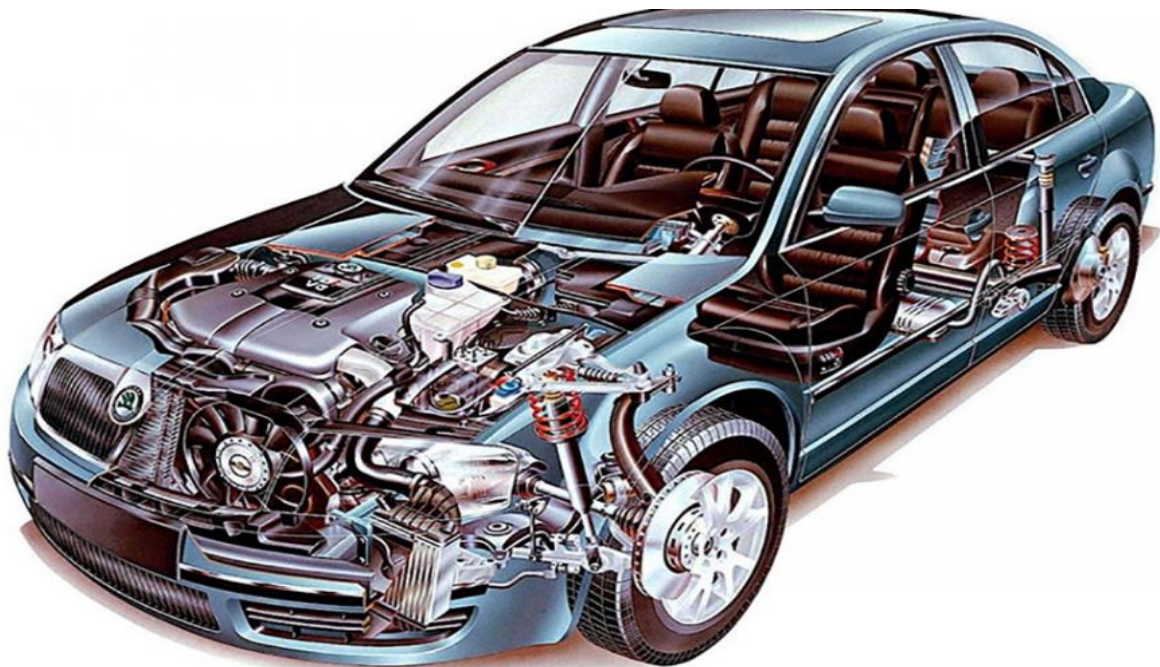


ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ



ΛΕΥΚΑΔΙΤΗΣ ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Δρ. ΤΣΙΝΟΠΟΥΛΟΣ ΣΤΕΦΑΝΟΣ

ΠΑΤΡΑ 2018

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και αναφέρεται στην δυναμική ανάλυση ταλαντώσεων και αποσβέσεων των οχημάτων. Συγκριμένα μελετά τα συστήματα αναρτήσεων των οχημάτων.

Η απόφαση μου να ασχοληθώ με το προαναφερόμενο θέμα είναι διότι ευελπιστώ να μου δοθεί η ευκαιρία να ενασχοληθώ στο μέλλον με την αυτοκινητοβιομηχανία και συγκεκριμένα με την βελτίωση των οχημάτων σε ότι αφορά τα δυναμικά και τεχνικά χαρακτηριστικά τους. Τα οχήματα δέχονται πληθώρα δονήσεων με συνέπεια να καταπονούνται τα τεχνικά μέρη αυτών και ιδιαίτερα οι αναρτήσεις. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση του επιστημονικού ενδιαφέροντος καθώς επίσης και την εκμετάλλευση της τεχνολογικής ανάπτυξης με στόχο την μείωση αυτών των καταπονήσεων.

Σε αυτό το σημείο θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Δρ. Τσινόπουλο Στέφανο κύριος για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε καθώς και για την πολύτιμη βοήθεια του με στόχο την υλοποίηση της παρούσας Πτυχιακής Εργασίας. Επιπλέον θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά την οικογένεια μου που μου στάθηκαν καθ' όλη την διάρκεια της εκπόνησης της Πτυχιακής μου Εργασίας καθώς και για την ολοκλήρωση των σπουδών μου. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους φίλους μου που διανύσαμε μαζί αυτό το «ταξίδι» και μου συμπαραστάθηκαν και με εμπύχωσαν σε κάθε επιλογή μου.

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστή: Ο κάτωθι υπογεγραμμένος σπουδαστής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνω υπεύθυνα ότι είμαι συγγραφέας αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, έχω δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μου όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποίησα και έλαβα ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνω επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχω ενσωματώσει στην εργασία μου προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Ο σπουδαστής

Λευκαδίτης Παναγιώτης

.....

Υπογραφή

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Σκοπός της παρούσας πτυχιακής εργασίας ήταν η ανάλυση ταλαντώσεων οχημάτων. Στόχος ήταν η αναλυτική περιγραφή των συστημάτων ανάρτησης και των αρχών λειτουργίας τους με απώτερο σκοπό την ανάλυση και η αξιολόγηση τους ως προς της αποδοτικότητά τους.

Αρχικά πραγματοποιεί ανάλυση των στοιχείων μηχανών των ταλαντώσεων καθώς επίσης και η συνδεσμολογία των ελατηρίων. Στην συνέχεια αναλύονται οι δονήσεις και οι ταλαντώσεις. Συγκεκριμένα, δίνεται έμφαση στις δονήσεις αναλύοντας τους τύπους των δονήσεων, την δοκιμή δόνησης και την ανάλυση αυτών. Επιπλέον, αναλύεται και περιγράφεται η ελεύθερη και εξαναγκασμένη μεταφορική ταλάντωση ενός βαθμού ελευθερίας. Στην αρχή καταγράφεται η μελέτη ελεύθερης μεταφορικής ταλάντωσης συστήματος ελατηρίου μάζας και στην συνέχεια προστίθεται στο ίδιο σύστημα ένας αποσβεστήρας. Ακολουθεί η μελέτη ελεύθερης μεταφορικής ταλάντωσης συστήματος ελατηρίου μάζας με εξαναγκασμό και στην συνέχεια προστίθεται στο ίδιο σύστημα ένας αποσβεστήρας. Έπειτα καταγράφονται οι δονήσεις των οχημάτων τα προβλήματα που δημιουργούνται σε αυτά από τις δονήσεις καθώς επίσης και η πηγή που προκαλεί τις δονήσεις και η αιτία δονήσεων σε κατάσταση αναμονής. Στην συνέχεια πραγματοποιείται βιβλιογραφική ανασκόπηση για τις αναρτήσεις των οχημάτων αναλύοντας περεταίρω τον άκαμπτος άξονας, τον ημιάκαμπτος άξονας τα ελατήρια, την στρεπτική και αντιστρεπτική ράβδος και ακολούθησαν οι τύποι των συστημάτων αναρτήσεων, οι οποίες ήταν με γόνατα Mac Pherson, ανάρτηση Double Wishbone (με διπλά ψαλίδια), υστερούντες και μη υστερούντες βραχίονες. Ωστόσο αναλύονται οι αναρτήσεις πίσω τροχών άκαμπτοι – ημιάκαμπτοι άξονες, γεννήτριες θέσης και όδευσης και ανάρτηση πολλαπλών συνδέσμων. Επιπλέον, περιγράφονται και οι ενεργητικές αναρτήσεις. Επιπλέον, δίνεται η γεωμετρία των αναρτήσεων. Αναλύονται τα κέντρα περιστροφής καθώς και οι διάφοροι τύποι αναρτήσεων. Ακολουθούν οι αποσβεστήρες ταλαντώσεων οχημάτων. Δίνονται λεπτομερείς για τους αποσβεστήρες κραδασμών ή μειωτήρες ταλαντώσεων, τα ρυθμιζόμενα αμορτισέρ, μαγνητοροϊκά αμορτισέρ, σινεμπλόκ, ώθηση και αντίδραση

Μετά από το θεωρητικό υπόβαθρό θα μελετηθούν εκτενέστερα συγκριτικές μελέτες που έχουν πραγματοποιηθεί για τους τύπους των αναρτήσεων των δύο πιο διαδεδομένων αναρτήσεων που είναι Mac Pherson και Double Wishbone, δίνοντας έμφαση στις αναλύσεις της στατικής φόρτισής και της δυναμικής καθώς και των παροδικών αναλύσεων.

Τέλος δίνονται τα συμπεράσματα της παρούσας Πτυχιακής Εργασίας καθώς και η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε με στόχο την εκπόνηση της.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	i
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	ii
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
1. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΙΣ.....	3
1.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	3
1.2. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ.....	3
1.2.1. ΣΥΝΔΕΣΜΟΛΟΓΙΑ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ.....	5
2. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΔΟΝΗΣΗ ΚΑΙ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ.....	8
2.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	8
2.2. ΔΟΝΗΣΗ.....	8
2.2.1. ΤΥΠΟΙ ΔΟΝΗΣΕΩΝ.....	8
2.2.2. ΔΟΚΙΜΗ ΔΟΝΗΣΗΣ.....	9
2.2.3. ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΟΝΗΣΗΣ.....	9
2.3. ΕΛΕΥΘΕΡΗ ΚΑΙ ΕΞΑΝΑΓΚΑΣΜΕΝΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΝΟΣ ΒΑΘΜΟΥ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ.....	9
2.3.1. ΕΛΕΥΘΕΡΗ ΜΕΤΑΦΟΡΙΚΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ - ΜΑΖΑ.....	9
2.3.1.1. Εξίσωση κίνησης εφαρμόζοντας 2 ^ο Νόμο του Νεύτωνα.....	10
2.3.1.2. Εξίσωση κίνησης με εφαρμογή της Αρχή Διατήρησης της Ενέργειας (ΑΔΕ).....	11
2.3.1.3. Επίλυση της εξίσωσης κίνησης.....	11
2.3.2. ΕΛΕΥΘΕΡΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΜΕ ΙΞΩΔΗ ΑΠΟΣΒΕΣΗ.....	13
2.3.2.1. Εξίσωσης κίνησης εφαρμόζοντας 2 ^ο Νόμο του Νεύτωνα.....	13
2.3.2.2. Επίλυση της εξίσωσης κίνησης.....	14
2.3.3. ΕΞΑΝΑΓΚΑΣΜΕΝΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ ΜΑΖΑΣ.....	19
2.3.3.1. Απόκριση συντηρητικού σύστημα σε αρμονική δύναμη.....	20
2.3.3.2. Συντονισμός.....	21
2.3.3.3. Διακρότητα.....	23
2.3.4. ΕΞΑΝΑΓΚΑΣΜΕΝΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕ ΑΠΟΣΒΕΣΗ.....	24
3. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΔΟΝΗΣΕΙΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ.....	28
3.1. ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΠΟΥ ΔΗΜΙΟΥΡΓΟΥΝΤΑΙ ΑΠΟ ΤΙΣ ΔΟΝΗΣΕΙΣ.....	28
3.2. Η ΠΗΓΗ ΤΩΝ ΔΟΝΗΣΕΩΝ ΕΝΟΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ.....	29
3.2.1. ΑΙΤΙΑ ΔΟΝΗΣΕΩΝ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΣΕ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΑΝΑΜΟΝΗΣ.....	30
4. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ.....	32
4.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	32
4.2. ΑΚΑΜΠΤΟΣ ΑΞΟΝΑΣ.....	32
4.3. ΗΜΙΑΚΑΜΠΤΟΣ ΑΞΟΝΑΣ.....	33
4.4. ΕΛΑΤΗΡΙΑ.....	33
4.4.1. ΗΜΙΕΛΛΕΙΠΤΙΚΑ ΕΛΑΤΗΡΙΑ.....	33

4.4.2.	ΕΛΙΚΟΕΙΔΗ ΕΛΑΤΗΡΙΑ.....	33
4.5.	ΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟΣ.....	34
4.6.	ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟΣ	35
4.7.	ΤΥΠΟΙ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ.....	36
4.7.1.	ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΓΟΝΑΤΑ ΜΑΚ-ΦΕΡΣΟΝ («MAC-PHERSON»).....	36
4.7.2.	ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΔΙΠΛΑ ΨΑΛΙΔΙΑ	37
4.7.3.	ΥΣΤΕΡΟΥΝΤΕΣ ΚΑΙ ΗΜΙΥΣΤΕΡΟΥΝΤΕΣ ΒΡΑΧΙΟΝΕΣ.....	38
4.8.	ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ ΠΙΣΩ ΤΡΟΧΩΝ	40
4.8.1.	ΑΚΑΜΠΤΟΙ – ΗΜΙΑΚΑΜΠΤΟΙ ΑΞΟΝΕΣ.....	40
4.8.1.1.	Άξονας Ντε-Ντιον	40
4.8.1.2.	Ημιάκαμπτοι άξονες	41
4.8.2.	ΟΙ ΓΕΝΝΗΤΡΙΕΣ ΘΕΣΗΣ ΚΑΙ ΟΔΕΥΣΗΣ	41
4.8.3.	ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΠΟΛΛΑΠΛΩΝ ΣΥΝΔΕΣΜΩΝ	43
4.9.	ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΕΣ ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ	44
4.9.1.	ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΑ ΕΛΕΓΧΟΜΕΝΕΣ ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ	44
5.	ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ	46
5.1.	ΚΕΝΤΡΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ	46
5.2.	ΚΕΝΤΡΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ ΚΑΙ ΔΙΑΦΟΡΟΙ ΤΥΠΟΙ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ	47
6.	ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ (ΑΜΟΡΤΙΣΕΡ).....	54
6.1.	ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ ΚΡΑΔΑΣΜΩΝ Η ΜΕΙΩΤΗΡΕΣ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ	54
6.1.1.	ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ ΞΗΡΗΣ ΤΡΙΒΗΣ.....	54
6.1.2.	ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΣ ΤΗΛΕΣΚΟΠΙΚΟΣ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ	55
6.1.3.	ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΙ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ	56
6.2.	ΡΥΘΜΙΖΟΜΕΝΑ ΑΜΟΡΤΙΣΕΡ.....	57
6.3.	ΜΑΓΝΗΤΟΡΟΪΚΑ ΑΜΟΡΤΙΣΕΡ	58
6.4.	ΣΙΝΕΜΠΛΟΚ	59
6.5.	ΩΘΗΣΗ ΚΑΙ ΑΝΤΙΔΡΑΣΗ	59
6.5.1.	ΚΕΝΤΡΙΚΟΣ ΣΩΛΗΝΑΣ ΩΘΗΣΕΩΣ	59
6.5.2.	ΤΡΙΓΩΝΟ ΩΘΗΣΕΩΣ.....	60
7.	ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ ΟΧΗΜΑΤΟΣ	61
7.1.	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	61
7.2.	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΕΠΙΛΟΓΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΣΥΓΚΡΙΣΗΣ	63
7.3.	ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΕΡΕΥΝΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΑΠΟΣΒΕΣΗ ΤΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ.....	64
7.3.1.	ΔΟΚΙΜΗ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΥΠΟ ΣΤΑΤΙΚΗ ΦΟΡΤΙΣΗ.....	64
7.3.2.	ΔΟΚΙΜΗ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΥΠΟ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΦΟΡΤΙΣΗ.....	65
7.3.3.	ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΩΝ.....	67
7.3.4.	ΠΑΡΟΔΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ.....	68
7.4.	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	69
	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	70
	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	71

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1: Σύστημα ανάρτησης οχήματος	1
Εικόνα 2: Μάζα (m), Ελατήριο (k) και Αποσβεστήρας (c)	3
Εικόνα 3: Ελατήρια και αποσβεστήρες συνδεδεμένα σε σειρά.....	6
Εικόνα 4: Τρία ελατήρια συνδεδεμένα παράλληλα	6
Εικόνα 5: Τρεις αποσβεστήρες συνδεδεμένοι παράλληλα	7
Εικόνα 6: Ελεύθερη μεταφορική ταλάντωση συστήματος ελατηρίου – μάζας	10
Εικόνα 7: Ελεύθερη μεταφορική ταλάντωση συστήματος ελατηρίου – αποσβεστήρα – μάζας	14
Εικόνα 8: Απεικόνιση διαγράμματος παραδείγματος για υπο- αποσβενύμενη ταλάντωση ...	17
Εικόνα 9: Μηχανικό σύστημα ελατηρίου – μάζας που πραγματοποιεί εξαναγκασμένη ταλάντωση	20
Εικόνα 10: Αναπαράσταση απόκρισης για $x_0=v_0=0$, $m=100\text{kg}$, $\omega_n=50\text{Hz}$ και $F_0=2000\text{N}$	23
Εικόνα 11: Αναπαράσταση φαινομένου διακροτήματος για $m=100\text{kg}$, $\Omega=47\text{Hz}$, $\omega_n=50\text{Hz}$ και $F_0=2000\text{N}$	24
Εικόνα 12: Μεταβολή συντελεστή ενίσχυσης ως συνάρτηση της αδιάστατης συχνότητας	25
Εικόνα 13: Μεταβολή διαφοράς φάσης ως συνάρτηση της αδιάστατης συχνότητας	26
Εικόνα 14: Πλήρες μοντέλο δόνησης ενός οχήματος.....	30
Εικόνα 15: Άκαμπτος άξονας.	32
Εικόνα 16: Διάφοροι τύποι ελατηρίων	34
Εικόνα 17: Αντιστρεπτική οδός.....	35
Εικόνα 18: Αντιστρεπτική δοκός σε στροφή	36
Εικόνα 19: Ανάρτηση με Γόνατα Μακ – Φέρσον.....	37
Εικόνα 20: Ανάρτηση με διπλά ψαλίδια.	38
Εικόνα 21: Ημιυστερούντες βραχίονες ανάρτησης.....	39
Εικόνα 22: Πίσω ανάρτηση σε σχήμα Π	39
Εικόνα 23: Άξονας Ντε-Ντιόν.....	40
Εικόνα 24: Ημιάκαμπτος άξονας πίσω τροχών αυτοκινήτου με μπροστινή κίνηση	41
Εικόνα 25: Γεννήτρια ευθύγραμμης όδευσης.....	42
Εικόνα 26: Γεννήτρια ευθύγραμμης όδευσης.....	42
Εικόνα 27: Πίσω ανάρτηση με σύνδεσμο Βατ.....	43
Εικόνα 28: Ενισχυμένη ράβδος Πανάρ.....	43
Εικόνα 29: Ανάρτηση πολλαπλών συνδέσμων στο μοντέλο 2010 E-Class της Mercedes-Benz.....	44
Εικόνα 30: Ηλεκτρονικά ελεγχόμενες αναρτήσεις.	45
Εικόνα 31: Επιρροή εγκάρσιας δύναμης της φυγόκεντρου στο φερόμενο βάρος στα σημεία που βρίσκονται τα κέντρα περιστροφής	46
Εικόνα 32: Κέντρο περιστροφής ανάρτησης τύπου Χότσικς	48
Εικόνα 33: Κέντρο περιστροφής σε ανάρτηση που χρησιμοποιεί ράβδο Πανάρ.....	48
Εικόνα 34: Κέντρο περιστροφής σε ανάρτηση με τρεις βραχίονες και ράβδο Πανάρ	49
Εικόνα 35: Κέντρο περιστροφής σε ανάρτηση τεσσάρων μη παράλληλων ράβδων	50
Εικόνα 36: Κέντρο περιστροφής ανάρτησης με τέσσερις ράβδους εκ των οποίων οι δύο είναι παράλληλοι.	51
Εικόνα 37: Κέντρο περιστροφής άκαμπτου άξονα με στήριξη ενός βραχίονα.	52
Εικόνα 38: Κέντρο περιστροφής ανάρτησης αιωρούμενων βραχιόνων.	52
Εικόνα 39: Δημιουργία τάσης ανύψωσης των τροχών λόγω υψηλής θέσης του κέντρου περιστροφής	53
Εικόνα 40: Τρεις αναρτήσεις με ισομήκη ψαλίδια και διαφορετικές γωνίες των επάνω «ψαλιδιών»	53

Εικόνα 41: Αποσβεστήρας κραδασμών ξηρής τριβής.....	54
Εικόνα 42: Τομή αμορτισέρ ηλεκτρονικά ελεγχόμενης ανάρτησης.....	55
Εικόνα 43: Υδραυλικός αποσβεστήρας και τα εξαρτήματά του	56
Εικόνα 44: Υδραυλικός αποσβεστήρας σε οριζόντια θέση.....	56
Εικόνα 45: Υδραυλικός αποσβεστήρας σε κάθετη θέση.	57
Εικόνα 46: Ρυθμιζόμενη ανάρτηση Bilstein	58
Εικόνα 47: Μαγνητοροϊκή ανάρτηση	58
Εικόνα 48: Ανάρτηση με συνδέσμους σινεμπλόκ.	59
Εικόνα 49: Κεντρικός σωλήνας ωθήσεως.....	60
Εικόνα 50: Τρίγωνο ωθήσεως.....	60
Εικόνα 51: Συστήματα αναρτήσεων οχήματος (α) Double Wisbone και (β) Mac Pherson.....	61
Εικόνα 52: Απεικόνιση τμημάτων Double Wisbone	62
Εικόνα 53: Απεικόνιση τμημάτων Mac Pherson	63
Εικόνα 54: Στατική δομική παραμόρφωση του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone	64
Εικόνα 55: Στατική δομική κύριου στελέχους του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone.....	64
Εικόνα 56: Στατική δόκιμη ισοδύναμης καταπόνησης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone.....	65
Εικόνα 57: Στατική δόκιμη Von Misses stress του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone.....	65
Εικόνα 58: Στατική δομική παραμόρφωση του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone υπό δυναμική φόρτιση	66
Εικόνα 59: Στατική δομική κύριου στελέχους του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone υπό δυναμική φόρτιση.....	66
Εικόνα 60: Στατική δόκιμη ισοδύναμης καταπόνησης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone υπό δυναμική φόρτιση.....	66
Εικόνα 61: Στατική δόκιμη Von Misses stress του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone υπό δυναμική φόρτιση.....	67
Εικόνα 62: Παροδική ανάλυση παραμόρφωση του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone υπό δυναμική φόρτιση.....	68
Εικόνα 63: Παροδική ανάλυση καταπόνησης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone υπό δυναμική φόρτιση.....	68
Εικόνα 64: Παροδική ανάλυση ισοδύναμης πίεσης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone υπό δυναμική φόρτιση.....	68
Εικόνα 65: Παροδική ανάλυση ισοδύναμης πίεσης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone.....	69

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΠΙΝΑΚΑ

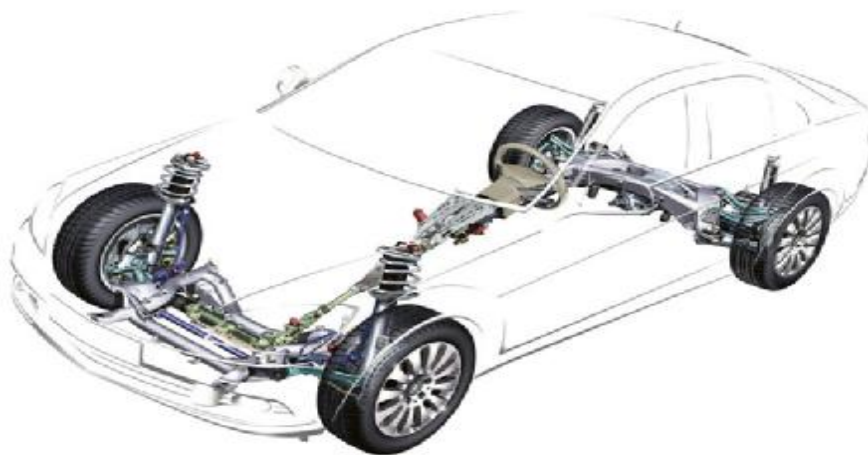
Πίνακας 1: Σύγκριση της στατικής δομικής ανάλυσης μεταξύ των συστημάτων ανάρτησης..	65
Πίνακας 2: Σύγκριση δομικής ανάλυσης υπό δυναμική φόρτιση μεταξύ Mac Pherson και Double Wisbone συστημάτων ανάρτησης	67
Πίνακας 3: Σύγκριση τιμών συχνότητων κατά την εκτέλεση μεταξύ Mac Pherson και Double Wisbone συστημάτων ανάρτησης	67
Πίνακας 4: Σύγκριση της παροδικής ανάλυσης μεταξύ των συστημάτων Mac Pherson και Double Wisbone.....	69

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η εποχή που διανύουμε είναι αναμφισβήτητα η εποχή της τεχνολογικής ανάπτυξης, με συνέπεια να διακρίνεται ανάπτυξη και σε τομείς της βιομηχανίας. Ένας από τους βασικούς τομείς που εκμεταλλεύεται σε μεγάλο βαθμό αυτή την τεχνολογική ανάπτυξη είναι ο τομέας της αυτοκινητοβιομηχανίας που στοχεύει στην δημιουργία και κατασκευή οχημάτων μεγαλύτερης ασφάλειας και άνεσης. Οι προαναφερόμενοι λόγοι οδηγούν στην μελέτη και σχεδίαση νέων συστημάτων αναρτήσεων λαμβάνοντας υπόψη όλους τους παράγοντες και στοιχεία που μπορούν να επηρεάσουν αρνητικά την ομαλή λειτουργία των οχημάτων καθώς επίσης και την άνεση και την ασφάλεια των επιβατών.

Πραγματοποιώντας μια σύντομη αναφορά στην ανάρτηση των οχημάτων διακρίνεται ότι ο βασικός της ρόλος είναι η υποστήριξη του πλαισίου τους. Στην ουσία λειτουργεί ως ενδιάμεσος κρίκος μεταξύ του πλαισίου και των τροχών του οχήματος. Η δυναμικότητα της μηχανής διαπερνά το σύστημα μετάδοσης και στην συνέχεια δίνεται κίνηση στους τροχούς με συνέπεια την κίνηση του οχήματος. Ωστόσο, η κίνηση του οχήματος δεν είναι πάντα ομαλή αφού το οδόστρωμα παρουσιάζει ανωμαλίες με συνέπεια να δημιουργούνται κραδασμούς στους τροχούς, όπου με την βοήθεια της ανάρτησης μετριάζεται η ένταση τους. Στην περίπτωση που δεν υπήρχε το σύστημα αναρτήσεων κάθε κραδασμός θα περνούσε από τους τροχούς άμεσα στο όχημα με συνέπεια όλες αυτές οι δυνάμεις να προκαλούν φθορές και την γρήγορη καταστροφή των συστημάτων του οχήματος. Συνέπεια αυτού θα ήταν ο σκελετός του οχήματος (σασί) καθώς και οι επιβάτες αυτού να μην μπορούν να αντέξουν τους κραδασμούς που μπορούν να παρομοιαστούν ως σφυροκοπήματα.

Συμπερασματικά λοιπόν η ανάρτηση λειτουργεί ως ένα σύστημα που έχει την δυνατότητα να απομονώνει τον σκελετό του οχήματος από δονήσεις και κραδασμούς που οφείλονται από τις αστοχίες (ανωμαλίες) του οδοστρώματος. Το σύστημα ανάρτησης θεωρείται ως ένα από τα βασικά μέρη του οχήματος και ο σχεδιασμός πραγματοποιείται με ιδιαίτερη προσοχή διότι εξασφαλίζεται η σταθερότητα του οχήματος, η ασφάλεια και η άνεση των επιβατών και των φορτιών.



Εικόνα 1: Σύστημα ανάρτησης οχήματος
[Πηγή: <https://www.autotriti.gr/>]

Αυτό που θα πρέπει να σημειωθεί είναι ότι κατά την περιστροφή των τροχών στην ανάρτηση επικρατεί δυναμική ισορροπία αντισταθμίζοντας με αυτό τον τρόπο τις δυνάμεις που ασκούνται. Η ανάρτηση προσαρμόζεται διαρκώς στις μεταβαλλόμενες συνθήκες που δημιουργούνται κατά την κίνηση του οχήματος.

Οι βασικές λειτουργίες του συστήματος ανάρτησης ενός οχήματος είναι η δυνατότητα υποστήριξης του βάρους του, η εξομάλυνση των δυνάμεων που δημιουργούν ταλαντώσεις, η δυνατότητα διατήρησης αρτίου ύψους αμαξώματος, διατήρηση ευθυγραμμισμένων τροχών, συγκράτησης των ελαστικών στο έδαφος και έλεγχο της διεύθυνσης του. Από τα προαναφερόμενα γίνεται άμεσα κατανοητό ότι η υποστήριξη του βάρους και η εξομάλυνση των δυνάμεων αποτελούν τις πιο βασικές λειτουργίες του συστήματος ανάρτησης (Κατσιαρίμπας και Πασαλόπουλος, 2012).

Στην συνέχεια τις παρούσας πτυχιακής εργασίας θα πραγματοποιηθεί εκτενέστερη ανάλυση των συστημάτων αναρτήσεων, αφού αρχικά αναλυθεί μέσω μαθηματικών τύπων η λειτουργία τους καθώς και το θεωρητικό υπόβαθρό που βασίζεται αυτή.

1. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΙΣ

1.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο σύμπαν οτιδήποτε έχει δημιουργηθεί από ενέργεια είτε είναι σε στερεή μορφή, είτε σε υγρή, είτε σε αέρια βρίσκεται σε μία μόνιμη κατάσταση δόνησης. Επιπλέον, δονούμενες είναι και όλες οι μορφές ενέργειας. Πράγματα φαινομενικά ακίνητα όπως παραδείγματος χάριν μία πέτρα, είναι γεγονός βρίσκεται σε κατάσταση δόνησης σε υποατομικό επίπεδο. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι κάποιες μορφές ενέργειας όπως ο ήχος, η θερμότητα και το φως δονούνται ταχύτατα σε σύγκριση με στερεά αντικείμενα.

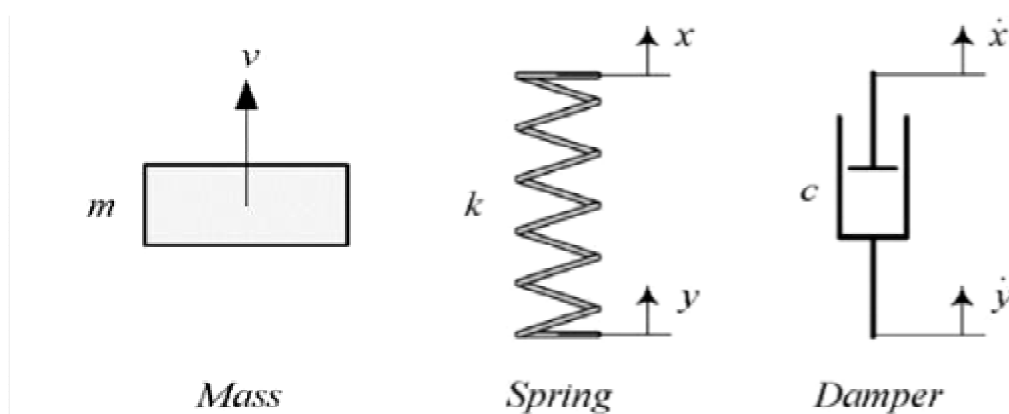
Οι δονήσεις ορίζονται ως οι μηχανικές ταλαντώσεις των οποίων η μεταφορά γίνεται μέσω σωμάτων τα οποία βρίσκονται σε στερεή κατάσταση. Μονάδα μέτρησης των δονήσεων είναι η επιτάχυνση (m/s^2).

Στην συνέχεια γίνεται αναφορά στα βασικότερα χαρακτηριστικά των δονήσεων, καθώς και στις μονάδες μέτρησής τους:

- Μετατόπιση (m)
- Συχνότητα (Hz)
- Ταχύτητα (m/s)
- Επιτάχυνση (m/s^2)
- Κατεύθυνση κίνησης (άξονες X,Y,Z)

1.2. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ

Η συνεχής μετατροπή της δυναμικής ενέργειας V σε κινητική K και το αντίστροφο είναι ο λόγος που προκύπτουν οι μηχανικές δονήσεις σε ένα σύστημα. Θα πρέπει ωστόσο να αναφερθεί ότι όταν μία από τις δύο προαναφερόμενες ενέργειες μηδενίζεται, τότε η άλλη παίρνει την μέγιστη τιμή της, και το αντίθετο. Με τον όρο μετασχηματισμός μηχανικής ταλάντωσης ονομάζεται η περιοδική διακύμανση της κινητικής ενέργειας. Αυτό συμβαίνει διότι η διακύμανση αυτή παρουσιάζεται σαν περιοδική κίνηση μίας μάζας (σώματος).



Εικόνα 2: Μάζα (m), Ελατήριο (k) και Αποσβεστήρας (c).
[Πηγή: Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

Ως μάζα (mass) ορίζεται το στοιχείο το οποίο εναποθέτει την κινητική ενέργεια, ενώ ως ελατήριο (spring) ορίζεται το στοιχείο το οποίο εναποθέτει την δυναμική ενέργεια. Ως συνολική μηχανική ενέργεια, ορίζεται το άθροισμα της κινητικής ενέργειας και της μηχανικής ενέργειας και δίνεται από την σχέση:

$$E=K+V \quad [1.1]$$

Όπου: K= κινητική ενεργεία (joule)
U= δυναμική ενέργεια (joule)

Όταν παρατηρείται μείωση της συνολικής μηχανικής ενέργειας κατά την διάρκεια μίας δόνησης είναι διότι υπάρχει ένα στοιχείο το οποίο προκαλεί διασκορπισμό της ενέργειας. Η ονομασία του στοιχείου αυτού είναι «αποσβεστήρας».

Η κινητική ενέργεια μίας ορισμένης μάζας m, ορίζεται ως το ήμισυ του πηλίκου της μάζας επί το τετράγωνο της ταχύτητάς του.

$$k = \frac{1}{2}mU^2 \quad [1.2]$$

Όπου: m= η μάζα του σώματος (kg)
U= η ταχύτητα του σώματος (m/sec)

Η δύναμη που απαιτείται για να κινηθεί ένα σώμα ορισμένης μάζας είναι ανάλογη της επιτάχυνσης και δίνεται από τον τύπο:

$$F_m = m \cdot a \quad [1.3]$$

Όπου: m= η μάζα του σώματος (kg)
A= η επιτάχυνση (m/sec²)

Η στιβαρότητα (stiffness) k, είναι το βασικό χαρακτηριστικό κάθε ελατηρίου και είναι ο συντελεστής αναλογίας. Η απαιτούμενη δύναμη για την παραμόρφωση ενός ελατηρίου δίνεται από τον ακόλουθο τύπο:

$$F_k = -k \cdot z = -k \cdot (x - y) \quad [1.4]$$

Όπου: k=στιβαρότητα ελατηρίου (N/m)
(x-y)=η μετατόπιση των άκρων του ελατηρίου (m)

Στην περίπτωση που η στιβαρότητα είναι σταθερή, το ποσό της δυναμικής ενέργειας που έχει αποθηκευτεί ισούται με το παραγόμενο από την δύναμη f έργο κατά την μετατόπισή του. Όσον αφορά την μετατόπιση του ελατηρίου αναφερόμαστε είτε στην επιμήκυνση είτε στην συσπίρωσή του. Το ποσό της αποθηκευμένης δυναμικής ενέργειας στην προαναφερόμενη περίπτωση δίνεται από τον τύπο:

$$V = \int F_k \cdot dz = - \int k_z \cdot dz \quad [1.5]$$

Όπως παρατηρήθηκε από τον παραπάνω τύπο, η δυναμική ενέργεια είναι συνάρτηση της μετατόπισης. Ωστόσο στην περίπτωση του γραμμικού ελατηρίου, δηλαδή στην περίπτωση που η στιβαρότητά του δεν είναι συνάρτηση της μετατόπισης, ο τύπος που δίνει τη δυναμική ενέργεια είναι ο ακόλουθος:

$$V = \frac{1}{2}k_z^2 \quad [1.6]$$

Από την τιμή της μηχανικής απώλειας σε έναν κύκλο δύναται να μετρηθεί η απόσβεση ενός αποσβεστήρα. Αντίστοιχα, η απαιτούμενη δύναμη για την δημιουργία μίας ταλάντωσης ορίζει την απόσβεση. Ωστόσο, στην περίπτωση που η δύναμη και η σχετική ταχύτητα στα άκρα του ελατηρίου είναι ανάλογα, τότε μιλάμε για γραμμικό αποσβεστήρα με την απόσβεση να παραμένει σταθερή και η δύναμη δίνεται από τον εξής τύπο:

$$F_c = -c \cdot \dot{z} = -k \cdot (\dot{x} - \dot{y}) \quad [1.7]$$

Όπου: F_c = η απαιτούμενη δύναμη (N)

c = η απόσβεση (Nm/sec)

$(\dot{x} - \dot{y})$ =η παράγωγος της μετατόπισης των άκρων του ελατηρίου

Ελεύθερη ταλάντωση θεωρείται οποιαδήποτε κίνηση ενός δονούμενου συστήματος χωρίς καμία παρέμβαση εξωτερικής δύναμης ή διέγερσης. Ωστόσο εξαναγκασμένη ταλάντωση θεωρείται οποιαδήποτε κίνηση του συστήματος έχει δεχθεί κάποια εξωτερική δύναμη ή διέγερση. Γενικά, τα είδη των διεγέρσεων είναι τα ακόλουθα:

- § Οι αρμονικές διεγέρσεις.
- § Οι περιοδικές διεγέρσεις.
- § Οι παροδικές διεγέρσεις.
- § Οι τυχαίες διεγέρσεις.

