

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

**ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΜΕΛΕΤΗ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ Ε.Ι.Χ.  
ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΟΥ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΑΥΤΟΥ  
ΓΙΑ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΑΚΗ ΧΡΗΣΗ.**



**ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ.  
ΚΟΝΤΟΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ  
ΜΙΧΑΗΛ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ**

**ΕΠΟΠΤΕΥΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ.  
ΚΟΚΚΙΝΟΣ ΑΝΑΣΤΑΣΙΟΣ**

**ΠΑΤΡΑ 06/05/2010**

## **ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ**

<b>Εισαγωγή</b>	<b>2</b>
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 : Πρόλογος</b>	
1.1 Λίγα λόγια για το αυτοκίνητο	4
1.2 Αναλυτικά στοιχεία και δεδομένα για το ρόλο του κιβωτίου ταχυτήτων και εξέλιξη συνοπτικά δίσκος – πλατώ – κόμπλερ - συγχρονιζέ	10
1.2.1 Κόμπλερ-Συγχρονιζέ	13
1.2.2 Δίσκος-πλατώ	15
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 : Μελέτη και ανάλυση κιβωτίου ταχυτήτων 5 σχέσεων με όπισθεν</b>	
2.1 Παρουσίαση	20
2.2 Εικόνες από το κιβώτιο ταχυτήτων	21
2.3 Χαρακτηριστικά, υλικά και μέθοδοι κατασκευής	31
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 : Πειραματική ανάλυση κιβωτίου ταχυτήτων 5 σχέσεων με όπισθεν</b>	
3.1 Διαδικασία ανάλυσης και παρατήρηση κιβωτίου ταχυτήτων	33
3.2 Ανάλυση κιβωτίου ταχυτήτων 5 σχέσεων με όπισθεν	43
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 :Σύγκριση πειραματικών-θεωρητικών τιμών</b>	
4.1 χαρακτηριστικά του κιβωτίου ταχυτήτων σε πίνακες	73
4.2 σχεδίαση διαγραμμάτων και ανάλυση αυτών	77
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 : Εξέλιξη και τεχνολογία κιβωτίων ταχυτήτων στις μέρες μας</b>	
5.1 Ημιαυτόματα	80
5.2 Κιβώτια ταχυτήτων SMG	81
5.3 Κιβώτια ταχυτήτων DSG	84
5.4 Αυτόματα Κιβώτια ταχυτήτων	89
5.5 Κιβώτια ταχυτήτων CVT	92
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</b>	<b>96</b>

## Εισαγωγή

Σκοπός αυτής της πτυχιακής εργασίας είναι να μελετηθεί και να αναλυθεί ένα κιβώτιο ταχυτήτων πέντε σχέσεων με όπισθεν τύπου διπλού Η. Αρχικά θα αναφερθούμε επιγραμματικά στο αυτοκίνητο, στην ανακάλυψη και στην εξέλιξη των κινητήρων εσωτερικής καύσης, καθώς και στα πρόσωπα που συντέλεσαν σε όλα αυτά τα γεγονότα βάση χρονοδιαγράμματος. Στη συνέχεια θα αναλύσουμε την λειτουργία και την γενική φιλοσοφία ενός κλασσικού κιβωτίου ταχυτήτων. Αυτό θα το επιτύχουμε αναλύοντας τα επιμέρους εξαρτήματα από τα οποία αποτελείται το κιβώτιο(δίσκος - πλατώ - κόμπλερ - συγχρονιζέ). Ακολουθεί η παρουσίαση του κιβωτίου της μελέτης μας με πλούσιο φωτογραφικό υλικό από τα επιμέρους κομμάτια του, αναφορά στα χαρακτηριστικά του, στα υλικά και τις μεθόδους κατασκευής αυτού. Ύστερα περνούμε στην πειραματική ανάλυση του κιβωτίου ταχυτήτων της μελέτης μας η οποία αποτελείται από την παρατήρηση του δοκιμίου μας και την γραπτή ανάλυση για την διεξαγωγή αποτελεσμάτων. Τα αποτελέσματα αυτά αποθηκεύονται σε πίνακες χωριστά για κάθε σχέση και έπειτα απεικονίζονται με διαγράμματα, ώστε να πραγματοποιήσουμε συγκρίσεις και να διεξάγουμε κάποια συμπεράσματα μεταξύ των θεωρητικών και των πειραματικών τιμών. Σειρά έχει η διατύπωση του συμπεράσματος με έμφαση στα σημεία τα οποία έχουμε τις διαφορές στις τιμές εξηγώντας τα αίτια και τις παραμέτρους που επηρέασαν αυτά τα αποτελέσματα. Τέλος, αναφερόμαστε αναλυτικά στην εξέλιξη και την τεχνολογία των κιβωτίων ταχυτήτων στις μέρες μας, με περαιτέρω έμφαση στους τύπους κιβωτίων: ημιαυτόματα, SMG, DSG, αυτόματα και CVT.

---

# Κεφάλαιο 1

---

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 (Πρόλογος)

## 1.1 Λίγα λόγια για το αυτοκίνητο

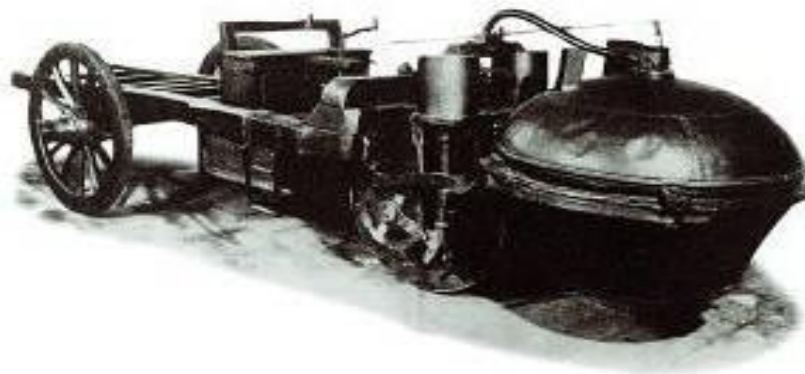
Πριν από λίγα χρόνια, στις αρχές της δεκαετίας του '90, γιορτάστηκαν τα 100 χρόνια του αυτοκινήτου. Σήμερα, το μέσο αυτό μετακίνησής μας το θεωρούμε ως κάτι απλό, δεδομένο και συγκρινόμενο με τα προϊόντα της νέας τεχνολογίας, ως κάτι παραδοσιακό. Το αυτοκίνητο είναι πλέον, όσο καμία άλλη μηχανή, μέρος της ύπαρξής μας.

Αν ωστόσο, προσπαθήσουμε να σκεφτούμε πώς γίνονταν οι μετακινήσεις και τα ταξίδια πριν από την εμφάνιση του αυτοκινήτου, θα διαπιστώσουμε πόσο αργή και δύσκολη ήταν η πραγματοποίησή τους.

Επιπλέον, η βιομηχανία του αυτοκινήτου είναι από τις σημαντικότερες δραστηριότητες σε παγκόσμιο επίπεδο, άμεσα συνδεδεμένη με τη βιομηχανία χάλυβα, αλουμινίου, χαλκού, ψευδαργύρου, γυαλιού, δέρματος και πλαστικού. Επίσης, κυρίως λόγω του αυτοκινήτου, αναπτύχθηκε στα σημερινά επίπεδα ο τομέας των υγρών καυσίμων (εξόρυξη, μεταφορά, δύλιση, διανομή και πώληση πετρελαίου και των παραγώγων του: βενζίνης, φυσικού αερίου). Επίσης, τεχνικοί κλάδοι, όπως η οδοποιία, η γεφυροποιία και η διάνοιξη οδικών σηράγγων, είχαν ως αιτία ανάπτυξης την εξάπλωση και ευρεία χρήση του αυτοκινήτου, ενώ σημαντικό μέρος των τραπεζικών δραστηριοτήτων καλύπτουν τον "κλάδο αυτοκινήτου".

Ας δούμε, όμως, πώς ξεκίνησε η ιστορία που ονομάζουμε αυτοκίνητο.

Μέχρι την εφεύρεση της ατμομηχανής, το 1712, το όνειρο για ένα μηχανοκίνητο μεταφορικό μέσο ανήκε στο χώρο της φαντασίας. Λέγεται, ότι η ατμομηχανή είχε χρησιμοποιηθεί για την κατασκευή ενός τέτοιου οχήματος από τα τέλη του 18ου αιώνα, αλλά τα οχήματα αυτά ήταν ογκώδη, δύσχρηστα και βραδυκίνητα. Το πρώτο όχημα που κινήθηκε με δική του ισχύ ήταν το ατμοκίνητο όχημα του Γάλλου αξιωματικού του μηχανικού Νικολά Κινιό (Nicholas Cugnot), το 1769.



**Εικόνα 1.1**

**Το πρώτο ατμοκίνητο όχημα του Nicholas Cugnot.**

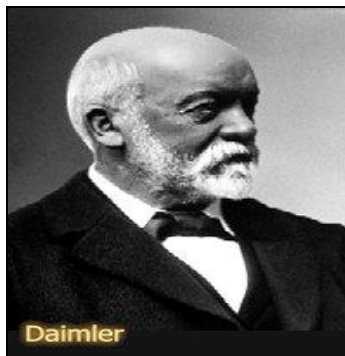
Το όχημα αυτό ήταν τρίκυκλο με ένα τεράστιο καζάνι εμπρός από τον εμπρόσθιο τροχό του. Εξαιτίας του βάρους του, η οδήγηση ήταν πολύ δύσκολη, ενώ η ταχύτητά

του έφθανε τα 3 χλμ. ανά ώρα.

Έτσι, έχοντας ήδη κατασκευάσει ατμομηχανές με σταθερή ισχύ και ικανοποιητικό βαθμό αποδόσεως άρχισαν να κατασκευάζονται διάφορα ατμοκινούμενα οχήματα, μάλιστα από το 1830 περίπου και λεωφορεία. Το μεγάλο βάρος αυτών των οχημάτων, ουσιαστικά της ατμομηχανής τους, αλλά επίσης ο θόρυβος και η καπνιά που δημιουργούσαν, δεν τα έκαναν αποδεκτά από τους πολίτες. Επιπλέον, ακόμη και στις πιο εξελιγμένες μορφές τους, που παρουσιάστηκαν πολύ αργότερα, χρειαζόταν πολύς χρόνος ώσπου να θερμανθεί και να βράσει το νερό, ώστε να μπορέσει να κινηθεί ένα τέτοιο όχημα. Συνέπεια όλων αυτών ήταν να μην υπάρξει καμία ουσιαστική εξέλιξη στο είδος αυτών οχημάτων.

Στη δεκαετία του 1880 ήταν όμως διαθέσιμος ο κινητήρας Otto που δημιουργούσε ελπίδες για κατασκευή ελαφριών και ευέλικτων αυτοκινούμενων οχημάτων, για τα οποία καθιερώθηκε στην ελληνική γλώσσα αποκλειστικά ο όρος αυτοκίνητο. Βέβαια, οι λεγόμενοι ατμοσφαιρικοί κινητήρες είχαν αρχικά σημαντικό βάρος και το αέριο καύσιμο δεν ήταν παντού διαθέσιμο. Γι' αυτό πολλοί μηχανικοί σε διάφορες χώρες εργάζονταν με στόχο τη βελτίωση αυτού του κινητήρα και την ενσωμάτωσή του σε αυτοκίνητα.

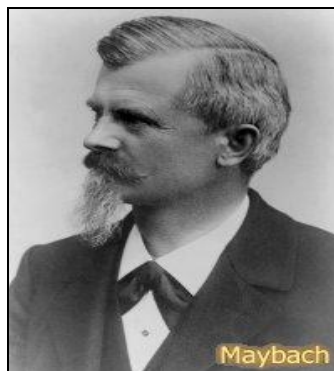
Οι δύο μηχανικοί που συνεργάστηκαν από το 1872 στην εταιρία Deutz των Otto και Langen, ο Gottlieb Daimler (Ντάιμλερ,1834-1900),



**Εικόνα 1.2**

**Ο Gottlieb Daimler.**

ο οποίος ήταν υπεύθυνος για τη διαδικασία παραγωγής των κινητήρων και ο Wilhelm Maybach (Μάιμπαχ,1846-1929),



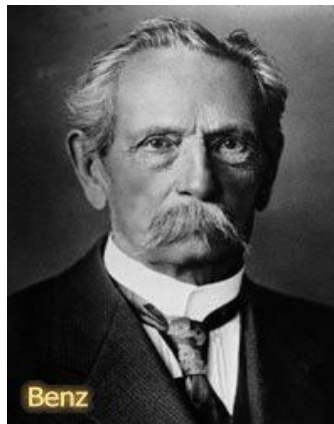
**Εικόνα 1.3**

**Ο Wilhelm Maymach.**

ο οποίος ήταν επικεφαλής της μελετητικής ομάδας του εργοστασίου, αποχώρησαν από την εταιρία της Κολωνίας και εγκαταστάθηκαν στην πόλη Cannstatt κοντά στη Στουτγάρδη. Εκεί άρχισαν πειραματισμούς για να βελτιώσουν την πυροδότηση του καυσίμου στον κύλινδρο του κινητήρα. Στα πλαίσια αυτών των δοκιμών αποφάσισαν να χρησιμοποιούν ως καύσιμο βενζίνη, την οποία προωθούσε στον κύλινδρο για καύση ένας νέος τύπος εξαεριοτή (καρμπρατέρ). Ο κινητήρας αυτός που ολοκληρώθηκε το έτος 1884 είχε κυβισμό 500 cm<sup>3</sup> και ισχύ 1 PS.

Το 1885 κατασκεύασαν οι Daimler-Maybach με το βενζινοκινητήρα τους ένα ξύλινο ποδήλατο και το 1886 μια τροποποιημένη αλογοάμαξα. Κύριος στόχος τους ήταν να δείξουν την αποτελεσματική λειτουργία του νέου κινητήρα και να προκαλέσουν παραγγελίες, αλλά τα αποτελέσματα ήταν πενιχρά. Ένα σκάφος με τον ίδιο κινητήρα προκάλεσε όμως αρκετό ενδιαφέρον κι έτσι καλύφθηκε ένα μέρος των εξόδων ανάπτυξης.

Από τη δεκαετία του 1870 κατασκεύαζε ο Carl Benz (Μπεντς, 1844-1929) στο Mannheim δίχρονους κινητήρες με αέριο καύσιμο.



**Εικόνα 1.4**

**Ο Carl Benz.**

Ενθουσιασμένος από τα αποτελέσματα των πειραμάτων και τις κατασκευές στο Cannstatt, σχεδίασε ο Μπεντς ένα τρίτροχο όχημα με τετράχρονο κινητήρα το οποίο είχε σχεδιαστεί εξ' αρχής έτσι ώστε να δεχθεί τον κινητήρα. Η κατασκευή ενός οχήματος με διάφορες τεχνικές λεπτομέρειες δεν ήταν εκείνη την εποχή πια δύσκολη υπόθεση, γιατί υπήρχε τεχνογνωσία πολλών δεκαετιών από την κατασκευή ατμοκίνητων οχημάτων και ποδηλάτων. Έτσι, τα νέα αυτοκίνητα είχαν διαφορετικό στον πίσω άξονα, κατάλληλα φρένα κ.ο.κ.

Παρ' όλες τις τεχνικές βελτιώσεις, τα αυτοκίνητα των Daimler-Maybach και Benz δεν βρήκαν ανταπόκριση στο αγοραστικό κοινό και οι εμπορικές προοπτικές ήταν κακές. Κύριος λόγος ήταν ότι οι κατασκευαστές προσέφεραν ένα «στεγνό» τεχνικό προϊόν, χωρίς τα άχρηστα μεν αλλά απαραίτητα διαφημιστικά παραγεμίσματα που μετατρέπουν ένα ουδέτερο τεχνικό κατασκεύασμα σε απαραίτητο εξάρτημα.

Αυτή ακριβώς η τεχνική εφαρμόστηκε από τους Γάλλους στη δεκαετία του 1890, όπως είχε εφαρμοστεί εξάλλου παλαιότερα και με το ποδήλατο. Στη Γαλλία κυριαρχούσαν τα αυτοκίνητα Benz, Pannard & Levasson και Peugeot, τα τελευταία με κινητήρες Daimler. Το έτος 1891 παρουσίασε η εταιρία Pannard & Levasson ένα νέο αυτοκίνητο που έγινε γρήγορα αποδεκτό από τα μέλη της ανώτερης και μέσης οικονομικής και κοινωνικής τάξης. Μέχρι τέλος αυτής της δεκαετίας αυξήθηκαν



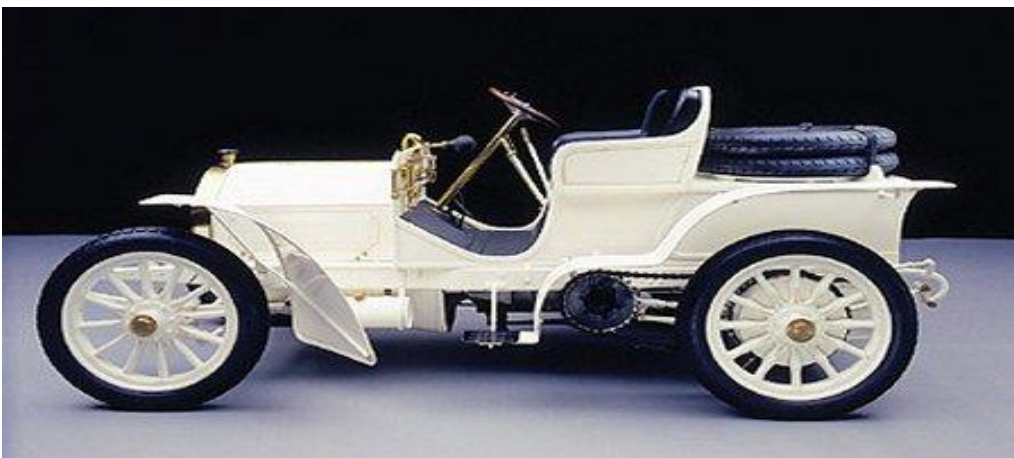
σημαντικά οι πωλήσεις αυτοκινήτων στη Γαλλία και κάποια εποχή υπήρχαν λίστες προτεραιότητες με πολύμηνη αναμονή των υποψήφιων αγοραστών.

Αυτή η αυξημένη ζήτηση προκάλεσε το ενδιαφέρον κι άλλων κατασκευαστών, από τους οποίους η εταιρία Renault απέκτησε γρήγορα μεγάλο μερίδιο στις πωλήσεις και μέχρι τον Α' παγκόσμιο πόλεμο βρισκόταν στην κορυφή των γαλλικών εταιριών. Η εταιρία Renault (Ρενώ) ιδρύθηκε το 1898 και συναρμολογούσε αρχικά αυτοκίνητα, κυρίως ταξί, τα οποία αποτέλεσαν πρότυπο για όλες τις πόλεις της Ευρώπης και Αμερικής αλλά και των γαλλικών και αγγλικών αποικιών. Μέχρι το έτος 1907 εξελίχθηκε η Ρενώ στο μεγαλύτερο κατασκευαστή αυτοκινήτων στη Γαλλία με ετήσιες πωλήσεις μέχρι 3.000 ταξί.

Στη Γερμανία εμφανίστηκαν στον κλάδο κατασκευής αυτοκινήτων οι εταιρίες Adler (Αντλερ) και Opel (Οπελ), οι οποίες εισήγαγαν κινητήρες από την Dion-Bouton και αρχικά κατασκεύαζαν ποδήλατα.

Το έτος 1900 σχεδίασε και κατασκεύασε ο Μάιμπαχ για τον Αυστριακό βιομήχανο Emil Jelikek (Γέλινεκ) ένα αγωνιστικό όχημα, με το οποίο ο βιομήχανος θα έπαιρνε μέρος σε αγώνες στη Νίκαια της Γαλλίας. Το αυτοκίνητο αυτό με ισχύ 35 PS και πολλούς τεχνικούς νεωτερισμούς πήρε το όνομα της κόρης του Γέλινεκ, Mercedes (Μερτσέντες). Η επιτυχία αυτού του οχήματος στους αγώνες οδήγησε σε πολλές παραγγελίες και ήδη το 1901 κυκλοφόρησε η εταιρία το πρώτο αυτοκίνητο για ευρεία χρήση με το όνομα Mercedes. Αμέσως το επόμενο έτος κυκλοφόρησε ένα νέο αυτοκίνητο με ισχύ 40 PS και έκτοτε ειδικεύεται αυτή η εταιρία στις κατασκευές οχημάτων ανώτερου επιπέδου. Το όνομα Mercedes αποτέλεσε έκτοτε σημαντικό εμπορικό όνομα στην παγκόσμια αγορά αυτοκινήτου. Το έτος 1924 ενώθηκαν οι εταιρίες του Daimler και του Benz, οι οποίοι σημειωτέον δεν φαίνεται να είχαν συναντηθεί ποτέ και δημιουργήθηκε έτσι η γνωστή εταιρία Daimler-Benz που μετονομάστηκε το 1998 σε Daimler-Chrysler. Παράλληλα υπάρχει ακόμα η εμπορική ονομασία Mercedes-Benz.

Η αυτοκινητοβιομηχανία εξελίχθηκε από τις αρχές του 20<sup>ου</sup> αιώνα σε κλάδο με τεράστια σημασία για τις εθνικές οικονομίες. Στον ευρωπαϊκό χώρο επικρατούσαν στους κινητήρες οι Γερμανοί κατασκευαστές, ενώ στα αμαξώματα πρωτοστατούσαν οι Γάλλοι. Αυτή η γαλλική πρωτοπορία υποχώρησε σταδιακά, αν και η παραγωγή αυξήθηκε, από 40.000 οχήματα το 1907 σε 125.000 το 1913, ενώ οι Βρετανοί είχαν αντίστοιχα 63.500 και 250.000 οχήματα.



**Εικόνα 1.5**

**Το δεύτερο μοντέλο Mercedes που κυκλοφόρησε το έτος 1902.**

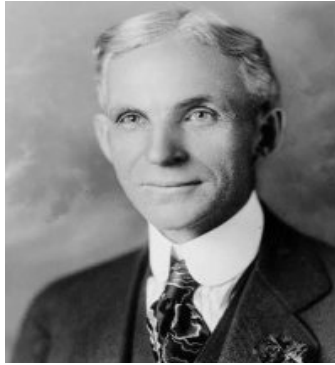
Στην παγκόσμια κορυφή βρίσκονταν οι αμερικάνικες εταιρίες, από περίπου 140.000 το 1907 σε 1.260.000 οχήματα το 1913.



Στις ΗΠΑ τέθηκαν, στα χρόνια μέχρι την αρχή του Α' παγκοσμίου πολέμου, οι βάσεις για τη μαζική διάδοση του αυτοκινήτου που επακολούθησε κατά την εποχή του μεσοπολέμου. Στην αλλαγή προς τον 20ο αιώνα από τα οχήματα που κυκλοφορούσαν στην Αμερική ακόμα περίπου το 40% ήταν ατμοκίνητα, το 38% ηλεκτροκίνητα και μόνο το 22% βενζινοκίνητα. Διάφοροι μηχανικοί κατασκεύαζαν αυτοκίνητα δικής τους επινοήσεως, χρησιμοποιώντας κινητήρες και άλλα εξαρτήματα από λίγες μεγάλες εταιρίες. Αμέσως μετά το 1900 υπήρχαν στις ΗΠΑ αρκετές εκατοντάδες συναρμολογητές, οι οποίοι υλοποιούσαν μια εντυπωσιακή ποικιλία ιδεών.

Με την αύξηση της ζήτησης για τα καλύτερα από αυτά τα αυτοκίνητα, άρχισαν οι ομαδοποιήσεις και συνενώσεις κατασκευαστών, ώστε να μπορούν να ανταποκριθούν στα προβλήματα της παραγωγής.

Κάτω από αυτές τις συνθήκες έλαμψε του άστρο του Henry Ford (Φορντ, 1863-1947), ο οποίος στα μέσα της δεκαετίας του 1890 ήταν ένας από τους πολλούς κατασκευαστές αυτοκινήτων.



**Εικόνα 1.6**

**Ο Henry Ford.**

Το 1906 άρχισε το εργοστάσιο του Φορντ να παράγει λίγα μοντέλα σε μεγάλους αριθμούς. Η μεγάλη επιτυχία του οφείλεται στην τυποποίηση των εξαρτημάτων που καθιέρωσε, με αποτέλεσμα να μειωθεί σημαντικά το κόστος παραγωγής.

