Ας σημειωθεί ότι τα πραγματικά φορτία θραύσης σε καλής ποιότητας αλυσίδες με κυλινδρικούς βρίσκονται περίπου 30% πιο πάνω από εκείνα της τυποποίησης. Έτσι οι συντελεστές ασφαλείας είναι στην πραγματικότητα υψηλότεροι. Συνεπώς είμαστε ικανοποιημένοι από την επιλογή της αλυσίδας και θα προβούμε σε επιλογή των αλυσοτροχών.

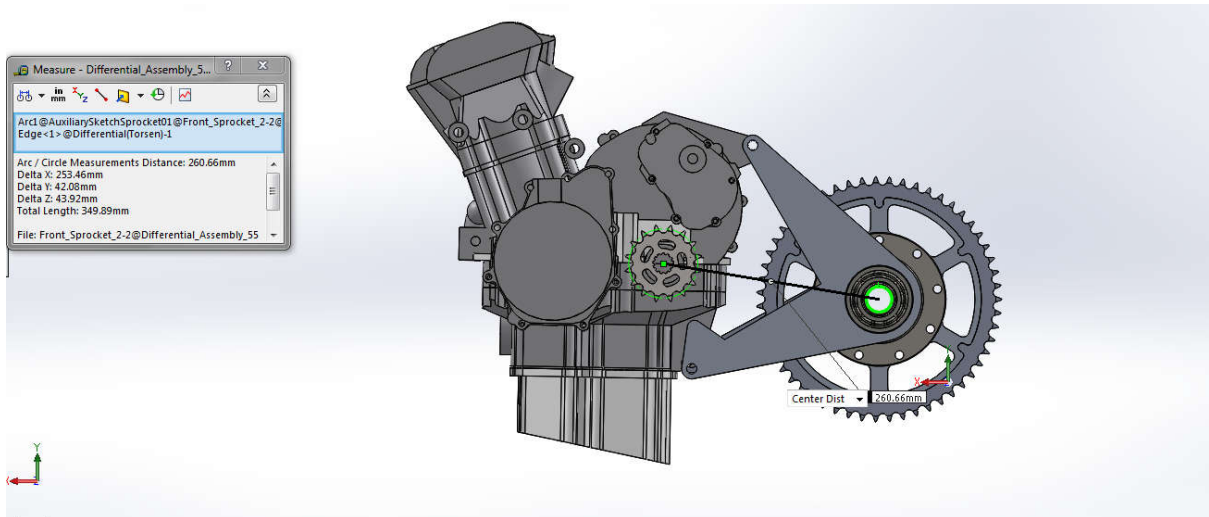
Απόσταση κέντρων

Το μήκος της αλυσίδας υπολογίζεται από την υπάρχουσα απόσταση κέντρων. Η απόσταση των κέντρων μπορεί να είναι σταθερή ή προσαρμόσιμη. Στη δική μας περίπτωση, η απόσταση είναι σταθερή και καθορίζεται απ' την απόσταση του κινητήρα με το διαφορικό που επιθυμούσαμε να κρατήσουμε την ελάχιστη. Εμπειρικά έχει αποδειχθεί πως τα κέντρα των δύο αλυσοτροχών θα πρέπει να απέχουν μεταξύ τους απόσταση ίση με 30 έως 50 φορές το βήμα της αλυσίδας που χρησιμοποιείται.

Πρέπει να διασφαλίζεται ότι η γωνία τύλιξης στο μικρό αλυσοτροχό είναι τουλάχιστον 120° , έτσι ώστε τουλάχιστον το ένα τρίτο των οδόντων να έχει εμπλακεί με την αλυσίδα. Η γωνία τύλιξης είναι πάντα 120° ή μεγαλύτερη για σχέσεις 3:1 ή μικρότερες. Η ίδια γωνία τύλιξης μπορεί να επιτευχθεί και σε μεγαλύτερες σχέσεις μετάδοσης αν επιλεγεί απόσταση κέντρων μεγαλύτερη από τη διαφορά των εξωτερικών διαμέτρων των δύο αλυσοτροχών.

Η απόσταση των κέντρων δεν θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη από 80 φορές το βήμα της αλυσίδας που χρησιμοποιείται. Πολύ μεγάλη απόσταση κέντρων έχει σαν αποτέλεσμα υπερβολική χαλάρωση της αλυσίδας αν η αλυσίδα δεν υποστηρίζεται από οδηγούς και εντατήρες.

Η αλυσίδα που επιλέξαμε στην προηγούμενη ενότητα, έχει βήμα $t = 15,875\text{mm}$. Συνεπώς η απόσταση των κέντρων των αλυσοτροχών θα πρέπει να κυμαίνεται μεταξύ 476,25mm και 793,71mm. Λόγω του ότι ο χώρος στο μονοθέσιο είναι περιορισμένος η απόσταση των κέντρων είναι 260,66mm (Εικ.2.1), θα χρησιμοποιήσουμε εντατήρα αλυσίδας για να αυξήσουμε το τόξο τύλιξης.



Εικόνα 2.1: Απόσταση κέντρων αλυσοτροχών.

Μήκος αλυσίδας

Ο αριθμός των μελών της αλυσίδας κατά DIN 8195 προσδιορίζεται από την σχέση :

$$X = 2 * \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 * \pi} \right)^2 * \frac{p}{a} \quad (52)$$

Όπου : X , ο αριθμός μελών της αλυσίδας

a , η απόσταση αξόνων

p , το βήμα της αλυσίδας σε mm

z_1, z_2 , ο αριθμός δοντιών των αλυσοτροχών

Έτσι έχουμε :

$$X = 2 * \frac{260,66}{15,875} + \frac{16 + 55}{2} + \left(\frac{55 - 16}{2 * \pi} \right)^2 * \frac{15,875}{260,66}$$

$$X = 69$$

Το μήκος της αλυσίδας υπολογίζεται από την σχέση:

$$l = p * X \quad (53)$$

Όπου : l , το μήκος της αλυσίδας σε mm

p , το βήμα της αλυσίδας σε mm

X , ο αριθμός μελών της αλυσίδας

Οπότε έχουμε :

$$l = p * X = 15,875 * 69 = 1095,375 \text{ mm}$$

Αλυσοτροχοί

Η δομή των αλυσοτροχών είναι βασικά η ίδια για όλα τα είδη των αλυσίδων. Μόνο η οδόντωση είναι διαφορετική και προσαρμοσμένη κάθε φορά στο αντίστοιχο είδος αλυσίδας.

Η οδόντωση των αλυσοτροχών πρέπει να είναι κατασκευασμένη με τέτοιο τρόπο, ώστε η αλυσίδα να εμπλέκεται σχεδόν χωρίς τριβή. Η επιμήκυνση που εμφανίζεται στην αλυσίδα κατά τη λειτουργία, η οποία δεν πρέπει να ξεπερνάει το 3%, πρέπει να λαμβάνεται υπόψη για να εξασφαλίζεται στο σύστημα μετάδοσης της κίνησης ήρεμη λειτουργία, διάρκεια ζωής και ασφάλεια.

Η θεωρητική τελική μείωση που υπολογίσαμε ισούται με $i_f = 3,43$. Ο πραγματικός λόγος αριθμού δοντιών ισούται με $\frac{55}{16}$. Δηλαδή το πινιόν που εδράζεται στην έξοδο του κιβωτίου θα έχει 16 δόντια (Εικ.2.2) ενώ ο κινούμενος αλυσοτροχός που εδράζεται στο διαφορικό θα έχει 55 δόντια (Εικ.2.5). Η διάμετρος των αλυσοτροχών ορίζεται από την σχέση:

$$d = \frac{z*t}{\pi} \quad (54)$$

όπου

- d η εξωτερική διάμετρος του αλυσοτροχού σε mm
- z ο αριθμός των δοντιών του αλυσοτροχού
- t το βήμα της αλυσίδας

Έτσι έχουμε για τον μικρό αλυσοτροχό

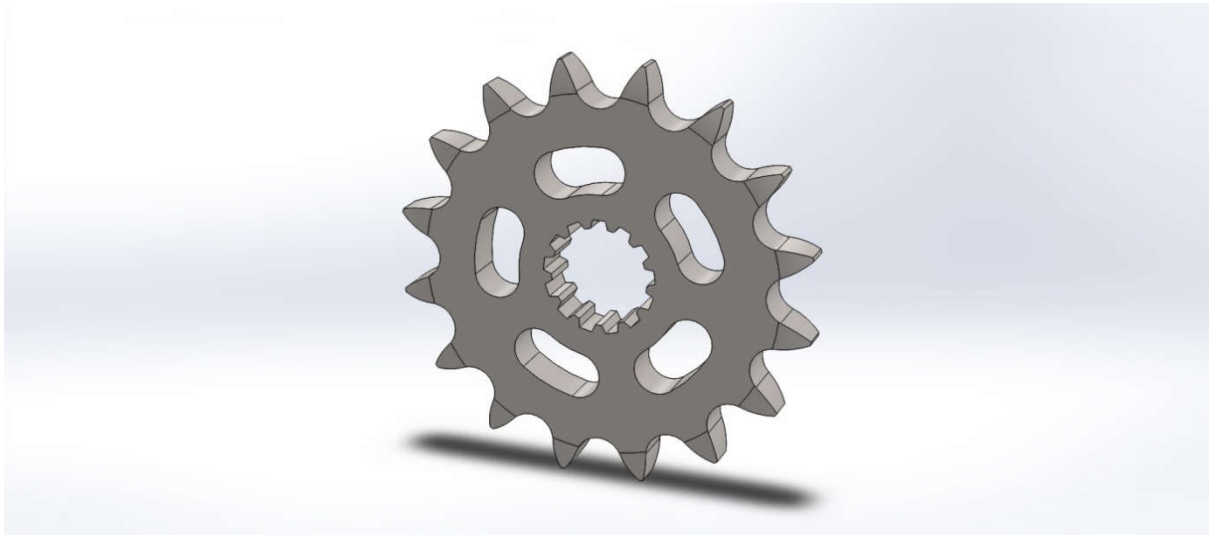
$$d_1 = \frac{z_1 * t}{\pi} = \frac{16 * 15,875}{3,14} = 80,85 \text{ mm}$$

Και αντίστοιχα για τον μεγάλο αλυστροχό

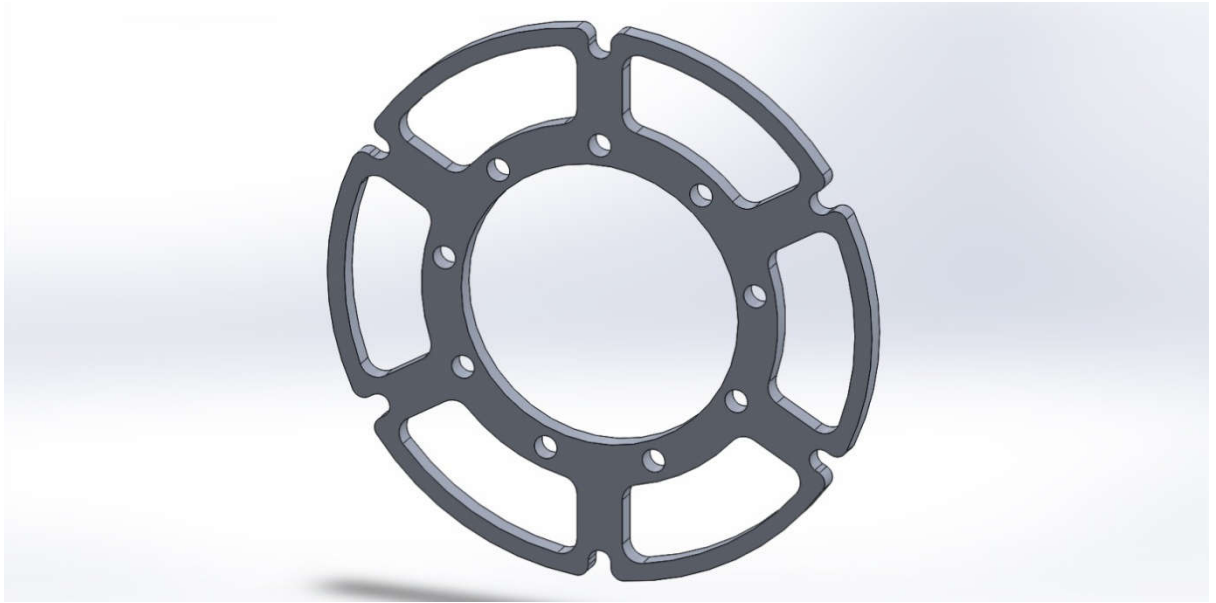
$$d_2 = \frac{z_2 * t}{\pi} = \frac{36 * 15,875}{3,14} = 277,92 \text{ mm}$$

Τα συνηθέστερα υλικά κατασκευής αλυστροχών είναι ο χάλυβας και το αλουμίνιο. Οι αλουμινένιοι αλυστροχοί είναι ελαφριοί αλλά φθείρονται γρήγορα ενώ οι χαλύβδινοι είναι ανθεκτικοί αλλά βαριοί. Τον τελευταίο καιρό όμως οι περισσότεροι αλουμινένιοι αλυστροχοί είναι ανωδιόμενοι, πράγμα που αυξάνει δραματικά τη διάρκεια ζωής τους και αντίστοιχα έχουν δημιουργηθεί νέα υπέρ ελαφριά κράματα του χάλυβα με υψηλή αντοχή και βάρος λίγο μεγαλύτερο από του αλουμινίου.

Παράλληλα όμως έχει δημιουργηθεί ένας νέος τύπος αλυστροχών, ο οποίος δε συμβιβάζεται μεταξύ του βάρους και των μηχανικών ιδιοτήτων. Οι αλυστροχοί αυτοί αποτελούνται από δύο ξεχωριστά τμήματα. Έχουν χαλύβδινη στεφάνη (Εικ.2.4), καθώς αυτή μεταφέρει το μεγαλύτερο φορτίο και συνεπώς χρειάζεται υψηλή αντοχή ενώ ο υπόλοιπος αλυστροχός είναι κατασκευασμένος από αλουμίνιο για εξοικονόμηση βάρους (Εικ.2.3). Τα δύο αυτά κομμάτια ενώνονται μόνιμα με κατάλληλη θερμική επεξεργασία και άσκηση πίεσης.



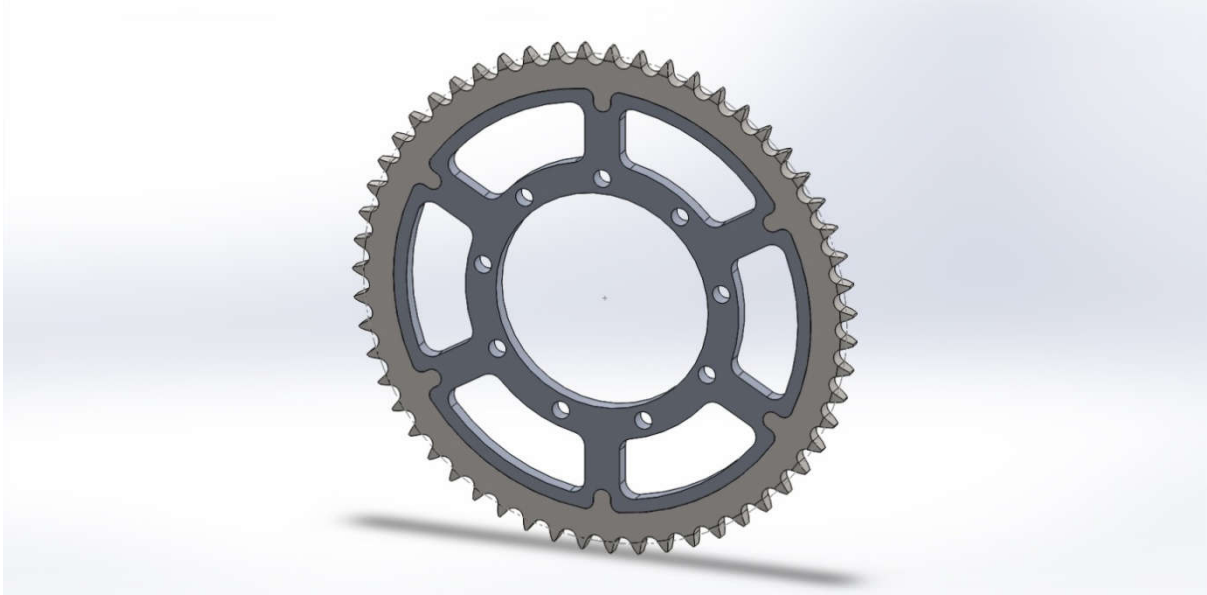
Εικόνα 2.2: Κινητήριος αλυστροχός 16 δοντιών.



Εικόνα 2.3: Αλουμινένιο κέντρο κινούμενου αλυσοτροχού.



Εικόνα 2.4: Χαλύβδινη στεφάνη κινούμενου αλυσοτροχού

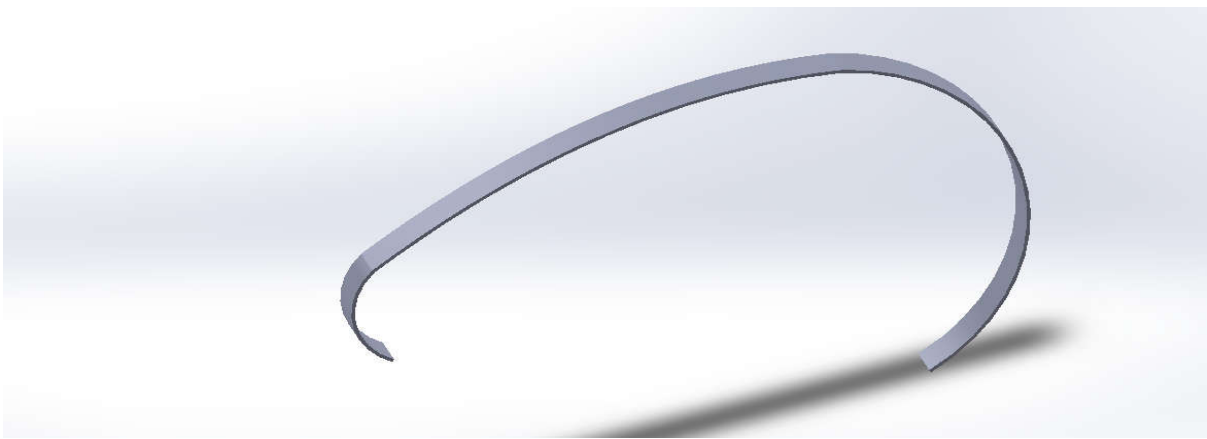


Εικόνα 2.5: Κινούμενος αλυσοτροχός 55 δοντιών.

Ασπίδα διασποράς

Σύμφωνα με τους κανονισμούς του διαγωνισμού όλα τα εκτεθειμένα μέλη του συστήματος μετάδοσης κίνησης, όπως συνεχώς μεταβαλλόμενη σχέση μετάδοσης (CVTs), αλυσοτροχοί, αλυσίδες, γρανάζια, τροχαλίες, συμπλέκτες πρέπει να είναι εφοδιασμένα με μία ασπίδα διασποράς (Εικ.2.6) για την αποφυγή ατυχήματος σε περίπτωση αστοχίας.

Απαγορεύεται να χρησιμοποιηθεί διάτρητο υλικό για την κατασκευή ασπίδας διασποράς. Η ασπίδα διασποράς της αλυσοκίνησης πρέπει να είναι κατασκευασμένη αποκλειστικά από χάλυβα πάχους 2,66mm και το ελάχιστο πλάτος της να είναι τριπλάσιο του πλάτους της αλυσίδας. Η ασπίδα πρέπει να είναι ευθυγραμμισμένη με το κέντρο της αλυσίδας και να παραμένει έτσι κάτω από οποιαδήποτε συνθήκη.



Εικόνα 2.7: Ασπίδα διασποράς

3. ΔΙΑΦΟΡΙΚΟ

3.1 ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΔΙΑΦΟΡΙΚΩΝ

Το διαφορικό είναι ο μηχανισμός που σκοπό έχει να επιτρέπει στους δύο κινητήριους τροχούς στα προσθιοκίνητα ή οπισθιοκίνητα οχήματα, ή στους δύο άξονες μετάδοσης στα τετρακίνητα να περιστρέφονται με διαφορετικές γωνιακές ταχύτητες και να κατανέμει τη ροπή στρέψης, ανάλογα με τον συντελεστή πρόσφυσης στους κινητήριους τροχούς, είτε μεγεθύνοντας είτε ελαχιστοποιώντας την.

Για να μπορεί να στρίψει ένα όχημα, οι τροχοί που βρίσκονται στην εξωτερική πλευρά της καμπύλης διανύουν μεγαλύτερη απόσταση από τους τροχούς που βρίσκονται στην εσωτερική πλευρά. Άρα οι εξωτερικοί τροχοί θα πρέπει να στρέφονται ταχύτερα από τους εσωτερικούς, ώστε να μπορούν να ακολουθήσουν τη γεωμετρική μορφή της οδού. Στην περίπτωση που και οι εξωτερικοί και οι εσωτερικοί τροχοί στρέφονταν από τον κινητήρα με την ίδια ταχύτητα, τότε το όχημα δε θα μπορούσε να διαγράψει καμπύλη τροχιά χωρίς σημαντικές τριβές στα ελαστικά του. Οι τριβές αυτές θα εκδηλώνονταν ως τάση του οχήματος να «υπακούσει» στις στροφές που παίρνουν οι τροχοί του να κινηθεί ευθεία και όχι να διαγράψει καμπύλη τροχιά.

Όταν τώρα το όχημα κινείται στην ευθεία και κάποιος από τους κινητήριους τροχούς συναντήσει μια ανωμαλία του οδοστρώματος, π.χ. ένα σαμαράκι ή μια λακκούβα, θα υπάρξει και σε αυτή τη περίπτωση πρόβλημα, καθώς δε θα υπάρχει δυνατότητα να διαφοροποιήσει τις στροφές του από τον άλλο τροχό και ολόκληρο το όχημα θα υποστεί μια αποσταθεροποιητική φόρτιση (τράνταγμα) η οποία θα εκδηλωθεί ως τάση εκτροπής του οχήματος.

Τα προβλήματα αυτά αντιμετωπίζονται με τη χρήση του διαφορικού, το οποίο μπορεί να αλλάξει το ποσοστό ισχύος που λαμβάνει ο κάθε τροχός ενός άξονα, αλλά και να μπορεί να περιστρέψει τους κινητήριους τροχούς με διαφορετική γωνιακή ταχύτητα λαμβάνοντας υπόψη την απόσταση που κάθε τροχός πρέπει να διανύσει. Το μέγεθος της μεταφερόμενης ροπής στρέψης καθορίζεται από εκείνον τον τροχό, ο οποίος έχει τη μικρότερη πρόσφυση στο οδόστρωμα.

Θα μπορούσε να διατυπωθεί η έκφραση πως ο διαφορικός μηχανισμός είναι ο μηχανισμός που «λαμβάνει πληροφορίες» ανάλογα με την επαφή καθενός κινητήριου τροχού με το οδόστρωμα και σύμφωνα με αυτές τις πληροφορίες διαμοιράζει την ισχύ ή τη ροπή του κινητήρα στους άξονες των τροχών.

3.2 ΣΚΟΠΟΣ ΔΙΑΦΟΡΙΚΟΥ

Σκοπός του διαφορικού λοιπόν είναι να:

- Μεταφέρει τη ροπή του κινητήρα στους τροχούς.
Ο κινητήρας παράγει ροπή, η οποία μεταφέρεται στο κιβώτιο ταχυτήτων. Σκοπός του διαφορικού είναι να παραλάβει αυτήν την ροπή και να τη διαμοιράσει στα ημιαξόνια, είναι δηλαδή ο συνδετικός κρίκος ανάμεσα στον κινητήρα και τους τροχούς.

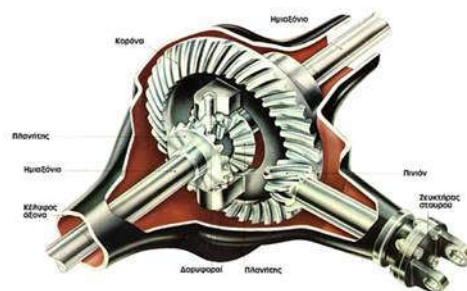
- Λειτουργεί ως η τελευταία σχέση υποπολλαπλασιασμού πριν τους τροχούς.
Στα συμβατικά οχήματα το διαφορικό είναι η τελική μείωση του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Αυτή η μείωση προκύπτει διαιρώντας τον αριθμό δοντιών της κορώνας ως προς του πινιόν. Αυτό είναι το λεγόμενο «βήμα» του διαφορικού.