Γενικά πιο συνηθισμένες είναι οι αρμονικές και οι παροδικές διεγέρσεις και παράλληλα είναι πιο προβλέψιμες συγκριτικά με τις παροδικές και τις τυχαίες. Αρμονική θεωρείται κάθε διέγερση η οποία είναι ημιτονοειδής σε συναρτήσε του χρόνου, ενώ παροδική θεωρείται κάθε διέγερση η οποία παραμένει σταθερή ή εξαφανίζεται σε μικρό χρονικό διάστημα.

1.2.1. ΣΥΝΔΕΣΜΟΛΟΓΙΑ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ

Η δύναμη που ασκείται στα ελατήρια που είναι συνδεδεμένα σε σειρά είναι ίδια. Επιπλέον, η μετατόπιση που προκύπτει ισούται με το άθροισμα των επιμέρους μετατοπίσεων. Στην Εικόνα 3 διακρίνεται πως τα τρία ελατήρια τα οποία είναι συνδεδεμένα σε σειρά, συνδέονται από την μία πλευρά με το έδαφος και από την άλλη πλευρά με μία μηδενική μάζα (massless). Θα πρέπει να σημειωθεί ότι στην Εικόνα 3 αρχικά απεικονίζεται η θέση ισορροπίας των ελατηρίων (αριστερή απεικόνιση). Η μεσαία απεικόνιση αφορά το σύστημα των σε σειρά συνδεδεμένων ελατηρίων έπειτα από εφαρμογή μίας μετατόπισης, ενώ στα δεξιά απεικονίζεται το ελεύθερο διάγραμμα του σώματος.

$$F_k = k_1 \cdot x = k_2 \cdot x = k_3 \cdot x \quad [1.8]$$

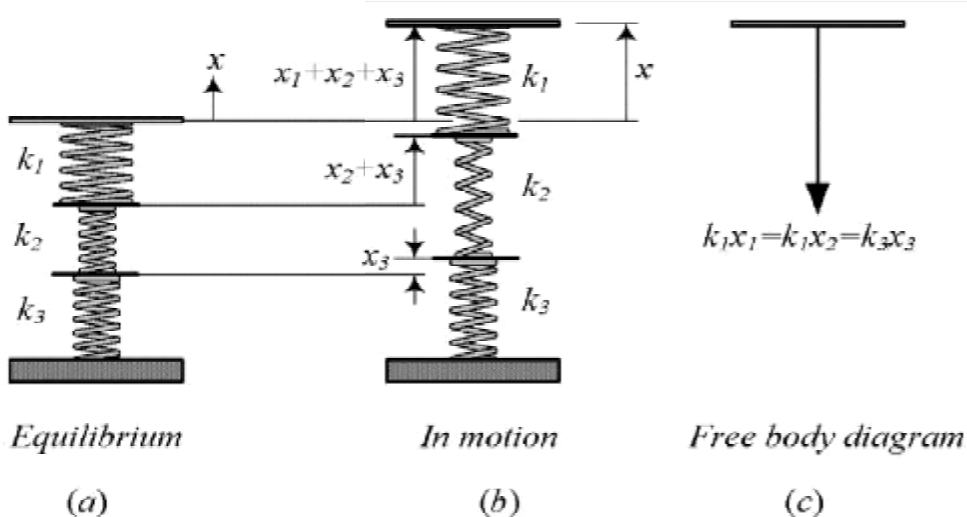
$$\frac{F_k}{k_{eq}} = \frac{F_k}{k_1} + \frac{F_k}{k_2} + \frac{F_k}{k_3} \implies \frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \quad [1.9]$$

Όπου: F_k =προκύπτουσα δύναμη (N)

k = η στιβαρότητα των ελατηρίων (N/m)

x = η μετατόπιση των ελατηρίων (m)

Σημειώνεται ότι η σχέση 8 και 9 ισχύει για n πλήθος ελατηρίων



Εικόνα 3: Ελατήρια και αποσβεστήρες συνδεδεμένα σε σειρά
 [Πηγή: Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

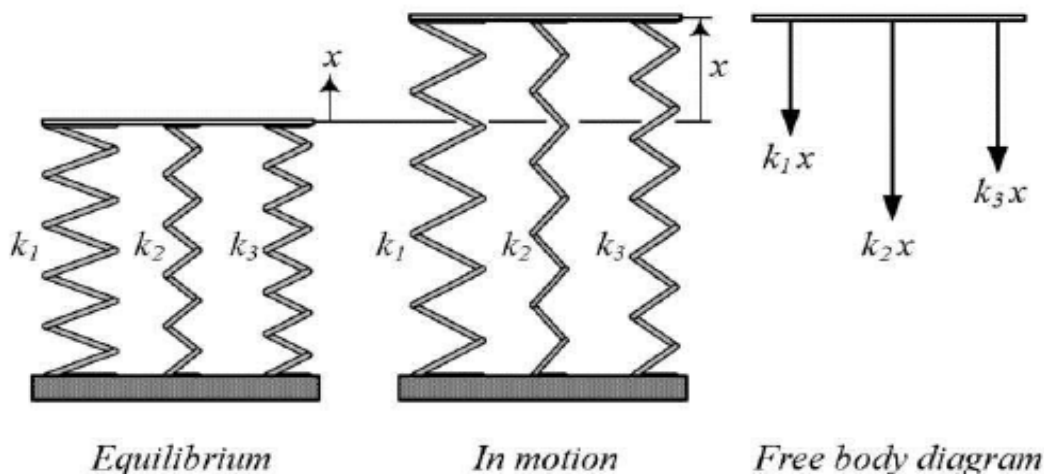
Η μετατόπιση που δίδεται από ελατήρια τα οποία είναι συνδεδεμένα παράλληλα μεταξύ τους είναι η ίδια, με μία προκύπτουσα δύναμη, ίση με το άθροισμα των ελατηρίων ξεχωριστά. Στην Εικόνα 4 απεικονίζονται τρία ελατήρια συνδεδεμένα μεταξύ τους παράλληλα σε τρεις φάσεις ομοίως με την προηγούμενη εικόνα. Στην πρώτη φάση απεικονίζεται η θέση ισορροπίας των ελατηρίων, στην δεύτερη φάση απεικονίζονται τα τρία ελατήρια έπειτα από εφαρμογή μίας μετατόπισης, ενώ στην τρίτη κι τελευταία φάση απεικονίζεται το ελεύθερο διάγραμμα του σώματος. Η δύναμη που παράγουν τα τρία ελατήρια δίνεται από τον ακόλουθο τύπο:

$$F_k = -k_1 \cdot x - k_2 \cdot x - k_3 \cdot x \tag{1.10}$$

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + k_3 \tag{1.11}$$

Όπου: F_k = προκύπτουσα δύναμη (N)
 K = στιβαρότητα των ελατηρίων (N/m)
 x = μετατόπιση των ελατηρίων (m)

Σημειώνεται ότι η σχέση 10 και 11 ισχύει για η πλήθος ελατηρίων



Εικόνα 4: Τρία ελατήρια συνδεδεμένα παράλληλα
 [Πηγή: Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

Ότι ισχύει για τα ελατήρια τα οποία είναι συνδεδεμένα σε σειρά και παράλληλα, ισχύει και για τους αποσβεστήρες (Εικόνα 5). Η συνισταμένη δύναμη και απόσβεση εκφράζεται με την ακόλουθη σχέση σε κάθε περίπτωση αντίστοιχα:

▼ Αποσβεστήρες συνδεδεμένοι σε σειρά:

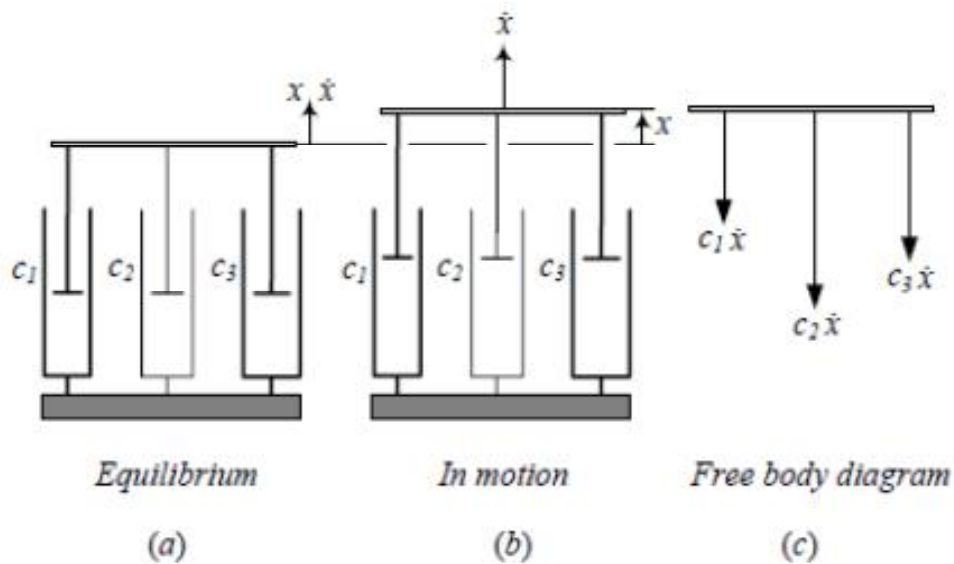
$$F_k = c_1 \cdot \dot{x} = c_2 \cdot \dot{x} = c_3 \cdot \dot{x} \quad [1.12]$$

$$\frac{F_k}{k_{eq}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} \quad [1.13]$$

▼ Αποσβεστήρες συνδεδεμένοι παράλληλα:

$$F_k = -c_1 \cdot \dot{x} - c_2 \cdot \dot{x} - c_3 \cdot \dot{x} \quad [1.14]$$

$$k_{eq} = c_1 + c_2 + c_3 \quad [1.15]$$



Εικόνα 5: Τρεις αποσβεστήρες συνδεδεμένοι παράλληλα
[Πηγή: Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

2. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΔΟΝΗΣΗ ΚΑΙ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ

2.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Για την επιστήμη της μηχανολογίας σημαντικό κομμάτι μελέτης αποτελούν οι δονήσεις. Οι βιομηχανίες οχημάτων και πιο συγκεκριμένα οι κατασκευαστές των οχημάτων, μελετούν διαρκώς το φαινόμενο των δονήσεων σε μία προσπάθεια μείωσής τους ή και εκμετάλλευσής τους σε ορισμένες περιπτώσεις. Είναι γεγονός πλέον πως κάθε οικογένεια έχει στην κατοχή της τουλάχιστον ένα όχημα, συνήθως αυτοκίνητο. Η αναγκαιότητα λοιπόν της μελέτης του φαινομένου των δονήσεων είναι αναμφισβήτητη.

Ως δόνηση ορίζεται το μηχανικό φαινόμενο κατά το οποίο εμφανίζονται ταλαντώσεις μέχρις ότου το δονούμενο σώμα επανέλθει σε κατάσταση ισορροπίας. Υπάρχουν δύο ήδη ταλαντώσεων. Το πρώτο είδος ταλαντώσεων είναι οι περιοδικές ταλαντώσεις, με χαρακτηριστικό παράδειγμα την κίνηση ενός εκκρεμούς. Το δεύτερο είδος ταλαντώσεων είναι οι τυχαίες ταλαντώσεις, με χαρακτηριστικό παράδειγμα την κίνηση ενός τροχού σε έναν δρόμο μη λείο (π.χ. χωματόδρομο).

Το φαινόμενο των δονήσεων ωστόσο δεν είναι πάντα ανεπιθύμητο. Για παράδειγμα η κίνηση του διαπασών σε όργανα μουσικής (π.χ. έγχορδα, πνευστά) απαιτεί το φαινόμενο των δονήσεων για την ορθή λειτουργία τους.

Ωστόσο, στην πλειοψηφία των περιπτώσεων το φαινόμενο των δονήσεων είναι ανεπιθύμητο. Αυτό συμβαίνει διότι η εμφάνιση των δονήσεων σε πολλές περιπτώσεις μεγαλώνει την απαίτηση σε ενέργεια, ενώ κάποιες φορές προκαλεί ήχους ή ανεπιθύμητους θορύβους. Ειδικότερα, οι δονήσεις είναι ανεπιθύμητες κατά την περιστροφική κίνηση των ηλεκτροκινητήρων, κατά την παλμική κίνηση μηχανών εσωτερικής καύσης αλλά και γενικά σε όλες τις μηχανικές διατάξεις οι οποίες βρίσκονται σε λειτουργία. Ο αρχικός σχεδιασμός των κατασκευών με ιδιαίτερη προσοχή βοηθά στην εξάλειψη ή έστω στην ελαχιστοποίηση του φαινομένου των δονήσεων (Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014).

2.2. ΔΟΝΗΣΗ

2.2.1. ΤΥΠΟΙ ΔΟΝΗΣΕΩΝ

Όταν μία μηχανική διάταξη διεγείρεται με την εφαρμογή μίας δύναμης και στην συνέχεια αφήνεται να «δονηθεί ελεύθερα», τότε υπόκεινται σε ελεύθερη ταλάντωση. Χαρακτηριστικό παράδειγμα ελεύθερης ταλάντωσης είναι η κίνηση ενός εκκρεμούς, όπου έχουμε αρχικά εφαρμογή μίας δύναμης και έπειτα ακολουθεί η δόνηση του συστήματος με τιμές μεγαλύτερης από αυτή την φυσικής συχνότητας, ενώ ακολουθεί η ηρεμία του συστήματος. Κατά την εξαναγκασμένη δόνηση έχουμε εφαρμογή μίας εναλλασσόμενης δύναμης σε ένα μηχανικό σύστημα. Χαρακτηριστικό παράδειγμα εξαναγκασμένης ταλάντωσης είναι η κίνηση ενός πλυντηρίου ρούχων, διότι υπάρχει μία ανισορροπία όσον αφορά την εφαρμογή του φορτίου.

Σύμφωνα με τους Κωνσταντινίδη και Παπαδόπουλο (2014), στην εξαναγκασμένη ταλάντωση η συχνότητα της δόνησης είναι η συχνότητα της εφαρμοζόμενης δύναμης ή κίνησης, με την τάξη μεγέθους της συχνότητας να εξαρτάται από την μηχανική διάταξη ή το σύστημα.

2.2.2. ΔΟΚΙΜΗ ΔΟΝΗΣΗΣ

Εφαρμόζοντας μία εξαναγκασμένη δύναμη σε ένα δοκίμιο ή μία διάταξη χρησιμοποιώντας μία συσκευή δόνησης (shaker) ή τοποθετώντας την διάταξη (ή το δοκίμιο) επάνω στο τραπέζι της συσκευής δόνησης, πραγματοποιείται η δοκιμή σε δόνηση. Ωστόσο, γίνεται χρήση σερβοϋδραυλικών (servohydraulic) ή ηλεκτροϋδραυλικών (electrohydraulic) δονητών για εφαρμοζόμενες δυνάμεις μικρών συχνοτήτων. Όσον αφορά τις υψηλότερες συχνότητες γίνεται χρήση ηλεκτροδυναμικών (electrodynamic) δονητών.

Η συσκευή συγκράτησης του δοκιμίου διαθέτει ένα ή περισσότερα σημεία ελέγχου. Στα σημεία ελέγχου τοποθετούνται ειδικές συσκευές οι οποίες μετράνε την επιτάχυνση και ονομάζονται επιταχυνσιόμετρα.

Τυπικά, τα είδη δοκιμών δόνησης είναι τα ακόλουθα:

- Δοκιμή δόνησης με τυχαία εφαρμογή δύναμης (όλες οι συχνότητες μαζί), κατά την οποία γίνεται εφαρμογή και προσομοίωση καταστάσεων.
- Ημιτονοειδής δοκιμή (μία συχνότητα την φορά).

Γενικότερα οι δονήσεις υφίστανται σε περισσότερους από έναν άξονα. Παρόλα αυτά όμως, στις δοκιμές δοκιμών σε δόνηση μόνο ένας άξονας λαμβάνεται υπόψη (π.χ. μόνο στον Z ή μόνο στον X ή μόνο στον Y).

2.2.3. ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΟΝΗΣΗΣ

Για την κατανόηση των βασικών αρχών της ανάλυσης των δονήσεων μπορεί απλά να μελετηθεί ένα απλό μοντέλο μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα, καθώς αποτελεί χαρακτηριστικό παράδειγμα μίας απλής και αρμονικής ταλάντωσης. Γενικότερα, ακόμα και ένα αμάξωμα ενός οχήματος το οποίο θεωρείται μία αρκετά περίπλοκη δομή δύναται να απλοποιηθεί και να μοντελοποιηθεί ως ένα μοντέλο μάζας-ελατηρίου-αποσβεστήρα.

Στην συνέχεια του κεφαλαίου θα γίνει αναφορά βασικών εξισώσεων των οποίων γίνεται χρήση σε κάθε ανάλυση του φαινομένου της δόνησης (vibration analysis).

2.3. ΕΛΕΥΘΕΡΗ ΚΑΙ ΕΞΑΝΑΓΚΑΣΜΕΝΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΝΟΣ ΒΑΘΜΟΥ ΕΛΕΥΘΕΡΙΑΣ

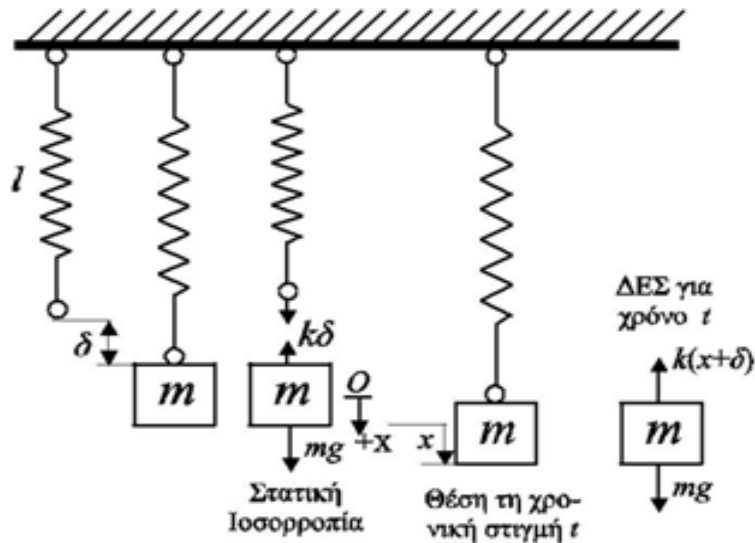
Οι θέσεις των στοιχείων ενός φυσικού συστήματος μπορούν να προσδιορισθούν σε κάθε χρονική στιγμή δημιουργώντας ανεξάρτητες μεταβλητές που ονομάζονται βαθμοί ελευθερίας. Για τη πραγματοποίηση ταλάντωσης ενός φυσικού συστήματος απαιτείται ο ορισμός ενός ελάχιστου και αδρανειακού στοιχείου με στόχο τον υπολογισμό της ενέργειας που απαιτείται ώστε να ξεκινήσει η διακίνηση της ενέργειας μεταξύ αυτών των στοιχείων. Στην περίπτωση που μεταδοθεί στιγμιαία ενέργεια σε ένα φυσικό σύστημα και στην συνέχεια αφηθεί να ταλαντωθεί ελεύθερο τότε θεωρείται ότι το σύστημα πραγματοποιεί ελεύθερη ταλάντωση. Στην περίπτωση που η ενέργεια μεταδίδεται σε διάρκεια στο φυσικό σύστημα και αυτό πραγματοποιεί ταλάντωση τότε θεωρείται ότι κάνει εξαναγκασμένη ταλάντωση.

2.3.1. ΕΛΕΥΘΕΡΗ ΜΕΤΑΦΟΡΙΚΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ - ΜΑΖΑ

Για την ανάλυση της ελεύθερης μεταφορικής ταλάντωσης θα δοθεί ένα παράδειγμα με στόχο την πλήρη κατανόηση της λειτουργίας του συστήματος.

2.3.1.1. Εξίσωση κίνησης εφαρμόζοντας 2^ο Νόμο του Νεύτωνα

Έστω ότι θεωρείται το σύστημα ελατηρίου μάζας που απεικονίζεται στην Εικόνα 6.



Εικόνα 6: Ελεύθερη μεταφορική ταλάντωση συστήματος ελατηρίου – μάζας
[Πηγή: Τσινόπουλος, 2007]

Όταν η μάζα βρίσκεται σε ηρεμία θεωρείται ότι είναι στη θέση στατικής ισορροπίας (σημείο O). Επιπλέον, στην συγκεκριμένη θέση το ελατήριο, με σταθερά δυσκαμψίας k, έχει επιμηκυνθεί κατά μια απόσταση δ από το αρχικό μήκος l του ελατηρίου, με συνέπεια η δύναμη επαναφοράς να ισούται με το βάρος και δίνεται από την σχέση:

$$W = F_{ελ} = m \cdot g = k \cdot \delta \quad [2.1]$$

Όπου: m = μάζα του σώματος (kg)
g = επιτάχυνση της βαρύτητας (m/sec²)
k = δυσκαμψία ελατηρίου (N/m)
δ = απόσταση (m)

Το προαναφερόμενο σύστημα ελατηρίου - μάζας είναι ενός βαθμού ελευθερίας και η μεταβλητή που μπορεί να περιγράψει αυτή την κίνηση είναι η μετατόπιση x που πραγματοποιείται από την θέση της στατικής ισορροπίας που βρίσκεται στο σημείο O. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι σύμφωνα με το σχήμα της εικόνας 6 η θετική φορά του συστήματος είναι προς τα κάτω, όταν ο χρόνος είναι t=0 τότε προσδιορίζεται στιγμιαία η ενέργεια του συστήματος και αφήνεται να ταλαντωθεί ελεύθερα, στην τυχαία χρονική στιγμή t η μάζα βρίσκεται στον άξονα μετατόπισης έχοντας θετική φορά. Σύμφωνα με το διάγραμμα ελεύθερου σώματος (ΔΕΣ) (Εικόνα 6) την τυχαία χρονική στιγμή t εφαρμόζεται 2^{ος} Νόμος του Νεύτωνα για την μεταφορική κίνηση της μάζας και δίνεται η σχέση:

$$m \cdot \ddot{x}(t) = \Sigma F \Rightarrow m\ddot{x}(t) = m \cdot g - k \cdot (x(t) + \delta) \quad [2.2]$$

Πραγματοποιώντας αντικατάσταση στη σχέση 2.2 την σχέση 2.1 δίνεται η εξίσωση

$$m\ddot{x}(t) = -k \cdot x(t) \Rightarrow m\ddot{x}(t) + k \cdot x(t) = 0 \quad [2.3]$$

Η σχέση 2.3. καλείται εξίσωση κίνησης και περιγράφει μια ελεύθερη ταλάντωση ενός μηχανικού συστήματος ελατηρίου – μάζας, είναι διαφορική εξίσωση δευτέρου βαθμού με σταθερούς συντελεστές.

Σε αυτό το σημείο θα πρέπει να σημειωθεί ότι από τα προαναφερόμενα γίνεται άμεσα κατανοητό ότι το βάρος και κατ' επέκταση όποια δύναμη δεν θεωρείται δύναμη επαναφοράς μπορεί να μην ληφθεί υπόψη αφού η μεταβλητή x ορίζεται από το σημείο O , δηλαδή την θέση ισορροπίας. Ο λόγος που γίνεται αυτό, είναι διότι οι δυνάμεις εξισορροπούνται πάντα με τις παραμορφώσεις των ελαστικών στοιχείων και προκύπτει η νέα θέση στατικής ισορροπίας γύρω από την οποία πραγματοποιείται η ταλάντωση.

2.3.1.2. Εξίσωση κίνησης με εφαρμογή της Αρχή Διατήρησης της Ενέργειας (ΑΔΕ)

Η προαναφερόμενη σχέση 2.3. μπορεί να περιγραφεί ισοδύναμα εφαρμόζοντας ΑΔΕ. Το σύστημα της Εικόνα 6 θεωρείται συντηρητικό αφού δεν αποτελείται από στοιχεία διάχυσης με συνέπεια η ενέργεια που μεταφέρεται στο σύστημα είναι σταθερή αλλάζοντας μόνο μορφή από την δυναμική ενέργεια του ελατηρίου στην κινητική ενέργεια της μάζας. Συγκεκριμένα λοιπόν για μια τυχαία χρονική στιγμή t η μάζα έχει κινητική ενέργεια T και το ελατήριο δυναμική ενέργεια U και καταγράφονται ως εξής σε μία μαθηματικής σχέση:

$$T_{(t)} + U_{(t)} = c \cdot t \quad [2.4]$$

$$T_{(t)} = \frac{1}{2} m (v_{(t)})^2 = \frac{1}{2} m (\dot{x}_{(t)})^2 \quad [2.5]$$

$$U_{(t)} = \frac{1}{2} k (x_{(t)})^2 \quad [2.6]$$

Από την σχέση 2.4, 2.5 και 2.6 προκύπτει η ακόλουθη σχέση:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot 2 \cdot \dot{x}_{(t)} \cdot \ddot{x}_{(t)} + \frac{1}{2} \cdot k \cdot 2 \cdot x_{(t)} \cdot \dot{x}_{(t)} = 0 \Rightarrow m \cdot \ddot{x}_{(t)} + k \cdot x_{(t)} = 0 \quad [2.7]$$

Όπου: m = μάζα του σώματος (kg)
 k = δυσκαμψία ελατηρίου (N/m)

Άρα από τα προαναφερόμενα διακρίνεται ότι η σχέση 2.3 είναι ταυτόσημη με την σχέση 2.7.

2.3.1.3. Επίλυση της εξίσωσης κίνησης

Για την επίλυση της σχέσης 2.3 δίνονται λύσης της ακόλουθης μορφής:

$$x_{(t)} = D e^{st} \quad [2.8]$$

Όπου: D = άγνωστη σταθερά που απαιτεί να προσδιοριστεί
 s = άγνωστη σταθερά που απαιτεί να προσδιοριστεί

Παραγωγίζοντας την $x(t)$ (2.8) ως προς το χρόνο δίνεται η ακόλουθη σχέση:

$$\dot{x}_{(t)} = D s e^{st} \quad [2.9]$$

και

$$\ddot{x}(t) = Ds^2 e^{st} \quad [2.10]$$

Η λύση των σχέσεων 2.8, 2.9 και 2.10 γίνεται ως εξής:

$$mDs^2 e^{st} + kDse^{st} = 0 \Rightarrow De^{st}(ms^2 + k) = 0 \quad [2.11]$$

Η εξίσωση 2.11 πρέπει να ισχύει για κάθε χρόνο t . Ωστόσο, για να είναι η προαναφερόμενη σχέση ίση με μηδέν θα πρέπει ένας από τους τρεις όρους να είναι μηδέν. Ο όρος De^{st} δεν μπορεί να είναι μηδέν διότι το s δεν είναι μηδέν για κάθε τιμή του t και το D δεν γίνεται να είναι μηδέν διότι η σχέση 2.8 θα ήταν μηδέν για κάθε τιμή του t . Άρα θα πρέπει να ισχύει η ακόλουθη σχέση:

$$(ms^2 + k) = 0 \quad [2.12]$$

και επομένως δίνεται η σχέση:

$$s_{1,2} = \pm i \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow s_{1,2} = \pm i\omega_n \quad [2.13]$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [2.14]$$

Η σχέση 2.12 καλείται χαρακτηριστική εξίσωση της διαφορικής και οι λύσεις της σχέσης 2.13 καλούνται ιδιότιμες του προβλήματος. Από την σχέση 2.80 και 2.13 για περίπτωση 1 και 2 είναι οι λύσεις της εξίσωσης 2.7 και δίνεται ο ακόλουθος γραμμικό συνδυασμό για x_1 και x_2 :

$$x(t) = D_1 e^{s_1 t} + D_2 e^{s_2 t} \quad [2.15]$$

Κάνοντας χρήση της εξίσωσης:

$$e^{\pm i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta \quad [2.16]$$

Άρα η εξίσωση 2.15 γίνεται ως εξής:

$$x(t) = a\sin\omega_n t + b\cos\omega_n t \quad [2.17]$$

Όπου: a = σταθερά που πρέπει να προσδιοριστεί

b = σταθερά που πρέπει να προσδιοριστεί

Η σχέση 2.17 παρουσιάζει μια γενικευμένη αρμονική κίνηση. Άρα η μηχανική ταλάντωση του μηχανικού συστήματος ελατηρίου – μάζας θεωρείται ως μια αρμονική κίνηση που πραγματοποιείται γύρω από ένα σημείο O που είναι το σημείο στατικής ισορροπίας. Αυτό το απλό σύστημα ελατηρίου – μάζας καλείται απλό αρμονικός ταλαντωτής. Η συχνότητα αυτής της αρμονικής κίνησης καλείται ιδιοσυχνότητα ταλάντωσης και η περίοδος που αντιστοιχεί σε αυτή την ιδιοπερίοδο δίνεται από της εξής σχέση:

$$T_n = \frac{2\pi}{\omega_n} \Rightarrow T_n = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \quad [2.18]$$

Όπου: ω_n = ιδιοσυχνότητα ταλάντωσης (Hz)

m = μάζα του σώματος (kg)
 k = δυσκαμψία ελατηρίου (N/m)

Από την εξίσωση 2.18 διακρίνεται ότι η ιδιοσυχνότητα εξαρτάται μόνο από τα φυσικά χαρακτηριστικά ενός συστήματος και είναι ανεξάρτητη από την ενέργεια που μεταδόθηκε στο σύστημα. Συμπερασματικά λοιπόν όπως και να διεγερθεί ένα μηχανικό σύστημα οι ελεύθερες ταλαντώσεις που εκτελούνται είναι σύγχρονες και έχουν ιδιοσυχνότητα ω_n .

Από την σχέση 2.17 διακρίνονται οι σταθερές a και b και υπολογίζονται από τις από τις αρχικές συνθήκες του προβλήματος εκ των οποίων περιγράφονται οι καταστάσεις του μηχανικού συστήματος τη χρονική στιγμή μηδέν, δηλαδή την στιγμή που μεταδίδεται στιγμιαία η ενέργεια σε αυτό. Οι αρχικές συνθήκες σε μια διαφορική εξίσωση δεύτερης τάξης είναι οι τιμές της μετατόπισης και της ταχύτητας τη χρονική στιγμή μηδέν. Η επιτάχυνση δεν θεωρείται ότι είναι αρχική συνθήκη αφού είναι γραμμικά εξαρτώμενη με τις αρχικές συνθήκες μέσω της εξίσωσης της δεύτερης τάξης. Οι αρχικές συνθήκες είναι οι ακόλουθες:

$$\text{Μετατόπιση: } x(0) = x_o \quad [2.19]$$

$$\text{Ταχύτητα: } \dot{x}(0) = v_o \quad [2.20]$$

Η ταχύτητα προκύπτει από την πρώτη χρονική παράγωγο της εξίσωσης 2.17 και γίνεται:

$$\dot{x}(t) = a\omega_n \sin\omega_n t - b\omega_n \cos\omega_n t \quad [2.21]$$

Οι συντελεστές a και b προκύπτουν πραγματοποιώντας αντικατάσταση 2.17, 2.19, 2.20 και 2.21 και δίνονται τα ακόλουθα:

$$x(0) = x_o \Rightarrow a \sin\omega_n 0 + b \cos\omega_n 0 = x_o \Rightarrow b = x_o \quad [2.22]$$

$$\dot{x}(0) = v_o \Rightarrow a\omega_n \sin\omega_n 0 - b\omega_n \cos\omega_n 0 = v_o \Rightarrow a = \frac{v_o}{\omega_n} \quad [2.23]$$

Αποτέλεσμα των προαναφερόμενων και της σχέσης 2.17 είναι:

$$x(t) = \frac{v_o}{\omega_n} \sin\omega_n t + x_o \cos\omega_n t \quad [2.24]$$

2.3.2. ΕΛΕΥΘΕΡΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΜΕ ΙΞΩΔΗ ΑΠΟΣΒΕΣΗ

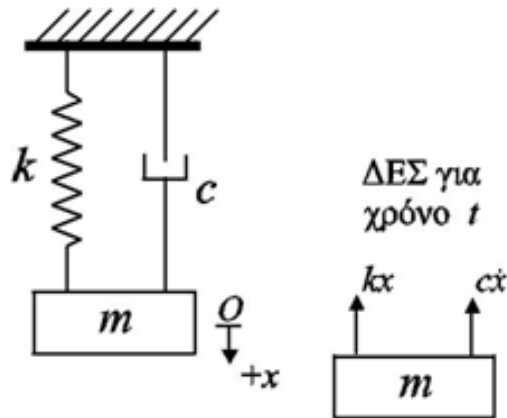
Σε έναν ιξώδη αποσβεστήρα η δύναμη που ασκείται είναι ανάλογη με την ταχύτητα (v) δηλαδή με την παράγωγο της μετατόπισης x και εκφράζεται από την σχέση:

$$F = c \cdot \dot{x} \quad [2.25]$$

Όπου: c = σταθερά απόσβεσης
 \dot{x} = ταχύτητα του συστήματος

2.3.2.1. Εξίσωσης κίνησης εφαρμόζοντας 2° Νόμο του Νεύτωνα

Στην επίλυση της εξίσωσης της κίνησης μιας ελεύθερης ταλάντωσης με ιξώδη αποσβεστήρα θα χρησιμοποιηθεί και εδώ ένα παράδειγμα με στόχο την κατανόηση της ταλάντωσης ενός απλού συστήματος ελατηρίου – απόσβεσης – μάζας.



Εικόνα 7: Ελεύθερη μεταφορική ταλάντωση συστήματος ελατηρίου – αποσβεστήρα – μάζας
[Πηγή: Τσινόπουλος, 2007]

Για τη χρονική στιγμή μηδέν δίνουμε στο σύστημα ενέργεια και στην συνέχεια αφήνεται να ταλαντωθεί μόνο του με στόχο μια χρονική στιγμή t η μάζα να βρίσκεται στον θετικό άξονα των μετατοπίσεων, που και σε αυτή την περίπτωση επιλέγεται με φορά προς τα κάτω. Με το διάγραμμα ελεύθερου σώματος (ΔΕΣ) (Εικόνα 7) εφαρμόζεται 2^{ος} Νομός του Νεύτωνα για τη μάζα μη που εκτελεί μεταφορική ταλάντωση και ισχύει:

$$m\ddot{x}(t) = -k \cdot x(t) - c \cdot \dot{x}(t) \Rightarrow m\ddot{x}(t) + k \cdot x(t) + c \cdot \dot{x}(t) = 0 \quad [2.26]$$

Όπου: m = μάζα του σώματος (kg)
 k = δυσκαμψία ελατηρίου (N/m)
 c = σταθερά απόσβεση (N sec/m)

Θα πρέπει να σημειωθεί ότι κατά την σύγκριση του συστήματος της εικόνας 6 και εικόνας 7 και της εξίσωσης 2.3 και 2.26 αντίστοιχα διακρίνεται ότι η μόνη διάφορα είναι ότι προστέθηκε ένας αποσβεστήρας δηλαδή ένα επιπλέον στοιχείο στην εξίσωση το οποίο καθορίζει την ταχύτητα ταλάντωσης του φυσικού συστήματος του παραδείγματος.

2.3.2.2. Επίλυση της εξίσωσης κίνησης

Για την επίλυση της προαναφερόμενης εξίσωσης (2.26) γίνεται υπόθεση της σχέσης που έχει την ακόλουθη μορφή:

$$x(t) = De^{st} \quad [2.27]$$

Όπου: D = άγνωστη σταθερά που απαιτεί να προσδιοριστεί
 s = άγνωστη σταθερά που απαιτεί να προσδιοριστεί

Πραγματοποιώντας αντικατάσταση στην σχέση 2.26 την σχέση 2.27 δίνεται η ακόλουθη εξίσωση:

$$mDs^2e^{st} + cDse^{st} + kDe^{st} = 0 \Rightarrow De^{st}(ms^2 + cs + k) = 0 \quad [2.28]$$

Ωστόσο, η εξίσωση 2.28 θα πρέπει να υφίσταται για κάθε χρονική στιγμή t . Για να είναι η προαναφερόμενη σχέση ίση με μηδέν θα πρέπει ένας από τους τρεις όρους να είναι

μηδέν. Ο όρος De^{st} δεν μπορεί να είναι μηδέν διότι το s δεν είναι μηδέν για κάθε τιμή του t και το D δεν γίνεται να είναι μηδέν διότι η σχέση 2.28 θα ήταν μηδέν για κάθε τιμή του t . Άρα θα πρέπει να ισχύει η ακόλουθη σχέση:

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad [2.29]$$

Η χαρακτηριστική εξίσωση έχει λύση της ακόλουθης μορφής:

$$s_{1,2} = \frac{c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} \Rightarrow s_{1,2} = \frac{-c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad [2.30]$$

Από την σχέση 2.27 και 3.30 για περίπτωση 1 και 2 είναι οι λύσεις της εξίσωσης 2.26 για x_1 και x_2 και ισχύει:

$$x(t) = D_1 e^{s_1 t} + D_2 e^{s_2 t} \Rightarrow x(t) = D_1 e^{\left[\frac{-c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}\right] t} + D_2 e^{\left[\frac{-c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}\right] t} \quad [2.31]$$

Γίνεται άμεσα κατανοητό ότι η μορφή της εξίσωσης $x(t)$ είναι άμεσα εξαρτώμενη από τις τιμές που παίρνουν τα στοιχεία του υπορίζου της.