Όταν δε το έτος 1908 άρχισε η εταιρία Ford να κατασκευάζει μόνο έναν τύπο, το Model T, η τυποποίηση και ορθολογικοποίηση της παραγωγής έφτασε σε πολύ υψηλό επίπεδο, με αποτέλεσμα να μειωθούν ακόμα περισσότερο το κόστος παραγωγής και η τιμή των αυτοκινήτων. Το μοντέλο αυτό ήταν από τα καλύτερα αυτοκίνητα εκείνης της εποχής και διέθετε κυβισμό  $3.000 \text{ cm}^3$  με ισχύ 24 PS.



**Εικόνα 1.7**

**Το αυτοκίνητο Model T της Ford.**

Με τα σημαντικά κέρδη από τις πωλήσεις του Model T άνοιξε ο Φορντ το έτος 1910 τη μονάδα παραγωγής Highland Park στο Detroit, η οποία αποτέλεσε το πρότυπο ορθολογικής και τυποποιημένης παραγωγής για πολλές δεκαετίες του 20<sup>ου</sup> αιώνα. Σε συνεργασία με εταιρίες εργαλειομηχανών κατασκευάστηκαν ειδικές μηχανές, οι οποίες εκτελούσαν ένα μοναδικό βήμα παραγωγής, αλλά αυτό με πολύ μεγάλη ακρίβεια, υψηλή ποιότητα προϊόντος και ταχύτητα διεκπεραίωσης. Με ειδικά όργανα μετρήσεως που αναπτύχθηκαν για κάθε εφαρμογή επί τούτου, ελέγχονταν όλα τα εξαρτήματα ως προς την τήρηση των προδιαγραφών και αν αυτό δεν συνέβαινε, απορρίπτονταν αυτά τα εξαρτήματα, χωρίς καμία δυνατότητα επιδιόρθωσης ή συμπληρωματικής εργασίας.

Με αυτό τον τρόπο κατάφερε η εταιρία Ford να μειώσει μέσα σε 8 χρόνια, από το 1908 μέχρι το 1916, την τιμή του αυτοκινήτου από 850 σε 360 δολάρια, αυξάνοντας την παραγωγή από 6.000 σε 577.000 αυτοκίνητα. Μέχρι το 1940 είχε κατασκευάσει η εταιρία σχεδόν 28 εκατομμύρια αυτοκίνητα. Η βιομηχανία έπαιρνε πλέον νέες διαστάσεις και μορφές και οι ΗΠΑ κατέκτησαν την πρώτη θέση, την οποία διατηρούν και στις αρχές του 21ου αιώνα.

Με αυτό τον τρόπο άνοιξαν οι ορίζοντες για την ανάπτυξη πολλών τομέων, έχοντας γνώμονα το πλέον βασικότερο μέσο μεταφοράς, το 'αυτοκίνητο'.

## **1.2 Αναλυτικά στοιχεία και δεδομένα για το ρόλο του κιβωτίου ταχυτήτων και εξέλιξη συνοπτικά δίσκος-πλατώ-κόμλερ συγχρονιζέ.**

Υπεύθυνο για τη μεταφορά της ροπής και των στροφών του κινητήρα στις ανάγκες της κίνησης είναι το σύστημα μετάδοσης. Κύρια αρμοδιότητα του συστήματος μετάδοσης ενός αυτοκινήτου είναι να παρέχει την εκάστοτε απαραίτητη ώση (δύναμη επί χρόνο), ώστε το όχημα να μπορεί να κινηθεί. Η μετάδοση λοιπόν πρέπει να μεταδώσει τις δυνάμεις και κατ'επέκταση την ισχύ του μοτέρ στο μοναδικό μέρος του αυτοκινήτου που έρχεται σε επαφή με στερεό περιβάλλον-τους τροχούς. Ο ορισμός αυτός ακούγεται πολύ απλοϊκός όμως παρακάμπτοντας τα ενδιάμεσα στάδια, μετάδοσης σημαίνει αυτό ακριβώς.

Η απαίτηση για μετάδοση της δύναμης στους τροχούς όπως προαναφέραμε, υλοποιείται μέσω κάποιων διαφορετικών μερών του συστήματος μετάδοσης. Ωστόσο κανένα μέρος από αυτά δεν είναι ανεξάρτητο και ανεπηρέαστο από την κατάσταση των άλλων, και όλα προσφέρουν το λιθαράκι τους στην ομαλή λειτουργία του μηχανισμού.

Ένα από τα κυριότερα μέρη αυτού του συστήματος είναι το κιβώτιο ταχυτήτων. Το 'κιβώτιο ταχυτήτων' ή 'σασμάν' είναι κατά βάση ένα κουτί γεμάτο γρανάζια, χαρακτηρισμός άλλωστε που ταιριάζει απόλυτα με την αγγλική λέξη 'gearbox'. Παρακάτω θα δούμε αναλυτικά αφενός τι σημαίνει 'γρανάζι' και ζεύγος 'συνεργαζόμενων γραναζιών' και αφετέρου πως η σωστή επιλογή των διαστάσεων των γραναζιών (των σχέσεων μετάδοσης) επηρεάζει τις επιδόσεις.

Το κιβώτιο ταχυτήτων μπορεί να περιγράψει με διάφορους τρόπους. Ο επικρατέστερος θέλει δύο παράλληλα τοποθετημένους και μεταξύ τους εμπλεκόμενους άξονες οι οποίοι φέρουν μια σειρά από οδοντωτούς τροχούς (γρανάζια) πάνω τους και το όλο σύστημα είναι τοποθετημένο μέσα σε ένα διαιρετό κέλυφος ('κάσα'). Ο ένας άξονας ονομάζεται πρωτεύοντας και αποτελείται από δύο τμήματα που μπορούν να περιστρέφονται ανεξάρτητα. Το ένα τμήμα που συνδέεται με τον κινητήρα και αποτελεί τον άξονα εισόδου ισχύος ('κινητήριος άξονας') και το άλλο τμήμα του αποτελεί τον άξονα εξόδου ισχύος του κιβωτίου ('κινούμενος άξονας'). Ο δεύτερος άξονας ονομάζεται δευτερεύοντας και βρίσκεται σε μόνιμη εμπλοκή με το κινητήριο κομμάτι του πρωτεύοντα. Μέσω της επιλεκτικής εμπλοκής των γραναζιών του δευτερεύοντα άξονα με αυτά του κινούμενου πρωτεύοντα, επιτυγχάνεται η εκάστοτε επιθυμητή μείωση των στροφών του κινητήρα (που συμπίπτουν με αυτές του πρωτεύοντα) και η ταυτόχρονη αύξηση της ροπής του άξονα εξόδου σε σχέση με αυτό της εισόδου. Έτσι,κάθε ζεύγος γραναζιών δευτερεύοντα-πρωτεύοντα δίνει και ένα διαφορετικό συνδυασμό ροπής και στροφών εξόδου. Η επιλογή του ζεύγους και ο συγχρονισμός των γραναζιών γίνεται με τον μηχανισμό του επιλογέα και το συγχρονιζέ αντίστοιχα. Ο νέος συνδυασμός ροπής-στροφών στη ροή ισχύος προς τους τροχούς, κατευθύνεται στη συνέχεια στο διαφορικό, το οποίο κατανέμει την ροπή (αλλά όχι και την ισχύ) ισόποσα στους δύο τροχούς του εκάστοτε κινητήριου άξονα.

Ο οδοντωτός τροχός ή το γρανάζι, έχει δεσπόζουσα θέση και σημασία ανάμεσα σε όλα τα στοιχεία μηχανών, ενώ όσον αφορά στη μεταφορά ισχύος έχει αναμφισβήτητη την πρωτοκαθεδρία. Όλοι ξέρουν ότι γρανάζι είναι μια μεταλλική ρόδα στα άκρα της οποίας έχουν δημιουργηθεί εσωχές γνωστές ως δόντια, όμως λίγοι γνωρίζουν τι κρύβεται κατ' ουσίαν πίσω από το προσφιλές αυτό εξάρτημα. Το μεγαλείο πίσω από τα γρανάζια είναι γνωστό εδώ και χιλιετίες. Ο Αστρολάβος των Αντικυθήρων που χρονολογείται κοντά στο 80 π.Χ., αποτελείται από ένα σύνθετο σύστημα συνεργαζόμενων γραναζιών και θεωρείται ο πιο προηγμένος μηχανισμός του πλανήτη

μέχρι το 1200 μ.Χ. Επίσης η ακρίβεια του μηχανισμού των μικροσκοπικών γραναζιών στην παραδοσιακή ωρολογοποιία είναι παρομειώδης. Πίσω από την θεωρία των συνεργαζόμενων γραναζιών κρύβεται ολόκληρη επιστήμη στο γνωσιακό τομέα των Μαθηματικών, της Γεωμετρίας, της Φυσικής και της Μηχανολογίας .

Τα γρανάζια χωρίζονται σε κατηγορίες ανάλογα με την μορφή και τη λειτουργία τους. Ανάλογα με την μορφή της οδόντωσης τους χωρίζονται στα γρανάζια με ευθεία οδόντωση και στα γρανάζια με ελικοειδή οδόντωση, ενώ ανάλογα με την σχετική θέση των αξόνων των δύο συνεργαζόμενων γραναζιών μιλάμε για μετωπικούς ή κωνικούς οδοντωτούς τροχούς.

Τα δύο βασικότερα στοιχεία ενός γραναζιού είναι η διάμετρος του και ο αριθμός των δοντιών του. Ο λόγος της ονομαστικής διαμέτρου ενός γραναζιού προς τον αριθμό των δοντιών ονομάζεται 'Module' και συνιστά σε μεγάλο βαθμό την 'ταυτότητα' ενός γραναζιού, αφού η τυποποίηση των γραναζιών γίνεται ακριβώς μέσω αυτού του μεγέθους. Γνωρίζοντας το Module ενός γραναζιού γνωρίζουμε αυτομάτως και το μέγεθος των δοντιών του γραναζιού. Το δόντι κάθε γραναζιού έχει 'κεφαλή' και 'πόδι' (το άνω και το κάτω μέρος του δοντιού αντίστοιχα), όπου ανάλογα ορίζεται το ύψος κεφαλής και το ύψος ποδός της οδόντωσης. Ανάλογα με την τυποποίηση, το ύψος της κεφαλής και το ύψος ποδός ισούνται με 1,25 έως 1,30 module. Είναι αυτονόητο πως δύο συνεργαζόμενα γρανάζια πρέπει να έχουν κοινό module. Καταλαβαίνει λοιπόν κανείς ότι πίσω από δύο συνεργαζόμενα γρανάζια (οδοντώσεις) κρύβονται αυστηροί κανόνες και γεωμετρίες. Το module είναι απλώς ένα από τα χαρακτηριστικότερα μεγέθη. Τα ελικοειδή γρανάζια υπερέχουν από τα ευθείας οδόντωσης ως προς την ομαλότητα παροχής ισχύος από το ένα γρανάζι στο άλλο, αφού η εμπλοκή των δοντιών κατά την περιστροφή τους είναι σταδιακή. Για το λόγο αυτό και με εξαίρεση την όπισθεν, τα γρανάζια ενός κιβωτίου σήμερα έχουν ελικοειδή οδόντωση για να είναι πιο αθόρυβα κατά τη λειτουργία τους. Μειονεκτήματα της ελικοειδούς οδόντωσης είναι ότι σε αντίθεση με την ευθεία παράγει και αξονικές δυνάμεις στον άξονα των γραναζιών (η ευθεία οδόντωση παράγει μόνο κάθετη δύναμη στον άξονα του γραναζιού), στοιχείο που συνεπάγεται την απαίτηση για ύπαρξη αξονικού εδράνου ('θρος'). Ως προς τη σχετική θέση των αξόνων των γραναζιών, ο πρωτεύοντας και ο δευτερεύοντας άξονας του κιβωτίου συνδέονται με μετωπική οδόντωση αφού οι άξονες τους είναι παράλληλοι και δεν υπάρχει αλλαγή στη γωνία ροής της ισχύος.

Όταν ένα γρανάζι περιστρέφει ένα όμοιο του ως προς τη διάμετρο (και επίσης ως προς τον αριθμό δοντιών αφού το module είναι κοινό), η συχνότητα περιστροφής και των δύο είναι κοινή, ενώ το ίδιο ισχύει και με τη μεταφερόμενη ροπή (αν θεωρήσουμε ιδανικά μηδενικές απώλειες ισχύος). Η ισχύς δηλαδή δεν αλλάζει ως προς τη 'σύσταση της. Αν τώρα το γρανάζι 1 με διάμετρο  $D_1$ , συχνότητα περιστροφής  $N_1$  και συνολικό αριθμό δοντιών  $Z_1$  δώσει κίνηση στο γρανάζι 2 με  $D_2=2 \times D_1$  και  $Z_2=2 \times Z_1$ , το γρανάζι 2 θα περιστραφεί με συχνότητα περιστροφής  $N_2=0.5 \times N_1$ , δηλαδή με τις μισές στροφές. Με τη μεταφερόμενη ροπή θα συμβεί το αντίθετο, αφού η συνολική ισχύς (που σε κάθε γρανάζι ισούται με το γινόμενο στροφών και ροπής του), ιδανικά περνάει αυτούσια. Αν  $M_1$  είναι η ροπή του γραναζιού 1, πάμε να ορίσουμε τη σχέση μετάδοσης δύο γραναζιών, του 1 και του 2.

$$i_{(1,2)} = Z_2 / Z_1 = D_2 / D_1 = N_1 / N_2 = M_2 / M_1$$

Όταν δηλαδή λέμε ότι η  $2^{\text{η}}$  ενός αυτοκινήτου έχει σχέση μετάδοσης 2,3:1, εννοούμε ότι με αυτή τη σχέση το κιβώτιο στον άξονα εξόδου μειώνει τις στροφές εισόδου ( από τον κινητήρα ) κατά 2, 3 φορές ( υποπολλαπλασιασμός ) και αυξάνει τη

ροπή στρέψης κατά 2, 3 φορές. Όσο μεγαλύτερη είναι η σχέση μετάδοσης τόσο πιο ‘κοντή’ λέμε ότι είναι, ενώ όσο αυτή αριθμητικά μειώνεται, τόσο πιο ‘μακριά’ είναι.

Έχοντας αναφερθεί στη λειτουργία και την ανάλυση των γραναζιών και του ζεύγους συνεργαζόμενων γραναζιών, θα πρέπει να δούμε την λειτουργία του σε συνδυασμό με τα υπόλοιπα μηχανικά μέρη και πως αυτά συνεργάζονται ώστε να φτάσουμε στην κίνηση των τροχών.

Όλα ξεκινάνε από το κλασσικό χειροκίνητο ή ‘μηχανικό’ σασμάν με το οποίο εφοδιάζονται τα περισσότερα αυτοκίνητα που κυκλοφορούν στους δρόμους. Αρκούν δύο στοιχεία για να αναγνωρίσουμε αυτό το σασμάν: το λεβιέ με την επιγραφή ‘διπλού Η’ και του πεντάλ. Αν αριστερά από το πεντάλ του φρένου υπάρχει και τρίτο πεντάλ, αυτό του συμπλέκτη, τότε μιλάμε σαφώς για την κλασσική περίπτωση χειροκίνητου κιβωτίου. Τα βασικά στοιχεία ενός κιβωτίου είναι οι άξονες και τα γρανάζια, οπότε ας δούμε κατά σειρά πως είναι τοποθετημένα και πως τελικά επιλέγεται η κάθε σχέση σε ένα τυπικό κιβώτιο. Αφού η ισχύς περάσει από το στροφαλοφόρο άξονα στον συμπλέκτη (ή μέρος της ισχύος χάνεται κατά τη σύμπλεξη-αποσύμπλεξη και το πατινάρισμα του δίσκου) στη συνέχεια εισέρχεται στο κιβώτιο μέσω του ‘κινητήριου πρωτεύοντα άξονα’, ο οποίος στην άκρη του διαθέτει πακτωμένο το ‘γρανάζι εισόδου’. Μετά, η κίνηση μεταδίδεται μέσω ενός επίσης πακτωμένου γραναζιού σε έναν άξονα παράλληλο με τον πρωτεύοντα ο οποίος ονομάζεται ‘δευτερεύον’. Η εμπλοκή των δύο αξόνων είναι μόνιμη, δηλαδή όταν περιστρέφεται ο κινητήρας και ο συμπλέκτης δεν είναι πατημένος περιστρέφεται και δευτερεύον άξονας. Εκτός από το ακριανό γρανάζι εισόδου του, ο δευτερεύον άξονας διαθέτει κατά μήκος του τα γρανάζια υποπολλαπλασιασμού του κινητήρα. Τα γρανάζια αυτά εμπλέκονται με τα αντίστοιχα γρανάζια του δεύτερου ‘μισού’ του πρωτεύοντα, του ‘κινούμενου πρωτεύοντα άξονα’. Ο κινούμενος και ο κινητήριος πρωτεύον, αποτελούν τα δύο μέρη του ίδιου άξονα, τα οποία ωστόσο είναι ανεξάρτητα μεταξύ τους ως προς την περιστροφή. Σε κάθε γρανάζι υποπολλαπλασιασμού του δευτερεύοντος αντιστοιχεί ένα γρανάζι του κινούμενου πρωτεύοντα, με κάθε ζευγάρι να αποτελεί και μια σχέση μετάδοσης: το ζεύγος γραναζιών της 1<sup>ης</sup>, της 2<sup>ης</sup>, κ.ο.κ. Τα γρανάζια του κινούμενου πρωτεύοντα είναι τα μόνα που δεν είναι πακτωμένα πάνω στην άτρακτο του άξονα, αλλά μπορούν να περιστρέφονται στον αέρα. Η εμπλοκή τους με αυτά του δευτερεύοντα είναι μόνιμη, οπότε όταν ο κινητήρας περιστρέφεται και δεν πατάμε τον συμπλέκτη, περιστρέφονται και τα γρανάζια του κινούμενου πρωτεύοντα. Ο τελευταίος ονομάζεται και ‘άξονας εξόδου’ του κιβωτίου επειδή μέσω αυτού, η ισχύς εξέρχεται του κιβωτίου και η ροή ισχύος συνεχίζει προς το διαφορικό.

Εύκολα συμπεραίνουμε με τα ως τώρα δεδομένα ότι όταν το αυτοκίνητο κινείται χωρίς ταχύτητα με (‘νεκρά’) και ο κινητήρας είναι σβηστός, ή λειτουργεί με τέρμα πατημένο τον συμπλέκτη, το μοναδικό εξάρτημα που παίρνει κίνηση από τους τροχούς είναι ο κινούμενος πρωτεύον, πάνω στο οποίο είναι πακτωμένο το πηνιόν του διαφορικού (στα μπροστινοκίνητα) ή ο μπροστινός σταυρός του κεντρικού άξονα στα πίσωκίνητα με τοποθετημένο τον κινητήρα στο μπροστινό μέρος του αυτοκινήτου.

### 1.2.1 κόμπλερ-συγχρονιζέ

Πως όμως ο άξονας εξόδου μεταφέρει ισχύ αφού τα γρανάζια του είναι ελεύθερα και όχι πακτωμένα; Εδώ τη λύση έρχεται να δώσει το ‘κόμπλερ’ (από το αγγλικό coupler) ή ελληνιστή ‘εμπλοκέας’, ένα εξάρτημα που μοιάζει με δαχτυλίδι και δουλειά του είναι να πακτώσει έμμεσα τον άξονα εξόδου με τα γρανάζια του.



**Εικόνα 1.8** Στην παραπάνω εικόνα οι δείκτες δείχνουν τα ‘κόμπλερ’ ανάμεσα στα γρανάζια .

Το κόμπλερ βρίσκεται ανάμεσα στα γρανάζια του κινούμενου πρωτεύοντα και διαθέτει πολύσφηνο στο κέντρο του άξονα του (αφαλός), μέσω του οποίου περιστρέφεται μαζί με αυτόν και παράλληλα όμως μπορεί να κινείται κατά μήκος του. Οι πλευρικές επιφάνειες του κάθε κόμπλερ έχουν οδόντωση η οποία εμπλέκεται με την αντίστοιχη δευτερεύουσα οδόντωση του ανάλογου γραναζιού εξόδου του κινούμενου πρωτεύοντα. Κινούμενο δηλαδή κατά μήκος του πρωτεύοντα, το κόμπλερ ‘κολλάει’ πάνω στο γρανάζι της εκάστοτε σχέσης (προσωρινό συσσωμάτωμα) το οποίο τώρα πλέον μπορεί να μεταφέρει ισχύ από τον δευτερεύοντα προς το διαφορικό αφού δεν είναι πλέον στον ‘αέρα’. Έτσι αυτό που κινεί ο γνώριμος επιλογέας στην κεντρική κονσόλα είναι τα κόμπλερ, δεδομένου ότι αυτά είναι υπεύθυνα για την εμπλοκή της σχέσης που εμείς επιλέγουμε. Η σύνδεση επιλογέα-κόμπλερ φυσικά δεν είναι άμεση αφού μεσολαβεί κάποια απόσταση μεταξύ τους, αλλά γίνεται μέσω των λεγόμενων ‘φουρκετών’. Κάθε φουρκέτα είναι πακτωμένη πάνω σε έναν άξονα που κινείται εμπρός-πίσω με βάση τις προσταγές του λεβιέ ταχυτήτων. Τους άξονες λοιπόν κουμαντάρει ο δευτερεύον μηχανισμός του επιλογέα, ο οποίος είναι ενσωματωμένος στο σασμάν, κι αυτός με τη σειρά του κινείται από τον πρωτεύοντα μηχανισμό του επιλογέα, που δεν είναι άλλος από το λεβιέ ταχυτήτων. Το λεβιέ συνδέεται με τον υπόλοιπο επιλογέα είτε με ράβδους είτε με συρματόσχοινα. Ένα τυπικό πεντάρι ή εξάρι σασμάν διάταξης ‘Η’ διαθέτει τρεις τέτοιους άξονες. Καθένας από αυτούς κινεί μια φουρκέτα και μέσω αυτής ένα κόμπλερ, το οποίο στην πράξη μπορεί να είναι μια

ενιαία μονάδα δύο πλευρικά πακτωμένων κόμπλερ. Όταν κινούμε τον επιλογέα τύπου 'H' μπροστά-πίσω (π.χ. 1<sup>η</sup>, 2<sup>η</sup>) το κόμπλερ κινείται κατά μήκος του άξονα του, κολλώντας στο γρανάζι της 1<sup>ης</sup> ή της 2<sup>ης</sup>, με την μπροστινή ή την πίσω μετωπική οδόντωση του αντίστοιχα. Όταν κινούμε το λεβιέ αριστερά-δεξιά (π.χ. από 2<sup>η</sup> σε 3<sup>η</sup>) περνάμε στην επόμενη φουρκέτα η οποία αντιστοιχεί με τον τρόπο που περιγράψαμε πριν στην 3<sup>η</sup> και την 4<sup>η</sup>. Τέλος στη 'νεκρά' όλα τα κόμπλερ είναι ανάμεσα στα γρανάζια κι έτσι κανένα δεν είναι σε επαφή με αυτά.

Η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του κόμπλερ (και επομένως του άξονα εξόδου) δεν είναι πάντα ίδια με αυτή του ελεύθερου γραναζιού του κινούμενου πρωτεύοντα. Το κόμπλερ θα πρέπει να αποκτήσει ίδια (ή έστω κοντινή) γωνιακή ταχύτητα με το γρανάζι, αλλιώς η εμπλοκή δεν θα γίνει ποτέ - υπό την συνοδεία πάντα ενός έντονου ήχου. Το σασμάν που περιγράψαμε παραπάνω είναι το λεγόμενο ασυγχρόνιστο ή σασμάν τύπου 'dog engagement'. Για να συγχρονιστεί το κόμπλερ με το γρανάζι σε ένα τέτοιο σασμάν απαιτείται το λεγόμενο 'διπλοσυμπλεκτάρισμα': π.χ. Για κατέβασμα, πατάμε συμπλέκτη, επιλέγουμε νεκρά, αφήνουμε συμπλέκτη, πατάμε το γκάζι ώστε να ανεβάσει στροφές το μοτέρ. Έπειτα ξαναπατάμε συμπλέκτη και επιλέγουμε γρήγορα τη σχέση από το σασμάν προτού προλάβουν να πέσουν οι στροφές στο σασμάν και αρχίσουν οι μετωπικές του οδοντώσεις να παράγουν πολύ ήχο από τη διαφορά στροφών μεταξύ κόμπλερ-γραναζιού. Τέτοια σασμάν έχουν πολλά αγωνιστικά και βαρεά οχήματα, ενώ για να τα συναντήσουμε σε πολιτικά αυτοκίνητα πρέπει να πάμε αρκετά πίσω στο χρόνο. Ένα σύγχρονο πολιτισμένο σασμάν σαν αυτό που έχουμε στο αυτοκίνητο μας ονομάζεται 'συγχρονισμένο'-φυσικά δεν απαιτεί διπλοσυμπλεκτάρισμα και ουσιαστικά είναι αυτό που περιγράψαμε πιο πάνω ως 'dog' αλλά με μια διαφοροποίηση: την προσθήκη των λεγόμενων 'συγχρονιζέ' στα κόμπλερ παρέα με διαφορετικό τύπο συνεργαζόμενης οδόντωσης μεταξύ κόμπλερ συγχρονιζέ και γραναζιού. Σκοπός του συγχρονιζέ είναι η επαφή του κόμπλερ με το γρανάζι να γίνει σταδιακά και πιο συγκεκριμένα να υπάρξει μια πρώτη επαφή που με τη βοήθεια της τριβής να καταλήξει σε κομπλάρισμα. Εδώ οι οδοντώσεις είναι αισθητά πιο 'ψιλές' (μικρότερα και περισσότερα δόντια) και για να έρθουν σε ομαλή επαφή μεταξύ τους χρησιμοποιούμε το κωνικό δαχτυλίδι που εφάπτεται του κόμπλερ και ονομάζεται 'συγχρονιζέ'. Τα γρανάζια σε ένα συγχρονισμένο σασμάν διαθέτουν τη συμπληρωματική κωνική επιφάνεια των συγχρονιζέ: εάν το γρανάζι έχει θηλυκό κώνο το συγχρονιζέ έχει αρσενικό. Όταν αρχίζει να λαμβάνει χώρα η κωνική αυτή συναρμογή, οι ταχύτητες κόμπλερ και γραναζιού εξομειώνονται λόγω των κωνικών επιφανειών, μέχρι το σημείο που τελικά οι δυο οδοντώσεις του κουμπώσουν.