- Επιτρέπει στους κινητήριους τροχούς να κινούνται με διαφορετικές ταχύτητες.
Όπως προαναφέρθηκε στην αρχή του κεφαλαίου, ο βασικός λόγος χρήσης του διαφορικού είναι η ανάγκη περιστροφής σε διαφορετικές ταχύτητες των κινητήριων τροχών. Αυτό οδηγεί σε αισθητά καλύτερη οδηγική συμπεριφορά, μείωση φθοράς ελαστικών κ.ά.

3.3 ΜΕΡΗ ΔΙΑΦΟΡΙΚΟΥ

Τα βασικά μέρη που αποτελούν ένα διαφορικό είναι τα εξής (Εικ.3.1):

- 1. Κεντρικός άξονας – Άτρακτος:** Από τον άξονα αυτόν η κίνηση μεταδίδεται στο πινιόν του διαφορικού.
- 2. Πινιόν:** Είναι ένας κωνικός οδοντωτός τροχός μέσω του οποίου η κίνηση μεταδίδεται από το κεντρικό άξονα στο διαφορικό.
- 3. Κορώνα:** Είναι μια κωνική οδοντωτή στεφάνη, η οποία μαζί με το πινιόν, αποτελούν το ζεύγος της γωνιακής μετάδοσης και αλλάζουν τη διεύθυνση της κίνησης κατά 90° , από την κεντρική άτρακτο στα ημιαξόνια.
- 4. Θήκη πλανητικού μηχανισμού – φορέας δορυφόρων:** Είναι στερεωμένη πάνω στην κορώνα και περιστρέφεται μαζί με αυτή και φέρει τον κυρίως πλανητικό μηχανισμό.
- 5. Άξονας δορυφόρων.**
- 6. Πλανήτες:** Είναι δυο κωνικοί οδοντωτοί τροχοί, οι οποίοι πάντοτε έχουν ευθύγραμμα κωνικά δόντια, λίγο μεγαλύτεροι από τους δορυφόρους. Είναι στερεωμένοι μέσα στη θήκη του διαφορικού και μπλεγμένοι μόνιμα με τους δορυφόρους. Ο άξονας τους συμπίπτει με τον άξονα περιστροφής των ημιαξονίων. Με τους πλανήτες συνδέονται τα ημιαξόνια με πολύσφηνα.
- 7. Δορυφόροι:** Είναι συνήθως δύο στον αριθμό, αλλά μπορούν να υπάρχουν και 4 κωνικοί οδοντωτοί τροχοί, οι οποίοι έχουν πάντοτε ευθύγραμμα κωνικά δόντια, στερεωμένοι στο εσωτερικό της θήκης, με άξονες κάθετους στον άξονα περιστροφής των ημιαξονίων των τροχών.



Εικόνα 3.1: Συμβατικό διαφορικό και τα μέλη που το αποτελούν

3.4 ΔΙΑΦΟΡΙΚΑ ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΕΝΗΣ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ (LSD)

Τα μέρη που περιγράφηκαν παραπάνω είναι τα στοιχεία που αποτελούν ένα συμβατικό διαφορικό ή κοινώς ελεύθερο. Τα συμβατικά διαφορικά έχουν ένα πολύ σοβαρό μειονέκτημα. Εάν για οποιοδήποτε λόγο ο ένας τροχός χάσει τη πρόσφυση του (π.χ. πέσει σε λάσπη, βρίσκεται σε πάγο ή στον αέρα), τότε δεν παρουσιάζει αντίσταση, και παίρνει όλες τις στροφές. Σ' αυτό το σημείο θα πρέπει να σημειώσουμε ότι το μέγεθος της μεταφερόμενης ροπής καθορίζεται από τον κινητήριο τροχό, ο οποίος έχει τη μικρότερη πρόσφυση με το οδόστρωμα. Τα ελεύθερα διαφορικά είναι ευρέως διαδεδομένα, το μειονέκτημα τους όμως αυτό τα καθιστά ακατάλληλα για τη χρήση που προορίζονται από την ομάδα μας.

Η αντιμετώπιση αυτού του μειονεκτήματος, γίνεται με συστήματα στα οποία αναστέλλεται ολικά ή μερικά η λειτουργία του διαφορικού.

Τα διαφορικά που αναστέλλουν τη λειτουργία του διαφορικού ονομάζονται ελεγχόμενα διαφορικά ή αλλιώς διαφορικά περιορισμένης ολίσθησης (Limited Slip Differentials). Το διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης είναι ένας τύπος διαφορικού που επιτρέπει μία σχετική διαφορά στη γωνιακή ταχύτητα των κινητήριων τροχών, αλλά δεν επιτρέπει τη διαφορά αυτή να υπερβεί ένα προαποφασισμένο όριο.

Ο τρόπος με τον οποίο το επιτυγχάνει αυτό εξαρτάται από τον τύπο του διαφορικού. Στα ελεύθερα διαφορικά υπάρχει η δυνατότητα πρακτικά απεριόριστης διαφοράς στη γωνιακή ταχύτητα των δύο κινητήριων τροχών και κατά συνέπεια των δύο ημιαξόνων. Μπορεί ο ένας τροχός να περιστρέφεται ταχύτατα και ο άλλος να είναι ακίνητος, γι' αυτόν τον λόγο σχεδιάστηκαν άλλωστε. Κάποιες φορές όμως δεν είναι επιθυμητό αυτό ή έχουμε βρεθεί σε μία κατάσταση που απαιτεί περιορισμό αυτής της «ελευθερίας». Καταστάσεις σαν αυτή είναι οι περιπτώσεις που θέλουμε μεγιστοποίηση της πρόσφυσης, όπως οδήγηση σε ολισθηρό περιβάλλον (λάσπη, πάγος) ή περιορισμένες πίστες, σαν αυτές του διαγωνισμού που θα συμμετέχει το όχημα που σχεδιάζεται.

Το διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης, λοιπόν, δεν επιτρέπει στα δύο ημιαξόνια και κατά συνέπεια στους δύο κινητήριους τροχούς να περιστρέφονται με πολύ μεγάλη διαφορά μεταξύ τους. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μη μοιράζεται η πρόσφυση 50-50 στους κινητήριους τροχούς, αλλά να μεταφέρεται μεγαλύτερο ποσοστό στον τροχό με τη μικρότερη πρόσφυση.

Υπάρχουν διάφορων τύπων διαφορικά περιορισμένης ολίσθησης. Παρακάτω θα αναλυθούν μερικά από αυτά.

LSD με πολύδισκους συμπλέκτες

Το διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης με πολύδισκους συμπλέκτες (Εικ.3.2), βασίζεται σε μεγάλο βαθμό στο κλασικό, ελεύθερο διαφορικό, με την προσθήκη κάποιων εξαρτημάτων όπως οι δίσκοι τριβής, οι δίσκοι πίεσης, τα ελατήρια προφόρτισης κ.ά.



Εικόνα 3.2: Διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης με πολύδισκους συμπλέκτες (Autoblog)

Το κέντρο του διαφορικού «περιβάλλεται» από δύο στην πλειοψηφία των περιπτώσεων- δίσκους πίεσης. Έπειτα, ένα διαφορικό με πολύδισκους συμπλέκτες έχει μία στιβάδα συμπλεκτών, που στις περισσότερες περιπτώσεις μοιράζεται στα δύο ημιαξόνια. Ο αριθμός των συμπλεκτών αυτών δεν είναι σταθερός σε όλα τα διαφορικά, καθώς κυμαίνεται από 8 έως 24 δίσκους, ενώ το μοίρασμα τους στα δύο ημιαξόνια δεν είναι απαραίτητο, μπορεί όλοι οι συμπλέκτες να βρίσκονται σε ένα από αυτά. Οι πλανήτες, ακριβώς όπως και στο ελεύθερο διαφορικό, είναι υπεύθυνοι για τη μετάδοση της κίνησης στους τροχούς, όντας το εσωτερικό άκρο των ημιαξονίων στο διαφορικό. Μπορούν να περιστρέφονται ανεξάρτητα από το κέντρο του διαφορικού αλλά η σχετική τους κίνηση ελέγχεται από τους δορυφόρους. Αυτοί με τη σειρά τους, σε αντίθεση με ένα απλό διαφορικό, είναι τοποθετημένοι σε ένα εσωτερικό εξάρτημα σχήματος σταυρού, που στηρίζεται σε γωνιακές υποδοχές. Αυτά τα σημεία έδρασης δεν είναι απαραίτητο να είναι συμμετρικά. Μία ακόμα σημαντική διαφορά σε σύγκριση με το ελεύθερο διαφορικό, είναι το ότι ο σταυρός δεν είναι συνδεδεμένος με το «σώμα» του διαφορικού, αλλά μόνο με τους δορυφόρους.

Όταν οι κινητήριοι τροχοί του αυτοκινήτου περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα, η λειτουργία του ελεγχόμενου διαφορικού είναι σχεδόν ίδια με αυτή ενός ελεύθερου.

Ανάλογα με το διαφορικό και τη χρήση για την οποία προορίζεται, ενδέχεται να υπάρχει ήδη τριβή λόγω του ελατηρίου προφόρτισης, που φροντίζει ώστε το όλο σύστημα να λειτουργεί υπό μικρή πίεση. Η σημασία αυτού του τύπου διαφορικού γίνεται εντονότερη όταν η ταχύτητα περιστροφής των κινητήριων τροχών αποκτά μεγάλη διαφορά.

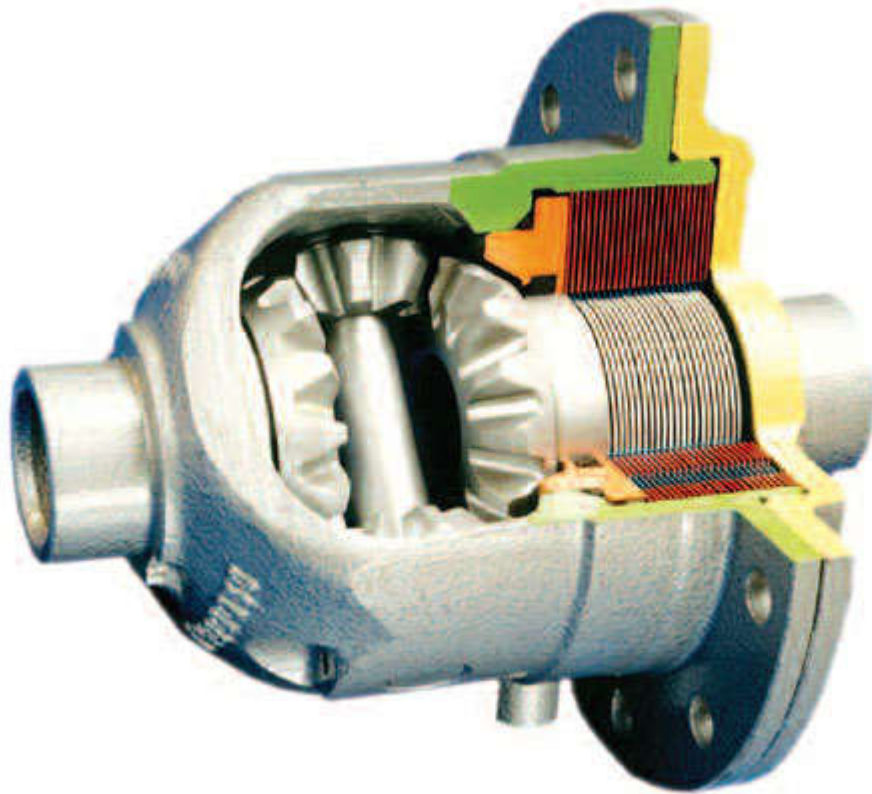
Καθώς η ροπή που εφαρμόζεται στο διαφορικό προσπαθεί να περιστρέψει το κέντρο του, οι δίσκοι πίεσης εντός του διαφορικού εξαναγκάζονται σε πλάγια κίνηση από τον σταυρό των δορυφόρων που προσπαθεί να εισχωρήσει στις γωνιακές υποδοχές. Η διαφορά είναι πως οι δορυφόροι αλληλεπιδρούν με το σύστημα μέσω του σταυρού πάνω στον οποίο βρίσκονται. Η κίνηση των δίσκων πίεσης, συμπιέζει τους δίσκους τριβής και η τριβή που δημιουργείται –ανάλογη της ροπής που εφαρμόζεται στο διαφορικό και κατά συνέπεια της πίεσης με την οποία συμπιέζονται οι δίσκοι μέσα σε αυτό- προκαλεί τη σταδιακή εμπλοκή των τροχών. Το διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης με πολύδισκους συμπλέκτες δεν έχει τρόπο να «αισθανθεί» τη ροπή. Το μόνο που καταλαβαίνει είναι η διαφορά στην ταχύτητα περιστροφής μεταξύ των κινητήριων τροχών και μέσω του σταυρού, των δίσκων πίεσης και των δίσκων τριβής προσπαθεί να την περιορίσει εισάγοντας τριβή στο σύστημα.

Viscous διαφορικό

Συγκριτικά με άλλους τύπους διαφορικών περιορισμένης ολίσθησης, τα viscous διαφορικά (Εικ.3.3), ή διαφορικά συνεκτικής σύζευξης, είναι αρκετά πιο απλά. Βασίζονται στην ιδιότητα κάποιων υγρών - κατά κύριο λόγο με βάση τη σιλικόνη - να μεταβάλλουν ταχύτητα το ιξώδες τους ανάλογα με την αυξομείωση της θερμοκρασίας και χρησιμοποιούν αυτή την ιδιότητα για να περιορίσουν τη διαφορά στην ταχύτητα περιστροφής των κινητήριων τροχών.

Ένα viscous διαφορικό, έχει δύο set διάτρητων δίσκων, εντός του γεμισμένου με σιλικονούχο υγρό κελύφους του. Η μία σειρά δίσκων είναι μέρος του κελύφους του διαφορικού - και περιστρέφεται με αυτό - και η άλλη είναι μέρος του ημιαξονίου και είναι τοποθετημένοι εναλλάξ, ο ένας μετά τον άλλο. Σε πολύ γενικές γραμμές, αυτό είναι το διαφορικό συνεκτικής σύζευξης και ο τρόπος λειτουργίας του δεν είναι πολύ πιο πολύπλοκος. Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, όταν δεν υπάρχει διαφορά στην ταχύτητα περιστροφής των κινητήριων τροχών, το VLSD λειτουργεί ως ελεύθερο διαφορικό. Το κέλυφος του διαφορικού, τα ημιαξόνια –και πολύ πιο σημαντικά οι δίσκοι που περιέχουν γυρνάνε με την ίδια ταχύτητα και το υγρό περιστρέφεται μαζί τους με αποτέλεσμα να μην αυξάνεται η θερμοκρασία και κατά συνέπεια το ιξώδες του. Όταν όμως, για οποιονδήποτε λόγο, οι κινητήριοι τροχοί αρχίσουν να περιστρέφονται με διαφορετική ταχύτητα, οι δίσκοι του ημιαξονίου με την μεγαλύτερη ταχύτητα περιστρέφονται γρηγορότερα από τους δίσκους του έτερου

ημιαξονίου αλλά και του κελύφους του διαφορικού. Η τριβή που προκαλείται από τη διαφορά ταχύτητας των δίσκων, οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας γενικά και όπως θα έχετε καταλάβει του ιξώδους του υγρού ειδικότερα. Ως τελικό αποτέλεσμα είναι η αύξηση του ιξώδους του υγρού περιορίζοντας τη διαφορά ταχύτητας περιστροφής των κινητήριων τροχών και μέσω αυτής κατανέμεται η ροπή ανάμεσα στους δύο τροχούς σε ποσοστό διαφορετικό από το 50:50 του ελεύθερου διαφορικού.



Εικόνα 3.3: Διαφορικό Viscous (Autoblog)

Διαφορικό τύπου Salisbury

Τα διαφορικά αυτού του τύπου είναι σχεδιασμένα για τη χρήση από ομάδες FSAE (Εικ.3.4). Είναι γερμανικής κατασκευής, είναι ελαφριά, συμπυκνωμένου μεγέθους και σχεδιασμένα να παραλαμβάνουν τη ροπή από το κιβώτιο ταχυτήτων με χρήση αλυσστροχών, σε αντίθεση με τους παραπάνω τύπους διαφορικών που αναφέρθηκαν, οι οποίοι παραλαμβάνουν τη ροπή μέσω άξονα που οδηγεί σε κορώνα-πινιόν. Αυτό δηλαδή μας απαλλάσσει από αυτήν την απαραίτητη μετατροπή. Το βάρος τους ανέρχεται στα 2,6kg, έχουν διαφορετικά χαρακτηριστικά για επιτάχυνση και επιβράδυνση και δεν χρειάζονται κάποια τροποποίηση για τη στεγανοποίηση τους. Παρόλα αυτά, αυτού του τύπου διαφορικά έχουν τα εξής μειονεκτήματα:

- Υψηλό κόστος αγοράς
- Υψηλό κόστος και πολυπλοκότητα συντήρησης
- Μεγάλο χρονικό διάστημα παραλαβής



Εικόνα 3.4: Διαφορικό τύπου Salisbury (Multibody)

Διαφορικό τύπου Torsen

Η λέξη Torsen είναι μια σύμπτυξη των λέξεων Torque-Sensing, δηλαδή «αισθάνονται» τη ροπή. Η διάταξη Torsen είναι καθαρά μηχανική και δε χρησιμοποιεί ηλεκτρονικά, ενώ λειτουργεί σαν απλό διαφορικό όταν το ποσοστό της ροπής που καταλήγει στον κάθε τροχό είναι το ίδιο (Εικ.3.5).

Σε περίπτωση όμως που ένας εκ των δύο τροχών χάσει την πρόσφυσή του, η διαφορά αυτή στη ροπή γίνεται «αντιληπτή» από ένα σύστημα μετωπικών και κωνικών γραναζιών, το οποίο «κλειδώνει» με το που θα αντιληφθεί αυτή την αντίθεση στην περιστροφή των ημιαξονίων. Ανάλογα με τους πλανήτες, τα γρανάζια και τους δορυφόρους που χρησιμοποιούνται, το Torsen έχει ένα συγκεκριμένο λόγο ολίσθησης.

Αυτό σημαίνει πως όταν ένας τροχός χάσει την πρόσφυσή του, αυτόματα ο άλλος θα λάβει μεγαλύτερο ποσο ροπής, ώστε να ξεπεραστεί το εμπόδιο. Στα πλεονεκτήματα του συστήματος περιλαμβάνεται η γρήγορη μεταφορά της ροπής. Από την άλλη έχει σχετικά μεγάλο βάρος (3,3kg), ενώ σε περίπτωση ολικής απώλειας πρόσφυσης στον έναν άξονα (όταν το Torsen λειτουργεί ως κεντρικό διαφορικό), καθίσταται αδύνατη η μεταφορά δύναμης στους υπόλοιπους τροχούς.



Εικόνα 3.5: Διαφορικό τύπου Torsen (Magnus Motorsports)

3.5 ΕΠΙΛΟΓΗ ΔΙΑΦΟΡΙΚΟΥ

Στόχος της ομάδας είναι η απόκτηση ενός διαφορικού το οποίο θα καλύπτει της εξής ανάγκες:

1. Φθηνό
2. Αξιόπιστο
3. Μικρό κόστος συντήρησης
4. Προσβάσιμο και εύκολο να αποκτηθεί
5. Να μεταφέρει ικανοποιητικά τη ροπή του κινητήρα στα ημιαξόνια
6. Να διαμοιράζει κατάλληλα τη ροπή του κινητήρα ανάλογα την κατάσταση στα ημιαξόνια

Λαμβάνοντας υπόψη όσα αναφέρθηκαν στα παραπάνω κεφάλαια είναι κατανοητό πως η χρήση διαφορικού περιορισμένης ολίσθησης είναι απαραίτητη. Παρόλο που η επιλογή του τύπου Salisbury διαφορικού φαντάζει ιδανική, το υψηλό του κόστος σε συνδυασμό με τις περίπλοκες, υψηλού κόστους και ταυτόχρονα χρονοβόρες διαδικασίες συντήρησης το καθιστούν ακατάλληλο καθώς παραβαίνει τους 4 πρώτους περιορισμούς που θέσαμε στην αρχή του κεφαλαίου.

Συνεπώς η ομάδα περιορίζει τις επιλογές της ανάμεσα στα διαφορικά πολύδισκου συμπλέκτη, τύπου Viscous και τύπου Torsen. Καθώς οι οικονομικές δυνατότητες της ομάδας είναι περιορισμένες, η αγορά ενός μεταχειρισμένου διαφορικού κρίθηκε απαραίτητη.

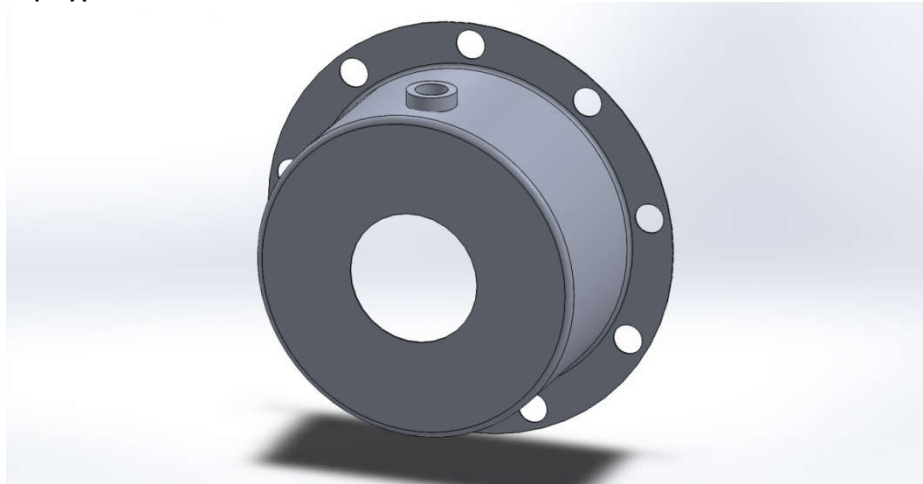
Καθώς τα διαφορικά τύπου Viscous χρησιμοποιούν σιλικόνη και τα διαφορικά πολύδισκου συμπλέκτη χρησιμοποιούν δίσκους τριβής η φθορά τους, λόγω του ότι είναι μεταχειρισμένα, δεν μπορεί να προσδιοριστεί επαρκώς.

Με γνώμονα τα παραπάνω πάρθηκε η απόφαση αγοράς ενός μεταχειρισμένου διαφορικού τύπου Torsen, το οποίο λόγω του ότι είναι ένα εξ' ολοκλήρου μηχανικό σύστημα, θα αποδίδει ικανοποιητικά παρόλη την προηγούμενη χρήση που έχει υποστεί.

Το διαφορικό αυτό υστερεί στο ότι δεν μπορεί να αλλαχθεί ο λόγος ολίσθησης του, είναι βαρύτερο και όταν χαθεί η πρόσφυση στον ένα κινητήριο τροχό το μεγαλύτερο ποσοστό της ροπής μεταβαίνει σε αυτόν.

Παρ' όλα αυτά είναι φθηνό, ήταν εύκολη η εύρεση ενός μεταχειρισμένου σε καλή κατάσταση και μπορεί να αποδίδει τα μέγιστα ακόμα και στις πιο αντίξοες συνθήκες (μη επαρκής λίπανση).

Η αφαίρεση του κελύφους του όμως μας αναγκάζει να προβούμε στην κατασκευή δικού μας κελύφους (Εικ.3.6) για να επιτύχουμε τη στεγανοποίηση του και να μην διαφεύγει το λιπαντικό που διασφαλίζει την καλή λειτουργία και την μακροζωία του διαφορικού. Επίσης απαραίτητη είναι η μετατροπή του συστήματος από το οποίο μεταφέρεται η ροπή στο διαφορικό καθώς αρχικά ήταν σχεδιασμένο να παραλαμβάνει την ροπή μέσω κορώννας-πινιόν ενώ τώρα η ροπή θα μεταφέρεται μέσω αλυσοτροχών.