Συμφώνα με τον Τσινόπουλο (2007) ως κρίσιμη απόσβεση (c_c) ορίζεται η τιμή της σταθεράς c για την οποία το υπόριζο της 2.31 γίνεται μηδέν και ισχύει το ακόλουθο:

$$\left(\frac{c_c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m} = 0 \Rightarrow c_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow c_c = 2m\omega_n \quad [2.32]$$

Όπου: c_c = κρίσιμη απόσβεση (N sec/m)

m = μάζα του σώματος (kg)

ω_n = ιδιοσυχνότητα ταλάντωσης (Hz) του μηχανικού συστήματος χωρίς τον αποσβεστήρα

Επιπλέον, με συμφώνα με τον Τσινόπουλο (2007) ο λόγος απόσβεσης (J) της σταθεράς απόσβεσης (c) ως προς την κρίσιμη απόσβεση (c_c) και δίνεται από την σχέση:

$$J = \frac{c}{c_c} \quad [2.33]$$

Από τις σχέσεις 2.32 και 2.33 οι λύσεις για $s_{1,2}$ της σχέσης 2.30 γίνεται:

$$s_{1,2} = \frac{-c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \Rightarrow s_{1,2} = -\frac{c}{c_c} \frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{c_c} \frac{c}{2m}\right)^2 - \omega_n^2} \Rightarrow$$

$$s_{1,2} = (-J \pm \sqrt{J^2 - 1}) \omega_n \quad [2.34]$$

Σύμφωνα με τα προαναφερόμενα η εξίσωση $x(t)$ γίνεται:

$$x(t) = D_1 e^{(-J \pm \sqrt{J^2 - 1}) \omega_n t} + D_2 e^{(-J \pm \sqrt{J^2 - 1}) \omega_n t} \quad [2.35]$$

Γίνεται άμεσα κατανοητό ότι από την σχέση 2.35 ότι η εξίσωση $x(t)$ εξαρτάται άμεσα από τον λόγο απόσβεσης (J). Συγκεκριμένα ισχύει ότι για $J=0$ ισχύει ότι:

$$s_{1,2} = \pm i\omega_n \quad [2.36]$$

Με συνέπεια η 2.36 να ταυτίζεται με την σχέση 2.13, άρα το σύστημα πραγματοποιεί ελεύθερη ταλάντωση χωρίς απόσβεση. Διακρίνονται τρεις περιπτώσεις τιμών του λόγου απόσβεσης (J) για να χαρακτηριστεί η ταλάντωση που πραγματοποιεί $x(t)$ και είναι οι εξής:

- $J=0$
- $J<1$
- $J>1$

Στην συνέχεια θα αναλυθούν οι τρεις προαναφερόμενες περιπτώσεις του λόγου απόσβεσης και τι ισχύει για κάθε μια από αυτές.

✓ Υπο- αποσβενύμενη ταλάντωση $\rightarrow J<1$

Στην περίπτωση που ισχύει ότι ο λόγος απόσβεσης είναι μικρότερος του ένα ισχύουν τα ακόλουθα:

$$J < 1 \Rightarrow \frac{c}{c_c} < 1 \Rightarrow c < c_c \Rightarrow c < 2m\omega_n \quad [2.37]$$

Όπου: c = σταθερά απόσβεσης (N sec/m)

c_c = κρίσιμη απόσβεση (N sec/m)

m = μάζα του σώματος (kg)

ω_n =ιδιοσυχνότητα ταλάντωσης (Hz) του μηχανικού συστήματος

Επιπλέον, $J<1$ τότε $J^2-1<0$ με συνέπεια οι λύσεις $s_{1,2}$ να είναι της μορφής:

$$s_{1,2} = (-J \pm \sqrt{J^2 - 1}) \omega_n \Rightarrow s_{1,2} = (-J \pm \sqrt{i^2(1 - J^2)}) \omega_n \Rightarrow$$

$$s_{1,2} = (-J \pm i\sqrt{(1 - J^2)}) \quad [2.38]$$

Από την σχέση 2.37 και 2.38 η εξίσωση $x(t)$ γίνεται:

$$x(t) = D_1 e^{(-J \pm i\sqrt{(1 - J^2)})t} + D_2 e^{(-J \mp i\sqrt{(1 - J^2)})t} \Rightarrow x(t) = e^{-J\omega_n t} (D_1 e^{i\omega_d t} + D_2 e^{-i\omega_d t}) \quad [2.39]$$

Όπου: ω_d = ιδιοσυχνότητα απόσβεσης (Hz)

Η ιδιοσυχνότητα απόσβεσης δίνεται από την σχέση:

$$\omega_d = \sqrt{1 - J^2} \omega_n \quad [2.40]$$

Όπου: J = λόγος απόσβεσης (καθαρός αριθμός)

ω_n =ιδιοσυχνότητα ταλάντωσης (Hz) του μηχανικού συστήματος

Κάνοντας χρήση της εξίσωσης 2.16 (βλέπε παραπάνω) η εξίσωση 2.38 γίνεται:

$$x(t) = e^{-J\omega_n t} (a \sin \omega_d t + b \cos \omega_d t) \quad [2.41]$$

Όπου: a = σταθερά που πρέπει να προσδιοριστεί

b = σταθερά που πρέπει να προσδιοριστεί

Οι σταθερές a και b και υπολογίζονται από τις από τις αρχικές συνθήκες του προβλήματος εκ των οποίων περιγράφονται οι καταστάσεις του μηχανικού συστήματος. Οι αρχικές συνθήκες είναι οι ακόλουθες:

Μετατόπιση: $x(0) = x_0$ [2.42]

Ταχύτητα: $\dot{x}(0) = v_0$ [2.43]

Κάνοντας αντικατάσταση της εξίσωσης της 2.41 στις εξισώσεις 2.42 και 2.43 προκύπτουν τα ακόλουθα:

$$x(0) = x_0 \Rightarrow e^{-J\omega_n 0} (a \sin \omega_d 0 + b \cos \omega_d 0) = x_0 \Rightarrow b = x_0$$
 [2.44]

$$\dot{x}(0) = v_0 \Rightarrow e^{-J\omega_n 0} (a \sin \omega_d 0 + b \cos \omega_d 0) - J\omega_n e^{-J\omega_n 0} (a \sin \omega_d 0 + b \cos \omega_d 0) = v_0 \Rightarrow$$

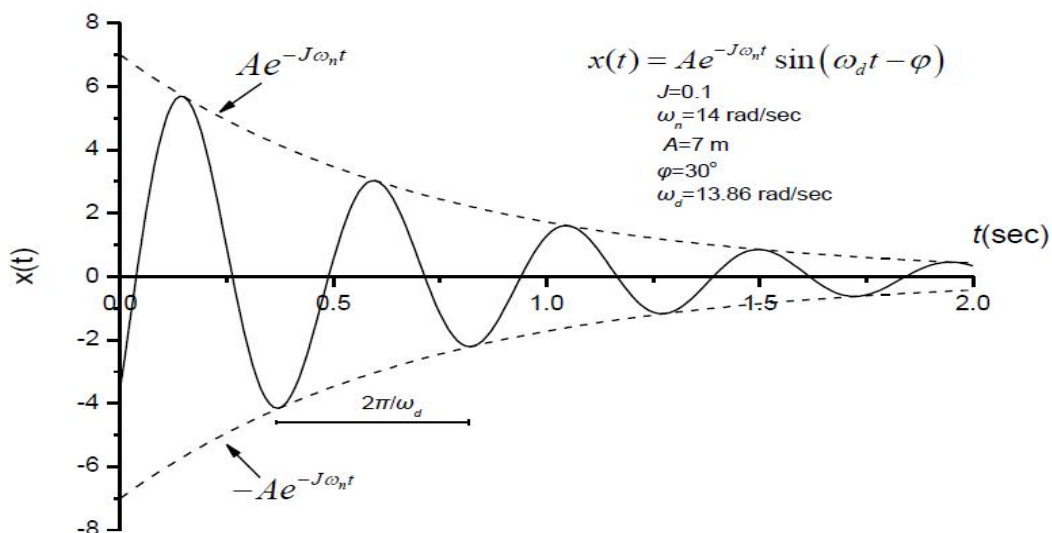
$$a = \frac{v_0 + J\omega_n x_0}{\omega_d}$$
 [2.45]

Άρα η τελική εξίσωση $x(t)$ για $J < 1$ είναι η ακόλουθη:

$$x(t) = e^{-J\omega_n t} \left(\frac{v_0 + J\omega_n x_0}{\omega_d} \sin \omega_d t + x_0 \cos \omega_d t \right) \Rightarrow x(t) = A e^{-J\omega_n t} \sin(\omega_d t - \varphi)$$
 [2.46]

Όπου: A = το εύρος ταλάντωσης
 Φ = η φάση της ταλάντωσης

Συμπερασματικά λοιπόν, από την εξίσωση 2.46 διακρίνεται ότι για $J < 1$ η ταλάντωση του συστήματος ελατήριου – αποσβεστήρας – μάζας δίνεται από μια εξίσωση $x(t)$ η οποία καθορίζεται από το γινόμενο μιας αρμονικής επί μιας εκθετικής συνάρτησης, όπου για κάθε $t=0$ δίνει την τιμή της μονάδας και για περιπτώσεις που τα t μεγαλώνουν αυτή τείνει να μηδενιστεί. Ακόμα, από τα προαναφερόμενα διεξάγεται και το συμπέρασμα ότι $\omega_n > \omega_d$, δηλαδή όταν στο απλό σύστημα ελατηρίου – μάζας γίνεται η προσθήκη αποσβεστήρα τότε το σύστημα παρουσιάζει μεγαλύτερη ευκαμψία με συνέπεια να παρουσιάζει ταλάντωση με μεγαλύτερη ιδιοπερίοδο.



Εικόνα 8: Απεικόνιση διαγράμματος παραδείγματος για υπο- αποσβενύμενη ταλάντωση [Πηγή: Τσινόπουλος, 2007]

Από την εικόνα 8 διακρίνεται ότι ο ρυθμός που μειώνεται μια υπο - αποσβενύμενη ταλάντωση δίνεται με λογαριθμική μείωση, η οποία συμβολίζεται με « δ » και ορίζεται σύμφωνα με τον Τσινόπουλου (2007) ως ο νεπέριος λογάριθμος του λόγου δύο μέγιστων ή ελάχιστων ταλαντώσεων. Στην περίπτωση λοιπόν δύο διαδοχικών διαστημάτων t_1 και t_2 ισχύει η εξής εξίσωση:

$$t_2 = t_1 + T_d \quad [2.47]$$

Σύμφωνα όμως με τον ορισμό ισχύει:

$$\delta = \ln \frac{x(t_1)}{x(t_2)} \quad [2.48]$$

Πραγματοποιώντας αντικατάσταση στην σχέση 2.48 την σχέση 2.46 και λύνοντας δίνεται η εξίσωση:

$$\delta = J \frac{2\pi}{\sqrt{1-J^2}} \quad [2.49]$$

Σημειώνεται ότι για μικρά J η λογαριθμική μείωση δίνεται από την σχέση:

$$\delta = 2\pi J \quad [2.50]$$

✓ Υπέρ- αποσβενύμενη ταλάντωση $\rightarrow J > 1$

Στην περίπτωση που ισχύει ότι ο λόγος απόσβεσης είναι μεγαλύτερος του ένα ισχύουν τα ακόλουθα:

$$J > 1 \Rightarrow \frac{c}{c_c} > 1 \Rightarrow c > c_c \Rightarrow c > 2m\omega_n \quad [2.51]$$

Όπου: c = σταθερά απόσβεσης (N sec/m)

c_c = κρίσιμη απόσβεση (N sec/m)

m = μάζα του σώματος (kg)

ω_n =ιδιοσυχνότητα ταλάντωσης (Hz) του μηχανικού συστήματος

Επιπλέον, $J > 1$ τότε $J^2 - 1 > 0$ με συνέπεια οι λύσεις $s_{1,2}$ να είναι της μορφής:

$$x(t) = D_1 e^{s_1 t} + D_2 e^{s_2 t} \quad \text{με } s_1 < 0 \text{ και } s_2 < 0 \quad [2.52]$$

Όπου: D_1 = άγνωστη σταθερά που απαιτεί να προσδιοριστεί από τις συνοριακές συνθήκες

D_2 = άγνωστη σταθερά που απαιτεί να προσδιοριστεί από τις συνοριακές συνθήκες

Έστω ότι οι αρχικές συνθήκες:

$$\text{Μετατόπιση: } x(0) = x_o \quad [2.53]$$

$$\text{Ταχύτητα: } \dot{x}(0) = v_o \quad [2.54]$$

Οι σταθερές a και b και υπολογίζονται αντικαθιστώντας 2.52, 2.53, 2.54 και δίνονται οι ακόλουθες σχέσεις:

$$x(0) = x_o \Rightarrow D_1 e^{s_1 0} + D_2 e^{s_2 0} = x_o \Rightarrow D_1 + D_2 = x_o \quad [2.55]$$

$$\dot{x}(0) = v_0 \Rightarrow D_1 s_1 + D_2 s_2 = v_0 \quad [2.56]$$

Άρα η τελική εξίσωση $x(t)$ είναι η ακόλουθη:

$$x(t) = -\frac{s_2 x_0 - v_0}{s_2 - s_1} e^{s_2 t} + \frac{s_1 x_0 - v_0}{s_1 - s_2} e^{s_1 t} \quad [2.57]$$

με $s_1 < 0$ και $s_2 < 0$

Συμπερασματικά λοιπόν από την σχέση 2.57 η απόκριση ενός μηχανικού συστήματος ελατήριου – αποσβεστήρα – μάζας με λόγο απόσβεσης $J > 1$ περιγράφεται από εκθετική συνάρτηση όπου όσο μεγαλώνει ο χρόνος t αυτή τείνει να μηδενιστεί. Άρα αυτή η κίνηση που πραγματοποιείται το σύστημα είναι μη περιοδική έχοντας ως αρχή την θέση των αρχικών συνθηκών x_0 τείνοντας να φτάσει στην θέση ισορροπίας ($x=0$), χωρίς όμως να την ξεπεράσει.

✓ *Ταλάντωση με κρίσιμη απόσβεση* $\rightarrow J=1$

Στην περίπτωση που ισχύει ότι ο λόγος απόσβεσης είναι ίσος με ένα ισχύουν τα ακόλουθα:

$$J = 1 \Rightarrow \frac{c}{c_c} = 1 \Rightarrow c = c_c \Rightarrow c = 2m\omega_n \quad [2.58]$$

Όταν το J τείνει στο ένα τότε η ιδιοσυχνότητα απόσβεσης ω_d τείνει στο μηδέν. Με συνέπεια η εξίσωση 2.46 να γίνεται:

$$x(t) = e^{-\omega_n t} [x_0 + (v_0 + \omega_n x_0)t] \quad [2.59]$$

Συμπερασματικά λοιπόν για ταλάντωση με κρίσιμη απόσβεση $J=1$ το σύστημα εκτελεί μη περιοδική κίνηση όπως και στην προαναφερόμενη περίπτωση με $J > 1$. Αυτό συνεπάγεται ότι στην οριακή αυτή κατάσταση πραγματοποιείται η μικρότερη απόσβεση που λαμβάνεται από το σύστημα ελατήριου – αποσβεστήρα – μάζας. Στην περίπτωση λοιπόν που το $J=1$ το σύστημα επανέρχεται στη θέση ισορροπίας με τον μικρότερο δυνατό χρόνο με στόχο να μην πραγματοποιηθεί περιοδική κίνηση.

Αυτό το είδος απόσβεσης θεωρείται πολύ σημαντικό αφού χρησιμοποιείται σε πλήθος εφαρμογών όπου απαιτείται ο χρόνος επαναφοράς να είναι ο ελάχιστος. Χαρακτηριστικό παράδειγμα της εφαρμογής ταλάντωσης με κρίσιμη απόσβεση είναι το αμορτισέρ των οχημάτων.

2.3.3. ΕΞΑΝΑΓΚΑΣΜΕΝΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΛΑΤΗΡΙΟΥ ΜΑΖΑΣ

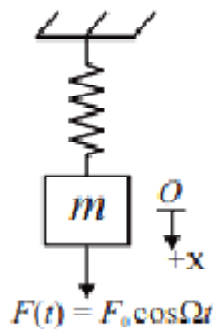
Στην περίπτωση που σε ένα σύστημα ενεργεί σταθερά μια δύναμη F τότε αυτό το μηχανικό σύστημα πραγματοποιεί εξαναγκασμένη ταλάντωση αφού υπάρχει στοιχείο εξαναγκασμού. Στο σημείο αυτό της παρούσας πτυχιακής εργασίας θα αναλυθούν τα συστήματα ενός βαθμού ελευθερίας που δέχεται έναν γνωστό εξαναγκασμό, δηλαδή μια γνωστή συνάρτηση του χρόνου.

Οι εξαναγκασμένες ταλαντώσεις μπορούν να χαρακτηριστούν σύμφωνα με την μορφή τους είτε περιοδικές είτε μη – περιοδικές. Περιοδική ταλάντωση προκαλείται συνήθως από μηχανές με περιστρεφόμενα μέρη σε ταλαντούμενα συστήματα. Στην περίπτωση που ο εξαναγκασμός είναι ημιτονοειδής τότε καλείται αρμονικός. Μη περιοδική ταλάντωση μπορεί

να είναι είτε μικρής διάρκειας (π.χ. κρουστικό κύμα) είτε μακράς διάρκειας (π.χ. κραδασμοί οχήματος). Θα πρέπει να σημειωθεί ότι η μελέτη μιας εξαναγκασμένης ταλάντωσης σε αρμονική διέγερση αποτελεί ένα δομικό πρόβλημα και απαιτεί επίλυση.

2.3.3.1. Απόκριση συντηρητικού σύστημα σε αρμονική δύναμη

Θα χρησιμοποιηθεί ένα παράδειγμα ελατηρίου – μάζας με στόχο την κατανόηση της ταλάντωσης του συστήματος όταν ενεργεί μια αρμονική δύναμη. Στην Εικόνα 9 διακρίνεται ένα σύστημα ελατηρίου - μάζας όπου ενεργεί η αρμονική δύναμη $F(t)$ και πραγματοποιεί εξαναγκασμένη ταλάντωση.



Εικόνα 9: Μηχανικό σύστημα ελατηρίου – μάζας που πραγματοποιεί εξαναγκασμένη ταλάντωση
[Πηγή: Τσινόπουλος, 2007]

Η αρμονική δύναμη εκφράζεται από την σχέση:

$$F(t) = F_0 \cos \Omega t \quad [2.60]$$

Όπου: F_0 =εύρος εξαναγκασμού
 Ω = κυκλική συχνότητα εξαναγκασμού

Η εξίσωση κίνησης του συστήματος της Εικόνας 9 είναι η ακόλουθη:

$$m\ddot{x}(t) + k \cdot x(t) = F_0 \cos \Omega t \quad [2.61]$$

Η σχέση 2.61 είναι μη – ομογενής, δεύτερη τάξης με σταθερούς συντελεστές. Η λύση $x(t)$ είναι το άθροισμα το $x_o(t)$ της ομογενής εξίσωσης συν τη ειδική λύση της $x_p(t)$ της διαφορικής εξίσωσης δηλαδή:

$$x(t) = x_o(t) + x_p(t) \quad [2.62]$$

Η λύση της $x_o(t)$ δίνεται από την σχέση:

$$x(t) = a_o \sin \omega_n t + b_o \cos \omega_n t \quad [2.63]$$

Όπου: a_o = σταθερά που πρέπει να προσδιοριστεί από τις αρχικές συνθήκες
 b_o = σταθερά που πρέπει να προσδιοριστεί από τις αρχικές συνθήκες
 ω_n = φυσική συχνότητα ταλάντωσης (Hz) του μηχανικού συστήματος

Η ειδική λύση $x_p(t)$ είναι αρμονική συνάρτηση, η οποία έχει την ίδια συχνότητα Ω . Επιπλέον, σημειώνεται ότι η ειδική λύση και ο εξαναγκασμός είναι στην ίδια φάση. Άρα η $x_p(t)$ είναι η ακόλουθη:

$$x_p(t) = X_p \cos \Omega t \quad [2.64]$$

Όπου: X_p = σταθερά που υποδηλώνει το μέγιστο εύρος της $x_p(t)$

Πραγματοποιώντας αντικατάσταση της σχέσης 2.64 στην 2.61 δίνεται η εξίσωση:

$$(-m\Omega^2 + k) X_p \cos \Omega t = F_o \cos \Omega t \Rightarrow X_p = \frac{F_o}{(k - m\Omega^2)} \Rightarrow X_p = \frac{F_o/m}{(\omega_n^2 - \Omega^2)} \quad [2.65]$$

Από τις σχέσεις 2.63, 2.64 και 2.65 η $x(t)$ (2.62) γίνεται:

$$x(t) = a_o \sin \omega_n t + b_o \cos \omega_n t + \frac{F_o/m}{(\omega_n^2 - \Omega^2)} \cos \Omega t \quad [2.66]$$

Εφαρμόζοντας της αρχικές συνθήκες:

$$\text{Μετατόπιση: } x(0) = x_o \quad [2.67]$$

$$\text{Ταχύτητα: } \dot{x}(0) = v_o \quad [2.68]$$

Πραγματοποιώντας αντικατάσταση προκύπτουν οι σταθερές a_o και b_o :

$$a_o = \frac{v_o}{\omega_n} \quad [2.69]$$

και

$$b_o = x_o - \frac{F_o/m}{(\omega_n^2 - \Omega^2)} \quad [2.70]$$

Η απόκριση του συστήματος ελατηρίου – μάζας σε αρμονικό φορτίο δίνεται από την σχέση:

$$x(t) = \frac{v_o}{\omega_n} \sin \omega_n t + x_o \cos \omega_n t + \frac{F_o/m}{(\omega_n^2 - \Omega^2)} [\cos \Omega t - \cos \omega_n t] \quad [2.71]$$

2.3.3.2. Συντονισμός

Η φυσική συχνότητα κάθε αντικειμένου είναι άμεσα εξαρτημένη από την μάζα του, την απόσβεση που παρουσιάζει και την ακαμψία του. Με τον όρο συντονισμός (resonance) γίνεται αναφορά στην ελεύθερη ταλάντωση ενός σώματος στην φυσική συχνότητα. Για παράδειγμα, το χτύπημα ενός σήμαντρου έχει σαν αποτέλεσμα να ηχήσει το σήμαντρο στην φυσική του συχνότητα. Το χτύπημα του σήμαντρου είναι στην ουσία μία εξαναγκασμένη ταλάντωση, ενώ μετά το χτύπημα πραγματοποιεί ελεύθερη ταλάντωση.

Η μέθοδος που χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της φυσικής συχνότητας ενός αντικειμένου ονομάζεται bump test. Κατά την μέθοδο αυτή λοιπόν τοποθετείται ένας αισθητήρας στο σώμα του οποίου ερευνείται η φυσική συχνότητα. Έπειτα ακολουθεί η κρούση του αντικειμένου μέσω ενός σφυριού, η μέτρηση του χρονικού σήματος μέσω του αισθητήρα και έπειτα η ανάλυση . του. Η συχνότητα που εμφανίζεται στο φάσμα και επικρατεί είναι η φυσική του συχνότητα. Ωστόσο, συντονισμός στην κυματική ονομάζεται η

εξαναγκασμένη ταλάντωση κατά την οποία υπάρχει ταύτιση μεταξύ της ιδιοσυχνότητας του ταλαντωτή και της συχνότητας του διεγέρτη.

Οι ταλαντωτές έχουν την δυνατότητα ταλάντωσης σε μία ή και περισσότερες συχνότητες. Κατά την στιγμιαία διέγερση ενός συστήματος παρουσιάζεται έναρξη μίας ταλάντωσης της οποίας η συχνότητα ταυτίζεται με την ιδιοσυχνότητα του συστήματος. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, κατά μία εξαναγκασμένη ταλάντωση η συχνότητα του συστήματος ταυτίζεται με την συχνότητα του διεγέρτη.

Συμπερασματικά λοιπόν, συντονισμός (resonance) στο σύστημα προκαλείται κατά την ταύτιση της συχνότητας του διεγέρτη με την ιδιοσυχνότητα του ταλαντωτή.

Κατά το φαινόμενο του συντονισμού, το πλάτος του συστήματος παίρνει την μέγιστη δυνατή τιμή. Το ίδιο ισχύει και για την ενέργεια του συστήματος. Σε περίπτωση που δεν υφίστανται δυνάμεις απόσβεσης στο σύστημα κατά του φαινόμενο του συντονισμού, τότε το πλάτος γίνεται άπειρο σε θεωρητικό επίπεδο. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η ταλάντωση να γίνεται ιδιαίτερα έντονα σε σημείο που δύναται να καταστραφεί ο ταλαντωτής. Ένας ακόμη λόγος για τον οποίο μπορεί να καταστραφεί ο ταλαντωτής είναι η μεγάλη προσφορά ενέργειας. Χαρακτηριστικό καθημερινό παράδειγμα που επιβεβαιώνει όλα τα παραπάνω είναι η κρούση ενός ποτηριού. Με ένα ελαφρύ χτύπημα σε ένα ποτήρι μπορούμε να ακούσουμε την ιδιοσυχνότητά του. Με τη εκπομπή ήχου σε αυτήν την συχνότητα, θα προκληθεί ταλάντωση του ποτηριού μέχρις ότου το ποτήρι σπάσει λόγω του μεγάλου για τις αντοχές του πλάτους.

Κατά το φαινόμενο του συντονισμού λόγω της σχετικά μικρής αλλά συνεχής προσφοράς ενέργειας δημιουργείται ένα μη αμελητέο πλάτος.

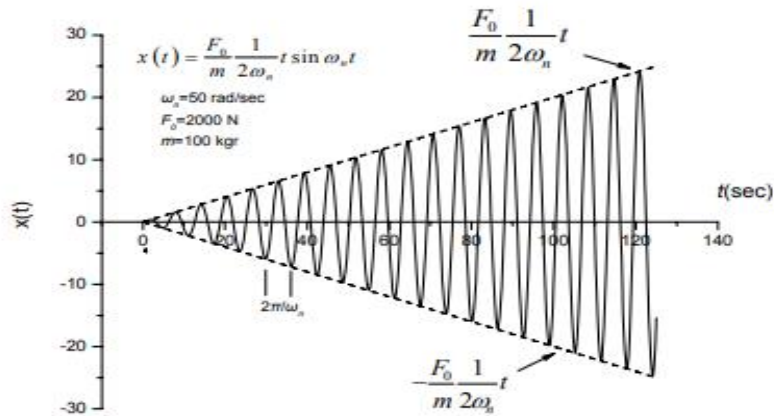
Το φαινόμενο του συντονισμού γίνεται εύκολα κατανοητό με την μελέτη του ελατηρίου και της μάζας. Τα δύο αυτά στοιχεία αποθηκεύουν ενέργεια. Η μάζα αποθηκεύει την κινητική ενέργεια, ενώ το ελατήριο αποθηκεύει την δυναμική ενέργεια. Θα πρέπει ωστόσο να αναφερθεί πως όταν δεν παρεμβαίνει εξωτερική δύναμη πάνω στο ελατήριο και στην μάζα, τότε η μεταφορά ενέργειας μέσω αυτών πραγματοποιείται σε συχνότητα ίση με την φυσικών τους συχνότητα.

Αντιθέτως, ο αποσβεστήρας προκαλεί διάχυση της ενέργειας και όχι αποθήκευσή της. Η ταχύτητα και η δύναμη απόσβεσης είναι ποσά ανάλογα. Συνεπώς, όσο πιο μεγάλη είναι η ταχύτητα, τόσο πιο έντονη είναι η διάχυση της ενέργειας από τον αποσβεστήρα. Όμως υπάρχει ένα σημείο στο οποίο η ενέργεια που διαχέεται τείνει να γίνει ίση με την προδιδόμενη από την εφαρμοζόμενη δύναμη ενέργεια. Αυτό είναι και το σημείο που το σύστημα φτάνει στο μέγιστο εύρος του και η δόνηση θα συνεχιστεί για το διάστημα κατά το οποίο δεν θα υπάρχει καμία μεταβολή στην εφαρμοζόμενη δύναμη. Σε περίπτωση μη ύπαρξης αποσβέσεων σε θεωρητικό επίπεδο η κίνηση του συστήματος θα αυξάνει επ' άπειρον.

Στην περίπτωση που το $\Omega = \omega_n$ το πλάτος της ταλάντωσης X_p απειρίζεται και αυτό διακρίνεται και από την εξίσωση (2.65). Αυτή η κατάσταση όπως προαναφέρθηκε καλείται συντονισμός και είναι συνέπεια σε ένα συντηρητικό σύστημα να απειρίζεται το πλάτος ταλάντωσης. Στην περίπτωση συντονισμού η λύση της $x(t)$ από την εξίσωση 2.71 γίνεται:

$$x(t) = \frac{v_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + x_0 \cos \omega_n t + \frac{F_0}{m} \frac{1}{2\omega_n} t \sin \omega_n t \quad [2.72]$$

Από την εξίσωση 2.72 διακρίνεται ότι όσο αυξάνεται ο τελευταίος όρος τόσο τείνει στο άπειρο. Αυτό διακρίνεται και σε ένα παράδειγμα που απεικονίζεται στην Εικόνα



Εικόνα 10: Αναπαράσταση απόκρισης για $x_0=v_0=0$, $m=100\text{kg}$, $\omega_n=50\text{Hz}$ και $F_0=2000\text{N}$
 [Πηγή: Τσινόπουλος, 2007]

2.3.3.3. Διακρότηση

Στην περίπτωση που η συχνότητα του εξαναγκασμού Ω είναι κοντά στην φυσική συχνότητα ω_n , αλλά όχι ίσια τότε διακρίνεται το φαινόμενο της διακρότησης. Σε αυτό το φαινόμενο το πλάτος της εξαναγκασμένης ταλάντωσης δεν είναι σταθερό και παρουσιάζει αυξομειώσεις που έχουν ρυθμό πιο αργό από της φυσικής συχνότητας του συστήματος. Για την εύκολη μελέτη του φαινομένου του διακροτήματος επιλέγονται μηδενικές αρχικές συνθήκες και δίνεται η ακόλουθη εξίσωση:

$$x(t) = \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \Omega^2)} [\cos\Omega t - \cos\omega_n t] \quad [2.73]$$

Η διαφορά της συχνότητα Ω με την ω_n είναι πολύ μικρή κα δίνεται από την σχέση:

$$\omega_n - \Omega = 2\varepsilon \quad [2.74]$$

Όπου: ε = ένας μικρός αριθμός.

Σύμφωνα με το άθροισμα και τη διαφορά των συχνοτήτων της σχέσης 2.73 δίνονται οι ακόλουθες εξισώσεις:

$$\omega_n + \Omega = \Omega + 2\varepsilon + \Omega = 2\Omega \quad [2.75]$$

Άρα η 2.73 σύμφωνα με τριγωνομετρική ταυτότητα γίνεται:

$$\cos\Omega t - \cos\omega_n t = -2\sin\left(\frac{\Omega + \omega_n}{2} t\right) \sin\left(\frac{\Omega - \omega_n}{2} t\right) \quad [2.76]$$

Κάνοντας χρήση της 2.74 και 2.75 στην 2.76 προκύπτει η εξίσωση:

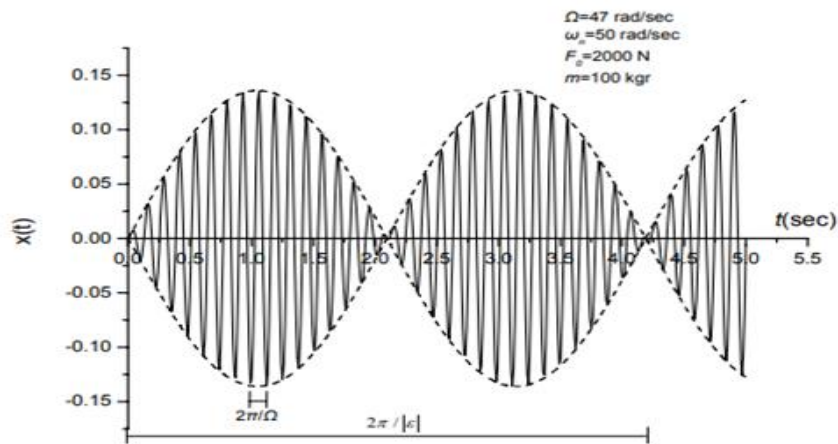
$$\cos\Omega t - \cos\omega_n t = 2\sin\Omega t \sin\varepsilon t \quad [2.78]$$

Η εξίσωση $x(t)$ σύμφωνα με τα προαναφερόμενα γίνεται:

$$x(t) = \frac{F_0/m}{(\omega_n^2 - \Omega^2)} \sin\Omega t \quad \text{ή} \quad x(t) = A(t) \sin\Omega t \quad [2.79]$$

$$A(t) = \frac{F_o/m}{(\omega_n^2 - \Omega^2)} \sin \epsilon t \quad [2.80]$$

Από τις εξισώσεις 2.79 και 2.80 διακρίνεται ότι στην συχνότητα εξαναγκασμού σύγχρονος το πλάτος ταλάντωσης μεταβάλλεται αρμονικά μικρό ρυθμό και συχνότητα $|\epsilon|$. Στην συνέχεια η Εικόνα 11 απεικονίζει ένα παράδειγμα του φαινομένου του διακροτήματος κάτω από συγκεκριμένες συνθήκες – στοιχεία.