Όσο οι αλλαγές είναι αστραπιαίες, τόσο περισσότερο φθείρονται τα συγχρονιζέ για τον εξής λόγο: η επιφάνεια του κώνου που περιγράψαμε δεν είναι λεία, αλλά έχει μικρές παράλληλες αυλακώσεις στο μέγεθος περίπου επιφάνειας σπειρώματος βίδας. Υπό νορμάλ συνθήκες αυτές συγκρατούν βαλβολίνη και δεν φθείρονται, όταν όμως οι αλλαγές είναι αστραπιαίες, το φιλμ λιπαντικού απομακρύνεται και οι κωνικές επιφάνειες τρίβονται αναπτύσσοντας υψηλές τοπικές θερμοκρασίες. Όταν από τις πολλές τέτοιου είδους αλλαγές τα συγχρονιζέ καταστραφούν, πρέπει αναγκαστικά να δουλέψουμε το σασμάν σαν dog με διπλό πάτημα του συμπλέκτη.

Όταν τώρα μιλάμε για πιο 'δυνατά' συγχρονιζέ 'διπλού κώνου' ή 'τριπλού κώνου', αναφερόμαστε σε διάταξη διαδοχικών κωνικών επιφανειών με διαφορετικά μεγέθη: εδώ η συνολικά επιφάνεια που έρχονται σε επαφή τα συγχρονιζέ και τα γρανάζια είναι μεγαλύτερη, με αποτέλεσμα την ανάπτυξη μικρότερων τοπικών τάσεων και, παράλληλα, μεγαλύτερης τριβής, που σημαίνει πιο αποτελεσματικό συγχρονισμό με extra bonus την αντοχή σε κόπωση.



Αξίζει να κάνουμε μια αναφορά στην ιδιαίτερη περίπτωση της όπισθεν. Ανάμεσα στο ζεύγος γραναζιών πρωτεύοντα-δευτερεύοντα της όπισθεν παρεμβάλεται και ένα τρίτο μικρό γρανάζι το οποίο ονομάζεται ‘αναστροφέας’, του οποίου δουλειά είναι να μην αλλάξει η φορά περιστροφής μεταξύ γραναζιού δευτερεύοντος και πρωτεύοντος άξονα, όπως συμβαίνει με τις υπόλοιπες σχέσεις (όταν σε ένα μηχανισμό μετάδοσης κίνησης έχουμε ζυγό αριθμό συνεργαζόμενων γραναζιών η φορά εξόδου είναι αντίθετη της εισόδου, ενώ το αντίστροφο συμβαίνει όταν ο αριθμός είναι μονός).

Ανάλογα με το σασμάν η εμπλοκή της όπισθεν μπορεί να γίνει με κίνηση του αναστροφέα, του κόμπλερ ή του γραναζιού ολόκληρου. Για να μπορέσει να κουμπώσει ο αναστροφέας τα γρανάζια έχουν ευθεία οδόντωση και όχι ελικοειδή όπως των υπολοίπων σχέσεων και εκεί οφείλεται το χαρακτηριστικό ‘σφύριγμα’ όταν πηγαίνουμε με την όπισθεν. Η όπισθεν δεν είναι συγχρονισμένη και για αυτό το λόγο πρέπει να ακινητοποιηθεί το αυτοκίνητο για να την επιλέξουμε.

### 1.2.2 Δίσκος – Πλατώ

Ο συμπλέκτης αποτελεί το μέσο μεταφοράς της δύναμης του κινητήρα στο σύστημα μετάδοσης και φυσικά στους τροχούς. Αυτό το τόσο σημαντικό συγκρότημα μολονότι δέχεται υψηλές καταπονήσεις, η απόδοσή του είναι καθοριστική για τις επιδόσεις του αυτοκινήτου. Ο συμπλέκτης είναι ο ‘ήρωας’ του συστήματος μετάδοσης και ο κύριος υπεύθυνος για την κίνηση του αυτοκινήτου. Ο πιο διαδεδομένος εν χρήση συμπλέκτης σήμερα που χρησιμοποιείται σε όλα σχεδόν τα αυτοκίνητα, είναι ο επίπεδος μονόδισκος συμπλέκτης ξηράς τριβής. Όλοι οι κινητήρες διαθέτουν ένα σφόνδυλο, το βολάν. Το βολάν υπάρχει για να δίνει αδράνεια στο στροφαλοφόρο, ώστε να ομαλοποιείται η μετάβαση μεταξύ των χρόνων καύσης και η ροπή του κινητήρα να παρέχεται με ομαλό τρόπο στο σύστημα μετάδοσης. Ακόμη, η μάζα του βολάν διευκολύνει και εξομαλύνει, τη λειτουργία του συμπλέκτη, στην εκίνηση και τις αλλαγές ταχυτήτων. Πέρα από αυτό όμως, το βολάν αποτελεί κύριο μέρος του συμπλέκτη που περιγράφουμε επειδή αποτελεί τη μία από τις τέσσερις συνολικά επιφάνειες τριβής του. Ανεξάρτητα από τη συνολική διαμόρφωση του βολάν, πάντα υπάρχει ένας επίπεδος κυκλικός τομέας ο οποίος συνεργάζεται με το δίσκο του συμπλέκτη. Αυτός ο τομέας μοιάζει με την επιφάνεια τριβής ενός δισκόφρενου, αφού είναι ρεκτιφιασμένος και συχνά σε διαφορετικό επίπεδο από το υπόλοιπο ‘πρόσωπο’ του βολάν.

Επάνω στο βολάν τρίβεται ο δίσκος. Πρόκειται για ένα ειδικό συγκρότημα που συνδέει τον πρωτεύοντα άξονα του κιβωτίου με το βολάν του κινητήρα μέσω της τριβής που αναπτύσσεται ανάμεσα στις επιφάνειές τους. Η απόλειξη του πρωτεύοντα άξονα μπαίνει μέσα στο ειδικά διαμορφωμένο πολύσφηνο κέντρο του δίσκου, από τον οποίο παραλαμβάνει τη δύναμη του μοτέρ. Η τριβή είναι ανάλογη της δύναμης που πιέζει τις τριβόμενες επιφάνειες, άρα για να έχουμε αρκετή τριβή και να μεταφέρουμε αυτούσια τη δύναμη του μοτέρ στο σύστημα μετάδοσης πρέπει με κάποιο τρόπο να πιέζουμε το δίσκο πάνω στο βολάν.



**Εικόνα 1.9**

Στην παραπάνω εικόνα διακρίνουμε ένα κλασικό δίσκο.

Σε αυτή ακριβώς τη φάση χρησιμοποιείται η πλάκα πίεσης, το πλατώ. Το πλατώ αποτελείται κατά βάση από μια άκαμπτη μεταλική πλάκα, ένα ελαστικό διάφραγμα που την πιέζει πάνω στο δίσκο, και ένα κέλυφος που την κοντράρει και τη συγκρατεί πάνω στο βολάν. Το πλατώ είναι το άλλο μισό του βολάν και ανάμεσα σε αυτά τα δύο υπάρχει ο δίσκος.



**Εικόνα 1.10**

Στην παραπάνω φωτογραφία παρατηρούμε το ‘πλατώ’.

Ένας συνηθισμένος δίσκος έχει υλικό τριβής από οργανικό υλικό (φερμουϊτ) καρφωμένο με πριτσίνια στις δύο μεριές της εξωτερικής διαμέτρου του. Το φερμουϊτ έχει σχήμα κυκλικού τομέα, και το έλασμα του δίσκου πάνω στο οποίο είναι καρφωμένο είναι κυματοειδές. Αν ξεκαρφωθεί το φερμουϊτ, θα δούμε ότι το ειδικό ατσάλινο έλασμα έχει κυματοειδές προφίλ, ώστε όταν συμπιέζεται να λειτουργεί σαν ελατήριο. Με αυτό τον τρόπο ο δίσκος αποκτά μία προοδευτική σύμπλεξη καθώς έχει περισσότερα περιθώρια συμπίεσης από το πλατώ κατά τη φάση της σύμπλεξης και έτσι προσφέρει, μεταξύ άλλων, μεγαλύτερη ωφέλιμη διαδρομή στο πεντάλ.

Όμως το μεγάλο μυστικό του δίσκου βρίσκεται αλλού και μάλιστα στον αφαλό του. Αυτός είναι διαιρούμενος, με το καρέ του πριζ-ντιρέκτ να είναι ανεξάρτητο από το κέντρο του δίσκου που αποτελεί την προέκταση των στηριγμάτων του φερμουϊτ. Το καρέ ενώνεται με τον υπόλοιπο δίσκο με τη βοήθεια ειδικών ελατηρίων συνήθως τεσσάρων ή έξι, που ανά ζεύγη έχουν διαφορετική σκληρότητα μεταξύ τους. Αυτά επιτρέπουν τη σχετική κίνηση καρέ-κέντρου μέχρι και  $20^\circ$ , ώστε να υπάρχει μια κάποια ελαστικότητα κατά τη σύμπλεξη. Με αυτό τον τρόπο, υπό κανονικές συνθήκες αποφεύγονται τα σκορτσαρίσματα κατά την εκίνηση και κατά το πάτημα ή άφημα του γκαζιού όταν το πεντάλ του συμπλέκτη έχει αφεθεί τελείως. Αυτού του είδους οι αφαλοί είναι πολύ ανθεκτικοί, ωστόσο δεν αρέσκονται σε απότομα ξεκινήματα γιατί τα ελατήρια τους τερματίζουν με αποτέλεσμα να υπάρχουν οι πατούρες στήριξης τους και να δημιουργούνται τζόγοι στον αφαλό του δίσκου με συνέπεια σκορτσαρίσματα και ανωμαλίες στην εκίνηση.

Το πλατώ καθορίζει σε μεγάλο βαθμό την απόδοση του συμπλέκτη και την ικανότητα του να μεταφέρει αυτούσια τη ροπή του κινητήρα. Υπενθυμίζουμε ότι η τριβή εξαρτάται από την πίεση του πλατώ, δηλαδή τη δύναμη των ελατηρίων .



**Εικόνα 1.12**

Στην παραπάνω φωτογραφία παρουσιάζουμε ένα ‘κλασικό’ σετ δίσκο-πλατώ.

Μεταβάλλοντας τη, μπορούμε να μεταβάλλουμε την τριβή και έτσι να ξεκινάμε ομαλά, να απομονώνουμε το κιβώτιο από τον κινητήρα κ.τ.λ. Αυτό γίνεται πολύ απλά, πιέζοντας το χτένι με ένα ειδικό ρουλεμάν πίεσης και αναγκάζοντας το να υποχωρίσει παρασέρνοντας μαζί του την πλάκα πίεσης. Έτσι ο δίσκος ελευθερώνεται, χάνει την επαφή του με το βολάν και παύει να μεταφέρει την κίνηση στο σασμάν. Το προοδευτικό άφημα του πεντάλ του συμπλέκτη επιστρέφει την πλάκα πίεσης και το δίσκο σε επαφή με το βολάν και αυξάνει την πίεση πάνω στο δίσκο με αποτέλεσμα την αύξηση τριβής. Όταν η τριβή φτάσει σε μια επαρκή τιμή, ο δίσκος παύει να

γλιστράει πάνω στο βολάν και ακινητοποιείται σε σχέση με αυτό, μεταφέροντας αυτούσια τη ροπή στο σύστημα μετάδοσης.

Ανάμεσα στο κέλυφος και την πλάκα πίεσης, είναι τοποθετημένο το χτένι. Μετά το κέλυφος του πλατώ, προστίθεται η πλάκα πίεσης και πιέζεται ενάντια στο χτένι για να δημιουργήσει μια αρχική προφόρτιση. Για να συγκρατείται το πλατώ κόντρα στο χτένι ασφαλίζεται με ειδικά ελάσματα στο πλάι του. Κάθε φορά που πατάμε το συμπλέκτη, το δίχαλο που βρίσκεται στη χελώνα του σασμάν πιέζει το ρουλεμάν και παραμορφώνει το χτένι. Με αυτό τον τρόπο το χτένι μειώνει την πίεση του στο πλατώ, και τα ασφαλιστικά ελάσματα του το τραβάνε προς τα πίσω, για να αυξήσουν το διάκενο, πλατώ-βολάν και να ελευθερώσουν το δίσκο.

---

# Κεφάλαιο 2

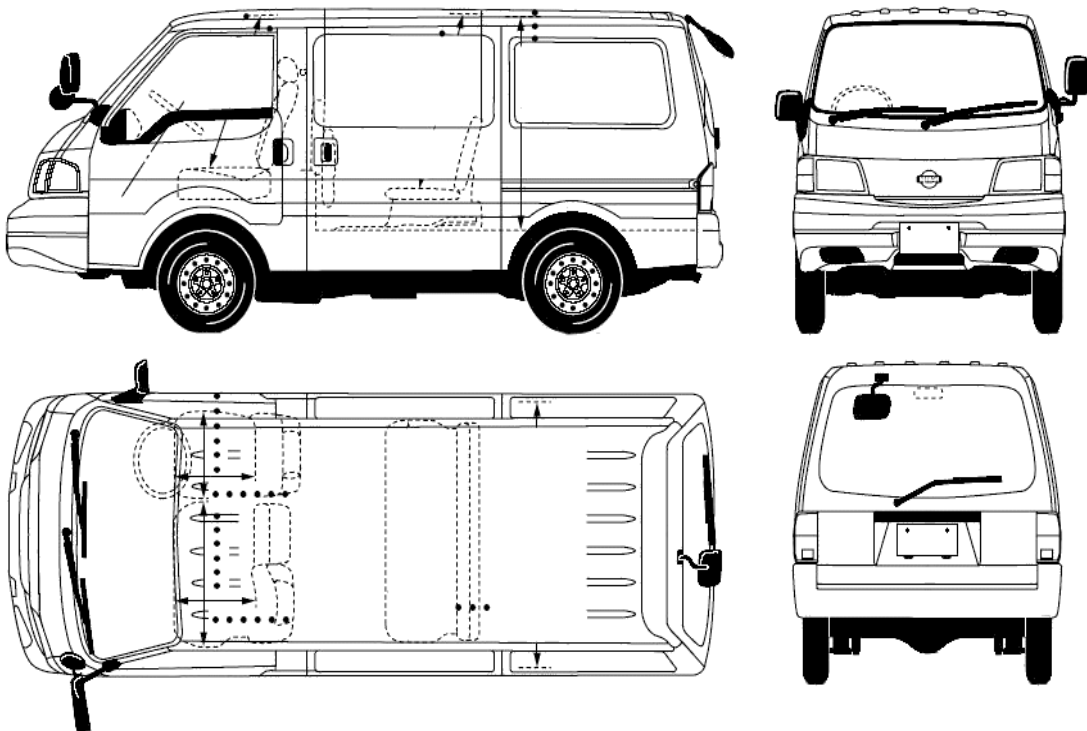
---

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

Μελέτη και ανάλυση κιβωτίου ταχυτήτων 5 σχέσεων με όπισθεν

### 2.1 Παρουσίαση

Στη μελέτη και ανάλυση που ακολουθεί θα ασχοληθούμε με ένα χειροκίνητο κιβώτιο ταχυτήτων I.E.X. αυτοκινήτου πέντε σχέσεων με όπισθεν. Το κιβώτιο αυτό προέρχεται από το NISSAN Vanette, το οποίο έχει βενζινοκινητήρα 1.5 λίτρων. Η παραγωγή του συγκεκριμένου μοντέλου χρονολογείται από το 1986-1995. Το μοντέλο αυτό ανήκει στην κατηγορία των βαν και ο κωδικός κινητήρα του είναι A15S, με χαρακτηριστικό την πίσω κίνηση.



**Εικόνα 2.1**

Το αυτοκίνητο που τοποθετήθηκε το σασμάν της μελέτης μας.

### 2.2 Εικόνες από το κιβώτιο ταχυτήτων



**Εικόνα 2.2** Ο πρωτεύον άξονας του κιβωτίου μας



**Εικόνα 2.3** Το γρανάζι του πρωτεύον άξονα της πέμπτης ταχύτητας.





**Εικόνα 2.4**

**Εδώ διακρίνουμε τα κεκλιμένα δόντια.**



**Εικόνα 2.5**

**Το γρανάζι της τετάρτης του πρωτεύον άξονα.**



**Εικόνα 2.6** Τα γρανάζια της δευτέρας και της τρίτης του πρωτεύον άξονα.



**Εικόνα 2.7** Το γρανάζι της πρώτης του πρωτεύον άξονα.





**Εικόνα 2.8**

Το γρανάζι της όπισθεν του πρωτεύον άξονα.



**Εικόνα 2.9**

Στην παραπάνω εικόνα βλέπουμε το κόμπλερ.



**Εικόνα 2.10**

Στην παραπάνω εικόνα βλέπουμε το συγχρονιζέ.



**Εικόνα 2.11**

Το συγχρονιζέ μέσα στο κόμπλερ.





**Εικόνα 2.12** Στην παραπάνω εικόνα βλέπουμε μια απο τις φουρκέτες



**Εικόνα 2.13** Στην παραπάνω εικόνα βλέπουμε μια φουρκέτα σε πλάγια όψη.



**Εικόνα 2.14** Εδώ βλέπουμε το κάρτερ, τις φουρκέτες και τον αναστροφέα της όπισθεν.



**Εικόνα 2.15** Ο δευτερεύον άξονας του κιβωτίου ταχυτήτων.





**Εικόνα 2.16**

Εδώ βλέπουμε το γρανάζι της τετάρτης του δευτερεύον άξονα.



**Εικόνα 2.17**

Το γρανάζι της πρώτης του δευτερεύον άξονα.





**Εικόνα 2.18**

**Το γρανάζι της δευτέρας του δευτερεύον άξονα.**



**Εικόνα 2.19**

**Το γρανάζι της τρίτης του δευτερεύον άξονα.**



**Εικόνα 2.20**

Το γρανάζι της πέμπτης του δευτερεύον άξονα.



**Εικόνα 2.21**

Το γρανάζι της όπισθεν του δευτερεύον άξονα.

## 2.3 Χαρακτηριστικά, υλικά και μέθοδοι κατασκευής

Το υλικό κατασκευής από το οποίο είναι κατασκευασμένο το συγκεκριμένο κιβώτιο είναι ο χάλυβας St60 και St70 ανάλογα με τις ανάγκες της εκάστοτε σχέσης. Επίσης τα γρανάζια και οι άξονες έχουν δεχθεί ενίσχυση από διάφορα μέσα, τα οποία η κάθε εταιρία δεν μπορεί να ανακοινώσει προς αποφυγή χρησιμοποίησης των υλικών από άλλη εταιρία. Η διάφορες επιστρώσεις γίνονται με σκοπό την αντοχή κατά της τριβής, την απαγωγή της θερμότητας και γενικότερα με ότι ωφελεί στην μακροζωία καθώς και την σωστή λειτουργία κατά την πάροδο του χρόνου.

Οι μέθοδοι κοπής των οδοντωτών τροχών στο συγκεκριμένο κιβώτιο ταχυτήτων έγινε με τις εξής δύο μεθόδους:

1. Με έλαση, η οποία θεωρείται ως μία από τις πιο ακριβείς μεθόδους στις διαστάσεις και με πολύ καλή μηχανική ιδιότητα. Για αυτό τον λόγο είναι και μία από τις πιο δαπανηρές μεθόδους κατασκευής γραναζιών. Αυτό μπορούμε να το διακρίνουμε εύκολα αν ζητήσουμε ένα κιβώτιο ταχυτήτων ως ανταλλακτικό από μία οποιαδήποτε εταιρία αυτοκινήτων.
2. Με κύλιση σε γραναζοκόπτες, η οποία αποτελείται από τρία διαφορετικά συστήματα: το σύστημα Fellows, το σύστημα Sunderland και το σύστημα κοπής με εργαλείο HOB για κοπή ελικοειδούς οδοντωτού τροχού. Στο δοκίμιο μας χρησιμοποιήθηκε το σύστημα HOB για κοπή ελικοειδούς οδοντωτού τροχού επειδή θεωρείται ιδανικό για κεκλιμένα γρανάζια.

---

# Κεφάλαιο 3

---

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

Πειραματική ανάλυση κιβωτίου ταχυτήτων 5 σχέσεων με όπισθεν.

### 3.1 Διαδικασία ανάλυσης και παρατήρηση κιβωτίου ταχυτήτων.

Το κιβώτιο ταχυτήτων της εν λόγω πτυχιακής εργασίας το παραλάβαμε από ένα συνεργείο αυτοκινήτων όπου αρχικά αφαιρέθηκε το κέλυφος του και στη συνέχεια λύθηκαν οι επιμέρους άξονες. Έπειτα, αφού είχε χωριστεί σε δύο άξονες, έγινε η αφαίρεση των γραναζιών για να πλυθούν και να καθαριστούν με βενζίνη. Αυτό έγινε για να έχουμε καθαρή εικόνα των γραναζιών, ώστε να μπορούμε να κάνουμε τις απαραίτητες μετρήσεις και να τραβηχτούν οι κατάλληλες φωτογραφίες. Οι φωτογραφίες με την σειρά τους απεικονίζουν την διαδικασία αποσυναρμολόγησης, συναρμολόγησης, το κιβώτιο, τα γρανάζια και τα εργαλεία που χρησιμοποιήσαμε κατά την μελέτη που πραγματοποιήθηκε. Τα κύρια εργαλεία που χρησιμοποιήθηκαν ήταν: παχύμετρο, μέγκενη, τόννος, τροχός, οξυγονοκόλληση, τρυπάνι και άλλα μικροεργαλεία όπως σφυρί, κατσαβίδια, πένσα κ.ά.

Μετά την ολοκλήρωση των μετρήσεων που έγιναν με παχύμετρο, αρχίσαμε τη συναρμολόγηση του σασμάν και η επιδίωξη του πιο δύσκολου μέρους της εργασίας μας, δηλαδή την κίνηση των γραναζιών και την δυνατότητα αλλαγής ταχυτήτων όπως συμβαίνει στην πραγματικότητα. Αρχικά οξυγονοκολλήσαμε το διαχωριστικό κάρτερ του κιβωτίου σε μια ορθογώνια χειροποίητη σιδερένια βάση, ώστε οι άξονες του να είναι στον αέρα και να μπορούν να περιστρέφονται. Στη συνέχεια τοποθετήσαμε στις οπές των φουρκετών, της πρώτης και της δεύτερης σχέσης, ένα λεβιέ ταχυτήτων από τρακτέρ ώστε να μπορούμε να αλλάζουμε τις εν λόγω δύο σχέσεις. Ακολούθησαν διάφορες κολλήσεις για σταθερότητα του κιβωτίου και μικροτροχίσματα για την αισθητική του δοκιμίου μας. Τέλος τοποθετήθηκε ηλεκτρικό μοτέρ κίνησης μικρής ισχύος 18rpm/min, ώστε να δοθεί η αναγκαία περιστροφική κίνηση στον πρωτεύοντα άξονα του κιβωτίου, που είναι και ο κινητήριος. Παρακάτω ακολουθεί πλήρες φωτογραφικό υλικό που περιλαμβάνει όλες τις παραπάνω ενέργειες με τις απαραίτητες επεξηγήσεις.