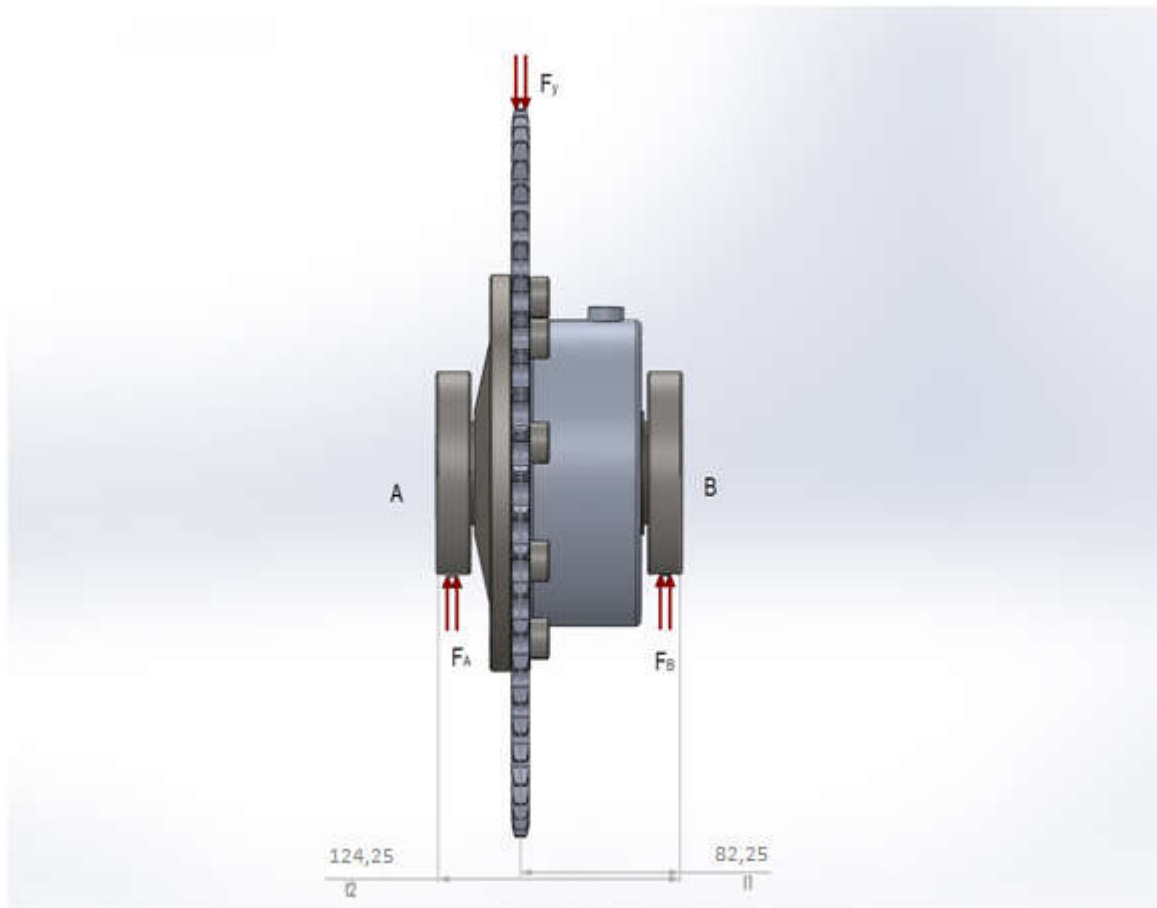
Εικόνα 3.6: Κέλυφος διαφορικού

3.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ ΔΙΑΦΟΡΙΚΟΥ

Το διαφορικό εδράζεται σε κατάλληλες βάσεις που σχεδιάστηκαν (Εικ.3.7) οι οποίες φέρουν έδρανα κύλισης, τα οποία επιτρέπουν την περιστροφή του διαφορικού. Στην εικόνα 3.8 φαίνεται το σύστημα διαφορικού με τη θέση του αλυσοτροχού, οι ασκούμενες δυνάμεις, οι θέσεις των εδράνων κύλισης και οι αντιδράσεις στις στηρίξεις.



Εικόνα 3.7: Βάσεις διαφορικού



Εικόνα 3.8: Τα έδρανα κύλισης και οι δυνάμεις που τους ασκούνται

Για τον υπολογισμό των δυνάμεων εφαρμόζεται ισορροπία ροπών θεωρώντας τις ροπές ως προς B μηδενικές:

$$\Sigma M_B = 0$$

Όπου : ΣM_B ,το άθροισμα των ροπών που επιδρούν πάνω στο σημείο B

Συνεπώς :

$$\Sigma M_B = 0 \Leftrightarrow F_A * l_2 - F_y * l_1 = 0$$

Όπου: F_A ,η δύναμη στήριξης στο σημείο A

F_B , η δύναμη στήριξης στο σημείο B

F_y , η κάθετη δύναμη που ασκείται πάνω στο διαφορικό από την ροπή που μεταφέρει ο αλυσοτροχός η οποία έχει υπολογισθεί ίση με 2974,71 N

l_1 , η απόσταση που ασκείται η δύναμη F_y από το σημείο αναφοράς B

l_2 , η απόσταση του σημείου A από το σημείο αναφοράς B

Οπότε ισχύει ότι :

$$\Sigma M_B = F_A * 124,25 - F_y * 82,25 = 0$$

$$\Sigma M_B = F_A * 124,25 - 2974,71 * 82,25 = 0$$

$$F_A = 1969,17 \text{ N}$$

Για να υπάρχει στατική ισορροπία ισχύει ότι :

$$F_y = F_A + F_B \rightarrow F_B = F_y - F_A = 2974,71 \text{ N} - 1969,17 \text{ N}$$

$$F_B = 1005,54 \text{ N}$$

Για τον υπολογισμό των εδράνων βασικές παράμετροι που απαιτούνται είναι σε τι είδους εφαρμογή θα τοποθετηθούν και ποία είναι η θεωρητικά απαιτούμενη διάρκεια λειτουργίας. Ο πίνακας 3.1 μας δίνει ενδεικτικές τιμές λειτουργίας εδράνων σε συνήθεις εφαρμογές.

Πίνακας 3.1: Ενδεικτικές διάρκειες λειτουργίας εδράνων κύλισης ανάλογα της εφαρμογή τους.
(Ιωάννης Κ. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών Ι, 2003)

A/A	Εφαρμογή	Θεωρητική διάρκεια λειτουργίας σε ώρες
1	Ηλεκτρικές συσκευές οικιακής χρήσεως	1000-2000
2	Μικροί ανεμιστήρες	2000-4000
3	Μικροί ηλεκτροκινητήρες μέχρι 4 kW	8000-10000
4	Ηλεκτροκινητήρες μέσης ισχύος	10000-15000
5	Ηλεκτροκινητήρες μόνιμοι μεγάλης δύναμης	20000-30000
6	Ηλεκτρικές μηχανές σταθμών παραγωγής ύδατος, φωταερίου	50000 και πλέον
7	Μοτοποδήλατα	600-1200
8	Μοτοσυκλές, μικρά αυτοκίνητα	1000-2000
9	Αυτοκίνητα επιβατικά, μικρά φορτηγά	1500-2500
10	Φορτηγά αυτοκίνητα, λεωφορεία	2000-5000
11	Έδρανα βαγονέτων	5000
12	Λιποκιβώτια τροχοδρόμων	20000-25000
13	Λιποκιβώτια σιδηροδρόμων (επιβατικά)	25000
14	Λιποκιβώτια σιδηροδρόμων (φορτηγά)	35000
15	Λιποκιβώτια μηχανών έλξεως	20000-40000
16	Αναστροφείς κινήσεως σε ελικοφόρους άξονες μικρών πλοίων	3000-5000
17	Αξονικοί τριβείς πλοίων	15000-25000
18	Ελικοφόροι άξονες πλοίων	80000
19	Αναστροφείς ελίκων πλοίων	20000-30000
20	Αγροτικές μηχανές	3000-6000
21	Ανυψωτικά μηχανήματα μικρά	5000-10000
22	Μειωτήρες στροφών	8000-15000
23	Κιβώτια ταχυτήτων εργαλειομηχανών	20000
24	Φορητές μηχανές μικρές	7500-15000
25	Έλαστρα μικρά εν ψυχρώ	5000-6000
26	Έλαστρα πολυκύλινδρα	8000-10000
27	Πριονιστήρια	10000-15000
28	Μηχανήματα μεταλλείων	4000-10000
29	Ανεμιστήρες μεταλλείων	40000-50000
30	Έδρανα αλυσσοφόρων μεταφορέων	40000-60000
31	Μηχανήματα χαρτοποιίας (διαρκής λειτουργία)	50000-80000
32	Σφυροθραυστήρες	20000-30000
33	Πιεστήρια μπρικετών	20000-30000

Από τον πίνακα επιλέξαμε $L_h=2000$ hours

Επόμενος παράγοντας που πρέπει να θεωρηθεί είναι οι στροφές που θα λειτουργούν τα έδρανα. Οι μέγιστες στροφές που θα περιστρέφεται το διαφορικό είναι 1348 rpm. Λαμβάνοντας αυτά τα χαρακτηριστικά υπόψη επιλέγεται από τον πίνακα 3.2 ο λόγος φόρτισης $\frac{C}{P}$

Λόγος φόρτισης $\frac{C}{P}$ είναι το πηλίκο του δυναμικού φορτίου C προς το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P . Δυναμικό φορτίο C ονομάζουμε το σταθερό φορτίο όπου κάτω από την επίδρασή του το έδρανο μπορεί να επιτύχει διάρκεια ζωής 1 εκατομμυρίου κύκλων. Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P είναι το υποθετικό φορτίο που εάν επιδρούσε στο έδρανο, θα είχε διάρκεια ζωής ίση με αυτή του πραγματικού φορτίου.

$$\frac{C}{P} = X \quad (53)$$

Όπου: C , το δυναμικό φορτίο

P , το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο (F_A)

X , η τιμή που προκύπτει από τον πίνακα

Πίνακας 3.2: Πίνακας εκλογής λόγου φόρτισης (Ιωάννης Κ. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών Ι, 2003)

Διάρκεια Ζωής Lh σε ώρες	Στροφές ανά λεπτό													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100									1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56
500				1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67
1000			1,15	1,34	1,56	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
1250		1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1600		1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
2000	1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
2500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
3200	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
4000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
5000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
6300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
8000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
10000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
12500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,23	6,70	7,23	7,81
16000	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
20000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
25000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
32000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
40000	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
50000	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
63000	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
80000	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
100000	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
200000	4,93	5,75	6,70	7,81	9,11	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

Διάρκεια Ζωής Lh σε ώρες	Στροφές ανά λεπτό													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
500	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,85	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6
10000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2
12500	8,43	9,11	9,85	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9
16000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7
20000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7
25000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8
32000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1
40000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1	
50000	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2		
63000	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2			
80000	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2				
100000	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2					
200000	21,3	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1								

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\frac{C}{P} = 5,75 \rightarrow C = P * 5,75 \rightarrow C = 1969,17 N * 5,75$$

$$C = 11322,72 N$$

Πίνακας 3.3: Τυποποιημένες διαστάσεις μονόσφαιρων εδράνων κύλισης (<http://www.nsk.com>)

Bearing Number	Nominal Bearing Dimensions						Preferred Shoulder Diameters							
	d		D		B		r**		da				Da	
	mm	Inch	mm	Inch	mm	Inch	mm	Inch	min		max		max	
									mm	Inch	mm	Inch	mm	Inch
6200*	10.000	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.6	0.023	14.0	0.551	16.0	0.630	26.0	1.024
6201*	12.000	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.6	0.023	16.0	0.630	17.0	0.669	28.0	1.102
6201-08	12.700	0.5000	32	1.2598	10	0.3937	0.6	0.023	17.0	0.669	17.0	0.669	28.0	1.102
6201-13M	13.000	0.5118	32	1.2598	10	0.3937	0.6	0.023	18.5	0.728	17.0	0.669	28.0	1.102
6202*	15.000	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.6	0.023	19.0	0.748	20.5	0.807	31.0	1.220
6202-10	15.875	0.6250	35	1.3780	11	0.4331	0.6	0.023	19.0	0.748	20.5	0.807	31.0	1.220
6203-625	15.875	0.6250	40	1.5748	12	0.4724	0.6	0.023	21.0	0.827	23.5	0.925	36.0	1.417
6202-16M	16.000	0.6299	35	1.3780	11	0.4331	0.6	0.023	19.0	0.748	20.5	0.807	31.0	1.220
6203*	17.000	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.6	0.023	21.0	0.827	23.5	0.925	36.0	1.417
6204*	20.000	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	1.0	0.039	25.0	0.984	26.5	1.043	42.0	1.654
6205*	25.000	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	1.0	0.039	30.0	1.181	32.0	1.260	47.0	1.850
6206*	30.000	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	1.0	0.039	35.0	1.378	38.5	1.516	57.0	2.244
6207*	35.000	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	1.0	0.039	41.5	1.634	44.5	1.752	65.5	2.579
6208*	40.000	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	1.0	0.039	46.5	1.831	50.5	1.988	73.5	2.894
6209*	45.000	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	1.0	0.039	51.5	2.028	55.5	2.185	78.5	3.091
6210*	50.000	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	1.0	0.039	56.5	2.224	60.0	2.362	83.5	3.287
6211*	55.000	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	1.5	0.059	63.0	2.480	66.5	2.618	92.0	3.622
6212*	60.000	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	1.5	0.059	68.0	2.677	74.5	2.933	102.0	4.016
6213*	65.000	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	1.5	0.059	73.0	2.874	80.0	3.150	112.0	4.409
6214*	70.000	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	1.5	0.059	78.0	3.071	84.0	3.307	117.0	4.606
6215*	75.000	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	1.5	0.059	83.0	3.268	90.0	3.543	122.0	4.803
6216*	80.000	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	2.0	0.078	89.0	3.504	95.5	3.760	131.0	5.157
6217*	85.000	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	2.0	0.078	94.0	3.701	102.0	4.016	141.0	5.551
6218*	90.000	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	2.0	0.078	99.0	3.898	107.5	4.232	151.0	5.945
6219*	95.000	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	2.0	0.078	106.0	4.173	114.0	4.488	159.0	6.260
6220*	100.000	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	2.0	0.078	111.0	4.370	121.5	4.783	169.0	6.654
6221*	105.000	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	2.0	0.078	116.0	4.567	127.5	5.020	179.0	7.047
6222	110.000	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	2.0	0.078	121.0	4.764	134.0	5.276	189.0	7.441
6224	120.000	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	2.0	0.078	131.0	5.157	146.0	5.748	204.0	8.031
6226	130.000	5.1181	230	9.0551	40	1.5748	2.5	0.098	143.0	5.630	157.0	6.181	217.0	8.543
6228	140.000	5.5118	250	9.8425	42	1.6535	2.5	0.098	153.0	6.024	171.5	6.752	237.0	9.331
6230	150.000	5.9055	270	10.6299	45	1.7717	2.5	0.098	163.0	6.417	186.0	7.323	257.0	10.118
6232	160.000	6.2992	290	11.4173	48	1.8898	2.5	0.098	173.0	6.811	202.0	7.953	277.0	10.906
6234	170.000	6.6929	310	12.2047	52	2.0472	3.0	0.118	186.0	7.323	215.0	8.465	294.0	11.575
6236	180.000	7.0866	320	12.5984	52	2.0472	3.0	0.118	196.0	7.717	223.0	8.780	304.0	11.969
6238	190.000	7.4803	340	13.3858	55	2.1654	3.0	0.118	206.0	8.110	236.0	9.291	324.0	12.756

*Indicates NSK (HPS) High Performance Standard bearing. **Maximum fillet which corner radius of bearing will clear. Note: Limiting speeds are lower with contact seals. For more information, contact NSK.

Πίνακας 3.4: Τυποποιημένα στοιχεία για μονόσφαιρα έδρανα κύλισης (<http://www.nsk.com>)

Bearing Number	Basic Load Ratings				Factor	Limiting Speeds (RPM)		Bearing Weight (Approx.)	
	C_r		C_{or}			Grease	Oil	kg	lbs
	N	lbs	N	lbs	f_o				
6200*	5350	1210	2390	540	13.2	28000	34000	0.032	0.07
6201*	7150	1610	3050	685	12.3	22000	32000	0.037	0.08
6201-08	6800	1530	3050	685	12.3	22000	28000	0.037	0.08
6201-13M	6800	1530	3050	685	12.3	22000	28000	0.037	0.08
6202*	8000	1800	3750	840	13.2	22000	28000	0.045	0.10
6202-10	7650	1720	3750	840	13.2	20000	24000	0.045	0.10
6203-625	9550	2150	4800	1080	13.2	17000	20000	0.067	0.14
6202-16M	7650	1720	3750	840	13.2	20000	24000	0.045	0.10
6203*	10100	2260	4800	1080	13.2	20000	24000	0.067	0.14
6204*	13400	3000	6600	1480	13.1	17000	20000	0.107	0.23
6205*	14700	3300	7850	1770	13.9	15000	18000	0.129	0.29
6206*	20400	4600	11300	2540	13.8	12000	15000	0.199	0.44
6207*	27000	6050	15300	3450	13.8	11000	13000	0.284	0.64
6208*	30500	6850	17900	4000	14.0	9500	12000	0.366	0.82
6209*	33000	7400	20400	4600	14.4	9000	11000	0.420	0.89
6210*	37000	8300	23200	5200	14.4	8500	10000	0.459	1.02
6211*	45500	10200	29300	6600	14.3	7500	9000	0.619	1.36
6212*	55000	12400	36000	8150	14.3	6700	8000	0.783	1.73
6213*	60000	13500	40000	9000	14.4	63000	7500	1.00	2.18
6214*	65500	14700	44000	9900	14.5	6000	7100	1.09	2.31
6215*	69500	15600	49500	11100	14.7	5600	6700	1.19	2.64
6216*	76500	17200	53000	11900	14.6	5300	6300	1.42	3.09
6217*	88000	19800	62000	13900	14.5	5000	6000	1.76	3.97
6218*	101000	22700	71500	16100	14.5	4500	5600	2.18	4.74
6219*	114000	25600	82000	18400	14.4	4300	5000	2.64	5.73
6220*	128000	28800	93000	20900	14.4	4000	4800	3.17	6.94
6221*	140000	31500	105000	23500	14.4	3800	4500	3.79	8.15
6222	144000	32500	117000	26300	14.3	2800	3400	4.45	9.59
6224	155000	35000	131000	29500	14.4	2600	3200	5.29	11.4
6226	167000	37500	146000	33000	14.5	2400	3000	5.96	12.7
6228	166000	37500	150000	33500	14.9	2200	2800	7.68	19.6
6230	176000	39500	168000	37500	15.1	2000	2600	10.0	25.3
6232	185000	41500	186000	42000	15.4	1900	2400	12.8	28.2
6234	212000	47500	224000	50500	15.3	1800	2200	15.8	34.3
6236	227000	51000	241000	54000	15.1	1700	2000	15.9	34.8
6238	255000	57500	282000	63500	15.0	1600	2000	22.3	48.8

C_r = Dynamic Radial Load Rating

C_{or} = Static Radial Load Rating

Βάση της κατασκευής απαιτούνται μονόσφαιρα έδρανα κύλισης με εσωτερική διάμετρο $d=40\text{mm}$ και πάχος $B=18\text{mm}$. Βάση τα παραπάνω στοιχεία επιλέχθηκαν τα έδρανα 6208 (Πιν.3.3, Πιν. 3.4). Από την παρακάτω σχέση εξετάζεται ο έλεγχος αντοχής τους.

$$C = 11,3 \text{ KN} \leq C_b = 30,5 \text{ KN}$$

Όπου: C =δυναμικό φορτίο απαιτούμενο απ' την κατασκευή

C_b =δυναμικό φορτίο εδράνου κύλισης

3.7 ΑΞΟΝΕΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

Οι άξονες κίνησης (ημιαξόνια), (Εικ.3.9) είναι μηχανικά εξαρτήματα τα οποία χρησιμοποιούνται για την μεταφορά ροπής και περιστροφής. Συνήθως χρησιμοποιούνται για να συνδέσουν άλλα εξαρτήματα του συστήματος μετάδοσης κίνησης, τα οποία δε μπορούν να συνδεθούν άμεσα λόγω απόστασης ή την ανάγκη ελευθερίας σχετικής κίνησης μεταξύ τους. Τα ημιαξόνια στο σύστημα μας συνδέουν το διαφορικό με τους τροχούς μεταφέροντας έτσι την ροπή, όπως είδαμε στα προηγούμενα κεφάλαια από την μονάδα παραγωγής ισχύος (κινητήρα) στον τελικό της προορισμό.

Σαν φορείς ροπής, οι άξονες κίνησης υπόκεινται σε στρεπτικά και διατμητικά φορτία που ισοδυναμούν με τη διαφορά μεταξύ της ροπής που παραλαμβάνουν και του φορτίου. Πρέπει λοιπόν να είναι στιβαρά για να δέχονται μεγάλη τάση, ενώ θα πρέπει να αποφεύγεται η υπερβολική αύξηση του βάρους τους, καθώς αυτό θα αύξανε την αδράνεια τους λόγω του ότι είναι μη αναρτώμενες μάζες.

Για να καταστεί δυνατή για τις διακυμάνσεις στην ευθυγράμμιση και την απόσταση μεταξύ των κινητηρίων και κινούμενων στοιχείων, τα ημιαξόνια συχνά ενσωματώνουν μία ή περισσότερες ενώσεις, συνδέσμους και μερικές φορές αυλακωτές αρθρώσεις ή πρισματικές.



Εικόνα 3.9: Άξονας κίνησης

3.7.1 Υπολογισμός αντοχής αξόνων κίνησης σε στρέψη

Έχοντας σχεδιάσει τα ημιαξόνια, σειρά έχει να υπολογισθεί, εάν θα μπορούν να μεταφέρουν την προβλεπόμενη ροπή. Η δυσμενέστερη περίπτωση, που πρόκειται να καταπονηθούν οι άξονες, είναι όταν το όχημα βρίσκεται σε στάση και ο οδηγός το εκκινεί με υψηλές στροφές. Στην συγκεκριμένη περίπτωση εξετάστηκε η καταπόνηση με δεδομένο ότι τα ελαστικά παραλαμβάνουν όλη την ροπή που μεταφέρει το διαφορικό και όχι τη ροπή που πραγματικά μπορούν να μεταφέρουν στο οδόστρωμα. Με στόχο να επιτευχθεί η μικρότερη δυνατή διάμετρος των αξόνων κίνησης επιλέχθηκε υλικό με επιτρεπόμενη διατμητική τάση $\tau_{\varepsilon\pi} = 39\text{N/mm}^2$. Το υλικό κατασκευής των αξόνων κίνησης είναι 25CrMo4.

Αρχικά, υπολογίστηκε η i_{tot} από την σχέση (12) με δεδομένα την σχέση μετάδοσης κινητήρα-κιβωτίου i_a και την τελική σχέση μετάδοσης i_f από τον (Πίν. 1.2). Για την προσομοίωση της δυσμενέστερης καταπόνησης επιλέχθηκε η πρώτη σχέση μετάδοσης του κιβωτίου από τον (Πίν. 1.22).

$$i_{tot} = i_a * i_n * i_f = 1,955 * 2,572 * 3,438 = 17,29$$

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω η ροπή που μεταφέρουν οι άξονες κίνησης ισούται με την ροπή που μεταφέρουν οι τροχοί ($M_t = T_w$) και υπολογίστηκε από την σχέση (17). Όπου, ο βαθμός απόδοσης η ισούται με 0,95 από τον (Πίν. 1.2) και η ροπή του κινητήρα ισούται με 61,42 Nm από τον (Πίν. 1.1).

$$M_t = T_w = \eta * i_{tot} * T_e = 0,95 * 17,29 * 61,42\text{Nm} = 1008,85\text{Nm}$$

Η διάμετρος των αξόνων κίνησης υπολογίστηκε από την σχέση:

$$\tau_{\varepsilon\pi} = \frac{M_t}{W_r} = \frac{16 * M_t}{\pi * d^3} \quad (54)$$

όπου

- $\tau_{\varepsilon\pi}$, η επιτρεπόμενη διατμητική τάση σε N/mm^2
- W_r , η πολική αντίσταση διατομής σε mm^3
- d , η διάμετρος του άξονα σε mm

Για τον υπολογισμό της διαμέτρου των αξόνων κίνησης μετασχηματίζουμε την σχέση (54) :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\tau_{\varepsilon\pi} \cdot \pi}} \quad (55)$$

Η διάμετρος των αξόνων κίνησης υπολογίστηκε με βάση την σχέση (55) και ισούται με $d=51\text{mm}$.

4. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

4.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Έχοντας πλέον μελετήσει εξ' ολοκλήρου το σύστημα μεταδόσεως κίνησης μπορούν να εξαχθούν μερικά συμπεράσματα. Αρχικά όσον αφορά το κιβώτιο ταχυτήτων, οι σχέσεις επιλέχθηκαν με γνώμονα την μέγιστη απόδοση στα δυναμικά αγωνίσματα και δόθηκε μικρότερη βαρύτητα στην κατανάλωση καυσίμου. Επίσης απλουστεύθηκε η κατασκευή του κιβωτίου, ενώ παράλληλα διατηρήθηκε η αξιοπιστία που πρόσφερε η κατασκευάστρια εταιρία.