Εικόνα 11: Αναπαράσταση φαινομένου διακροτήματος για $m=100\text{kg}$, $\Omega=47\text{Hz}$, $\omega_n=50\text{Hz}$ και $F_o=2000\text{N}$
[Πηγή: Τσινόπουλος, 2007]

2.3.4. ΕΞΑΝΑΓΚΑΣΜΕΝΗ ΤΑΛΑΝΤΩΣΗ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕ ΑΠΟΣΒΕΣΗ

Σε αυτό το σημείο θα αναλυθεί ένα μηχανικό σύστημα ελατηρίου – αποσβεστήρα – μάζας όπου ενεργεί μια δύναμη της μορφής $F(t) = F_o \cos \Omega t$ (σχέση 2.60). Η εξίσωση κίνησης του προαναφερόμενου συστήματος είναι:

$$m\ddot{x}(t) + k \cdot x(t) + c \cdot \dot{x}(t) = F_o \cos \Omega t \quad [2.81]$$

Η ειδική λύση $x_p(t)$ είναι επίσης αρμονική συνάρτηση και δίνεται από την σχέση:

$$x_p(t) = X_p \cos (\Omega t - \varphi) \quad [2.82]$$

Όπου: X_p =πλάτος απόκρισης

φ = διαφορά φάσης μεταξύ δύναμης εξαναγκασμού και απόκρισης

Η ειδική λύση της εξίσωσης 2.82 καλείται απόκριση μόνιμης κατάστασης και αυτό διότι η απόκριση της ελεύθερης ταλάντωσης σβήνει με το πέρασμα του χρόνου και αυτό οφείλεται στην απόσβεση. Κάνοντας χρήση τριγωνομετρικών εξισώσεων δίνεται η ακόλουθη σχέση:

$$X_p [k - m\Omega^2) \cos \varphi + c\Omega \sin \varphi) = F_o \quad [2.83]$$

Το πλάτος απόκρισης (X_p) και η διαφορά φάσης μεταξύ δύναμης εξαναγκασμού και απόκρισης (φ) είναι άγνωστα μεγέθη. Λύνοντας την 2.83 δίνονται οι ακόλουθες σχέσεις:

$$X_P = \frac{F_o}{[(k - m\Omega^2)^2 + c^2\Omega^2]^{1/2}} \quad [2.84]$$

Και

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{c\Omega}{k - m\Omega^2} \right] \quad [2.85]$$

Ωστόσο, επειδή απαιτείται η αδιαστατοποίηση της 2.83 ορίζεται η αδιάσταση συχνότητα ως εξής:

$$r = \Omega / \omega_n \quad [2.86]$$

Στην συνέχεια δίνεται η σχέση του αδιάστατου πλάτους ή αλλιώς του συντελεστή ενίσχυσης που δίνεται από τον λόγο:

$$R = \frac{X_P}{F_o/k} \quad [2.87]$$

Πραγματοποιώντας αντικατάσταση των σχέσεων 2.86 και 2.87 στην σχέση 2.85 προκύπτουν τα ακόλουθα:

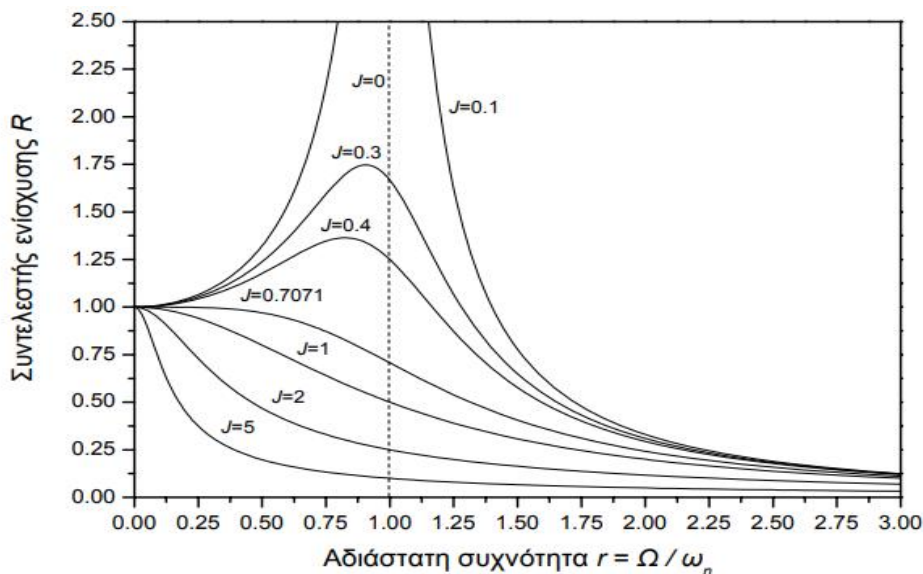
$$X_P = \frac{F_o}{k} R \quad [2.88]$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{2Jr}{1-r^2} \right] \quad [2.89]$$

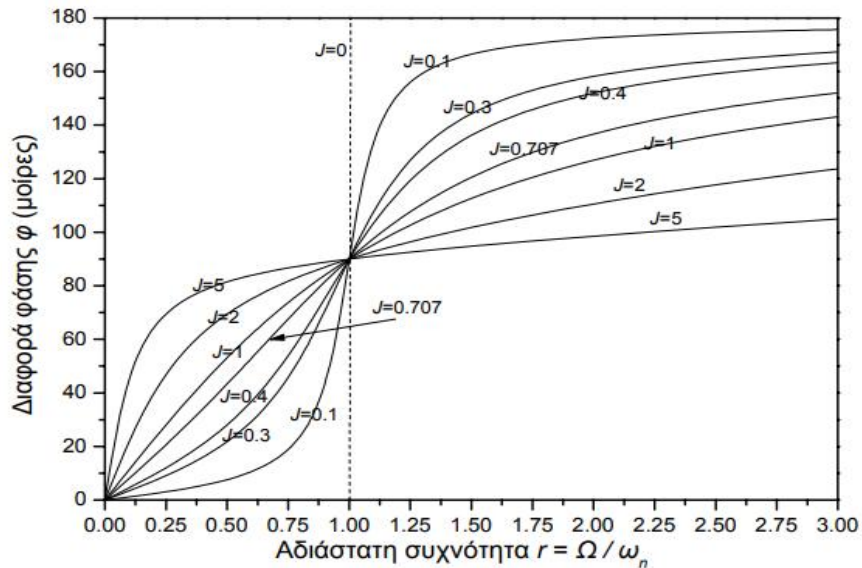
$$R = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Jr)^2}} \quad [2.90]$$

Όπου: j =λόγος απόσβεσης
 r =αδιάστατη συχνότητα

Στην συνέχεια παραπείθονται τα διαγράμματα όπου διακρίνεται η μεταβολή του συντελεστή ενίσχυσης και της διαφοράς φάσης αντιστοίχα, ως συνάρτηση της διάστασης συχνότητας για χαρακτηριστικές τιμές του λόγου απόσβεσης.



Εικόνα 12: Μεταβολή συντελεστή ενίσχυσης ως συνάρτηση της αδιάστατης συχνότητας [Πηγή: Τσινόπουλος, 2007]



Εικόνα 13: Μεταβολή διαφοράς φάσης ως συνάρτηση της αδιάστατης συχνότητας
[Πηγή: Τσινόπουλος, 2007]

Από τα παραπάνω προκύπτουν οι ακόλουθες παρατηρήσεις:

1. Για μηδενικό συντελεστή απόσβεσης η διαφορά φάσης μηδενίζεται.
2. Στην περίπτωση της δεδομένης αδιαστατής συχνότητας διακρίνεται αύξηση της απόσβεσης και μείωση του εύρους ταλάντωσης
3. Για δύο δεδομένες τιμές του συντελεστή απόσβεσης ($J_2 > J_1$) η μείωση του αδιάστατου πλάτους ($R_2 < R_1$) θεωρούνται ιδιαίτερα σημαντικές για τιμές της αδιάστατης συχνότητας που βρίσκεται κοντά στην μονάδα ή για τιμές της συχνότητας εξαναγκασμού που βρίσκεται κοντά στην ιδιοσυχνότητα του συστήματος.
4. Όταν δεν υφίσταται απόσβεση στο σύστημα διακρίνεται όπως προαναφέρθηκε συντονισμός για αδιάστατη συχνότητα ίση με τη μονάδα και συχνότητα εξαναγκασμού ίση με την ιδιοσυχνότητα του συστήματος με συνέπεια τον εύρος ταλάντωσης να τείνει στο άπειρο. Στην περίπτωση που στο σύστημα υπάρχει απόσβεση το δεν έχει την δυνατότητα να τείνει στο άπειρο απλά μεγιστοποιείται και σε μεγάλους συντελεστές απόσβεσης δεν χαρακτηρίζεται καν μέγιστο. Επιπλέον, γίνεται άμεσα κατανοητό ότι η μεγιστοποίηση του πλάτους δεν μπορεί να πραγματοποιηθεί όταν συχνότητα εξαναγκασμού ίση με την ιδιοσυχνότητα του συστήματος αλλά για μικρότερες τιμές της αδιάστατης συχνότητας. Από την σχέση 2.90 το μέγιστο αδιάστατο εύρος ταλάντωσης που αντιστοιχεί στην αδιάστατη συχνότητα δίνεται από την σχέση:

$$R_t = \frac{1}{2J\sqrt{1-J^2}} \quad [2.91]$$

Ακολουθεί το αδιάστατο πλάτος ταλάντωση όπου αντιστοιχεί στην φυσική συχνότητα και δίνεται από την σχέση:

$$R_n = \frac{1}{2J} \quad [2.92]$$

Άρα από την σχέση 2.91 και 2.92 διακρίνεται ότι $R_t > R_n$.

5. Η διαφορά φάσης εξαρτάται από όλες τις φυσικές σταθερές του μηχανικού συστήματος (m, c, k) και είναι ανεξάρτητη από το πλάτος F_0 του εξαναγκασμού.
6. Όσο αφορά την διαφορά φάσης προκύπτει ότι είτε για μικρότερες τιμές της μονάδας η αδιάστατη συχνότητα είτε για συχνότητα εξαναγκασμού μικρότερη της ιδοσυχνότητας του συστήματος διακρίνεται αύξηση του συντελεστή απόσβεσης με συνέπεια αύξηση της διαφοράς φάσης. Σε αντίθετη περίπτωση για μεγαλύτερες τιμές της μονάδας η αδιάστατη συχνότητα ή για συχνότητα εξαναγκασμού μεγαλύτερη της ιδοσυχνότητας του συστήματος διακρίνεται αύξηση του συντελεστή απόσβεσης με συνέπεια μείωση της διαφοράς φάσης.
7. Η διαφορά φάσης όταν αδιάστατη συχνότητα είναι ίση με την μονάδα και όταν συχνότητα εξαναγκασμού είναι ίση με την ιδοσυχνότητα του συστήματος, είναι σταθερή και ίση με 90° και ανεξαρτητή από την τιμή του συντελεστή απόσβεσης.

Συμπερασματικά λοιπόν με τα προαναφερόμενα το φαινόμενο του συντονισμού γίνεται εύκολα κατανοητό με την μελέτη ενός απλού ελατηρίου και της μάζας, τα οποία στοιχεία αποθηκεύουν ενέργεια. Η μάζα αποθηκεύει την κινητική ενέργεια, ενώ το ελατήριο αποθηκεύει την δυναμική ενέργεια. Θα πρέπει ωστόσο να αναφερθεί πως όταν δεν παρεμβαίνει εξωτερική δύναμη πάνω στο ελατήριο και στην μάζα, τότε η μεταφορά ενέργειας μέσω αυτών πραγματοποιείται σε συχνότητα ίση με την φυσικών τους συχνότητα. Αντιθέτως, ο αποσβεστήρας προκαλεί διάχυση της ενέργειας και όχι αποθήκευσή της. Η ταχύτητα και η δύναμη απόσβεσης είναι ποσά ανάλογα. Συνεπώς, όσο πιο μεγάλη είναι η ταχύτητα, τόσο πιο έντονη είναι η διάχυση της ενέργειας από τον αποσβεστήρα. Όμως υπάρχει ένα σημείο στο οποίο η ενέργεια που διαχέεται τείνει να γίνει ίση με την προσδιδόμενη από την εφαρμοζόμενη δύναμη ενέργεια. Αυτό είναι και το σημείο που το σύστημα φτάνει στο μέγιστο εύρος του και η δόνηση θα συνεχιστεί για το διάστημα κατά το οποίο δεν θα υπάρχει καμία μεταβολή στην εφαρμοζόμενη δύναμη. Σε περίπτωση μη ύπαρξης αποσβέσεων σε θεωρητικό επίπεδο η κίνηση του συστήματος θα αυξάνει επ' άπειρον.

3. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΔΟΝΗΣΕΙΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ

3.1. ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΠΟΥ ΔΗΜΙΟΥΡΓΟΥΝΤΑΙ ΑΠΟ ΤΙΣ ΔΟΝΗΣΕΙΣ

Είναι γεγονός πως όταν οι μηχανές δεν είναι υπό παρακολούθηση όσον αφορά τις δονήσεις στις οποίες υπόκεινται τα αποτελέσματα πολλές φορές είναι δυσάρεστα και γίνονται αντιληπτά ακόμα και με έναν απλό έλεγχο – εποπτεία της μηχανής. Οι ακόλουθες ενδείξεις μίας απλής εποπτείας σκιαγραφούν πιθανά αποτελέσματα του φαινομένου των δονήσεων.

- Εύρεση ξεβιδωμένων ή πεσμένων στοιχείων της μηχανής.
- Εμφάνιση τάσης κίνησης της μηχανής δείχνει ότι το πρόβλημα των δονήσεων έχει υπερβεί πολύ τα όρια.
- Η παραγωγή υπερβολικού ήχου από την μηχανή και μετά βίας υποφέρεται για χρονικό διάστημα άνω των 10 λεπτών.
- Συχνή φθορά εξαρτημάτων της μηχανής, η οποία υπερβαίνει τον «μέσο όρο ζωής» των εξαρτημάτων.
- Παραγόμενα προϊόντα εκτός προδιαγραφών.
- Εμφάνιση ρωγμών σε τμήματα της μηχανής.
- Γρήγορη φθορά της μηχανής συγκριτικά με την αναμενόμενη μέση διάρκεια ζωής για συγκεκριμένο φορτίο.

Γενικά, η διάρκεια ζωής μίας μηχανής εξαρτάται από τον σχεδιασμό της και τις προδιαγραφές της. Πιο συγκεκριμένα, κάθε μηχανή είναι σχεδιασμένη για συγκεκριμένες ώρες λειτουργίας και για ορισμένο επιβαλλόμενο φορτίο. Βασικοί παράγοντες οι οποίοι επηρεάζουν την διάρκεια ζωής μίας μηχανής είναι ο τρόπος που γίνεται χρήση της αλλά και η συχνότητα και ο τρόπος συντήρησής της.

Οι περισσότερες περιστρεφόμενες μηχανές (π.χ. αντλίες, κινητήρες, φτερωτές κ.λπ.) έχουν μέση διάρκεια ζωής από 10 έως και 20 χρόνια, ενώ κάποιες φορές ανάλογα με την χρήση και την συντήρησή της μπορεί να ξεπεράσει και τα 30 χρόνια. Σε κάποιες περιπτώσεις ωστόσο η διάρκεια ζωής μίας μηχανής μπορεί να μην φτάσει την δεκαετία. Εάν δεν τίθεται θέμα κακής χρήσης, υπερβολικού φορτίου ή ανεπαρκούς λίπανσης, τότε δύο είναι τα πιθανά αίτια για την μικρή διάρκεια ζωής της: οι υπερβολικές ταλαντώσεις ή το σφάλμα κατά τον σχεδιασμό της. Στην συνέχεια του εδαφίου αναλύεται μία μελέτη περίπτωσης κατά την οποία αποδίδεται η βλάβη της μηχανής στον κακό σχεδιασμό της.

Ο σχεδιασμός ηλεκτρικών κινητήρων με εξαιρετικά χαμηλά επίπεδα δόνησης και κατ' επέκταση θορύβου από το αμερικάνικο πολεμικό ναυτικό είχε σαν αποτέλεσμα την σχετικά αθόρυβη λειτουργία των υποβρυχίων. Αποτέλεσμα αυτού ήταν η ομαλότερη λειτουργία των κινητήρων και κατά συνέπεια η αύξηση της προβλεπόμενης διάρκειας ζωής τους.

Η διάρκεια ζωής μίας μηχανής μπορεί να υπολογιστεί λαμβάνοντας υπόψη το μέγεθος και το επίπεδο των δονήσεων. Η συνολική ενέργεια που εισάγεται σε μία μηχανή είναι ανάλογη του επιπέδου των δονήσεων. Αυτό συμβαίνει διότι ένα μέρος της ενέργειας που εισέρχεται σε μία μηχανή μετατρέπεται σε θόρυβο αλλά και δονήσεις, λόγω της τριβής που αναπτύσσεται ανάμεσα στις επιφάνειες των στοιχείων των μηχανών (π.χ. έδρανα, σύνδεσμοι κ.α.).

Σύμφωνα με τους Κωνσταντινίδη Κ. και Παπαδόπουλο Α. (2014), μία μεγάλη μηχανή με μεγάλη ενέργεια εισόδου θα έχει μεγαλύτερο επίπεδο δονήσεων από μία μικρότερη, ενώ υπάρχουν διεθνή πρότυπα τα οποία τυποποιούν το επίπεδο των δονήσεων σε σχέση με το

μέγεθος της μηχανής καθώς είναι αδύνατο να πετύχουμε πολύ χαμηλά επίπεδα δόνησης από μία μεγάλη μηχανή.

Θα πρέπει ωστόσο να τονιστεί ότι η στιβαρότητα της μηχανής παίζει μεγάλο ρόλο όσον αφορά το επίπεδο των δονήσεων και γίνεται εύκολα αντιληπτή ακόμα και με έναν οπτικό έλεγχο της μηχανής. Όσο μεγαλύτερο είναι το βάρος της μηχανής τόσο πιο αναγκαία γίνεται η έδραση και η στήριξή της σε στέρεο σημείο.

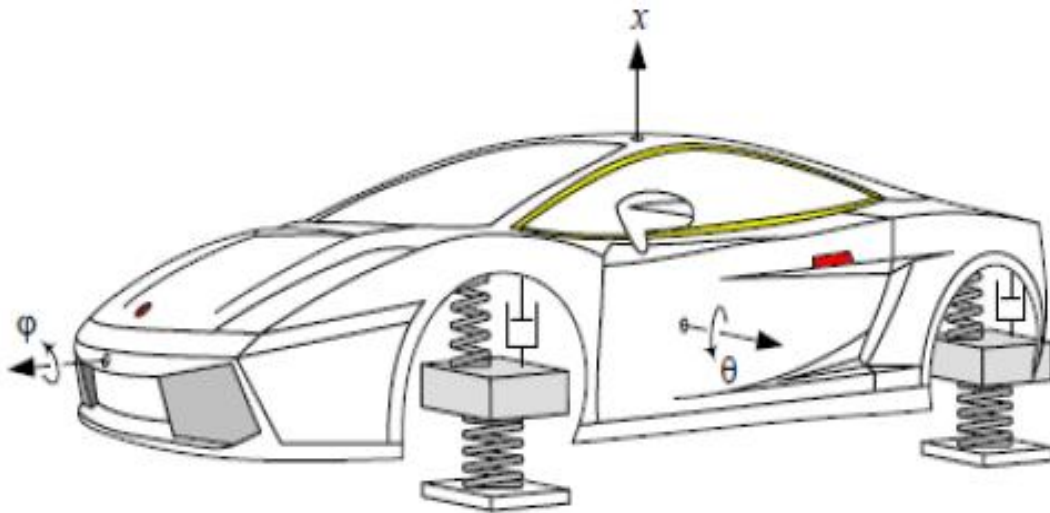
3.2. Η ΠΗΓΗ ΤΩΝ ΔΟΝΗΣΕΩΝ ΕΝΟΣ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

Είναι γεγονός ότι η δόνηση των μηχανών οφείλεται στην κακή κατασκευή αυτών αλλά και στον κακό σχεδιασμό των στοιχείων - εξαρτημάτων τους. Γενικά, οι κατασκευαστικές ατέλειες των μηχανών είναι και η αιτία εμφάνισης των δονήσεων, καθώς μία «τέλεια» μηχανή κατά την λειτουργία της δεν θα παρουσίαζε καμία δόνηση.

Όταν δημιουργείται ένα πρόβλημα δόνησης πρέπει αρχικά να προσδιοριστεί και να εντοπιστεί η πηγή του. Όταν γίνεται αναφορά στην προσδιορισμό της πηγής αναφερόμαστε στην εύρεση μίας συχνότητας της οποίας η δημιουργία οφείλεται σε συγκεκριμένη βλάβη και έτσι θα οδηγηθούμε στην πηγή του προβλήματος. Η μέτρηση του μεγέθους της δόνησης πραγματοποιείται με κατάλληλα όργανα σε αυτήν την συχνότητα και η ανάλυσή της γίνεται από ειδικούς αναλυτές οι οποίοι μπορούν να προσδιορίσουν το πόσο μεγάλη είναι η βλάβη. Ο προσδιορισμός ωστόσο της βλάβης είναι ιδιαίτερα δύσκολος καθώς μπορεί η βλάβη να προέρχεται από ένα εξάρτημα το οποίο να υπάρχει περισσότερο από μία φορές στην μηχανή. Συνεπώς για να προσδιοριστεί η βλάβη σε μία τέτοια περίπτωση δεν επαρκεί ο εντοπισμός της συχνότητας που προαναφέρθηκε, αλλά πρέπει να προσδιοριστεί ακριβώς η τοποθεσία του εξαρτήματος. Για να προσδιοριστεί η θέση του εξαρτήματος πρέπει να πραγματοποιηθεί μία σειρά μετρήσεων για την ταυτοποίηση του εξαρτήματος που είναι υπεύθυνο για την εμφάνιση του κραδασμού στην μηχανή. Στην συνέχεια του εδαφίου θα αναλυθούν οι πιο βασικές βλάβες των μηχανών οι οποίες είναι υπεύθυνες για την εμφάνιση κραδασμών και θορύβου. Στον δρόμο, εισάγεται μία σύνθετη αντίσταση λόγω της μάζας που τείνει να κινηθεί και της ακαμψίας.

Λόγω λοιπόν αυτής της σύνθετης αντίστασης (μάζας – ακαμψίας) γίνεται αντιληπτό ότι για την ανάλυση των εμφανιζόμενων δονήσεων πρέπει να γίνει εκτενέστερη εξέταση του πλάτους, καθώς αυτό αποτελεί μέτρο για την ενέργεια της δόνησης. Επιπλέον παράγοντας εξάρτησης του μετρούμενου στοιχείου της μηχανής είναι η συχνότητα. Συνεπώς, κρίνεται αναγκαίο ο αναλυτής να γνωρίζει πως εμφανίζονται οι βλάβες στα φάσματα, αλλά και πότε ένα διεγερμένο πλάτος είναι φυσιολογικό ή υποδηλώνει βλάβη για την κάθε μηχανή. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελούν οι μηχανές που διαχειρίζονται υγρά, στις οποίες θεωρείται φυσιολογική η εμφάνιση ψηλού πλάτους σε υψηλές συχνότητες, ενώ δεν λαμβάνονται υπόψη υψηλά πλάτη σε ιδιαίτερα χαμηλές συχνότητες της τάξης για παράδειγμα των 20 Hz.

Καταλήγοντας θα πρέπει να αναφέρουμε ότι στοιχείο εύρεσης της πηγής της δόνησης είναι το πόσο συχνά εμφανίζεται μίας βλάβη, ενώ ταυτόχρονα το πλάτος του παλμού αποτελεί μέτρο της οξύτητας της βλάβης.



Εικόνα 14: Πλήρες μοντέλο δόνησης ενός οχήματος
[Πηγή: Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

Συνοψίζοντας θα μπορούσαμε να αναφέρουμε ότι βάση της ανάλυσης αποτελεί η μελέτη των ακόλουθων παραγόντων:

- Το μέγεθος της μηχανής.
- Η αναρτώμενη μάζα.
- Η ακαμψία της έδρασης.
- Το πλάτος των συχνοτήτων.

Ενδεικτικά, ακολουθούν μερικά αίτια εμφάνισης κραδασμών στα οχήματα:

- Ανωμαλία στο οδόστρωμα.
- Ύπαρξη ανέμου (αντίσταση στο όχημα).
- Κακός σχεδιασμός του οχήματος.
- Προβληματικό εξάρτημα.
- Κακός σχεδιασμός εξαρτήματος.
- Λειτουργία του κινητήρα του οχήματος.
- Οδική συμπεριφορά του οχήματος.
- Αζυγοσταθμία.
- Οδηγική συμπεριφορά του κάθε οδηγού.

3.2.1. ΑΙΤΙΑ ΔΟΝΗΣΕΩΝ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΣΕ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΑΝΑΜΟΝΗΣ

Τα βασικότερα αίτια εμφάνισης δονήσεων ενός οχήματος σε κατάσταση αναμονής είναι τα ακόλουθα:

- Φθορά των βάσεων του κινητήρα.
- Λανθασμένη ρύθμιση του κινητήρα στο ρελαντί.
- Φθορά των αποσβεστήρων (αμορτισιέρ).
- Φθορά των ελατηρίων.

Βασικός παράγοντας που επηρεάζει την ομαλότητα του ρελαντί είναι οι παλμοί του ρεύματος. Για την επίτευξη της βέλτιστης δυνατής ομαλότητας θα πρέπει οι παλμοί ρεύματος κάθε κυλίνδρου να είναι, όσο αυτό είναι εφικτό, ίσοι και παράλληλα να παράγονται σε ίσα χρονικά διαστήματα. Παράγοντες που μπορούν να επηρεάσουν τους παλμούς ρεύματος είναι η φθορά σε καλώδια, ένας χαλασμένος σπινθηριστής (μπουζί) ή ένα προβληματικό κάλυμμα ρότορα και διανομέα. Συνοπτικά, ο κακός χρονισμός γενικότερα δύναται να επιφέρει δονήσεις. Επιπλέον, δονήσεις μπορούν να προκληθούν κατά την διάρκεια λειτουργίας ενός κινητήρα λόγω του συστήματος ανάφλεξης, λόγω της ανάφλεξης αλλά και λόγω του συστήματος εισαγωγής. Ωστόσο, η κακή συντήρηση ενός κινητήρα έχει σαν αποτέλεσμα την μη ομαλή λειτουργία του και κατά συνέπεια την μεταφορά κραδασμών στο όχημα.

Είναι γεγονός ότι ομαλότερη λειτουργία σε κατάσταση αναμονής επιτυγχάνουν οι 8κύλινδροι κινητήρες συγκριτικά με τους 6κύλινδρους και τους 4κύλινδρους. Ωστόσο, έχει παρατηρηθεί ότι στους καινούριους 6κύλινδρους κινητήρες υπάρχει δυνατότητα βελτιστοποίησης τόσο η ποιότητα της κατάστασης αναμονής όσο και γενικότερα το θέμα μεταφοράς των κραδασμών. Αυτό οφείλεται στην ειδική κατασκευή των μηχανικών βάσεων, οι οποίες λόγω του ειδικού σχεδιασμού τους έχουν την δυνατότητα φιλτραρίσματος τους παλμούς οι οποίοι δεν είναι σταθεροί και δημιουργούνται κατά τους νεκρούς χρόνους ανάφλεξης.

Σύμφωνα με τους Κωνσταντινίδη και Παπαδόπουλο (2014), η συχνότητα απόκρισης των μηχανικών συστημάτων, όπως των οχημάτων, διέπεται από τις ιδιοσυχνότητες του συστήματος και από τις συχνότητες διέγερσης. Το εύρος της δόνησης αυξάνεται όταν μια συχνότητα διέγερσης προσεγγίζει μία από τις ιδιοσυχνότητες του συστήματος. Τα πεδία συχνοτήτων που βρίσκονται κοντά στις ιδιοσυχνότητες, ονομάζονται η ζώνη συντονισμού. Το εύρος της δόνησης στις περιοχές συντονισμού μπορεί να περιοριστεί εισάγοντας αποσβεστήρες.

Με τον όρο βαθμός ελευθερίας γίνεται αναφορά σε αρμονικά διεγερμένα συστήματα τα οποία δύναται να ταξινομηθούν ως εκκεντρικές, βασικές και δυναμικές διεγέρσεις. Όλες οι συχνότητες που ανταποκρίνονται στα συστήματα αυτά έχουν τη δυνατότητα να εκφράζονται μέσω κάποιων συναρτήσεων, με ειδικά χαρακτηριστικά η κάθε μία. Για την έκφραση της συχνότητας του συστήματος συναρτήσεως του λόγω συχνότητας, γίνεται χρήση γραφικών παραστάσεων.

4. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ ΟΧΗΜΑΤΩΝ

4.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η ανάρτηση αποτελεί ένα είδος ελαστικού συνδέσμου που διαχωρίζει τις αναρτημένες (όπως είναι το πλαίσιο, η μηχανή, οι επιβάτες κ.λπ.) με τις μη αναρτημένες (οι τροχοί, οι δίσκοι πέδησης, οι άξονες του διαφορικού κ.λπ.) μάζες ενός οχήματος. Τα συστήματα ανάρτησης περιλαμβάνουν ένα σύνολο μηχανικών αρθρώσεων και συναρμογών τα οποία σε συνεργασία με αμορτισέρ και ελατήρια λειτουργούν με στόχο τον έλεγχο της κατακόρυφης ταλάντωσης των τροχών και της αυξομείωσης της απόστασης που έχουν από το αναρτημένο κυρίως σώμα του οχήματος.

Οι αναρτήσεις γενικά χρησιμοποιούνται για να μειωθούν οι ταλαντώσεις που φτάνουν στο αμάξωμα και για να βελτιωθεί διαδικασία της οδήγησης, αφού όσο λιγότερες είναι οι ταλαντώσεις τόσο πιο άνετοι είναι οι επιβαίνοντες. Στην συνέχεια του εδαφίου αναλύονται τύποι αναρτήσεων από το παρελθόν έως και σήμερα.

4.2. ΑΚΑΜΠΤΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

Η πιο παλιά μορφή ανάρτησης θεωρείται ο άκαμπτος άξονας. Θα πρέπει να σημειωθεί βέβαια ότι αυτή η διάταξη δεν εμπεριείχε ανάρτηση. Οι τροχοί ήταν άμεσα συνδεδεμένοι με τον άξονα, ο οποίος με την σειρά του ήταν συνδεδεμένος στο πλαίσιο με ποικίλους τρόπους (όμοια με τις άμαξες). Ο άξονας ονομάζεται «νεκρός» όταν σε αυτόν δεν μεταδίδεται κίνηση.



Εικόνα 15: Άκαμπτος άξονας.
[Πηγή: <https://www.autotriti.gr/>]

4.3. ΗΜΙΑΚΑΜΠΤΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

Σύγχρονες κατασκευές μικρών επιβατικών οχημάτων χρησιμοποιούν ως ανάρτηση τον ημιάκαμπτο άξονα τύπου γέφυρα, ο οποίος έχει τον ρόλο του σταθεροποιητή. Παράλληλα, με την χρήση του αυξάνεται η ευστάθεια του αυτοκινήτου και ιδιαίτερα στις στροφές. Η στερέωση των τροχών γίνεται επάνω στους βραχίονες, ενώ τα άκρα της «γέφυρας» ενός ημιάκαμπτου άξονα είναι κολλημένα δεξιά και αριστερά με συγκόλληση με δύο παράλληλους διαμήκεις χαλύβδινους βραχίονες. Στο επάνω μέρος της «γέφυρας» υπάρχουν στηρίγματα πρόσδεσης ειδικά διαμορφωμένα όπου μέσω ελαστικών εδράνων γίνεται στήριξη με κοχλίες στο αμάξωμα.

4.4. ΕΛΑΤΗΡΙΑ

Τα ελατήρια αποτελούν τον «σκελετό» μίας ανάρτησης. Η λειτουργία του ξεκινά με την αλλαγή του σχήματός του κατά την συμπίεσή του. Έπειτα, λειτουργεί ως αποθήκη της μηχανικής ενέργειας την οποία στην συνέχεια απελευθερώνει και επανέρχεται στο αρχικό του σχήμα. Ο συντελεστής σκληρότητας είναι χαρακτηριστικό κάθε ελατηρίου. Πιο συγκεκριμένα, ο συντελεστής σκληρότητας είναι ο αριθμός ο οποίος περιγράφει τον λόγο της δύναμης που προκαλεί παραμόρφωση στο ελατήριο προς το μέγεθος της προκαλούμενης παραμόρφωσης.

Ο συντελεστής σκληρότητας προκύπτει από τα παρακάτω δεδομένα κάθε ελατηρίου:

- Από τον συντελεστή ελαστικότητας του υλικού κατασκευής του.
- Από τον τρόπο παραμόρφωσής του.
- Από το είδος παραμόρφωσής του.

4.4.1. ΗΜΙΕΛΛΕΙΠΤΙΚΑ ΕΛΑΤΗΡΙΑ

Τα πρώτα ελατήρια που χρησιμοποιήθηκαν για τις αναρτήσεις των οχημάτων ήταν τα ημιελλειπτικά ελατήρια. Ωστόσο, σήμερα την χρήση τους την έχουν σε αποκλειστικότητα τα βαρέου τύπου οχήματα. Τα ημιελλειπτικά ελατήρια είναι μία σειρά χαλύβδινων ελασμάτων τοποθετημένα το ένα επάνω στο άλλο, ενώ στο μέσο τους τα συνδέει διαπερνώντας τα ένας κεντρικός πείρος. Τα ελάσματα μπορεί να είναι είτε ένα είτε περισσότερα, ενώ στα βαρέου τύπου οχήματα ο αριθμός τους ξεπερνά κάποιες φορές τα δέκα. Το σύνολο των ελασμάτων έχει συμπεριφορά ενιαίου δοκαριού, πιο χοντρό στο κέντρο και λεπτότερο στις άκρες, με ελαστικότητα αρκετά μεγαλύτερη από αυτή ενός ενιαίου συμπαγές κομματιού.

Σύμφωνα με τους Κωνσταντινίδη Κ. και Παπαδόπουλο Α. (2014), τα ημιελλειπτικά ελατήρια μπορούν να παίξουν και το ρόλο του ψαλιδιού μιας ανάρτησης, δηλαδή αποτελούν και το βραχίονα έδρασης του άξονα των τροχών χωρίς να χρειάζεται άλλο εξάρτημα. Επίσης, κατά την κάμψη των φύλλων δημιουργείται μία εσωτερική τριβή ανάμεσά τους η οποία οδηγεί σε απόσβεση των ταλαντώσεων αφού μετατρέπει την κινητική ενέργεια σε θερμότητα. Λόγω αυτού του φαινομένου τα πρώτα αυτοκίνητα δεν χρειάζονταν και δεν έκαναν χρήση επιπρόσθετων αμορτισέρ.

4.4.2. ΕΛΙΚΟΕΙΔΗ ΕΛΑΤΗΡΙΑ

Τα ελικοειδή ελατήρια τοποθετούνται μεταξύ του αμαξώματος και του άνω ή κάτω βραχίονα, ενώ έχουν την δυνατότητα να δέχονται μόνο θλιπτικά φορτία. Αποτελούνται από μία χαλύβδινη ράβδο κυκλικής διατομής η οποία έχει περιέλθει ελικοειδώς. Η δυνατότητα φόρτισής τους είναι άμεσα εξαρτημένη από τα εξής

- Την διάμετρο της χαλύβδινης ράβδου.
- Την διάμετρο του ελατηρίου.
- Τον αριθμό των σπειρών.

Το «απλό» ελατήριο είναι το πιο συνηθισμένο είδος ελατηρίου. Έχει σταθερό συντελεστή σκληρότητας ανεξάρτητα από το πόσο θα εκταθεί ή το πόσο θα συμπιεστεί. Όλες οι σπείρες του έχουν την ίδια διάμετρο, το ίδιο πάχος και ίδιο βήμα, ενώ η συμπεριφορά του είναι γραμμική. Όταν εφαρμόζοντας μία δύναμη στο ελατήριο αυτό μετατραπεί σε μεταλλικό συμπαγή κύλινδρο (δηλαδή όταν όλες οι σπείρες του ενωθούν μεταξύ τους), τότε το μήκος που θα έχει το ελατήριο θεωρείται το ελάχιστο. Γενικά, επειδή κάτι τέτοιο δεν είναι επιθυμητό, τα ελατήρια διαθέτουν «στόπερ» (ελαστικά τακάκια), τα οποία εμποδίζουν να συμβεί αυτό και δρουν πριν τον τερματισμό.

Ο συντελεστής σκληρότητας στα ελικοειδή ελατήρια είναι μεταβλητός. Η κατασκευή του ελικοειδούς ελατηρίου είναι τέτοια ώστε να υπάρχει αρκετή απόσταση μεταξύ των σπειρών του στην μέση και να έχουν πιο πυκνή διάταξη στις άκρες του. Έτσι, κατά την συμπίεση του ελικοειδούς ελατηρίου παρατηρείται έδραση των σπειρών στα άκρα του, ενώ το κεντρικό τμήμα του ελατηρίου συνεχίζει να λειτουργεί. Έτσι, μετά τα πρώτα εκατοστά «μαλακής» βύθισης το τμήμα του ελατηρίου που συνεχίζει να λειτουργεί, δηλαδή το κεντρικό, έχει συμπεριφορά σκληρότερου ελατηρίου.

Πλέον υπάρχουν πολλών ειδών ελατήρια που εκτός από την συνηθή κυλινδρική τους μορφή μπορεί να είναι κωνικά ή οβάλ και η χρήση τους γίνεται ανάλογα με τις ανάγκες κάθε συστήματος.



Εικόνα 16: Διάφοροι τύποι ελατηρίων
[Πηγή: <https://www.springs.gr/wp/>]

4.5. ΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟΣ

Η στρεπτική ράβδος είναι ένα σχετικά μακρύ μεταλλικό εξάρτημα το οποίο συνηθέστερα έχει κυκλική διατομή. Η στρεπτική ράβδος είναι ένα εξάρτημα λοιπόν το οποίο έχει κατασκευαστεί από ειδικό ατσάλι ελατηρίων. Το ένα άκρο της είναι στερεωμένο στο σασί του αυτοκινήτου, ενώ στο άλλο είναι προσαρμοσμένος ένας βραχίονας. Στο άκρο του βραχίονα ωστόσο βρίσκεται ο τροχός του αυτοκινήτου ο οποίος λόγω της κίνησής του αναγκάζει την στρεπτική ράβδο να υπόκειται σε στρεπτικές ροπές.

