



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ

Διπλωματική Εργασία

**ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΠΛΑΣΙΟΥ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΤΥΠΟΥ
FORMULA STUDENT**

ΚΟΥΚΛΑΚΗΣ ΦΙΛΙΠΠΟΣ

ΑΜ: 45114

Επιβλέπων:

ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ ΣΤΕΡΓΙΟΥ

Αθήνα, Ιούλιος 2021



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ

**ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΠΛΑΣΙΟΥ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΤΥΠΟΥ FORMULA
STUDENT**

Μέλη Εξεταστικής Επιτροπής συμπεριλαμβανομένου και του Εισηγητή

Η πτυχιακή/διπλωματική εργασία εξετάστηκε επιτυχώς από την κάτωθι Εξεταστική Επιτροπή:

A/α	ΟΝΟΜΑ ΕΠΩΝΥΜΟ	ΒΑΘΜΙΔΑ/ΙΔΙΟΤΗΤΑ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
1	ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ ΣΤΕΡΓΙΟΥ	Καθηγητής (ΔΕΠ)	
2	ΤΣΟΛΑΚΗΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ	Αναπλ. Καθηγητής (ΔΕΠ)	
3	ΣΑΓΙΑΣ ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ	Έκτακτο Εκπαιδευτικό Προσωπικό (ΕΕΠ)	

1.1 ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΠΤΥΧΙΑΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Κουκλάκης Φίλιππος του Αντωνίου, με αριθμό μητρώου 45114 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της πτυχιακής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο/Η Δηλών/ούσα



ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 : Βασικές έννοιες σχεδιασμού κατασκευών.....	7
1.1	Μεθόδευση στο σχεδιασμό.....	7
1.2	Μετατροπή ενέργειας, ύλης, σήματος.....	7
1.3	Ανάλυση – Αφαίρεση – σύνθεση.....	9
1.4	Δομή.....	10
1.5	Καθορισμός των προδιαγραφών.....	12
1.6	Αφαίρεση για τον προσδιορισμό του κυρίου προβλήματος.....	13
1.7	Ολική λειτουργία – Επιμέρους λειτουργίες.....	14
1.8	Οδηγίες για τη συγκρότηση δομών λειτουργίας.....	15
1.9	Το brainstorming.....	16
1.9.1	Συστηματική αναζήτηση μητρών ταξινόμησης.....	18
1.9.2	Διαμόρφωση κριτηρίων αξιολόγησης.....	20
2	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΠΛΑΙΣΙΑ ΟΧΗΜΑΤΩΝ.....	22
2.1	Ορισμός και Ιστορία.....	22
2.2	Οι τύποι των πλαισίων.....	22
2.2.1	«Πλαίσιο τύπου σκάλας».....	22
2.2.2	«Αυτοφερόμενο πλαίσιο».....	23
2.2.3	«Πλαίσιο τύπου σωληνωτό».....	24
2.2.4	«Πλαίσιο Monocoque».....	25
2.2.5	Υβριδικό πλαίσιο.....	26
2.3	Σύγκριση τύπων πλαισίων.....	27
2.4	Υλικά κατασκευής πλαισίων.....	29
2.4.1	Ατσάλι.....	29
2.4.2	Αλουμίνιο.....	29
2.4.3	Σύνθετα υλικά.....	30
2.5	Κριτήρια επιλογής υλικού.....	31
2.6	Μέθοδοι παραγωγής.....	32
2.6.1	Μηχανική άρθρωση.....	32
2.6.2	Συγκόλληση.....	32
3	ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΑΚΑΜΨΙΑ ΠΛΑΙΣΙΟΥ.....	35
3.1	Στρεπτική και καμπτική ακαμψία πλαισίου.....	35
3.2	Δυναμικά φορτία οφειλόμενα στις ανωμαλίες του δρόμου.....	36
3.2.1	Διαδικασία προσδιορισμού της αντοχής του πλαισίου σε κόπωση.....	36
3.3	Μέτρηση στρεπτικής ακαμψίας πλαισίου.....	38

3.3.1	Υπολογισμός στρεπτικής ακαμψίας.....	40
3.4	Μέγεθος στρεπτικής ακαμψίας.....	41
3.4.1	Σχεδιασμός για υψηλή στρεπτική ακαμψία.....	41
3.4.2	Μέθοδοι αύξηση στρεπτικής ακαμψίας.....	42
3.5	Καμπτική δυσκαμψία.....	43
4	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΠΛΑΙΣΙΟΥ.....	44
4.1	Διασάφηση του προβλήματος.....	44
4.1.1	Πίνακας προδιαγραφών.....	46
4.2	Σύλληψη της ιδέας.....	66
4.2.1	Αφαίρεση για τον εντοπισμό των ουσιωδών προβλημάτων.....	66
4.2.2	Αποτελέσματα 1 ^{ου} και 2 ^{ου} βήματος αφαίρεσης.....	66
4.2.3	Αποτελέσματα 3 ^{ου} και 4 ^{ου} βήματος αφαίρεσης:.....	71
4.2.4	Αποτέλεσμα 5 ^{ου} βήματος αφαίρεσης:.....	71
4.3	Δομή λειτουργίας.....	72
4.4	Αναζήτηση αρχών λύσεων που να πληρούν τις επιμέρους λειτουργίες.....	73
4.4.1	Σάρωση κινητήρα (3d scanning).....	73
4.4.2	Λύσεις από brainstorming.....	78
4.5	Μήτρα ταξινόμησης.....	84
4.5.1	Λύσεις από μήτρα ταξινόμησης.....	85
4.6	Πίνακας επιλογής.....	92
5	ΣΤΑΔΙΟ ΣΧΕΔΙΟΜΕΛΕΤΗΣ.....	96
5.1	Υπολογισμός διατομών πλαισίου.....	96
5.2	Υπολογισμός θεωρητικής ακαμψίας πλαισίου.....	102
5.3	Σχεδιασμός Main roll Hoop.....	115
5.4	Έλεγχος γωνιών Main roll hoop bracings.....	121
5.5	Σχεδιασμός front hoop.....	124
5.6	Συνδυασμός πλαισίου με σύστημα ανάρτησης.....	128
5.7	Προσδιορισμός ακαμψίας πλαισίου.....	132
5.8	Σχεδιασμός τελικής γεωμετρίας.....	149
5.9	Συμπεριφορά πλαισίου σε συνθήκες πρόσκρουσης.....	150
6	ΜΕΛΕΤΗ ΣΤΗΡΙΞΕΩΝ ΥΠΟΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΛΑΙΣΙΟΥ.....	153
6.1	Μελέτη και σχεδιασμός προσκέφαλου οδηγού.....	153
6.2	Μελέτη στηρίξεως βάσης τιμονιού.....	158
6.3	Μελέτη συστήματος πρόσδεσης οδηγού.....	159
7	ΣΥΝΟΨΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ.....	165
8	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	166

ΕΙΣΑΩΓΗ

Αξιοποιώντας τη δυνατότητα που μας παρέχει το Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής να συμμετέχουμε στον διεθνή φοιτητικό διαγωνισμό σχεδιασμού και κατασκευής αγωνιστικών οχημάτων τύπου formula student, παραθέεται στην συνέχεια ολοκληρωμένη μελέτη και ανάλυση του πλαισίου ως βασικού τμήματος του οχήματος με σκοπό την βέλτιστη επιλογή κατάλληλης γεωμετρίας ώστε να επιτευχθεί ικανοποιητική αναλογία βάρους του πλαισίου με την στρεπτική ακαμψία του καθώς και η επιδίωξη μείωσης του συνολικού βάρους του. Επιθυμητό αποτέλεσμα των προαναφερθέντων παραγόντων είναι η αποδοτική λειτουργία των υπόλοιπων συστημάτων τα οποία αλληλοεπιδρούν με το πλαίσιο. Όσον αφορά την μελέτη του πλαισίου αρχικά ακολουθήθηκε η μεθοδολογία σχεδιασμού κατασκευών όπου αναλύονται λύσεις για την γεωμετρία του οπίσθιου μέρους του πλαισίου διότι παρέχεται μεγαλύτερη σχεδιαστική ευχέρεια. Στην συνέχεια με την βοήθεια προγραμμάτων ανάλυσης με τη χρήση πεπερασμένων στοιχείων (FEM) καθώς και δυσδιάστατης ανάλυσης (beam element analysis) εξετάστηκαν και συγκρίθηκαν πιθανές λύσεις για τον καθορισμό της τελικής γεωμετρίας.

2 ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 : Βασικές έννοιες σχεδιασμού κατασκευών.

2.1 Μεθόδευση στο σχεδιασμό

Ακολουθώντας τη γενικά παραδεκτή αρχή ότι σύνθετα προβλήματα επιλύονται πιο εύκολα αν υποδιαιρεθούν σε επιμέρους προβλήματα και εξετασθούν χωριστά, αναπτύχθηκαν μέθοδοι που διαρθρώνουν την εργασία του σχεδιασμού σε μικρά, συνειδητά βήματα ώστε να παρέχεται πλήρης εποπτεία. Η μεθόδευση αυτή που βασίζεται σε μια συστηματοποιημένη και λογικά προγραμματισμένη πορεία εργασίας:

- Επιτρέπει στον μελετητή να καταλήξει σε σύντομο χρόνο στη βέλτιστη λύση του προβλήματος και αν ακόμη δεν διαθέτει μακρά εμπειρία και πρότυπα επιτυχημένων παρεμφερών κατασκευών.
- Εξασφαλίζει αντικειμενικά κριτήρια και οδηγεί σε λύσεις που δεν εξαρτώνται από την τύχη και από την έμπνευση της στιγμής .
- Έχει την δυνατότητα να διδαχθεί , να εκμαθευτεί και να χρησιμοποιηθεί σε συνδυασμό με ηλεκτρονικούς υπολογιστές.

Εκτός όμως από τα πιο πάνω ένα μεγάλο πλεονέκτημα αυτής της μεθόδευσης είναι η δυνατότητα να χρησιμοποιηθεί αναλογικά και σε άλλους, μη τεχνικούς κλάδους. Δίνει τον τρόπο για την επίλυση προβλημάτων γενικά. Το πώς θα αρχίσει κανείς, πώς θα προχωρήσει, πώς θα συγκρίνει, πώς θα αποφασίσει, πώς θα καταλήξει. Η εξοικείωση με ένα τέτοιο σύστημα, σε μια τέτοια τεχνική, αποφέρει πλεονεκτήματα που εκτείνονται πιο πέρα από τη δημιουργία επιτυχημένων κατασκευών [1].

2.2 Μετατροπή ενέργειας, ύλης, σήματος.

Η ανάλυση τεχνικών συστημάτων που λέγονται συσκευή, μηχανή, όργανο, εγκατάσταση, ομάδα στοιχείων ή επιμέρους τεμάχιο δείχνει ότι εξυπηρετούν μια τεχνική διαδικασία στην οποία διοχετεύονται και μετατρέπονται ενέργειες, ύλες και σήματα. Στην τεχνική ο όρος συνοδεύεται συνήθως και από την μορφή που εμφανίζεται π.χ. μηχανική, ηλεκτρική, οπτική ενέργεια κλπ. τον όρο ύλη συνοδεύουν συγκεκριμένες ιδιότητες όπως το βάρος, χρώμα, κατάσταση κλπ. Ο όρος **σήμα** ανήκει στη γενική έννοια των πληροφοριών και αποτελεί τη φυσική μορφή του φορέα μιας πληροφορίας. Η πληροφορία μεταξύ των ανθρώπων χαρακτηρίζεται πολλές φορές ως είδηση .

- Σε μια εργαλειομηχανή έχουμε μετατροπή της ηλεκτρικής ενέργειας σε μηχανική και θερμική. Η χημική ενέργεια ενός καυσίμου μετατρέπεται , σε ένα κινητήρα εσωτερικής καύσης, επίσης σε μηχανική και θερμική ενέργεια . Σε ένα πυρηνικό εργοστάσιο μετατρέπεται η πυρηνική σε θερμική ενέργεια κλπ.
- Στην ύλη γίνονται επίσης διάφορες μεταβολές. Πολλά υλικά αναμιγνύονται, διαχωρίζονται, χρωματίζονται, συσκευάζονται, μεταφέρονται ή αλλάζουν κατάσταση. από πρώτες ύλες δημιουργούνται έτοιμα προϊόντα. Με μηχανική επεξεργασία σε τεμάχια δημιουργούνται επιφάνειες με ιδιαίτερες απαιτήσεις. Προϊόντα εξευγενίζονται σε ειδικές εγκαταστάσεις. τεμάχια καταστρέφονται σε δοκιμές.
- Σε κάθε εγκατάσταση πραγματοποιείται επεξεργασία πληροφοριών μέσω σημάτων τα οποία εισάγονται, συγκεντρώνονται, προετοιμάζονται, διοχετεύονται, συγκρίνονται, συνδέονται, εξάγονται, αναγράφονται, καταγράφονται.

Στις τεχνικές διαδικασίες ανάλογα με το πρόβλημα ή το είδος της λύσης, κυριαρχεί μία από τις τρεις μετατροπές, δηλαδή η μετατροπή της ενέργειας ή της ύλης ή του σήματος. Σκόπιμο είναι η κύρια αυτή μετατροπή της ενέργειας να εξετάζεται με τη μορφή μιας ροής σαν κύρια ροή. Συνήθως συνοδεύεται και από μια δεύτερη ροή, συχνά λαμβάνουν μέρος και οι τρεις. Έτσι δεν υπάρχει ροή ύλης, ή σήματος χωρίς μια συνοδευτική ροή ενέργειας και όταν ακόμη η αναγκαία ενέργεια είναι πολύ μικρή ή η προμήθεια της είναι πολύ εύκολη. Τα προβλήματα της προμήθειας ή της μετατροπής της ενέργειας δε κυριαρχούν, είναι αμελητέα, αλλά η ροή της ενέργειας είναι απαραίτητη.

Η μετατροπή ενέργειας για την παραγωγή π.χ. ηλεκτρικής ενέργειας είναι συνδεδεμένη με μετατροπή ύλης και όταν ακόμα η συνεχής ροή της ύλης δεν είναι εμφανής, όπως συμβαίνει σε ένα πυρηνικό εργοστάσιο σε αντίθεση με αντίστοιχο εργοστάσιο που χρησιμοποιεί ως καύσιμη ύλη τον άνθρακα. Η συνοδευτική ροή σήματος για τον έλεγχο και ρύθμιση της όλης διαδικασίας, είναι μια σημαντική δευτερεύουσα ροή. Επιπλέον, σε πάρα πολλές περιπτώσεις είναι δυνατή η επεξεργασία μόνο όταν είναι γνωστό το κόστος των μεγεθών εισόδου ή όταν καθορίζεται ποιο μπορεί να είναι το μέγιστο κόστος των μεγεθών εξόδου (κόστος προϊόντος).

Στα τεχνικά συστήματα λοιπόν λαμβάνει χώρα μετατροπή ενέργειας, ύλης και σήματος που προσδιορίζεται επακριβώς από μεγέθη ποσότητας, ποιότητας και κόστους. Το πρόβλημα περιγράφεται σε ένα μαύρο κουτί με βάση τα μεγέθη εισόδου και εξόδου

(σχήμα1.1). Η λύση, η οποία θα πρέπει να ανταποκρίνεται στα προκαθορισμένα μεγέθη εισόδου και εξόδου, είναι ακόμα άγνωστη.[1]



Σχήμα1.1 Μετατροπή ενέργειας ύλης και σήματος.