**Εικόνα 3.1** Το κιβώτιο κατά την αποσυναρμολόγηση από το διαχωριστικό κάρτερ.



**Εικόνα 3.2** Ο προτεύον άξονας χωρίς τα γρανάζια του.



**Εικόνα 3.3** Επανατοποθέτηση των γραναζιών του πρωτεύοντα άξονα, ύστερα από πλύση και καθαρισμό με χρήση βενζίνης.



**Εικόνα 3.4** Απεικόνιση του πρωτεύον άξονα τοποθετημένο στο διαχωριστικό κάρτερ.





**Εικόνα 3.5** Επανατοποθέτηση και του δευτερεύον άξονα στο διαχωριστικό κάρτερ.



**Εικόνα 3.6** Απεικόνιση του διαχωριστικού κάρτερ με τοποθετημένους και τους δύο άξονες.



**Εικόνα 3.7** Απεικόνιση του κιβωτίου ταχυτήτων με επανατοποθετημένους όλους τους άξονες και τα γρανάζια.



**Εικόνα 3.8** Πλάγια όψη κατά την συγκόλληση του διαχωριστικού κάρτερ με την χειροποίητη βάση.



**Εικόνα 3.9** Απεικόνιση του κιβωτίου πάνω στην χειροποίητη βάση, έχοντας τοποθετημένο και τον λεβιέ ταχυτήτων.

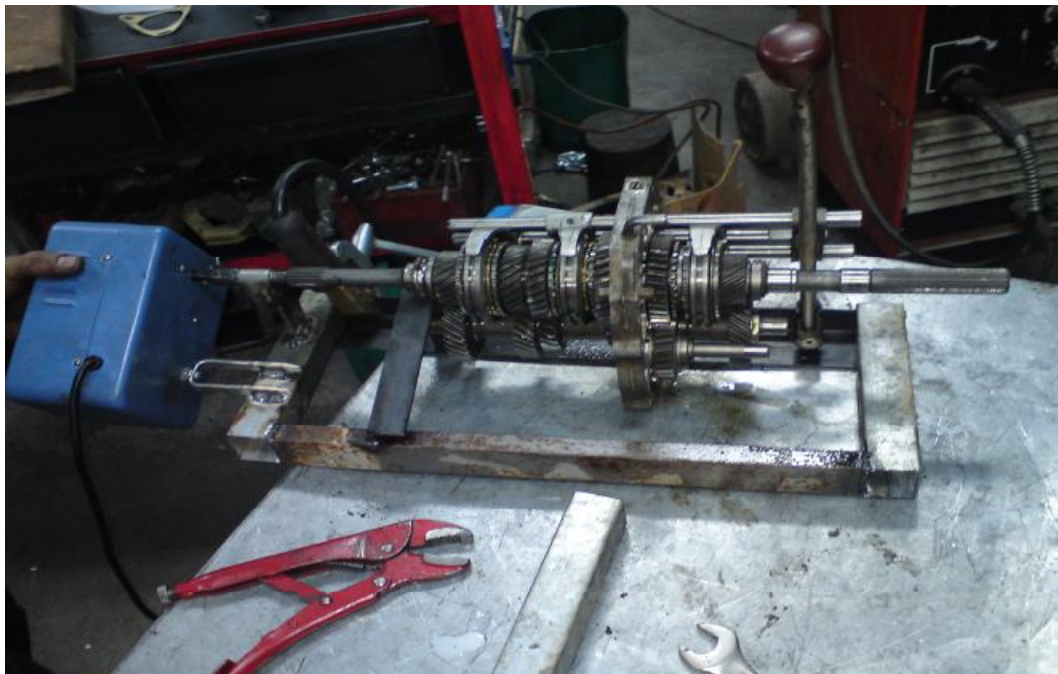


**Εικόνα 3.10** Απεικόνιση του ηλεκτρικού μοτέρ, που χρησιμοποιήσαμε ώστε να δοθεί κίνηση στον πρωτεύον άξονα.





**Εικόνα 3.11** Απεικόνιση απο την εργασία συγκόλλησης και ευθυγράμμισης του ηλ. μοτέρ με τον κινητήριο άξονα.



**Εικόνα 3.12** Απεικόνιση τελικής μορφής του δοκιμίου, χωρίς τις αισθητικές βελτιώσεις.

Παρακάτω ακολουθούν κάποιες εικόνες των εργαλείων και των εργαλειομηχανών που χρησιμοποιήσαμε για την συναρμολόγηση της κατασκευής μας.



**Εικόνα 3.13**

**Απεικόνιση του τόνου που χρησιμοποιήσαμε.**



**Εικόνα 3.14**

**Απεικόνιση του τρυπανιού που χρησιμοποιήσαμε.**



**Εικόνα 3.15**                    **Απεικόνιση του τροχού που χρησιμοποιήσαμε.**



**Εικόνα 3.16**                    **Απεικόνιση της οξυγονοκόλλησης που χρησιμοποιήσαμε.**





**Εικόνα 3.17**

**Απεικόνιση του παχύμετρου που χρησιμοποιήσαμε ακρίβειας 1/20mm.**



### 3.2 Ανάλυση κιβωτίου ταχυτήτων 5 σχέσεων με όπισθεν.

#### ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΟΥ

Τα μόνα δεδομένα που έχουμε για το αυτοκίνητο της μελέτης μας είναι τα εξής:

$i_1=2,26$	ΙΣΧΥΣ	N=54PS
$i_2=1,4$	ΣΤΡΟΦΕΣ	n=3850 rpm
$i_3=1,08$		
$i_4=0,7$		
$i_5=0,52$		
$i_R=2,26$		

- Η παρακάτω μελέτη έγινε με βάση τους πίνακες του βιβλίου των σημειώσεων του κ. Μπαράκου το οποίο χρησιμοποιείται για το μάθημα των Στοιχείων Μηχανών ΙΙ στο ΑΤΕΙ Πάτρας τμήμα Μηχανολογίας.

---

## ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ NISSAN VANNETE

---

#### ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΡΩΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

$$N_1 = 54HP, \quad n_1 = 3850 rpm, \quad i = 2,26$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{3850}{2,26} = 1703 rpm$$

Επειδή δεν έχω δεσμεύσεις ως προς την απόσταση των ατράκτων χρησιμοποιώ την σχέση :

$$d_{01} = \frac{4000}{P_0} \sqrt[3]{\frac{N_1 P_0 i + 1}{n_1 \Psi_d i}}$$

Από τον πίνακα (26) [σελ. 139 σημειώσεων] για st 60 παίρνω  $P_0 = 62 kp/mm^2$

Από τον πίνακα (25) [σελ. 138 σημειώσεων] έχω  $\Psi_d = 1$

$$d_{01} = \frac{4000}{62} \sqrt[3]{\frac{54 \cdot 62 \cdot 2,26 + 1}{3850 \cdot 1 \cdot 2,26}} = 61,5 \text{ mm}$$

Για να υπολογίσω τα δόντια  $Z$  θα πρέπει να υπολογίσω πρώτα την ταχύτητα

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 61,5}{19,1 \cdot 10^3} = 12,3 \text{ m/sec}$$

Από τον πίνακα (46) [σελ. 146 σημειώσεων] διαλέγω  $Z_1 = 22$ , Αφού  $U_1 > 5 \text{ m/sec}$  άρα :

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 2,26 \cdot 22 = 50$$

$$m_s = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{61,5}{22} = 2,79 \text{ mm} \quad (\text{Μετωπικό Modul})$$

### Ø Πλάτος δοντιών

$$b_1 = \Psi_d \cdot d_{01} = 1 \cdot 61,5 = 31,5 \text{ mm}$$

$\Psi_d$  : πίνακας (25) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_d = 1$

$$b_1 = \Psi_m \cdot m = 15 \cdot 2,79 = 41,85 \text{ mm}$$

$\Psi_m$  : πίνακας (24) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_m = 15$

Παίρνω το μέσο όρο αυτών, δηλαδή  $b_1 = 51,6 \text{ mm}$

$$\text{Άρα : } b_2 = b_1 - 1,7 = 51,6 - 5 = 46,6 \text{ mm}$$

### Ø Υπολογισμός γωνίας κεκλιμένων δοντιών

$$\tan B_0 = 3,5 \cdot \frac{m_s}{b_1} = 3,5 \cdot \frac{2,79}{51,6} \Rightarrow B_0 = 11^\circ$$

$$m_n = m_s \cdot \cos B_0 = 2,79 \cdot \cos 11^\circ = 2,73 \text{ mm} \quad \text{δεν το αλλάζουμε.}$$

Από τον πίνακα 44 σελ. 145 παίρνω το  $m_n = 2,75 \text{ mm}$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos B_0} = \frac{2,75}{\cos 11^\circ} = 2,80mm \quad (\text{Αυτό είναι το καθοριστικό } m)$$

Άρα

$$d_{01} = m_s \cdot z_1 = 2,80 \cdot 22 = 61,6mm$$

$$d_{02} = m_s \cdot z_2 = 2,80 \cdot 50 = 140mm$$

$$d_{k1} = d_{01} + 2 \cdot m_n = 61,6 + 2 \cdot 2,75 = 67mm$$

$$d_{k2} = d_{02} + 2 \cdot m_n = 140 + 2 \cdot 2,75 = 145,5mm$$

### Ø Απόσταση ατράκτων

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{61,6 + 140}{2} = 100,8mm$$

Η διάμετρος της ατράκτου του γραναζιού 1 :

$$d_{atr(1)} = a_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{54}{3850}} = 2,9cm = 29mm$$

$a_2$  :  $a_2 = 12$  για st 60 από πίνακα 1 σελ. 32.

Ελέγχουμε αν είναι αρκετή η αρχική διάμετρος του γραναζιού 1 για να κατασκευάσω το γρανάζι με σφήνα.

$$d_{01} = \frac{1,8 \cdot d_{atr(1)} \cdot Z_1}{Z_1 - 2,5} = \frac{1,8 \cdot 29 \cdot 22}{22 - 2,5} = 58,8mm$$

Άρα θα κατασκευάσω το γρανάζι με σφήνα.

## ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

### Ø Έλεγχος κάμψης

Ο έλεγχος σε κάμψη θα γίνει για τον τροχό με τα λιγότερα δόντια. Άρα  $Z_1=22$

$$s_{\max} = \frac{P_u}{b_1 \cdot m_n \cdot c \cdot j} \cdot qk$$

$$\varphi \text{ Πιν. 32 σελ. 141} \quad j = 1,29$$

$$c \text{ Πιν. 28 σελ. 140} \quad c = 1,50$$

$$qk \text{ Πιν. 27 σελ. 140} \quad qk = 3,3$$

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 61,5}{19,1 \cdot 10^3} = 12,3 \text{ m/sec}$$

$$P_u = \frac{75 \cdot N_1}{U_1} = \frac{75 \cdot 54}{12,3} = 329 \text{ Kp}$$

$$\text{Άρα: } s_{\max} = \frac{329}{51,6 \cdot 2,75 \cdot 1,50 \cdot 1,29} \cdot 3,3 = 3,99 \text{ Kp/mm}^2$$

$$s_{b,ep} = \frac{s_{bw}}{1,5 \div 2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ Kp/mm}^2$$

$$s_{bw} : s_{bw} = 30 \text{ Kp/mm}^2 \quad \text{Από πίνακα 26 σελ. 139.}$$

$$\text{Άρα } s_{\max} = 3,99 \text{ Kp/mm}^2 \leq s_{b,ep} = 15 \text{ Kp/mm}^2$$

### Ø Φανταστικά δόντια

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 b_0} = \frac{22}{\cos^3 11} = 23$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 b_0} = \frac{50}{\cos^3 11} = 52$$

## Ø Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

$$P_c = \sqrt{\frac{P_u (i + 1)}{b \cdot d_{01} \cdot 1}} \cdot y_w \cdot y_c \cdot y_L$$

$$y_w \text{ από πίνακα 38 σελ. 141} \quad y_w = 50$$

$$y_c = 1,76$$

$$y_L = 1 \text{ (θεωρούμαι ότι ένα μόνο δόντι κάθε φορά καταπονείται)}$$

$$P_{ep} = \frac{P_0 \cdot y_1 \cdot y_2}{1,25 \div 1,5} = \frac{62 \cdot 1 \cdot 0,8}{1,5} = 39,7 \text{ kp / mm}$$

$$y_1 = 1 \quad \text{πίνακας 44α σελ. 145}$$

$$y_2 = 0,8 \quad \text{πίνακας 31 σελ. 141 (για ιξώδες est 50)}$$

$$P_0 = 62 \text{ kp/mm} \quad \text{πίνακας 26 σελ. 139}$$

$$P_c = \sqrt{\frac{329(2,26 + 1)}{51,6 \cdot 61,6 \cdot 2,26}} \cdot 50 \cdot 1,76 \cdot 1 = 33,44 \text{ kp / mm}$$

$$\text{Επομένως } P_c \leq P_{ep}$$

---

## ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ NISSAN VANNETE

---

### ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΕΥΤΕΡΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

$$N_1 = 54HP, \quad n_1 = 3850rpm, \quad i = 1,4$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{1} = \frac{3850}{1,4} = 2750rpm$$

Επειδή δεν έχω δεσμεύσεις ως προς την απόσταση των ατράκτων χρησιμοποιώ την σχέση

$$d_{01} = \frac{4000}{P_0} \sqrt[3]{\frac{N_1 P_0 i + 1}{n_1 \Psi_d i}}$$

Από τον πίνακα (26) [σελ. 139 σημειώσεων] για st 60 παίρνω  $P_0 = 62 \text{ kp/mm}^2$

Από τον πίνακα (25) [σελ. 138 σημειώσεων] έχω  $\Psi_d = 0,6$

$$d_{01} = \frac{4000}{62} \sqrt[3]{\frac{54 \cdot 62 \cdot 1,4 + 1}{3850 \cdot 0,6 \cdot 1,4}} = 70,9 \text{ mm}$$

Για να υπολογίσω τα δόντια  $Z$  θα πρέπει να υπολογίσω πρώτα την ταχύτητα

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 70,9}{19,1 \cdot 10^3} = 14,2 \text{ m/sec}$$

Από τον πίνακα (46) [σελ. 146 σημειώσεων] διαλέγω  $Z_1 = 24$ , Αφού  $U_1 > 5 \text{ m/sec}$   
άρα :

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 1,4 \cdot 24 = 34$$

$$m_s = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{70,9}{24} = 2,95 \text{ mm} \quad (\text{Μετωπικό Modul})$$

### Ø Πλάτος δοντιών

$$b_1 = \Psi_d \cdot d_{01} = 0,6 \cdot 70,9 = 42,5mm$$

$\Psi_d$  : πίνακας (25) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_d = 0,6$

$$b_1 = \Psi_m \cdot m = 15 \cdot 2,95 = 44,25mm$$

$\Psi_m$  : πίνακας (24) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_m = 15$

Παίρνω το μέσο όρο αυτών, δηλαδή  $b_1 = 43,5 mm$

$$\text{Αρα : } b_2 = b_1 - 5 = 43,5 - 5 = 38,5mm$$

### Ø Υπολογισμός γωνίας κεκλιμένων δοντιών

$$\tan B_0 = 3,5 \cdot \frac{m_s}{b_1} = 3,5 \cdot \frac{2,95}{43,5} \Rightarrow B_0 = 13^\circ$$

$$m_n = m_s \cdot \cos B_0 = 2,95 \cdot \cos 13^\circ = 2,86mm$$

Από τον πίνακα 44 σελ. 145 παίρνω το  $m_n = 2,75mm$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos B_0} = \frac{2,75}{\cos 13^\circ} = 2,83mm \quad (\text{Αυτό είναι το καθοριστικό } m)$$

Άρα

$$d_{01} = m_s \cdot z_1 = 2,83 \cdot 24 = 67,9mm$$

$$d_{02} = m_s \cdot z_2 = 2,83 \cdot 34 = 96,2mm$$

$$d_{k1} = d_{01} + 2 \cdot m_n = 67,9 + 2 \cdot 2,75 = 73,4mm$$

$$d_{k2} = d_{02} + 2 \cdot m_n = 96,2 + 2 \cdot 2,75 = 101,7mm$$

### Ø Απόσταση ατράκτων

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{67,9 + 96,2}{2} = 82mm$$



Η διάμετρος της ατράκτου του γραναζιού 1 :

$$d_{atr(1)} = a_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{54}{3850}} = 2,9cm = 29mm$$

$a_2$  :  $a_2 = 12$  για st 60 από πίνακα 1 σελ. 32.

## ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

### Ø Έλεγχος κάμψης

$$s_{max} = \frac{P_u}{b_1 \cdot m_n \cdot c \cdot j} \cdot qk$$

$\varphi$  Πιν. 32 σελ. 141  $j = 1,30$

$c$  Πιν. 28 σελ. 140  $c = 1,50$

$qk$  Πιν. 27 σελ. 140  $qk = 3,2$

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 67,9}{19,1 \cdot 10^3} = 13,6m/sec$$

$$P_u = \frac{75 \cdot N_1}{U_1} = \frac{75 \cdot 54}{13,6} = 297Kp$$

$$s_{max} = \frac{297}{43,5 \cdot 2,75 \cdot 1,50 \cdot 1,30} \cdot 3,2 = 4,07 Kp/mm^2$$

$$s_{b,ep} = \frac{s_{bw}}{1,5 \div 2} = \frac{30}{2} = 15 Kp/mm^2$$

$s_{bw} : s_{bw} = 30 Kp/mm^2$  Από πίνακα 26 σελ. 139.

$$s_{max} = 4,76 Kp/mm^2 \leq s_{b,ep} = 22 Kp/mm^2$$

### Ø Φανταστικά δόντια

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 b_0} = \frac{24}{\cos^3 13} = 26$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 b_0} = \frac{34}{\cos^3 13} = 37$$

### Ø Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

$$P_c = \sqrt{\frac{P_u (i + 1)}{b \cdot d_{01} \cdot 1}} \cdot y_w \cdot y_c \cdot y_L$$

$$y_w \text{ από πίνακα 38 σελ. 141 } y_w = 50$$

$$y_c = 1,76$$

$$y_L = 1 \text{ (θεωρούμαι ότι ένα μόνο δόντι κάθε φορά καταπονείται)}$$

$$P_{ep} = \frac{P_0 \cdot y_1 \cdot y_2}{1,25 \div 1,5} = \frac{62 \cdot 1 \cdot 0,8}{1,25} = 39,68 \text{ Kp/mm}^2$$

$$y_1 = 1 \quad \text{πίνακας 44α σελ. 145}$$

$$y_2 = 0,8 \quad \text{πίνακας 31 σελ. 141 (για ιξώδες est 50)}$$

$$P_0 = 62 \text{ Kp/mm}^2 \quad \text{πίνακας 26 σελ. 139}$$

$$P_c = \sqrt{\frac{297(1,4+1)}{43,5 \cdot 67,9 \cdot 1,4}} \cdot 50 \cdot 1,76 \cdot 1 = 36,5 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\text{Επομένως } P_c \leq P_{ep}$$

---

## ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ NISSAN VANNETE

---

### ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΡΙΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

$$N_1 = 54HP, \quad n_1 = 3850rpm, \quad i = 1,08$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{1} = \frac{3850}{1,04} = 3702rpm$$

Επειδή δεν έχω δεσμεύσεις ως προς την απόσταση των ατράκτων χρησιμοποιώ την σχέση :

$$d_{01} = \frac{4000}{P_0} \sqrt[3]{\frac{N_1 P_0 i + 1}{n_1 \Psi_d i}}$$

Από τον πίνακα (26) [σελ. 139 σημειώσεων] για st 70 παίρνω  $P_0 = 72kp/mm^2$

Από τον πίνακα (25) [σελ. 138 σημειώσεων] έχω  $\Psi_d = 0,7$

$$d_{01} = \frac{4000}{72} \sqrt[3]{\frac{54 \cdot 72 \cdot 1,08 + 1}{3850 \cdot 0,7 \cdot 1,08}} = 62,7mm$$

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 62,7}{19,1 \cdot 10^3} = 12,6m/sec$$

Από τον πίνακα (46) [σελ. 146 σημειώσεων] διαλέγω  $Z_1 = 25$ , άρα :

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 1,08 \cdot 25 = 27$$

$$m_s = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{62,7}{25} = 2,508mm \quad (\text{Μετωπικό Modul})$$

### Ø Πλάτος δοντιών

$$b_1 = \Psi_d \cdot d_{01} = 0,7 \cdot 62,7 = 43,89mm$$

$\Psi_d$  : πίνακας (25) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_d = 0,7$

$$b_1 = \Psi_m \cdot m = 15 \cdot 2,508 = 37,62mm$$

$\Psi_m$  : πίνακας (24) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_m = 15$

Παίρνω το μέσο όρο αυτών, δηλαδή  $b_1 = 40,7 mm$

$$\text{Αρα : } b_2 = b_1 - 5 = 40,7 - 5 = 35,7mm$$

### Ø Υπολογισμός γωνίας κεκλιμένων δοντιών

$$\tan B_0 = 3,5 \cdot \frac{m_s}{b_1} = 3,5 \cdot \frac{2,508}{40,7} \Rightarrow B_0 = 12^\circ$$

$$m_n = m_s \cdot \cos B_0 = 2,508 \cdot \cos 12^\circ = 2,43mm \text{ δεν το αλλάζουμε}$$

Απο τον πίνακα 44 σελ. 145 παίρνω το  $m_n = 2,50mm$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos B_0} = \frac{2,50}{\cos 12^\circ} = 2,57mm$$

Αρα :

$$d_{01} = m_s \cdot z_1 = 2,57 \cdot 25 = 64,25mm$$

$$d_{02} = m_s \cdot z_2 = 2,57 \cdot 27 = 69,39mm$$

$$d_{k1} = d_{01} + 2 \cdot m_n = 64,25 + 2 \cdot 2,50 = 69,25mm$$

$$d_{k2} = d_{02} + 2 \cdot m_n = 69,39 + 2 \cdot 2,50 = 74,39mm$$

### Ø Απόσταση ατράκτων

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = 66,82mm$$

$$d_{atr(1)} = a_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{54}{3850}} = 2,9 \text{ cm} = 29 \text{ mm}$$

$a_2$ :  $a_2 = 12$  για C 15 από πίνακα 1 σελ. 32.

## ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

### Ø Έλεγχος κάμψης

$$s_{\max} = \frac{P_u}{b_1 \cdot m_n \cdot c \cdot j} \cdot qk$$

$\varphi$  Πιν. 32 σελ. 141  $j = 1,29$

$c$  Πιν. 28 σελ. 140  $c = 1,50$

$qk$  Πιν. 27 σελ. 140  $qk = 3$

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 64,25}{19,1 \cdot 10^3} = 12,9 \text{ m/sec}$$

$$P_u = \frac{75 \cdot N_1}{U_1} = \frac{75 \cdot 54}{12,9} = 313 \text{ Kp}$$

$$\text{Άρα } s_{\max} = \frac{313}{40,7 \cdot 2,5 \cdot 1,29 \cdot 1,50} \cdot 3 = 4,76 \text{ Kp/mm}^2$$

$$s_{\max} = 4,76 \text{ Kp/mm}^2 \leq s_{b,ep} = 22 \text{ Kp/mm}^2$$

### Ø Φανταστικά δόντια

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 b_0} = \frac{25}{\cos^3 12} = 27$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 b_0} = \frac{27}{\cos 12} = 29$$

Ø Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας.

$$P_c = \sqrt{\frac{P_u (i+1)}{b \cdot d_{01} \cdot i}} \cdot y_w \cdot y_c \cdot y_L = 42,24 \text{ Kp/mm}^2$$

$$y_w \text{ από πίνακα 38 σελ. 141} \quad y_w = 50$$

$$y_c = 1,76$$

$$y_L = 1$$

$$P_u = 313 \text{ Kp/mm}^2, \quad i = 0,85, \quad b = 40,7 \text{ mm}$$

$$P_{ep} = \frac{P_0 \cdot y_1 \cdot y_2}{1,25 \div 1,5} = \frac{72 \cdot 1 \cdot 0,8}{1,25} = 46,08 \text{ Kp/mm}^2$$

$$y_1 = 1 \quad \text{πίνακας 44α σελ. 145}$$

$$y_2 = 0,8 \quad \text{πίνακας 31 σελ. 141}$$

Επομένως  $P_c \leq P_{ep}$



---

## ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ NISSAN VANNETE

---

### ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΕΤΑΡΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

$$N=45 \text{ PS}, \quad n_1=3850 \text{ rpm}, \quad i_4=0,7$$

Επειδή δεν έχω δεσμεύσεις ως προς την απόσταση των ατράκτων χρησιμοποιώ την σχέση :

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{3850}{0,7} = 5500 \text{ rpm}$$

$$d_{01} = \frac{4000}{P_0} \sqrt[3]{\frac{N_1 P_0 i + 1}{n_1 \Psi_d i}}$$

Από τον πίνακα (26) [σελ. 139 σημειώσεων] για st 70 παίρνω  $P_0 = 72 \text{ kp/mm}^2$

Από τον πίνακα (25) [σελ. 138 σημειώσεων] έχω  $\Psi_d = 0,7$

$$d_{01} = \frac{4000}{72} \sqrt[3]{\frac{54 \cdot 72 \cdot 0,7 + 1}{3850 \cdot 0,7 \cdot 0,7}} = 62,7 \text{ mm}$$

Για να υπολογίσω τα δόντια  $Z$  θα πρέπει να υπολογίσω πρώτα την ταχύτητα.