Με την αντικατάσταση του κιβωτίου ταχυτήτων με ένα με λιγότερες σχέσεις, διευκολύνετε η οδήγηση. Ο οδηγός έχει λιγότερες σχέσεις να χειριστεί και άρα νιώθει μεγαλύτερη άνεση. Ταυτόχρονα, αποσπάται λιγότερο η προσοχή του από την ανάγκη επιλογής κάθε φορά της κατάλληλης σχέσης. Όλα αυτά δεν είναι εύκολο να φανούν και να ποσοτοποιηθεί αυτό το όφελος στην παρούσα μοντελοποίηση. Θα πρέπει όμως να διερευνηθεί, μέσω των οδηγών και της αίσθησης που έχουν, πόσο σημαντικός παράγοντας είναι ο χειρισμός λιγότερων σχέσεων. Επίσης μειώθηκε αισθητά το βάρος του, συνεπώς και η αδράνεια του.

Μία παρατήρηση που πρέπει να γίνει όμως είναι πως οι σχέσεις επιλέχθηκαν με θεωρητικές μεθόδους και ενδέχεται οι επιδόσεις του οχήματος σε πραγματικές συνθήκες να διαφέρουν μερικώς. Πρέπει να ληφθεί υπόψη πως διάφορα δεδομένα μπορεί να παρεκκλίνουν από τις τιμές που θεωρήσαμε και τα αποτελέσματα να διαφέρουν σε αισθητό βαθμό. Τα δεδομένα που λάβαμε για τον κινητήρα θα είναι διαφορετικά αν λειτουργεί σε διαφορετικές θερμοκρασίες από αυτές που υπολογίσαμε, αν η περιεκτικότητα σε οξυγόνο στον ατμοσφαιρικό αέρα διαφέρει καθώς και αν έχουμε πλουσιότερο ή φτωχότερο μίγμα. Σημαντικός παράγοντας επίσης είναι τα ελαστικά τα οποία θα αποδίδουν διαφορετικά καθώς φθείρονται ή εάν αλλάξει ο αεροδυναμικός παράγοντας.

Από κατασκευαστική άποψη προσπαθώντας να απλουστεύσουμε τις διαδικασίες κατασκευής κατά τον σχεδιασμό των εξαρτημάτων για την εξοικονόμηση χρόνου και πόρων. Παρόλα αυτά, όπως φάνηκε και από τις αναλύσεις που διεξήχθησαν, ο μηχανισμός που σχεδιάσαμε είναι ανθεκτικός και μπορεί να εκτελέσει πολύ περισσότερους κύκλους ζωής από αυτούς που απαιτούνται.

Για το κομμάτι της τελικής σχέσης μετάδοσης επιλέχθηκε ο κατάλληλος συνδυασμός αλυσοτροχών έτσι, ώστε να προσαρμοσθεί επιτυχώς η γωνιακή ταχύτητα του κινητήρα με την επιθυμητή στους τροχούς. Η μελέτη που έγινε απέδειξε πως δεν υπάρχει περίπτωση αστοχίας της αλυσίδας ή των αλυσοτροχών.

Από άποψη κατασκευής των αλυσοτροχών, ο συνδυασμός αλουμινένιου κέντρου και χαλύβδινης στεφάνης έχει φανερά πλεονεκτήματα από πλευράς αντοχής και βάρους. Το αλουμινένιο κέντρο του κινούμενου αλυσοτροχού (Εικ.4.1) κατασκευάστηκε στο εργαστήριο CNC εργαλειομηχανών του Τ.ΕΙ Δυτικής Ελλάδας και αποδείχθηκε ότι εφαρμόζει άριστα στο διαφορικό μας.



Εικόνα 4.1: Αλουμινένιο κέντρο κινούμενου αλυσοτροχού

Το διαφορικό τύπου Torsen (Εικ.4.2) που επιλέχθηκε και εν συνεχεία αγοράστηκε κρίθηκε ότι ήταν η μόνη αποδεκτή επιλογή καθώς συνδυάζει το χαμηλό κόστος αγοράς και συντήρησης με ικανοποιητική απόδοση. Χάρη στο κέλυφος που σχεδιάστηκε είναι απόλυτα στεγανό και δε διαφεύγει το λιπαντικό του μέσο. Οι αλουμινένιες βάσεις που σχεδιάστηκαν το στηρίζουν στην σωστή απαιτούμενη θέση για τη σωστή λειτουργία των αλυσοτροχών. Η μελέτη που πραγματοποιήθηκε για τα έδρανα κύλισης που προσαρμόσαμε απέδειξε ότι δεν πρόκειται να αστοχήσουν για την απαιτούμενη διάρκεια ζωής τους.



Εικόνα 4.2: Διαφορικό τύπου Torsen

Τέλος οι άξονες κίνησης (Εικ.4.3) που επιλέχθηκαν είναι απόλυτα συμβατοί με το διαφορικό, οι ομοκίνητικοί σύνδεσμοι του επιτρέπουν να λειτουργεί ακόμα και όταν οι άξονες δεν είναι ευθυγραμμισμένοι. Η θεωρητική μελέτη που έγινε για την αντοχή τους σε διατμητική τάση απέδειξε πως οι άξονες κίνησης δεν κινδυνεύουν να αστοχήσουν ούτε στη δυσμενέστερη περίπτωση, δηλαδή στην απότομη εκκίνηση από στάση.



Εικόνα 4.3: Άξονες κίνησης

4.2 ΕΠΙΛΟΓΟΣ

Ως επίλογο αυτής της πτυχιακής εργασίας, θα θέλαμε να ευχηθούμε σε όλα τα μέλη της ομάδας να διαγράφουν συνεχώς ανοδική πορεία στους διαγωνισμούς. Για να επιτευχθεί αυτό θα πρέπει ο καθένας ατομικά, με το έργο του να διασφαλίζει την μακροπρόθεσμη εξέλιξη της ομάδας. Ευελπιστούμε το παρών τεύχος να βοηθήσει τις επόμενες γενιές που θα αναλάβουν να εξελίξουν το έργο μας και οι προτάσεις που κάναμε να κάνουν το μονοθέσιο μας πιο ανταγωνιστικό.

Καλή επιτυχία ομάδα FPone!

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Βιβλία

- 1)Ανδρέας Χρ. Γιαννόπουλος, Στοιχεία Μηχανών Ι, Πάτρα, 2011
- 2)Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, 2η έκδοση, Πάτρα, 2016
- 3)Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, Στοιχεία Μηχανών Ι, Αθήνα, 2003
- 4)Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, 2η έκδοση, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, Αθήνα, 2002
- 5)Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, Mechanical Engineering Design, 10η έκδοση, 2015
- 6)Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, Wolfgang Novak, Automotive Transmissions, 2η έκδοση, 2011

Τεχνικά άρθρα

- 1)Vanyo Kirov, Comparison of the AGMA and FEA Calculations of Gears and Gearbox Components Applied in the Environment of Small Gear Company
- 2)W.H Dornfield, Gear Tooth Strength Analysis
- 3) 2015 Formula SAE® Rules, SAE International, 2014
- 4)Yamaha Motor Co., Ltd., FZ6-S SERVICE MANUAL, 2003

Διπλωματικές εργασίες

- 1)Χρήστος Αυγερινός, Μοντελοποίηση και βελτιστοποίηση κιβωτίου ταχυτήτων για χρήση σε μονοθέσιο τύπου formula student, Θεσσαλονίκη, 2013
- 2)Παπαδοπούλου Μαρία, Διαστασιολόγηση και εκλογή εξαρτημάτων αλυσσοκινήσεων και συστημάτων μεταφοράς υλικών, Αθήνα, 2007
- 3)Κωνσταντίνος Τιφκιτσίης, σχεδιασμός και κατασκευή κιβωτίου ταχυτήτων για το μονοθέσιο art 13, Θεσσαλονίκη, 2014
- 4)Tom Bakker, Design of a drivetrain for a FS race car, Eindhoven, 2009
- 5)Mikael Nybaka, Validation of ADAMS/Car simulations and dynamic performance in multi-link suspensions
- 6)Michael Honeychuck, William “Jay” Kistler, Nick Piacente, Adam Stager, Team FSAE Powertrain

7) Tony Scelfo, Lightweight Torsen Style Limited Slip Differential and Rear Driveline Package for Formula SAE

8) Alex Reynolds, Ken Angeliu, Tyler Moser, Bryan Martins, design and optimization of a FSAE vehicle

Ιστοσελίδες

1) <http://www.novaracing.co.uk/>

2) [https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_\(mechanical_device\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_(mechanical_device))

3) https://el.wikipedia.org/wiki/%CE%94%CE%B9%CE%B1%CF%86%CE%BF%CF4%81%CE%B9%CE%BA%CF%8C_%CE%BF%CF%87%CE%B7%CE%BC%CE%AC%CF%84%CF%89%CE%BD

4) <http://www.autoblog.gr/2013/10/12/everything-you-need-to-know-about-differentials-part-1/>

5) <https://www.monashmotorsport.com/the-competition/>

6) <http://www.fsaesim.com/>

7) <https://www.lfs.net/forum/thread/35963-FSAE-West-2007-Endurance>

8) <http://curriculum.vexrobotics.com/curriculum/speed-power-torque-and-dc-motors/classical-mechanics>

9) http://www.coremoto.com/category_s/192.htm

10) <http://www.multibody.net/teaching/msms/students-projects-2012/self-locking-differential/>

11) <http://magnusmotorsports.com/tech-articles/kaaz-vs-torsen-differentials/>

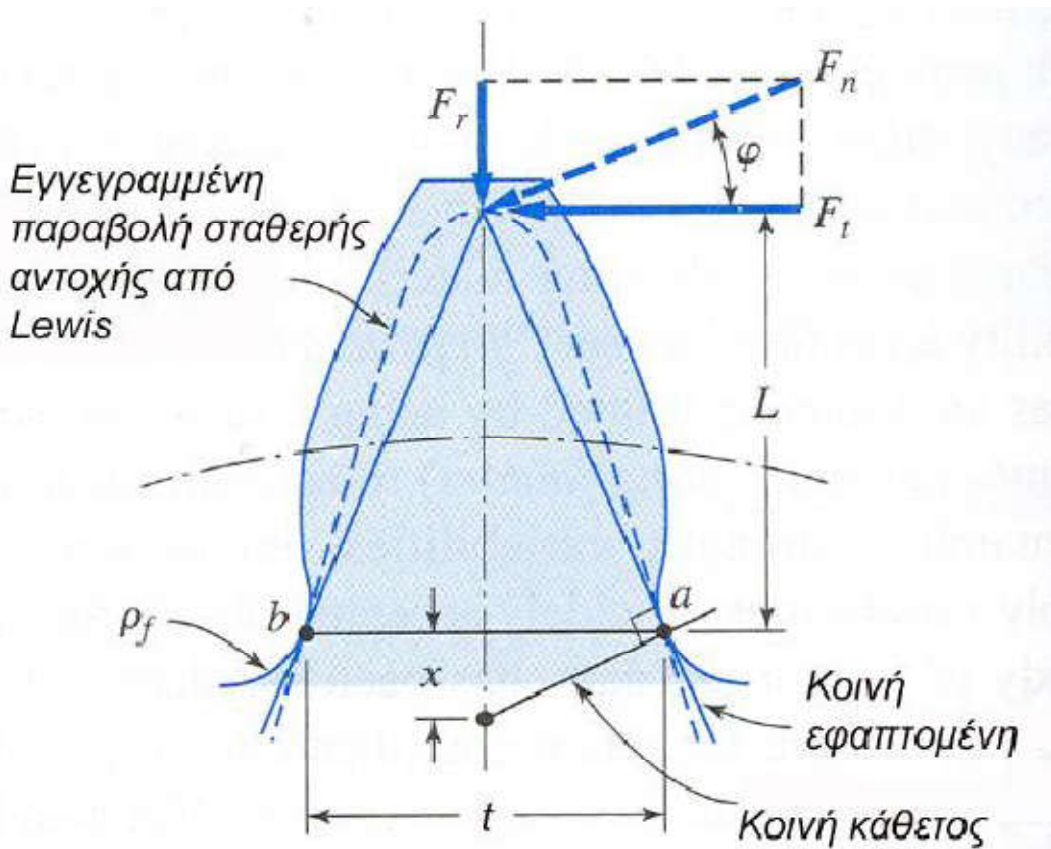
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

Κάμψη μετωπικών τροχών κατά Lewis

Οι αναπτυσσόμενες καμπτικές τάσεις στο δόντι κατά τη φόρτιση του υπολογίστηκαν από τον Lewis το 1893, θεωρώντας το δόντι καμπτόμενη δοκό με μεταβλητό ύψος. Πιο συγκεκριμένα ο Lewis δέχθηκε ότι το δόντι έχει το σχήμα μίας παραβολής, σταθερής τάσης, η οποία είναι εγγεγραμμένη στην κατατομή της εξελιγμένης του δοντιού. Η παραβολή αυτή εφάπτεται των ακτίνων καμπυλότητας της βάσης του δοντιού στα σημεία a και b και έχει κορυφή το σημείο που τέμνεται η F_n με τη γραμμή συμμετρίας του δοντιού. Αν το πάχος του δοντιού είναι b , τότε η ορθή λόγω κάμψης τάση στη βάση του δοντιού είναι :

$$\sigma = \frac{M_t * c}{I} = \frac{(F_t * L) * (\frac{t}{2})}{(\frac{b * t^3}{12})} = \frac{6 * F_t * L}{b * t^2} \quad (61)$$

Οι θλιπτικές τάσεις που αναπτύσσονται στο δόντι λόγω της δύναμης F_r , αγνοούνται λόγω του μικρού μεγέθους συγκριτικά με τις καμπτικές τάσεις.



Κάμψη μετωπικών οδοντωτών τροχών κατά Lewis (Παπαδόπουλος, 2016)

Στον παρακάτω πίνακα υπάρχουν και οι τιμές του γ . Είναι προφανές ότι

$$\gamma * p = Y * m$$

(62)

Συντελεστής Lewis												
Αριθμός δοντιών	Φορτίο στην κεφαλή								Φορτίο στη μέση			
	14.5°		20°		20° βαθιά		25°		14.5°		20°	
	$\gamma=πγ$	γ	$\gamma=πγ$	γ	$\gamma=πγ$	γ	$\gamma=πγ$	γ	$\gamma=πγ$	γ	$\gamma=πγ$	γ
10	0.178	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.078				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.132
13	0.223	0.071	0.264	0.084	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.132	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.166
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.117	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.553	0.176
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.131	0.396	0.126	0.509	0.162	0.572	0.182
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.132	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.185
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.134	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.188
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.102	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.176	0.611	0.194
32	0.322	0.102	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.138	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.176	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.145	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.145	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.208
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.181	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.149	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.213
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.216
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.477	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.484	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.491	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.230
70	0.360	0.115	0.429	0.137	0.493	0.157	0.501	0.159	0.610	0.194	0.728	0.232
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.506	0.161	0.613	0.195	0.735	0.234
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.509	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.238
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.537	0.171	0.635	0.202	0.778	0.248
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.545	0.173	0.640	0.204	0.787	0.251
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.554	0.176	0.650	0.207	0.801	0.255
Κανόνας	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.566	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

Συντελεστής Lewis (Παπαδόπουλος, 2016)

Από τα όμοια τρίγωνα του προηγούμενου σχήματος προκύπτει:

$$\frac{x}{(t/2)} = \frac{(t/2)}{L} \quad (63)$$

$$H L = \frac{t^2}{4*x} \quad (64)$$

Και λύνοντας ως προς F_t προκύπτει:

$$F_t = \sigma * b * \frac{t^2}{6*L} = \sigma * b * \left(\frac{2*x}{3*p}\right) * p \quad (65)$$

Ορίζοντας $y = \frac{2*x}{3*p}$ ως τον συντελεστή Lewis (ο οποίος παρουσιάζεται στον προηγούμενο πίνακα, συναρτησει του αριθμού των δοντιών) και επειδή $p = \pi * m$ λαμβάνουμε :

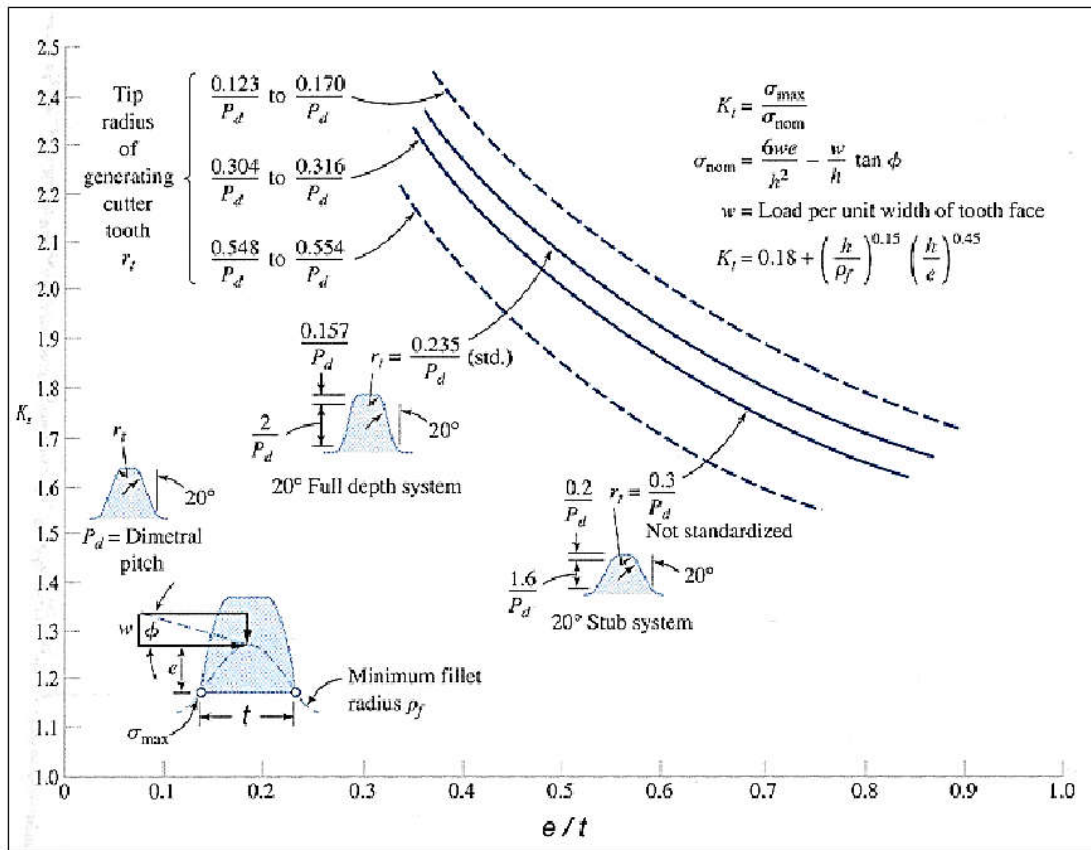
$$F_t = \frac{\sigma*b*y*p}{k_f} \quad (\text{Εξίσωση Lewis}) \quad (66)$$

Όπου $Y = \pi * y$, και k_f είναι ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων στη βάση του δοντιού, εκεί όπου η ακτίνα καμπυλότητας είναι ρ_f . Ο συντελεστής αυτός λαμβανόμενος υπόψη καθιστά πιο ρεαλιστική την προσέγγιση του Lewis. Η τιμή δίνεται από τη γνωστή μας σχέση:

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad (67)$$

Όπου k_t ο γεωμετρικός συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, για $\phi=20^\circ$, που δίνεται από την παρακάτω σχέση και το παρακάτω σχήμα:

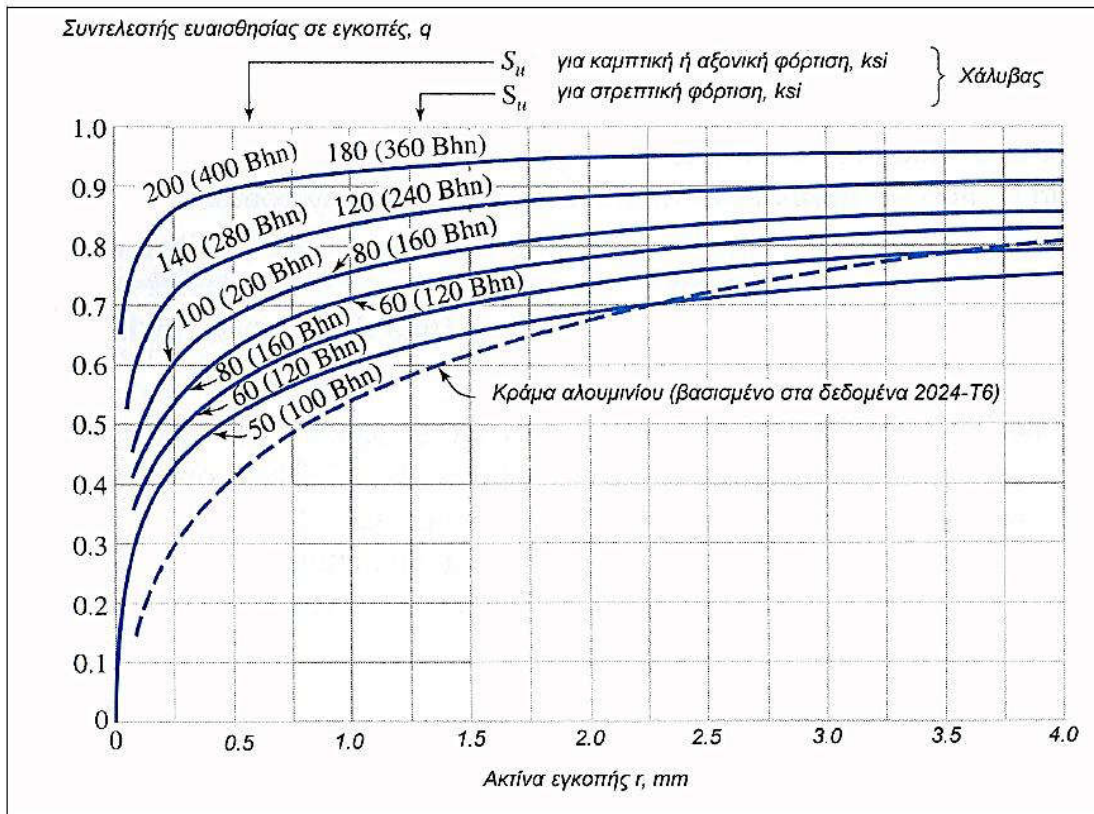
$$k_t = 0,18 * \left(\frac{h}{p_f}\right)^{0,15} * \left(\frac{h}{e}\right)^{0,45} \quad (68)$$



Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων στην βάση του δοντιού (Παπαδόπουλος, 2016)

Υπενθυμίζεται ότι στο σχήμα $P_d = 25,4/m$ και $e=L$.

Ο συντελεστής ευαισθησίας σε ρωγμές δίνεται από το παρακάτω σχήμα και εξαρτάται από την ακτίνα καμπυλότητας στη βάση του δοντιού και από την αντοχή και την επιφανειακή σκληρότητα του υλικού του οδοντωτού τροχού.



Συντελεστής ευαισθησίας σε ρωγμές (Παπαδόπουλος, 2016)

Η περιφερειακή δύναμη πολλαπλασιάζεται με ένα δυναμικό συντελεστή, που εξαρτάται από την περιφερειακή ταχύτητα. Για προσχεδιαστικούς υπολογισμούς σε χαμηλές ταχύτητες μπορεί να χρησιμοποιηθεί η σχέση:

$$F_d = K_u * F_t = \frac{3+U_p}{3} * F_t \quad (69)$$

Ενώ σε άλλη περίπτωση πρέπει να χρησιμοποιηθεί για τον δυναμικό συντελεστή K_u η τιμή που προκύπτει από την μέθοδο AGMA.