2.3 Ανάλυση – Αφαίρεση – σύνθεση.

Η ανάλυση είναι από τη φύση της απόκτηση πληροφοριών με διαμόρφωση, διάρθρωση και εξέταση των ιδιοτήτων και αλληλοσυνδέσεων των επιμέρους στοιχείων. Γίνεται αναγνώριση, ορισμός, συγκρότηση της δομής, ένταξη και γενικά επεξεργασία των πληροφοριών που αποκτήθηκαν και μετατροπή τους σε γνώση. Για την αποφυγή λαθών απαιτείται μια καθαρή και μονοσήμαντη διατύπωση που ενισχύεται από μια ανάλυση του προβλήματος. Η τελευταία σημαίνει διαχωρισμό του ουσιώδους από επουσιώδες και σε πιο σύνθετα προβλήματα προετοιμασία της αναζήτησης λύσεων με συμπερασματική σκέψη αφού προηγηθεί η υποδιαίρεση σε επιμέρους προβλήματα που παρέχουν άμεση εποπτεία. Αν η αναζήτηση λύσης παρουσιάσει δυσκολίες, είναι ίσως δυνατό με μια νέα διατύπωση του προβλήματος να δημιουργηθεί μια καλύτερη προοπτική λύσης. Η πείρα δείχνει ότι μια προσεκτική ανάλυση και διατύπωση του προβλήματος ανήκει στα πιο σπουδαία στάδια μεθοδικής εργασίας. Με την διαδικασία της αφαίρεσης είναι κατά κανόνα δυνατόν ξεκινώντας από την ανάλυση να προκύψει μια ευρύτερη, γενικότερη και πιο εκτεταμένη σχέση που οδηγεί σε μείωση της πολυπλοκότητας του προβλήματος. Με την αφαίρεση είναι πιο εύκολο να διατυπωθεί ένα πρόβλημα κατά τέτοιο τρόπο ώστε να προβληθούν τα ουσιώδη χαρακτηριστικά του και να αναδειχθεί ο πυρήνας του προβλήματος για τον οποίο θα αναζητηθεί η λύση. Η **σύνθεση** είναι στη φύση της επεξεργασία πληροφοριών με σχηματισμό συνδέσεων γενικά, σύνδεση στοιχείων με νέες ενέργειες και παρουσίαση μιας συνολικής διάταξης. Είναι διαδικασία της

αναζήτησης και της εύρεσης, της συναρμολόγησης και του συνδυασμού. Κύριο χαρακτηριστικό κατασκευαστικών ενεργειών είναι η ένωση γνώσεων ή επιμέρους λύσεων σε ένα συνολικό λειτουργικό σύστημα δηλαδή η σύνθεση λεπτομερειών σε μια ενότητα. Στη διαδικασία αυτής της σύνθεσης γίνεται επεξεργασία και των πληροφοριών που προέκυψαν από την ανάλυση. Γενικά κατά τη σύνθεση συνίσταται η λεγόμενη συνολική ή συστηματική σκέψη. Αυτό σημαίνει ότι κατά την επεξεργασία επιμέρους προβλημάτων ή διαδοχικών σταδίων ενέργειας θα πρέπει να εξετάζονται πάντα τα δεδομένα του συνολικού προβλήματος. Και τούτο διότι αλλιώς υπάρχει ο κίνδυνος παρ' όλη τη βελτιστοποίηση των λύσεων για τα επιμέρους προβλήματα να μην επιτευχθεί ικανοποιητική λύση [1].

2.4 Δομή.

Η γενική (μη δεσμευτική) δομή του πίνακα προδιαγραφών δίνεται στο σχήμα 1.2. Για την διαμόρφωση του συνιστώνται τα εξής:

Χρήστης : Ονομασία επιχείρησης, οργανισμού κλπ.		ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΩΝ για: (έργο, προϊόν)		Έκδοση... Σελίδα.....
Μεταβολή	A/E	Προδιαγραφές		Υπεύθυνος
Ημερομηνία μεταβολής	Χαρακτηρισμός κατά A ή E	Αντικείμενο ή ιδιότητα με ποσοτικά και ποιοτικά δεδομένα. (Διάρθρωση σε επιμέρους συστήματα ομάδων λειτουργίας, ομάδων δομής κλπ.)		Υπεύθνη ομάδα σχεδιασμού

Σχήμα1.2 Γενική δομή πίνακα προδιαγραφών.

Κύριο χαρακτηριστικό	Παραδείγματα
1 Γεωμετρία	Μέγεθος, ύψος, πλάτος, μήκος, διάμετρος, απαιτούμενος χώρος, αριθμός τεμαχίων, διάταξη, σύνδεση, διερεύνηση επέκταση.
2 Κινηματική	Είδος κίνησης, διεύθυνση κίνησης, ταχύτητα, επιτάχυνση.
3 Δυνάμεις	Διεύθυνση, μέγεθος, συχνότητα της δύναμης, βάρος, φορτίο, παραμόρφωση, δυσκαμψία, ιδιότητες ελατηρίων, δυνάμεις μαζών, ευστάθεια, θέση συντονισμού.
4 Ενέργεια	Ισχύς, βαθμός απόδοσης, απώλειες, τριβή, αερισμός, καταστατικά μεγέθη όπως πίεση, θερμοκρασία, υγρασία θέρμανση, ψύξη, ενέργεια εισόδου, αποταμίευση, απορρόφηση έργου, μετατροπή ενέργειας.
5 Υλικό	Ροή και μεταφορά υλικού, φυσικές και χημικές ιδιότητες του εισερχόμενου και εξερχόμενου προϊόντος, υλικά βοηθητικά, υλικά που προβλέπονται από προδιαγραφές (νόμοι για τρόφιμα).
6 Σήμα	Τιμές από μετρήσεις στην είσοδο και έξοδο, μορφή σήματος, ενδείξεις, όργανα λειτουργίας και επιτήρησης.
7 Ασφάλεια	Άμεση τεχνική ασφάλειας, συστήματα προστασίας, προστασία εγκαταστάσεων εργασίας και περιβάλλοντος.
8 Εργονομία	Σχέση ανθρώπου μηχανής: χειρισμός, ύψος χειρισμού, είδος χειρισμού, εποπτεία, ανέσεις στο κάθισμα, φωτισμός.
9 Κατασκευή	Περιορισμοί λόγω μέσων παραγωγής, μέγιστη διάσταση που μπορεί να κατασκευαστεί, μέθοδος κατασκευής που προτιμάται, μέσα κατασκευής, δυνατή ποιότητα και ανοχές, ποσότητες σκάρτων.
10 Έλεγχος	Δυνατότητες μετρήσεων και ελέγχου, ιδιαίτερες προδιαγραφές και μέθοδοι (ASME, DIN,ISO κλπ.)
11 Συναρμολόγηση	Ιδιαίτερες προδιαγραφές συναρμολόγησης, (εργοστάσιο-εργοτάξιο) και θεμελίωσης.
12 Μεταφορά	Περιορισμός λόγω ανυψωτικών μέσων, είδους τροχιάς σιδηροδρόμου, πλάτους και επιτρεπόμενου βάρους στους δρόμους, είδος και όροι αποστολής.
13 Χρήση	Περιορισμένος θόρυβος, μέγεθος φθοράς, χρησιμοποίηση, περιοχή κατανάλωσης τόπος λειτουργίας (π.χ. ατμόσφαιρα θειούχου, τροπική..)
14 Συντήρηση	Χωρίς συντήρηση ή απαιτούμενος χρόνος και αριθμός συντηρήσεων, επιθεώρηση, βαφή, καθαρισμός, αντικατάσταση και επισκευή.
15 Ανακύκλωση	Επαναχρησιμοποίηση, επαναξιοποίηση, αποκομιδή απορριμμάτων, χώρος απόθεσης, απομάκρυνση.
16 Κόστος	Μέγιστο επιτρεπόμενο κόστος κατασκευής, κόστος εργαλείων, επένδυση και απόσβεση.
17 Προθεσμία	Τέλος της μελέτης, πρόγραμμα κατά την ενδιάμεση πορεία, χρόνος παράδοσης.

Πίνακας 1.1 Χαρακτηριστικά με τη βοήθεια των οποίων διαμορφώνεται ο πίνακας προδιαγραφών.

Στον άνω αριστερά χώρο αναγράφεται ο χρήστης, το άνω κεντρικό πεδίο περιέχει τον χαρακτηρισμό του προς ανάπτυξη προϊόντος ή έργου και το άνω δεξιά πεδίο χρησιμοποιείται για την αναγραφή στοιχείων αναγνώρισης, ταξινόμησης και αριθμού έκδοσης. Η πρώτη στήλη χρησιμοποιείται για την καταγραφή πιθανών μεταβολών και η επόμενη για τον χαρακτηρισμό των προδιαγραφών σε απαιτήσεις (Α) και επιθυμίες (Ε). Τον κεντρικό χώρο καταλαμβάνουν οι προδιαγραφές και στην τελευταία στήλη αναγράφεται η υπεύθυνη ομάδα για τον σχεδιασμό. Οι προδιαγραφές τον πίνακα είναι χρήσιμο να αναγράφονται χωριστά για κάθε επιμέρους σύστημα (σύστημα λειτουργίας, σύστημα δομής) αν βέβαια τα συστήματα είναι ήδη διακριτά. Επίσης είναι δυνατή η διάρθρωση του πίνακα ακολουθώντας μια σειρά χαρακτηριστικών (πίνακας 1.1) τα οποία βοηθούν στην διαμόρφωση του. Σε ορισμένες προδιαγραφές ή σε εκείνες που δεν διαφαίνεται άμεσα η σκοπιμότητα τους, εξυπηρετεί πολύ η αναφορά της πηγής από την οποία προέρχονται. Αυτό επιτρέπει, σε δεδομένη στιγμή την αναζήτηση διευκρινήσεων και εξηγήσεων από τον εισηγητή της σχετικά με την συγκεκριμένη προδιαγραφή. Μεταβολές και συμπληρώσεις του ίδιου του προβλήματος, όπως είναι δυνατόν να προκύψουν κατά την διάρκεια της επεξεργασίας όταν θα υφίστανται πλέον καλύτερη γνώση των δυνατοτήτων για λύσεις, θα πρέπει να αναγράφονται εκ των υστέρων στον πίνακα ώστε να είναι πάντα ενημερωμένος. Μεταβολή ή επέκταση γίνεται μόνο με απόφαση υπεύθυνης διεύθυνσης ανάπτυξης [1].

2.5 Καθορισμός των προδιαγραφών

Αρχικά καταγράφεται ο τυπικός χαρακτηρισμός του προϊόντος με τα ουσιώδη δεδομένα της μελλοντικής λύσης π.χ. ασύγχρονος κινητήρας, 4πολικός ισχύος 63kW. Έτσι λαμβάνεται μια ιδέα για το είδος και την έκταση του θέματος. Η περαιτέρω συλλογή των πληροφοριών για την διαμόρφωση του πίνακα προδιαγραφών γίνεται με βάση έναν κατάλογο κύριων χαρακτηριστικών. Εξέταση του καταλόγου αυτού σε σχέση με το πρόβλημα, προκαλεί στον επεξεργαστή μια διασύνδεση ανάμεσα στις έννοιες που υπάρχουν εκεί και τη μεταφορά τους στο συγκεκριμένο πρόβλημα. Έτσι τίθενται ερωτήσεις για τις οποίες πρέπει να υπάρξει απάντηση. Η συγκέντρωση αυτή των εννοιών με τη μορφή καταλόγου και η εξέταση τους μια προς μια, βοηθά στο να μην παραλείψει κανείς κάτι το σημαντικό. Γενικά μπορούν να δοθούν οι ακόλουθες οδηγίες για την διαμόρφωση ενός πίνακα προδιαγραφών.

1. Συγκέντρωση πληροφοριών:
 - εξέταση με τη σειρά των κύριων χαρακτηριστικών του καταλόγου και καθορισμός των ποσοτικών και ποιοτικών στοιχείων
 - συγκεκριμενοποίηση μέσω της ερώτησης (όσον αφορά τον σκοπό και τις ιδιότητες της λύσης).
 - συγκέντρωση συμπληρωματικών πληροφοριών
 - σαφής διαχωρισμός των απαιτήσεων και επιθυμιών
 - κατάταξη κατά το δυνατόν των επιθυμιών σε υψηλής, μέσης και χαμηλής σημασίας.
2. Σαφής ταξινόμηση των προδιαγραφών:
 - πρόταση του κύριου προβλήματος και των κύριων χαρακτηριστικών στοιχείων.
 - διάρθρωση κατά επιμέρους συστήματα, (συστήματα λειτουργίας, συστήματα δομής) ή σύμφωνα με τα κύρια χαρακτηριστικά του πίνακα 1.1.
3. Διαμόρφωση του πίνακα προδιαγραφών στα αντίστοιχα έντυπα και αποστολή του στα συνεργαζόμενα τμήματα και στη διεύθυνση.
4. Έλεγχος των αντιρρήσεων, συμπληρώσεων και αναγραφή του στον πίνακα προδιαγραφών.

Όταν το πρόβλημα διασαφηνισθεί ικανοποιητικά και οι αρμόδιοι παράγοντες συμφωνήσουν ότι οι διατυπωμένες προδιαγραφές είναι πραγματοποιήσιμες από τεχνικοοικονομική άποψη, τότε οριστικοποιείται ο πίνακας προδιαγραφών και δίνεται το ελεύθερο για την επόμενη φάση του σχεδιασμού. Ο πίνακας προδιαγραφών είναι τελείως απαραίτητος όταν πρόκειται για μια εντελώς νέα κατασκευή. Είναι όμως χρήσιμος και σε μια κατασκευή προσαρμογής ή μεταβολής μόνο του μεγέθους, όπου η αρχή λειτουργίας και η διαμόρφωση υπάρχουν ήδη. Γενικά αποτελεί εκτός από τα άλλα μια πολύτιμη πηγή πληροφοριών για τις απαιτούμενες και επιθυμητές ιδιότητες του προϊόντος και ένα μέσο γρήγορης ενημέρωσης [1].

2.6 Αφαίρεση για τον προσδιορισμό του κυρίου προβλήματος.

Λόγω της συνεχούς εξέλιξης της τεχνολογίας καμία τεχνική λύση δεν μπορεί να χαρακτηριστεί για αόριστο χρονικό διάστημα ως βέλτιστη. Σε κάθε επιχείρηση ή γραφείο μελετών υπάρχουν εμπειρίες αλλά και προκαταλήψεις και κατεστημένα που μαζί με την τάση για όσο το δυνατό μικρότερο «ρισκοκινδύνευμα» δημιουργούν ένα φραγμό σε ασυνήθιστες λύσεις που μπορεί να είναι καλύτερες και οικονομικότερες. Από τον εντολέα μπορεί πολλές φορές να διατυπώθηκαν προτάσεις για συγκεκριμένες λύσεις. Μπορεί ακόμα στο υποσυνείδητο του μηχανικού να

υπάρχουν ήδη ορισμένες έτοιμες, συγκεκριμένες λύσεις. Όμως για την επίτευξη μιας βέλτιστης λύσης δεν επιτρέπεται να οδηγηθεί κανείς από τα πατροπαράδοτα ή ν' αρκεστεί σ' αυτά. απεναντίας είναι ελεγκτέο αν δεν έπρεπε ν' ακολουθηθούν τελείως νέοι και σύγχρονοι δρόμοι προς τη λύση. Αυτή την απελευθέρωση από προκαταλήψεις και παραδοσιακές ιδέες εξυπηρετεί η αφαίρεση. Στην αφαίρεση παραβλέπει κανείς το ειδικό και τυχαίο και προσπαθεί να προβάλλει το ουσιώδες και αυτό που ισχύει γενικά. Μια γενίκευση όμως που προβάλλει το ουσιώδες οδηγεί συγχρόνως και στον πυρήνα του προβλήματος. Αν τώρα αυτός ο πυρήνας διατυπωθεί εύστοχα θα διαφανούν η ολική λειτουργία και οι βασικοί όροι που χαρακτηρίζουν τον όλο προβληματισμό, χωρίς να καθορίζεται όμως ένα συγκεκριμένο είδος λύσης [1].