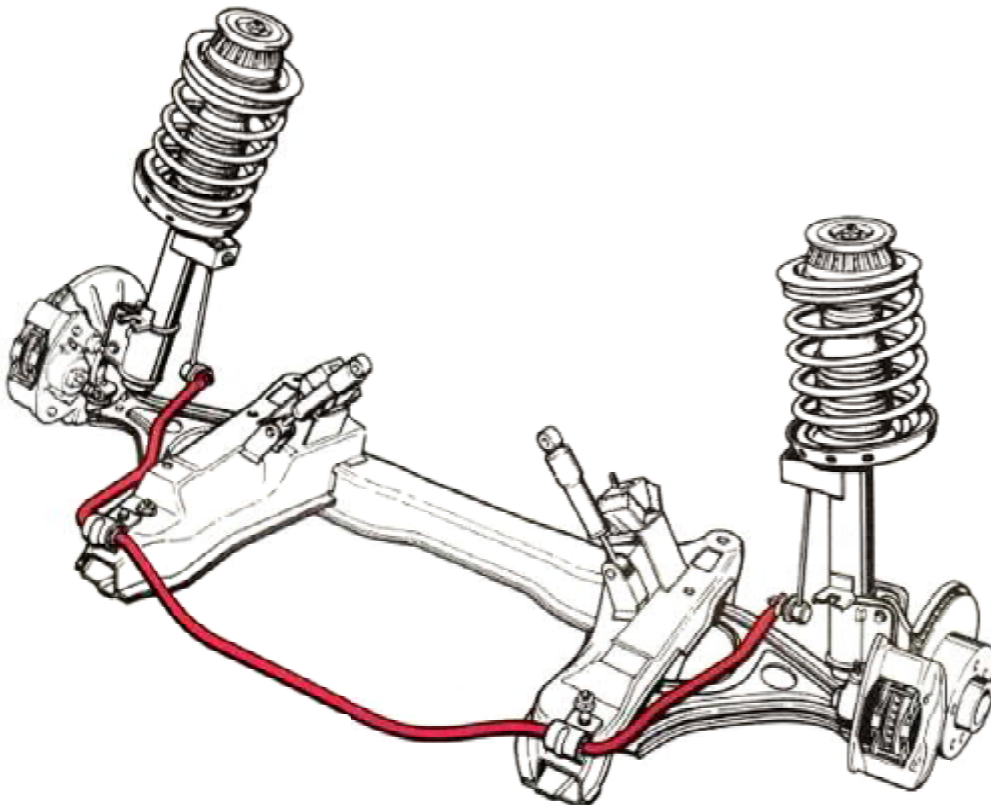
Η χρήση των στρεπτικών ράβδων έχει τα ακόλουθα πλεονεκτήματα:

- Μικρό βάρος.
- Ευκολία στην τοποθέτησή τους σε χαμηλά σημεία του πλαισίου.

Η χρήση των στρεπτικών ράβδων ξεκίνησε την δεκαετία του 1930 και του 1940 με πρωταρχική χρήση σε αγωνιστικά αυτοκίνητα. Έπειτα έγινε χρήση τους στα αυτοκίνητα παραγωγής, ενώ σήμερα χρησιμοποιούνται στην ανεξάρτητη εμπροσθεν ανάρτηση κάποιων τετρακίνητων αυτοκινήτων αλλά και στην πίσω ανάρτηση αρκετών μπροστινοκίνητων.

4.6. ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΙΚΗ ΡΑΒΔΟΣ

Μετά την καθιέρωση των «ανεξάρτητων» αναρτήσεων όπου η κίνηση του δεξιού και του αριστερού τροχού έγινε ανεξάρτητη, τότε αυξήθηκε η συχνότητα χρήσης της «μπάρας εξισορρόπησης». Ωστόσο, με την χρήση αυτών των αναρτήσεων το όχημα έπαιρνε μεγάλες κλίσεις. Τέτοιες μεγάλες κλίσεις καλείται να θέσει σε περιορισμό η αντιστρεπτική ράβδος.



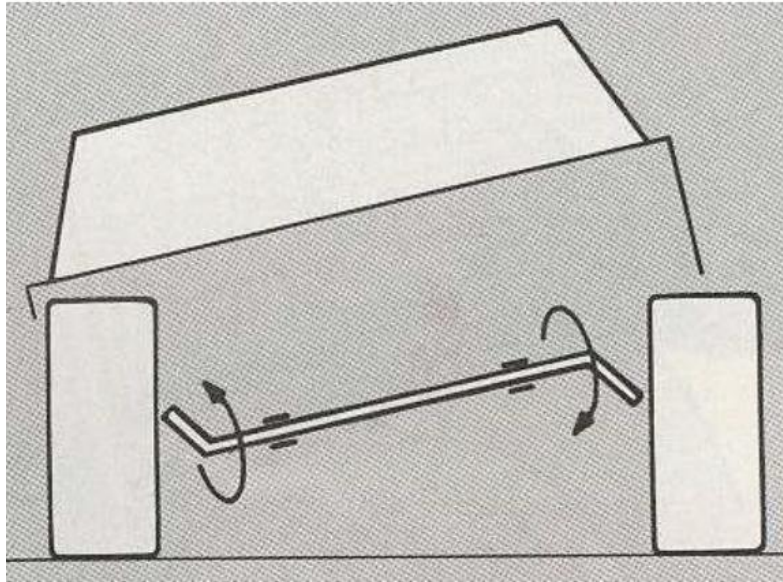
Εικόνα 17: Αντιστρεπτική οδός
[Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

Η στρεπτική ράβδος είναι μία ράβδος της οποίας η στήριξη στο σασί γίνεται μέσω δύο αρθρώσεων εντός των οποίων έχει την δυνατότητα να περιστρέφεται ελεύθερα. Τα άκρα της ράβδου είναι συνδεδεμένα με μία ανάρτηση. Κατά την διάρκεια μίας στροφής του οχήματος το ένα άκρο ανεβαίνει ενώ ταυτόχρονα το άλλο κατεβαίνει. Αυτό αναγκάζει την ράβδο να στραφεί γύρω από τον εαυτό της, πράγμα στο οποίο αντιστέκεται. Για τον περιορισμό των κλίσεων του αυτοκινήτου θα πρέπει να γίνει κατάλληλη επιλογή των χαρακτηριστικών της ράβδου από τον εκάστοτε μηχανικό.

Τα χαρακτηριστικά της ράβδου που επηρεάζουν την κλίση του αμαξώματος είναι τα ακόλουθα:

- Η διάμετρος της ράβδου.
- Τα άκρα της ράβδου.

Γενικά, όσο πιο κοντά είναι τα άκρα της ράβδου και όσο πιο μεγάλη είναι η διάμετρός της, τόσο πιο περιορισμένη είναι η κλίση του οχήματος.



Εικόνα 18: Αντιστρεπτική δοκός σε στροφή
[Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

4.7. ΤΥΠΟΙ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ

Μέχρι στιγμής έχει γίνει αναφορά μόνο στα ελαστικά μέρη των αναρτήσεων, δηλαδή τα μέρη που δέχονται συμπίεση, αποσυμπίεση και γενικά παραμορφώνονται έτσι ώστε να προσαρμοστούν στο οδόστρωμα. Ωστόσο, δεν έχει γίνει καμία αναφορά στα μηχανικά σύνολα (αρθρώσεις, ψαλίδια κ.λπ.). Οι μηχανισμοί που έχουν επινοηθεί μέχρι σήμερα από τους ερευνητές είναι απεριόριστοι. Για τον λόγο αυτό στην συνέχεια του εδαφίου θα γίνει αναφορά μόνο στα κυριότερα συστήματα.

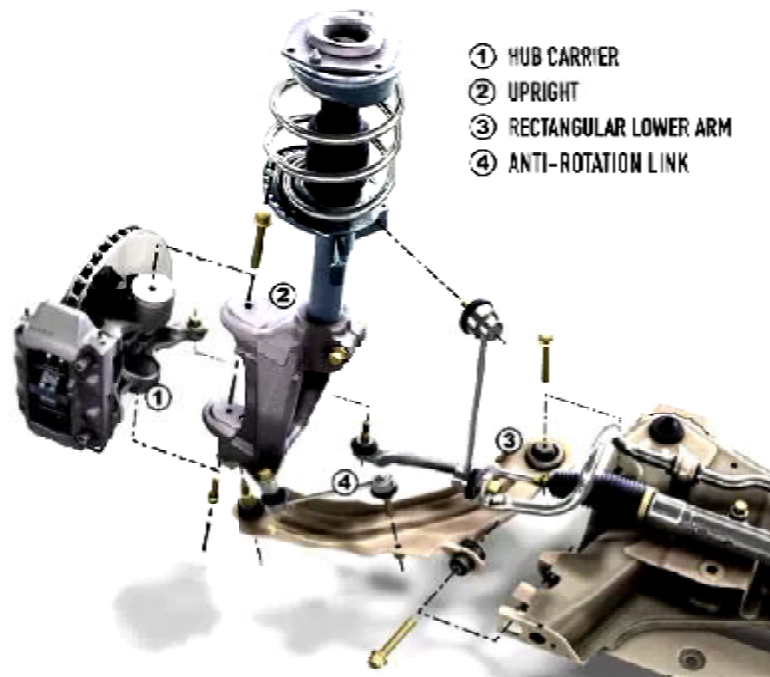
4.7.1. ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΓΟΝΑΤΑ ΜΑΚ-ΦΕΡΣΟΝ («MAC-PHERSON»)

Η πιο διαδομένη ανάρτηση σήμερα είναι τα Γόνατα Μακ – Φέρσον. Η χρήση τους ενδείκνυται ιδιαίτερα στα μπροστινοκίνητα αυτοκίνητα τόσο για την εμπροσθεν όσο και για τη όπισθεν ανάρτηση. Αυτό το σύστημα ανάρτηση κάνει χρήση μόνο ενός αρθρωτού διχαλωτού (ψαλίδι), το οποίο κάνει την σύνδεση του σασί με το κάτω μέρος του φορέα του τροχού. Στο επάνω μέρος υπάρχει μία τηλεσκοπική κατακόρυφη αντηρίδα εντός της οποίας βρίσκονται τα αμορτισέρ και την περιβάλλει ένα μακρύ σπειροειδές ελατήριο. Το κάτω μέρος της τηλεσκοπικής αντηρίδας είναι ενσωματωμένο με τον φορέα του άξονα, ενώ στο επάνω μέρος της στερεώνεται μία σχεδιασμένη πυργοειδής εσοχή του ενοποιημένου την σημερινή εποχή σασο – αμαξώματος.

Τα πλεονεκτήματα της ανάρτησης με Γόνατα Μακ – Φέρσον είναι τα ακόλουθα:

- Καταλαμβάνουν μικρό χώρο.
- Είναι σχετικά απλά συστήματα.
- Παρουσιάζουν αξιόλογη οδική συμπεριφορά.

Μοναδικό του μειονέκτημα αποτελεί η μη ικανοποιητική ακαμψία υπό μεγάλες καταπονήσεις.



Εικόνα 19: Ανάρτηση με Γόνατα Μακ – Φέρσον
[Πηγή: <https://www.autoblog.gr/2012/>]

4.7.2. ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΜΕ ΔΙΠΛΑ ΨΑΛΙΔΙΑ

Ενώ τα Γόνατα Μακ – Φέρσον έχουν κάνει «κατάληψη» στον χώρο κατασκευής των επιβατηγών αυτοκινήτων, δεν έχουν καταφέρει να εκτοπίσουν τα Διπλά Τριγωνικά Ψαλίδια από τον χώρο κατασκευής αγωνιστικών αυτοκινήτων αλλά και γενικά οχημάτων με εξαιρετικά υψηλές επιδόσεις. Αυτόν τον τύπο ανάρτησης λοιπόν τον αποτελούν βραχίονες διχαλωτού σχήματος που θυμίζει πολύ το ελληνικό γράμμα λάμδα στην κεφαλαία του μορφή (Λ). η ανάρτηση κάθε τροχού διαθέτει δύο ψαλίδια (ένα πάνω – ένα κάτω) και διαθέτουν δύο σκέλη (πόδια) το κάθε ένα που αποτελούν την βάση κάθε ψαλιδιού.

Τα δύο σκέλη είναι συνδεδεμένα αρθρωτά σε ένα σταθερό σημείο του σασί, ενώ στην κορυφή του το κάθε ένα ψαλίδι διαθέτει ένα αρθρωτό σύνδεσμο με τον οποίο συνδέεται με τον φορέα του άξονα του τροχού.



Εικόνα 20:Ανάρτηση με διπλά ψαλίδια.
[Ραξή, 2012]

Τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν οι αναρτήσεις με διπλά ψαλίδια είναι τα εξής:

- Επίτευξη μεγάλης ακαμψίας.
- Ιδιαίτερα ελαφριά.
- Άριστος έλεγχος θέσης των τροχών.

Ωστόσο μειονεκτούν όσον αφορά τα ακόλουθα:

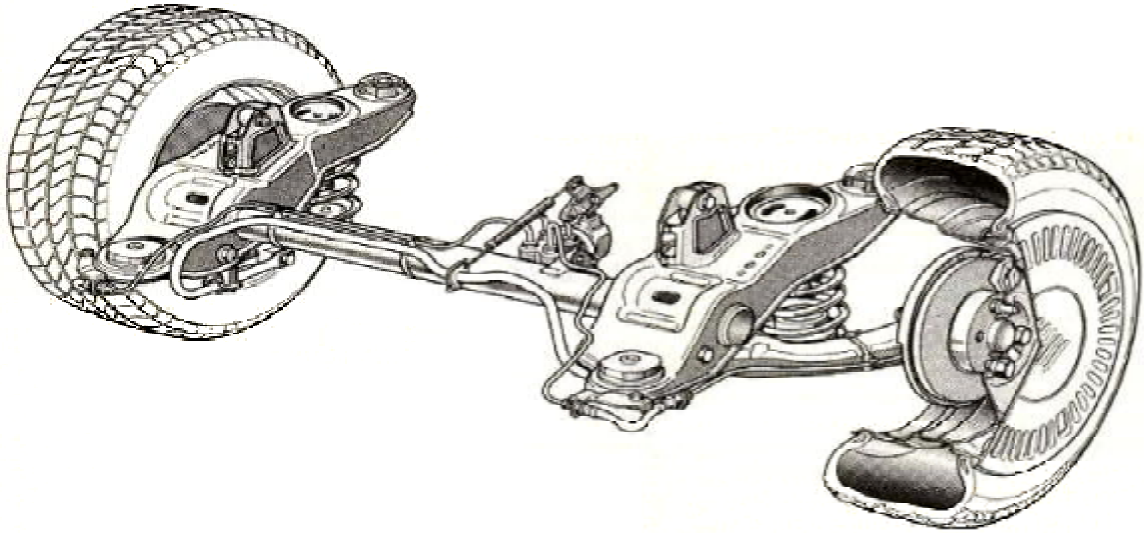
- Κατάληψη μεγάλου χώρου.
- Απαιτήση μεγάλου μήκους των ψαλιδιών για να δείξουν τις δυνατότητές τους.

4.7.3. ΥΣΤΕΡΟΥΝΤΕΣ ΚΑΙ ΗΜΙΥΣΤΕΡΟΥΝΤΕΣ ΒΡΑΧΙΟΝΕΣ

Οι Υστερούντες Βραχίονες είναι ένας ακόμη τρόπος στήριξης των τροχών και κατά κύριο λόγο χρησιμοποιούνται στο πίσω μέρος των αυτοκινήτων. Σύμφωνα με τους Κωνσταντινίδη Κ. και Παπαδόπουλο Α. (2014), στην διάταξη αυτή, οι τροχοί είναι συνδεδεμένοι στο άκρο ενός απλού αρθρωτού βραχίονα, ο οποίος θα μπορεί να ανεβοκατεβαίνει περιστρεφόμενος γύρω από το άλλο άκρο που συνδέεται με μία εγκάρσια άρθρωση με το αυτοκίνητο.

Οι βραχίονες που είναι παράλληλοι με το αυτοκίνητο ονομάζονται «υστερούντες» βραχίονες (trailing arm suspension), ενώ οι βραχίονες που είναι κάθετοι ή λοξοί στο σχετικό με το αυτοκίνητο ονομάζονται «ημιυστερούντες» βραχίονες.

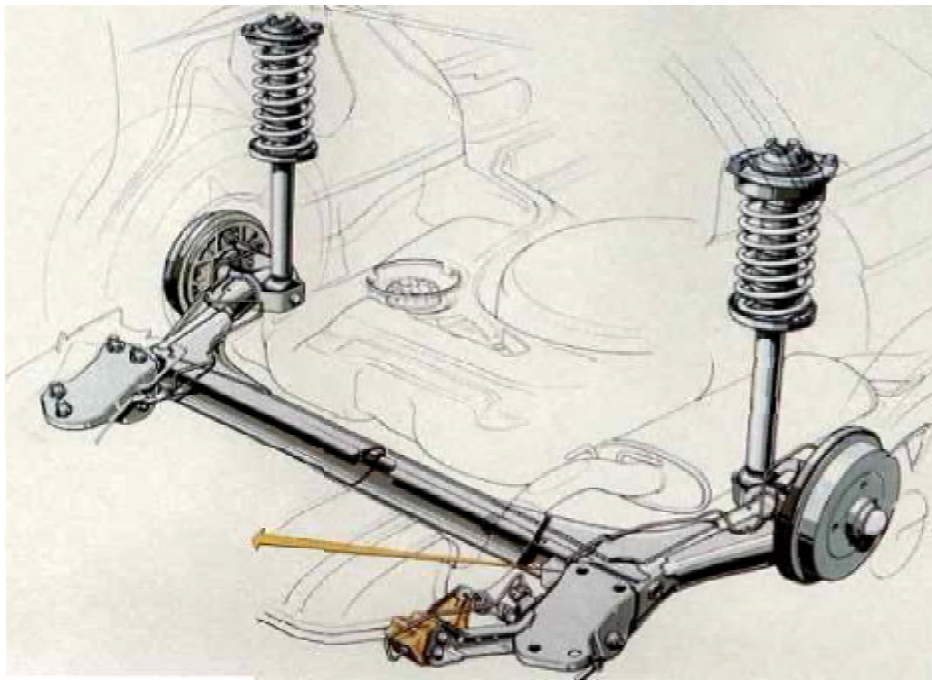
Η χρήση των βραχιόνων σαν τρόπος στήριξης των τροχών πλεονεκτεί στο γεγονός ότι απαιτεί ελάχιστο χώρο (κέδρος χώρου για τις αποσκευές). Ωστόσο, όσον αφορά την οδηγική συμπεριφορά του οχήματος μειονεκτεί στο ότι παίρνει την κλίση του οχήματος στις στροφές. Αυτό το μειονέκτημα μπορεί να βελτιωθεί ακόμα και να εξαλειφθεί εάν η κατασκευή τους έχει μελετηθεί προσεκτικά. Θ πρέπει ωστόσο να σημειωθεί ότι οι ημιυστερούντες βραχίονες είναι συστατικό πολλών επιτυχημένων αναρτήσεων του πίσω μέρους του αυτοκινήτου και ιδιαίτερα σε πισωκίνητα και βαρέα τύπου οχήματα.



Εικόνα 21: Ημιστερούντες βραχίονες ανάρτησης
[Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

Η πίσω ανάρτηση σε σχήμα Π αποτελεί παραλλαγή των υστερούντων βραχιόνων. Η λειτουργία της βασίζεται στην κάμψη της γεγόνος που την κάνει ιδιαίτερη. Ουσιαστικά χαρακτηρίζεται ως ημιανεξάρτητη ανάρτηση. Η ιδιαίτερη προτίμηση που της έχουν οι κατασκευαστές οχημάτων οφείλεται στο γεγονός ότι έχει την ικανότητα συμπεριφοράς ως αντιστρεπτική δοκός χωρίς να υφίσταται αντιστρεπτική κάτω από το σασί και λόγω του μικρού χώρου που καταλαμβάνει.

Η χρήση της ολοένα και αυξάνεται και κυρίως σε οχήματα μικρής κατηγορίας, ενώ η οδική της συμπεριφορά είναι ιδιαίτερα εντυπωσιακή.



Εικόνα 22: Πίσω ανάρτηση σε σχήμα Π
[Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

4.8. ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ ΠΙΣΩ ΤΡΟΧΩΝ

Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο οι αναρτήσεις αποτελούν ένα είδος ελαστικού συνδέσμου που διαχωρίζει τις αναρτημένες με τις μη αναρτημένες μάζες ενός οχήματος. Η χρήση των αναρτήσεων γίνεται με στόχο την μείωση των ταλαντώσεων που φτάνουν στο αμάξωμα. Ωστόσο, υπάρχουν τύποι αναρτήσεων που η χρήση τους ενδείκνυται για εφαρμογή κατά κύριο λόγο στον πίσω άξονα των οχημάτων. Στην συνέχεια της παρούσας πτυχιακής εργασίας γίνεται αναφορά σε αυτούς τους τύπους αναρτήσεων.

4.8.1. ΑΚΑΜΠΤΟΙ – ΗΜΙΑΚΑΜΠΤΟΙ ΑΞΟΝΕΣ

Οι άκαμπτοι – ημιάκαμπτοι άξονες είναι διατάξεις αναρτήσεων που εφαρμόζονται κατά κύριο λόγο στον πίσω άξονα των οχημάτων. Ακολουθεί η αναφορά των δύο βασικών τύπων άκαμπτων – ημιάκαμπτων αξόνων.

4.8.1.1. Άξονας Ντε-Ντιον

Ο άξονας Ντε-Ντιόν αποτελεί μία διάταξη ανάρτησης η οποία εφαρμόζεται ειδικότερα σε πισωκίνητα οχήματα και πιο συγκεκριμένα στον πίσω άξονά τους. Ένας άκαμπτος άξονας αποτελεί τον «σκελετό» της διάταξης αυτής. Το κιβώτιο ταχυτήτων μαζί με το διαφορικό συνδέονται σταθερά με το πλαίσιο, ενώ η συγκράτηση των τροχών γίνεται με έναν σχετικά ελαφρύ άξονα. Η μετάδοση κίνησης στους τροχούς γίνεται με ημιαξόνια.

Η χρήση του άξονα Ντε-Ντιόν είχε καθιερωθεί στα αυτοκίνητα παλιάς τεχνολογίας καθώς είχε το πλεονέκτημα ότι προσέφερε καλό πάτημα των τροχών στο οδόστρωμα και παράλληλα καλή γεωμετρία.



Εικόνα 23: Άξονας Ντε-Ντιόν

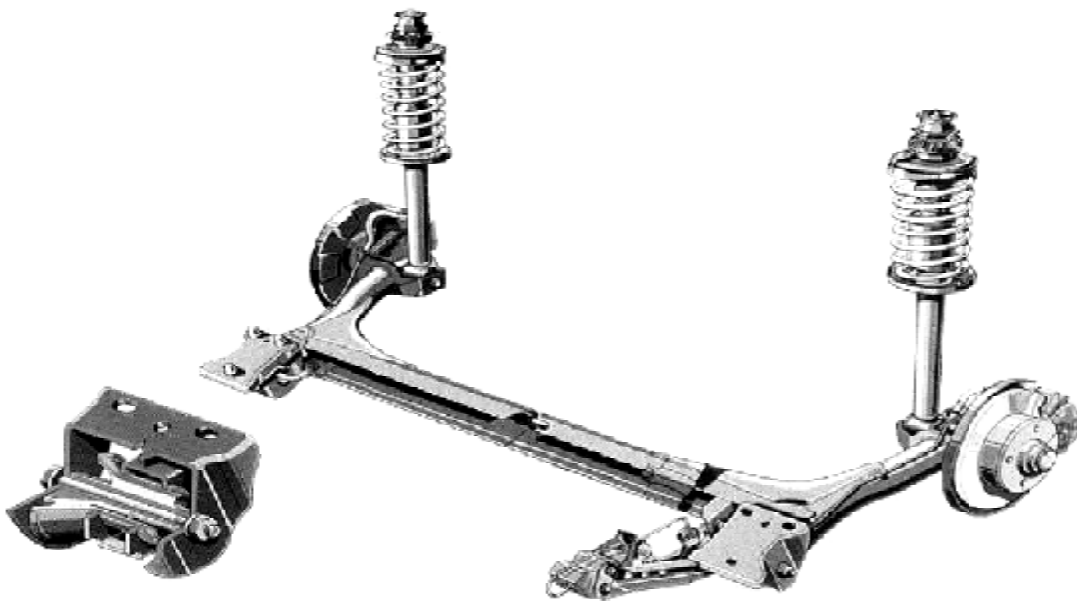
[Πηγή: https://www.caroto.gr/static/media/2009/03/f1_resize.jpg]

Ο άξονας Ντε-Ντιόν έπαψε να χρησιμοποιείται στην κατασκευή των επιβατηγών αυτοκινήτων μετά την εμφάνιση των ανεξάρτητων συστημάτων πίσω ανάρτησης. Ωστόσο η χρήση τους συνεχίζεται σε φορτηγά οχήματα. Αναφορικά, η σειρά 75 της Alfa Romeo ήταν το

τελευταίο αυτοκίνητο το οποίο χρησιμοποίησε πίσω ανάρτηση Ντε-Ντιόν. Ωστόσο, αυτή την διάταξη εξακολουθεί να υιοθετεί η Mercedes στο μοντέλο smart for two.

4.8.1.2. Ημιάκαμπτοι άξονες

Η στρεπτική δοκός αποτελεί μία παραλλαγή του άκαμπτου άξονα και είναι ευρέως γνωστή ως ημιάκαμπτος άξονας. Αυτό το σύστημα ανάρτησης περιλαμβάνει δύο υστερούντες βραχίονες οι οποίοι στο μέσο τους συνδέονται εγκάρσια με μία δοκό της οποίας η αντοχή σε στρέψη είναι υπολογισμένη αυστηρά. Έτσι επιτυγχάνεται μία ανάρτηση μικρού βάρους με ροπή αδρανείας σχεδόν όμοια με αυτή των υστερούντων βραχιόνων αλλά ταυτόχρονα με βελτιωμένο το πρόβλημα μεταβολής του κάμπερ ισόποσα με την κλίση που παίρνει το αμάξωμα στις στροφές. Το πρόβλημα βελτιώνεται λόγω της στρεπτικής αλληλεπιδράσεις των βραχιόνων εξαιτίας της εγκάρσιας συνδετικής δοκού.



Εικόνα 24: Ημιάκαμπτος άξονας πίσω τροχών αυτοκινήτου με μπροστινή κίνηση
[Κωνσταντινίδης και Παπαδόπουλος, 2014]

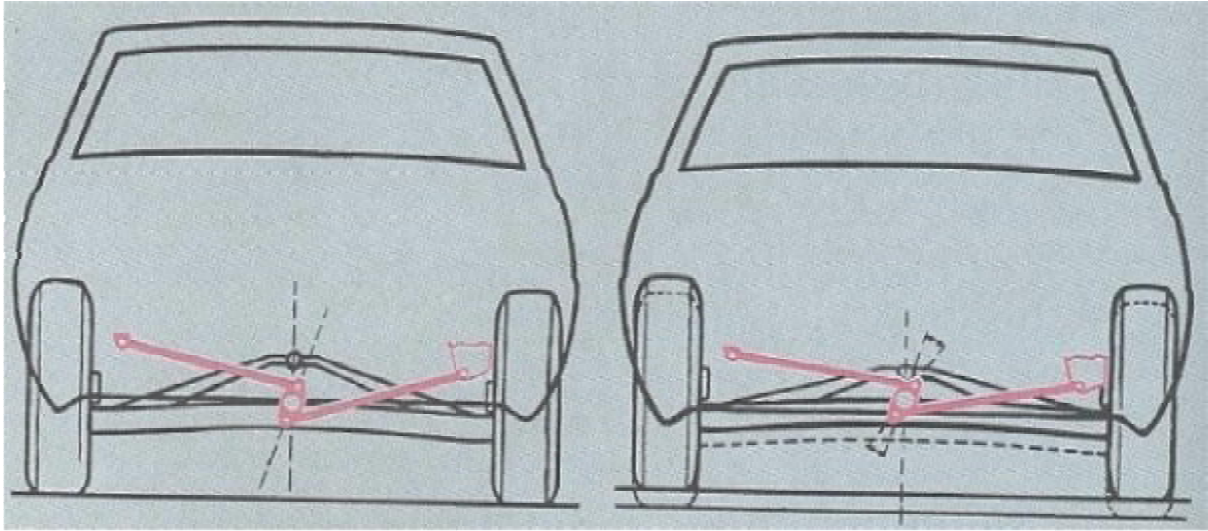
Τα φορτία που δέχεται κάθε ένας τροχός δεν έχουν αποκλειστική επίδραση σε μία άρθρωση βραχίονα και ένα αμορτισέρ, αλλά μοιράζονται στην στήριξη και των δύο τροχών. Έτσι ολόκληρη η κατασκευή γίνεται πιο ελαφριά και παράλληλα είναι ανθεκτική στα πλευρικά φορτία. Επιπλέον, το σύστημα είναι πολύ εύκολο στην κατασκευή του και ιδιαίτερα οικονομικό. Μία επιπλέον παραλλαγή του ημιάκαμπτου άξονα αποτελείται από έκκεντρες αρθρώσεις των βραχιόνων, γεγονός που κάνει επιτρεπτή την στρέψη δεξιά – αριστερά ολόκληρου του «γκρουπ». Έτσι βελτιώνεται η ευστάθεια του πίσω τμήματος του οχήματος και ιδιαίτερα στην κίνησή του σε ευθείες όταν το οδόστρωμα είναι μη ομαλό.

4.8.2. ΟΙ ΓΕΝΝΗΤΡΙΕΣ ΘΕΣΗΣ ΚΑΙ ΟΔΕΥΣΗΣ

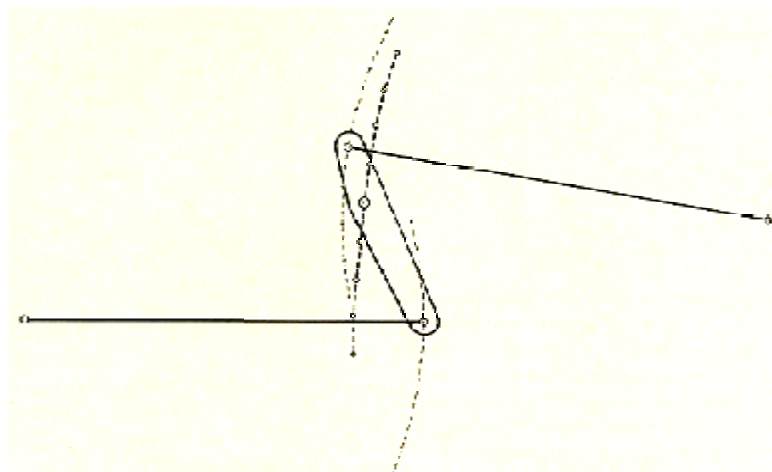
Ο μηχανισμός ο οποίος κάνει παραλαβή ενός σώματος από την θέση Α και έπειτα το μεταφέρει στη θέση Β, οπουδήποτε και αν είναι αυτή, ονομάζεται «Γεννήτρια Θέσης», ενώ

«Γεννήτρια Όδευσης» ονομάζεται η μηχανική διάταξη η οποία κάνει μεταφορά ενός σημείου από την θέση Α μέχρι την θέση Β με συγκεκριμένο τρόπο για να γίνει η μετάβαση αυτή μέσα από ενδιάμεσες, καθορισμένες θέσεις.

Ο βραχίονας αποτελεί μία από τις πιο απλές γεννήτριες θέσης ή όδευσης. Το ένα άκρο του βραχίονα είναι αρθρωμένο σε έναν πείρο και στο άλλο άκρο του βραχίονα είναι σταθερά προσαρμοσμένο το αντικείμενο το οποίο θα μετακινηθεί. Στην περίπτωση που μελετάμε, δηλαδή στις αναρτήσεις, το προς μετακίνηση αντικείμενο είναι ο τροχός. Θα πρέπει ωστόσο να αναφέρουμε πως όταν η κίνηση του βραχίονα γίνεται σε επίπεδο που είναι παράλληλο στον τροχό, τότε αναφερόμαστε σε διαμήκη βραχίονα. Στην περίπτωση που η κίνηση του βραχίονα γίνεται σε επίπεδο κάθετο στον τροχό, τότε αναφερόμαστε σε αιωρούμενο βραχίονα.



Εικόνα 25: Γεννήτρια ευθύγραμμης όδευσης
[Πηγή: <http://iceal.wikidot.com/>]



Εικόνα 26: Γεννήτρια ευθύγραμμης όδευσης
[Πηγή: <http://iceal.wikidot.com/anartiseis-piso-trochon>]

Ο σύνδεσμος Βατ είναι ουσιαστικά μία κλασική γεννήτρια όδευσης «ευθείας γραμμής». Η χρήση του είναι αποτελεσματική για την διαμήκη στήριξη άκαμπτων αξόνων και η οικογένεια στην οποία ανήκει είναι αυτή των μηχανισμών τεσσάρων αρθρωτών ράβδων. Θα πρέπει ωστόσο να αναφέρουμε ότι η χρήση του έχει τα βέλτιστα αποτελέσματα σε

εγκάρσιες στηρίξεις άκαμπτων αξόνων. Όταν για την εγκάρσια στήριξη χρησιμοποιείται ράβδος Πανάρ, έχει παρατηρηθεί πως ο άξονας μετατοπίζεται πλευρικά κατά την συμπίεση της ανάρτησης, πρόβλημα που αντιμετωπίζεται αποτελεσματικά με την άρθρωση ενός συνδέσμου Βατ επάνω στο διαφορικό. Σε μία τέτοια περίπτωση όμως παρατηρείται αύξηση του κόστους των υλικών και της συναρμολόγησης.



Εικόνα 27: Πίσω ανάρτηση με σύνδεσμο Βατ.
[Πηγή: Μαρινόπουλος, 2009]



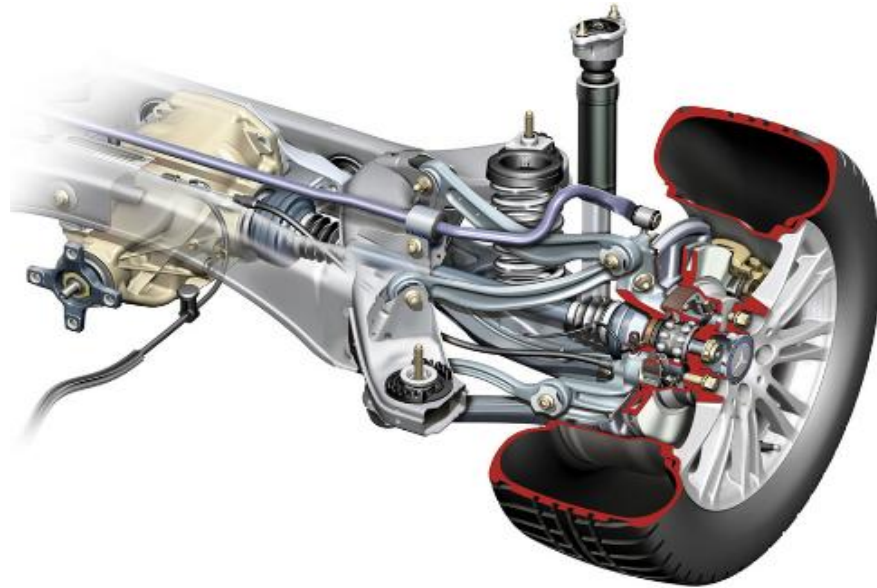
Εικόνα 28: Ενισχυμένη ράβδος Πανάρ.
[Πηγή: Μαρινόπουλος, 2009]

4.8.3. ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΠΟΛΛΑΠΛΩΝ ΣΥΝΔΕΣΜΩΝ

Η ανάρτηση πολλαπλών συνδέσμων (multi-link suspension) είναι μία ανάρτηση που αποτελείται από διπλά ψαλίδια, τα οποία είναι χωρισμένα σε δύο βραχίονες (στο σύνολο τέσσερις) ενώ κάποιες φορές γίνεται προσθήκη και ενός πέμπτου. Οι βραχίονες είναι υπεύθυνοι για μία συγκεκριμένη ο καθένας παράμετρο της κίνησης και της θέσης του τροχού (μεταβολή γωνίας κάμπερ, εγκάρσια τοποθέτηση, διαμήκης σταθερότητα κ.λπ.).

Η απόσταση μεταξύ του τροχού και του διαμήκη άξονα του αυτοκινήτου δεν είναι σταθερή. Αυτό συμβαίνει διότι αν υπάρξει μεταβολή της γωνίας κάμπερ ενός τροχού και ταυτόχρονα διατήρηση του κέντρου του τροχού σε σταθερή απόσταση ως προς το αυτοκίνητο, τότε θα παρουσιαστεί πλησίασμα ή απομάκρυνση ανάμεσα στα πέλματα των απέναντι τροχών γεγονός καθόλου ευχάριστο όσον αφορά τα ελαστικά. Σε έναν τέτοιο μηχανισμό θα πρέπει να είναι δυνατή η συνεργασία μεταξύ των βραχιόνων χωρίς να

παρεμποδίζουν ο ένας την δουλειά του άλλου. Παράλληλα, η θέση και το σχήμα τους θα πρέπει να είναι τέτοια ώστε να δίνεται η δυνατότητα στον σχεδιαστή να τοποθετήσει και άλλα εξαρτήματα στο όχημα.