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 62,7}{19,1 \cdot 10^3} = 12,6 \text{ m/sec}$$

Από τον πίνακα (46) [σελ. 146 σημειώσεων] διαλέγω  $Z_1 = 22$ , Αφού  $U_1 > 5 \text{ m/sec}$ .

Άρα:

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 0,7 \cdot 22 = 15$$

$$m_s = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{62,7}{22} = 2,85 \text{ mm}$$

### Ø Πλάτος δοντιών.

$$b_1 = \Psi_d \cdot d_{01} = 0,7 \cdot 62,7 = 43,9mm$$

$\Psi_d$  : πίνακας (25) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_d = 0,7$

$$b_1 = \Psi_m \cdot m = 15 \cdot 2,85 = 42,75mm$$

$\Psi_m$  : πίνακας (24) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_m = 15$

Παίρνω το μέσο όρο αυτών, δηλαδή  $b_1 = 43,3 mm$

$$\text{Αρα } b_2 = b_1 - 5 = 43,3 - 5 = 38,3mm$$

### Ø Υπολογισμός γωνίας κεκλιμένων δοντιών.

$$\tan B_0 = 3,5 \cdot \frac{m_s}{b_1} = 3,5 \cdot \frac{2,85}{43,3} \Rightarrow B_0 = 13^\circ$$

Αφού έχουμε κεκλιμένα δόντια θα πρέπει να υπολογίσουμε δύο modul, το μετωπικό ( $m_s$ ) modul και το κάθετο ( $m_n$ ) modul

$$m_n = m_s \cdot \cos B_0 = 2,85 \cdot \cos 13^\circ = 2,77mm$$

Από τον πίνακα 44 σελ. 145 παίρνω το  $m_n = 2,75mm$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos B_0} = \frac{2,75}{\cos 13^\circ} = 2,83mm$$

Αφού έχουμε τυποποιήσει τα  $m_s, m_n$  θα πρέπει να υπολογίσουμε τα έξης στοιχεία :  $d_{01}, d_{02}, d_{k1}, d_{k2}$

$$d_{01} = m_s \cdot z_1 = 2,83 \cdot 22 = 62,3mm$$

$$d_{02} = m_s \cdot z_2 = 2,83 \cdot 15 = 42,45mm$$

$$d_{k1} = d_{01} + 2 \cdot m_n = 62,3 + 2 \cdot 2,75 = 67,8mm$$

$$d_{k2} = d_{02} + 2 \cdot m_n = 42,45 + 2 \cdot 2,75 = 47,95mm$$

### Ø Απόσταση ατράκτων.

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{62,3 + 42,45}{2} = 52,3mm$$

Η διάμετρος της ατράκτου του γραναζιού 1 :

$$d_{atr(1)} = a_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{54}{3850}} = 2,9 \text{ cm} = 29 \text{ mm}$$

$a_2$ :  $a_2 = 12$  για st 70 από πίνακα 1 σελ. 32.

## ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

### Ø Έλεγχος κάμψης

$$S_{\max} = \frac{P_u}{b_1 \cdot m_n \cdot c \cdot j} \cdot qk$$

$\varphi$  Πιν. 32 σελ. 141  $j = 1,30$

$c$  Πιν. 28 σελ. 140  $c = 1,50$

$qk$  Πιν. 27 σελ. 140  $qk = 3,3$

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 62,3}{19,1 \cdot 10^3} = 12,5 \text{ m/sec}$$

$$P_u = \frac{75 \cdot N_1}{U_1} = \frac{75 \cdot 54}{12,5} = 324 \text{ Kp}$$

$$S_{\max} = \frac{324}{43,3 \cdot 2,75 \cdot 1,30 \cdot 1,50} \cdot 3,3 = 4,6 \text{ Kp/mm}^2$$

$$S_{b,ep} = \frac{S_{bw}}{1,5 \div 2} = \frac{33}{2} = 16,5 \text{ Kp/mm}^2$$

$S_{bw}$ :  $S_{bw} = 33 \text{ Kp/mm}^2$  Από πίνακα 26 σελ. 139.

Άρα  $S_{\max} = 4,6 \text{ Kp/mm}^2 \leq S_{b,ep} = 16,5 \text{ Kp/mm}^2$

### Ø Φανταστικά δόντια

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 b_0} = \frac{24}{\cos^3 13} = 25$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 b_0} = \frac{34}{\cos^3 13} = 35$$

### Ø Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

$$P_c = \sqrt{\frac{P_u (i + 1)}{b \cdot d_{01} \cdot 1}} \cdot y_w \cdot y_c \cdot y_L$$

$y_w$  από πίνακα 38 σελ. 141  $y_w = 50$

$$y_c = 1,76$$

$$y_L = 1$$

$$P_{ep} = \frac{P_0 \cdot y_1 \cdot y_2}{1,25 \div 1,5} = \frac{72 \cdot 1 \cdot 0,8}{1,5} = 46,08 \text{ Kp/mm}^2$$

$y_1 = 1$  πίνακας 44α σελ. 145

$y_2 = 0,8$  πίνακας 31 σελ. 141

$P_0 = 72 \text{ Kp/mm}^2$  πίνακας 26 σελ. 139

$$P_c = \sqrt{\frac{324(0,7+1)}{43,3 \cdot 62,3 \cdot 0,7}} \cdot 50 \cdot 1,76 \cdot 1 = 30,3 \text{ Kp/mm}^2$$

Επομένως  $P_c \leq P_{ep}$



---

## ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ NISSAN VANNETE

---

### ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΕΜΠΤΗΣ

$$N_1 = 54HP, \quad n_1 = 3850rpm, \quad i = 0,52$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{3850}{0,52} = 7403rpm$$

Επειδή δεν έχω δεσμεύσεις ως προς την απόσταση των ατράκτων χρησιμοποιώ την σχέση :

$$d_{01} = \frac{4000}{P_0} \sqrt[3]{\frac{N_1 P_0 i + 1}{n_1 \Psi_d i}}$$

Από τον πίνακα (26) [σελ. 139 σημειώσεων] για st70 παίρνω  $P_0 = 72 \text{ kp/mm}^2$

Από τον πίνακα (25) [σελ. 138 σημειώσεων] έχω  $\Psi_d = 0,7$

$$d_{01} = \frac{4000}{190} \sqrt[3]{\frac{54 \cdot 72 \cdot 0,52 + 1}{3850 \cdot 0,7 \cdot 0,52}} = 63mm$$

Για να υπολογίσω τα δόντια  $Z$  θα πρέπει να υπολογίσω πρώτα την ταχύτητα

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 63}{19,1 \cdot 10^3} = 12,6 \text{ m/sec}$$

Από τον πίνακα (46) [σελ. 146 σημειώσεων] διαλέγω  $Z_1 = 24$ , Αφού  $U_1 > 5 \text{ m/sec}$

$$\text{άρα : } Z_2 = i \cdot Z_1 = 0,52 \cdot 24 = 13$$

$$m_s = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{63}{24} = 2,625mm \quad (\text{Μετωπικό Modul})$$

### Ø Πλάτος δοντιών

$$b_1 = \Psi_d \cdot d_{01} = 0,7 \cdot 63 = 44,1mm$$

$\Psi_d$  : πίνακας (25) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_d = 0,7$

$$b_1 = \Psi_m \cdot m = 15 \cdot 2,625 = 39,3mm$$

$\Psi_m$  : πίνακας (24) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_m = 15$

Παίρνω το μέσο όρο αυτών, δηλαδή  $b_1 = 41,7 mm$

$$\text{Άρα : } b_2 = b_1 - 5 = 41,7 - 5 = 46,7mm$$

### Ø Υπολογισμός γωνίας κεκλιμένων δοντιών

$$\tan B_0 = 3,5 \cdot \frac{m_s}{b_1} = 3,5 \cdot \frac{2,625}{41,7} \Rightarrow B_0 = 12^\circ$$

$$m_n = m_s \cdot \cos B_0 = 2,625 \cdot \cos 12^\circ = 2,54mm \quad \text{δεν το αλλάζουμε}$$

Από τον πίνακα 44 σελ. 145 παίρνω το  $m_n = 2,50mm$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos B_0} = \frac{2,50}{\cos 12^\circ} = 2,57mm \quad (\text{Αυτό είναι το καθοριστικό } m)$$

Άρα :

$$d_{01} = m_s \cdot z_1 = 2,57 \cdot 24 = 61,2mm$$

$$d_{02} = m_s \cdot z_2 = 2,57 \cdot 13 = 33,41mm$$

$$d_{k1} = d_{01} + 2 \cdot m_n = 61,2 + 2 \cdot 2,5 = 66,2mm$$

$$d_{k2} = d_{02} + 2 \cdot m_n = 33,4 + 2 \cdot 2,50 = 38,4mm$$

### Ø Απόσταση ατράκτων

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{61,2 + 33,4}{2} = 47,3mm$$

Η διάμετρος της ατράκτου του γραναζιού 1 :

$$d_{atr(1)} = a_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{54}{3850}} = 2,9 \text{ cm} = 29 \text{ mm}$$

$a_2$ :  $a_2 = 12$  για st 70 από πίνακα 1 σελ. 32.

## ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

### Ø Έλεγχος κάμψης

$$s_{\max} = \frac{P_u}{b_1 \cdot m_n \cdot c \cdot j} \cdot qk$$

φ Πιν. 32 σελ. 141  $j = 1,30$

c Πιν. 28 σελ. 140  $c = 1,40$

qk Πιν. 27 σελ. 140  $qk = 3,3$

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 61,2}{19,1 \cdot 10^3} = 12,3 \text{ m/sec}$$

$$P_u = \frac{75 \cdot N_1}{U_1} = \frac{75 \cdot 54}{12,3} = 329 \text{ Kp}$$

Άρα :

$$s_{\max} = \frac{329}{41,7 \cdot 2,50 \cdot 1,40 \cdot 1,30} \cdot 3,3 = 5,7 \text{ Kp/mm}^2$$

$$s_{b,ep} = \frac{s_{bw}}{1,5 \div 2} = \frac{33}{1,5} = 22 \text{ Kp/mm}^2$$

$s_{bw}$ :  $s_{bw} = 33 \text{ Kp/mm}^2$  Από πίνακα 26 σελ. 139.

Άρα  $s_{\max} = 5,7 \text{ Kp/mm}^2 \leq s_{b,ep} = 22 \text{ Kp/mm}^2$

### Ø Φανταστικά δόντια

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 b_0} = \frac{24}{\cos^3 12} = 26$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 b_0} = \frac{13}{\cos^3 12} = 14$$

### Ø Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

$$P_c = \sqrt{\frac{P_u (i + 1)}{b \cdot d_{01} \cdot 1}} \cdot y_w \cdot y_c \cdot y_L$$

$$y_w \text{ από πίνακα 38 σελ. 141 } y_w = 50$$

$$y_c = 1,76$$

$$y_L = 1$$

$$P_{ep} = \frac{P_0 \cdot y_1 \cdot y_2}{1,25 \div 1,5} = \frac{72 \cdot 1 \cdot 0,8}{1,25} = 46,08 \text{ Kp/mm}^2$$

$$y_1 = 1 \quad \text{πίνακας 44α σελ. 145}$$

$$y_2 = 0,8 \quad \text{πίνακας 31 σελ. 141}$$

$$P_0 = 72 \text{ Kp/mm}^2 \quad \text{πίνακας 26 σελ. 139}$$

$$P_c = \sqrt{\frac{329(0,52+1)}{61,2 \cdot 41,7 \cdot 0,52}} \cdot 50 \cdot 1,76 \cdot 1 = 44,05 \text{ Kp/mm}^2$$

Επομένως  $P_c \leq P_{ep}$

---

## ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ NISSAN VANNETE

---

### ΑΝΑΛΥΣΗ ΟΠΙΣΘΕΝ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

$$N_1 = 54HP, \quad n_1 = 3850rpm, \quad i = 2,26$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{3850}{2,26} = 1703rpm$$

Επειδή δεν έχω δεσμεύσεις ως προς την απόσταση των ατράκτων χρησιμοποιώ την σχέση :

$$d_{01} = \frac{4000}{P_0} \sqrt[3]{\frac{N_1 P_0 i + 1}{n_1 \Psi_d i}}$$

Από τον πίνακα (26) [σελ. 139 σημειώσεων] για st 60 παίρνω  $P_0 = 62kp/mm^2$

Από τον πίνακα (25) [σελ. 138 σημειώσεων] έχω  $\Psi_d = 1$

$$d_{01} = \frac{4000}{62} \sqrt[3]{\frac{54 \cdot 62 \cdot 2,26 + 1}{3850 \cdot 1 \cdot 2,26}} = 61,5mm$$

Για να υπολογίσω τα δόντια  $Z$  θα πρέπει να υπολογίσω πρώτα την ταχύτητα

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 61,5}{19,1 \cdot 10^3} = 12,3m/sec$$

Από τον πίνακα (46) [σελ. 146 σημειώσεων] διαλέγω  $Z_1 = 22$ , Αφού  $U_1 > 5m/sec$   
άρα :

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 2,26 \cdot 22 = 50$$



$$m_s = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{61,5}{22} = 2,79 \text{ mm} \quad (\text{Μετωπικό Modul})$$

### Ø Πλάτος δοντιών

$$b_1 = \Psi_d \cdot d_{01} = 1 \cdot 61,5 = 31,5 \text{ mm}$$

$\Psi_d$  : πίνακας (25) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_d = 1$

$$b_1 = \Psi_m \cdot m = 15 \cdot 2,79 = 41,85 \text{ mm}$$

$\Psi_m$  : πίνακας (24) [σελ. 138 σημειώσεων]  $\Psi_m = 15$

Παίρνω το μέσο όρο αυτών, δηλαδή  $b_1 = 51,6 \text{ mm}$

$$\text{Άρα : } b_2 = b_1 - 1,7 = 51,6 - 1,7 = 49,9 \text{ mm}$$

### Ø Υπολογισμός γωνίας κεκλιμένων δοντιών

$$\tan B_0 = 3,5 \cdot \frac{m_s}{b_1} = 3,5 \cdot \frac{2,79}{51,6} \Rightarrow B_0 = 11^\circ$$

$$m_n = m_s \cdot \cos B_0 = 2,79 \cdot \cos 11^\circ = 2,73 \text{ mm} \quad \text{δεν το αλλάζουμε}$$

Από τον πίνακα 44 σελ. 145 παίρνω το  $m_n = 2,75 \text{ mm}$

$$m_s = \frac{m_n}{\cos B_0} = \frac{2,75}{\cos 11^\circ} = 2,80 \text{ mm} \quad (\text{Αυτό είναι το καθοριστικό } m)$$

Άρα

$$d_{01} = m_s \cdot z_1 = 2,80 \cdot 22 = 61,6 \text{ mm}$$

$$d_{02} = m_s \cdot z_2 = 2,80 \cdot 50 = 140 \text{ mm}$$

$$d_{k1} = d_{01} + 2 \cdot m_n = 61,6 + 2 \cdot 2,75 = 67 \text{ mm}$$

$$d_{k2} = d_{02} + 2 \cdot m_n = 140 + 2 \cdot 2,75 = 145,5 \text{ mm}$$

### Ø Απόσταση ατράκτων

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = \frac{61,6 + 140}{2} = 100mm$$

Η διάμετρος της ατράκτου του γραναζιού 1 :

$$d_{atr(1)} = a_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} = 12 \cdot \sqrt[3]{\frac{54}{3850}} = 2,9cm = 29mm$$

$a_2$  :  $a_2 = 12$  για st 60 από πίνακα 1 σελ. 32.

Ελέγχουμε αν είναι αρκετή η αρχική διάμετρος του γραναζιού 1 για να κατασκευάσω το γρανάζι με σφήνα.

$$d_{01} = \frac{1,8 \cdot d_{atr(1)} \cdot Z_1}{Z_1 - 2,5} = \frac{1,8 \cdot 29 \cdot 22}{22 - 2,5} = 58,8mm$$

Άρα με σφήνα.

## ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

### Ø Έλεγχος κάμψης

Ο έλεγχος σε κάμψη θα γίνει για τον τροχό με τα λιγότερα δόντια .Άρα  $Z_1=22$

$$s_{\max} = \frac{P_u}{b_1 \cdot m_n \cdot c \cdot j} \cdot qk$$

φ Πιν. 32 σελ. 141  $j = 1,29$

c Πιν. 28 σελ. 140  $c = 1,50$

qk Πιν. 27 σελ. 140  $qk = 3,3$

$$U_1 = \frac{n_1 \cdot d_{01}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{3850 \cdot 61,5}{19,1 \cdot 10^3} = 12,3 m/sec$$

$$P_u = \frac{75 \cdot N_1}{U_1} = \frac{75 \cdot 54}{12,3} = 329 \text{ Kp}$$

$$\text{Άρα : } s_{\max} = \frac{329}{51,6 \cdot 2,75 \cdot 1,50 \cdot 1,29} \cdot 3,3 = 3,99 \text{ Kp/mm}^2$$

$$s_{b,ep} = \frac{s_{bw}}{1,5 \div 2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ Kp/mm}^2$$

$$s_{bw} : s_{bw} = 30 \text{ Kp/mm}^2 \quad \text{Από πίνακα 26 σελ. 139.}$$

$$\text{Άρα } s_{\max} = 3,99 \text{ Kp/mm}^2 \leq s_{b,ep} = 15 \text{ Kp/mm}^2$$

### Ø Φανταστικά δόντια

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\cos^3 b_0} = \frac{22}{\cos^3 11} = 23$$

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\cos^3 b_0} = \frac{50}{\cos^3 11} = 52$$

### Ø Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

$$P_c = \sqrt{\frac{P_u (i + 1)}{b \cdot d_{01} \cdot 1}} \cdot y_w \cdot y_c \cdot y_L$$

$$y_w \text{ από πίνακα 38 σελ. 141} \quad y_w = 50$$

$$y_c = 1,76$$

$$y_L = 1 \quad (\text{θεωρούμαι ότι ένα μόνο δόντι κάθε φορά καταπονείται})$$

$$P_{ep} = \frac{P_0 \cdot y_1 \cdot y_2}{1,25 \div 1,5} = \frac{62 \cdot 1 \cdot 0,8}{1,5} = 39,7 \text{ kp/mm}$$

$y_1 = 1$       πίνακας 44α σελ. 145

$y_2 = 0,8$       πίνακας 31 σελ. 141 (για ιξώδες est 50)

$P_0 = 62 \text{ kp/mm}$       πίνακας 26 σελ. 139

$$P_c = \sqrt{\frac{329(2,26 + 1)}{51,6 \cdot 61,6 \cdot 2,26}} \cdot 50 \cdot 1,76 \cdot 1 = 33,44 \text{ kp / mm}$$

Επομένως  $P_c \leq P_{\varepsilon\pi}$

## ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΤΟΥ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΗΤΥΤΩΝ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

ΔΕΔΟΜΕΝΕΣ ΣΧΕΣΕΙΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΕΝΕΣ ΣΧΕΣΕΙΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ
$i_1=2,266$	$i_1=2,260$
$i_2=1,40$	$i_2=1,42$
$i_3=1,08$	$i_3=1,074$
$i_4=0,7$	$i_4=0,714$
$I_5=0,52$	$I_5=0,538$
$I_R=2,266$	$i_R=2,260$

Διαπιστώνουμε ότι οι σχέσεις μετάδοσης είναι πολύ κοντά από τα δεδομένα που είχαμε άρα μπορούμε να πούμε ότι η ανάλυση για το κιβώτιο ταχυτήτων έχει γίνει με επιτυχία.

### Για την πρώτη ταχύτητα.

ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)
$d_{01}=74\text{mm}$	$d_{01}=61,6\text{mm}$
$b=17\text{mm}$	$b=51,6\text{mm}$
$Z_1=34$	$Z_1=50$
$Z_2=15$	$Z_2=23$
$\Phi=10^\circ$	$\Phi=11^\circ$

**Για την δεύτερη ταχύτητα.**

ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)
$d_{01}=65\text{mm}$	$d_{01}=67,9\text{mm}$
$b=17\text{mm}$	$b=43,5\text{ mm}$
$Z_1=28$	$Z_1=37$
$Z_2=20$	$Z_2=26$
$\Phi=12^\circ$	$\Phi=13^\circ$

**Για την τρίτη ταχύτητα.**

ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)
$d_{01}=58\text{mm}$	$d_{01}=64,2\text{mm}$
$b=18\text{mm}$	$b=40,7\text{mm}$
$Z_1=27$	$Z_1=29$
$Z_2=25$	$Z_2=27$
$\Phi=11^\circ$	$\Phi=13^\circ$

**Για την τέταρτη ταχύτητα.**

ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)
$d_{01}=45\text{mm}$	$d_{01}=62,3\text{mm}$
$b=19\text{mm}$	$b=43,3\text{mm}$
$Z_1=21$	$Z_1=25$
$Z_2=30$	$Z_2=35$
$\Phi=14^\circ$	$\Phi=13^\circ$



**Για την πέμπτη ταχύτητα.**

<b>ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)</b>	<b>ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)</b>
$d_{01}=42\text{mm}$	$d_{01}=61,2\text{mm}$
$b=22\text{mm}$	$b=41,7\text{mm}$
$Z_1=18$	$Z_1=14$
$Z_2=35$	$Z_2=26$
$\Phi=15^\circ$	$\Phi=12^\circ$

**Για την όπισθεν.**

<b>ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)</b>	<b>ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)</b>
$d_{01}=75\text{mm}$	$d_{01}=61,6\text{mm}$
$b=18\text{mm}$	$b=51,6\text{mm}$
$Z_1=34$	$Z_1=50$
$Z_2=15$	$Z_2=23$
$\Phi=10^\circ$	$\Phi=11^\circ$

---

# Κεφάλαιο 4

---

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

Σύγκριση πειραματικών-θεωρητικών τιμών.

### 4.1 Χαρακτηριστικά του κιβωτίου ταχυτήτων σε πίνακες.

ΛΕΛΟΜΕΝΕΣ ΣΧΕΣΕΙΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΕΝΕΣ ΣΧΕΣΕΙΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ
$i_1=2,266$	$i_1=2,260$
$i_2=1,40$	$i_2=1,42$
$i_3=1,08$	$i_3=1,074$
$i_4=0,7$	$i_4=0,714$
$I_5=0,52$	$I_5=0,538$
$I_R=2,266$	$i_R=2,260$

Για την πρώτη ταχύτητα.

ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)
$d_{01}=43\text{mm}$	$d_{01}=61,5\text{mm}$
$b=17\text{mm}$	$b=51,6\text{mm}$
$Z_1=34$	$Z_1=50$
$Z_2=15$	$Z_2=23$
$\Phi=10^\circ$	$\Phi=11^\circ$

**Για την δεύτερη ταχύτητα.**

<b>ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)</b>	<b>ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)</b>
$d_{01}=54\text{mm}$	$d_{01}=70,9\text{mm}$
$b=17\text{mm}$	$b=43,5\text{ mm}$
$Z_1=28$	$Z_1=37$
$Z_2=20$	$Z_2=26$
$\Phi=12^\circ$	$\Phi=13^\circ$

**Για την τρίτη ταχύτητα.**

<b>ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)</b>	<b>ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)</b>
$d_{01}=61\text{mm}$	$d_{01}=64,2\text{mm}$
$b=18\text{mm}$	$b=40,7\text{mm}$
$Z_1=27$	$Z_1=29$
$Z_2=25$	$Z_2=27$
$\Phi=11^\circ$	$\Phi=13^\circ$

**Για την τέταρτη ταχύτητα.**

<b>ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)</b>	<b>ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)</b>
$d_{01}=68\text{mm}$	$d_{01}=62,7\text{mm}$
$b=19\text{mm}$	$b=43,3\text{mm}$
$Z_1=21$	$Z_1=25$
$Z_2=30$	$Z_2=35$
$\Phi=14^\circ$	$\Phi=13^\circ$

**Για την πέμπτη ταχύτητα.**

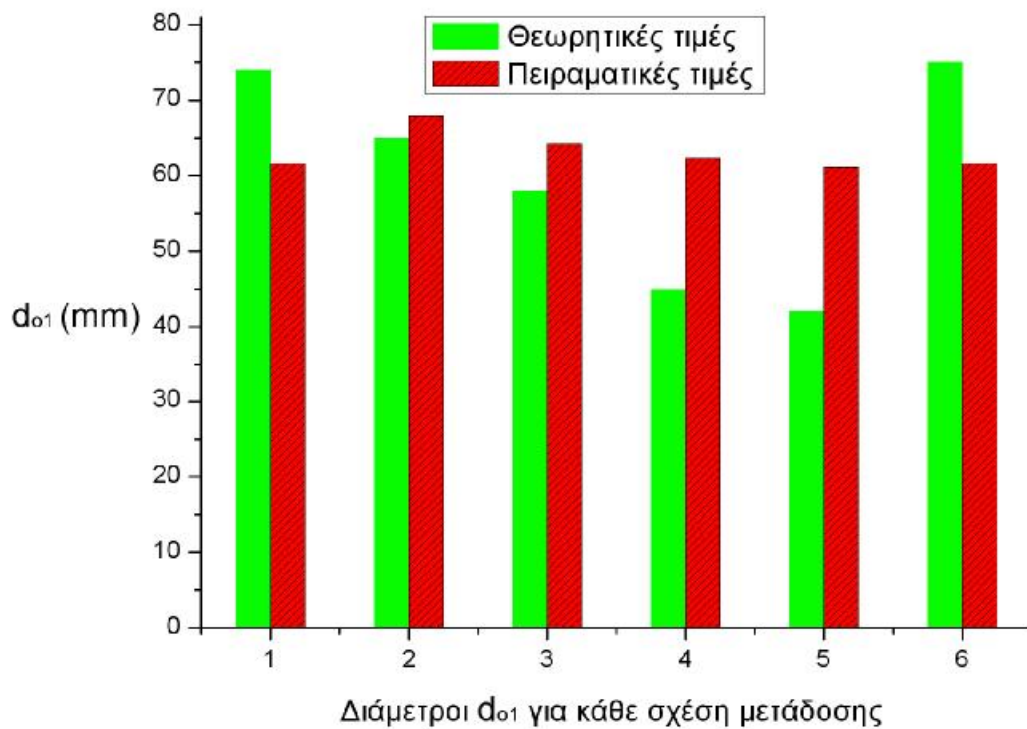
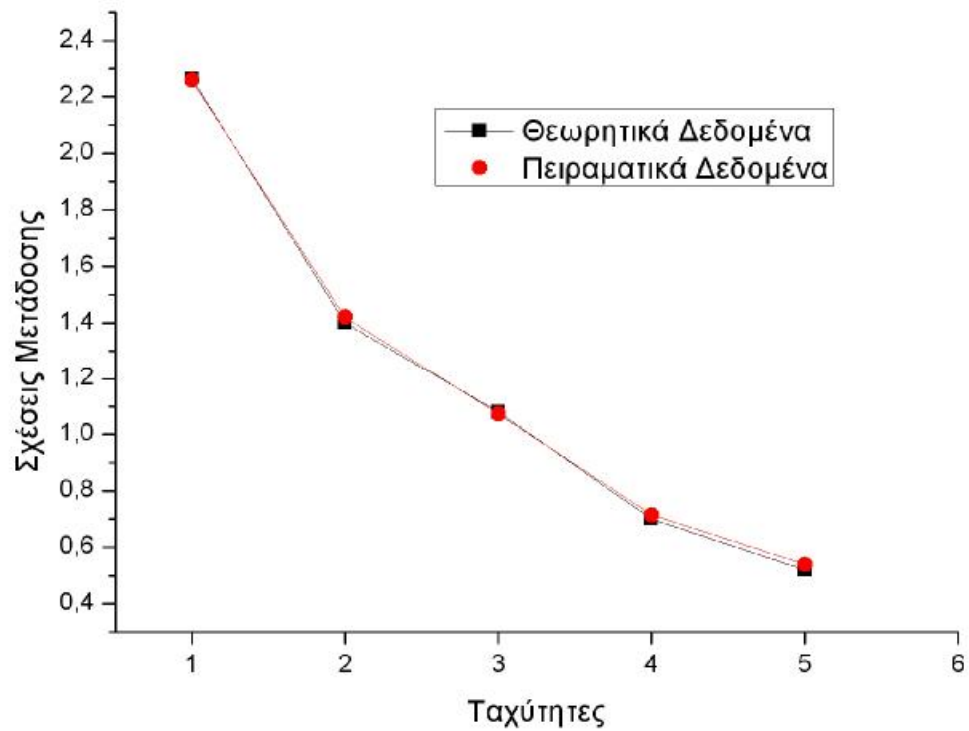
<b>ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)</b>	<b>ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)</b>
$d_{01}=79\text{mm}$	$d_{01}=63\text{mm}$
$b=22\text{mm}$	$b=41,7\text{mm}$
$Z_1=18$	$Z_1=14$
$Z_2=35$	$Z_2=26$
$\Phi=15^\circ$	$\Phi=12^\circ$

Για την όπισθεν.

ΘΕΩΡΗΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΠΟ ΤΗΝ ΜΕΛΕΤΗ)	ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ (ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΜΕ ΠΑΧΥΜΕΤΡΟ)
$d_{01}=39\text{mm}$	$d_{01}=61,5\text{mm}$
$b=18\text{mm}$	$b=51,6\text{mm}$
$Z_1=34$	$Z_1=50$
$Z_2=15$	$Z_2=23$
$\Phi=10^\circ$	$\Phi=11^\circ$



## 4.2 Σχεδίαση διαγραμμάτων και ανάλυση αυτών.



Κατά τη μελέτη του κιβωτίου διαπιστώνουμε αρχικά ότι οι σχέσεις μετάδοσης είναι πολύ κοντά από τα δεδομένα που είχαμε άρα μπορούμε να πούμε ότι η ανάλυση για το κιβώτιο ταχυτήτων έχει γίνει με επιτυχία.

Στην συνέχεια παρατηρούμε ότι οι θεωρητικές μετρήσεις του  $d_{01}$  σε σχέση με τις πειραματικές τιμές παρουσιάζουν μία αισθητή διαφορά η οποία είναι λογική και δικαιολογείται παρακάτω.

Κυριότερος λόγος που ευθύνεται το παραπάνω είναι, πως κατά τη μελέτη λαμβάνουμε αυθαίρετα το υλικό κατασκευής άρα αυτομάτως και την τιμή του  $P_0$ . Κατά τη μελέτη οι πληροφορίες οι οποίες πάρθηκαν, από την εταιρία και τις υπόλοιπες πηγές με τις οποίες ήρθαμε σε επαφή, δεν προσεγγίζουν ακριβώς τον τύπο του υλικού, επομένως και το χαρακτηριστικό  $P_0$ . Ακόμη κι αν γνωρίζαμε ακριβώς το υλικό και αν είχαμε γνώση του  $P_0$  δεν θα μπορούσαμε να ξέρουμε την βαφή και την ανόπτηση του υλικού, οι οποίες αλλάζουν δραματικά τις ιδιότητες του. Αυτό όμως δεν γίνεται να το γνωρίζουμε επειδή η διαδικασία της βαφής και της ανόπτησης αποτελούν επτασφράγιστο μυστικό της εκάστοτε εταιρίας, μιας και μιλάμε για τις μελέτες και την τεχνογνωσία που διαχωρίζει την μία εταιρία από την άλλη. Ως πιο εμφανές παράδειγμα, στην παραπάνω διατύπωση, διακρίνουμε αυτό της πρώτης σχέσης, της οποίας το  $d_{01}$  υπάρχει πολύ μεγάλη διαφορά μεταξύ της θεωρητικής και της πειραματικής τιμής. Εκτός λοιπόν από το  $P_0$  μεγάλο ρόλο παίζει η ανάγκη μείωσης του συνολικού βάρους του αυτοκινήτου που αυτή με τη σειρά της καθιστά αναγκαία την σύγκριση του σασμάν. Έτσι η σύγκριση του κινητήριου γραναζιού για να μπορεί να ανταπεξέλθει σε αντοχή, κάμψη και πίεση επιφάνειας, απαιτεί την κατά πολύ βελτιστοποίηση του υλικού κατασκευής του και της επεξεργασίας του μετάλλου κατά την παραγωγή του. Ο τρόπος που γίνεται αυτό αποτελεί άλλο ένα μυστικό της κάθε εταιρίας κατασκευής επιβατικών αυτοκινήτων.

Σαν γενική παρατήρηση σημειώνουμε ότι πολλά από τα δεδομένα μελέτης του κιβωτίου ταχυτήτων διαφέρουν σε σχέση με τα θεωρητικά αποτελέσματα κι αυτό γιατί είναι αδύνατον να υπάρχει απόλυτη ακρίβεια στο κύριο εργαλείο μετρήσεων που χρησιμοποιήσαμε, το παχύμετρο. Κατά κύριο λόγο αυτό είναι δύσκολο επειδή οι μετρήσεις γίνονται με το χέρι κι όχι με κάποιο άλλο τρόπο, οπότε είναι απόλυτα λογικό να μην υπάρχει σταθερότητα και απόλυτη ακρίβεια. Επίσης κύριο λόγο στις διαφορές των μετρήσεων παίζει κι ο παράγοντας της φθοράς των μεταλλικών μερών του κιβωτίου της μελέτης μας, από την χρήση, την συντήρηση και την πάροδο του χρόνου.

---

# Κεφάλαιο 5

---

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

### Εξέλιξη και τεχνολογία κιβωτίων ταχυτήτων στις μέρες μας.

Στην παρακάτω ενότητα θα αναφερθούμε στην αρχική μορφή των πρώτων κιβωτίων και σε τι βαθμό εξέλιξης έχουμε φτάσει έως σήμερα. Ακόμη θα αναλύσουμε τις καινοτομίες, τα πλεονεκτήματα αλλά και τα μειονεκτήματα των σημερινών κιβωτίων.

### 5.1 Ημιαυτόματα

Σκοπός των κατασκευαστών επιβατικών αυτοκινήτων ήταν να απλοποιήσουν το χειροκίνητο κομμάτι της λειτουργίας του κιβώτιου και του συμπλέκτη, αυτοματοποιώντας την κίνηση του αριστερού πεντάλ (δηλαδή τη σύμπλεξη), καθώς και αυτή του επιλογέα (την κίνηση των φουρκετών). Σήμερα στην κατεύθυνση αυτή συναντάμε στην αγορά τρεις κατηγορίες κιβωτίων: τα αυτόματα, στα οποία ο συμπλέκτης έχει δώσει τη θέση του σε υδραυλικό μετατροπέα ροπής, τα κιβώτια διαρκώς μεταβαλλόμενης σχέσης μετάδοσης (CVT) όπου οι πεπερασμένες σχέσεις μετάδοσης (ζεύγη γραναζιών) αντικαταστάθηκαν από κωνικές διατάξεις άπειρων σχέσεων και τα ‘αυτοματοποιημένα χειροκίνητα ή ‘ημιαυτόματα’ (automated manual gearboxes). Η τρίτη κατηγορία μας αφορά άμεσα αφού αφενός αποτελεί τη φυσική συνέχεια της ανάλυσης των χειροκίνητων σασμάν και αφετέρου επειδή τα τελευταία χρόνια έχει διογκωθεί εμπορικά σε απίστευτο βαθμό. Η βασική ιδέα πίσω από αυτά τα κιβώτια είναι η εξής: μέσω ηλεκτρουδραυλικών ή και μηχανοτρονικών διατάξεων, απαλλάσσουμε τον οδηγό από το χειρισμό του συμπλέκτη και του επιλογέα.

Αυτό που χρειαζόμαστε είναι μια διάταξη αισθητήρων (‘sensors’), μετατροπής μηχανικών σημάτων σε ηλεκτρονικά), επενεργητών (‘actuators’ μετατροπής ηλεκτρικών σημάτων σε μηχανικά), υδραυλικά και ηλεκτρονικά κυκλώματα και μια μικρή ECU για να ελέγχουμε τα παραπάνω. Οι πρώτες προσπάθειες για τη δημιουργία ημιαυτόματων κιβωτίων αφορούσαν την αντικατάσταση του συμπλέκτη από υδραυλικό μετατροπέα ροπής (ίδιο με αυτόν των κλασικών αυτομάτων κιβωτίων), την παράλληλη συμβίωση συμπλέκτη τριβής και μετατροπέα ροπής ή ακόμα και τη χρήση φυγόκεντρου συμπλέκτη. Οι πρώτες τέτοιες εφαρμογές λανσαριστήκαν την δεκαετία του 50’ από Αμερικανούς κατασκευαστές, ενώ στην Ευρώπη τέτοια ημιαυτόματα κιβώτια έκαναν την εμφάνιση τους τη δεκαετία του 60’. Με την ανάπτυξη των ηλεκτρονικών επετράπη ο έλεγχος των πολύπλοκων διατάξεων: αρχικά αυτοματοποιήθηκε με μηχανογραφικά μέσα μόνο η λειτουργία του συμπλέκτη και η μηχανική σύνδεση του επιλογέα με το κιβώτιο εξακολουθούσε να υπάρχει. Μια από τις πρώτες και γνωστότερες εφαρμογές ήταν το σύστημα sononic της SACHS που τοποθετήθηκε στο SAAB 900 του 1995, ενώ ακολούθησε το Renault twingo easy του 1996 και η πρώτη γενιά A-class της Mercedes. Το πρώτο χειροκίνητο κιβώτιο με πλήρως αυτοματοποιημένη λειτουργία σε αυτοκίνητο παράγωγης ήταν το SMG ( sequential gearbox ), που η BMW τοποθέτησε στην M3 E36 το 1996. Την αμέσως

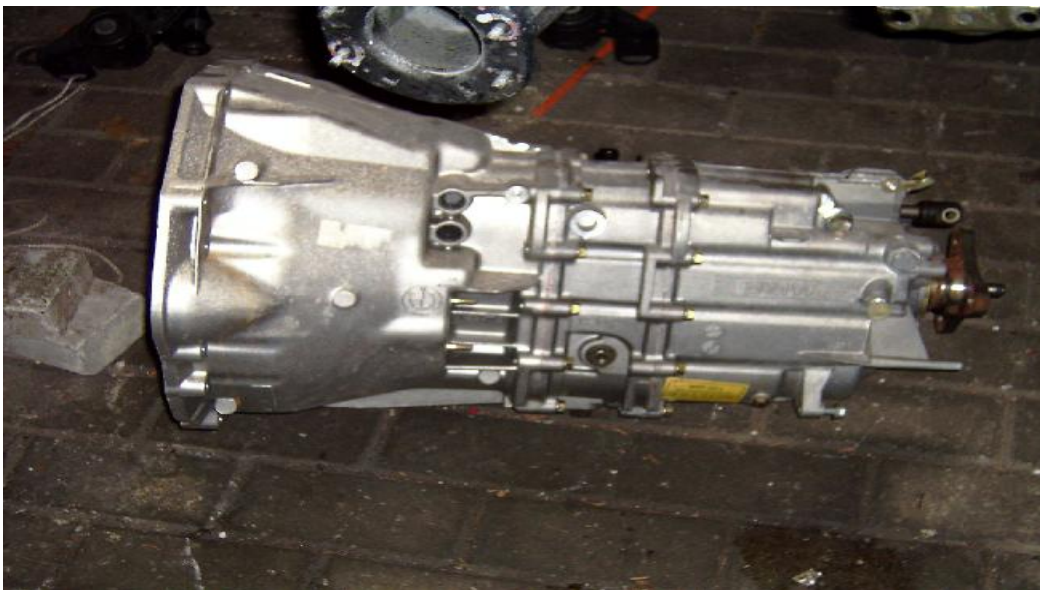
επόμενη χρόνια τοποθετήθηκε ανάλογο σύστημα στην Ferrari F 355. Ας δούμε αναλυτικότερα τις γενιές των SMG κιβώτιων και τα χαρακτηριστικά τους .

Το SMG είναι ίσως η πιο γνώστη εφαρμογή χειροκίνητου κιβώτιου με ηλεκτροδραυλικό μηχανισμό συμπλέξης και επιλογής σχέσεων. Έχουν υπάρξει αντιπαραθέσεις για το αν οι χειροκίνητες αλλαγές είναι γρηγορότερες ή όχι από τις αλλαγές με SMG κιβώτιο. Ας δούμε λοιπόν τι εστί στην πραγματικότητα SMG:

## 5.2 Κιβώτια ταχυτήτων SMG

Το κιβώτιο ταχυτήτων της M3 E36 SMG εξιλεώθηκε από την BMW, την getrag και την SACHS: το κιβώτιο καθ' αυτό ήταν το ίδιο από πλευρά δομής και λειτουργίας με αυτό της '100% χειροκίνητης' έκδοσης και αυτό είναι κάτι το οποίο ισχύει γενικότερα για τα κιβώτια αυτού του είδους. Τα αυτοματοποιημένα χειροκίνητα διαφέρουν από τις απλές χειροκίνητες εκδόσεις τους κατά βάση μόνο στις διατάξεις, εκτός του κελυφός του σασμάν. Το υδραυλικό κύκλωμα λειτούργησε με πίεση 85bar, με την ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου - έκτος από το χειρισμό του κιβώτιου και του συμπλέκτη - να αφήνει στιγμιαία το ηλεκτρονικό γκάτζι σε κάθε αλλαγή. Η μονάδα αυτή λάμβανε και επεξεργαζόταν σήματα από 11 αισθητήρες που μετρούσαν διαφορές παραμέτρους της λειτουργίας του κιβώτιου.

Η πρώτη γενιά SMG είχε ένα πρόγραμμα για τις χειροκίνητες αλλαγές σχέσεων και άλλα τρία για τις αυτόματες. Οι αλλαγές ταχυτήτων διαρκούσαν γύρω στα 250ms, ενώ η πρωτοποριακή λειτουργία του SMG I για την εποχή εκείνη, ήταν το launch control. Η λειτουργία, καθατή ήταν αρκετά απλή: όταν επιθυμούσε η ECU ( στο αυτόματο MODE ) την επιλογή μιας σχέσης, ένα υδραυλικό έμβολο κινούσε το δίχαλο του συμπλέκτη, τα αντίστοιχα υδραυλικά έμβολα κινούσαν διαδοχικά τη φουρκέτα απεμπλοκής της εν χρήση σχέσης και τη φουρκέτα επιλογής της επόμενης, και το υδραυλικό κύκλωμα 'ξανάφηνε' το συμπλέκτη, προκειμένου να ολοκληρωθεί η αλλαγή σχέσης.



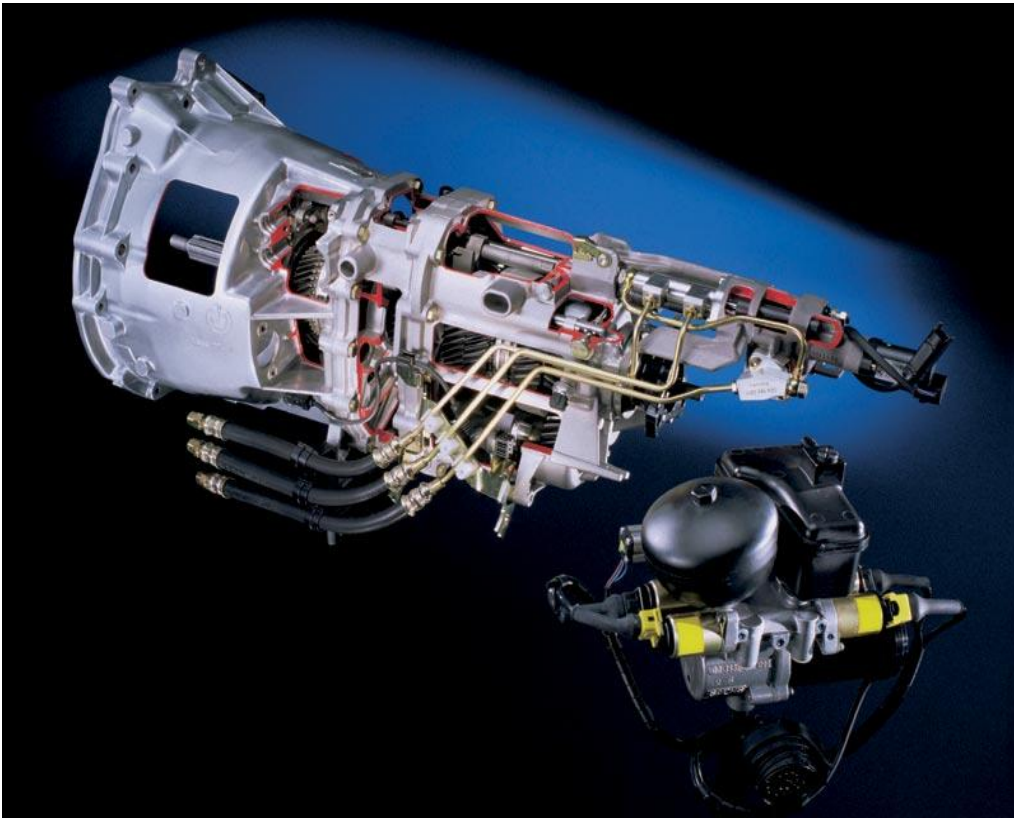
**Εικόνα 5.1**

**Απεικόνιση κιβωτίου ταχυτήτων τύπου SMG I της BMW.**



## SMG II

Η δεύτερη γένια του SMG παρουσιάστηκε το 2001 στην M3 E46. Έγιναν αρκετές βελτιώσεις στην ηλεκτρουδραυλική μονάδα ώστε να μειωθεί ο χρόνος αλλαγής των σχέσεων και να βελτιωθεί η ομαλότητα των αλλαγών, τομείς στους οποίους έπασχε η πρώτη γένια του SMG. Η πιο σημαντική προσθήκη είναι το σύστημα 'drivelogic' το οποίο ανάλογα με τις απαιτήσεις του οδηγού προσφέρει 11 διαφορετικά προγράμματα αλλαγής ταχυτήτων. Τα 5 ( A1-A5 ) αφορούν την πλήρως αυτόματη λειτουργία του κιβώτιου και τα 6 ( S1-S6 ) την χειροκίνητη. Στο πιο γρήγορο πρόγραμμα αλλαγής ( το χειροκίνητο S6 ) οι αλλαγές ταχυτήτων γίνονται μέσα σε μόλις 80ms ! Επιπλέον στην δεύτερη γένια του SMG προστεθήκαν τα γνωστά 'αυτιά' ( paddles ) στο τιμόνι για την χειροκίνητη αλλαγή ταχυτήτων.



Εικόνα 5.2

Απεικόνιση κιβωτίου ταχυτήτων τύπου SMG II της BMW.

## SMG III

Η σημαντικότερη καινοτομία της τελευταίας γενιάς του SMG, είναι η προσθήκη μιας επιπλέον σχέσης - είναι το πρώτο ημιαυτόματο επτατάχυτο κιβώτιο ταχυτήτων σε επιβατικό αυτοκίνητο. Το SMG III έχει σχεδιαστεί για να διαχειρίζεται μέχρι 56 kgf ροπή, ενώ αντέχει σε ρυθμούς περιστροφής μέχρι 8500 rpm. Αυτό φυσικά δεν σημαίνει ότι με περισσότερα kgf ροπής και υψηλότερες rpm θα σπάσει, αλλά ότι οι συντελεστές ασφάλειας της BMW διαμορφώθηκαν με βάση αυτές τις τιμές. Σε αντίθεση με τις προηγούμενες γενιές, το υδραυλικό κύκλωμα και οι επενεργητές είναι ενσωματωμένοι στο κέλυφος του κιβώτιου. Η μέγιστη πίεση του λαδιού που χρησιμοποιείται ως εργαζόμενο μέσο στον κύλινδρο που ανοίγει / κλείνει το συμπλέκτη και στα 4 έμβολα που χειρίζονται τις ισάριθμες φουρκέτες αλλαγής σχέσεων έχει ανεβεί στα 90 bar. Στα κατεβάσματα το σύστημα διπλοσυμπλεκτάρει αυτόματα. Η μονάδα ελέγχου του SMG III, περὶν της επίβλεψης των 12 αισθητήρων του SMG επικοινωνεί με την ECU MSS<sup>^</sup>% της SIEMENS μέσω πανίσχυρου CAN data bus. Μέσω αυτού η μονάδα ελέγχου του SMG παίρνει από τη ECU του αυτοκινήτου σήματα για τη θέση του γκαζιού, της ταχύτητας περιστροφής των τροχών και του κινητήρα, τις θερμοκρασίες και τη γωνία του τιμονιού. Οι βελτιώσεις είχαν ως αποτέλεσμα ο χρόνος αλλαγής των ταχυτήτων να μειωθεί κατά 20 % σε σχέση με το SMG II.