2.7 Ολική λειτουργία – Επιμέρους λειτουργίες.

Μετά τη διατύπωση του πυρήνα του όλου προβλήματος, μπορεί να δοθεί η ολική λειτουργία που καθορίζει, ανεξάρτητα από τη λύση τη σχέση μεταξύ των μεγεθών εισόδου και εξόδου. Η λειτουργία αυτή αναφέρεται στη μετατροπή ενέργειας, ύλης ή σήματος και γράφεται μέσα σε τετραγωνίδια. Η ολική λειτουργία μπορεί να αναλυθεί σε περισσότερες, πιο απλές και περισσότερο εποπτικές επιμέρους λειτουργίες. Η σύνδεση των επιμέρους λειτουργιών δίνει την δομή λειτουργίας. Αντικειμενικός σκοπός αυτού του βήματος εργασίας είναι:

- μια ανάλυση της ολικής λειτουργίας σε επιμέρους λειτουργίες πράγμα που διευκολύνει τη μετέπειτα εύρεση λύσεων.
- η σύνδεση αυτών των επιμέρους λειτουργιών σε μια απλή και μονοσήμαντη δομή λειτουργίας.

Σε καθαρά νέες κατασκευές, είναι γενικά άγνωστες τόσο οι επιμέρους λειτουργίες όσο και η σύνδεση τους. Γι' αυτό εδώ η αναζήτηση και διαμόρφωση μιας βέλτιστης δομής λειτουργίας ανήκουν στα σημαντικότερα βήματα της φάσης σύλληψης της ιδέας. Αντίθετα σε κατασκευές προσαρμογής στις οποίες οι επιμέρους ομάδες στοιχείων και η σύνδεση τους είναι ήδη γνωστή, η δομή λειτουργίας προκύπτει από την ανάλυση του προς επιπλέον ανάπτυξη προϊόντος. Αυτό επιτυγχάνεται, ανάλογα με τις ειδικές απαιτήσεις του πίνακα προδιαγραφών, με παραλλαγή, πρόσθεση ή αφαίρεση μεμονωμένων επιμέρους λειτουργιών ή με μεταβολή της μεταξύ τους σύνδεσης. Σε μια δομή λειτουργίας, είναι σκόπιμο να αναγράφεται αρχικά η κύρια ροή, εφόσον αυτή είναι εμφανής. Οι δευτερεύουσες ροές, λαμβάνονται υπόψη αργότερα κατά τη διάρκεια της αναζήτησης λύσεων, Μόλις βρεθεί μια απλή δομή λειτουργίας με τις σημαντικότερες συνδέσεις της, είναι ευκολότερο κατόπιν να ληφθούν υπόψη, στο επόμενο βήμα, οι

συμπληρωματικές ροές με τις αντίστοιχες επιμέρους λειτουργίες τους ή να γίνει μια επιπλέον υποδιαίρεση πολύπλοκων επιμέρους λειτουργιών [1].

2.8 Οδηγίες για τη συγκρότηση δομών λειτουργίας.

Κατά την συγκρότηση δομών λειτουργίας πρέπει να γίνεται διαχωρισμός μεταξύ νέων κατασκευών και κατασκευών προσαρμογής. Στις πρώτες, η συγκρότηση έχει ως βάση τον πίνακα προδιαγραφών και την αφηρημένη διατύπωση του προβλήματος. Από τις απαιτήσεις και επιθυμίες διαφαίνονται λειτουργίες σχέσεις ή τουλάχιστον προκύπτουν οι επιμέρους λειτουργίες στην είσοδο και την έξοδο της δομής λειτουργίας. Χρήσιμο είναι να γράφονται οι λειτουργικές σχέσεις που περιέχονται στον πίνακα προδιαγραφών με μορφή φράσεων με τη σειρά της λογικής ή της προβλεπόμενης σημασίας τους. Στις κατασκευές προσαρμογής, η δομή λειτουργίας προκύπτει, σε πρώτη φάση από τη γνωστή ήδη λύση, με ανάλυση των δομικών στοιχείων και χρησιμοποιείται ως βάση για εναλλακτικές δομές λειτουργίες οι οποίες μπορούν να οδηγήσουν σε διαφορετικές λύσεις. Επίσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για σκοπούς βελτιστοποίησης για ανάπτυξη κατασκευαστικών συνιστωσών (δομικών στοιχείων). Η αναγνώριση λειτουργικών σχέσεων μπορεί να διευκολυνθεί μέσω ερωτήσεων.

Για τη συγκρότηση δομών λειτουργίας δίνονται οι κατωτέρω οδηγίες:

1. Από τις λειτουργικές σχέσεις που διαφαίνονται στον πίνακα προδιαγραφών είναι σκόπιμο να διαμορφωθεί αρχικά μια χονδρική δομή με λίγες επιμέρους λειτουργίες οι οποίες στην συνέχεια θα αναπτυχθούν όσο απαιτείται με ανάλυση των σύνθετων επιμέρους λειτουργιών. Αυτός ο τρόπος είναι απλούστερος από το να αρχίσει κανείς με πολύπλοκες δομές. Θα μπορούσε επίσης να βοηθήσει η εύρεση μιας πρώτης αρχής λύσης για την χονδρική δομή λειτουργίας με ανάλυση της οποίας θα προέκυπταν σημαντικές επιμέρους λειτουργίες. Υπάρχει ακόμα η δυνατότητα έναρξης με μια γνωστή επιμέρους λειτουργία στην είσοδο ή έξοδο τα μεγέθη της οποίας διαπερνούν τα νοητά όρια του συστήματος. Στην περίπτωση αυτή θα γνωρίζει κανείς τουλάχιστον τα μεγέθη εισόδου και εξόδου.
2. Εάν δεν μπορούν ακόμα να διαφανούν σαφείς συνδέσεις μεταξύ επιμέρους λειτουργιών αρκεί, σε ορισμένες περιπτώσεις, για την αναζήτηση μιας πρώτης αρχής λύσης και η απλή ακόμα απαρίθμηση σημαντικών επιμέρους λειτουργιών χωρίς λογική ή φυσική σύνδεση αλλά ταξινομημένων κατά το δυνατόν ανάλογα με το βαθμό πολυπλοκότητας.

3. Λογικές σχέσεις μπορούν να οδηγήσουν σε δομές λειτουργίας οι οποίες προβλέπουν άμεσα τη χρήση διαφόρων φυσικών αρχών (μηχανική, ηλεκτρική κλπ.).
4. Πλήρεις είναι βασικά οι δομές λειτουργίας μόνο όταν δίνεται η ροή της ενέργειας, ύλης και σήματος που υπάρχει ή αναμένεται. Παρόλα αυτά είναι σκόπιμο να ακολουθήσει πρώτα η κύρια ροή διότι είναι κατά κανόνα καθοριστική για την κατασκευή που προκύπτει εύκολα από τη μέθοδο που πρόκειται να εφαρμοσθεί. Στην συνέχεια οι συνοδευτικές ροές είναι προσδιοριστικές για την περαιτέρω κατασκευαστική επεξεργασία του προβλήματος, για εξέταση διαταραχών, για θέματα κίνησης, ρύθμισης κλπ. Η πλήρης δομή λειτουργίας που λαμβάνει υπόψη όλες τις ροές και τις συνδέσεις τους, προκύπτει τέλος σταδιακά με αναζήτηση μιας δομής για την κύρια ροή, η οποία στη συνέχεια συμπληρώνεται με τις συνοδευτικές ροές και καταλήγει στην ολική δομή λειτουργίας.
5. Κατά τη συγκρότηση δομών λειτουργίας και τη μετατροπή ενέργειας, ύλης και σήματος μερικές επιμέρους λειτουργίες επαναλαμβάνονται συχνά στις περισσότερες δομές. Πρόκειται κυρίως για λειτουργίες που χρησιμοποιούνται γενικά και μπορούν να παρακινήσουν σε αναζήτηση λειτουργιών πιο εξειδικευμένων στο υπό εξέταση θέμα.
6. Από μια χονδρική δομή ή από μια δομή λειτουργίας που προέκυψε από ανάλυση γνωστών συστημάτων μπορούν να προέλθουν νέες εναλλακτικές δομές και αντίστοιχα νέες λύσεις και βελτιστοποίηση. Αυτό μπορεί να πραγματοποιηθεί με:
 - Ανάλυση ή συνένωση επιμέρους λειτουργιών.
 - Αλλαγή της σειράς των επιμέρους λειτουργιών.
 - Αλλαγή σειράς των επιμέρους λειτουργιών.
 - Αλλαγή του τρόπου σύνδεσης.
 - Μετακίνηση των ορίων του συστήματος [1].

2.9 Το brainstorming.

Το brainstorming μπορεί να χαρακτηριστεί ως κεραυνός σκέψεων ή χείμαρρος ιδεών και εννοεί ότι η σκέψη οφείλει να απελευθερωθεί και να προκαλέσει μια πλημμυρίδα νέων ιδεών. Με τον τρόπο αυτόν επιδιώκεται να δημιουργηθούν οι προϋποθέσεις ώστε μια ομάδα ανθρώπων με ανοιχτή σκέψη και με κατά το δυνατόν διαφορετικές εμπειρίες, να παράγουν ιδέες χωρίς να διαπνέονται από προκαταλήψεις. Διαδικασία:

– Σύνθεση της ομάδας

Σχηματίζεται μια ομάδα από 1 συντονιστή και 5 έως 15 άτομα τα οποία δεν είναι απαραίτητο να είναι όλα εξειδικευμένα. Το σημαντικό είναι να αντιπροσωπεύουν, κατά το δυνατόν, πολλές και διαφορετικές ειδικότητες και περιοχές εργασίας. Η συμμετοχή και ατόμων ή τεχνικών συμβάλει στην καλύτερη απόδοση της ομάδας.

– Συντονισμός της ομάδας

Ο συντονιστής της ομάδας οφείλει να έχει πρωτοβουλίες μόνο ως προς το οργανωτικό μέρος δηλ. πρόσκληση των μελών, σύνθεση της ομάδας, διάρκεια της συνεδρίασης αξιολόγηση των αποτελεσμάτων.

– Διεξαγωγή

Όλοι οι συμμετέχοντες πρέπει να ξεπεράσουν τους δισταγμούς στην έκφραση των σκέψεων τους δηλαδή τίποτε δεν πρέπει να φαίνεται παράλογο, λανθασμένο, εξευτελιστικό, κουτό ή ήδη γνωστό στον καθένα ξεχωριστά στην ομάδα. Οι ιδέες που παρουσιάζονται μετατρέπονται και αναπτύσσονται περαιτέρω από άλλους συμμετέχοντες, ενώ διάφορες ιδέες μπορούν να συνδυαστούν και να διαμορφωθεί έτσι μια νέα πρόταση. Όλες οι ιδέες ή σκέψεις καταγράφονται, σκισσάρονται ή μαγνητοφωνούνται. Οι προτάσεις πρέπει να συγκεκριμενοποιούνται σε τέτοιο βαθμό ώστε να διακρίνεται η ιδέα της λύσης για το πρόβλημα ενώ αρχικά δεν δίνεται σημασία στη δυνατότητα πραγματοποίησης.

– Αξιολόγηση

Τα αποτελέσματα ταξινομούνται και αναλύονται από αρμόδιους ειδικούς και ελέγχονται ως προς τη χρησιμότητα και τη δυνατότητα πραγματοποίησης. Το αποτέλεσμα συζητείται εκ νέου με την ομάδα για να αποφευχθούν πιθανές παρανοήσεις ή μονόπλευρες ερμηνείες των ειδικών. Το brainstorming χρησιμοποιείται κυρίως όταν:

- δεν υπάρχει ακόμα πραγματοποιήσιμη αρχή λύσης.
- δεν διαφαίνεται ακόμα το φυσικό φαινόμενο μιας λύσης.
- επικρατεί η αντίληψη ότι οι υπάρχουσες προτάσεις δεν ικανοποιούν.
- Επιδιώκεται πλήρης διαχωρισμός από τα συμβατικά.

Ένα επιπλέον παράπλευρο θετικό στοιχείο του brainstorming είναι ότι τα άτομα που συμμετέχουν αποκομίζουν εμμέσως νέες γνώσεις ή τουλάχιστον ερεθίσματα για δυνατές εφαρμογές, διαδικασίες, υλικά, συνδυασμούς κλπ. που προέρχονται από το ευρύ φάσμα των

ειδικών που λαμβάνουν μέρος. Βέβαια από μια συνεδρίαση brainstorming δεν αναμένει κανείς θαύματα. Οι περισσότερες προτάσεις δεν είναι τεχνικά ή οικονομικά πραγματοποιήσιμες ή είναι ήδη γνωστές στους ειδικούς. Το brainstorming δίνει κατ' αρχήν ώθηση για νέες ιδέες αλλά δεν παρέχει έτοιμες λύσεις λόγω της πολυπλοκότητας των προβλημάτων. Αν όμως από τις πολλές σκέψεις που εκφράστηκαν ξεχωρίσουν μία ή δύο που αξίζει τον κόπο να ασχοληθεί κανείς μαζί τους, τότε αυτό κρίνεται ήδη ως πολύ θετικό [1].

Αναφορικά άλλες διαισθητικές μέθοδοι για την αναζήτηση νέων λύσεων είναι:

- Η μέθοδος 365
- Μέθοδος πινακοθήκης
- Μέθοδος Δελφοί
- Συνεκτική
- Συνδυασμένη εφαρμογή

2.9.1 Συστηματική αναζήτηση μητρών ταξινόμησης.