Τοποθετώντας λοιπόν όλα τα δεδομένα και επιλέγοντας τις κατάλληλες τιμές από τα διαγράμματα και τους πίνακες προκύπτει:

Lewis							
Δεδομένα κοινά και για τους δύο τροχούς							
			pinion			κινούμενος τροχος	
Μεταφερόμενη ισχύς	N	91	HP				
Σχέση μετάδοσης	i	2.571					
Στροφές pinion	n1	4910	rpm	n2	1909	rpm	
module οδοντοκίνησης	m	2.5					
Αριθμός δοντιών	N1	14	δόντια	N2	36	δόντια	
Βήμα οδόντωσης στον αρχικό κύκλο	p	7.85	mm				
Αρχικές διαμέτροι οδοντωτών τροχών	d1	35	mm	d2	90	mm	
Πλάτος οδοντωτών τροχών	b	31	mm				
Στρεπτική ροπή	Mt	130.082	N*m		334.58	N*m	
Περιφερειακή δύναμη	Ft	7433.31	N				
Γραμμική ταχύτητα αρχικού κύκλου	up	8.993	m/s				
Δύναμη σχεδιασμού	Fd	7437.308	N				
Συντελεστής συγκέντρωσης τάσης	kt	1.174					
Συντελεστής Lewis	y1	0.088		y2	0.118		
Καμπτική τάση κατά Lewis	σ1	407.822	Mpa	σ2	304.14	Mpa	
ΥΛΙΚΟ	Pinion	Σεπιτ	BHN	Τροχός	Σεπιτ	BHN	
	0.2C	460	475	0.2C	460	475	
ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ		Ασφαλής			Ασφαλής		

Αποτελέσματα κάμψης μετωπικών τροχών κατά Lewis

Επιφανειακή αντοχή μετωπικών τροχών κατά Buckingham

Οι τάσεις επαφής κατά Hertz, στη διεπαφή δύο οδοντωτών τροχών, υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\sigma = \sqrt{\frac{F * (\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2})}{\pi * L * \left[\frac{(1-v_1^2)}{E_1} + \frac{(1-v_2^2)}{E_2} \right]}} \quad (70)$$

$$R_1 = r_1 * \sin\varphi \quad (71)$$

$$R_2 = r_2 * \sin\varphi \quad (72)$$

$$\sigma = S_e \quad (73)$$

$$F = F_w \quad (74)$$

$$v = 0.3 \quad (75)$$

$$L = b \quad (76)$$

$$F_w = \frac{S_e^2 * b * \sin\varphi * (\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g})}{0.35 * 2 * \frac{(d_1 + d_2)}{d_1 * d_2}} \quad (77)$$

$$\text{Av} \quad K = \frac{S_e^2 * \sin\varphi}{1.4} * \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \quad (78) \quad \text{και} \quad Q = \frac{2 * N_2}{N_1 + N_2} \quad (79)$$

$$F_w = d_1 * b * Q * K \quad (80) \text{(εξίσωση Buckingham)}$$

Σταθερά K (MPa)				
Υλικό ριπίον με υλικό τροχού	K			Επιφανειακή Δυναμική
	14 1/2	20	25	
Χάλυβας με χάλυβα BHN150	0.21	0.29	0.36	352
Χάλυβας με χάλυβα BHN175	0.30	0.41	0.51	422
Χάλυβας με χάλυβα BHN200	0.43	0.58	0.72	500
Χάλυβας με χάλυβα BHN225	0.55	0.76	0.93	570
Χάλυβας με χάλυβα BHN250	0.70	0.95	1.18	640
Χάλυβας με χάλυβα BHN275	0.87	1.19	1.47	715
Χάλυβας με χάλυβα BHN300	1.05	1.43	1.77	785
Χάλυβας με χάλυβα BHN325	1.25	1.71	2.11	857
Χάλυβας με χάλυβα BHN350	1.47	2.01	2.49	930
Χάλυβας με χάλυβα BHN375	1.70	2.33	2.87	1000
Χάλυβας με χάλυβα BHN400	1.95	2.66	3.29	1070
Χάλυβας (BHN150) με χυτοσίδηρο	0.31	0.42	0.52	352
Χάλυβας (BHN200) με χυτοσίδηρο	0.61	0.84	1.04	500
Χάλυβας (BHN250) με χυτοσίδηρο	1.01	1.38	1.70	640
Χάλυβας (BHN150) με φωσφ. μπρούντζο	0.32	0.44	0.54	420
Χάλυβας (BHN200) με φωσφ. μπρούντζο	0.51	0.70	0.87	460
Χάλυβας (BHN250) με φωσφ. μπρούντζο	0.95	1.15	1.61	600
Χυτοσίδηρος με χυτοσίδηρο	1.36	1.86	2.30	640
Χυτοσίδηρος με φωσφ. μπρούντζο	1.20	1.65	2.03	590

Σταθερά K για διάφορα υλικά (Παπαδόπουλος, 2016)

Τοποθετώντας τα δεδομένα μας στην παραπάνω σχέση με την βοήθεια του πίνακα προκύπτει:

Υπολογισμός σε επιφανειακή πίεση κατά Buckingham									
				K1	1,075	Mpa	K2	0,995	
Γεωμετρικός συντελεστής Buckingham				Q	1,44				
			Pinion	K	BHN	Τροχός	K	BHN	
Υλικό				1,47	275	1,47	1,18	275	
Κατάσταση				Ασφαλής			Ασφαλής		

Αποτελέσματα επιφανειακής αντοχής μετωπικών τροχών κατά Buckingham

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β

KISSsoft Release 03/2015 A

For Everyone Who Want to Make a Better World

File

Name : AGMA_Kampantais_Xristopoulos

Description: KISSsoft example

Changed by: Desktop on: 28.05.2017 at: 15:10:58

CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Load spectrum

Standardised load spectrum, binominal distribution, $p=0/1$

Number of element in the Load spectrum: 8

Reference gear: 1

No.	[%]	[kW]	[1/min]	[Nm]	KV	KH β	KH α	K γ	YM1	YM2
1	0.00020	60.0000	4910.0	116.6920	0.9800	1.1803				
	1.1803	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	70				

2	0.00160 1.1803	57.0000 1.0000	4910.0 1.0000	110.8574 1.0000	0.9800 70	1.1803
3	0.02800 1.1803	51.0000 1.0000	4910.0 1.0000	99.1882 1.0000	0.9800 70	1.1803
4	0.27200 1.1803	43.5000 1.0000	4910.0 1.0000	84.6017 1.0000	0.9800 70	1.1803
5	2.00000 1.1803	34.5000 1.0000	4910.0 1.0000	67.0979 1.0000	0.9800 70	1.1803
6	9.20000 1.1803	25.5000 1.0000	4910.0 1.0000	49.5941 1.0000	0.9800 70	1.1803
7	28.00000 1.1803	16.5000 1.0000	4910.0 1.0000	32.0903 1.0000	0.9800 70	1.1803
8	60.49820 1.1803	7.5000 1.0000	4910.0 1.0000	14.5865 1.0000	0.9800 70	1.1803

Woehler line (S-N curve) in the endurance domain according to standard according to

Notice:

Calculation-method according to:

- AGMA2001, Miners rule

Notice:

Calculation with methods ISO6336 and AGMA 2001 results in a reduction of resistance in the domain of fatigue resistance (from circa 10^7 to 10^{10} cycles).

The lifetime calculation takes this into account

(also with the S-N curve (Woehler Curve) of the Miner type).

Results

Root safety 3.447 2.765

Flank safety 1.672 1.691

(Safety against scuffing/micropitting/EHT is indicated for the most critical element of the load spectrum.)

Analysis of critical elements in load spectrum: See section 10

ONLY AS INFORMATION: CALCULATION WITH REFERENCE POWER

Calculation method AGMA 2001-B88

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Transmitted power (kW, hp, ft*lb/s) [P] 60.000, 80.461, 44254

Speed (1/min) [n] 4910.0 1909.4

Torque (Nm, ft*lb) [T] 116.7, 86.1 300.1, 221.3

Overload factor [Ko] 1.25

Required service life (h) [H] 100.00

Gear driving (+) / driven (-) + -

Gearbox type: Standard gearing in closed housing

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to DIN 3960:1987)

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Center distance (in, mm)	[a]	2.5433,	64.600
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js6		
Normal Diametral Pitch (1/in)	[Pnd]	10.16000	
Transverse Diametral Pitch (1/in)	[Pd]	10.16000	
Normal module (in, mm)	[mn]	0.09843,	2.5000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	14	36
Facewidth (mm)	[b]	31.00	31.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-AGMA 2000-A88]	16	16
Inner diameter (mm)	[di]	8.09	58.70
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength ≥ 30 HRC

Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength ≥ 30 HRC

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Surface hardness	HRC 61	HRC 61
	(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)

Allowable bending stress number [sat]	72519,	500.00	72519,
	500.00		
Allowable contact stress number [sac]	217557,	1500.00	217557,
	1500.00		
Tensile strength (N/mm ²) [Rm]	1200.00	1200.00	
Yield point (N/mm ²) [Rp]	850.00	850.00	
Young's modulus (N/mm ²) [E]	206000	206000	
Poisson's ratio [ny]	0.300	0.300	
Roughness average value DS, flank (μm) [RAH]	0.60	0.60	
Roughness average value DS, root (μm)[RAF]	3.00	3.00	
Mean roughness height, Rz, flank (μm) [RZH]	4.80	4.80	
Mean roughness height, Rz, root (μm) [RZF]	20.00	20.00	

Gear reference profile 1 :

Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C

Dedendum coefficient [hfP*]	1.250	
Root radius factor [rhofP*]	0.250 (rhofPmax*=	0.472)
Addendum coefficient [haP*]	1.000	
Tip radius factor [rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor [hprP*]	0.000	
Protuberance angle [alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient [hFaP*]	0.000	
Ramp angle [alfKP]	0.000	

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250	(rhofPmax*= 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

none (only running-in)

Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type Completely immersed in oil

Type of oil Oil: Shell Omala S4 WE 320

Lubricant base Synthetic oil based on Polyglycol

Kinem. viscosity	oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	321.00
------------------	-----------------------------------	--------	--------

Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm²/s) [nu100] 52.70
 FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006) [FZGtestA] 12
 Specific density at 15 °C (kg/dm³) [roOil] 1.069
 Oil temperature (°C)[TS] 70.000

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Overall transmission ratio [itot] -2.571
 Gear ratio [u] 2.571
 Transverse module (mm) [mt] 2.500
 Pressure angle at pitch circle (°) [alf] 20.000
 Working transverse pressure angle (°) [alfwt] 24.613
 [alfwt.e/i] 24.631 / 24.594
 Working pressure angle at normal section (°) [alfwn] 24.613
 Helix angle at operating pitch circle (°) [betaw] 0.000
 Base helix angle (°) [betab] 0.000
 Reference centre distance (mm) [ad] 62.500
 Sum of profile shift coefficients [Summexi] 0.9360
 Profile shift coefficient [x] 0.8848 0.0512
 Tooth thickness (Arc) (module) (module)[sn*] 2.2149 1.6081

 Tip alteration (mm) [k*mn] -0.240 -0.240
 Reference diameter (mm) [d] 35.000 90.000
 Base diameter (mm) [db] 32.889 84.572
 Tip diameter (mm) [da] 43.944 94.776
 (mm) [da.e/i] 43.944 / 43.844 94.776 / 94.676
 Tip diameter allowances (mm) [Ada.e/i] 0.000 / -0.100 0.000 /
 -0.100

Tip form diameter (mm)	[dFa]	43.944	94.776		
(mm)	[dFa.e/i]	43.944 /	43.844	94.776 /	94.676
Active tip diameter (mm)	[dNa]	43.944	94.776		
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	43.944 /	43.844	94.776 /	94.676
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	36.176	93.024		
(mm)	[dw.e/i]	36.181 /	36.171	93.038 /	93.010
Root diameter (mm)	[df]	33.174	84.006		
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]		0.8848/	0.8683	0.0127/
		-0.0093			
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]		33.174 /	33.092	
		83.814 /	83.704		
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.625	0.625		
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.836 /	0.712	0.726 /	
		0.616			
Active root diameter (mm)	[dNf]	34.690	88.096		
(mm)	[dNf.e/i]	34.776 /	34.675	88.151 /	88.083
Root form diameter (mm)	[dFf]	34.108	86.010		
(mm)	[dFf.e/i]	34.108 /	34.045	85.910 /	85.854
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]		0.365 /	0.284	1.149 /
		1.087			
Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*+x)]	4.472	2.388		
(mm)	[ha.e/i]	4.472 /	4.422	2.388 /	2.338
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	0.913	2.997		
(mm)	[hf.e/i]	0.913 /	0.954	3.093 /	3.148
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	50.771 /	50.508	28.981 /	28.831
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	50.771 /	50.508	28.981 /	28.831
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	19.683 /	19.138	16.844 /	16.680

Roll angle at dFf (°) [xsi_dFf.e/i]	15.742 /	15.323	10.229 /	10.011
Tooth height (mm) [H]	5.385	5.385		
Virtual gear no. of teeth [zn]	14.000	36.000		
Normal-tooth thickness at tip circle (mm)[san]		0.531	2.089	
(mm) [san.e/i]	0.618 /	0.493	2.064 /	1.974
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm) [sFan]		0.531	2.089	
(mm) [sFan.e/i]	0.531 /	0.580	2.016 /	2.022
Normal space width at root circle (mm) [efn]		1.727	0.000	
(mm) [efn.e/i]	1.727 /	1.741	0.000 /	0.000
Max. sliding velocity at tip (m/s) [vga]		5.026	1.441	
Specific sliding at the tip [zetaa]		0.671	0.337	
Specific sliding at the root [zetaf]	-0.508	-2.038		
Mean specific sliding [zetam]		0.596		
Sliding factor on tip [Kga]	0.540	0.155		
Sliding factor on root [Kgf]	-0.155	-0.540		
Pitch on reference circle (mm) [pt]		7.854		
Base pitch (mm) [pbt]		7.380		
Transverse pitch on contact-path (mm) [pet]		7.380		
Length of path of contact (mm) [ga, e/i]		9.056 (9.079 /	8.847)
Length T1-A, T2-A (mm) [T1A, T2A]	5.516(5.493/	5.649)	
21.389(21.389/	21.278)		
Length T1-B (mm) [T1B, T2B]	7.192(7.192/	7.116)	19.713(
19.690/	19.811)			
Length T1-C (mm) [T1C, T2C]	7.533(7.527/	7.540)	19.371(
19.355/	19.388)			
Length T1-D (mm) [T1D, T2D]	12.896(12.873/	13.030)	14.009(
14.009/	13.898)			
Length T1-E (mm) [T1E, T2E]	14.572(14.572/	14.496)	12.333(
12.310/	12.431)			

Length T1-T2 (mm) [T1T2]	26.905 (26.882 /	26.928)
Diameter of single contact point B (mm) [d-B]	35.897(35.897/	35.837)
	93.311(93.292/	93.394)
Diameter of single contact point D (mm) [d-D]	41.796(41.768/	41.962)
	89.093(89.093/	89.023)
Addendum contact ratio [eps]	0.954(0.955/	0.943)
	0.276/	0.256)	0.273(
Minimal length of contact line (mm) [Lmin]	31.000		
Transverse contact ratio [eps_a]	1.227		
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.230 /	1.214 /
	1.199		
Overlap ratio [eps_b]	0.000		
Total contact ratio [eps_g]	1.227		
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.230 /	1.214 /
	1.199		

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Calculated with the operating pitch circle:

Nominal circumferential force (N) [Ftw]	6451.3
Axial force (N) [Faw]	0.0
Radial force (N) [Frw]	2955.4
Net face width of narrowest member (in) [F,b]	1.22 (31.00 mm)
Nominal force at operating pitch dia. (lb) [Wt,Ft]	1449.62 (6451.34 N)
Pitch line velocity (ft/min) [vt]	1830.79 (9.30 m/s)

Gear unit type: Commercial enclosed gear unit

Mesh alignment factor	[Cma,KHma]	0.146	
Mounting procedure: Contact improved by adjusting at assembly			
Mesh alignment correction factor	[Ce,KHe]	0.800	
Gearing: without longitudinale flanc correction			
Lead correction factor	[Cmc,KHmc]	1.000	
Pinion proportion factor	[Cpf,KHpf]	0.063	
Pinion proportion modifier	[Cpm,KHpm]	1.000	
Small offset [s1/s < 0.175]			
Face load distribution factor	[Cmf,KHb]	1.180	
Load distribution factor (pitting resistance)	[Cm,KHb]	1.180	1.180
Load distribution factor (bending strength)	[Km,KHb]	1.180	1.180
Transmission accuracy grade number	[Qv]	14	
(VpA replaced by fpe as defined in ISO or DIN)			
Dynamic factor	[Kv]	0.980	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	29.460	11.457

3. TOOTH ROOT STRENGTH

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --	
Rim thickness factor	[KB]	1.00	1.00
Size factor	[KS]	1.00	1.00
Limiting Variation in action (in/10000)	[LimVarAc]		7.00
Load sharing:			
0 = No (Loaded at tip)	1 = Yes (Loaded at HPSTC)		0
Calc. as helical gear (0) / as LACR (1)		0	0
Load angle (°)	[phinL]	40.88	25.63

Calculation of factor Y following AGMA 908-B89

	(in) , (mm)	(in) , (mm)		
Height of Lewis parabola [hF]	0.199,	5.07	0.173,	4.39
Tooth thickness at critical section [sF]	0.224,	5.69	0.197,	5.01
Radius at curvature of fillet curve [roF]	0.025,	0.63	0.030,	0.76
Helical factor [Ch]	1.00			
Helix angle factor [Kpsi]	1.00			
Tooth form factor Y [Y]	0.610	0.424		
Stress correction factor [Kf]	1.645	1.590		
Helical overlap factor [Cpsi]	1.00			
Load sharing ratio [mN]	1.00			
Bending strength geometry factor J [J,YJ]	0.371		0.266	
	(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)		
Bending stress number [st,sigF]	48970,	337.64	68205,	
	470.25			
Stress cycle factor [YN]	0.966	0.996		
(for critical applications)				
	(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)		
Allowable bending stress number [sat,sigFP]	72519,	500.00	72519,	
	500.00			
Temperature factor [KT,YT]	1.000		1.000	
Reliability factor (90.00 %) [KR,YZ]	0.850			
Reverse loading factor [-]	1.000		1.000	
Effective allow. b.s.n. [sateff,sigFPeff]	82392,	568.07	84944,	
	585.67			
Bending strength power rating (hp) [Patu]	143.84(107.26 kW)	106.47(
	79.40 kW)			
Calculated with	Ko=1, KR=1, SFmin=1			

Unit load	[UL]	12069.3,	83.215		
Allowable unit load	[Uat]	20306.5,	140.009	15031.5,	103.638
Required safety factor	[SFmin]		1.00		1.00

(Note: Materials with HB > 400: Yield strength not checked.)

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

(?lb/in), (?N/mm)

Elastic coefficient	[Cp,ZE]	2285.3,	189.81		
Size factor	[Ks]	1.000	1.000		
Load sharing ratio	[mN]	1.000			
Helical overlap factor	[Cpsi]	1.000			
Geometry factor I	[I,ZI]	0.132			
		(lb/in ²), (N/mm ²)			
Contact stress number	[sc,sigH]	222601,	1534.78		
Stress cycle factor	[ZN]	0.941	0.992		
		(for critical applications)			
Surface condition factor	[Cf,ZR]	1.00	1.00		
Hardness ratio factor	[CH,ZW]	1.00	1.00		
Temperature factor	[KT,YT]	1.00	1.00		
Reliability factor	(90.00 %)	[KR,YZ]	0.85		
		(lb/in ²), (N/mm ²)	(lb/in ²), (N/mm ²)		

Allowable contact stress number [sac,sigHP] 217557, 1500.00
 217557, 1500.00

Effective allow. c.s.n. (lb/in²) [saceff,sigHPeff] 240918, 1661.07
 254003, 1751.29

Pitting resistance power rating (hp) [Pacu] 85.12(63.47 kW) 94.62(
 70.55 kW)

Calculated with Ko=1, KR=1, SHmin=1

Contact load factor (lb/in²) (N/mm²) [K] 1158.4, 7.987

Allowable contact load factor (lb/in²) [Kac] 1356.9, 9.356 1508.3,
 10.399

Note: Kac calculated with CG = 0.720 SHmin=1

Required safety factor [SHmin] 1.00 1.00

SERVICE FACTORS:

Service factor for tooth root [KSF] 1.79 1.32

Service factor for pitting [CSF] 1.06 1.18

Service factor for gear set [SF] 1.06

Note: Service factors are calculated with Ko=1, KR=1, SFmin=1, SHmin=1

Transmittable power including required service factors KSFmin, CSFmin (hp)
 85.12(63.47 kW)

KSFmin = 1.00, CSFmin = 1.00

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Results from AGMA 925-A03 (Details see in the specific calculation sheet)

Probability of wear (%) [Pwear] 53.604

(Probability of wear acc. to Dowson and Toyoda)

Probability of scuffing (%) [Pscuff] 33.567

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----	
Tooth thickness deviation	DIN 3967 h25	DIN 3967 cd25	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	0.000 /	-
	0.030 -0.070 /	-0.110	
Number of teeth spanned [k]	3.000	5.000	
Base tangent length (no backlash) (mm) [Wk]	20.454	34.560	
Actual base tangent length ('span') (mm)[Wk.e/i]	20.454 /	20.426	
	34.494 /	34.456	
(mm) [Δ Wk.e/i]	0.000 /	-0.028	-0.066 / -0.103
Diameter of contact point (mm) [dMWk.m]	38.723	91.329	
Theoretical diameter of ball/pin (mm) [DM]	6.659	4.276	
Eff. Diameter of ball/pin (mm) [DMeff]	7.000	4.500	
Theor. dim. centre to ball (mm) [MrK]	25.485	48.451	
Actual dimension centre to ball (mm) [MrK.e/i]	25.485 /	25.464	
	48.369 /	48.322	
Diameter of contact point (mm) [dMMr.m]	39.653	90.493	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)			
[MdK]	50.970	96.902	
Actual dimension over balls (mm) [MdK.e/i]	50.970 /	50.927	96.738 /
	96.643		
Diametral measurement over rolls without clearance (mm)			

[MdR]	50.970	96.902		
Actual dimension over rolls (mm) [MdR.e/i]	50.970 /	50.927	96.738 /	96.643
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm) [sn]	5.514	4.019		
Actual chordal tooth thickness (mm) [sn.e/i]	5.514 /	5.484		3.949 / 3.909
Reference chordal height from da.m (mm) [ha]	4.666	2.408		
Tooth thickness (Arc) (mm) [sn]	5.537	4.020		
(mm) [sn.e/i]	5.537 /	5.507	3.950 /	3.910
Backlash free center distance (mm) [aControl.e/i]	64.521	/	64.441	
Backlash free center distance, allowances (mm) [jta]	-0.079 /	-0.159		
dNf.i with aControl (mm) [dNf0.i]	34.454	87.884		
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm) [cF0.i]	0.173	0.987		
Tip clearance [c0.i(aControl)]	0.562	0.466		
Centre distance allowances (mm)[Aa.e/i]	0.009 /	-0.009		
Circumferential backlash from Aa (mm) [jtw_Aa.e/i]	0.009 /	-0.009		
Radial clearance (mm) [jrw]	0.168 /	0.070		
Circumferential backlash (transverse section) (mm)				
[jtw]	0.153 /	0.064		
Rotation angle when gear 1 is fixed (°)	0.1890 /	0.0784		
Normal backlash (mm) [jnw]	0.144 /	0.060		

7. GEAR ACCURACY

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Following AGMA 2000-A88

Accuracy grade	[Q-AGMA2000]	16	16
Pitch Variation Allowable (μm)	[VpA]	1.50	1.70
Runout Radial Tolerance (μm)	[VrT]	4.90	6.20
Profile Tolerance (μm)	[VphiT]	2.00	2.30
Tooth Alignment Tolerance (μm)	[VpsiT]	3.00	3.00
Composite Tolerance, Tooth-to-Tooth (μm)	[VqT]	3.40	2.90
Composite Tolerance, Total (μm)	[VcqT]	8.10	8.60

(AGMA <-> ISO: VpA <-> fpbT, VrT <-> FrT, VpsiT <-> FbT, VqT <-> fidT, VcqT <-> FidT)

Following AGMA 2015-1-A01 & 2015-2-A06

Accuracy grade	[Q-AGMA2015]	A	1	A	1
Single pitch deviation (μm)	[fptT]	1.50	1.60		
Total cumulative pitch deviation (μm)	[FpT]	5.50	6.00		
Profile form deviation (μm)	[ffaT]	1.40	1.50		
Profile slope deviation (μm)	[fHaT]	1.10	1.20		
Total profile deviation (μm)	[FaT]	1.80	2.00		
Helix form deviation (μm)	[ffbT]	1.50	1.50		
Helix slope deviation (μm)	[fHbT]	1.50	1.50		
Total helix deviation (μm)	[FbT]	2.10	2.20		
Single flank composite, total (μm)	[FisT]	6.00	6.50		
Single flank composite, tooth-to-tooth (μm)	[fisT]	0.50	0.60		
Radial composite, total (μm)	[FidT]	5.50	6.00		
Radial composite, tooth-to-tooth (μm)	[fidT]	1.00	1.10		

Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality

1)

Maximum value for deviation error of axis (μm) [fSigbet]	2.10 (Fb=2.10)
Maximum value for inclination error of axes (μm) [fSigdel]	4.20

8. ADDITIONAL DATA

Singular tooth stiffness (N/mm/ μm) [c']	12.463
Meshing stiffness (N/mm/ μm) [cg]	14.586
Maximal possible centre distance (eps_a=1.0) [aMAX]	65.316
Weight - calculated with da (kg) [Mass]	0.356 1.055
Total weight (kg) [Mass]	1.411
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):	
calculation without consideration of the exact tooth shape	
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m ²) [TraeghMom]	5.233e-005 0.001228
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²) [TraeghMom]	0.0002381
Mean coeff. of friction (acc. Niemann) [mum]	0.050
Wear sliding coef. by Niemann [zetw]	0.732
Gear power loss (kW) [PVZ]	0.714
(Meshing efficiency (%)) [etaz]	98.811)

9. DETERMINATION OF TOOTH FORM

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.00
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	973344
-------------------------	--------	--------

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	9.733e+005	1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage (%) [H] (100.0 h)

No.	F1%	F2%	H1%	H2%
1	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.00	0.00	0.00	0.00
7	0.00	0.00	0.00	0.00
8	0.00	0.00	0.00	0.00

Σ 0.00 0.00 0.01 0.00

Damage (%) [Hatt] (973343.9 h)

No.	F1%	F2%	H1%	H2%
1	0.00	0.00	0.47	0.18
2	0.00	0.00	2.40	0.93
3	0.00	0.00	15.56	6.05
4	0.00	0.00	36.52	14.20
5	0.00	0.00	33.90	13.18
6	0.00	0.00	10.49	4.08
7	0.00	0.00	0.65	0.25
8	0.00	0.00	0.00	0.00

 Σ 0.00 0.01 100.00 38.89

Damage (%) HFatt & HHatt

	HFatt1	HFatt2	HHatt1	HHatt2
(h)	1e+006	1e+006	9.733e+005	1e+006
No.	F1%	F2%	H1%	H2%
1	27.68	27.67	0.47	0.47
2	45.24	45.24	2.40	2.40
3	25.30	25.30	15.56	15.56
4	1.79	1.79	36.52	36.52
5	0.00	0.01	33.90	33.90
6	0.00	0.00	10.49	10.49
7	0.00	0.00	0.65	0.65
8	0.00	0.00	0.00	0.00

 Σ 100.00 100.00 100.00 100.00

REMARKS:

- Symbols used in []: [xx,yy] xx as used in AGMA 2001-D04, yy as used in AGMA 2101-D04

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances

Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance

- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness

deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding

the largest resp. the smallest allowances

The calculation is done for the Operating pitch circle..