Επίσης ένα από τα γνωστότερα συστήματα της κατηγορίας είναι το F1 της Ferrari. Όπως υποδηλώνει και το όνομα του προέρχεται από την αγωνιστική εμπειρία της ιταλικής εταιρίας στην Formula 1 ( πρωτοχρησιμοποιήθηκε το 1989 στο μονοθέσιο του Nigel Mansell ). Ήταν προϊόν της συνεργασίας της Ferrari με την Magneti Marelli και σε πολιτικά αυτοκίνητα της, η Ferrari το χρησιμοποίησε για πρώτη φορά στην F355 F1 ( ο χρόνος αλλαγής βρίσκεται στο 0,15 sec ). Στη συνέχεια στην 360 Modena, η Ferrari δεν άλλαξε τα βασικά κομμάτια του hardware του κιβώτιου, αλλά βελτίωσε αρκετά το software κάτι που έγινε και με τις μετέπειτα εφαρμογές του F1 σε άλλα μοντέλα της εταιρίας όπως η 550 – 575 και F 430. Τα συνολικά προγράμματα λειτουργίας του κιβώτιου της Ferrari είναι 3+1, αισθητά λιγότερα από αυτά του SMG, όμως αν μην ξεχνάμε πως μια M3 είναι πιο καθημερινό αυτοκίνητο και οι απαιτήσεις είναι εντελώς διαφορετικές.

Όσον αφορά στη Ferrari η τεχνολογία του κιβώτιου F1 μεταφέρθηκε όντως του groupo FIAT και στην Alfa Romeo, με την τελευταία να παρουσιάζει το γνωστό selespeed. Το selespeed είναι κατά 90% ίδιο με το F1 ως προς τη λειτουργία του, ενώ διαφέρει απ' ενός στην ύπαρξη 5 αντί 6 ταχυτήτων και αφετέρου στον προγραμματισμό του, ώστε οι αλλαγές του να είναι αργότερες, αλλά όπως είναι φυσικό πολύ πιο ομαλές.

Ενδιαφέρον συναντάμε επίσης στους χρόνους αλλαγής σχέσεων που ανακοινώνουν οι εταιρίες μιας και ο 'πόλεμος' των ανακοινώσιμων millisecond ειδικά μεταξύ BMW και Ferrari έχει 'φουντώσει' έδω και χρόνια. Αξίζει να αναφέρουμε, ότι οι χρόνοι που ανακοινώνουν οι κατασκευαστές αφορούν το χρόνο που απαιτεί η αλλαγή όσον αφορά την κίνηση των μηχανοτρονικών συστημάτων, και όχι το συνολικό χρόνο διακοπής στην επιτάχυνση του οχήματος.

Σήμερα η κατηγορία των αυτοματοποιημένων χειροκίνητων κιβώτιων αυξάνεται συνεχώς αφού όλοι οι κατασκευαστές έχουν παρουσιάσει ανάλογες προτάσεις: η Lamborghini το e-gear, η TOYOTA το SMT, η CITROEN το sensodrive και η OPEL το Easytronic.

Παραπάνω είδαμε πως σε ένα τυπικό μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων συνεργάζονται μεταξύ τους τα διαφορά μέρη, άλλα και πως οι εντολές του οδηγού μέσω του επιλογέα μεταβιβάζονται στο σασμάν. Κυρίαρχο ρόλο όπως είπαμε παίζουν δυο άξονες ( πρωτεύοντας και δευτερεύοντας ) με σταθερά ή ελευθέρως περιστρεφόμενα γρανάζια κατά μήκος τους όπου κάθε ζεύγος μας δίνει και μια διαφορετική σχέση μετάδοσης. Συγχρόνως, φουρκέτες και κόμπλερ συνεχίζουν να είναι τα βασικά εξαρτήματα τα οποία βοηθούν στην επιλογή του εκάστοτε ζευγαριού γραναζιών. Η μετακίνηση αυτών των εξαρτημάτων σε συνδυασμό με το χειρισμό του συμπλέκτη μπορεί να γίνει είτε εντελώς χειροκίνητα είτε αυτοματοποιημένα με ηλεκτρομηχανικό μηχανισμό, όπως στο SMG. Σε κάθε περίπτωση όμως, η βασική διάταξη στο εσωτερικό του κιβώτιου είναι κοινή. Μιλάμε για απλά συνεργαζόμενα γρανάζια.

Έκτος των μηχανικών κιβωτίων υπάρχουν τα αυτόματα και τα CVT: η πρώτη κατηγορία καταργεί τόσο τον δισκάτο συμπλέκτη όσο και τη διάταξη με δυο άξονες γραναζιών, ενώ η δεύτερη και πιο ραγδαία αναπτυσσομένη καταργεί εντελώς τα γρανάζια. Πριν αναλύσουμε τις παραπάνω κατηγορίες αξίζει να αναφερθούμε λεπτομερώς σε μια αρκετά διαφορετική και άκρως αξιολογη παραλλαγή του μηχανικού κιβώτιου: το σασμάν διπλού συμπλέκτη του VW group το γνωστό DSG.

### 5.3 Κιβώτιο ταχυτήτων DSG

Τα κιβώτια διπλού συμπλέκτη (Double Clutch Gearbox) είναι μια πολύ ενδιαφέρουσα κατηγορία ημιαυτόματων κιβωτίων, των οποίων η λειτουργία μοιάζει με τα συμβατικά ημιαυτόματα όπως το SMG της BMW. Πρόκειται για κατηγορία 'ημιαυτόματων' κιβωτίων που διαθέτουν τη βασική φιλοσοφία των μηχανικών άλλα οι συμπλέκτες είναι δυο αντί για ένας. Βασικός στόχος είναι να ελαχιστοποιηθεί ο νεκρός χρόνος της αλλαγής όπου η ισχύς προς τους τροχούς διακόπτεται, χαρακτηριστικό που διαθέτουν όλα τα μηχανικά κιβώτια έστω και σε ελάχιστη κλίμακα. Η ιδέα είναι ο ένας συμπλέκτης να αναλάβει τις μισές σχέσεις και ο άλλος τις υπόλοιπες, έτσι ώστε όταν έχει επιδεχθεί μια X σχέση, η X+1 να είναι μπλεγμένη και 'ετοιμοπόλεμη'. Το πρώτο κιβώτιο διπλού συμπλέκτη σχεδιάστηκε από τον Adolph Kregesse το 1953, αν και δεν τοποθετήθηκε σε αυτοκίνητο. Αρκετά χρόνια μετά η Automotive products πρότεινε και αυτή τη δική της λύση ουσιαστικά όμως οι πρώτες πραγματικά επιτυχημένες εφαρμογές έγιναν τη δεκαετία του 80 σε αγωνιστικό επίπεδο. Το κιβώτιο διπλού συμπλέκτη που διέθεταν η Porsche 996 είναι το 5ταχυτο Porsche doppel kupplungs (pdk). Τέτοια κιβώτια εξόπλιζαν και τα πολλών κυβικών AUDI sport Quattro και S1, άλλα πρόσφατα χρησιμοποιήθηκαν και σε πολιτικά αυτοκίνητα παράγωγης με το Direct Shift Gearbox (DSG). Το DSG εξελίχθηκε από τη Borgwarner και σε συνεργασία με το VW group τοποθετήθηκαν για πρώτη φορά το 2003 στο VW Golf R32 με τον 3.2 V6 κινητήρα ενώ πρόσφατα προωθήθηκε και σε άλλα μοντέλα του group όπως τα TT και A3 της AUDI. 150.000.000 επενδύθηκαν στην εξέλιξη του κιβώτιου η οποία διήρκησε 6 χρόνια ενώ η παραγωγική δυναμικότητα του εργοστασίου της VW στο Kassel έφτανε τα 1000 κιβώτια την ημέρα. Με αυτό τον τρόπο η VW έγινε ο πρώτος κατασκευαστής που έβαλε σε μαζική παράγωγή κιβώτιο διπλού συμπλέκτη.



**Εικόνα 5.3**

Απεικόνιση ενός κιβωτίου DSG της VW.

**Audi S tronic 7-Gang**  
Audi S tronic 7 speed  
03/08



**Εικόνα 5.4** Απεικόνιση ενός κιβωτίου S-tronic της AUDI σχεδιασμένο με την ίδια φιλοσοφία.

Ως βάση για το DSG ( αρχιτεκτονική, γρανάζια, συγχρονιζέ ) χρησιμοποιήθηκε το βραχυτο MQ350/02M350 του group το οποίο έχει έναν παραπάνω άξονα από το συμβατικό: διαθέτει ένα πρωτεύοντα άλλα δυο δευτερεύοντες. Το απλό χειροκίνητο κιβώτιο ζυγίζει συνολικά 60 κιλά, ενώ με την προσθήκη των εξαρτημάτων του DSG το βάρος του έφτασε τα 90 κιλά. Ο πρωτεύοντας άξονας αποτελείται από δυο ομόκεντρα κομμάτια, με το ένα να βρίσκεται μέσα στο άλλο. Το πρώτο, εξωτερικό κομμάτι διαθέτει τα γρανάζια της δευτέρας και το κοινό της 4<sup>ης</sup> και της 6<sup>ης</sup>. Μέσα από το ‘κούφιο’ κομμάτι παίρνει το δεύτερο κομμάτι του πρωτεύοντα όπου διαθέτει τα γρανάζια της 1<sup>ης</sup>, της 3<sup>ης</sup>, της 5<sup>ης</sup> και της όπισθεν. Στο άκρο της εισόδου καθενός



κομματιού του πρωτεύοντα συνδέεται ένας ξεχωριστός πολύδισκος υγρός συμπλέκτης, με άλλα λόγια υπάρχει ένας συμπλέκτης για τις μονές σχέσεις κι ένας για τις διπλές. Οι δυο συμπλέκτες είναι εμβαπτισμένοι σε λάδι για καλύτερη απαγωγή θερμότητας, ενώ ανάλογα με τη θερμοκρασία τους που ελέγχεται από αισθητήρα που βρίσκεται στο κέλυφος του κιβώτιου, η ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου καθορίζει την παροχή της αντλίας λαδιού του κιβώτιου. Η μέγιστη παροχή ανέρχεται στα 20 λίτρα/μίν και επιτρέπει θερμικές απώλειες μέχρι 70kw ( 95,2 ίππους ) στους δυο συμπλέκτες χωρίς να περάσει τη θερμοκρασία λειτουργίας τους στο λάδι, το οποίο είναι κοινό για τους συμπλέκτες και για το υδραυλικό σύστημα αλλαγής σχέσεων.



**Εικόνα 5.5**

**Η ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου ( ECU ) ενός κιβωτίου DSG.**



**Εικόνα 5.6**

**Η ECU τοποθετημένη πάνω στο κέλυφος του DSG.**

Εκάτερον των δυο ομοαξονικών κομματιών του πρωτεύοντα βρίσκονται οι δυο δευτερεύοντες άξονες. Ο πρώτος διαθέτει τα γρανάζια της 1<sup>ης</sup>, της 2<sup>ης</sup>, 3<sup>ης</sup> και της 4<sup>ης</sup>, ενώ ο δεύτερος αυτά της 5<sup>ης</sup>, της 6<sup>ης</sup> και της όπισθεν. Συνολικά υπάρχουν τέσσερις φουρκέτες: μια για την επιλογή της 1<sup>ης</sup> και της 3<sup>ης</sup>, μια για την 2<sup>η</sup> και την 4<sup>η</sup>, μια για την 5<sup>η</sup>, και μια για την 6<sup>η</sup> και την όπισθεν. Αυτές παίρνουν κίνηση μέσω ενός υδραυλικού κυκλώματος που εργάζεται σε εύρος πιέσεων 0-20 bar. Τα εξαρτήματα του υδραυλικού συστήματος έχουν κατασκευαστεί με ακρίβεια 3 μm. Μέσω κατάλληλου αισθητήρα η ECU του κιβώτιου γνωρίζει ανά πασα στιγμή ακριβώς τη θέση κάθε φουρκέτα. Το σύστημα έλεγχου του DSG ονομάζεται 'Mechatronic' και κατασκευάζεται από την Conti Temic. Είναι ένα ενιαίο εξάρτημα που βρίσκεται στην εσωτερική πλευρά του κελύφους του κιβώτιου, δηλαδή υγραίνεται μέσα σε λάδι που φτάνει ακόμη και σε θερμοκρασία 140 βαθμών κελσίου. Το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας του είναι από- 40 έως 150 βαθμούς κελσίου, ενώ μπορεί να αντέξει επιταχύνσεις μέχρι 33g. Τα κυκλώματα ημιαγωγών του συστήματος είναι πολύ ευαίσθητα σε τέτοιες θερμοκρασίες και έτσι την ψύξη τους έχει αναλάβει μια ευμεγέθους ψήκτρα τοποθετημένη στην εξωτερική πλευρά του κελύφους του κιβώτιου. Το Mechatronic έχει τρία κύρια υποσυστήματα: τη μονάδα λήψης δεδομένων (είσοδος), την ECU του κιβώτιου (επεξεργασία) και την μονάδα ελέγχου (έξοδος). Η πρώτη παίρνει σήματα από 12 αισθητήρες (π.χ. θερμοκρασίας), και τα μεταβιβάζει στην ECU, η οποία με βάση τα παραπάνω δεδομένα, την κατάσταση του κινητήρα και τις επιθυμίες του οδηγού, δίνει τις αντίστοιχες εντολές εξόδου στο υδραυλικό κύκλωμα. Το τελευταίο έχει αναλάβει το χειρισμό των υδραυλικών κυλίνδρων που κινούν τις φουρκέτες, την πίεση που ασκούν στους δίσκους των συμπλεκτών και την παροχή της αντλίας λαδιού.



**Εικόνα 5.7**

**Εξωτερική απεικόνιση ενός 7τάχυτου DSG .**

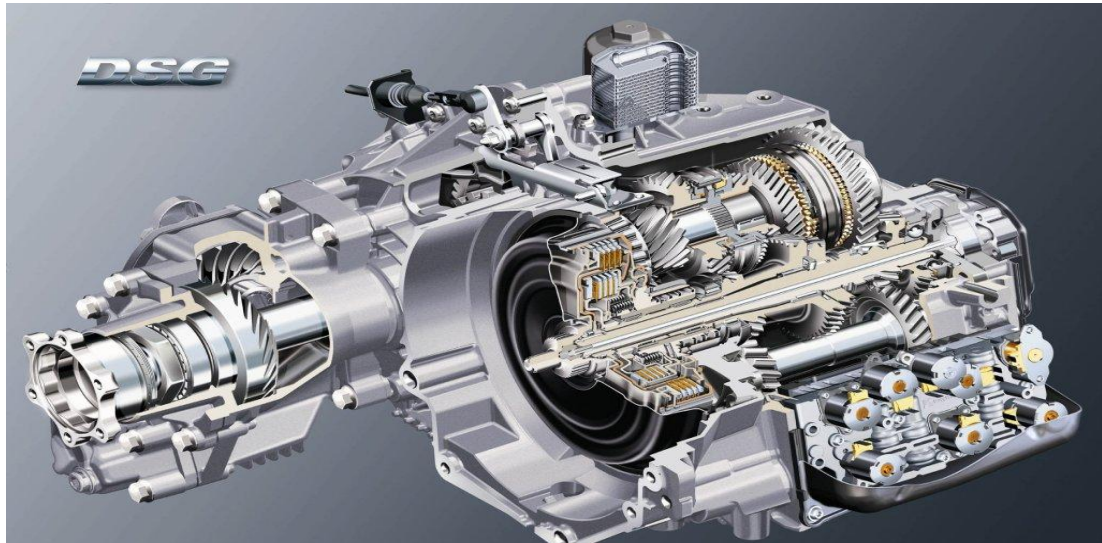
Ας δούμε όμως πως λειτουργεί στην πράξη το DSG. Ας υποθέσουμε ότι κινούμαστε με 3<sup>η</sup> ταχύτητα και επιταχύνουμε. Στη φάση αυτή ο συμπλέκτης των μονών σχέσεων



είναι κλειστός και αυτός των ζυγών ανοιχτός. Μόλις η ECU του κιβώτιου ανιχνεύσει πρόθεση για αλλαγές σχέσης (rpm κινητήρα, άνοιγμα πεταλούδας), προεπιλέγεται η 4<sup>η</sup>, άλλα ο συμπλέκτης των ζυγών σχέσεων είναι φυσικά ακόμη ανοιχτός. Όταν έρθει η ώρα για την αλλαγή σε 4<sup>η</sup>, σχεδόν ταυτόχρονα κλείνει ο συμπλέκτης των ζυγών σχέσεων και ανοίγει αυτός των μονών με τη σειρά του. Ο χρόνος της αλλαγής δηλαδή, δεν περιλαμβάνει πλέον την εμπλοκή- απεμπλοκή δυο ζευγών γραναζιών άλλα μόνο τη στιγμιαία συμπλέξει – αποσυμπλέξει. Τα ανεβάσματα απαιτούν 30-40 ms, δηλαδή το μισό σχεδόν χρόνο από αυτόν που απαιτεί το SMG II. Τα κατεβάσματα είναι πιο πολύπλοκη και χρονοβόρα υπόθεση (ο χρόνος αλλαγής εδώ κυμαίνεται στα 600ms), αφού μπορεί να χρειαστεί να κατεβάσουμε πολλές σχέσεις μαζί χωρίς να περάσουμε από τις ενδιάμεσες.

Χειρότερη δοκιμασία για το DSG είναι το κατέβασμα από 6<sup>η</sup> σε 2<sup>η</sup>, αφού οι δυο αυτές σχέσεις ελέγχονται από διαφορετική φουρκέτα και από τον ίδιο συμπλέκτη. Σε αυτή την περίπτωση το κιβώτιο είναι αναγκασμένο να κατεβάσει σε 5<sup>η</sup> και έπειτα να επιλεγεί η 2<sup>η</sup>, ανεβάζοντας τα το χρόνο στα 900 ms. Κατά τα κατεβάσματα, η ECU ‘ζητεί’ από τη ECU του κινητήρα να ανοίξει στιγμιαία την πεταλούδα ώστε να συγχρονιστούν ευκολότερα οι στροφές εισόδου και εξόδου του κιβώτιου, ότι ακριβώς θα έκανε και ένας έμπειρος οδηγός σε ένα χειροκίνητο σασμάν. Το DSG της VW και της Borgwarner που περιγράψαμε, έχει σχεδιαστεί για μέγιστη ισχύ 270 ίππων και μέγιστη ροπή 35,7 kgm, δηλαδή δεν προορίζεται για κινητήρες πολύ μεγάλης ιπποδύναμης. Το DSG έχει δεχτεί μέχρι στιγμής τις καλύτερες κριτικές για τη λειτουργία και την απόδοση του. Δεν είναι εξάλλου τυχαίο ότι τα αυτοκίνητα με DSG έχουν σε γενικές γραμμές καλύτερες επιδόσεις σε επιτάχυνση και ρεπρίζ σε σύγκριση με τα αντίστοιχα χειροκίνητα, συνδυάζοντας τις και με μικρότερη κατανάλωση. Για να φέρουμε ένα παράδειγμα, η VW ανακοινώνει ότι το χειροκίνητο GOLF Mk V Gti έχει 0-100 km/h σε 7,2 sec ενώ με κιβώτιο DSG ο χρόνος αυτός πέφτει στα 6,9 sec. Όταν η VW θέλησε να εξοπλίσει την Bugatti Veyron, το γρηγορότερο αυτοκίνητο παράγωγης στον κόσμο, με κιβώτιο τύπου DSG απευθύνθηκε στην βρετανική Ricardo. Το κιβώτιο θα έπρεπε να αντέχει τα 127 kgρ ροπής του τετρατούρμπινου W 16 κινητήρα για μια ζωή – το project φάνταζε σχεδόν ακατόρθωτο. Όμως μετά από 5 χρόνια εξέλιξης ο στόχος επετεύχθηκε και η Ricardo προμηθεύει τη Veyron με το 7ταχυτο Dual clutch transmission (DCT), αποδεικνύοντας έτσι πως η εφαρμογή κιβώτιου διπλού συμπλέκτη είναι δυνατή και σε τέτοια μεγέθη δύναμης.

Στα μέσα περίπου του 2007 παρουσιάστηκε και το πρώτο 7αρι DSG που προορίζεται για εγκάρσια τοποθέτηση, και το όποιο χρησιμοποιήθηκε στους ‘τουρμπάτους’ TSi των 122 ίππων. Το συγκεκριμένο 7αρι DSG αντέχει μέχρι 25,5 kgm ροπή και κατασκευαστικά μοιάζει πολύ με το αντίστοιχο βαρι, με εξαίρεση ενός επιπλέον πηνίων στον πρωτεύοντα άξονα. Άλλη μια σημαντική διαφορά είναι η χρήση συμπλεκτών ξηρού τύπου αντί εμβαπτισμένων σε λαδί όπως το 6ταχυτο DSG. Έτσι το 7αρι DSG χρειάζεται μόλις 1,7 λίτρα βαλβολίνη, σε αντίθεση με τα περίπου 7 λίτρα που θέλει το βαρι. Η VW με το DSG πέτυχε για άλλη μια φορά να εφαρμόσει πετυχημένα μια παλιότερη ιδέα και να τη μετατρέψει σε συγκριτικό πλεονέκτημα έναντι του ανταγωνισμού. Όλα δείχνουν όμως ότι ακόμα βρισκόμαστε στα πρώτα βήματα αυτής της συναρπαστικής τεχνολογίας, από την όποια αναμένουμε ακόμα πιο εντυπωσιακά επιτεύγματα στο μέλλον.



**Εικόνα 5.8**

**Τομή ενός 7τάχυτου DSG.**

## **5.4 Αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων**

Σήμερα οι περισσότεροι κατασκευαστές προσφέρουν στην γκάμα των μοντέλων τους αυτόματα κιβώτια. Ανάλογα με τη μάρκα θα τα συναντήσουμε σε αναρίθμητες εμπορικές ονομασίες, όπως steptronic, tiptronic, geartronic, s-matic, autostick, e-shift, 7g-tronic κ.λ.π., ή πολύ απλά με την προσθήκη της λέξης auto. Τα πρώτα αυτοκίνητα παράγωγης με αυτόματο κιβώτιο παρουσιάστηκαν από την oldsmobile, το 1940 ('hydramatic'), ενώ παγκοσμίως μεγάλο ποσοστό των αγοραστών προτιμάει τα αυτόματα κιβώτια. Στις ΗΠΑ μάλιστα το ποσοστό των αυτοκινήτων που πωλούνται με αυτόματα κιβώτια υπερβαίνει το 50%.

Το αυτόματο κιβώτιο διαφέρει εντελώς από τα μηχανικά: η πρώτη διαφορά αφορά στην έλλειψη συμπλέκτη τριβής επειδή πολύ απλά δεν χρειάζεται να υπάρχει σύστημα απομόνωσης της μετάδοσης του κινητήρα. Όπως είδαμε παραπάνω, σε ένα μηχανικό σασμάν (χειροκίνητο ή αυτοματοποιημένο) η ροή ισχύος διακόπτεται έστω και στιγμιαία για να γίνει εναλλαγή των γραναζιών, δηλαδή δεν μπορεί να γίνει αλλαγή υπό φορτίο. Για αυτό το λόγο και χρειάζονται τη συνοδεία συμπλέκτη. Για λόγους που θα δούμε παρακάτω, στα αυτόματα σασμάν η ροή ισχύος δεν διακόπτεται και έτσι οι αλλαγές είναι ομαλότερες. Στη θέση του συμπλέκτη τριβής, τα αυτόματα κιβώτια έχουν το 'μετατροπέα ροπής' για την εξισορρόπηση της διαφοράς ταχύτητας κινητήρα και μετάδοσης. Ο μετατροπέας ροπής είναι ένα υδροδυναμικό σύστημα συμπλέξεις που αποτελείται ουσιαστικά από μια διάταξη τριών φτερωτών μέσα σε ένα κέλυφος γεμάτο ειδικό, σχετικά λεπτόρρευστο λαδί. Το κέλυφος του μετατροπέα είναι πακτωμένο στο βολάν του κινητήρα κι έτσι γυρνάει στις ίδιες στροφές με αυτόν. Στην επιφάνεια του κελύφους είναι πακτωμένα πτερύγια τα όποια μαζί με το κέλυφος γυρνάμε και αυτά με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Αυτή είναι η πρώτη φτερωτή του συστήματος, ή 'αντλία (pump).