Εικόνα 29: Ανάρτηση πολλαπλών συνδέσμων στο μοντέλο 2010 E-Class της Mercedes-Benz
[Πηγή: Tudor, 2009]

4.9. ΕΝΕΡΓΗΤΙΚΕΣ ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ

4.9.1. ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΑ ΕΛΕΓΧΟΜΕΝΕΣ ΑΝΑΡΤΗΣΕΙΣ

Στη κατηγορία των ενεργητικών αναρτήσεων ανήκουν οι ηλεκτρονικά ελεγχόμενες αναρτήσεις. Σε αυτή την κατηγορία αναρτήσεων λοιπόν πραγματοποιείται συνεχής επίβλεψη της κίνησης των εν λόγω διατάξεων με την χρήση αισθητήρων. Η επικοινωνία ανάμεσα στους αισθητήρες και στις ανάλογες μονάδες ελέγχου γίνεται μέσω του δικτύου Can-bus.

Η λειτουργία των ηλεκτρονικά ελεγχόμενων αναρτήσεων έχει ως εξής. Οι αισθητήρες έχουν την δυνατότητα να «διαβάζουν» την κλίση του αμαξώματος στις στροφές και στην συνέχεια να πραγματοποιούν διαβίβαση των σχετικών δεδομένων στην ανάλογη ηλεκτρονική μονάδα. Η ηλεκτρονική μονάδα που λαμβάνει τα δεδομένα αυτά, τα επεξεργάζεται και έπειτα «διατάζει» τους «ενεργοποιητές» να δράσουν ανάλογα. Θα πρέπει ωστόσο να αναφέρουμε ότι με τον όρο «ενεργοποιητές» γίνεται αναφορά σε ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες οι οποίες έχουν την δυνατότητα μεταβολή της σκληρότητας των αμορτισέρ με έλεγχο της παροχής του αέρα στον θάλαμό τους.

Στις δεξαμενές των συμπιεστών παραγωγής αέρα η τιμή της πίεσης κυμαίνεται περίπου στα 10 έως 20 bar. Ωστόσο, για την αντίληψη του μεγέθους της κάθετης φόρτισης χρειάζονται μερικοί αισθητήρες επιπλέον. Η τοποθέτηση των αισθητήρων αυτών γίνεται στους άξονες του οχήματος. Το σύνολο λοιπόν των δεδομένων που δέχονται οι αισθητήρες, δίνει την δυνατότητα αναγνώρισης των συνθηκών οδήγησης και κατ' επέκταση προσαρμογή και ρύθμιση της ανάρτησης με βάσει αυτά τα δεδομένα.

Παρόλο που οι ηλεκτρονικά ελεγχόμενες αναρτήσεις είναι μία σύγχρονη μέθοδος βελτίωσης της οδήγησης, είναι ιδιαίτερα ακριβή. Αυτός είναι και ο λόγος που η χρήση αυτού του τύπου ανάρτησης γίνεται συνθηθέστερα σε πολυτελή αυτοκίνητα (Audi A8, BMW 7 και Mercedes Benz S-Class).

Η Mercedes Benz είναι ανάμεσα στους πρωτοπόρους στα συστήματα αερανάρτησης. Πιο συγκεκριμένα, το 1998 παρουσίασε το μοντέλο S-Class το οποίο ήταν εξοπλισμένο με το σύστημα Airmatic. Το Airmatic σε συνδυασμό με το ADS (Adaptive Damping System), ελέγχονται από ταχύτατους μικροεπεξεργαστές οι οποίοι έχουν την δυνατότητα να μεταβάλλουν την ρύθμιση του αμορτισέρ σε χρόνο πιο λίγο από 0,05 sec. Χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι και το μοντέλο SL το οποίο περιλαμβάνει δύο προγράμματα, το Comfort και το Sport.

Το πρόγραμμα Sport δίνει την δυνατότητα μείωσης του ύψους του αμαξώματος από το έδαφος έως και 15 mm σε ταχύτητες άνω των 100 km/h. Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται μεγάλη σταθερότητα του αμαξώματος στο έδαφος ακόμα και σε υψηλές ταχύτητες. Αντίθετα με το πρόγραμμα Sport το οποίο μειώνει το ύψος του αμαξώματος από το έδαφος, το πρόγραμμα Comfort αυξάνει αυτό το ύψος έως και 50 mm. Η χρήση του προγράμματος γίνεται σε μη ομαλά οδοστρώματα με στόχο την προστασία του αμαξώματος από τους κραδασμούς.

Παρόμοιου τύπου συστήματα έχουν χρησιμοποιηθεί τα τελευταία χρόνια κι σε πολυτελή SUV για την αύξηση της άνεσης των επιβαινόντων σε διαδρομές εκτός δρόμου. Η Volvo κάνει χρήση του Four-C, το οποίο είναι ένα σύστημα ηλεκτρονικά ελεγχόμενης ανάρτησης. Η συνεργασία του συστήματος αυτού λοιπόν με τους αισθητήρες επίβλεψης κίνησης, επιτυγχάνουν την επίβλεψη της κίνησης του κάθε ενός αμορτισέρ ξεχωριστά, ενώ για να τοποθετηθεί το σύστημα αυτό πρέπει να συνδυαστεί με το ηλεκτρονικό σύστημα ευστάθειας DSTC.

Η ηλεκτρονική μονάδα Four-C μπορεί να λάβει από τους αισθητήρες ακόμα και πληροφορίες το δευτερόλεπτο, λόγω της τοποθέτησης επιπρόσθετων αισθητήρων επιτάχυνσης και του συστήματος διεύθυνσης. Η μεταβολή των ρυθμίσεων των αμορτισέρ μπορεί να πραγματοποιηθεί σε χρόνο λιγότερο από 1/25 του δευτερολέπτου. Για την μεταβολή των κινήσεων του αμαξώματος, δηλαδή της οδικής συμπεριφοράς του οχήματος αρκεί το πάτημα ενός κουμπιού από τον οδηγό. Τα προγράμματα που δύνανται να επιλέξει είναι τα τρία ακόλουθα:

- Το Comfort (μαλακότερη ρύθμιση ανάρτησης).
- Το Sport (σκληρότερη ρύθμιση ανάρτησης).
- Το Advanced (ακόμα πιο σκληρή ρύθμιση-υψηλές απαιτήσεις).



Εικόνα 30: Ηλεκτρονικά ελεγχόμενες αναρτήσεις.
[Πηγή: <http://www.tosynergeio.gr/>]

5. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΑΝΑΡΤΗΣΗΣ

Στο κεφάλαιο αυτό, θα αναλυθεί η γεωμετρία των αναρτήσεων. Πιο συγκεκριμένα, θα πραγματοποιηθεί αναφορά στα κέντρα περιστροφής των διάφορων τύπων αναρτήσεων καθώς αποτελούν το βασικό χαρακτηριστικό της γεωμετρίας τους. Ως κέντρο περιστροφής ορίζεται ο διαμήκης άξονας γύρω από τον οποίο περιστρέφεται ή παίρνει κλίση το αμάξωμα.

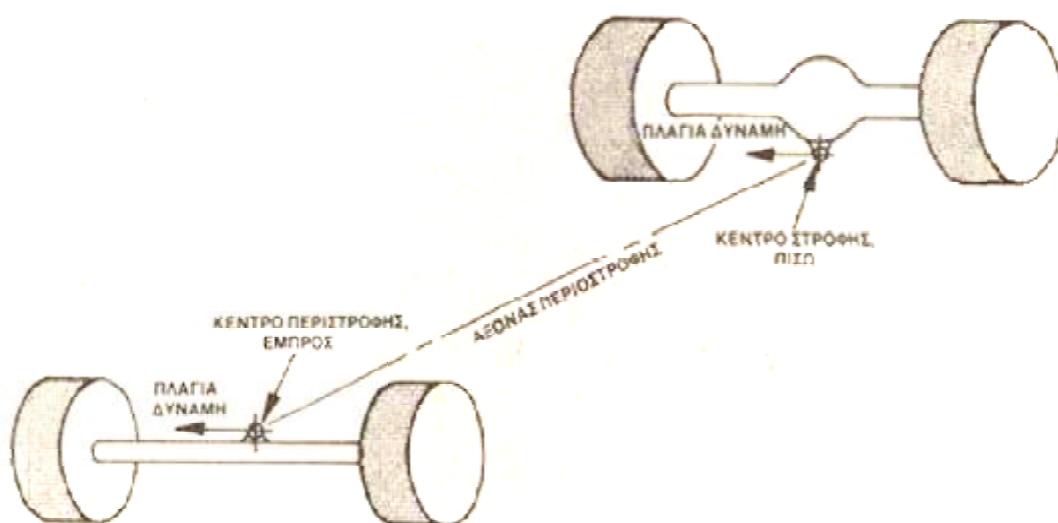
5.1. ΚΕΝΤΡΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ

Οι λόγοι εξαιτίας των οποίων το αυτοκίνητο παίρνει κλίση κατ' επέκταση δημιουργούν συμπίεση των ελατηρίων είναι οι συνδυασμός των παρακάτω:

- Κακή ανάρτηση
- Ανύπαρκτη γεωμετρία
- Μαλακά ελατήρια
- Η απόσταση του αμαξώματος από το έδαφος

Ωστόσο, την ευθύνη όσον αφορά την κλίση και την περιστροφή του αμαξώματος περί τον διαμήκη άξονα είναι η φυγόκεντρος δύναμη. Επιπλέον, για την κλίση του αμαξώματος είναι η υπεύθυνη η «μαλακότητα» των ελατηρίων. Πιο συγκεκριμένα, όσο πιο μαλακά ελατήρια έχει η ανάρτηση, τόσο μεγαλύτερη κλίση παίρνει το αμάξωμα. Έτσι μεταβάλλεται η γωνία του ως προς το οριζόντιο επίπεδο, δηλαδή την επιφάνεια του δρόμου.

Η επικινδυνότητα της οδήγησης είναι ανάλογη της κλίσης του αμαξώματος. Πιο συγκεκριμένα, όσο μεγαλύτερη είναι η κλίση του αμαξώματος, τόσο επικινδυνότερη είναι η οδήγηση και περισσότερο σε διαδρομές με συνεχείς στροφές. Ωστόσο, η κατασκευή αυτοκινήτων προηγμένης τεχνολογίας και ιδιαίτερης γεωμετρικής μελέτης, δίνουν την δυνατότητα στο όχημα να παίρνει μεγάλες κλίσεις χωρίς ωστόσο να επηρεάζεται το κράτημα του οχήματος στο οδόστρωμα.



Εικόνα 31: Επιρροή εγκάρσιας δύναμης της φυγόκεντρος στο φερόμενο βάρος στα σημεία που βρίσκονται τα κέντρα περιστροφής
[Καβαθάς, 2012]

Ένας οδηγός, ενδιαφέρεται κατά κύριο λόγο πως επηρεάζεται η θέση του άξονα περιστροφής του αμαξώματος από τους διάφορους τύπους αναρτήσεων αλλά και πως το κράτημα των οχημάτων, τα οποία δεν διαθέτουν πολύπλοκα συστήματα ανάρτησης, επηρεάζεται από τις έντονες κλίσεις του. Γενικά, το κράτημα των οχημάτων επηρεάζεται από τις μεγάλες κλίσεις όταν τα αυτοκίνητα διαθέτουν παλαιά συστήματα ανάρτησης (σούστες). Η κλίση του αμαξώματος «τραβάει και τον εσωτερικό τροχό και πολλές φορές είναι τόσο έντονη που μπορεί το λάστιχο να ανασηκωθεί από το οδόστρωμα και κατά συνέπεια να χάσει την επαφή του με το οδόστρωμα. Στην περίπτωση του στεγνού οδοστρώματος και της μεγάλης πείρας του οδηγού δεν παρουσιάζονται δυσάρεστα αποτελέσματα. Το πρόβλημα γιγαντώνεται όταν στο οδόστρωμα υπάρχουν λάδια, νερό ή χώματα.

Η υπερβολική κλίση του αμαξώματος έχει σαν αποτέλεσμα να μεταβάλλονται οι γωνίες των τροχών. Κατά την κλίση του αμαξώματος παρουσιάζεται έντονη μεταβολή των γωνιών κάμπερ που οι πίσω τροχοί του αυτοκινήτου αποκτούν «γνώμη» όσον αφορά την τροχιά του οχήματος, η οποία «γνώμη» δεν συμφωνεί με τις εντολές του οδηγού με καταστροφικά τις περισσότερες φορές αποτελέσματα.

Ένα επιπλέον μη επιθυμητό φαινόμενο της έντονης κλίσης του αμαξώματος είναι ο «τερματισμός» της ανάρτησης. Αναλυτικότερα, όταν το αμάξωμα παίρνει μεγάλη κλίση και ιδιαίτερα όταν έχει φορτίο τα ελατήρια και τα αμορτισέρ δέχονται τέτοια πίεση που πολλές φορές τερματίζουν. Σε τέτοια περίπτωση δημιουργούνται έντονα προβλήματα όπως τα ακόλουθα:

- Η καταστροφή των βάσεων στήριξης της ανάρτησης.
- Βίαιη μετατροπή της γεωμετρίας της ανάρτησης.
- Βίαιη μετατροπή του συστήματος διεύθυνσης.
- Μεγάλη μεταφορά βάρους (ανατροπή οχήματος).

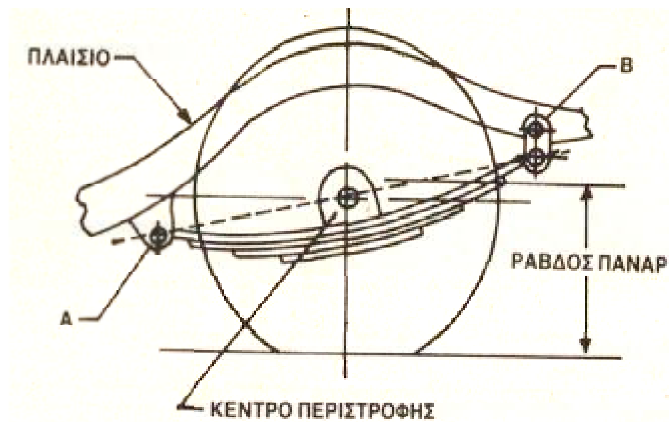
Κάθε ανάρτηση έχει δύο κέντρα περιστροφής, ένα στην μπροστά και ένα στην πίσω ανάρτηση. Ωστόσο, τα κέντρα περιστροφής δεν είναι ορατά αλλά είναι θεωρητικά-γεωμετρικά σημεία. Στο σχέδιο ενός αμαξώματος μπορούν να διακριθούν και η ευθεία που ενώνει τα δύο κέντρα περιστροφής ονομάζεται διαμήκης άξονας περιστροφής.

Σε μερικά συστήματα ανάρτησης το κέντρο περιστροφής τους βρίσκεται πάνω στην ανάρτηση ενώ σε άλλα βρίσκεται στο κενό, σε κάποιο «φανταστικό» σημείο. Επί τω πλείστων, το κέντρο περιστροφής μίας ανάρτησης βρίσκεται σε κάποιο σημείο ενδιάμεσα στο ύψος του άξονα του τροχού και της επιφάνειας του οδοστρώματος. Η απόσταση αυτή ανάμεσα στο ύψος του άξονα του τροχού και το οδόστρωμα παίζει καθοριστικό ρόλο όσον αφορά το «κράτημα» του οχήματος στο οδόστρωμα. Σε ορισμένα συστήματα ανάρτησης παρουσιάζεται μεταβολή του ύψους του κέντρου περιστροφής κατά την κλίση του αμαξώματος στις στροφές. Θα πρέπει ωστόσο να σημειωθεί ότι μέσω του κέντρου περιστροφής γίνεται «μετάδοση» της εγκάρσιας δύναμης της φυγόκεντρης από το φερόμενο στο μη φερόμενο βάρος.

5.2. ΚΕΝΤΡΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ ΚΑΙ ΔΙΑΦΟΡΟΙ ΤΥΠΟΙ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ

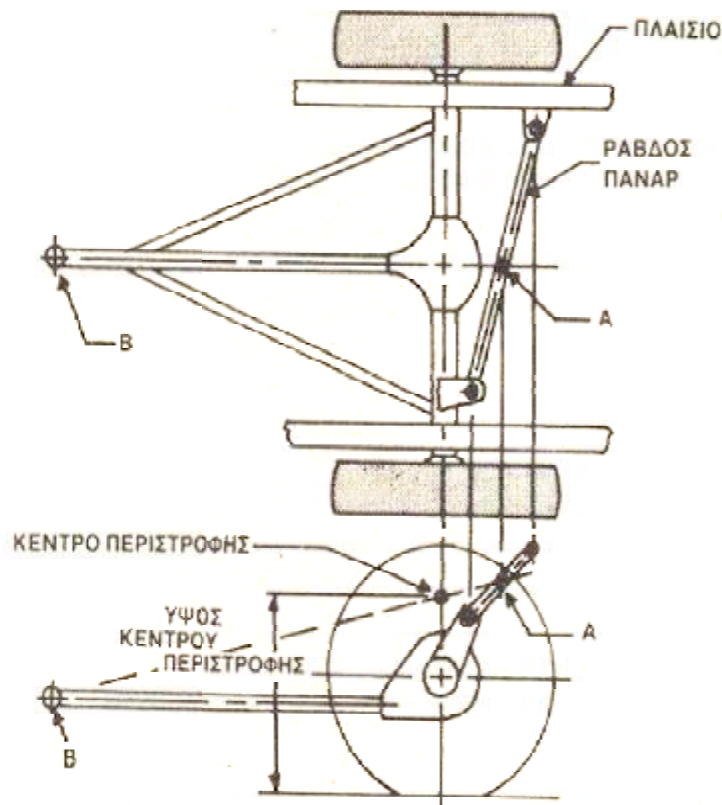
Το κέντρο περιστροφής ενός συστήματος ανάρτησης διαφοροποιείται με κριτήριο τον τύπο ανάρτησης. Οι απλούστερες αναρτήσεις είναι αυτές που χρησιμοποιούν τα ημιελλειπτικά φύλλα σούστας και τον άκαμπτο άξονα. Σε αυτό το σύστημα η θέση του κέντρου περιστροφής είναι άμεσα εξαρτημένη από τον τύπο των βραχιόνων (εάν υπάρχουν) από τους οποίους στηρίζεται ο άκαμπτος άξονας. Η ανάρτηση Χότσκις είναι η απλούστερη μορφή ανάρτησης άκαμπτου άξονα. Σε αυτόν τον τύπο ανάρτησης, τον άξονα στηρίζουν δύο φύλλα σούστας (ελατήρια). Για την εύρεση του κέντρου περιστροφής αρκεί η ένωση του σημείου Α με το σημείο Β μέσω μίας ευθείας. Η ευθεία αυτή αποτελεί και τον άξονα περιστροφής της ανάρτησης αυτής και είναι ουσιαστικά η ένωση των σημείων στήριξης του ελατηρίου. Το σημείο λοιπόν στο οποίο το κάθετο επίπεδο που περνάει από το κέντρο του

διαφορικού τέμνεται από την ευθεία, αποτελεί το κέντρο περιστροφής. Θα πρέπει ωστόσο να αναφερθεί πως η ανάρτηση τύπου Χότσικς υπάρχει μόνο σε τρίκυκλες μοτοσυκλέτες. Ωστόσο, γίνεται αυτόματη μεταβολή του κέντρου περιστροφής της ανάρτησης αυτού του τύπου με την τοποθέτηση μίας ράβδου Πανάρ.



Εικόνα 32: Κέντρο περιστροφής ανάρτησης τύπου Χότσικς [Καβαθάς, 2012]

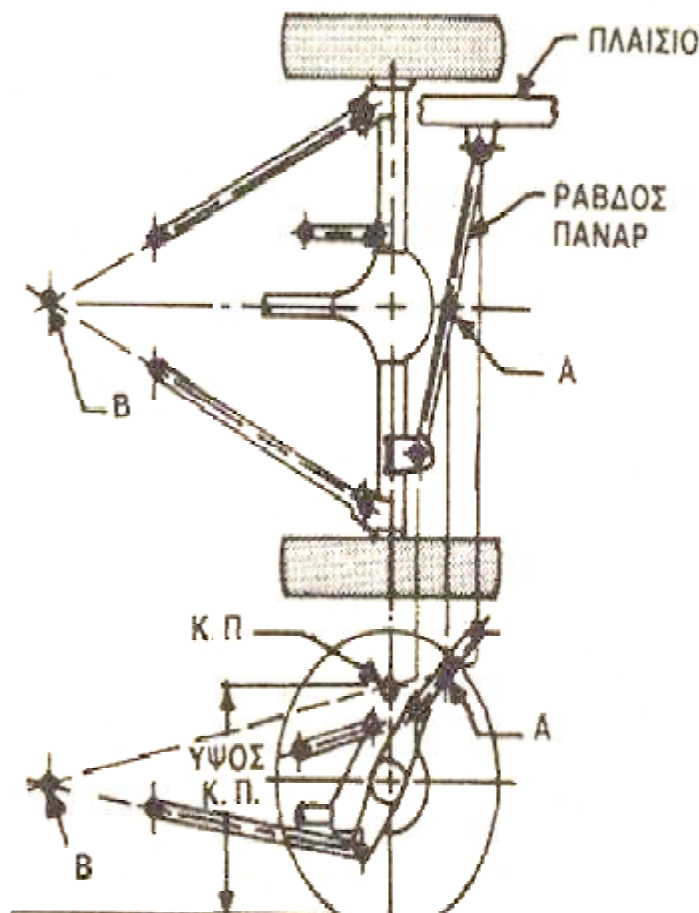
Η τοποθέτηση της ράβδου μεταβάλλει όπως προαναφέραμε το κέντρο περιστροφής. Πιο συγκεκριμένα επηρεάζεται το ύψος του ενώ τα ελατήρια πλέον ασκούν επίδραση μόνο στην εμπρός-πίσω θέση του άκαμπτου άξονα. Ωστόσο για να προσφέρει η ράβδος έργο θα πρέπει να είναι σκληρότερη από τα ελατήρια για να μην μετατοπίζεται εγκάρσια ο άξονας και να μην μεταβάλλονται οι γωνίες σύγκλισης ή απόκλισης των πίσω τροχών.



Εικόνα 33: Κέντρο περιστροφής σε ανάρτηση που χρησιμοποιεί ράβδο Πανάρ. [Καβαθάς, 2012]

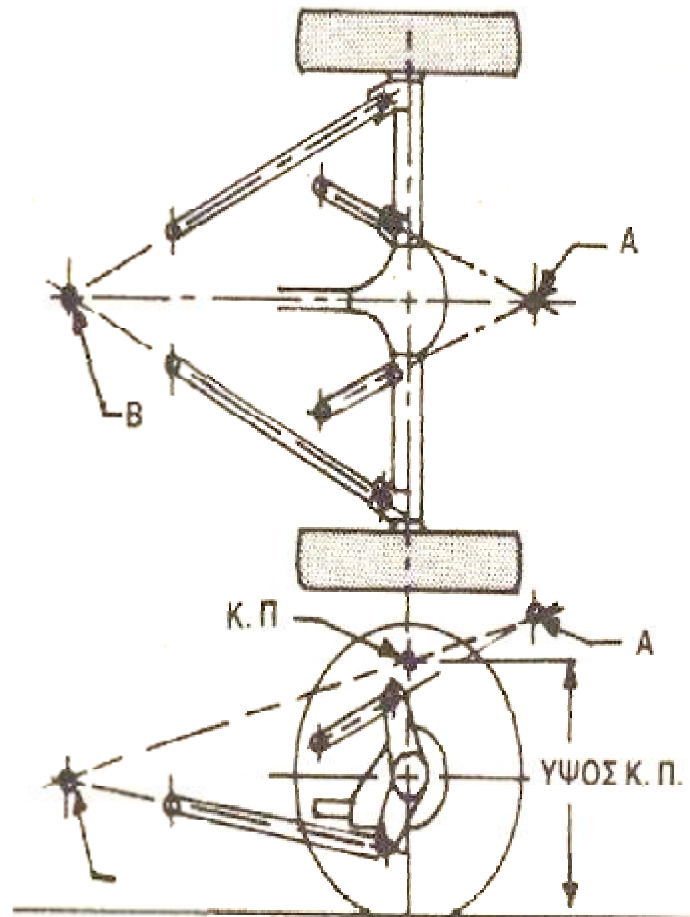
Το σημείο A είναι η σημείο στο οποίο τέμνεται ο διαμήκης άξονας του οχήματος από την ράβδο Πανάρ (διακρίνεται στην κάτωψη του ανωτέρω σχήματος), ενώ το σημείο B είναι το σημείο περιστροφής του άκαμπτου άξονα εάν δεν είχε τοποθετηθεί ράβδος Πανάρ. Μετά την ένωση λοιπόν των δύο σημείων, εκεί που η ευθεία τέμνει το επίπεδο που είναι κάθετο στον άξονα ορίζεται το κέντρο περιστροφής.

Σε τύπο ανάρτησης η οποία διαθέτει τρεις βραχίονες στήριξης αλλά και ράβδο Πανάρ για να συγκρατείται ο άκαμπτος πίσω άξονας, το σημείο A βρίσκεται στο σημείο τομής του διαμήκη άξονα του οχήματος και της ράβδου Πανάρ. Ωστόσο, το σημείο B βρίσκεται στο σημείο τομής των προεκτάσεων των κάτω βραχιόνων στήριξης. Το κέντρο περιστροφής είναι το σημείο τομής της ευθείας που ενώνει τα δύο σημεία και του επιπέδου που είναι κάθετο στον άξονα του διαφορικού.



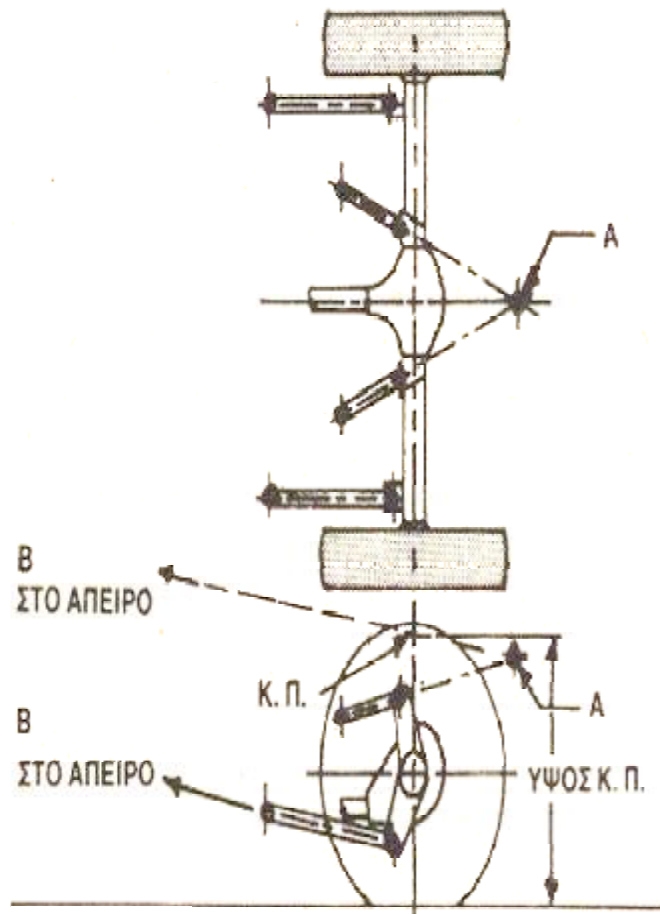
Εικόνα 34: Κέντρο περιστροφής σε ανάρτηση με τρεις βραχίονες και ράβδο Πανάρ [Καβαθάς, 2012]

Σε τύπο ανάρτησης η οποία διαθέτει τέσσερις μη παράλληλους ράβδους για την στήριξη του άκαμπτου άξονα, το σημείο A είναι το σημείο τομής των προεκτάσεων των επάνω ράβδων στήριξης του άκαμπτου άξονα, ενώ το σημείο B είναι οι προεκτάσεις των κάτω. Και σε αυτό τον τύπο ανάρτησης, το κέντρο περιστροφής βρίσκεται στο σημείο τομής της ευθείας AB και το κάθετου στον άξονα του διαφορικού επίπεδο. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι αυτός ο τύπος ανάρτησης συναντάται στις μέρες μας σε αρκετά οικογενειακά αυτοκίνητα και εξασφαλίζει χαρακτηριστικά υποστροφής κλίσης.



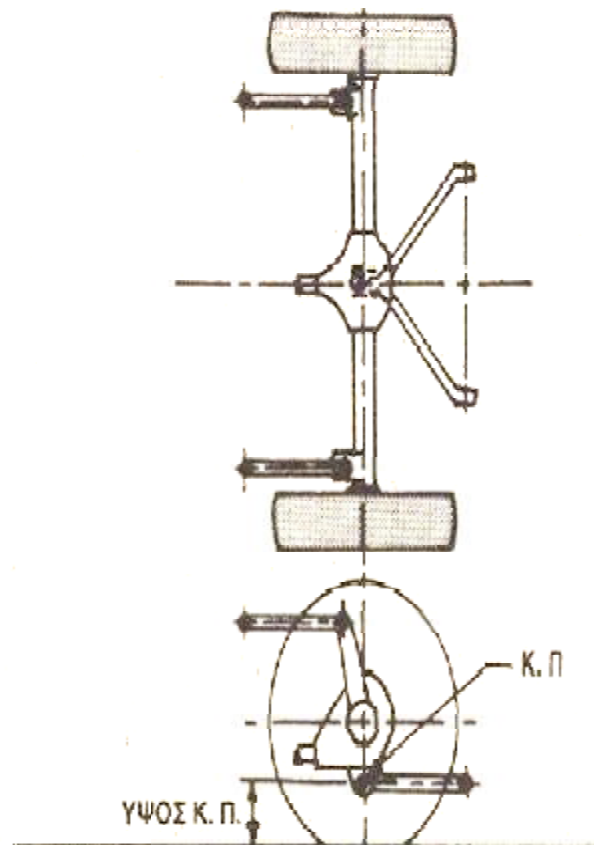
Εικόνα 35: Κέντρο περιστροφής σε ανάρτηση τεσσάρων μη παράλληλων ράβδων
[Καβαθάς, 2012]

Σε τύπο ανάρτησης η οποία διαθέτει τέσσερις ράβδους για την στήριξη του άκαμπτου άξονα δύο εκ των οποίων οι δύο είναι παράλληλοι (οι κάτω στην απεικόνιση του ακόλουθου σχήματος), το σημείο Α είναι η προέκταση των επάνω ράβδων, ενώ το σημείο Β είναι η τομή των κάτω ράβδων στο άπειρο. Η ευθεία ΑΒ είναι σε παραλληλία με τις κάτω ράβδους καθώς και αυτή τους τέμνει στο άπειρο. Το κέντρο περιστροφής είναι το σημείο τομής της ευθείας ΑΒ με το επίπεδο που είναι κάθετο στον άξονα του διαφορικού. Και σε αυτήν την διάταξη αλλά και σε όλες τις διατάξεις στις οποίες ο άξονας περιστροφής κατευθύνεται προς τα μπροστά και επάνω εξασφαλίζεται η υπερστροφή της κλίσης.



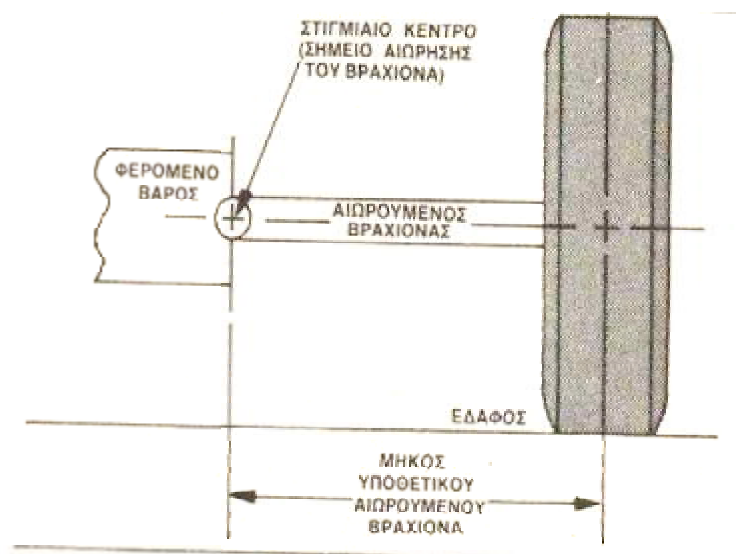
Εικόνα 36: Κέντρο περιστροφής ανάρτησης με τέσσερις ράβδους εκ των οποίων οι δύο είναι παράλληλοι.
[Καβαθάς, 2012]

Σύμφωνα με τους Κωνσταντινίδη και Παπαδόπουλο (2014), αν ένας άκαμπτος άξονας έχει δύο διαμήκειες ράβδους για τη στήριξή του στον διαμήκη άξονα και εξασφαλίζει τη στήριξή του στο εγκάρσιο επίπεδο με ένα κεντρικό σημείο στήριξης που βρίσκεται στο κέλυφος του διαφορικού, τότε το σημείο αυτό είναι το Κέντρο Περιστροφής. Για την στήριξη του άκαμπτου πίσω άξονα μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένας βραχίονας A όπως στο ακόλουθο σχήμα, ένας σύνδεσμος Βατ ή μία ράβδος Πανάρ. Όλα τα προαναφερόμενα μέσα στήριξης κάνουν την ίδια εργασία χωρίς να επηρεάζεται το κέντρο περιστροφής. Η μοναδική αλλαγή είναι η θέση του και το ύψος του σημείου στήριξης του βραχίονα στο κέλυφος του διαφορικού. Τα χαρακτηριστικά κρατήματος στην διάταξη αυτή είναι ουδέτερα λόγω της παραλληλίας του άξονα περιστροφής με το οριζόντιο επίπεδο.



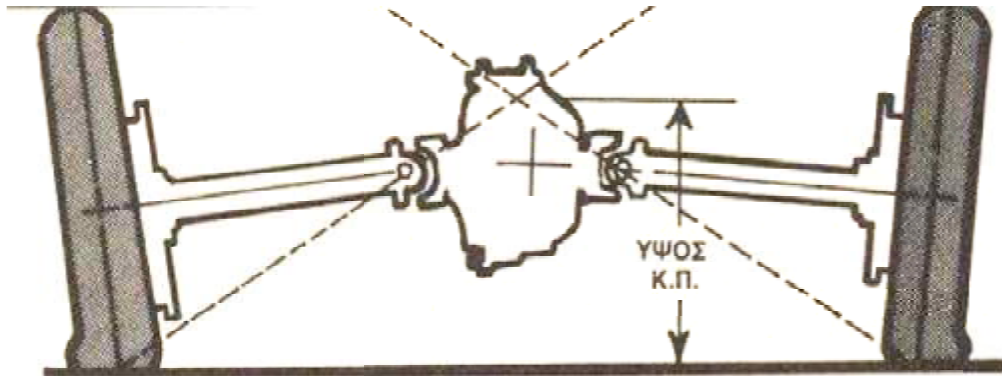
Εικόνα 37: Κέντρο περιστροφής άκαμπτου άξονα με στήριξη ενός βραχίονα.
[Καβαθάς, 2012]

Στον τύπο ανάρτησης αιωρούμενων βραχιόνων, ο άξονας αιωρείται και έχει σαν κέντρο αιώρησης ένα σημείο πλησίον του καλύμματος του διαφορικού το οποίο συνηθέστερα βρίσκεται στο πλαίσιο. Το σημείο αυτό αποτελεί στιγμιαία το κέντρο περιστροφής αυτού του τύπου ανάρτησης, ενώ τα μήκη του βραχίονα που αιωρείται και του υποθετικού βραχίονα ταυτίζονται.