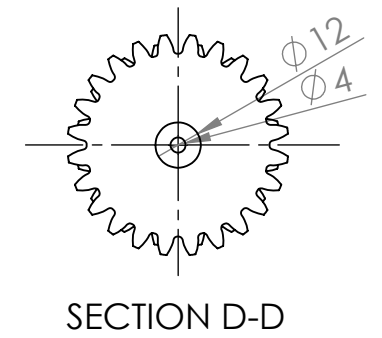
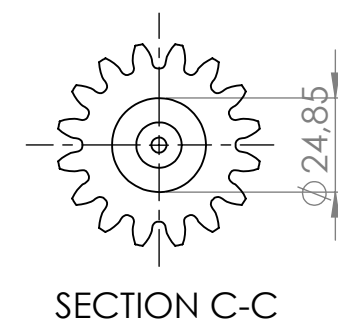
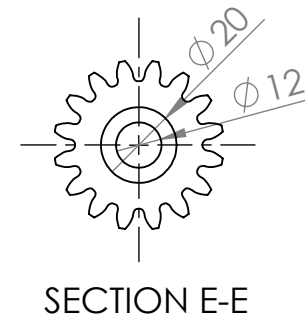
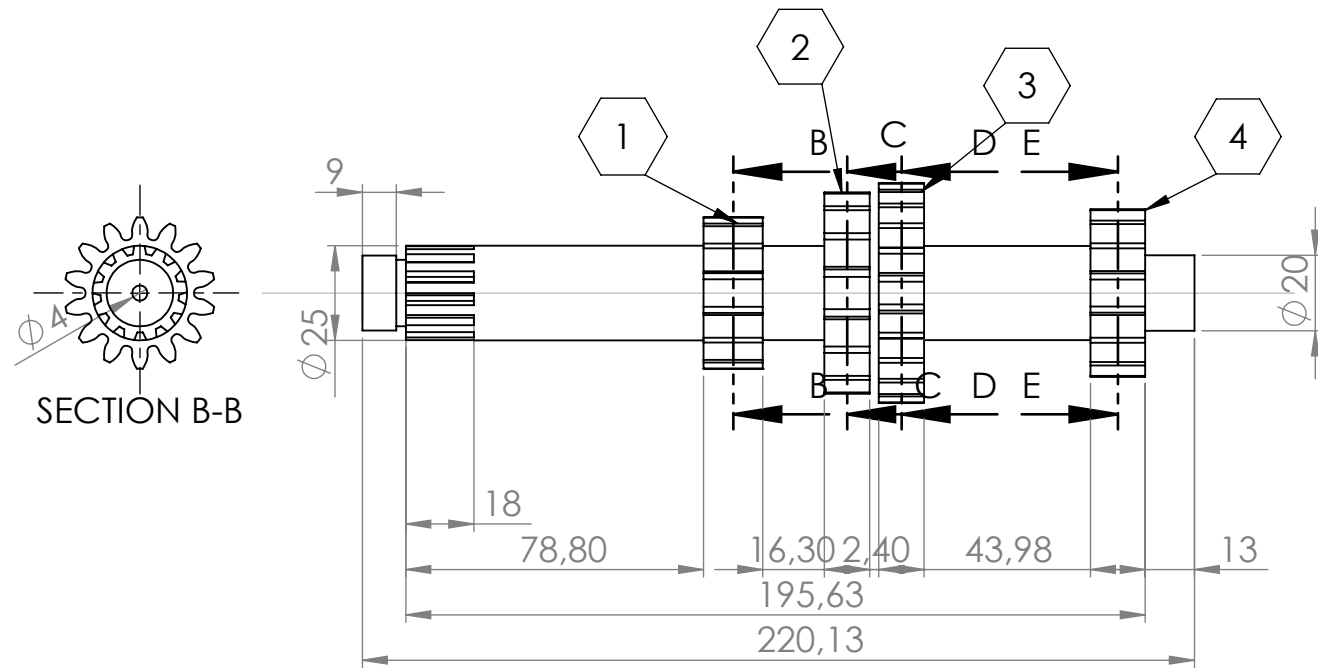
$$sateff = sat \cdot KL / KT / KR \cdot Kwb$$

LACR = Spur gear or helical gear with $\epsilon_s \cdot b < 1.0$

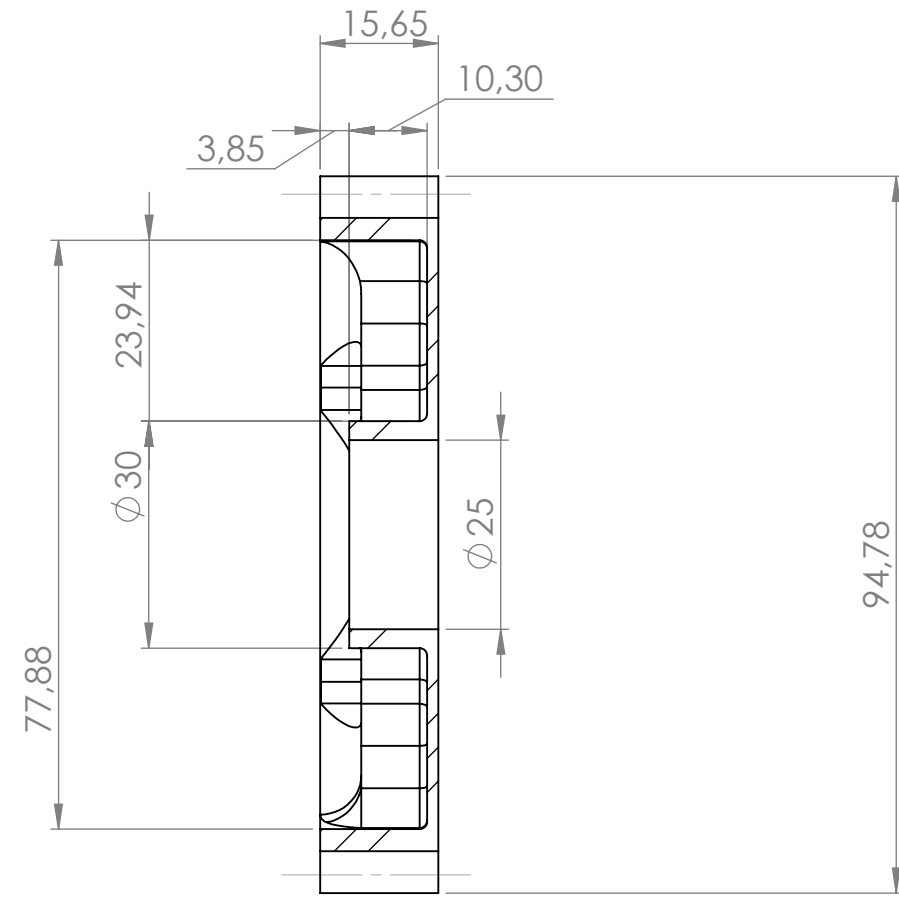
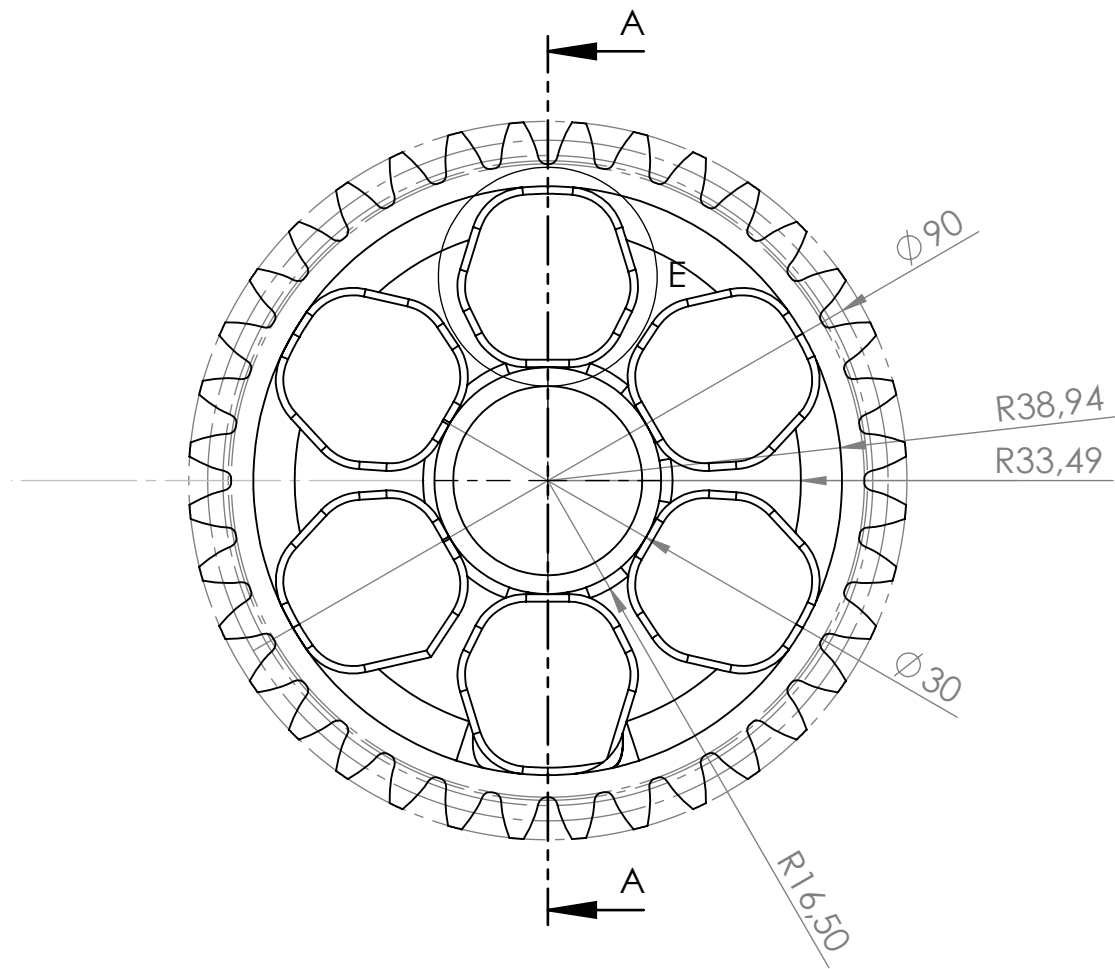
PSTC = Point of Single Tooth Contact

End of Report lines: 517

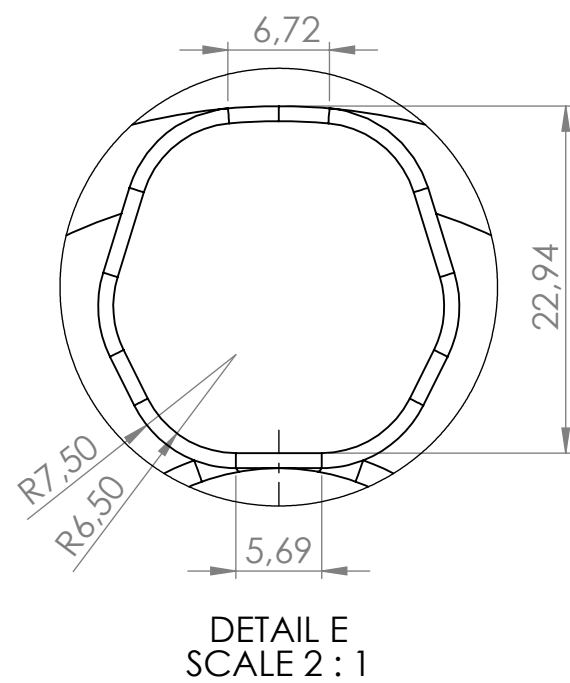
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
	TEETH	MODULE				TITLE:			
1	14	2.5							
2	16	2.5							
3	16	3							
4	24	2.25							
				MATERIAL:		DWG NO. Κινητήριος άξονας κιβωτίου ταχυτήτων		A3	
				WEIGHT:		SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1	

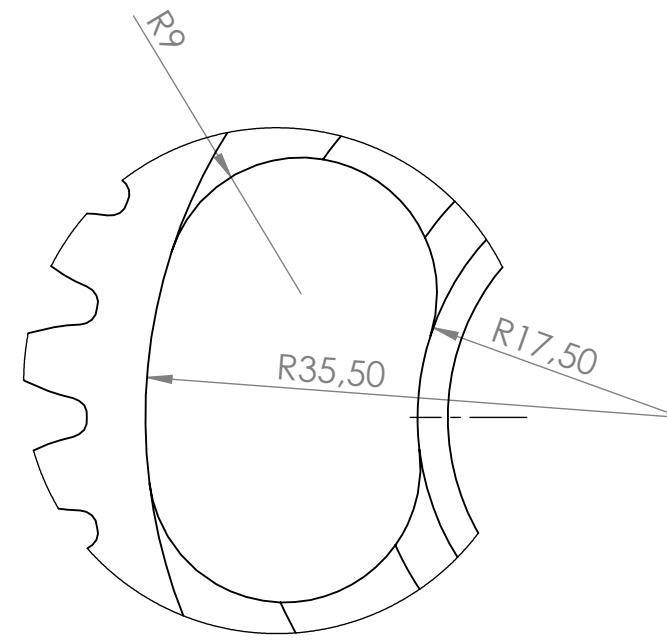
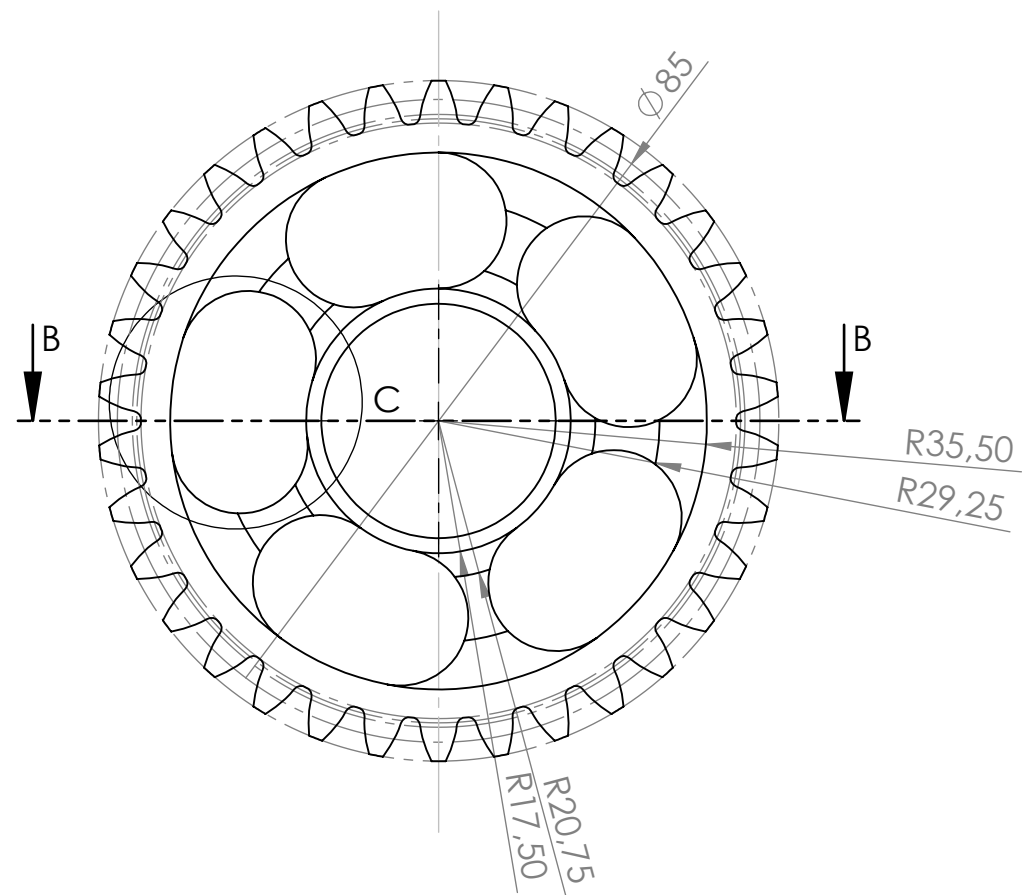


SECTION A-A

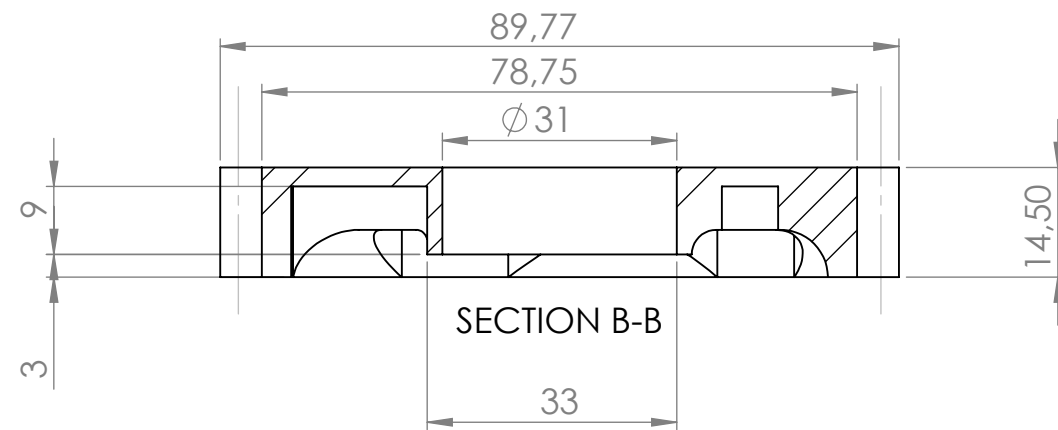


DETAIL E
SCALE 2 : 1

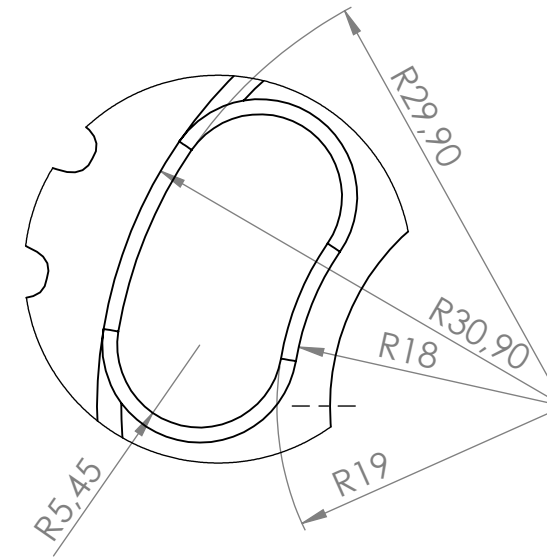
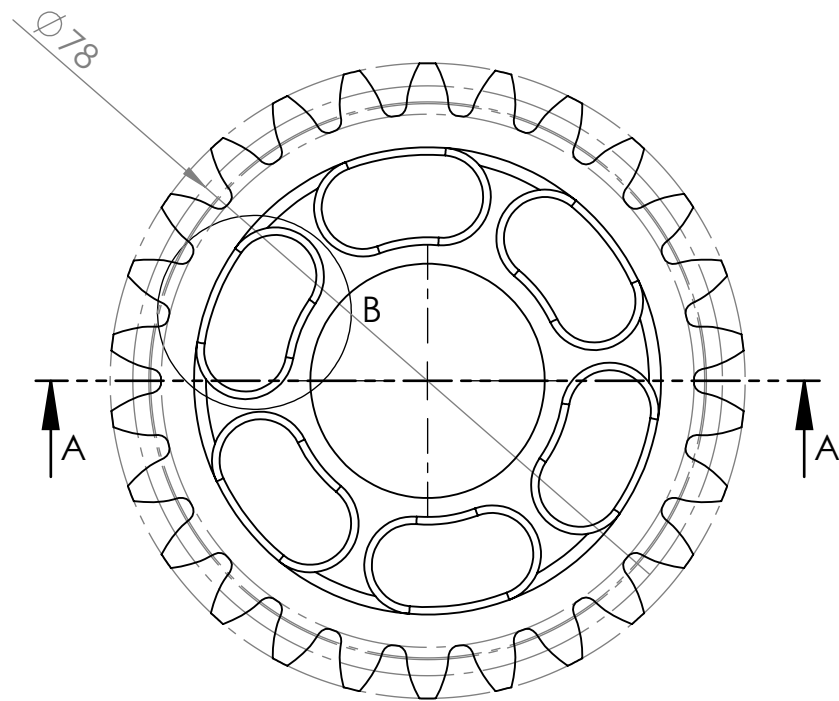
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
Module	2.5	NAME	SIGNATURE	DATE				TITLE: Οδοντωτος τροχος κινούμενου άξονα 1ης σχέσης μετάδοσης			
Teeth	36							DWG NO.			
APPV'D								A3			
MFG							MATERIAL: 17CrNi6-6	SCALE:1:1			
Q.A							WEIGHT:	SHEET 1 OF 1			



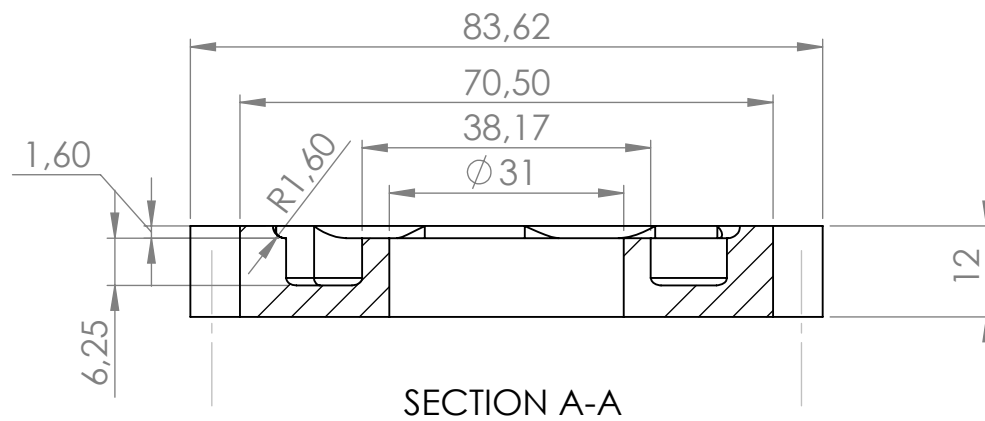
DETAIL C
SCALE 2 : 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
		Module		Value		TITLE:		Οδοντωτός τροχός κινούμενου άξονα 2ης σχέσης	
Teeth		34		MATERIAL:		DWG NO.		A3	
				17CrNi6-6		SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1	
				WEIGHT:					