Τα πλεονεκτήματα της μήτρας είναι ότι αφενός μεν να παροτρύνει την αναζήτηση και άλλων λύσεων προς συγκεκριμένες κατευθύνσεις, αφετέρου την αναζήτηση και άλλων λύσεων προς συγκεκριμένες κατευθύνσεις. Επίσης διευκολύνει τον εντοπισμό σημαντικών χαρακτηριστικών των λύσεων και αντίστοιχων δυνατοτήτων σύνδεσής τους. Ο συνήθης τύπος μιας μήτρας δύο διαστάσεων αποτελείται από γραμμές και στήλες με παραμέτρους που αποτελούν της απόψεις ταξινόμησης. Τέτοιου είδους μήτρες (ονομάζονται κατά Zwicky και μορφολογικοί πίνακες) είναι ευρέως διαδεδομένες στην κατασκευαστική διαδικασία. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως κατάλογοι λύσεων με ταξινομημένη αποθήκευση λύσεων, κατά είδος και πολυπλοκότητα, σε όλες τις φάσεις αναζήτησης λύσεων. Οι μορφολογικοί πίνακες είναι επίσης πολύ χρήσιμοι στην επεξεργασία ολικών λύσεων με συνδυασμό διαφόρων επιμέρους λύσεων. Στην περίπτωση αυτή για την διαμόρφωση ενός μορφολογικού πίνακα κατά Zwicky, είναι σκόπιμο να αναγράφονται στη στήλη οι επιμέρους λειτουργίες με η σειρά, όπως προκύπτουν από τη δομή λειτουργίας. στις γραμμές καταχωρούνται λύσεις για κάθε επιμέρους λειτουργία. Ακολουθεί η δημιουργία συνδυασμών οι οποίοι καταλήγουν σε διάφορες ολικές λύσεις. Ιδιαίτερη σημασία αποδίδεται στην εκλογή των απόψεων ταξινόμησης και των παραμέτρων τους. Για τη διαμόρφωση μιας μήτρας είναι σκόπιμο να προχωρεί κανείς σταδιακά.

- Στην αρχή καταχωρούνται στις γραμμές σε ακανόνιστη σειρά, σκέψεις για λύσεις
- Οι τελευταίες αυτές αναλύονται σε ένα δεύτερο βήμα στα χαρακτηριστικά τους στοιχεία π.χ. είδος ενέργειας, είδος κίνησης και παρόμοια.
- Τέλος, στο τρίτο βήμα, ταξινομούνται σύμφωνα με τα στοιχεία αυτά.

Απόψεις ταξινόμησης και χαρακτηριστικά μιας μήτρας ταξινόμησης είναι δυνατόν να βρεθούν επίσης από μια ανάλυση γνωστών λύσεων που έχει προηγηθεί από μια αξιολόγηση λύσεων που προέκυψαν, σε προηγούμενη φάση, από διαισθητικές μεθόδους π.χ. Brainstorming [1].

Απόψεις ταξινόμησης για την ονομασία των στηλών		Παράμετρος στηλών			
		Σ1	Σ2	Σ3	Σ4
Παράμετρος γραμμών	F1				
	F2				
	F3				
	F4				

Σχήμα1.3 Παράμετροι για τις γραμμές και τις στήλες.

Αρίθμηση (α/α)		Παράμετρος στηλών			
		1	2	3	4
Παράμετρος γραμμών	F1				
	F2				
	F3				
	F4				

Σχήμα1.4 Παράμετροι μόνο για τις γραμμές.

		1	2	3	4	5
	Z1					
	Z2					
S1	Z3					
	Z4					
					
	Z1					
	Z2					
S2	Z3					
	Z4					
					
	Z1					
	Z2					
S3	Z3					
	Z4					

Σχήμα 1.5 Τροποποιημένη μήτρα ταξινόμησης.

2.9.2 Διαμόρφωση κριτηρίων αξιολόγησης.

Βάση για τη διαμόρφωση κριτηρίων αξιολόγησης αποτελεί ο πίνακας προδιαγραφών. Στην περίπτωση που έχει προηγηθεί μια φάση επιλογής λύσεων θα έχουν ήδη απορριφθεί σαν κατ' αρχήν ακατάλληλες οι παραλλαγές εκείνες που δεν πληρούν τις απαιτήσεις. Επομένως είναι σκόπιμο να ελεγχθεί, με βάση το τελευταίο επίπεδο πληροφοριών, αν όλες οι παραλλαγές αρχών λειτουργίας που θα αξιολογηθούν πληρούν πραγματικά τις απαιτήσεις του πίνακα προδιαγραφών. Αυτό οδηγεί σε μια ΝΑΙ-ΟΧΙ απόφαση δηλαδή σε επιλογή. Μια σειρά από απαιτήσεις είναι ελάχιστες απαιτήσεις. Εδώ θα πρέπει να διαπιστωθεί αν είναι επιθυμητή μια ευρεία υπέρβαση των ορίων, οπότε μπορούν από αυτό να προκύψουν κριτήρια αξιολόγησης. Για την αξιολόγηση στη φάση της σύλληψης της ιδέας, είναι σημαντικό να επισημαίνονται όσο το δυνατό γρηγορότερα, οι τεχνικές και οικονομικές ιδιότητες. Κατά κανόνα όμως δεν είναι δυνατό, λόγω του μικρού βαθμού συγκεκριμενοποίησης που έχει η φάση αυτή, να δοθεί αριθμητικά το κόστος. Η οικονομική άποψη όμως θα πρέπει να υπεισέλθει τουλάχιστον ποιοτικά. Επιπλέον στην απόφαση περί αξιολόγησης αρχών λειτουργίας, εμφανίζονται στο προσκήνιο και θέματα για την ασφάλεια εργασίας και περιβάλλοντος. Γενικά τα κριτήρια αξιολόγησης προκύπτουν από:

1. Απαιτήσεις του πίνακα προδιαγραφών
 - Πιθανότητα να πληρούνται οι απαιτήσεις (πόσο πιθανό είναι , κάτω από ποιες δυσκολίες είναι δυνατό).
 - Επιδίωξη υπέρβασης των ελαχίστων απαιτήσεων (πόσο ευρεία η υπέρβαση).
 - Επιθυμίες (πληρούνται δεν πληρούνται, πόσο ικανοποιητικές είναι, πόσο πληρούνται).

2. Γενικές τεχνικές και οικονομικές ιδιότητες (πόσο ικανοποιητικές είναι, πόσο πληρούνται).

Ο συνολικός αριθμός των κριτηρίων αξιολόγησης δεν πρέπει να είναι πολύ μεγάλος. γενικά 6 έως 15 κριτήρια είναι ικανοποιητικά.

Επιπλέον θα πρέπει:

- Τα κριτήρια αξιολόγησης να είναι ανεξάρτητα το ένα από το άλλο για ν' αποφεύγεται μια διπλή αξιολόγηση.
- Να επιδιώκεται ίδια βαρύτητα
- Οι παραλλαγές να χαρακτηρίζονται ουδέτερα με γράμματα π.χ. A, B, C, D και όχι ως πρόταση.
- Να επιλέγονται πάντοτε πλεονεκτήματα σαν βάση για την αξιολόγηση, δηλαδή τα κριτήρια να διατυπώνονται θετικά π.χ. μικρός θόρυβος (και όχι θορυβώδης), υψηλός βαθμός απόδοσης (και όχι μεγάλες απώλειες) [1].

3 ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΠΛΑΙΣΙΑ ΟΧΗΜΑΤΩΝ.

3.1 Ορισμός και Ιστορία.

Με την πρώτη εμφάνιση των αυτοκινήτων στα τέλη του 18^{ου} αιώνα, χρειάστηκε σχεδόν έναν αιώνα η ανάπτυξη αυτοκινήτων με κινητήρα εσωτερικής καύσης. Ο πρώτος αυτοκινητιστικός αγώνας είχε διοργανωθεί στις Ηνωμένες Πολιτείες το 1895. Καθώς είναι ένας αρκετά ανταγωνιστικός χώρος, οι αυτοκινητιστικοί αγώνες είχαν την πρωτιά στην ανάπτυξη των αυτοκινήτων. Γι' αυτό οι αγώνες αυτοκινήτων θεωρούνται ευκαιρία για τους κατασκευαστές, γιατί συνεχώς πρέπει να είναι ισχυρότερα, ταχύτερα και ασφαλέστερα.

Το πλαίσιο αποτελεί ένα από τα πιο σημαντικά τμήματα των οχημάτων, καθώς διαθέτει και πολλές λειτουργίες. Το πλαίσιο διαθέτει σχεδόν όλα τα στοιχεία του οχήματος μαζί. Την ίδια στιγμή, προσφέρει μία ασφαλή ζώνη για την προστασία των οδηγών. Πρέπει να είναι αρκετά ισχυρό για να παραμείνει ανθεκτικό σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας για τον αναμενόμενο χρόνο “ζωής” του και να είναι όσο ελαφρύτερο γίνεται για να είναι όσο το δυνατόν γρηγορότερο. Φέρει το σύστημα ανάρτησης και γι' αυτό, το πλαίσιο πρέπει να ελαχιστοποιεί την κάμψη του αμαξώματος ως κάμψη και στρέψη προς κάθε κατεύθυνση. Αυτή η δυσκαμψία του πλαισίου επηρεάζει τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος όπως και την αίσθηση σταθερότητας κατά την οδήγηση. [2].

3.2 Οι τύποι των πλαισίων.

Σε αυτοκινητοβιομηχανίες και βιομηχανίες αγώνων, έχουν χρησιμοποιηθεί διάφοροι τύποι πλαισίου, ανάλογα με τους κανονισμούς, τους τύπους εφαρμογών και τις παραμέτρους ασφάλειας και απόδοσης. Με τη συνεχή εξέλιξη της τεχνολογίας από πλευράς μεθόδων ανάλυσης και παραγωγής, το πλαίσιο που χρησιμοποιείται σε αγώνες έχει γίνει πιο αποτελεσματικό και πολύπλοκο. Σε αυτό το μέρος, οι περισσότεροι τύποι πλαισίων θα συγκριθούν και τα κριτήρια επιλογής θα αναφερθούν στο κατάλληλο σασί [2].

3.2.1 «Πλαίσιο τύπου σκάλας».

Το τύπου σκάλας είναι το παλαιότερο είδος πλαισίου. Είναι αρκετά πρωτόγονο και έχει πολύ απλό σχεδιασμό. Αυτό το είδος πλαισίου χρησιμοποιείται από τη δεκαετία του 1950 και σήμερα, πολύ λίγα οχήματα έχουν πλαίσιο τύπου σκάλας. Αποτελούνται κυρίως από δύο διαμήκη μέλη πλαισίου και αυτό το σχέδιο μοιάζει με σκάλα. Αυτά τα δύο κύρια μέλη φέρουν το μεγαλύτερο μέρος του βάρους του οχήματος και αποτελούν στήριγμα έναντι των διαμηκών

δυνάμεων που προκαλούνται από την επιτάχυνση και την πέδηση. Αλλά τα πλαίσια τύπου σκάλας είναι πολύ αδύναμα όσον αφορά τη στρεπτική ακαμψία. Υπάρχουν εγκάρσια μέλη που στηρίζουν το όχημα στις πλευρικές δυνάμεις [3].

Το πλαίσιο τύπου σκάλας έχει το πλεονέκτημα της εύκολης κατασκευής και τιμής. Το κόστος παραγωγής και των υλικών τους είναι αρκετά χαμηλό. Αλλά η μη τρισδιάστατη δομή μειώνει τη στρεπτική ακαμψία του οχήματος [2].



Εικόνα 2. Πλαίσιο τύπου σκάλας [4].

3.2.2 «Αυτοφερόμενο πλαίσιο».

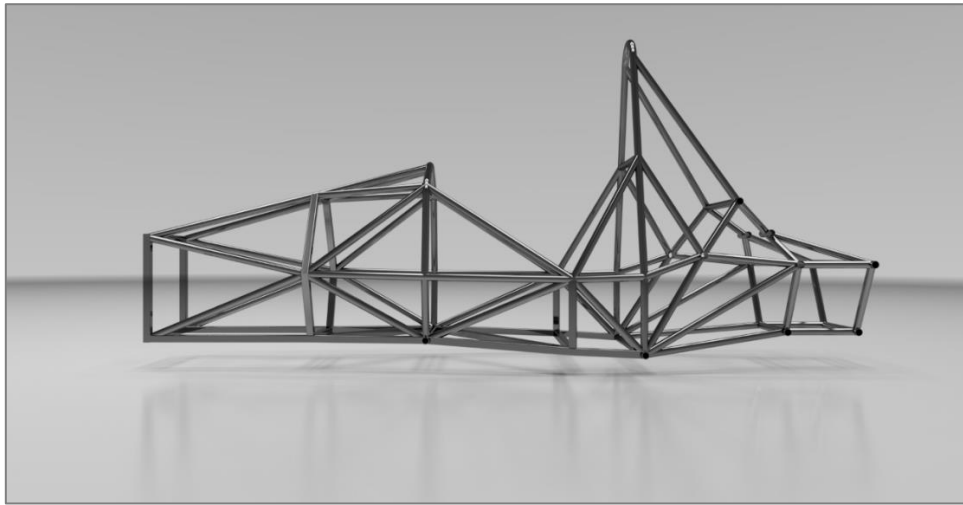
Το αυτοφερόμενο πλαίσιο, γνωστό και ως «Unibody Chassis», είναι από τα πιο χρησιμοποιημένα είδη πλαισίου σήμερα. Χρησιμοποιείται ευρέως κυρίως στα επιβατικά αυτοκίνητα. Ο σχεδιασμός αυτού του τύπου πλαισίου αποτελείται από μία κύρια ισχυρή δομή ενσωματώνοντας το πλαίσιο και το σώμα μαζί. Ολόκληρο το σώμα αποτελείται από μορφοποιημένα μεταλλικά πλαίσια. Είναι ευκολότερο να συγκολλούνται αυτά τα πλαίσια σε σύγκριση με τα συμβατικά πλαίσια και σώματα. Το αυτοφερόμενο πλαίσιο έχει επίσης το πλεονέκτημα της καλής ικανότητας φόρτωσης. Η πλήρως ενσωματωμένη δομή κάνει το πλαίσιο να έχει καλή κατανομή φορτίου. Ένα άλλο πλεονέκτημα αυτού του σχεδιασμού είναι η εξοικονόμηση χώρου και η μείωση του βάρους. Η ελαχιστοποίηση των χαμένων υλικών και των διαδικασιών παραγωγής αποτελούν έγκυρο λόγο μαζικής παραγωγής [5].



Εικόνα 2.1 Αυτοφερόμενο πλαίσιο. [6]

3.2.3 «Πλαίσιο τύπου σωληνωτό»

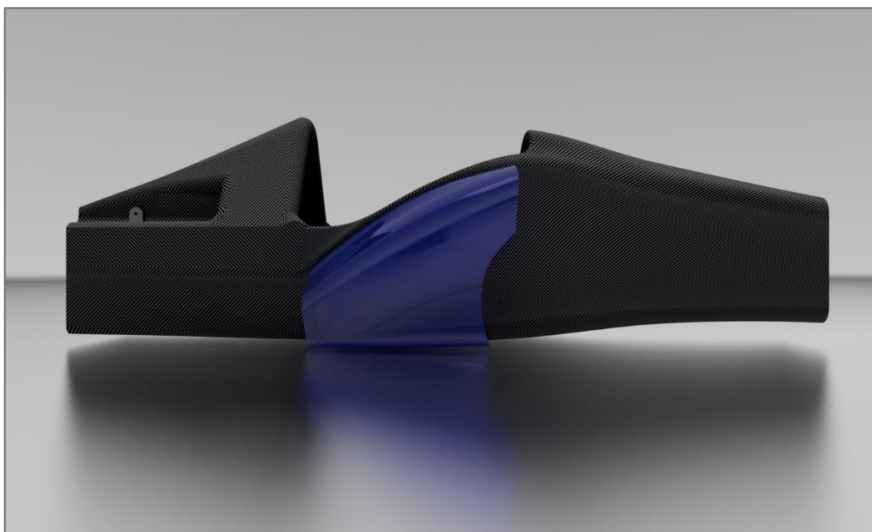
Το πλαίσιο τύπου σωληνωτό είναι κατασκευασμένο από σωλήνες χάλυβα ή αλουμίνιου ενωμένους μεταξύ τους με την κατάλληλη τριγωνοποίηση. Το κύριο πλεονέκτημα αυτού του σχεδιασμού είναι η τρισδιάστατη δομή του. Αυτή η δομή αυξάνει σημαντικά τη στρεπτική ακαμψία του οχήματος. Στην τριγωνική μορφή, υπάρχει μόνο ένταση και συμπίεση. Τα μέλη του πλαισίου αυτού δεν εκτίθενται σε φορτία κάμψης ή στρέψης [7]. Με την αξιοποίηση του μειωμένου βάρους, οι δυνατότητες απόδοσης του οχήματος αυξάνονται. Από την άλλη πλευρά, η ύπαρξη μιας πολύ άκαμπτης δομής προς όλες τις κατευθύνσεις ελαχιστοποιεί την παραμόρφωση του σώματος κάτω από την πίεση λειτουργίας. Αυτή η πτυχή βοηθά στη γεωμετρία της ανάρτησης να διατηρεί την ορθή λειτουργία της όσο το δυνατόν περισσότερο [8].