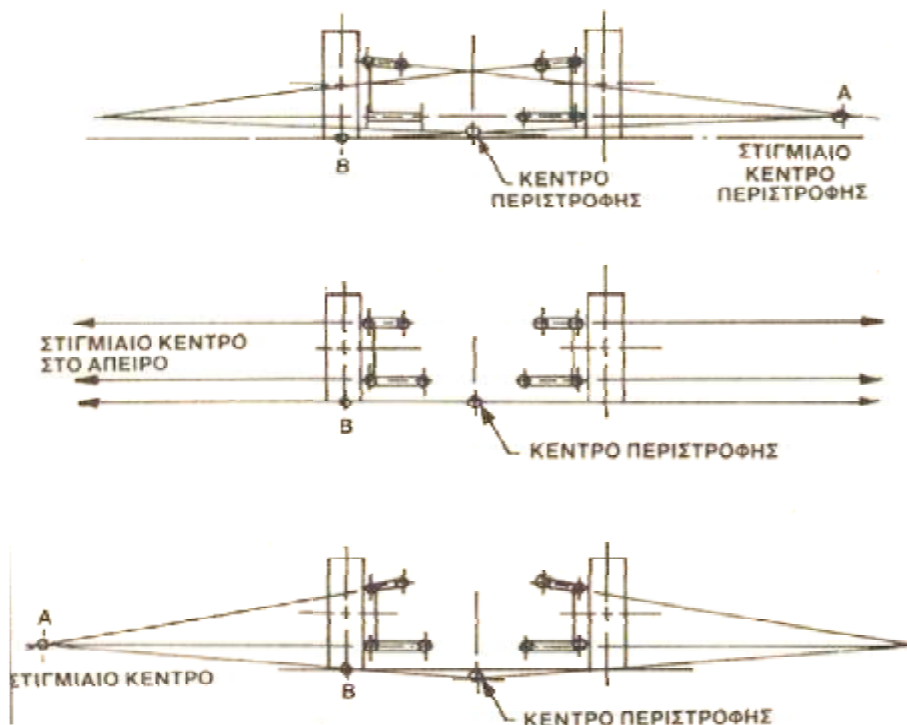
Εικόνα 38: Κέντρο περιστροφής ανάρτησης αιωρούμενων βραχιόνων.
[Καβαθάς, 2012]

Στην ανάρτηση αιωρούμενων βραχιόνων, το κέντρο περιστροφής βρίσκεται αρκετά ψηλά, ενώ για την εύρεση του ακριβές σημείου αρκεί η ένωση των σημείων επαφής των ελαστικών στο οδόστρωμα και με τα σημεία αιώρησης των βραχιόνων. Λόγω της υψηλής θέσης του κέντρου περιστροφής έχουμε δημιουργία μίας τάσης ανύψωσης του τροχού. Αυτό δημιουργεί με την σειρά του αστάθεια στην οδήγηση και επικινδυνότητα.



Εικόνα 39: Δημιουργία τάσης ανύψωσης των τροχών λόγω υψηλής θέσης του κέντρου περιστροφής
[Καβαθάς, 2012]

Σε τύπο ανάρτησης με διπλά «ψαλίδια» το κέντρο περιστροφής δύναται να βρίσκεται σε οποιοδήποτε ύψος ανάλογα με τις σχηματιζόμενες από τα «ψαλίδια» γωνίες.



Εικόνα 40: Τρεις αναρτήσεις με ισομήκη ψαλίδια και διαφορετικές γωνίες των επάνω «ψαλιδιών»
[Καβαθάς, 2012]

6. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ (ΑΜΟΡΤΙΣΕΡ)

6.1. ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ ΚΡΑΔΑΣΜΩΝ - ΜΕΙΩΤΗΡΕΣ ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΩΝ

Γενικά, στις αναρτήσεις η μετάδοση κραδασμών από τους τροχούς στο πλαίσιο είναι αναπόφευκτη και μεταβάλλεται σε μαλακή αιώρηση ιδιαίτερα ενοχλητική στην περίπτωση που δεν πάψει σύντομα. Έτσι κρίνεται απαραίτητη η χρήση ενός μηχανισμού για να γίνει απόσβεση των αιωρήσεων και ταυτόχρονα να μειωθούν οι ταλαντώσεις. Ο μηχανισμός λοιπόν που φροντίζει να γίνει απόσβεση των κραδασμών και παράλληλα μείωση των ταλαντώσεων, ονομάζεται αποσβεστήρας κραδασμών ή μειωτήρας ταλαντώσεων. Ευρέως είναι γνωστός με τον όρο «αμορτισέρ».

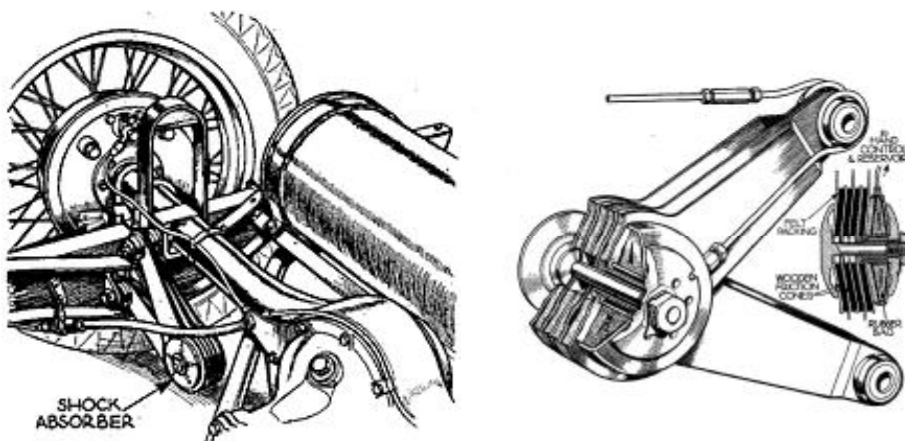
Βάση της λειτουργίας των αποσβεστήρων είναι η υπάρχουσα τριβή, είτε αυτή είναι ξηρή είτε είναι υγρή. Έτσι εξηγείται και η διάκριση των αποσβεστήρων στις δύο ακόλουθες βασικές κατηγορίες:

- Αποσβεστήρες ξηρής τριβής.
- Αποσβεστήρες υγρής τριβής ή υδραυλικούς.

Σκοπός των αποσβεστήρων ταλαντώσεων, ευρέως γνωστών ως «αμορτισέρ», είναι η απόσβεση των ταλαντώσεων οι οποίες δημιουργούνται από τα ελατήρια. Στην συνέχεια του κεφαλαίου ακολουθεί ανάλυση των τύπων αποσβεστήρων ταλαντώσεων.

6.1.1. ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ ΞΗΡΗΣ ΤΡΙΒΗΣ

Ο αποσβεστήρας ξηρής τριβής αποτελείται από δύο βραχίονες, οι οποίοι ενώνονται με μία άρθρωση τριβής. Μεταξύ των βραχιόνων και στο σημείο που υπάρχει τριβή τοποθετούνται παράκυκλοι από υλικό που μεγαλώνει τη τριβή, γίνεται με δυο κωνικά ελατήρια, τα όποια κρατούνται σε εντατική κατάσταση με ένα βλήτρο



Εικόνα 41: Αποσβεστήρας κραδασμών ξηρής τριβής
[Πηγή: <https://commons.wikimedia.org/wiki/>]

6.1.2. ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΣ ΤΗΛΕΣΚΟΠΙΚΟΣ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΑΣ

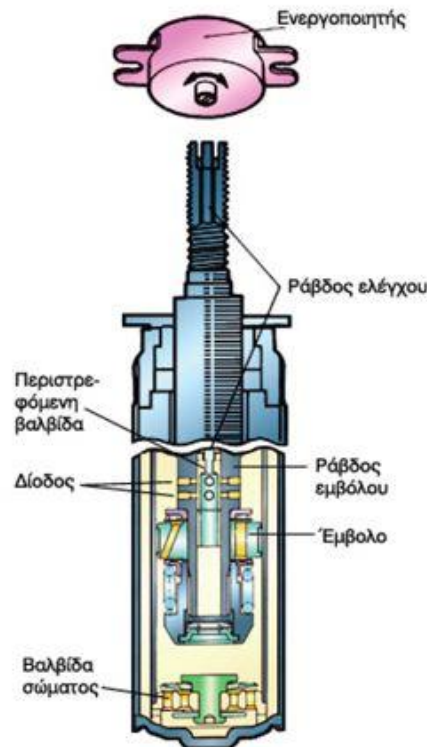
Τα συστήματα τριβής που χρησιμοποιούνταν στο παρελθόν διαδέχτηκαν τα αμορτισέρ. Πυρήνας ενός αμορτισέρ είναι ένα έμβολο κινούμενο εντός ενός κυλίνδρου με λάδι. Το έμβολο είναι συνδεδεμένο με το σασί, ενώ ο κύλινδρος με τους τροχούς. Όταν το έμβολο κινείται, το λάδι είναι αναγκασμένο να περάσει μέσω μικροσκοπικών βαλβίδων στην άλλη πλευρά. Το πέρασμα του λαδιού πραγματοποιείται εύκολα όταν η κίνηση του εμβόλου είναι αργή, ενώ συναντά μεγάλη αντίσταση κατά την γρήγορη κίνησή του. Η απόσβεση των ταλαντώσεων γίνεται αποτελεσματικά εάν γίνουν τα ακόλουθα:

- Προσεκτική επιλογή της ρευστότητας του λαδιού.
- Προσεκτική επιλογή της διαμέτρου των βαλβίδων.
- Προσεκτική επιλογή της σκληρότητας των ελατηρίων.

Επιπλέον, με την προσεκτική επιλογή των ανωτέρω επιτυγχάνεται και η αντιμετώπιση των αναπηδήσεων των τροχών. Θα πρέπει ωστόσο να σημειωθεί ότι τα αμορτισέρ δεν είναι υπεύθυνα για την στήριξη των τροχών, αλλά είναι υπεύθυνα να ρυθμίζουν και να σταματούν τις κινήσεις των αναρτήσεων. Επίσης, σε μία ακίνητη ανάρτηση τα αμορτισέρ ουσιαστικά δεν είναι σε λειτουργία.

Τα αμορτισέρ που χρησιμοποιούνται σήμερα για τις αναρτήσεις των αυτοκινήτων είναι απλές τηλεσκοπικές υδραυλικές τρόμπες. Το έμβολό τους διαθέτει σπές με διαφορετικές διαστάσεις και μονόδρομες βαλβίδες (reed valves). Οι βαλβίδες είναι υπεύθυνες για την αποσβεστική δύναμη κατά την συμπίεση ή την έκταση της ανάρτησης.

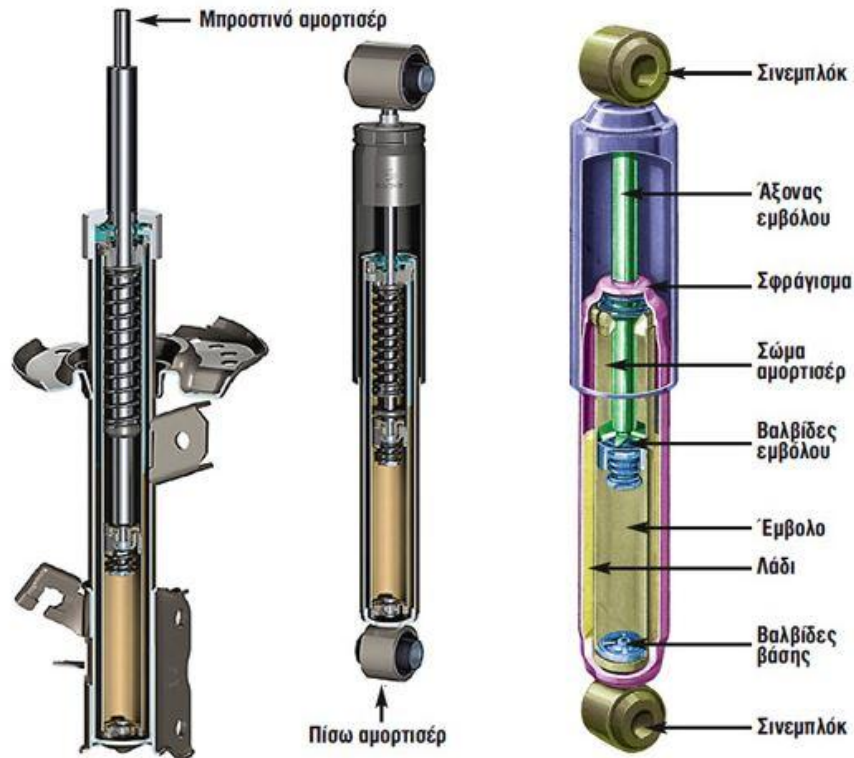
Η συμπεριφορά του υγρού τροποποιείται και γίνεται ελαστική όταν εντός του υδραυλικού συστήματος υπάρχει αέρας. Ωστόσο, τα αμορτισέρ ιδίως των υψηλών επιδόσεων οχημάτων διαθέτουν θάλαμο αερίου υψηλής πίεσης για την αποτροπή του σχηματισμού φυσαλίδων αλλά και για την προφύλαξη των υλικών από την άμεση επαφή με το φθοροποιό οξυγόνο.



Εικόνα 42: Τομή αμορτισέρ ηλεκτρονικά ελεγχόμενης ανάρτησης
[Πηγή: <http://www.tosynergeio.gr/>]

6.1.3. ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΙ ΑΠΟΣΒΕΣΤΗΡΕΣ

Οι υδραυλικοί αποσβεστήρες ανήκουν στην κατηγορία των αποσβεστήρων υγρής τριβής, καθώς για την απόσβεση των ταλαντώσεων γίνεται εκμετάλλευση της τριβής που δημιουργείται κατά την κίνηση του υγρού που υπάρχει εντός του κυλίνδρου και είναι αναγκασμένο να διαπεράσει από τις τρύπες ενός εμβόλου. Η διάταξη των αποσβεστήρων αυτών είναι είτε οριζόντια, είτε κάθετη.



Εικόνα 43: Υδραυλικός αποσβεστήρας και τα εξαρτήματά του
[Πηγή: <http://www.tosynergeio.gr/>]



Εικόνα 44: Υδραυλικός αποσβεστήρας σε οριζόντια θέση
[http://www.lambocars.com/images/aventador/0/lp700_71.html]



Εικόνα 45: Υδραυλικός αποσβεστήρας σε κάθετη θέση.
[Πηγή: <http://www.tosynergeio.gr/>]

Ο εξαναγκασμός ενός μικρού εμβόλου σε παλινδρόμηση εντός ενός κυλίνδρου το οποίο περιέχει κάποια υγρό, λόγω της κίνησης της ανάρτησης είναι και η αρχή λειτουργίας του υδραυλικού αμορτισέρ. Επιπλέον, λόγω της δυσκολίας που παρουσιάζεται όταν το υγρό εξαναγκάζεται να περάσει από κάποιες οπές, ενεργοποιείται μία δύναμη αντίδρασης στην κίνηση του πιστονιού και κατά συνέπεια στην κίνηση της ανάρτησης. Ουσιαστικά, το υδραυλικό αμορτισέρ είναι αυτό που κάνει μετατροπή της κινητικής ενέργειας της πάνω-κάτω κίνησης του τροχού σε τριβή (μεταξύ των μορίων) και σε αποβαλλόμενη θερμότητα.

6.2. ΡΥΘΜΙΖΟΜΕΝΑ ΑΜΟΡΤΙΣΕΡ

Η λειτουργία των ρυθμιζόμενων αμορτισέρ βασίζεται σε μία ή δύο ηλεκτρομαγνητικά ελεγχόμενες διόδους του υδραυλικού υγρού. Ο ρόλος των διόδων αυτών είναι ο ρόλος του «by pass», δηλαδή μιας κεντρικής διόδου η οποία είναι μόνιμα ανοιχτή. Οι διόδους αυτές διαθέτουν βαλβίδες με λειτουργία on – off. Ουσιαστικά δηλαδή οι βαλβίδες φροντίζουν για το άνοιγμα ή το κλείσιμο των διόδων. Έτσι, ελέγχεται το συνολικό εμβαδόν που καταλαμβάνουν τα ανοίγματα από τα οποία ρέει το υγρό. Επιπλέον, γίνονται επιτρεπτές δύο με τρεις διαφορετικές ρυθμίσεις των χαρακτηριστικών απόσβεσης του αμορτισέρ. Οι τρεις αυτές διαφορετικές ρυθμίσεις είναι οι ακόλουθες:

- Sport (δύο βαλβίδες διόδων κλειστές).
- Normal (μία βαλβίδα ανοιχτή – μία βαλβίδα κλειστή).
- Comfort (δύο βαλβίδες διόδων ανοιχτές).



Εικόνα 46: Ρυθμιζόμενη ανάρτηση Bilstein
[Πηγή: <https://www.autotriti.gr/>]

6.3. ΜΑΓΝΗΤΟΡΟΪΚΑ ΑΜΟΡΤΙΣΕΡ

Τα μαγνητοροϊκά αμορτισέρ δημιούργησε η αμερικανική εταιρεία Delphi. Στο εμπόριο είναι γνωστά σαν Magnetic Ride Control. Η αρχή λειτουργίας των μαγνητοροϊκών αμορτισέρ βασίζεται στην ιδιότητα μεταβολής της ρευστότητας ενός ειδικού υγρού, ανάλογα με την ένταση του μαγνητικού πεδίου εντός του οποίου βρίσκεται. Η μεταβολή της ρευστότητας του ειδικού υγρού μπορεί να είναι τόσο έντονη και ακαριαία που το υγρό δύναται να γίνει λεπτόρρευστο όσο ένα λιπαντικό SAE 10, αλλά και τόσο παχύρρευστο όσο μία βαλβολίνη SAE 80.

Ο μηχανισμός των μαγνητοροϊκών αμορτισέρ είναι τόσο απλός που δεν έχει οπές, κλαπέτα, βαλβίδες και ελατήρια. Το μόνο αναγκαίο σε αυτά τα συστήματα είναι ένα αυλός ο οποίος να περνάει πλησίον ενός ηλεκτομαγνήτη. Λόγω λοιπόν της αυξομείωσης της έντασης του πεδίου γίνεται όλη η υπόλοιπη δουλειά.

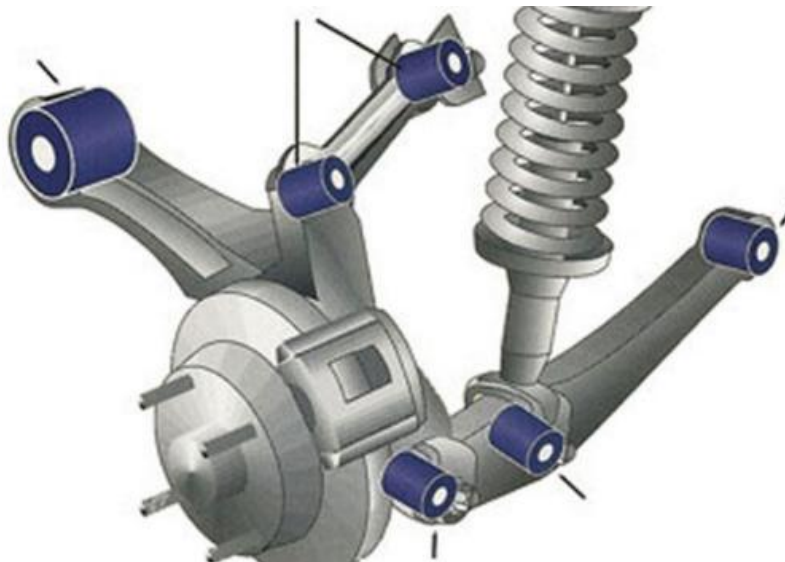


Εικόνα 47: Μαγνητοροϊκή ανάρτηση
[Πηγή: Μπρέμπου,2013]

6.4. ΣΙΝΕΜΠΛΟΚ

Σε αυτό το είδος ανάρτησης, η σύνδεση μεταξύ των διαφόρων μερών της με το αμάξωμα ή το πλαίσιο γίνεται μέσω μεταλλοελαστικών συνδέσμων. Συνηθέστερα, οι μεταλλοπλαστικοί σύνδεσμοι περιλαμβάνουν δύο μεταλλικά χιτώνια ενώ μεταξύ τους υπάρχει ένας ελαστικός δακτύλιος (ή ελαστικό χιτώνια) ειδικά κολλημένος με αυτά.

Αυτό το είδος των συνδέσμων είναι γνωστοί ως «σινεμπλόκ» ή «silent block». Στόχος των συνδέσμων είναι η μεταφορά δυνάμεων μεταξύ των αναρτημένων και μη μερών του αυτοκινήτου με ελαστικότητα και ταυτόχρονα αθόρυβα όσων αφορά την λειτουργία.



Εικόνα 48: Ανάρτηση με συνδέσμους σινεμπλόκ.
[Πηγή: <https://www.autotriti.gr/>]

6.5. ΩΘΗΣΗ ΚΑΙ ΑΝΤΙΔΡΑΣΗ

Η κύλιση των τροχών στο έδαφος δημιουργεί μία ώθηση, η οποία είναι αναγκαίο να μεταφερθεί από τους άξονες στο πλαίσιο. Επιπλέον, λόγω της πέδησης ή της κατωφέρειας δημιουργείται μία αντίδραση, η οποία και αυτή με την σειρά της είναι αναγκαίο να μεταφερθεί από τους άξονες στο πλαίσιο και από το πλαίσιο στους τροχούς. Συνεπώς, συμπεραίνεται ότι θα πρέπει να υφίσταται ένα σύστημα το οποίο θα μεταφέρει είτε την αντίδραση είτε την ώθηση.

Η μεταβίβαση της ώθησης και της αντίδρασης σε αυτοκίνητα που η ανάρτηση γίνεται με διαμήκη πεπλατυσμένα ελατήρια με μονή ή διπλή άρθρωση, γίνεται με τα ελατήρια αναρτήσεως γνωστά ως «σούστες». Όταν το σύστημα αναρτήσεως γίνεται με κάποιον άλλον τρόπο, η μεταβίβαση της αντίδρασης και της ώθησης γίνεται από ειδικά ανεξάρτητα τεμάχια (τρίγωνα ωθήσεως, κεντρικός σωλήνας ωθήσεως, βραχίονες συγκράτησης). Στην συνέχεια της παρούσας πτυχιακής θα αναλυθούν τα ανεξάρτητα τεμάχια που προαναφέραμε.

6.5.1. ΚΕΝΤΡΙΚΟΣ ΣΩΛΗΝΑΣ ΩΘΗΣΕΩΣ

Ο άξονας που μεταδίδει την κίνηση περιβάλλεται από έναν χαλύβδινο σωλήνας, τον κεντρικό σωλήνα ωθήσεως. Ο κεντρικός σωλήνας ωθήσεως προσαρμόζεται ανάμεσα στο κέλυφος του διαφορικού και το κιβώτιο ταχυτήτων. Η σφαιρική άρθρωση που έχει ο

σωλήνας, είναι ουσιαστικά ο σταυρός του άξονα μετάδοσης κίνησης και χρησιμεύει στην εξουδετέρωση των γωνιακών μικρών μετακινήσεων που συμβαίνουν ανάμεσα στο πλαίσιο και τον άξονα. Μέσω του κεντρικού σωλήνα γίνεται μετάδοση της ώθησης από το κέλυφος του διαφορικού στο κιβώτιο ταχυτήτων και έπειτα στον κινητήρα. Η μετάδοση της ώθησης από τον κινητήρα στο πλαίσιο γίνεται μέσω των στηριγμάτων του.



Εικόνα 49: Κεντρικός σωλήνας ωθήσεως
[Πηγή: <http://www.trucktrend.com/>]

6.5.2. ΤΡΙΓΩΝΟ ΩΘΗΣΕΩΣ

Όταν η σύνδεση των δύο ακραίων σημείων του κελύφους, σε μερικά αυτοκίνητα, με δύο επιμήκεις αντηρίδες γίνεται μέσω μίας άρθρωσης η οποία βρίσκεται στο κέντρο του πλαισίου έχουμε τον σχηματισμό ενός τριγώνου. Έτσι λοιπόν, δημιουργείται ένα τρίγωνο το οποίο έχει την δυνατότητα να συγκρατεί στην θέση του τον κινητήριο άξονα και παράλληλα να μεταδίδει την ώθηση. Αυτό είναι το λεγόμενο τρίγωνο ωθήσεως.



Εικόνα 50: Τρίγωνο ωθήσεως
[Πηγή: <https://masterstouchautomobile.com/services/driveline-repair/>]

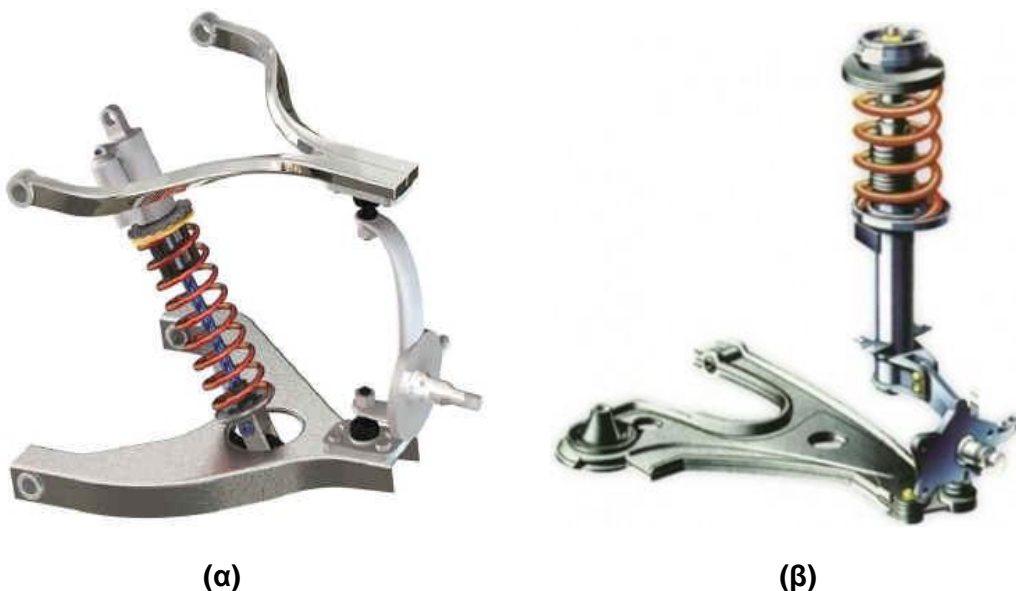
7. ΚΕΦΑΛΑΙΟ: ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΝΑΡΤΗΣΕΩΝ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

7.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο παρόν κεφάλαιο θα πραγματοποιηθεί συγκριτική μελέτη των πιο διαδεδομένων συστημάτων αναρτήσεων στην αυτοκινητοβιομηχανία. Πραγματοποιώντας βιβλιογραφική ανασκόπηση διακρίθηκε ότι για την πλήρη μελέτη τέτοιων συστημάτων προτείνεται ο σχεδιασμός και η προσομοίωση τους στο υπολογιστικό πρόγραμμα Ansys. Η συγκριτική μελέτη σύμφωνα με την βιβλιογραφία πραγματοποιείται μεταξύ Double Wishbone και Mac Pherson συστημάτων αναρτήσεων.

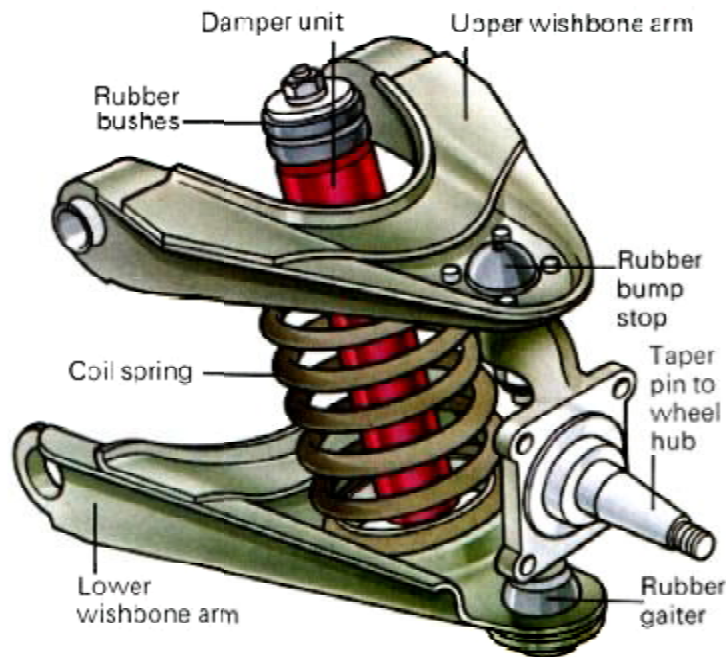
Η συγκριτική μελέτη των συστημάτων βασίζεται στην ανάλυση των δυναμικών και στατικών φορτίων που εφαρμόζονται στα συστήματα αυτά. Με το υπολογιστικό πρόγραμμα Ansys δίνεται η δυνατότητα προσομοίωσης της δομικής ανάλυσης σύμφωνα με τα στατικά και δυναμικά φορτία που δέχονται, ανάλυση των μεταβολών που πραγματοποιούνται λόγω των αποκλίσεων, των καταπονήσεων και της συχνότητας.

Όπως προαναφέρθηκε η επιλογή των συγκρινόμενων συστημάτων Double Wishbone και Mac Pherson, έγινε διότι θεωρούνται τα πιο δημοφιλή συστήματα ανάρτησης για τα αυτοκίνητα καθώς επίσης η πρώτη επιλογή Double Wishbone χρησιμοποιείται στο πίσω μέρος των οχημάτων σε αντίθεση με το του Mac Pherson που χρησιμοποιείται στο μπροστά μέρος του οχήματος. Γίνεται άμεσα κατανοητό ότι και οι δύο τύποι αναστολών έχουν τα δικά τους οφέλη και τους περιορισμούς τους και η συγκριτική μελέτη έχει πραγματοποιηθεί από Shoaiib et al., 2017 έχει γίνει λαμβάνοντας υπόψη τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα και των δύο.



Εικόνα 51: Συστήματα αναρτήσεων οχήματος (α) Double Wishbone και (β) Mac Pherson
[Πηγή: <https://en.wikipedia.org/wiki/>]

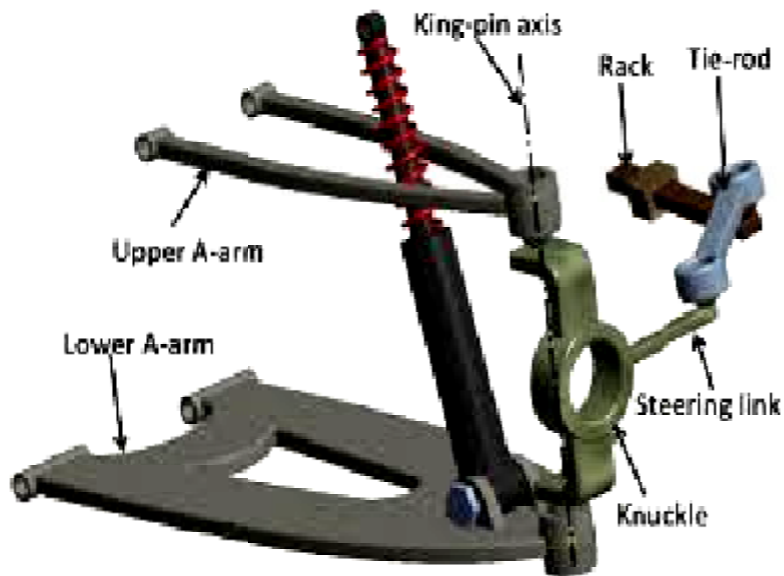
Συνοπτικά τα κύρια οφέλη του συστήματος Double Wishbone είναι η αύξηση της αρνητικής κάμψης ως αποτέλεσμα της κάθετης κίνησης ανάρτησης του άνω και κάτω βραχίονα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα καλύτερες ιδιότητες ως προς την σταθερότητα του οχήματος καθώς τα εξωτερικά ελαστικά διατηρούν μεγαλύτερη επαφή με την επιφάνεια του οδοστρώματος, πράγμα που αυξάνει επίσης την απόδοση του χειριστή. Το σύστημα διπλής ανάρτησης είναι πολύ πιο άκαμπτο και σταθερό από τα άλλα συστήματα ανάρτησης, καθώς οι ευθυγραμμίσεις του τιμονιού και των τροχών είναι σταθερές ακόμη και όταν υφίστανται υψηλές ποσότητες πίεσης αλλά το κύριο πρόβλημα με τη διπλή ψαλιδωτή ράβδο είναι ο πολύπλοκος σχεδιασμός του, η βλάβη οποιωνδήποτε εξαρτημάτων οδηγεί σε αστοχία ολόκληρο το σύστημα (Shoab et al., 2017).



Εικόνα 52: Απεικόνιση τμημάτων Double Wisbone

[Πηγή: <https://carnbikeexpert.com/wp-content/uploads/2015/05/Double-Wishbone.jpg>]

Οι αντηρίδες (στηρίγματα) Mac Pherson αποτελούνται από ένα ψαλίδι ή μια ουσιαστική ζεύξη συμπίεσης σταθεροποιημένη από μια δευτερεύουσα ζεύξη η οποία παρέχει ένα σημείο στερέωσης στο κάτω τμήμα για τον ομφαλό ή τον άξονα του τροχού. Αυτό το σύστημα βραχίονα παρέχει τόσο πλευρική όσο και διαμήκη θέση του τροχού. Το ανώτερο τμήμα της πλήμνης στερεώνεται σταθερά στο εσωτερικό τμήμα του στηρίγματος, το εξωτερικό τμήμα του οποίου εκτείνεται προς τα πάνω κατευθείαν σε μία συναρμολόγηση στο κέλυφος του οχήματος. Οι αντηρίδες είναι απλά σχεδιασμένες με συνέπεια να απαιτούν μικρότερο χώρο δίνοντας τη δυνατότητα αύξησης του χώρου του οχήματος. Επιπλέον, οι αντηρίδες Mac Pherson έχουν πρόβλημα με τη μικρή αλλαγή καμπύλης με κάθετη κίνηση της ανάρτησης, που σημαίνει ότι τα ελαστικά έχουν λιγότερη επαφή με το δρόμο κατά τη διάρκεια των στροφών, γεγονός που με τη σειρά του θα μειώσει τις ικανότητες χειρισμού του οχήματος. Ωστόσο, βασικό πλεονέκτημα είναι η μείωση του συνολικού βάρους του οχήματος (Shoab et al., 2017).



Εικόνα 53: Απεικόνιση τμημάτων Mac Pherson
[Πηγή:Raddy et al., 2016]

Και τα δύο συστήματα ανάρτησης έχουν τα δικά τους πλεονεκτήματα και περιορισμούς. Συμπερασματικά, τα διπλά ψαλίδια του Double Wishbone μπορεί να έχουν καλύτερες επιδόσεις, αλλά οι λαβές Mac Pherson θα αποδειχθούν πιο προσιτές μακροπρόθεσμα (Shoab et al., 2017).

7.2. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΕΠΙΛΟΓΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΣΥΓΚΡΙΣΗΣ

Οι Liu et al. το 2008 πραγματοποίησαν μελέτη για την πλευρική δύναμη που υπάρχει στο σύστημα ανάρτησης Mac Pherson που προκαλεί πλευρική φθορά του αποσβεστήρα. Η πρότασή τους ήταν η αντικατάσταση του παραδοσιακού ελικοειδούς ελατηρίου με νέο πλευρικό ελατήριο με καμπύλη κεντρικής γραμμής για βελτίωση της απόδοσης (Liu et al., 2008). Η ανάλυση του συστήματος πραγματοποιήθηκε με πεπερασμένα στοιχεία συνδυασμένα με τη μέθοδο Multi-body Dynamics όπου έδωσαν και τη δυνατότητα για τη βελτιστοποίηση του σχεδιασμού και τη μείωση της πλευρικής δύναμης στο τελικό αποτέλεσμα. Ο Purushotham (2012) ερεύνησε το σύστημα ανάρτησης Mac Pherson και πρότεινε συστηματική και ολοκληρωμένη ανάπτυξη ενός δισδιάστατου μαθηματικού μοντέλου μιας ανάρτησης Mac Pherson (Purushotham, 2012).

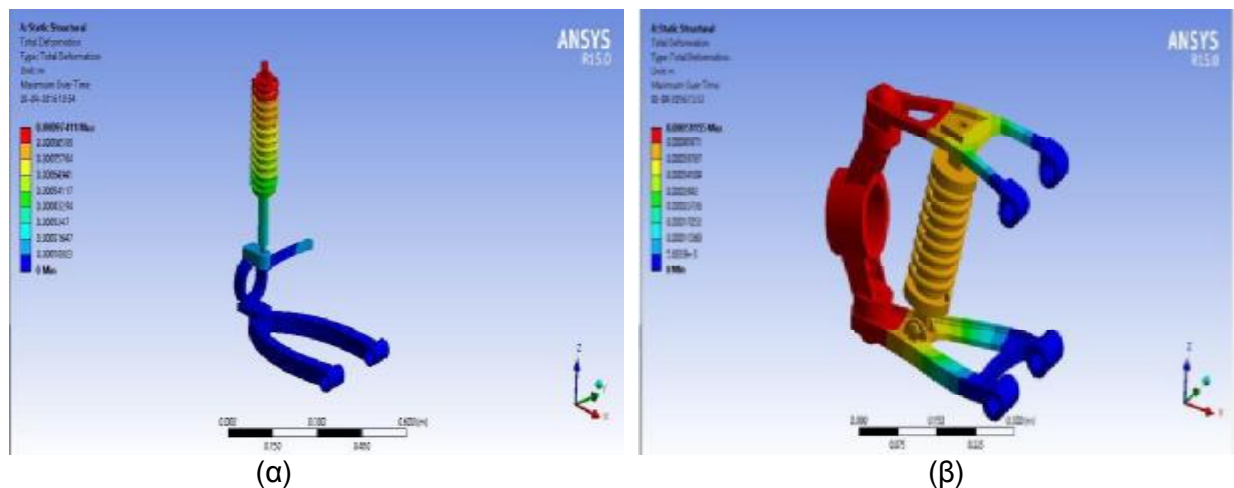
Επίσης εξετάζονται η κατακόρυφη κίνηση του πλαισίου και η περιστροφική κίνηση της μη προσδεθείσας μάζας. Η ανάλυση πραγματοποιήθηκε με το λογισμικό Ansys για την εφαρμογή ενός απλουστευμένου πρακτικού μοντέλου της Mac Pherson. Τα αποτελέσματα που ελήφθησαν από το μοντέλο Ansys συγκρίθηκαν με το μαθηματικό μοντέλο που εφαρμόστηκε στο Simulink. Παρατηρήθηκε ότι η μετατόπιση και η επιτάχυνση του πλαισίου του αυτοκινήτου που αποκτήθηκε στο ANSYS είναι πλησιέστερα στις τιμές του μαθηματικού μοντέλου. Οι Vivekanandan et.al. (2014) ανέλυσε το σύστημα ανάρτησης διπλής ευχέρωσης οστού για οχήματα εδάφους με στόχο τη βελτίωση του σχεδιασμού και της σταθερότητας (Vivekanandan et.al., 2014). Η ανάρτηση σχεδιάστηκε λαμβάνοντας υπόψη τη δυναμική του οχήματος που χρησιμοποιεί το Lotus και το Ansys. Ως αποτέλεσμα βελτιώθηκε ο χειρισμός και η άνεση.