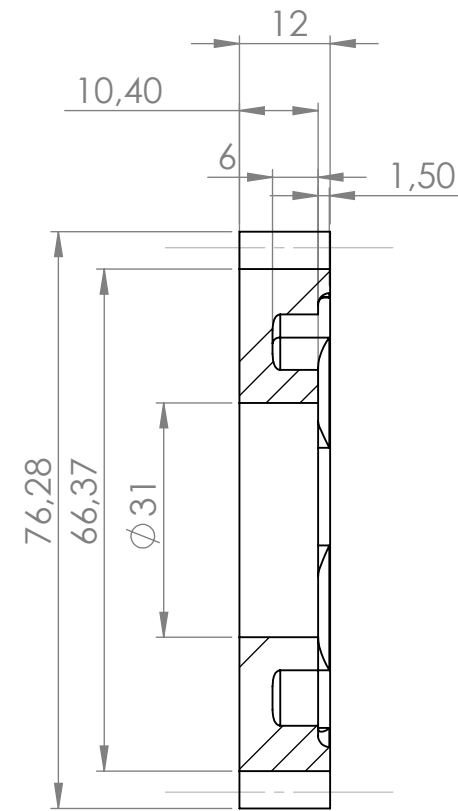
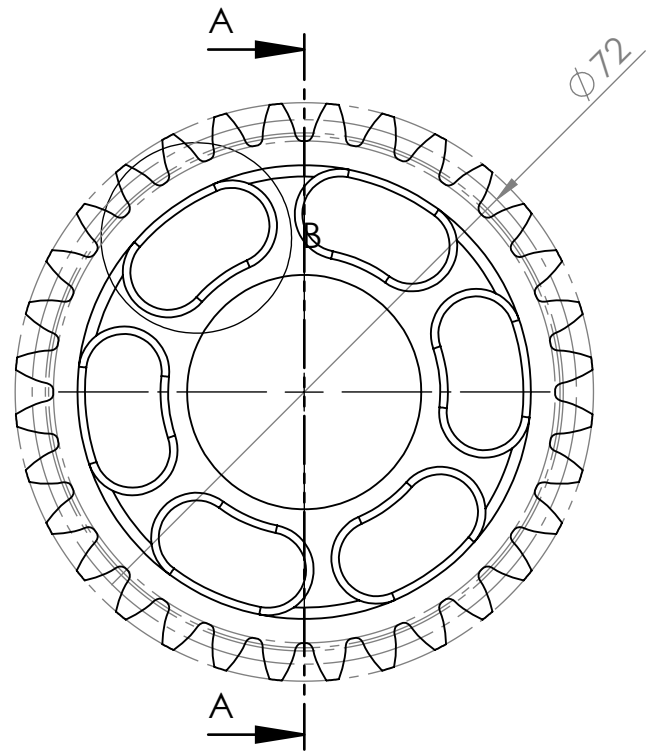


DETAIL B
SCALE 2 : 1

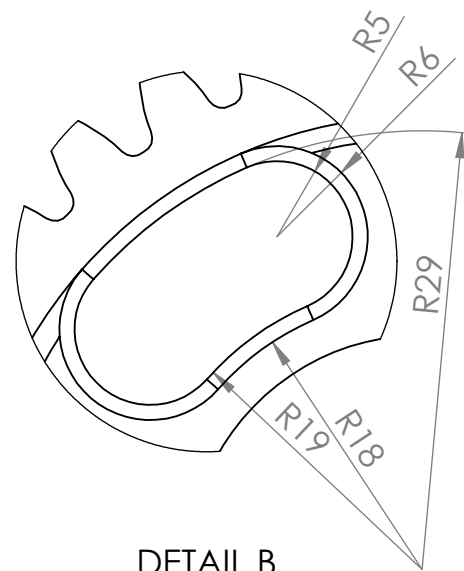


SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
								TITLE: Οδοντωτός τροχός κινούμενου άξονα 3ης σχέσης μετάδοσης			
								DWG NO. A3			
						MATERIAL: 17CrNi6-6		SCALE:1:1			
						WEIGHT:		SHEET 1 OF 1			
Module	3										
Teeth	26										

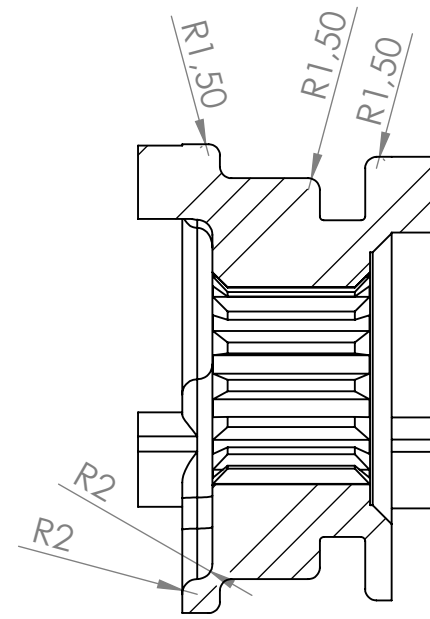
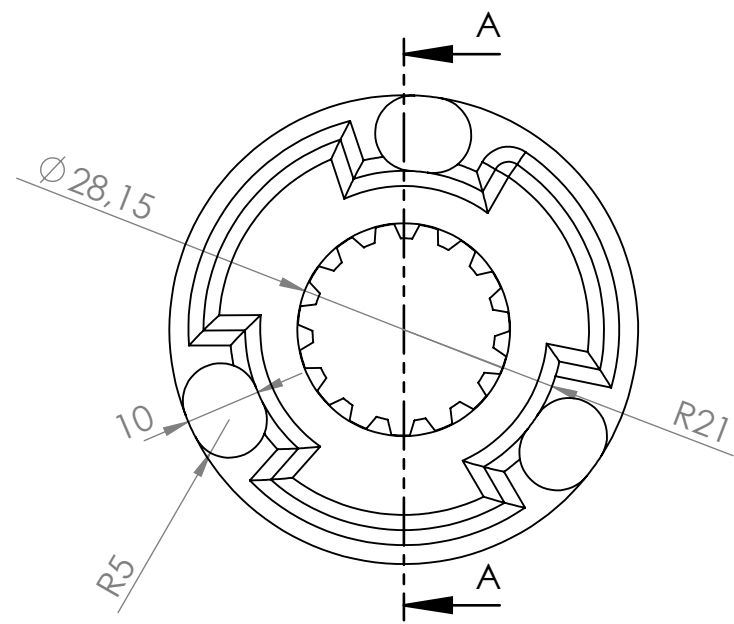


SECTION A-A

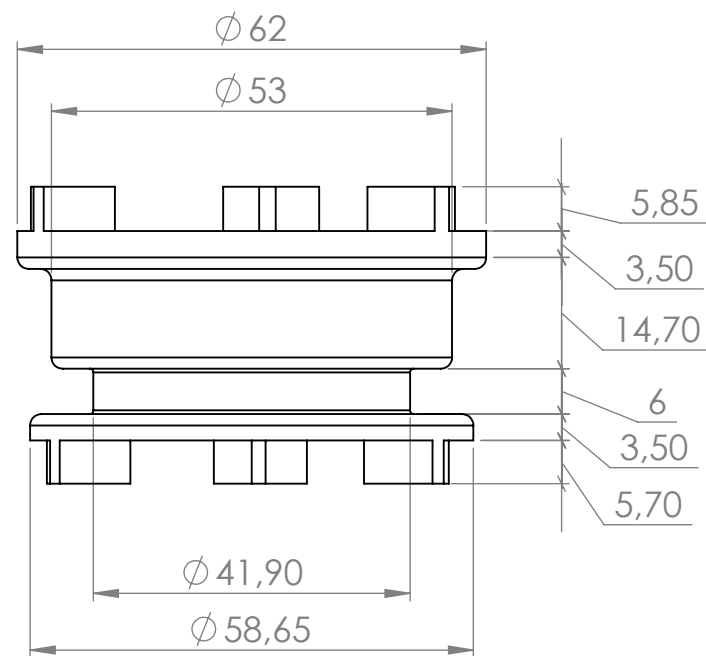


DETAIL B
SCALE 2 : 1

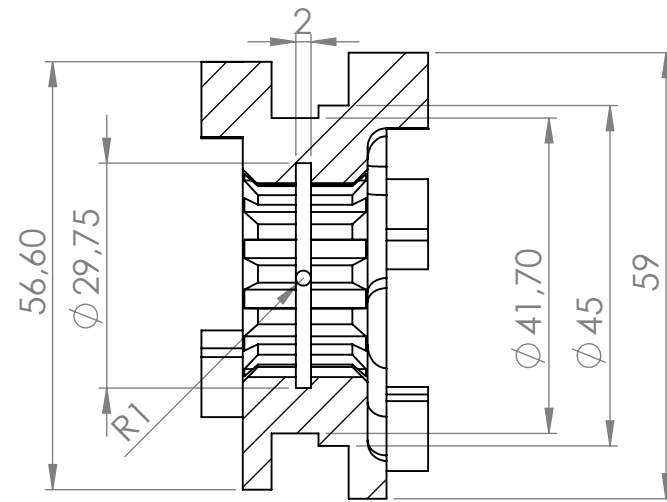
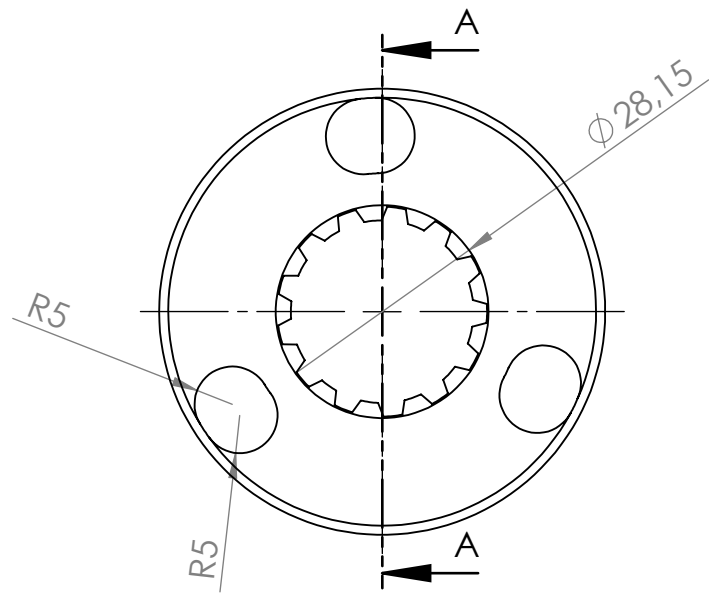
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
Module	2.25			TITLE: Οδοντωτός τροχός κινούμενου άξονα 4ης σχέσης μετάδοσης	
Teeth	32				
			MATERIAL: 17CrNi6-6	DWG NO.	A3
			WEIGHT:	SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1



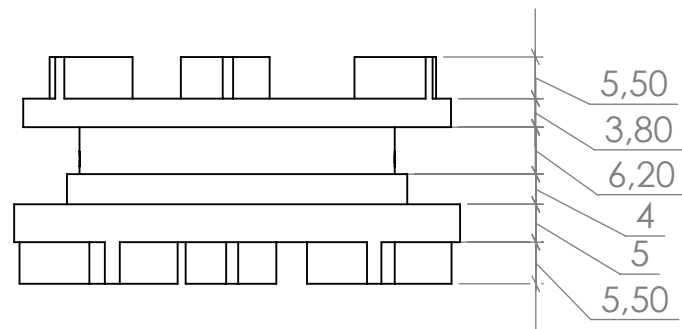
SECTION A-A



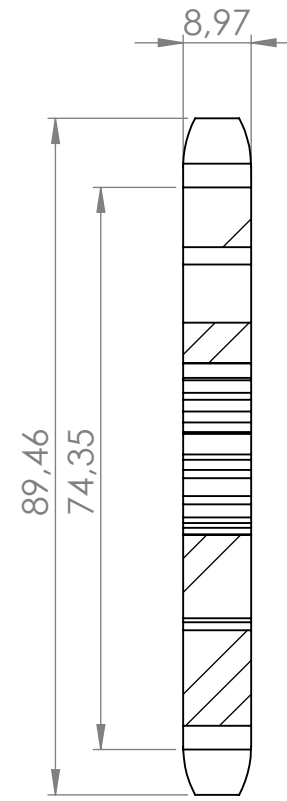
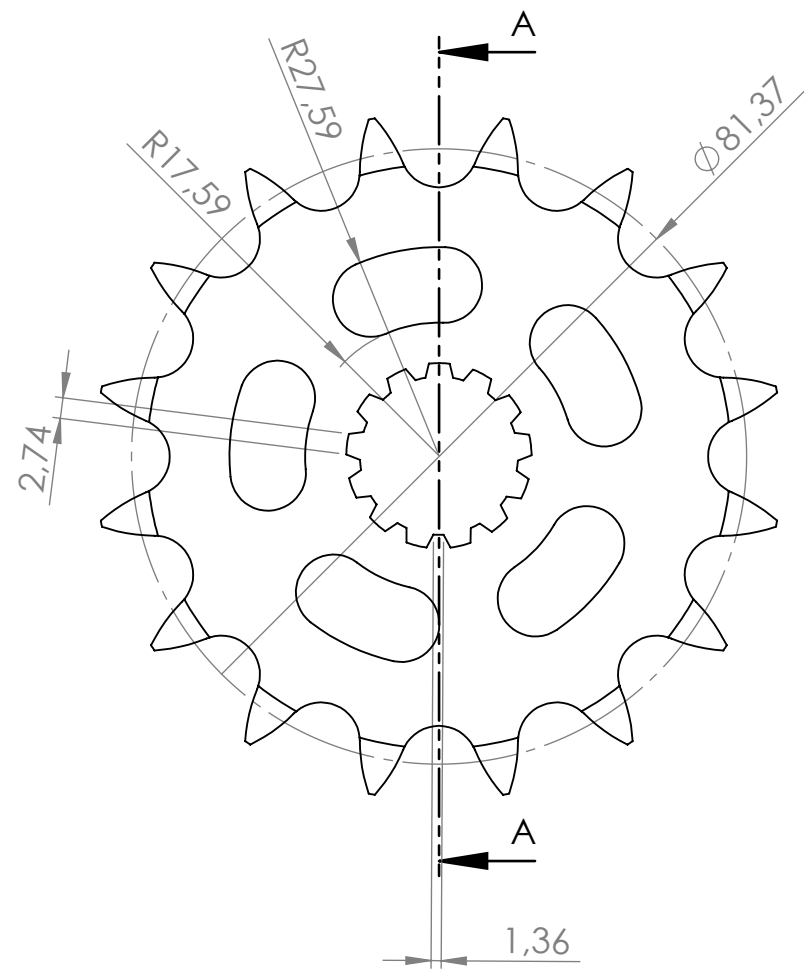
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: Τροχός εμπλοκής 1ης και 3ης σχέσης μετάδοσης					
CHK'D						DWG NO. A3					
APPV'D						MATERIAL: 17CrNi6-6					
MFG						WEIGHT:					
Q.A						SCALE:1:1					
						SHEET 1 OF 1					



SECTION A-A

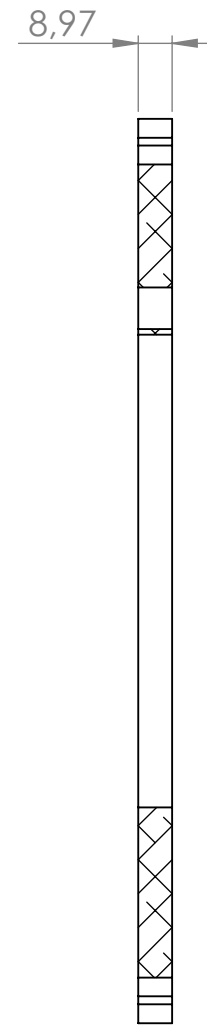
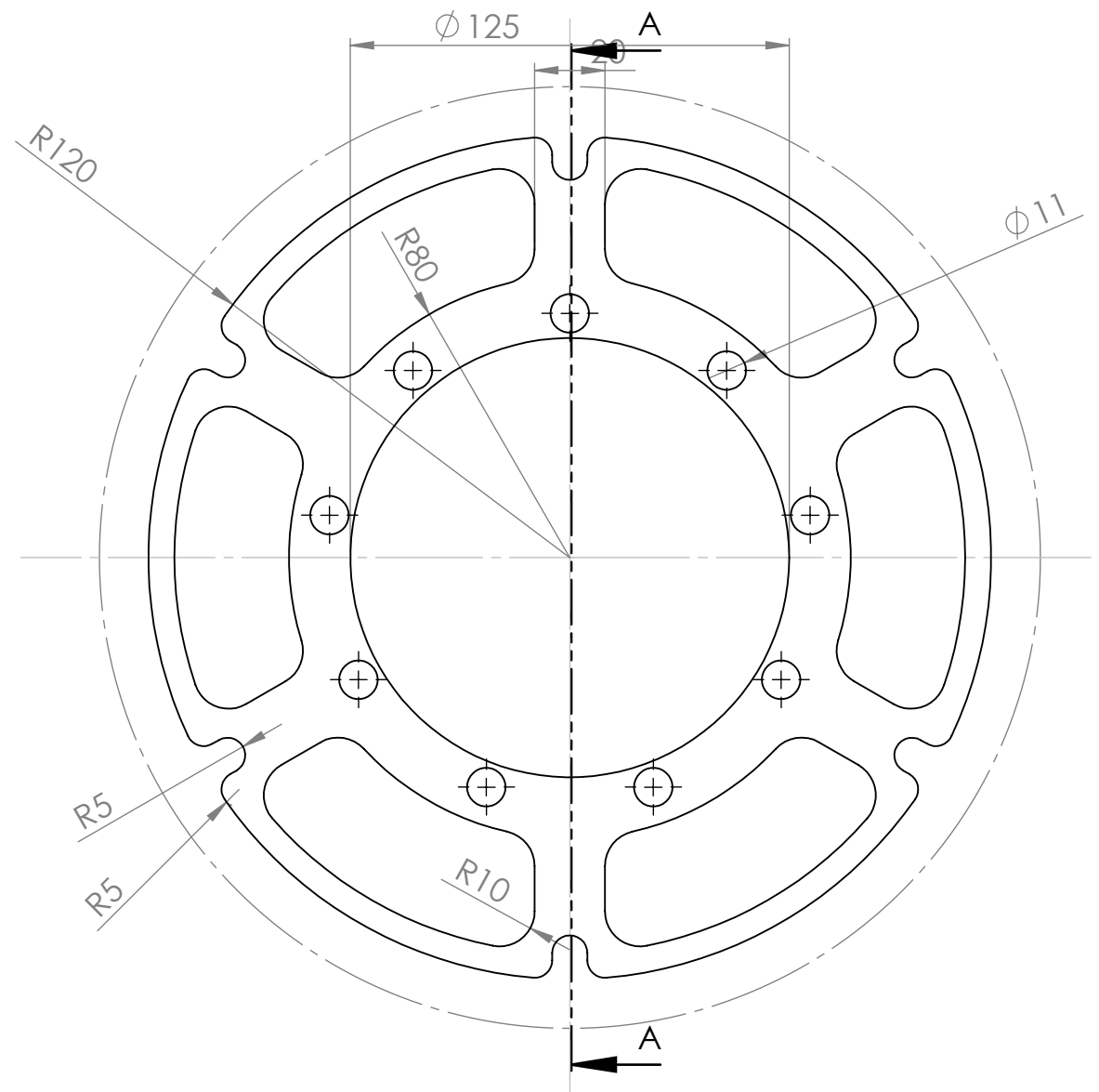


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHK'D										Τροχός εμπλοκής 2ης και 4ης σχέσης μετάδοσης	
APPV'D											
MFG											
Q.A											
								MATERIAL:		DWG NO.	
								17CrNi6-6		A3	
								WEIGHT:		SCALE:1:1	
										SHEET 1 OF 1	



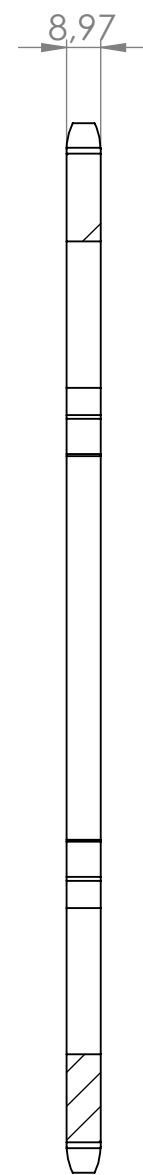
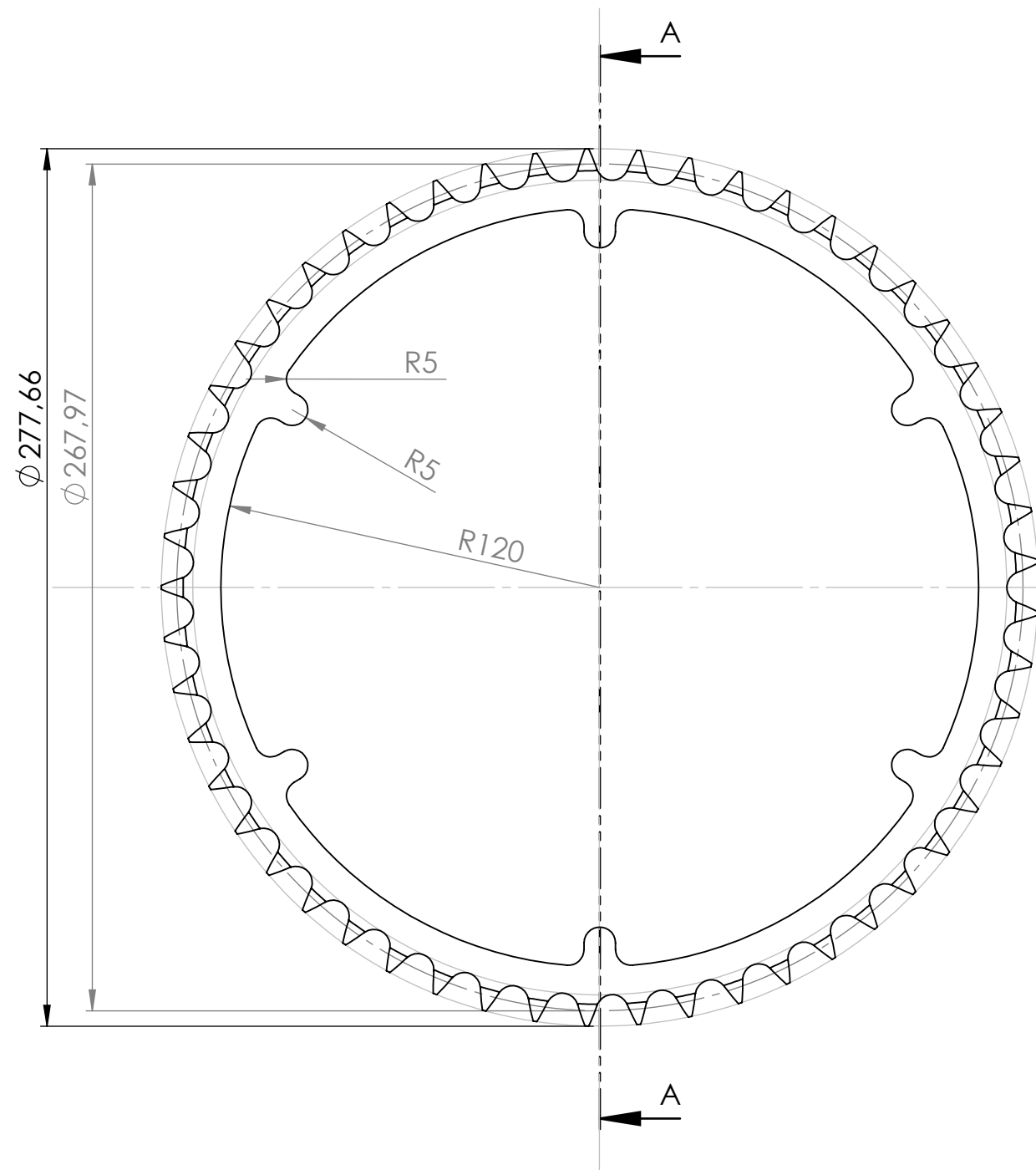
SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
	VALUE			TITLE:	
PITCH	15,875 MM				
			MATERIAL: Steel AISI 4130	DWG NO. Κινητήριος Αλυσοτροχός	A3
			WEIGHT:	SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1