Εικόνα 2.3 Σωληνωτό πλαίσιο.

3.2.4 «Πλαίσιο Monocoque».

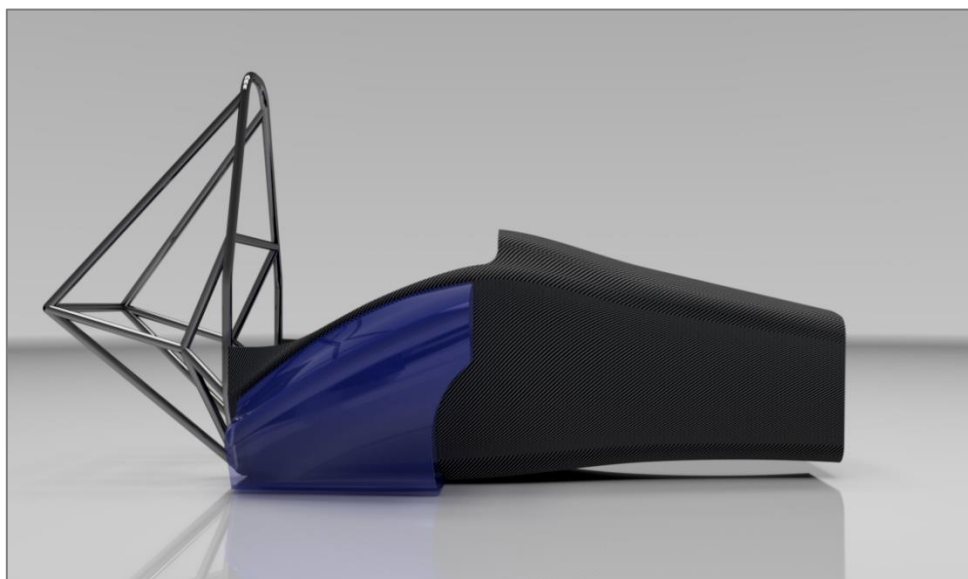
Το πλαίσιο Monocoque είναι ένα ενιαίο πλαίσιο κατασκευασμένο από σύνθετα υλικά, αποτελείται από μία κύρια δομή που είναι το σώμα και το πλαίσιο του οχήματος. Δίνει επίσης στο όχημα το εξωτερικό σχήμα του. Αυτός ο τύπος πλαισίου έχει μεγάλη αναλογία ακαμψίας προς βάρος. Γενικά, είναι πολύ ελαφρές κατασκευές, γεγονός που κάνει το όχημα να έχει και καλύτερη απόδοση. Τα πλαίσια Monocoque παράγονται από πολλά σύνθετα στρώματα και απαιτούν ειδική διαδικασία παραγωγής. Το μειονέκτημα αυτού του τύπου πλαισίου είναι το υψηλό κόστος.



Εικόνα 2.3 Πλαίσιο τύπου Monocoque.

3.2.5 Υβριδικό πλαίσιο.

Στη σειρά των διαγωνισμών φοιτητών Formula, οι έμπειρες ομάδες τείνουν να χρησιμοποιούν υβριδικό πλαίσιο για να βελτιστοποιήσουν τις ιδιότητες βάρους και ακαμψίας του οχήματός τους. Μπορεί να είναι δυνατή η χρήση σώματος πλήρως κατασκευασμένου από σύνθετα υλικά (πλαίσιο monocoque), γι' αυτό μερικές ομάδες προτιμούν το υβριδικό πλαίσιο. Το μετωπικό τμήμα του πλαισίου είναι monocoque και το πίσω μέρος που φέρει τον κινητήρα είναι κατασκευασμένο από πλαίσιο τύπου σωληνωτό. Αυτοί οι δύο διαφορετικοί τύποι δομών είναι ενσωματωμένοι μεταξύ τους με μηχανική άρθρωση. Ιδιαίτερα κάνουν αυτή την επιλογή οι ομάδες που χρησιμοποιούν κινητήρες εσωτερικής καύσης. Ακόμη και αν το πλαίσιο είναι πλήρως κατασκευασμένο ως monocoque, το main roll hoop πρέπει να είναι συνεχής χαλύβδινος σωλήνας. Σε κάθε περίπτωση, οι ομάδες πρέπει να χρησιμοποιούν μηχανικές αρθρώσεις για να στερεώσουν το main roll hoop στο βασικό πλαίσιο [2].



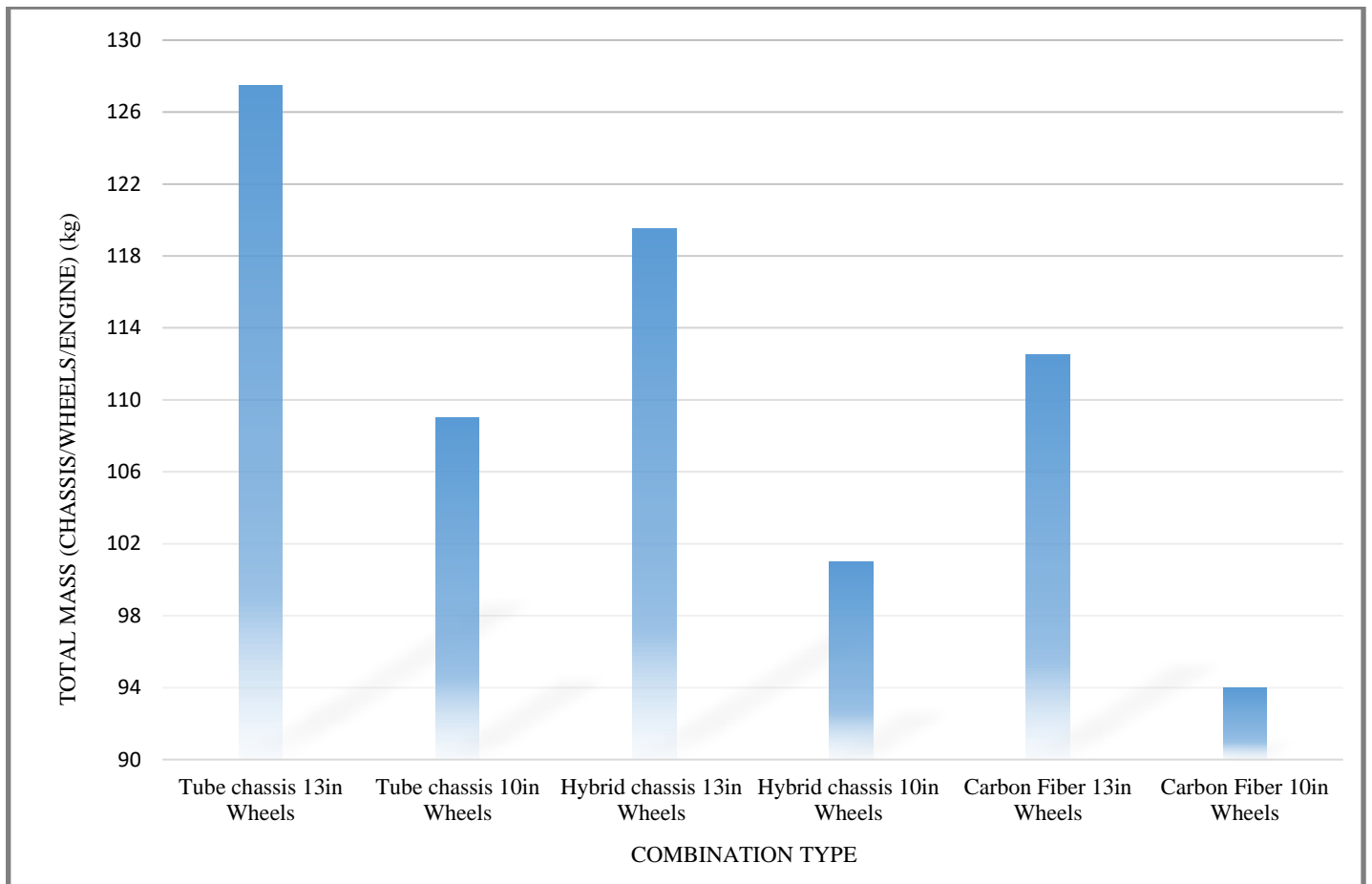
Εικόνα 2.4 Υβριδικό πλαίσιο.

3.3 Σύγκριση τύπων πλαισίων.

Ελέγχοντας τους τύπους πλαισίων και κάνοντας το σημείο αναφοράς, για τις ομάδες φοιτητών formula προτιμάται το πλαίσιο τύπου σωληνωτό. Τα πλαίσια τύπου σκάλας είναι πολύ αδύναμα για στρέψη. Το αυτοφερόμενο πλαίσιο είναι κατάλληλο για μαζική παραγωγή για εταιρείες και κατασκευαστές. Για τα χειροποίητα αυτοκίνητα όπως των φοιτητών formula, δύο από αυτούς τους τύπους είναι βολικοί, το πλαίσιο τύπου σωληνωτό και το πλαίσιο Monocoque. Τα πλαίσια Monocoque έχουν καλή ακαμψία και πολύ μικρό βάρος. Αλλά η πολύπλοκη δομή και η τιμή τους είναι μειονεκτήματα. Τα πλαίσια τύπου σωληνωτά είναι ελαφρώς βαρύτερα από το Monocoque, αλλά εξακολουθούν να θεωρούνται ελαφριά. Για τους πανεπιστημιακούς αγώνες formula, η επιτάχυνση είναι πολύ σημαντική. Επίσης, οι δυνατότητες κράτησης του δρόμου πρέπει να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερες. Λαμβάνοντας υπόψη όλα αυτά τα επιχειρήματα, το πλαίσιο τύπου σωληνωτό είναι ο πιο βολικός τύπος πλαισίου οχήματα τύπου formula student. Στην συνέχεια ακολουθεί ένα γράφημα με τους βασικούς σχεδιαστικούς συνδυασμούς όσον αφορά την επιλογή πλαισίου, διάσταση τροχών με τη χρήση κοινής μονάδας ισχύος οι τιμές είναι κατά προσέγγιση. Οι τιμές των πλαισίων κυμαίνονται (+/- 5 kg) , των τροχών συμπεριλαμβανομένων και των ελαστικών (+/- 1kg).

Πίνακας 1.1 Συνδυασμός μαζών πλαισίων/τροχών.

Type	Chassis mass (kg)	Wheel mass (X4) (kg)	Engine yanaha yzf 600cc mass (kg)	Total mass (kg)
Tube chassis 13in Wheels	35	38,5	54	127,5
Tube chassis 10in Wheels	35	20		109
Hybrid chassis 13in Wheels	27	38,5		119,5
Hybrid chassis 10in Wheels	27	20		101
Carbon Fiber 13in Wheels	20	38,5		112,5
Carbon Fiber 10in Wheels	20	20		94



Γράφημα 1.1

Όπως παρατηρείται από το παραπάνω γράφημα λύσεις με σωληνωτό πλαίσιο με καλή διαχείριση των μαζών των τροχών και του κινητήρα εάν υπάρχει η δυνατότητα, είναι δυνατόν να επιτευχθεί ένα αξιόλογο αποτέλεσμα με χαμηλή μάζα και φθινό κόστος κατασκευής. Σε αυτό το σημείο πρέπει να επισημανθεί το γεγονός ότι η χρήση των τροχών 10inch συνήθως συνοδεύεται με την χρήση αεροδυναμικών υποβοηθήσεων καθώς έχουν χαμηλότερο ποσοστό πρόσφυσης από έναν αντίστοιχο τροχό 13inch. Αυτό σημαίνει ότι έχουμε μικρή αύξηση του συνολικού βάρους στις περιπτώσεις αυτές.

3.4 Υλικά κατασκευής πλαισίων.

3.4.1 Ατσάλι.

Ο χάλυβας είναι το υλικό που χρησιμοποιείται περισσότερο στην αυτοκινητοβιομηχανία. Υπάρχουν διάφορα εξαρτήματα κατασκευασμένα από χάλυβα. Η διαθεσιμότητά του και το σχετικά χαμηλό κόστος καθιστά τον χάλυβα πολύ βολικό για την παραγωγή πλαισίων, μερικών μερών σώματος και ειδών άλλων εξαρτημάτων [9].

Εκτός από το χαμηλό κόστος, ο χάλυβας έχει και άλλα πλεονεκτήματα. Μπορεί εύκολα να διαμορφωθεί, να κατασκευαστεί και να συγκολληθεί. Από την άλλη πλευρά, είναι μια καλή ιδιότητα το ότι δεν υπάρχει τόσο εύθραυστη περιοχή εξαιτίας της ζώνης που προκαλείται από τη θερμότητα μετά τη συγκόλληση.

Πρέπει να αναφέρουμε ότι στις ιδιότητες υλικών του χάλυβα που χρησιμοποιείται στα οχήματα τύπου formula student, υπάρχουν κάποιες ρυθμίσεις στους κανόνες. Η ελάχιστη ισχύς απόδοσης του χρησιμοποιούμενου υλικού πρέπει να είναι 305 Mpa και η ελάχιστη αντοχή εφελκυσμού να είναι 365 Mpa. Ο νέος συντελεστής πρέπει να είναι τουλάχιστον 200 GPa. Επίσης, ο χάλυβας πρέπει να έχει τουλάχιστον 0,1% άνθρακα. Υπάρχουν κυρίως δύο τύποι χάλυβα που χρησιμοποιούνται στα αυτοκίνητα των φοιτητών Formula. SAE 4130 χάλυβα και μαλακό χάλυβα. Το SAE 4130 έχει υψηλή περιεκτικότητα σε άνθρακα και ο μαλακός χάλυβας έχει σχετικά χαμηλό άνθρακα. Οι χάλυβες υψηλής περιεκτικότητας σε άνθρακα είναι πολύ ισχυροί αλλά είναι ακριβοί και υπάρχουν ορισμένες δυσκολίες στην παραγωγή. Η συγκόλληση είναι πιο δύσκολη και μπορεί να απαιτηθεί θερμική επεξεργασία μετά τη συγκόλληση. Ωστόσο, οι χάλυβες χαμηλού άνθρακα πχ AISI 1010, 1020, μπορούν εύκολα να συγκολληθούν και η θερμική επεξεργασία δεν είναι απαραίτητη. Και είναι επίσης ευκολότερη η βαφή και η επισκευή χάλυβα χαμηλής περιεκτικότητας σε άνθρακα [10].