7.3. ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΕΡΕΥΝΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΑΠΟΣΒΕΣΗ ΤΩΝ ΟΧΗΜΑΤΩΝ

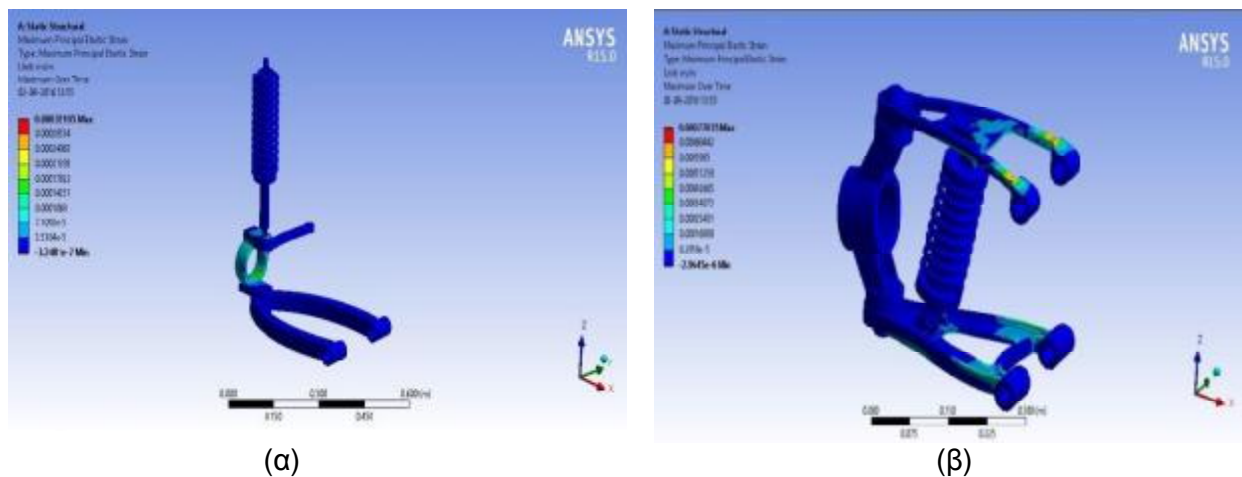
Σε αυτό το σημείο της παρούσας εργασίας θα παρουσιαστούν συγκριτικά αποτελέσματα ερευνών της βιβλιογραφικής ανασκόπησης. Σύμφωνα με τους Shoab et al., (2017) πραγματοποιήθηκε σύγκριση μεταξύ δύο συστημάτων απόσβεσης οχημάτων Double Wisbone και Mac Pherson. Το υλικό που χρησιμοποιήθηκε για το σύστημα ανάρτησης είναι χάλυβας (ASTM A36). Η δυσκαμψία που χρησιμοποιήθηκε για τα δύο συστήματα ανάρτησης είναι 58800 N/m, ενώ ο συντελεστής απόσβεσης λαμβάνεται ως 2586 Ns/m. Η ανυψωμένη μάζα του οχήματος είναι 467 kg, ενώ η μη αναστρέψιμη μάζα του μοντέλου οχήματος είναι 21,2 kg. Οι παραπάνω παράμετροι χρησιμοποιήθηκαν και για τα δύο συστήματα ανάρτησης, δηλαδή το Mac Pherson και το Double Wisbone. Αυτά τα μοντέλα μαζί με τις προδιαγραφές αναλύονται χρησιμοποιώντας το ANSYS 15.0. Τα δύο μοντέλα ανάρτησης αναλύονται για δομική, μεταφορική και μεταβατική ανάλυση (Shoab et al., 2017).

7.3.1. ΔΟΚΙΜΗ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΥΠΟ ΣΤΑΤΙΚΗ ΦΟΡΤΙΣΗ

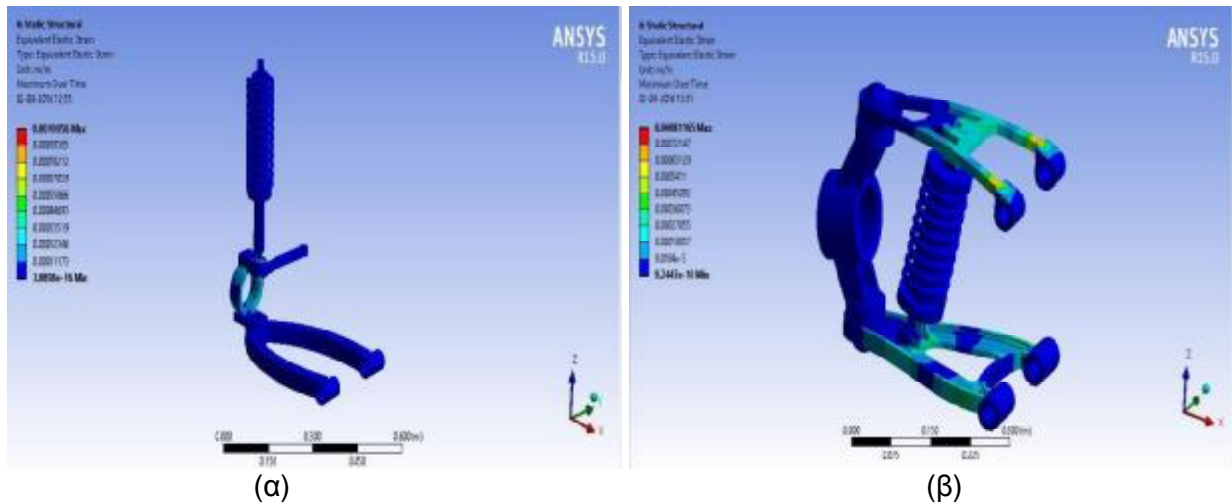
Στην συνέχεια ακολουθεί η απεικόνιση των αποτελεσμάτων της στατικής ανάλυσης των αναρτήσεων Double Wisbone και Mac Pherson σύμφωνα με τους Shoab et al., 2017.



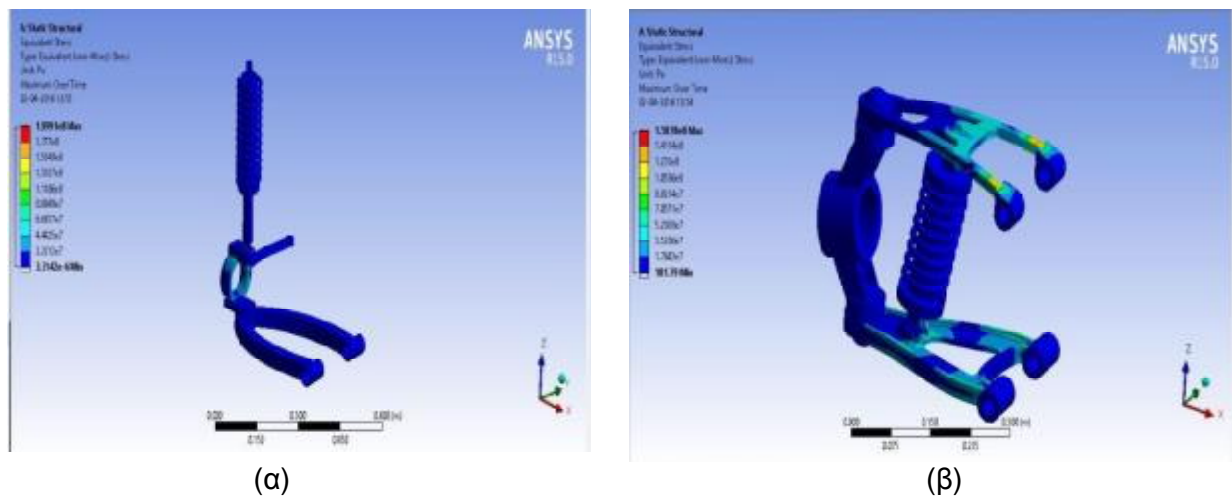
Εικόνα 54: Στατική δομική παραμόρφωση του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone



Εικόνα 55: Στατική δομική κύριου στελέχους του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone



Εικόνα 56: Στατική δόκιμη ισοδύναμης καταπόνησης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wishbone



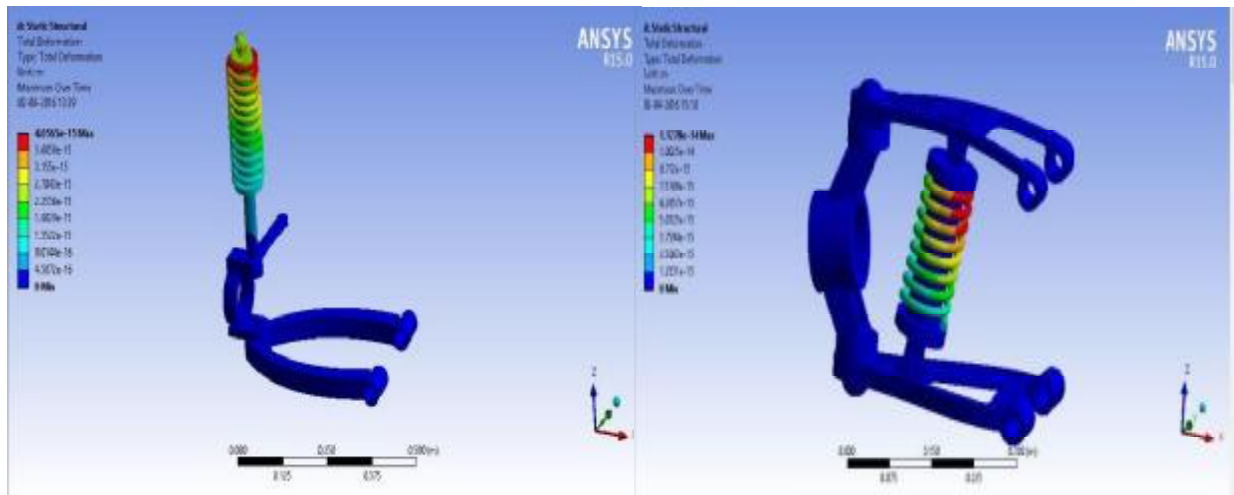
Εικόνα 57: Στατική δόκιμη Von Mises stress του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wishbone

Πίνακας 1: Σύγκριση της στατικής δομικής ανάλυσης μεταξύ των συστημάτων ανάρτησης [Πηγή: Shoab et al., 2017]

Name	Macpherson Suspension	Double wishbone Suspension
Deformation (m)	0.0009471	0.00051155
Maximum Principal strain (m/m)	0.0003215	0.00077035
Equivalent Strain (m/m)	0.0010056	0.00081165
Von-Mises stress (N/m ²)	1.9991x10 ⁸	1.5878x10 ⁸

7.3.2. ΔΟΚΙΜΗ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΥΠΟ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΦΟΡΤΙΣΗ

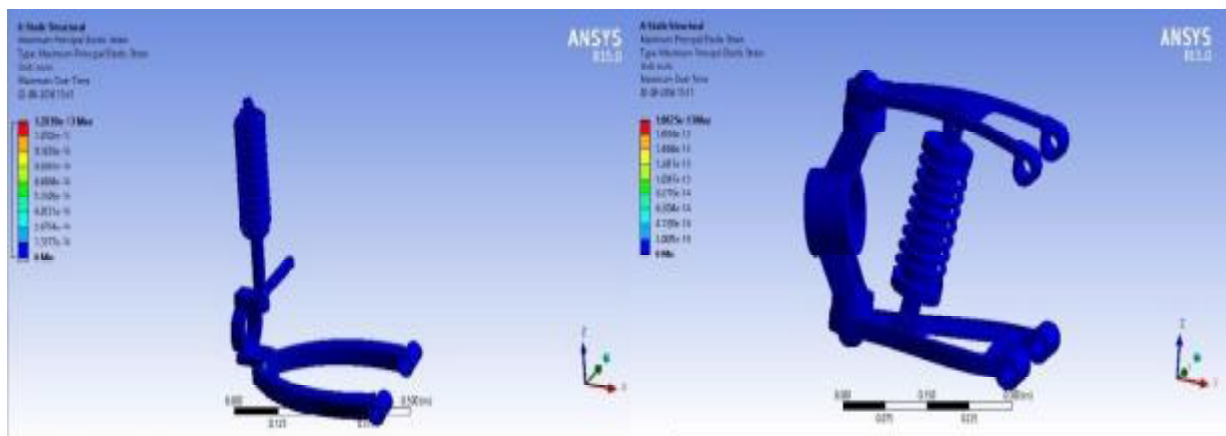
Στην συνέχεια ακολουθεί η απεικόνιση των αποτελεσμάτων της στατικής ανάλυσης υπό δυναμική φόρτιση των αναρτήσεων Double Wishbone και Mac Pherson σύμφωνα με τους Shoab et al., 2017.



(α)

(β)

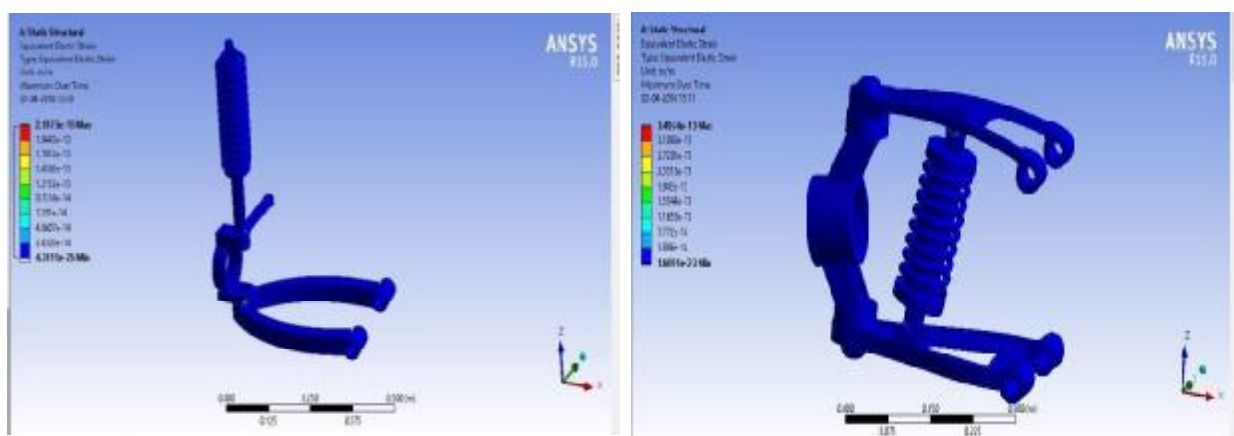
Εικόνα 58: Στατική δομική παραμόρφωση του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wishbone υπό δυναμική φόρτιση



(α)

(β)

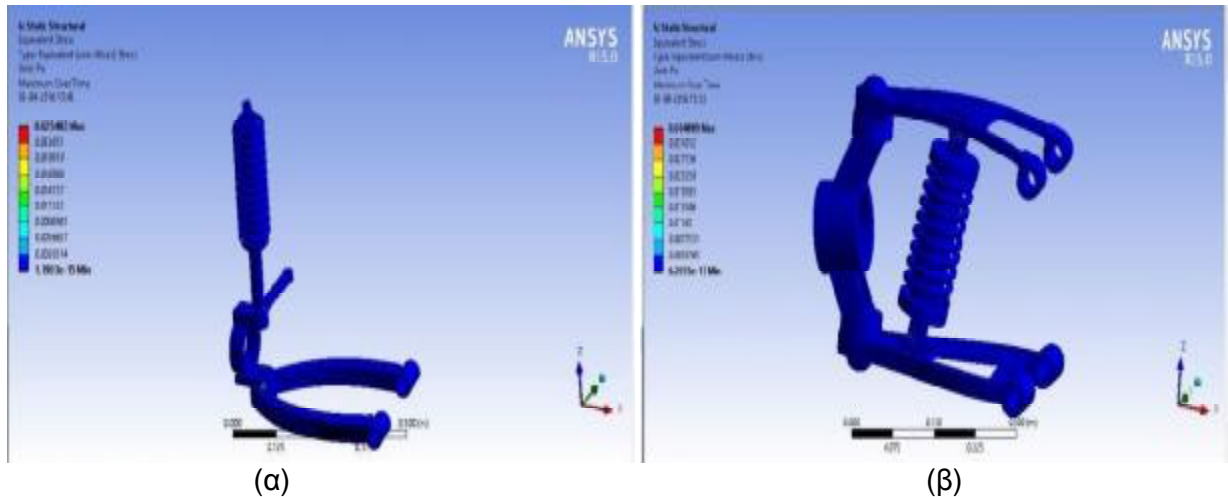
Εικόνα 59: Στατική δομική κύριου στελέχους του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wishbone υπό δυναμική φόρτιση



(α)

(β)

Εικόνα 60: Στατική δόκιμη ισοδύναμης καταπόνησης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wishbone υπό δυναμική φόρτιση



Εικόνα 61: Στατική δόκιμη Von Misses stress του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone υπό δυναμική φόρτιση

Πίνακας 2: Σύγκριση δομικής ανάλυσης υπό δυναμική φόρτιση μεταξύ Mac Pherson και Double Wisbone συστημάτων ανάρτησης
[Πηγή: Shoaib et al., 2017]

Name	Mac Pherson	Double Wisbone
Deformation (m)	4.0565×10^{-15}	1.1278×10^{-14}
Maximum Principal strain (m/m)	1.2039×10^{-13}	1.8625×10^{-13}
Equivalent Strain (m/m)	2.1873×10^{-13}	3.4973×10^{-13}
Von-Misses stress (N/m^2)	0.025482	0.034889

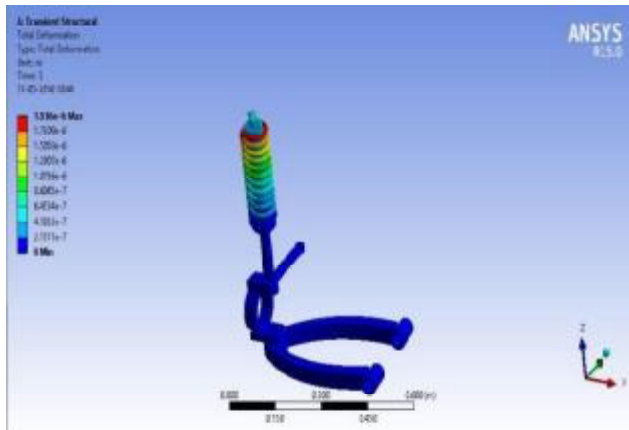
7.3.3. ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΧΝΟΤΗΤΩΝ

Στην συνέχεια δίνεται ο Πίνακας ? των αποτελεσμάτων με την σύγκριση των δύο συστημάτων Mac Pherson και Double Wisbone σε ότι αφορά την συχνότητα της εκτέλεσης.

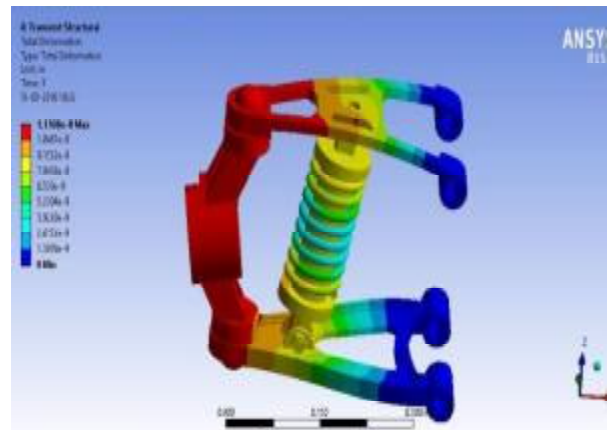
Πίνακας 3: Σύγκριση τιμών συχνοτήτων κατά την εκτέλεση μεταξύ Mac Pherson και Double Wisbone συστημάτων ανάρτησης
[Πηγή: Shoaib et al., 2017]

Mode number	Frequency (Hz)	Frequency (Hz)
	Mac Pherson suspension	Double Wisbone suspension
1	9.54	77.94
2	9.65	91.75
3	25.94	95.10
4	29.69	97.30
5	30.77	113.37
6	34.44	158.92

7.3.4. ΠΑΡΟΔΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

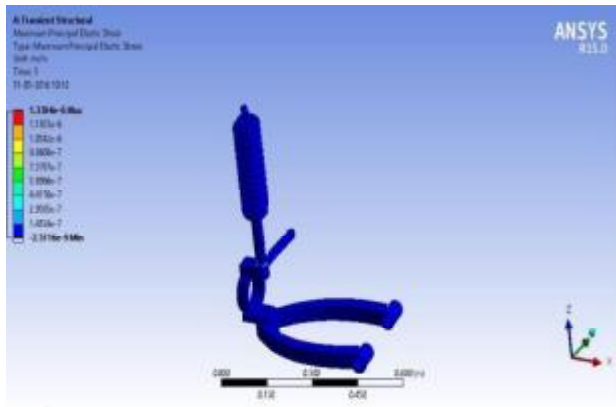


(α)

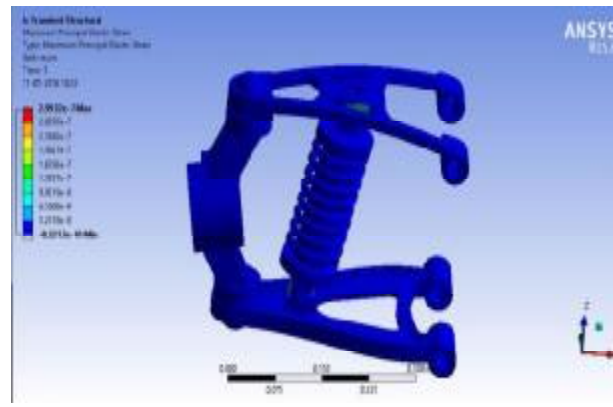


(β)

Εικόνα 62: Παροδική ανάλυση παραμόρφωση του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wishbone υπό δυναμική φόρτιση

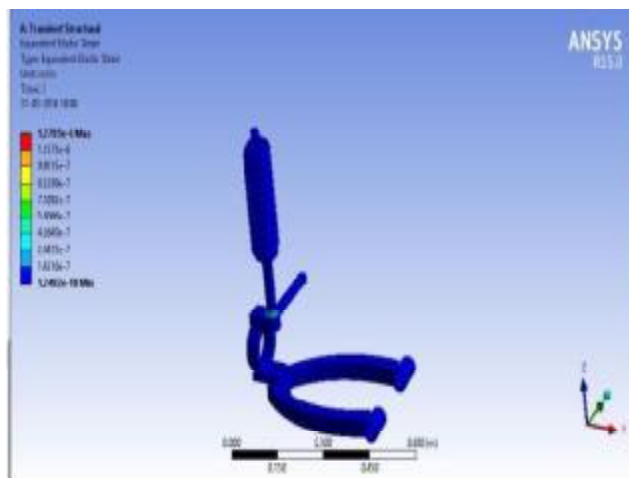


(α)

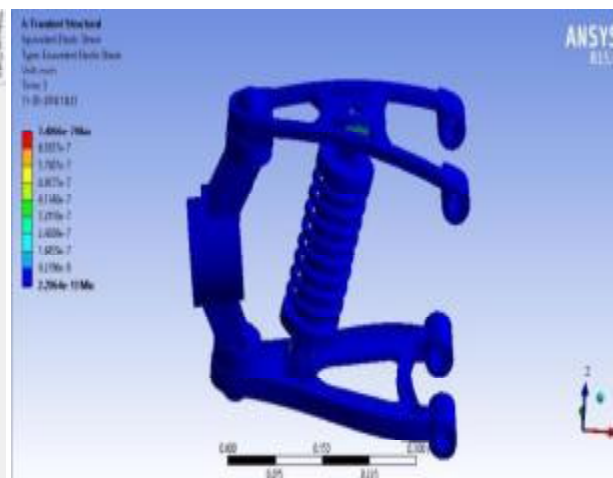


(β)

Εικόνα 63: Παροδική ανάλυση καταπόνησης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wishbone υπό δυναμική φόρτιση

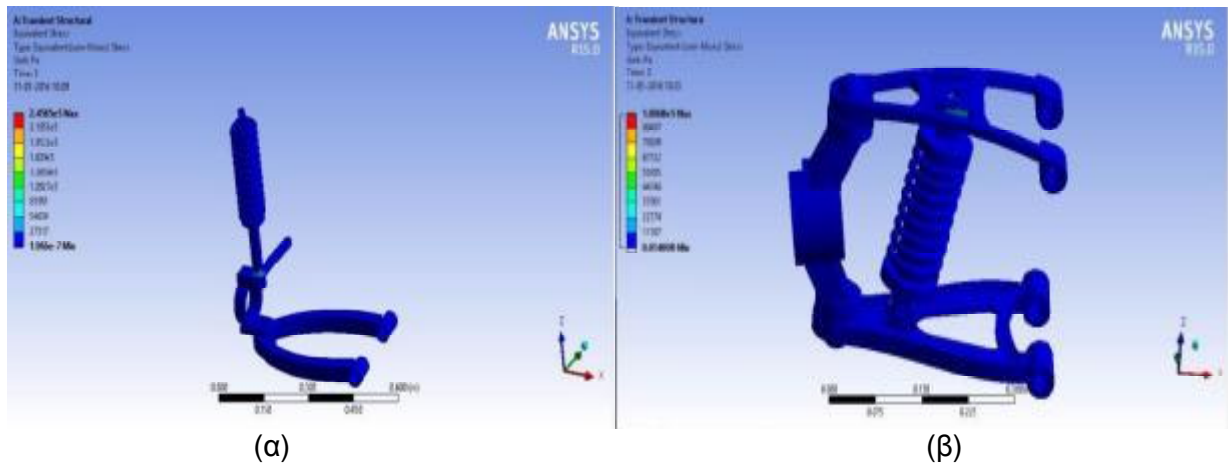


(α)



(β)

Εικόνα 64: Παροδική ανάλυση ισοδύναμης πίεσης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wishbone υπό δυναμική φόρτιση



Εικόνα 65: Παροδική ανάλυση ισοδύναμης πίεσης του συστήματος ανάρτησης (α) Mac Pherson και (β) Double Wisbone

Πίνακας 4: Σύγκριση της παροδικής ανάλυσης μεταξύ των συστημάτων Mac Pherson και Double Wisbone
[Πηγή: Shoaib et al., 2017]

Mode number	Macpherson Suspension	Double wishbone Suspension
Deformation (m)	1.936×10^{-6}	1.1768×10^{-8}
Principal strain (m/m)	1.3304×10^{-6}	2.9932×10^{-7}
Equivalent Strain (m/m)	1.2795×10^{-6}	7.4066×10^{-7}
Von-Misses stress (N/m^2)	2.4585×10^5	1.0068×10^5

7.4. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Τα συμπεράσματα των αποτελεσμάτων της μελέτης των Shoaib et al., 2017 για την σύγκριση των δυο πιο διαδεδομένων συστημάτων ανάρτησης Mac Pherson και Double Wishbone είναι τα ακόλουθα:

- Η δοκιμή ανάλυσης για την στατική φόρτιση αποκαλύπτει ότι το σύστημα ανάρτησης Double Wisbone παρουσιάζει μικρότερη ένταση, τάση (Von-Misses) καθώς και παραμορφώσεις.
- Η δοκιμή ανάλυσης για την δυναμική φόρτιση αποκαλύπτει ότι το Mac Pherson και έχει καλύτερα αποτελέσματα κατά την εκκίνηση από το Double Wisbone
- Το αποτέλεσμα της παροδικής ανάλυσης δείχνει ότι το Double Wisbone έχει καλύτερο αποτέλεσμα καθώς προκαλεί μικρότερη ένταση και παραμόρφωση.

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Σκοπός της παρούσας πτυχιακής εργασίας ήταν η ανάλυση ταλαντώσεων οχημάτων. Στόχος ήταν η αναλυτική περιγραφή των συστημάτων ανάρτησης και των αρχών λειτουργίας τους με απώτερο σκοπό την ανάλυση και η αξιολόγηση τους ως προς της αποδοτικότητα τους μέσω συγκριτικής μελέτης.

Για την κατανόηση των αναρτήσεων και την σπουδαιότητα τους στην λειτουργία του οχήματος αρχικά πραγματοποιήθηκε μια ανάλυση των στοιχείων μηχανών των ταλαντώσεων. Επίσης, δόθηκε έμφαση στις δονήσεις αναλύοντας τους τύπους των δονήσεων, την δοκιμή δόνησης και την ανάλυση αυτών. Περιγράφηκαν η ελεύθερη μεταφορική ταλάντωση συστημάτων με και χωρίς εξαναγκασμό. Ακολούθησαν οι δονήσεις των οχημάτων τα προβλήματα που δημιουργούνται σε αυτά από τις δονήσεις καθώς επίσης και η πηγή που προκαλεί αυτές τις δονήσεις.

Στην συνέχεια πραγματοποιήθηκε βιβλιογραφική ανασκόπηση για τις αναρτήσεις των οχημάτων. Αναλύθηκε ο άκαμπτος άξονας, ο ημιάκαμπτος άξονας τα ελατήρια, η στρεπτική και αντιστρεπτική ράβδος και ακολούθησαν οι τύποι των αναρτήσεων αναρτήσεις, οι οποίες ήταν με γόνατα Mac Pherson, ανάρτηση Double Wishbone (με διπλά ψαλίδια), υστερούντες και μη υστερούντες βραχίονες. Ωστόσο αναλύονται οι αναρτήσεις πίσω τροχών καθώς και οι ενεργητικές αναρτήσεις.

Μετά από το θεωρητικό υπόβαθρό δόθηκε η δυνατότητα να μελετηθούν εκτενέστερα συγκριτικές μελέτες που έχουν πραγματοποιηθεί για τους τύπους των αναρτήσεων στην παρούσα εργασία παρουσιάζονται τα αποτελέσματα σύγκρισης των δύο πιο διαδεδομένων αναρτήσεων που είναι Mac Pherson και Double Wishbone. Τα αποτελέσματα οδήγησαν στο ότι η δοκιμή ανάλυσης για την στατική φόρτιση αποκαλύπτει ότι το σύστημα ανάρτησης Double Wishbone παρουσιάζει μικρότερη ένταση, τάση (Von-Misses) καθώς και παραμορφώσεις. Επιπλέον, η δοκιμή ανάλυσης για την δυναμική φόρτιση αποκαλύπτει ότι το Mac Pherson και έχει καλύτερα αποτελέσματα κατά την εκκίνηση από το Double Wishbone και τέλος το αποτέλεσμα της παροδικής ανάλυσης δείχνει ότι το Double Wishbone έχει καλύτερο αποτέλεσμα καθώς προκαλεί μικρότερη ένταση και παραμόρφωση.

Εκ κατακλείδι, με το τέλος της παρούσας εργασίας θα ήθελα να δοθεί βήμα στους συναδέλφους Μηχανολόγους Μηχανικούς του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών ΤΕ. του Τ.Ε.Ι Δυτικής Ελλάδας, έχοντας το δικό μου θεωρητικό υπόβαθρό, να προβούν σε περαιτέρω μελέτη με στόχο την αρχική σχεδίαση συστημάτων ανάρτησης και την επιλογή του κατάλληλου τύπου με στόχο την χρήση του στον διεθνή διαγωνισμό Formula Student.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Ελληνική Βιβλιογραφία

- Βανδώρας Α., 2015, έλεγχος των μηχανικών ταλαντώσεων μέσω δυναμικής απόσβεσης, Τ.Ε.Ι Δυτικής Ελλάδας, Πάτρα,
- Δημαρόγκωνας Α., 1985, Ταλαντώσεις, Τόμος Ι – ΙΙ, Εκδόσεις Συμμετρίας, Αθήνα
- Καράμπαλης Δ., 2002, Δυναμική και Ταλάντωση, Εκδόσεις Πανεπιστήμιο Πατρών, Πάτρα.
- Κατσαρίμπας Α. και Πασαλόπουλος., 2012, Δυναμικό Μοντέλο Ανάρτησης Ελαστικού, Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Πειραιά, Αθήνα.
- Κωνσταντινίδης Κ. και Παπαδόπουλος Α., 2014, Δυναμική ανάλυση ταλαντώσεων οχημάτων και αποσβέσεων αυτών, ΤΕΙ Ανατολικής Μακεδονίας και Θράκης, Καβάλα.
- Μπρέμπου Ε., 2013, Μοντελοποίηση υδροπνευματικής ανάρτησης οχήματος, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα
- Ντασιάβας Σ., 2001, Ταλαντώσεις μηχανικών συστημάτων , εκδόσεις ΖΗΤΗ, Θεσσαλονίκη,
- Παϊπέτης Σ. και Πολύζος Δ., 2003, Ταλαντώσεις και κύματα, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα
- Τσινόπουλος Σ., 2007, Μηχανικές Ταλαντώσεις, σημειώσεις μαθήματος Μηχανικές Ταλαντώσεις και Θεωρία Μηχανισμών, ΤΕΙ Δυτικής Ελλάδας , Πάτρα.

Ξένη Βιβλιογραφία

- Deg Hartog J.P., 1985, Mechanical vibrations, Dover, New York
- Kelly S.G, 1993, Mechanical vibrations, Schaum's outline series, Mc Graw –Hill, New York
- Liu J, Zhuang D J, Yu F and Lou L M 2008 Optimized design for a Macpherson strut suspension with side load springs, International Journal of Automotive Technology, 9, 29-35.
- Purushotham A 2012 Comparative Simulation studies on MacPherson Suspension System, International Journal of Modern Engineering Research, 3, 1377-1381.
- Rao S.S., 2003, Mechanical vibrations, Fourth Edition, Prentice Hall, New Jersey, USA.
- Sawant S. H., V. Mrunalinee Belwalkar V., Manorama Kamble A., Pushpa Khot B. and Patil Dipali D., Vibrational analysis of quarter car vehicle dynamic system subjected to harmonic excitation by road surface, Mechanical Engineering Department, Dr. J. J.Magdum College of Engineering, Jaysingpur

Vivekanandan N, Abhilash Gunaki, Chinmaya Acharya, Savio Gilbert and Rushikesh Bodake
2014 Design analysis and simulation of Double wishbone suspension system,
International Journal of Mechanical Engineering, 2, 1-7.

Διαδικτυακές σελίδες:

Αναρτήσεις πίσω τροχών <http://iceal.wikidot.com/anartiseis-piso-trochon>

Ανάρτηση, Ασφάλεια, Ηλεκτρονικός έλεγχος, 2013,: <http://www.tosynergeio.gr/>

Άξονας Ντε-Ντιόν https://www.caroto.gr/static/media/2009/03/f1_resize.jpg

Άρθρα με πληροφορίες οχημάτων (φωτογραφικό υλικό): Autotriti <https://www.autotriti.gr/>

Εγκυκλοπαίδεια Wikimedia <https://commons.wikimedia.org/wiki>

Ελατήρια: <https://www.springs.gr/wp/>

Καβαθάς Κ, 2012, Γεωμετρία ανάρτησης <http://iceal.wikidot.com/geometria-anartiseon>

Κεντρικός σωλήνας ώθησης <http://www.trucktrend.com>

Μαρινόπουλος Ν, 2009, Πίσω ανάρτηση Opel Astra <https://www.caroto.gr/2009/>

Ραξή Ε., 2012, Ανάρτηση οχήματος, <http://rodopinews.gr/26233>

Τρίγωνο ωθήσεως: <https://masterstouchautomobile.com/services/driveline-repair>

Tudor Raiciu, 2009, How Multi-Link Suspension Works: <https://www.autoevolution.com>

Φωτογραφικό Υλικό: <https://www.autoblog.gr/2012/09/01/a-few-words-about-the-suspension-the-macpherson-strut-in-the-21st-century/>

Υδραυλικοί αποσβεστήρες: http://www.lambocars.com/images/aventador/0/lp700_71.html