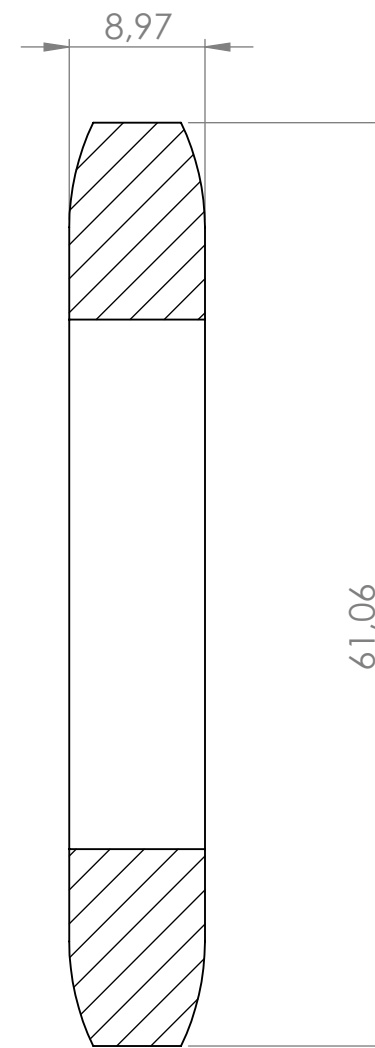
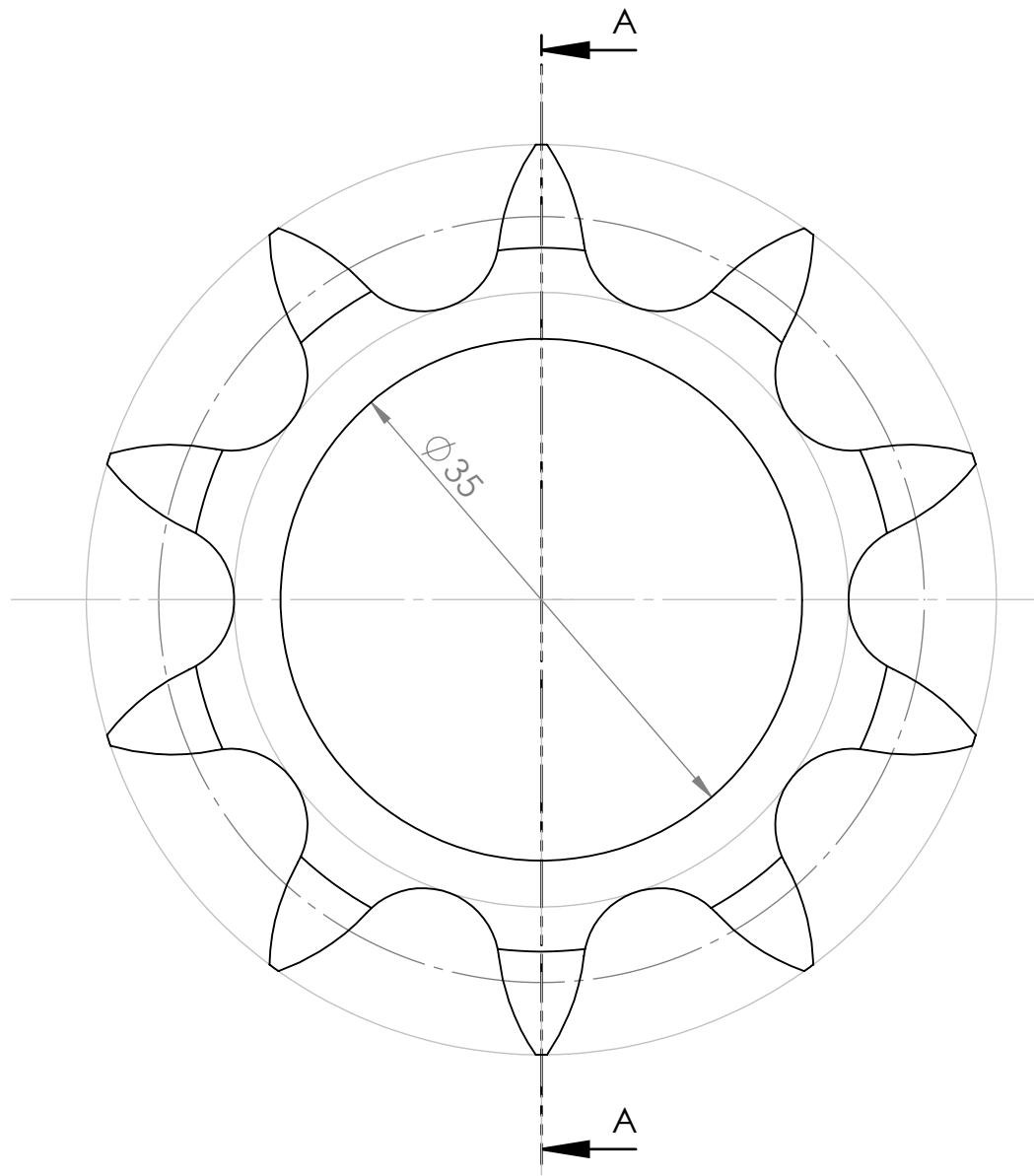
SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
VALUE				TITLE:	
PITCH	15.875 mm				
			MATERIAL: Alluminium Alloy 2024	DWG NO.	Εσωτερικό μέρος κινούμενου αλυστροχού
			WEIGHT:	SCALE:1:2	A3
				SHEET 1 OF 1	



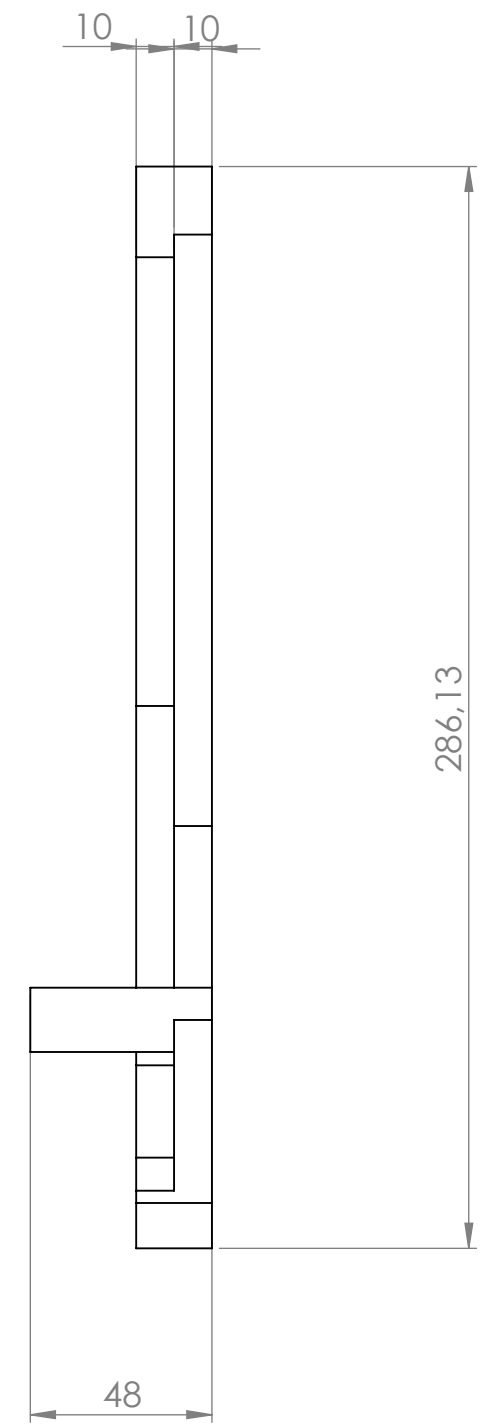
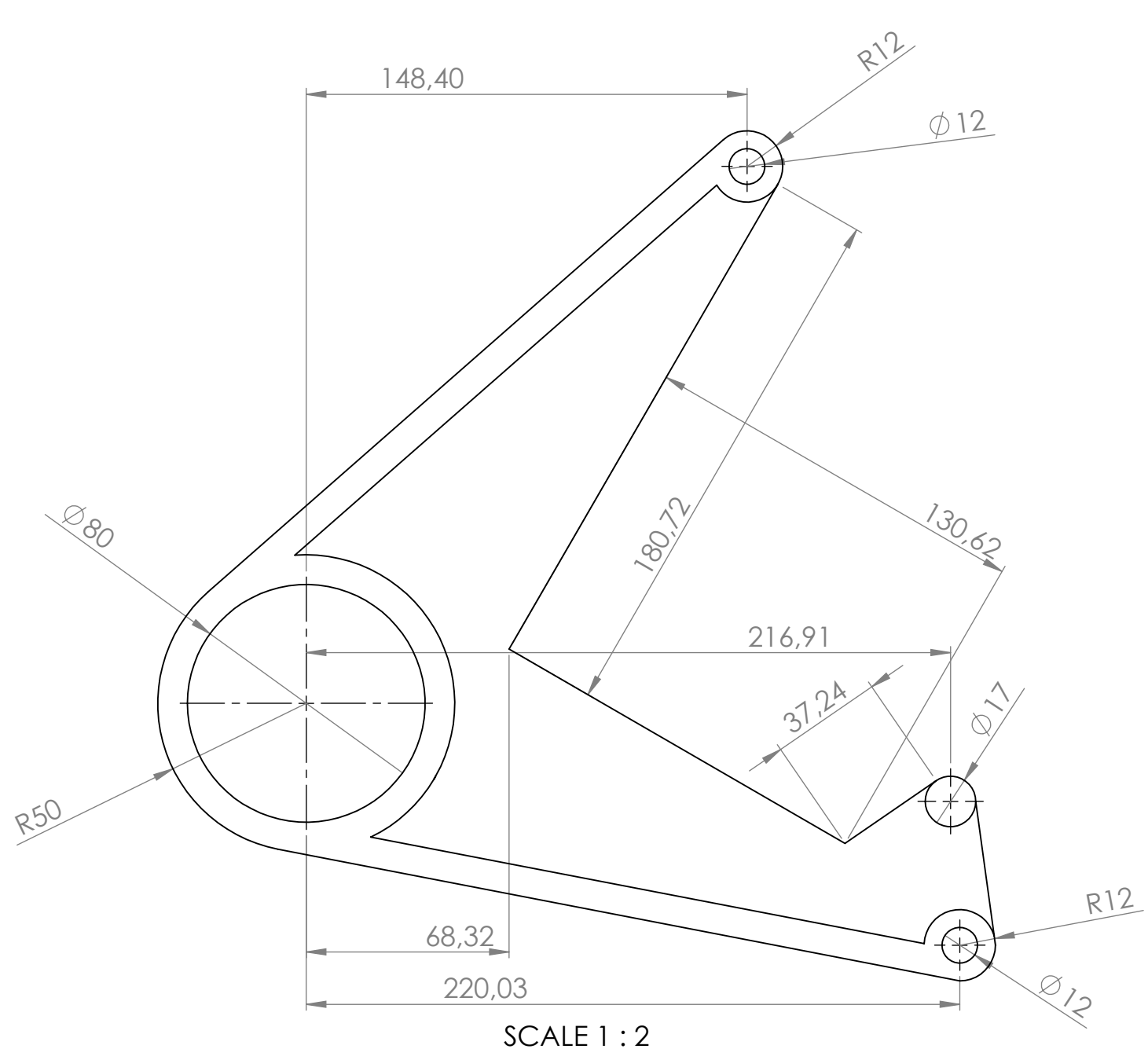
SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
	VALUE			TITLE:	
PITCH	15.875 mm				
			MATERIAL: Steel AISI 4130	DWG NO.	Οδόντωση Κινούμενου Αλυσοτροχού
			WEIGHT:	SCALE:1:2	A3
				SHEET 1 OF 1	



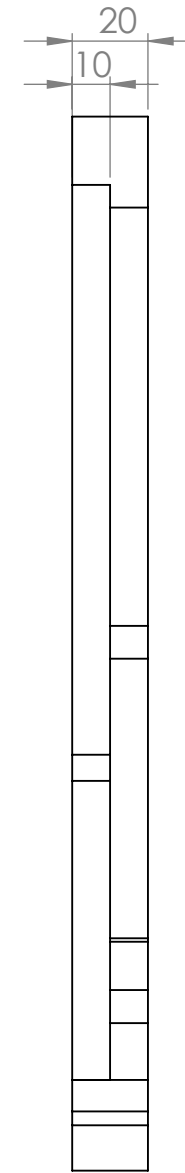
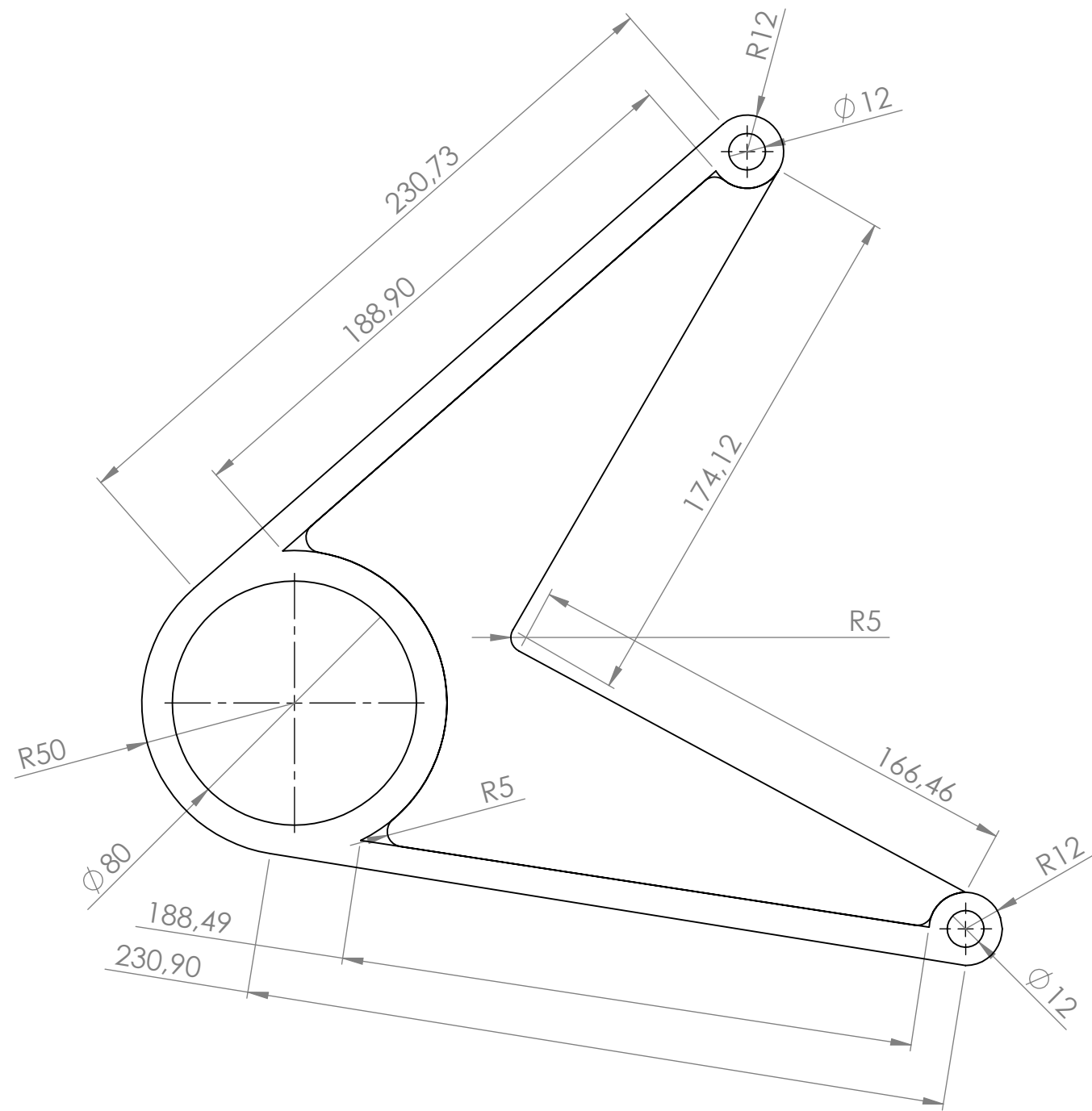
SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
		MATERIAL: Steel AISI 4130		WEIGHT:		TITLE: Τανυστήρας Αλυσίδας		DWG NO. A3	
PITCH	VALUE 15.875 mm							SCALE:2:1 SHEET 1 OF 1	

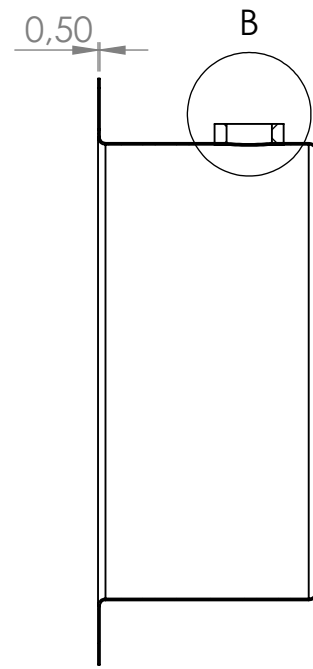
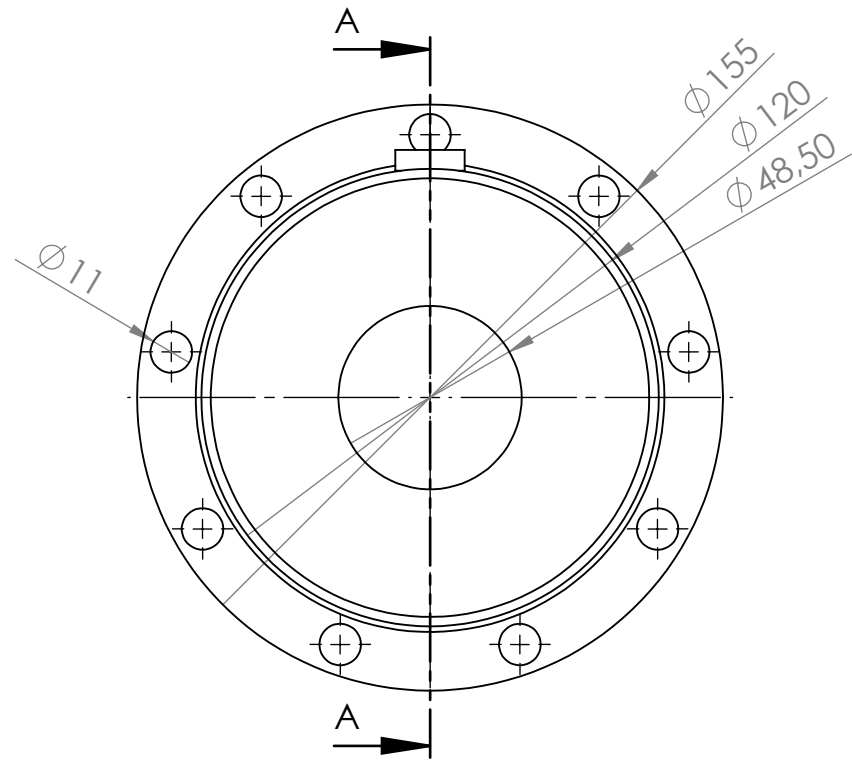


SCALE 1 : 2

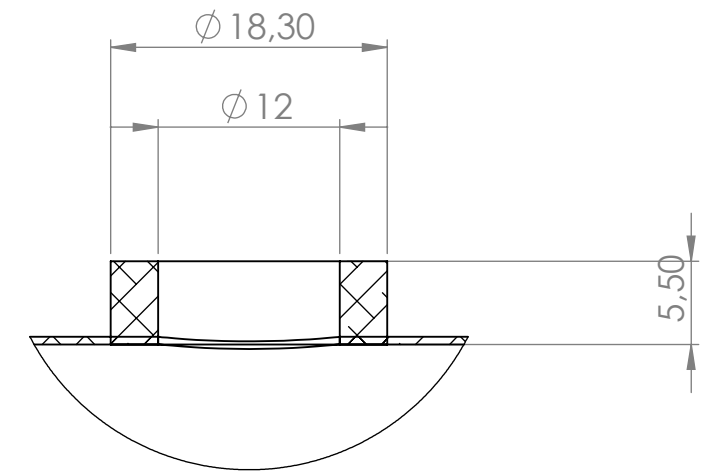
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
DRAWN	NAME	SIGNATURE		TITLE:	
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A			MATERIAL: Alluminium Alloy 2024	DWG NO.	Αριστερή Βάση Διαφορικού
			WEIGHT:	SCALE:1:5	A3
				SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				SIGNATURE		DATE		TITLE:			
CHK'D											
APPV'D											
MFG											
Q.A								MATERIAL: Aluminium Alloy 2024		DWG NO. Δεξιά Βάση Διαφορικού	
								WEIGHT:		SCALE:1:2	
										SHEET 1 OF 1	
										A3	

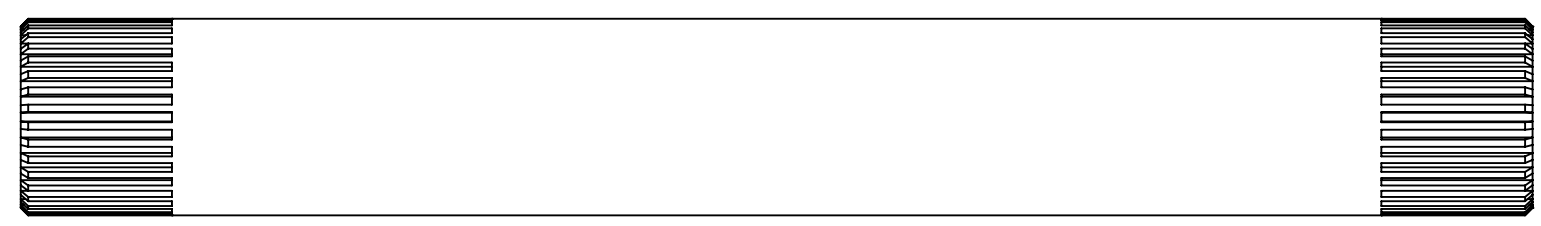
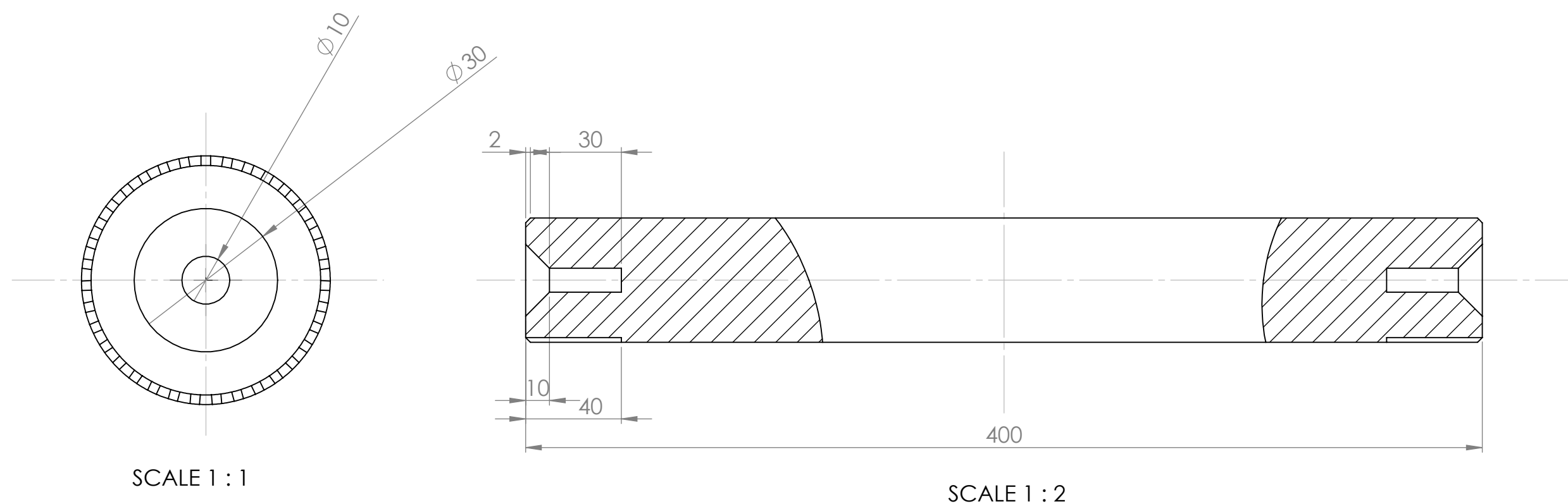


SECTION A-A



DETAIL B
SCALE 2 : 1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
NAME	SIGNATURE			TITLE: Δοχείο προστασίας διαφορικού	
			MATERIAL: Alluminium Alloy 2024	DWG NO.	A3
			WEIGHT:	SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
								TITLE:			
								MATERIAL: 25CrMo4			
								DWG NO. Ημιαξόνιο			
								A3			
								WEIGHT:			
								SHEET 1 OF 1			