3.4.2 Αλουμίνιο.

Το αλουμίνιο είναι το δεύτερο πιο δημοφιλές υλικό στην αυτοκινητοβιομηχανία. Τα τελευταία χρόνια, το ποσοστό χρήσης αλουμινίου στην αυτοκινητοβιομηχανία αυξήθηκε ραγδαία. Ο μεγαλύτερος λόγος είναι το μικρό βάρος του. Το αλουμίνιο είναι σχεδόν τρεις φορές ελαφρύτερο από το χάλυβα. Εκτός αυτού, το αλουμίνιο είναι ένα εύπλαστο και ελαστικό υλικό. Από την άλλη πλευρά, το αλουμίνιο είναι ανθεκτικό στη διάβρωση και δεν σκουριάζει [5]. Αν και το αλουμίνιο δεν είναι σκληρό όπως ο χάλυβας, δίνει αρκετή αντοχή σε ορισμένες

εφαρμογές. Αλλά σύμφωνα με τις γενικές ιδιότητες υλικών του αλουμινίου, θα πρέπει να χρησιμοποιηθούν μεγαλύτερες διαστάσεις για την παροχή της απαιτούμενης ακαμψίας [11]. Το κύριο μειονέκτημα του αλουμινίου είναι η τιμή του, καθώς είναι ακριβότερο από το χάλυβα. Μπορεί να μην είναι πρόβλημα για αγωνιστικά αυτοκίνητα ή ακριβά σπορ αυτοκίνητά, αλλά δεν είναι κατάλληλο να χρησιμοποιηθούν πολλά μέρη από αλουμίνιο για οχήματα μαζικής παραγωγής. Επίσης, η συγκόλληση του αλουμινίου είναι πιο δύσκολη.

Πίνακας 1.2 Ιδιότητες κοινών υλικών για την κατασκευή σωληνωτού πλαισίου.

Υλικό	Πυκνότητα (g/cm ³)	Όριο διαρροής.(Mpa)	Μέγιστη αντοχή σε εφελκυσμό. (Mpa)	Elastic Modulus (Gpa)	Περιεκτικότητα άνθρακα (%)
Steel AISI 1040	7,87	415	620	190/210	40
Steel AISI 1010	7,87	305	365	190/210	8/13
Steel AISI 1020	7,87	295	395	190/210	17-23
Steel AISI 4130	7,87	460	560	190/210	28-33
Aluminum 6061 T6	2,7	276	310	68,9	-
Aluminum 7075 T6	2,81	503	572	71,7	-
Aluminum 4015 H16	2,7	170	190	70	-

3.4.3 Σύνθετα υλικά.

Ως γενικός ορισμός, τα σύνθετα υλικά κατασκευάζονται χρησιμοποιώντας δύο ή περισσότερα στοιχεία. Δίνουν τις ιδιότητές τους και οι προδιαγραφές ενός νέου προϊόντος έχουν έναν συνδυασμό αυτών των στοιχείων. Επίσης, είναι διαφορετικό από κάθε μία από τις ιδιότητές τους. Η χρήση σύνθετων υλικών αυξάνεται καθημερινά. Τα σύνθετα πλαίσια χρησιμοποιούνται κυρίως σε εφαρμογές υψηλού επιπέδου όπως η Formula 1, ορισμένες σειρές αγώνων και τα ανώτερης κλάσης σπορ αυτοκίνητα. Έχουν πολύ καλές ιδιότητες αντοχής και είναι ελαφρύτερα από τα μέταλλα. Μπορούν επίσης να παραχθούν σύνθετα υλικά για ειδικές εφαρμογές και τα μηχανικά χαρακτηριστικά τους μπορούν να ρυθμιστούν. Η εσωτερική δομή τους δίνει καλή αντοχή στην προτιμώμενη κατεύθυνση [11]. Το κύριο μειονέκτημα των σύνθετων πλαισίων είναι ότι είναι πολύ ακριβά και απαιτούν σταδιακές μεθόδους παραγωγής.

3.5 Κριτήρια επιλογής υλικού.

Για τον διαγωνισμό των φοιτητών Formula, το βασικό υλικό είναι ο χάλυβας και οι κανόνες που ισχύουν για τους κραματοποιημένους χάλυβες. Είναι επίσης δυνατή η χρήση άλλου υλικού, αλλά για να χρησιμοποιηθούν θα πρέπει να ληφθούν υπόψη οι εναλλακτικοί κανόνες πλαισίου. Υπάρχουν πολύ περισσότεροι κανόνες και απαιτούμενες δοκιμές για τη χρήση εναλλακτικών υλικών.

Τα πιο συνηθισμένα υλικά πλαισίου στους φοιτητές Formula είναι ο χάλυβας και τα σύνθετα υλικά. Με την αύξηση της χρήσης σύνθετων υλικών, περισσότερες από τις μισές ομάδες χρησιμοποιούν χάλυβα για το πλαίσιο τους. Το αλουμίνιο έχει το πλεονέκτημα ότι είναι ελαφρύτερο από το χάλυβα και φθηνότερο από το σύνθετο, είναι πολύ δύσκολο να βρούμε αλουμίνιο που να ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις των κανόνων. Επίσης, για να παρέχει αρκετή ακαμψία, πρέπει να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερο μέγεθος αλουμινίου και αυτό κάνει το αλουμίνιο να μην είναι πολύ βολική επιλογή. Ο όγκος του υλικού γίνεται μεγαλύτερος και η τιμή αγοράς αυξάνεται.

Τα σύνθετα πλαίσια είναι πολύ καλή επιλογή για τις ομάδες επειδή είναι ελαφριά και δύσκαμπτά. Αλλά πρέπει να λάβουμε υπόψιν μας ότι τα σύνθετα πλαίσια Monocoque είναι δύσκολο να παραχθούν και έχουν μεγάλο κόστος. Η πιο βολική επιλογή είναι η χρήση χάλυβα για την παραγωγή πλαισίου τύπου σωληνωτό. Είναι εύκολο να κατασκευαστούν και να προετοιμαστούν οι σωλήνες. Επίσης, μπορεί να μην απαιτεί ένα πολύπλοκο εξάρτημα για παραγωγή. Με τη χρήση σωστών υλικών, δεν είναι απαραίτητη καμία διαδικασία μετά. Ύστερα απ' όλα αυτά, ο χάλυβας είναι πολύ φτηνός και έχει καλή διαθεσιμότητα. Είναι σχεδόν τρεις φορές βαρύτερος από το αλουμίνιο και γενικά έχει υψηλότερες τιμές ορίου διαρροής και μέγιστης αντοχής σε εφελκυσμό. Ο χάλυβας είναι πιο δύσκαμπτος από το αλουμίνιο κάτι το οποίο μπορεί να προσδιοριστεί από το μέτρο ελαστικότητας. Η τιμή του αλουμινίου είναι σχεδόν τέσσερις φορές υψηλότερη από αυτή του χάλυβα [2].

3.6 Μέθοδοι παραγωγής.

Κατά το σχεδιασμό του πλαισίου, είναι επιθυμητό το πλαίσιο να είναι αρκετά ανθεκτικό και άκαμπτο. Ωστε, οι μέθοδοι παραγωγής θα πρέπει να επιλέγονται κατάλληλα και βολικά για να επιτευχθούν οι στόχοι σχεδιασμού. Υπάρχουν πολλές μέθοδοι για την παραγωγή πλαισίων σύμφωνα με τους τύπους πλαισίου. Πρέπει να εξεταστούν όχι μόνο η δύναμη, η ακαμψία και η ενσωμάτωση του σώματος, αλλά και οι διαδικασίες μετά την παραγωγή και οι δυνατότητες του οχήματος όσον αφορά την εύκολη αποσυναρμολόγηση και επισκευή του.

3.6.1 Μηχανική άρθρωση.

Η μηχανική άρθρωση είναι μια χρήσιμη μέθοδος για ορισμένες εφαρμογές. Ειδικά, εάν τα μέρη που ενσωματώνονται μεταξύ τους επιθυμούν να μην είναι μόνιμα. Είναι μια καλή επιλογή όταν υπάρχει η πιθανότητα να αντικατασταθούν ή να αποσυναρμολογηθούν συγκεκριμένα μέρη του πλαισίου. Επίσης οι μηχανικές αρθρώσεις μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως ασφάλεια. Για παράδειγμα, αν υπάρχει ένα κρίσιμο κομμάτι στο σχεδιασμό που επιθυμείται να μην καταστραφεί, μπορεί να σχεδιαστεί η μηχανική άρθρωση για την ενσωμάτωση αυτών των μερών στην κύρια δομή. Και η άρθρωση έχει σχεδιαστεί ως ασθενέστερο μέρος, οπότε αποτυγχάνει πρώτα όταν εφαρμόζονται μεγάλα φορτία. Αυτό προστατεύει ολόκληρο το σώμα ή το σύστημα από μεγαλύτερες βλάβες. Αυτή η άρθρωση, επιπλέον, αντικαθίσταται φθηνότερα και ευκολότερα.

3.6.2 Συγκόλληση.

Η συγκόλληση είναι η συνηθέστερη μέθοδος που χρησιμοποιείται για τη σύνδεση δύο ή περισσότερων μεταλλικών τεμαχίων. Γενικά, η συγκόλληση γίνεται με τήξη των τεμαχίων εργασίας και προσθήκη υλικού πλήρωσης. Ωστόσο, υπάρχουν τύποι συγκόλλησης που δεν απαιτούν προσθήκη τήξης ή πλήρωσης. Επίσης, η συγκόλληση μπορεί να γίνει ζεστή ή κρύα. Από την άλλη πλευρά, μπορεί να εφαρμοστεί με πίεση ή και χωρίς. Όλες αυτές οι μέθοδοι εξαρτώνται από τον τύπο εφαρμογής [12]. Εκτός από την ύπαρξη πολλών τύπων συγκόλλησης, οι πιο συνηθισμένες μέθοδοι χωρίς την εφαρμογή πίεσης εξηγούνται στην επόμενη ενότητα.

3.6.2.1 Χειρωνακτική συγκόλληση τόξου με επενδεδυμένα ηλεκτρόδια (SMAW).

Η χειρωνακτική συγκόλληση τόξου με επενδεδυμένα ηλεκτρόδια, επίσης γνωστή ως (Shielding Metal Arc Welding), είναι μία από τις πλέον χρησιμοποιούμενες μεθόδους συγκόλλησης. Παίρνει το όνομά της από το σχήμα του ηλεκτροδίου. Σε αυτή τη διαδικασία συγκόλλησης, το ρεύμα που προέρχεται από τη μηχανή συγκόλλησης είναι σταθερό και μπορεί να είναι συνεχές (DC) ή εναλλασσόμενο (AC). Η ποσότητα του ρεύματος που αναρροφάται είναι ανάλογη του πάχους των τεμαχίων εργασίας. Αυτή η συγκόλληση χρησιμοποιείται γενικά για τη συγκόλληση χάλυβα. Η θερμότητα τόξου χρησιμοποιείται σε αυτή τη μέθοδο για να λιώσει τα κομμάτια εργασίας και να κολλήσει. Το στέλεχος του ηλεκτροδίου, το ηλεκτρόδιο και τα τεμάχια εργασίας, ολοκληρώνουν ένα ηλεκτρικό κύκλωμα.

3.6.2.2 MIG συγκόλληση.

Η συγκόλληση MIG (Metal Inert Gas), ή αλλιώς η συγκόλληση μετάλλου αδρανούς αερίου, είναι η μέθοδος με την οποία γίνεται η συγκόλληση με συνεχή ράβδο πλήρωσης σε προστατευόμενη περιοχή με αέριο. Γενικά, το αργό ή το ήλιο χρησιμοποιούνται ως αδρανή αέρια. Υπάρχει μια άλλη έκδοση αυτού του τύπου συγκόλλησης, που ονομάζεται ως συγκόλληση μετάλλου ενεργού αερίου (MAG), όπου το διοξείδιο του άνθρακα χρησιμοποιείται ως ενεργό αέριο. Σε αυτή τη μέθοδο, η απαιτούμενη ποσότητα ενέργειας υπάρχει από το ηλεκτρικό τόξο μεταξύ των τεμαχίων εργασίας και της ράβδου πλήρωσης. Ο δακτύλιος συγκόλλησης τροφοδοτεί το υλικό πλήρωσης στη ζώνη συγκόλλησης και ταυτόχρονα εφαρμόζεται το προστατευτικό αέριο για να προστατεύσει τη ζώνη συγκόλλησης από τις περιβαλλοντικές συνθήκες [13]. Η συγκόλληση MIG έχει σχετικά υψηλή ταχύτητα τήξης και βαθύτερη ικανότητα διείσδυσης. Το πλεονέκτημα της χρήσης της έγκειται στο ότι επιτρέπει στον συγκολλητή να εργάζεται ασταμάτητα σε ευρεία γωνία. Η συγκόλληση MIG μπορεί να χρησιμοποιηθεί για σιδηρούχα και μη σιδηρούχα μέταλλα, με την προϋπόθεση ότι παρέχεται το απαιτούμενο ηλεκτρόδιο και προστατευτικό αέριο.

3.6.2.3 Συγκόλληση TIG.

Η συγκόλληση με αδρανές αέριο (TIG) είναι επίσης γνωστή ως συγκόλληση τόξου βολφραμίου (GTAW). Σε παλαιότερες εφαρμογές, το χρησιμοποιούμενο προστατευτικό αέριο ήταν ήλιο και αυτή η διαδικασία συγκόλλησης ονομαζόταν Heliarc. Αλλά με τις βελτιώσεις, ανακαλύφθηκε ότι μέσω της πολικότητας η διαδικασία είναι πιο αποτελεσματική και έχει μειωμένο κόστος. Σε αυτή τη μέθοδο, το ηλεκτρόδιο βολφραμίου δεν τήκεται σε κανονικές συνθήκες. Το τόξο συγκόλλησης υπάρχει μεταξύ των τεμαχίων εργασίας και του ηλεκτροδίου. Η συγκόλληση εκτελείται με ή χωρίς προσθετικό υλικό. Το πρόσθετο υλικό προστίθεται στο λουτρό λιωμένου μετάλλου με το χέρι ή αυτόματα επομένως απαιτείται προστατευτική ζώνη για την προστασία του ηλεκτροδίου. Γενικά, χρησιμοποιείται αργό ή ήλιο ως αδρανές αέριο. Αλλά αργό χρησιμοποιείται ευρέως λόγω των καλύτερων καθαριστικών ιδιοτήτων του, καθώς και για το μεγαλύτερο εύρος υλικών τα οποία μπορέσουν να συγκολληθούν με αυτή τη μέθοδο [13].

4 ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΑΚΑΜΨΙΑ ΠΛΑΙΣΙΟΥ.

4.1 Στρεπτική και καμπτική ακαμψία πλαισίου.