Η αντλία του μετατροπέα είναι ακτινική (φυγοκεντρική, όπως και ο συμπιεστής ενός turbo), δηλαδή καθώς περιστρέφεται αποβάλλει το λαδί περιφερειακά και το 'ρουφάει' από το κέντρο του άξονα της λήγω της υποπέσεις που δημιουργείται. Μόλις το λαδί φύγει από την αντλία πέφτει πάνω στα πτερύγια της δεύτερης φτερωτής, την

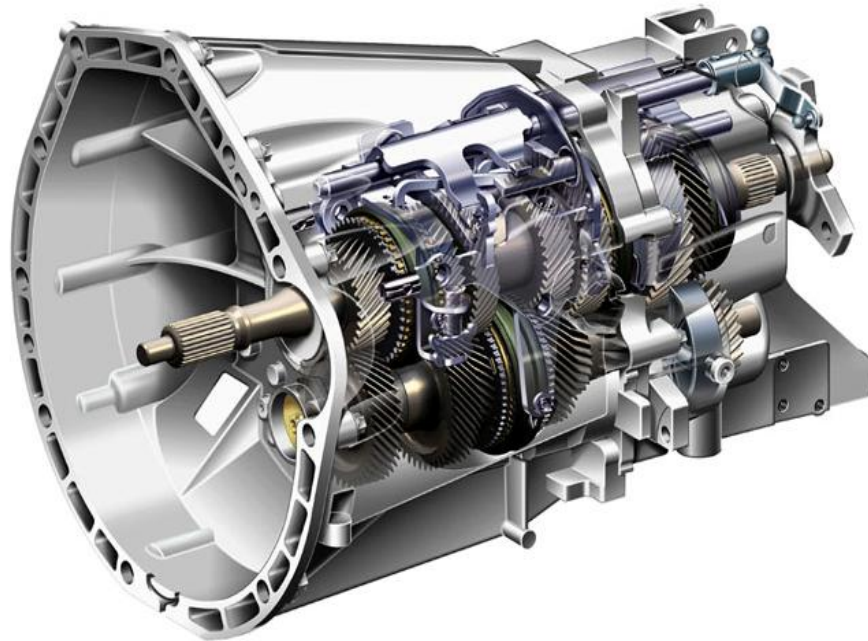
‘τουρμπίνα’ του μετατροπέα (στρόβιλος, turbine) η όποια είναι συνδεδεμένη μόνιμα με την είσοδο του κιβώτιου. Η τουρμπίνα δηλαδή έτσι περιστρέφει τη μετάδοση και τελικά κινεί το αυτοκίνητο. Το λαδί εισέρχεται στην τουρμπίνα περιφερειακά και βγαίνει από το κέντρο της, μιλάμε κι άδω για ένα ακτινικό στρόβιλο. Αφού το λαδί περιστρέφει την τουρμπίνα, στη συνέχεια παίρνει από το στατήρα την τρίτη φτερωτή της διάταξης, και τελικά μέσω αυτού επιστρέφει στην αντλία και ο κύκλος του μέσα στο μετατροπέα ξαναρχίζει. Ο στάτορας είναι τοποθετημένος στο κέντρο του κυκλικού κελύφους, μπορεί να περιστρέφει μόνο ομόρροπα με τις άλλες δυο φτερωτές (συνδέεται μέσω καστάνιας με τον άξονα έδρασης του) και η συνεισφορά του είναι πολύ μεγαλύτερη: όταν η διάταξη περιστρέφεται με χαμηλές ταχύτητες, αν η ροή του λαδιού έμπαινε στην αντλία κατευθείαν όπως έβγαινε από την τουρμπίνα, θα χτύπαγε στα πτερύγια της πτερωτής με αντίθετη φορά από την περιστροφή της αντλίας, κι έτσι ο υδροδυναμικός βαθμός απόδοσης της διάταξης θα ήταν μικρός. Ο στάτορας αλλάζει διεύθυνση στο λαδί μετά την τουρμπίνα έτσι ώστε η γωνία πρόσπτωσης της ροής στην αντλία να είναι ιδανική. Η καστάνια εμποδίζει το στάτορα να περιστρέφει αντίθετα από την τουρμπίνα καθώς το λαδί πέφτει πάνω του, κι έτσι να μπορέσει να αλλάξει κατεύθυνση στη ροή.

Όταν οι ρυθμοί περιστροφής του συστήματος είναι μεγάλοι, η αδράνεια του υγρού είναι τέτοια που η φορά του λαδιού καθώς εξέρχεται της τουρμπίνας αντιστρέφεται και πλέον συμπίπτει με αυτήν της αντλίας. Σε τέτοιους ρυθμούς περιστροφής, λοιπόν, ο στάτορας δεν χρειάζεται και απλά γέρνει από την ελεύθερη φορά της καστανιάς του ώστε να μην εμποδίζει τη ροή προς την αντλία αυξάνοντας έτσι τις απώλειες (το λαδί χτυπάει την πίσω πλευρά των πτερυγίων σε σχέση με αυτήν των μικρών ταχυτήτων περιστροφής). Η διαφορά ανάμεσα στις δυο ταχύτητες περιστροφής εντός του μετατροπέα (της αντλίας και της τουρμπίνας) είναι που τελικά καθορίζει κατά πόσο ο μετατροπέας θα πολλαπλασιάσει την ροπή εισόδου του στην έξοδο. Άλλωστε όπως φανερώνει και η ονομασία του ‘μετατρέπει τη ροπή’. Η διαφορά αυτή ανάμεσα στην ταχύτητα περιστροφής της αντλίας και της τουρμπίνας δεν μηδενίζεται ποτέ 100% και έτσι υπάρχει η λεγόμενη ‘ολίσθηση’. Η ολίσθηση είναι το αντίστοιχο ‘πατινάρισμα’ των συμπλεκτών τριβής, δηλαδή η διαφορά ταχύτητας περιστροφής σε είσοδο και έξοδο. Με το μισό γκάζι (λίγες στροφές) η ολίσθηση ενός μετατροπέα ροπής είναι εντός ‘φακέλου λειτουργίας’ ενός αυτομάτου κιβώτιου αφού ούτως ή αλλιώς δεν θα θέλαμε φουλ ροπή στην έξοδο. Σε τέρμα γκάζι όμως, και υψηλές στροφές, η ολίσθηση παραμένει (της τάξεως του 6-8 %) και δεν είναι επιθυμητή αφού μέσω της αύξησης των υδροδυναμικών απωλειών που επιφέρει, μειώνεται ο συντελεστής απόδοσης της μετάδοσης. Εκεί οφείλεται το γεγονός ότι για δεδομένη ισχύ στο στρόφαλο, ένα αυτοκίνητο με αυτόματο σασμάν έχει λιγότερη ισχύ στον τροχό από το αντίστοιχο με χειροκίνητο. Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με το συνήθως μικρότερο αριθμό σχέσεων και το βάρος που θα δούμε παρακάτω επηρεάζει αρνητικά τις επιδόσεις άλλα και την κατανάλωση που επιτυγχάνουν τα αυτοκίνητα με αυτόματο κιβώτιο.

Αφού η ισχύς περάσει από τον υδραυλικό μετατροπέα, στη συνέχεια εισέρχεται στο κυρίως κέλυφος του αυτομάτου κιβώτιου. Γρανάζια υπάρχουν κι εδώ, όμως η διάταξη και η λειτουργία τους είναι εντελώς διαφορετική σε σχέση με το μηχανικό σασμάν. Αντί για απλά ζεύγη δυο όμοιων ως προς τον τύπο τους συνεργαζόμενων γραναζιών έχουμε να κάνουμε με ‘πλανητικό σύστημα μειωτήρα’. Το πλανητικό σύστημα περιλαμβάνει τρία διαφορετικά είδη συνεργαζόμενων γραναζιών: το πρώτο έχει κεντρική θέση εξωτερική οδόντωση και ονομάζεται ‘Ήλιος’ (sun gear), το δεύτερο ονομάζεται δαχτυλίδι (ring gear) και είναι τοποθετημένο ομόκεντρα με τον Ήλιο, τον περιβάλλει και έχει εσωτερική οδόντωση, ενώ ανάμεσα στον Ήλιο και το δαχτυλίδι είναι τοποθετημένα μικρότερα γρανάζια (4 συνήθως) με εξωτερική οδόντωση που

περιστρέφονται ακολουθώντας την εξωτερικά και την εσωτερική οδόντωση του δαχτυλιδιού και του Ήλιου αντίστοιχα. Τα τελευταία ονομάζονται 'πλανήτες' (planet gears).

Έχοντας στη διάθεση μας ένα τέτοιο σύστημα μπορούμε να πετύχουμε διάφορες σχέσεις μετάδοσης ανάλογα με το ποια γραναζία από τα τρία που προαναφέραμε κρατάμε ακίνητα, σε ποια αναθέτουμε την είσοδο της ισχύος και σε ποια την έξοδο. Τέλος μέχρι πριν κάποια χρόνια τα περισσότερα αυτόματα κιβώτια διέθεταν 4 + 1 σχέσεις, όμως τα τελευταία χρόνια είναι ευρέως διαθέσιμα αυτόματα κιβώτια 5, 6 ή και 7 σχέσεων.



**Εικόνα 5.9** Απεικόνιση εσωτερικού και γενικής διάταξης, του αυτόματου κιβωτίου ταχυτήτων .

Το υδραυλικό κύκλωμα ενός αυτόματου κιβωτίου είναι τρομερά πολύπλοκο και ο μεγάλος αριθμός των υποσυστημάτων του είναι ο βασικός λόγος που τα συγκεκριμένα κιβώτια έχουν τόσο μεγάλο όγκο. Τα βασικά στοιχεία – υποσυστήματα ενός αυτόματου κιβωτίου μαζί με τις λειτουργίες του είναι τα εξής:

1. Η γραναζωτή αντλία λαδιού ( gear pump ), η οποία βρίσκεται στο κέλυφος του κιβωτίου, τραβάει λαδί από το Κάρτερ του κιβωτίου και το διοχετεύει στο υδραυλικό κύκλωμα, το ψυγείο του κιβωτίου και το μετατροπέα ροπής.
2. Η βαλβίδα που ενημερώνει το κιβώτιο για την ταχύτητα του οχήματος ( governor ). Είναι συνδεδεμένη με την έξοδο του κιβωτίου και όσο γρηγορότερα γέρνει η έξοδος τόσο περισσότερο λάδι αφήνει η βαλβίδα να περάσει.
3. Η βαλβίδα θέσης επιλογέα, η οποία ανιχνεύει τη θέση που ο οδηγός έχει τοποθετήσει τον επιλογέα ( τα γνωστά κεφάλαια N , R , D , P , για όσους έχουν έρθει σε επαφή με αυτόματο κιβώτιο.
4. Η βαλβίδα κενού ( vacuum modulator ), όπου μέσω της υποπέσεις στην εισαγωγή 'καταλαβαίνει' το άνοιγμα της πεταλούδας, δηλαδή το φορτίο του κινητήρα. Μαζί με τη βαλβίδα 2, πιο πάνω, καθορίζουν τα σημεία αλλαγής σχέσης.
5. Οι βαλβίδες αλλαγής σχέσεων που ασκούν υδραυλική πίεση στους συμπλέκτες και τους ιμάντες και είναι υπεύθυνες για την κίνηση των μερών του πλανητικού συστήματος και επομένως της κατάλληλης σχέσης.



6. Η βαλβίδα του kickdown. Πρόκειται για το άμεσο κατέβασμα ταχύτητας όταν ο οδηγός πατήσει τέρμα το γκάζι. Η βαλβίδα του kickdown ανιχνεύει το απότομο πάτημα του δεξιού πεντάλ και δίνει εντολή για κατέβασμα σχέσης.

Συμπερασματικά καταλήγουμε ότι, όπως συνέβη σε όλους τους αυτοκίνητου, έτσι και στα αυτόματα κιβώτια η επέλαση των ηλεκτρονικών ήταν ραγδαία. Ενώ τα παλαιότερα αυτόματα κιβώτια ήταν καθαρά μηχανικά και τα σήματα προς και από τους αισθητήρες και τους επενεργητές ήταν καθαρά αναλογία, τα σύγχρονα αυτόματα κιβώτια έχουν ηλεκτρονικό έλεγχο των υποσυστημάτων τους. Μια ηλεκτρονική μονάδα ελέγχει τα ψηφιακά πλέον σήματα αισθητήρων και τους επενεργητές, ενώ μέσω αλγορίθμων 'fuzzy logic' τα κιβώτια σήμερα μπορούν να 'μαθαίνουν' το οδηγία στυλ του οδηγού.

## 5.5 Κιβώτια ταχυτήτων CVT

Όπως φανερώνει και το όνομα τους ( Continuously Variable Transmission - CVT ) διαθέτουν άπειρες σχέσεις μεταδόσεις και όχι προκαθορισμένο αριθμό. Αντί λοιπόν επιταχύνοντας με δεδομένη σχέση να ανεβάζουμε στροφές και μετά πάλι από την αρχή με την επόμενη, κρατάμε το στροφόμετρο στις rpm μέγιστης ισχύος και μακραίνουμε συνεχώς τη σχέση μετάδοσης περνώντας από άπειρα ενδιάμεσα σημεία.

Τα πρώτα σχέδια CVT διατάξεων χρονολογούνται 500 χρόνια πριν, από το Leonardo Da Vinci. Εφαρμογές CVT κιβωτίων σε πειραματικό στάδιο έλαβαν χώρα τον 18<sup>ο</sup> και 19<sup>ο</sup> αιώνα, όμως η πρώτη ευρεία εμπορική εφαρμογή έγινε από την DAF, το 1958. Βασικό πρόβλημα των CVT στις πρώτες φάσεις εξέλιξης του ήταν το πρόβλημα αξιοπιστίας σε εφαρμογές που απαιτούσαν το κιβώτιο να διαχειριστεί σοβαρή ροπή. Σταδιακά κατά τη διάρκεια της δεκαετίας του 90 τα προβλήματα άρχισαν να βρίσκουν λύσεις και μάλιστα το 1993 η Williams δοκίμασε κιβώτιο CVT στην FW15C σε δοκιμαστικό επίπεδο.

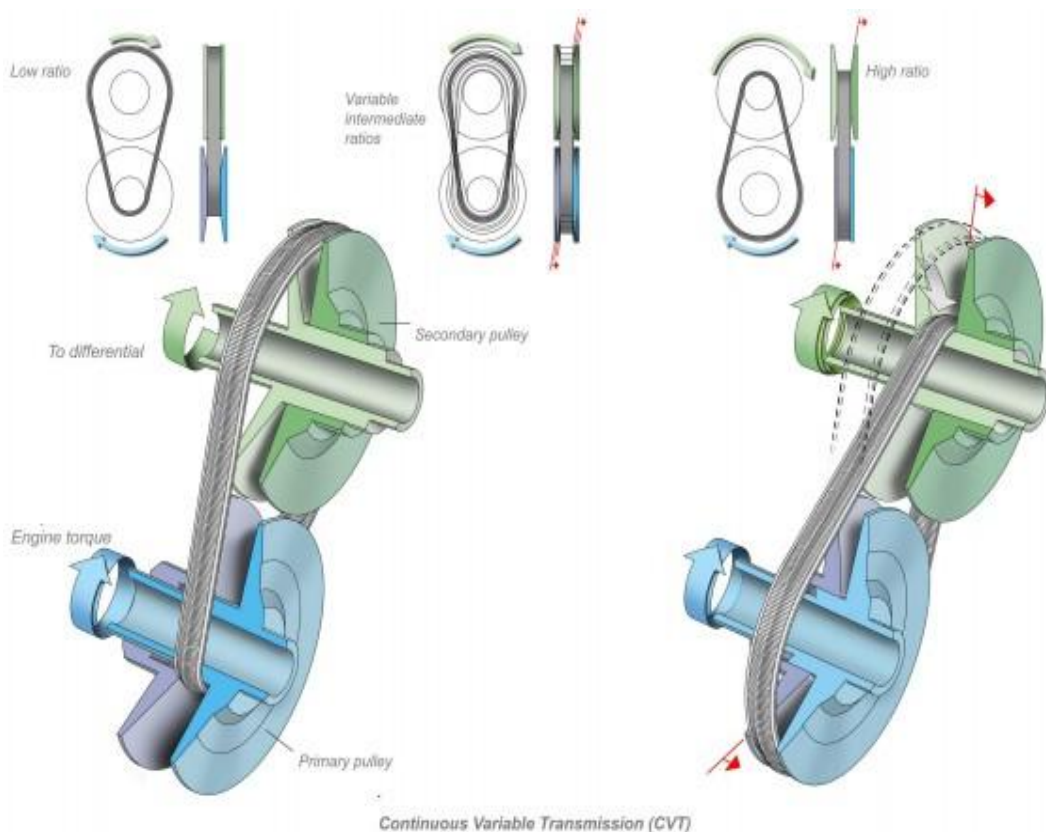


**Εικόνα 5.10**

**Απεικόνιση κλασικού κιβωτίου τύπου CVT.**

### Τα 3 είδη CVT

Η συνηθέστερη διάταξη για κιβώτιο CVT είναι αυτή με ιμάντα. Ο ιμάντας έχει τραπεζοειδή διατομή και αποτελείται από ατσάλινα σύρματα που συγκρατούν μεταλλικά πλακίδια. Επιπλέον είναι περασμένος σε δυο διαιρούμενες τροχαλίες με κωνική εσωτερική διαμόρφωση. Η μια από αυτές συνδέεται με τον κινητήρα (αποτελεί δηλαδή την είσοδο του κιβωτίου) και η άλλη με την είσοδο του διαφορικού, δηλαδή την έξοδο του κιβωτίου. Καθεμιά από τις δυο τροχαλίες μπορεί να ανοίγει ή να κλείνει, καθώς τα δυο κινητά της μέρη απομακρύνονται ή πλησιάζουν αντίστοιχα μέσω υδραυλικού κυκλώματος. Καθώς αυτό συμβαίνει και χάρη στην κωνική διαμόρφωση των εσωτερικών τμημάτων, ο ιμάντας πατάει σε συνεχώς μεταβαλλόμενη διάμετρο τροχαλίας, και έτσι για άπειρες διαμέτρους παίρνουμε και άπειρες σχέσεις μετάδοσης. Για να βρίσκεται ο ιμάντας συνεχώς σε σταθερή τάση και να μην χαλαρώνει, η μια τροχαλία ανοίγει και η άλλη κλείνει κατά το ίδιο ποσοστό, κάτι που αυξάνει περαιτέρω το εύρος σχέσεων μετάδοσης που μπορούμε να ατυχούμε.



**Εικόνα 5.11**

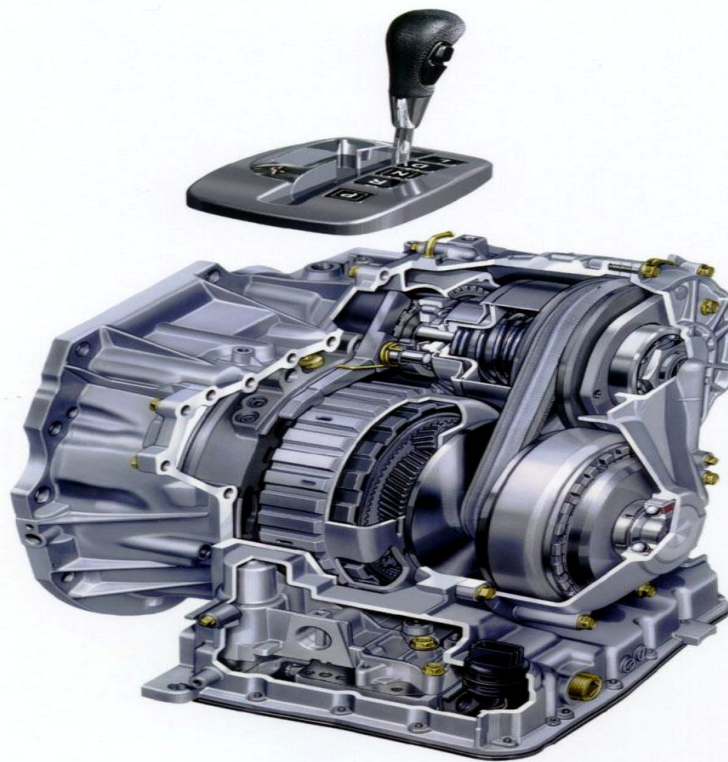
**Αναπαράσταση διάταξης κιβωτίου τύπου CVT**

Το επόμενο βήμα στην εξέλιξη των CVT ήταν η παρουσίαση του επαναστατικού Multitronic από την AUDI το 2000. Ο μεταλλικός ιμάντας αντικαταστάθηκε από ειδική αλυσίδα που αποτελείται από 1025 μεταλλικά πλακίδια και 75 πείρους. Με τη χρήση αλυσίδας έναντι του ιμάντα, οι απώλειες ισχύος λόγω τριβών μειωθήκαν και αυξήθηκε η μεγίστη ροπή που μπορεί να διαχειριστεί το κιβώτιο. Σύμφωνα με την AUDI, η φθορά στις τριβόμενες επιφάνειες κυμαίνεται στα μόλις 0,2 mm ανά 300000



km. Επιπλέον στο multitronic ο μετατροπέας ροπής έχει δώσει τη θέση του σε ηλεκτρονικά ελεγχόμενο υγρό ποδίσκο συμπλέκτη που δεν έχει τα μειονεκτήματα των μετατροπών ροπής που είπαμε νωρίτερα.

Οι πλέον 'έξυπνοι' κατηγορία CVT κιβώτιων είναι τα τοροειδή κιβώτια CVT (Torodial CVT). Πρωτεργάτης αυτών των κιβώτιων ήταν η NISSAN. Σε ένα τέτοιο κιβώτιο αντί για τροχαλίες συναντάμε δυο κωνικούς δίσκους (ένας εισόδου και ένας εξόδου) όπου ανάμεσα τους έχουν τοποθετηθεί κυλινδρικά κυλίστρα, τα οποία έρχονται σε επαφή με τους δίσκους και παίρνουν τη θέση των ιμάντων ενός κλασικού CVT. Η ισχύς μεταφέρεται από το δίσκο εισόδου στο δίσκο εξόδου μέσω των κυλίστρων: καθώς μεταβάλλουν την κλίση τους ως προς τους δίσκους, αλλάζουν την ταχύτητα περιστροφής τους, επομένως μεταβάλλεται και η γωνιακή ταχύτητα του δίσκου εξόδου και κατ'επέκταση η σχέση μετάδοσης. Ανάμεσα στις επιφάνειες που έρχονται σε επαφή υπάρχει ειδικό συνεκτικό υγρό που εμποδίζει την ολίσθηση.



**Εικόνα 5.12**

**Απεικόνιση κιβωτίου CVT της αυτοκινητοβιομηχανίας NISSAN.**

Βασικό μειονέκτημα των CVT είναι το πατινάρισμα: πατώντας τέρμα το γκάζι οι στροφές ανεβαίνουν όμως το αυτοκίνητο δεν επιταχύνει αμέσως εξαιτίας της ολίσθησης των επιφανειών τριβής της διάταξης. Αυτό το φαινόμενο σε συνδυασμό με τη χρήση υδραυλικού μετατροπέα ως μέσο συμπλέξεως στα περισσότερα CVT σασμάν ανεβάζει πολύ ψηλά τις απώλειες μετάδοσης, περισσότερο ακόμα και από τα επίπεδα ενός αυτόματου κιβωτίου.

Ευχαριστίες:

Θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε με την σειρά μας τον υπεύθυνο καθηγητή για την πτυχιακή μας κ. Αναστάσιο Κόκκινο που μας έδωσε την ευκαιρία να αναλάβουμε και να παρουσιάσουμε το συγκεκριμένο θέμα μέσα από ένα δοκίμιο. Επίσης θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τον μηχανικό Νικόλαο Νικολάου για την δωρεά του κιβωτίου ταχυτήτων της μελέτης μας, καθώς και την πολύτιμη βοήθεια του και την παραχώρηση του εξειδικευμένου συνεργείου του για τις ανάγκες της συναρμολόγησης του κιβωτίου. Τέλος θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε το ΑΤΕΙ ΠΑΤΡΩΝ και όλους τους καθηγητές μας που συνεργαστήκαμε όλα αυτά τα χρόνια..

## **ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ**

### Έντυπη μορφή

1. Βιβλίο POWER PEDIA της optionpress.
2. Βιβλίο σημειώσεων Στοιχεία Μηχανών ΙΙ του καθηγητή κ. Μπαράκου.
3. Περιοδικό R & D.
4. Εγκυκλοπαίδεια Μότο & Μοτό.
5. Βιβλίο Auto Bible της optionpress.

### Ηλεκτρονική μορφή

1. <http://www.rmxsmania.com>
2. Αυτοκίνητο και τεχνολογία - in.gr. <http://www.in.gr/auto/cartechnology/technology.htm>
3. Φωτογραφικό αρχείο - Μηχανή αναζήτησης . [www.google.com](http://www.google.com)
4. E-class A.T.E.I. Πατρών.