Έτσι χαρακτηρίζεται στην περίπτωση της κάμψης από το μέγιστο βέλος κάμψης και από τη γωνία περιστροφής κατά το μήκος του μεταξονίου, σε περίπτωση στρέψης, η ικανότητα του πλαισίου να αντιστέκεται στα μεταβαλλόμενα φορτία που ενεργούν σ' αυτό. Ωστόσο, οι τιμές, που λαμβάνονται από υπολογισμούς ή από πειράματα, του μέγιστου βέλους και της γωνίας περιστροφής γύρω από τον άξονα του μεταξονίου, δεν γίνεται να χρησιμοποιηθούν για την σύγκριση του συγκεκριμένου πλαισίου με αυτό άλλων αυτοκινήτων που έχουν διαφορετικό μήκος μεταξονίου και διαφορετικό ονομαστικό φορτίο. Γι' αυτό και εισάγονται παρακάτω οι έννοιες της στρέψης, κάμψης και ειδικών δυσκαμψιών.

Ως **στρεπτική δυσκαμψία** ορίζεται η ροπή που απαιτείται για να στραφεί ένα σύστημα κατά μία μοναδιαία γωνία γύρω από τον άξονα του μεταξονίου ή διαφορετικά, είναι ο λόγος της ροπής με τη λαμβανόμενη γωνία περιστροφής.

Η **καμπτική δυσκαμψία** αντιπροσωπεύει το φορτίο που χρειάζεται ώστε να καμφθεί το πλαίσιο κατά μία μοναδιαία μονάδα βύθισης ή είναι ο λόγος του φορτίου με το μέγιστο βέλος κάμψης.

Η **ειδική στρεπτική** αφορά τη ροπή που απαιτείται ώστε να στραφεί ένα τμήμα πλαισίου μοναδιαίου μήκους κατά τη μοναδιαία γωνία, ή αλλιώς είναι ο λόγος της στρέψης προς τη γωνία περιστροφής γύρω από τον άξονα του μεταξονίου του αυτοκινήτου, πολλαπλασιασμένος επί το μεταξόνιο.

Η **ειδική καμπτική δυσκαμψία** (αντιστοιχεί στο γινόμενο EI της δοκού) σημαίνει το φορτίο που απαιτείται για την κάμψη ενός τμήματος ενός συστήματος με μοναδιαίο μήκος για να πάρουμε μια μονάδα βέλους κάμψης, ή αλλιώς είναι ο λόγος του φορτίου που χρειάζεται για το μέγιστο βέλος, πολλαπλασιασμένος επί το μεταξόνιο υψωμένο στην τρίτη δύναμη.

Πίνακας 3.1 Μονάδες μέτρησης ειδών δυσκαμψίας

Στρεπτική Δυσκαμψία	Nm/deg
Καμπτική Δυσκαμψία	N/mm
Ειδική Στρεπτική Δυσκαμψία	Nm ² /deg
Ειδική Καμπτική Δυσκαμψία	Nm ³ /mm

Με βάση τα παραπάνω, όταν κατασκευάζεται ένα όχημα, (ανεξάρτητα αν αυτό αποτελείται από πλαίσιο και αμάξωμα, ή μόνο από πλαίσιο ή είναι αυτοφερόμενο) πρέπει να μεριμνάται ώστε να έχει τον κατάλληλο βαθμό δυσκαμψίας (ή ευκαμψίας) για να εξασφαλιστεί η απαραίτητη διάρκεια ζωής του οχήματος [14].

4.2 Δυναμικά φορτία οφειλόμενα στις ανωμαλίες του δρόμου

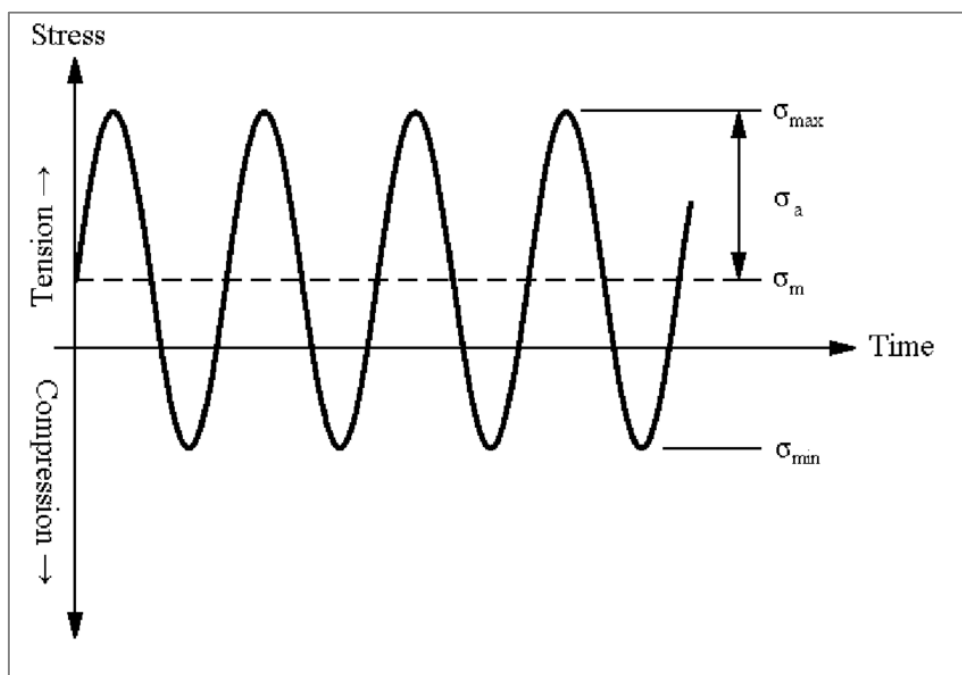
Η κίνηση του οχήματος περιλαμβάνει συνεχείς μεταβολές των δυνάμεων δράσης – αντίδρασης μεταξύ τροχών και δρόμου. Οι μεταβολές αυτές εξαρτώνται από την αδράνεια και την ελαστικότητα των μελών του αυτοκινήτου, καθώς και από το σχήμα και τις διαστάσεις των ανωμαλιών. Η δυσκολία που εμφανίζεται στη συγκεκριμένη ανάλυση οφείλεται στην αδυναμία να περιγράφονται επακριβώς οι ανωμαλίες του δρόμου. Αυτό βέβαια σήμερα μπορεί να ξεπεραστεί μέσω της εισαγωγής στοχαστικών διαδικασιών. Αποσκοπώντας σε πιο στοχευμένη ανάλυση, γίνεται εξομοίωση του ενός τετάρτου του οχήματος με κάθε τροχό (οδόστρωμα, ελαστικό, ελατήριο, αποσβεστήρας και αναρτημένη μάζα) [14].

4.2.1 Διαδικασία προσδιορισμού της αντοχής του πλαισίου σε κόπωση

Τα δομικά στοιχεία ενός αυτοκινήτου λαμβάνουν δυναμικά φορτία, δηλαδή σε δυνάμεις οι οποίες μεταβάλλονται με το χρόνο. Εμπειρικά αποδείχτηκε ότι τα υλικά υπό τέτοιου είδους φόρτιση, καταπονούνται σε κόπωση και αστοχούν μετά από έναν αριθμό κύκλων φόρτισης, μολονότι οι τάσεις που τα καταπονούν είναι μικρότερες από το όριο αναλογίας. Συμπεραίνεται δηλαδή διαφορετική μηχανική συμπεριφορά ενός στοιχείου όταν αυτό υποβάλλεται σε δυναμικές ή στατικές καταπονήσεις. Οι αρχικές ενδείξεις εμφάνισης κόπωσης μπορεί να είναι κάποιες μικρορωγμές που εμφανίζονται σε διάφορα σημεία. Η διαδικασία της προοδευτικής συσσώρευσης της κόπωσης στα μεταλλικά μέρη κάτω από την επίδραση μεταβαλλόμενων τάσεων τείνουν να μεταβάλλουν τις ιδιότητες του υλικού και οδηγούν στο σχηματισμό ρωγμών. Η ανάπτυξή τους και η τελική αστοχία του υλικού είναι γνωστή σαν κόπωση του υλικού. Η αντοχή σε κόπωση καθορίζεται από το είδος της

παραμόρφωσης (καμπτική ή στρεπτική) και την φύση των μεταβολών των τάσεων με τον χρόνο [14].

Η πιο απλή εναλλακτική φόρτιση φαίνεται στο Σχήμα 3.1 στη μορφή ενός ημιτονοειδούς κύματος. Η μέση τάση σ_m μπορεί να επιβληθεί στο στοιχείο σαν προένταση γύρω από την οποία εκτελείται μία ταλάντωση με πλάτος κύματος σ_a . Η τάση μεταβάλλεται μεταξύ μίας μέγιστης τάσης σ_{max} και μίας ελάχιστης σ_{min} έτσι ώστε να ισχύει:



Σχήμα 3.1 Αρμονική ταλάντωση κόπωσης [15].

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} \quad (\alpha)$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} \quad (\beta)$$

Χαρακτηριστική περίπτωση δυναμικής φόρτισης αποτελεί η επαναλαμβανόμενη φόρτιση σε εφελκυσμό και θλίψη, η οποία χαρακτηρίζεται με $\sigma_{min}=0$ και

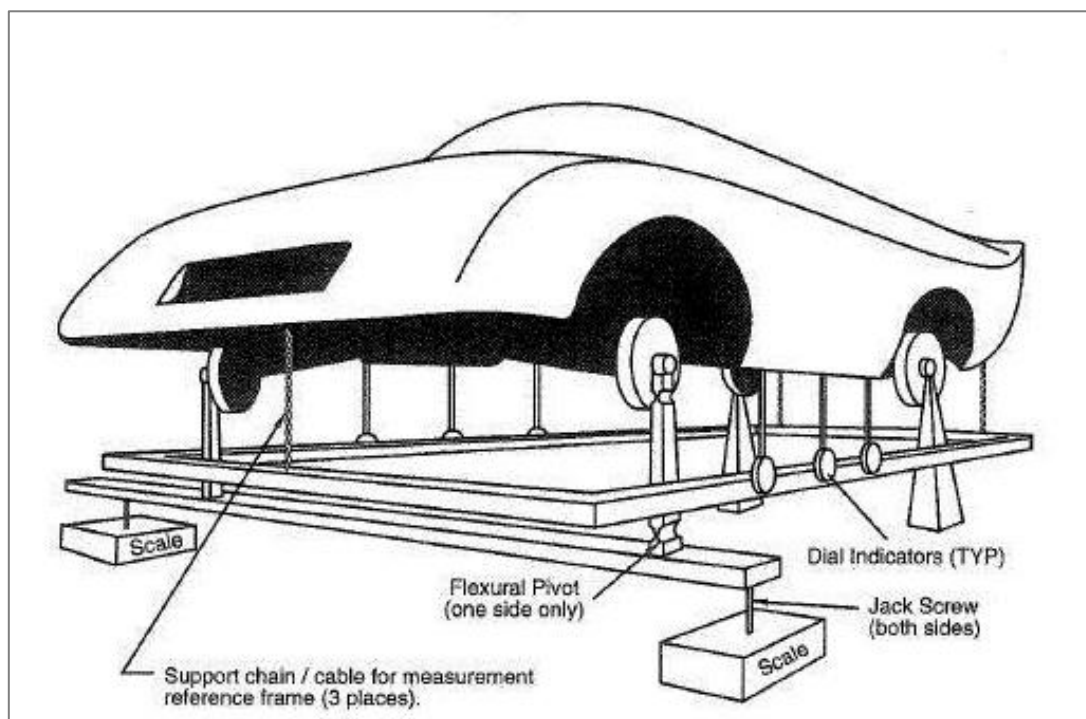
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \sigma_a \quad (\gamma)$$

η εναλλακτική φόρτιση η οποία χαρακτηρίζεται με $\sigma_m=0$ και

$$\sigma_{max} = -\sigma_{min} = \sigma_a \quad (\delta)$$

4.3 Μέτρηση στρεπτικής ακαμψίας πλαισίου

Η στρεπτική δυσκαμψία μπορεί να μετρηθεί με διάφορους τρόπους. Μία μέθοδος τεκμηριώνεται στην αναφορά του “William F.Milliken & Douglas L.Milliken” και φαίνεται στο Σχήμα 3.2 η οποία θα συνοψιστεί παρακάτω:

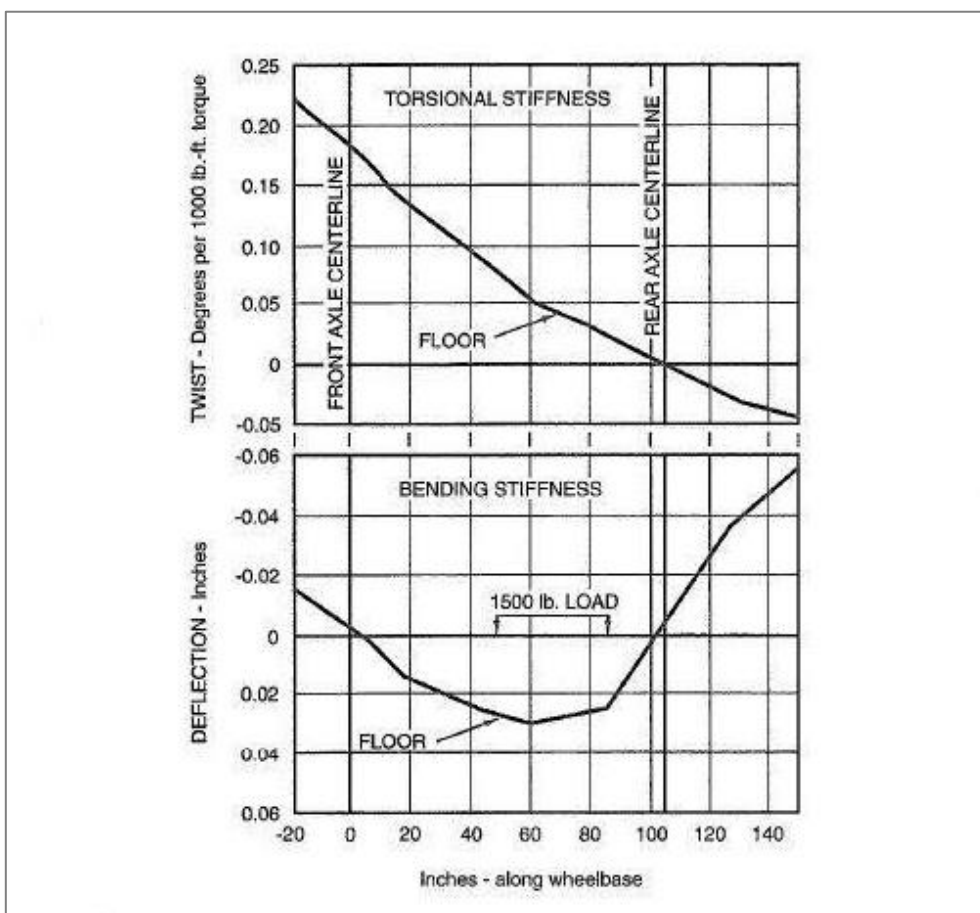


Σχήμα 3.2 Διάταξη πλαισίου για έλεγχο στρεπτικής δυσκαμψίας. [2]

Για την διεξαγωγή του συγκεκριμένου πειράματος τοποθετούνται αντιδράσεις στήριξης στον εμπρός και πίσω άξονα αντίστοιχα. Το πίσω μέρος του οχήματος είναι πλήρως πακτωμένο με το έδαφος ή κάποια άλλη ενδιάμεση πλάκα η οποία είναι αντίστοιχα πακτωμένη στο έδαφος. Εάν το όχημα έχει αναρτήσεις τύπου ελλειψοειδών ελατηρίων τότε αντικαθίστανται με άκαμπτες ράβδους στα σημεία σύνδεσης με το πλαίσιο ενώ αν έχει αναρτήσεις τύπου σπειροειδών ελατηρίων, τότε οι βάσεις πάκτωσης τοποθετούνται στα ανώτερα σημεία στήριξης της ανάρτησης. Στο εμπρόσθιο τμήμα τοποθετούνται ράβδοι οι οποίες συνδέονται στα σημεία κάτω από τον άξονα. Οι ράβδοι αυτοί είναι τύπου ρυθμιζόμενου κοχλία με σκοπό την εφαρμογή της ροπής μέσω αυτών. Το ένα εμπρόσθιο σημείο στήριξης (δεξί η αριστερό) είναι πλήρως πακτωμένο ενώ το άλλο, με την σύσφιξη κοχλία ρύθμισης, επιτυγχάνεται η στρέψη του πλαισίου. Όπως και στο πίσω μέρος έτσι και μπροστά αφαιρούνται οι αναρτήσεις και αντικαθίστανται από άκαμπτους αποστάτες. Μια σειρά από όργανα τα οποία μετράνε την παραμόρφωση κατά την στρέψη, είναι τοποθετημένα σε ένα άκαμπτο υποπλαίσιο κάτω από

το όχημα. Αυτά βρίσκονται σε ζεύγη αριστερά-δεξιά σε σημεία ενδιαφέροντος κατά μήκος των πλευρών του οχήματος. Το άκαμπτο πλαίσιο κρέμεται από το όχημα σε τρία σημεία, το ένα ανάμεσα στους μπροστινούς τροχούς και τα άλλα δύο στο επίπεδο του πίσω άξονα. Το πλαίσιο έρχεται σε επαφή για να διατηρεί και τα τέσσερα άκρα τα οποία συνδέονται με τους άξονες σε επαφή καθώς είναι παραμορφωμένο λόγω στρέψης [3].

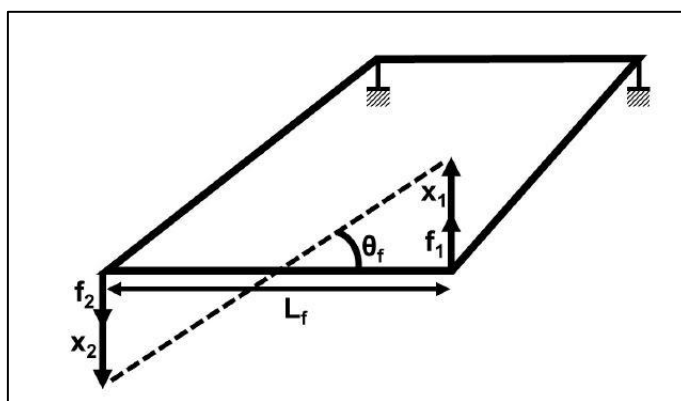
Σημειώνονται οι μετρήσεις κλίμακας πριν και μετά την ροπή και η εφαρμοζόμενη ροπή είναι η μισή διαφορά ανάγνωσης κλίμακας επί την απόσταση μεταξύ των μπροστινών άκρων. Εάν η απόσταση είναι σε ft και οι μετρήσεις κλίμακας είναι σε lb, η ροπή θα είναι σε lb-ft. Προκειμένου να ελαχιστοποιηθεί η υστέρηση, η δοκιμή ξεκινά με μηδενική ροή (μετρήσεις κλίμακας ίσες) και στη συνέχεια αυξάνεται συσφίγγοντας τον ένα κοχλία μέχρι να εφαρμοστεί η μέγιστη ροπή. Ακολούθως, η διαδικασία αντιστρέφεται έως ότου εφαρμοστεί η μέγιστη ροπή στην αντίστροφη κατεύθυνση και τελικά πίσω στο μηδέν. Το διάγραμμα στρεπτικής παραμόρφωσης κατά μήκος του πλαισίου φαίνεται στο σχήμα 3.2 [3].



Σχήμα 3.2 Στρεπτική δυσκαμψία και καμπτική δυσκαμψία, τοποθετημένη κατά μήκος του πλαισίου [3].

4.3.1 Υπολογισμός στρεπτικής ακαμψίας

Για τον καθορισμό της στρεπτικής ακαμψίας, εφόσον είναι γνωστή η απόσταση (L_f) στην οποία εφαρμόζουμε την δύναμη (f_1, f_2), είτε με ρυθμιζόμενο κοχλία είτε με οποιοδήποτε άλλο τρόπο (π.χ. εφαρμογή μάζας σε γνωστού μήκους ράβδου Σχήμα 3.4), μπορούμε να υπολογίσουμε την ροπή που ασκείται (εξίσωση 3.1) για την στρέψη του σώματος. Από τις παραμορφώσεις (x_1, x_2) υπολογίζουμε την γωνία στρέψης του πλαισίου γύρο από τον διαμήκη άξονα του. Συνεπώς, έχοντας την ροπή στρέψης και την γωνία στρέψης έχουμε σχηματίσει τον λόγο της στρεπτικής ακαμψίας (εξίσωση 3.3) [16].

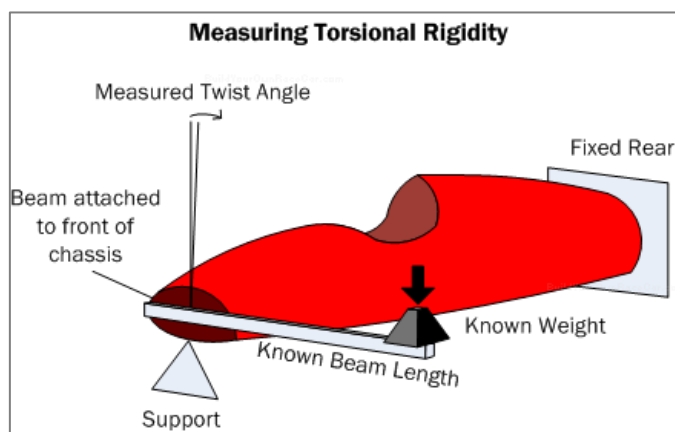


Σχήμα 3.3 Μεγέθη υπολογισμού στρεπτικής ακαμψίας [16] .

$$M = \frac{(f_1 + f_2) * L_f}{2} \quad (3.1)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{(x_1 + x_2)}{L_f} \quad (3.2)$$

$$Kt = \frac{M}{\theta} \quad (3.3)$$



Σχήμα 3.4 Δημιουργία ροπής με την εφαρμογή βάρους.

4.4 Μέγεθος στρεπτικής ακαμψίας.

Τα τυπικά sedan κυμαίνονται από 4000 έως 10.000 lb.-ft / deg. Τα τρέχοντα μικρά αυτοκίνητα τύπου formula μπορεί να είναι 3000 lb.-ft / deg. και τα τρέχοντα πλαίσια κατασκευασμένα με σύνθετα υλικά της Formula 1 έχουν τιμή 12.000 lb.-ft / deg. και πάνω. Ας σημειωθεί ότι οι αριθμοί που αναφέρονται μπορεί να είναι για το σωληνωτό πλαίσιο ή monocoque, χωρίς να υπάρχει επιρροή από τους συνδέσμους της ανάρτησης ή των διαφόρων βάσεων που απαιτούνται για την τοποθέτηση της. Συνήθως, η επίτευξη υψηλής ακαμψίας είναι η ιδανική συνθήκη εκτός εάν το όχημα έχει υπερβολικό βάρος κατά την αναζήτηση δυσκαμψίας, αλλά με την τροποποίηση της μεταβάλλεται και η ρύθμιση των ελατηρίων, αντιστρεπτικών ράβδων (κ.λπ.).

Ο κύριος λόγος για υψηλή στρεπτική ακαμψία είναι για την μεταφορά των πλευρικών δυνάμεων του οχήματος στο πλαίσιο καθώς και η κατανομή αυτών στο εμπρόσθιο και οπίσθιο μέρος αντίστοιχα από το σύστημα των αναρτήσεων. Συγκρίνοντας τις ακαμψίες των αναρτήσεων εμπρός και πίσω σε σχέση με το πλαίσιο, αυτό πρέπει κατά προσέγγιση να αντιστέκεται τουλάχιστον στην διαφορά μεταξύ της εμπρόσθιας και οπίσθιας ακαμψίας της ανάρτησης [3].

4.4.1 Σχεδιασμός για υψηλή στρεπτική ακαμψία

Ο τύπος κατασκευής και ο πραγματικός σχεδιασμός καθορίζουν τη στρεπτική δυσκαμψία που μπορεί να αναμένεται από ένα πλαίσιο. Το πιο άκαμπτο πλαίσιο που κατασκευάζεται σήμερα είναι από σύνθετα υλικά (ή "monocoque"). Άλλοι τύποι που είναι λιγότερο αποδοτικοί (λιγότερη στρεπτική δυσκαμψία για το ίδιο βάρος) είναι:

- Ελάσματα αλουμινίου και ατσαλιού, όπως φαίνεται σε πολλά αγωνιστικά αυτοκίνητα και στα περισσότερα σύγχρονα επιβατικά.
- Το πλαίσιο τύπου σωληνωτό είναι κατασκευασμένο από σωλήνες όπως φαίνεται σε πολλά αυτοκίνητα με βάση την παραγωγή όπου η δομή διπλασιάζεται ως κυλινδρικό κλουβί. Είναι σημαντικό οι σωλήνες να είναι διατεταγμένοι ώστε να σχηματίζουν τρίγωνα με τα μεγάλα φορτία που εφαρμόζονται στις διασταυρώσεις των σωλήνων, διαφορετικά το πλαίσιο θα λαμβάνει καμπτικά φορτία με αποτέλεσμα να είναι πολύ λιγότερο αποδοτικό κατά την συμπίεση των μελών κατά την φόρτιση.

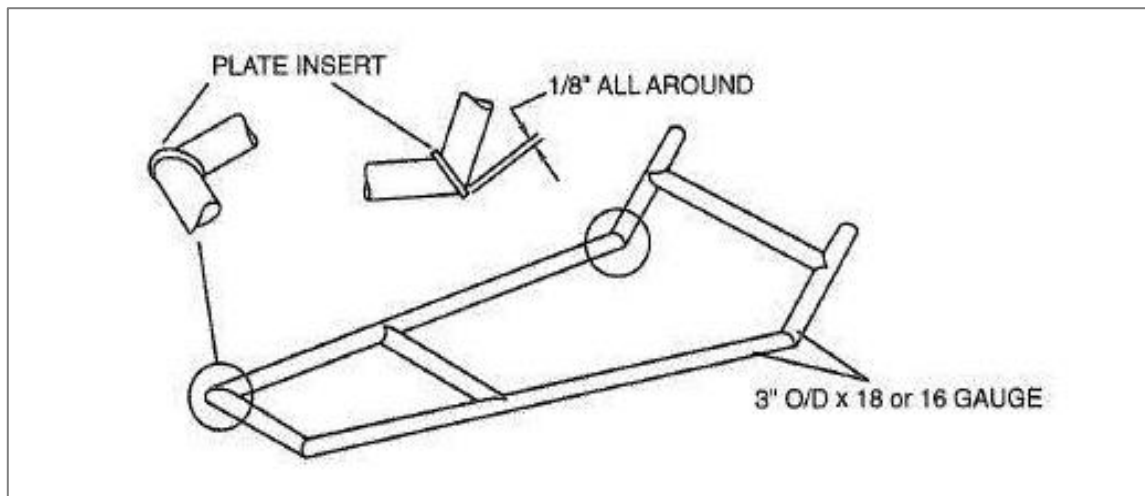
- Τα πλαίσια τύπου σκάλας, όπως χρησιμοποιούνται σε πολλά παλαιότερα αυτοκίνητα, είναι ίσως τα πιο αδύναμα. Αυτός ο τύπος πλαισίου έχει δύο κύρια μέλη κατά μήκος του οχήματος συνδεδεμένα σε διάφορα σημεία από εγκάρσια μέλη για τη μεταφορά του κινητήρα, της ανάρτησης και του αμαξώματος [3].

4.4.2 Μέθοδοι αύξησης στρεπτικής ακαμψίας

Ορισμένες μέθοδοι αύξησης της στρεπτικής ακαμψίας είναι:

- Πρόσθεση διαγώνιων στη δομή του σωληνωτού πλαισίου. Αυτό πρέπει να γίνεται εάν το όχημα είναι ήδη κατασκευασμένο και βρεθεί πως είναι πολύ ελαστικό. Οι διαγώνιες λειτουργούν καλύτερα εάν συνδέονται σε μεγάλα σημεία φόρτωσης, όπως πχ. ανάρτηση.
- Υπενθυμίζεται ότι ο κινητήρας μπορεί να λειτουργήσει ως άκαμπτο μέρος του πλαισίου, υπό την προϋπόθεση ότι τα φορτία δεν είναι τόσο υψηλά ώστε να προκαλέσουν την παραμόρφωσή του. Ορισμένοι κινητήρες έχουν σχεδιαστεί ειδικά για το σκοπό αυτό, ο κινητήρας Cosworth DFV F.1 για παράδειγμα.
- Εάν οι σωλήνες πρέπει να χρησιμοποιούνται σε κάμψη (σε αντίθεση με την τάση-συμπίεση σε ένα τριγωνικό πλαίσιο χώρου), μπορούν να χρησιμοποιηθούν λεπτά ελάσματα στις αρθρώσεις για να μεταφέρουν το φορτίο πιο αποτελεσματικά από τον ένα σωλήνα στον άλλο (Σχήμα 3.5).
- Πρόσθεση επιπλέον εγκάρσιων στοιχείων στο πλαίσιο. Για αυτοκίνητα που βασίζονται στην παραγωγή, ο μπροστινός θάλαμος κινητήρα μπορεί συχνά να βελτιωθεί με αυτόν τον τρόπο με την προσθήκη μιας αντιστρεπτικής ράβδου η οποία ενώνει τις δύο κορυφαίες βάσεις των αναρτήσεων.

Οι μετρήσεις δυσκαμψίας θα βοηθήσουν να εντοπιστούν τυχόν ιδιαίτερα αδύναμες περιοχές του πλαισίου [3].



Σχήμα 3.5 Ενίσχυση των αρμών σωληνώσεων σε κάμψη [3].

4.5 Καμπτική δυσκαμψία

Η καμπτική δυσκαμψία του πλαισίου γενικά δεν είναι τόσο σημαντική όσο η στρεπτική δυσκαμψία. Υπάρχουν δύο λόγοι για αυτό. Πρώτον, η στατική κάμψη πλαισίου δεν θα επηρεάσει σημαντικά τα φορτία των τροχών ή την κατανομή τους. Δεύτερον, και πιο σημαντικό, ο Platt έχει δείξει ότι ένα πλαίσιο που έχει καλή στρεπτική δυσκαμψία έχει επίσης επαρκή δυσκαμψία κάμψης. Εάν ληφθεί μέριμνα για την εξασφάλιση επαρκούς στρεπτικής δυσκαμψίας, η κάμψη δεν είναι πιθανό να προκαλέσει πρόβλημα. Ένα διάγραμμα μιας δοκιμής ακαμψίας κάμψης φαίνεται στο Σχήμα 3.2 [3].

5 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ ΠΛΑΙΣΙΟΥ

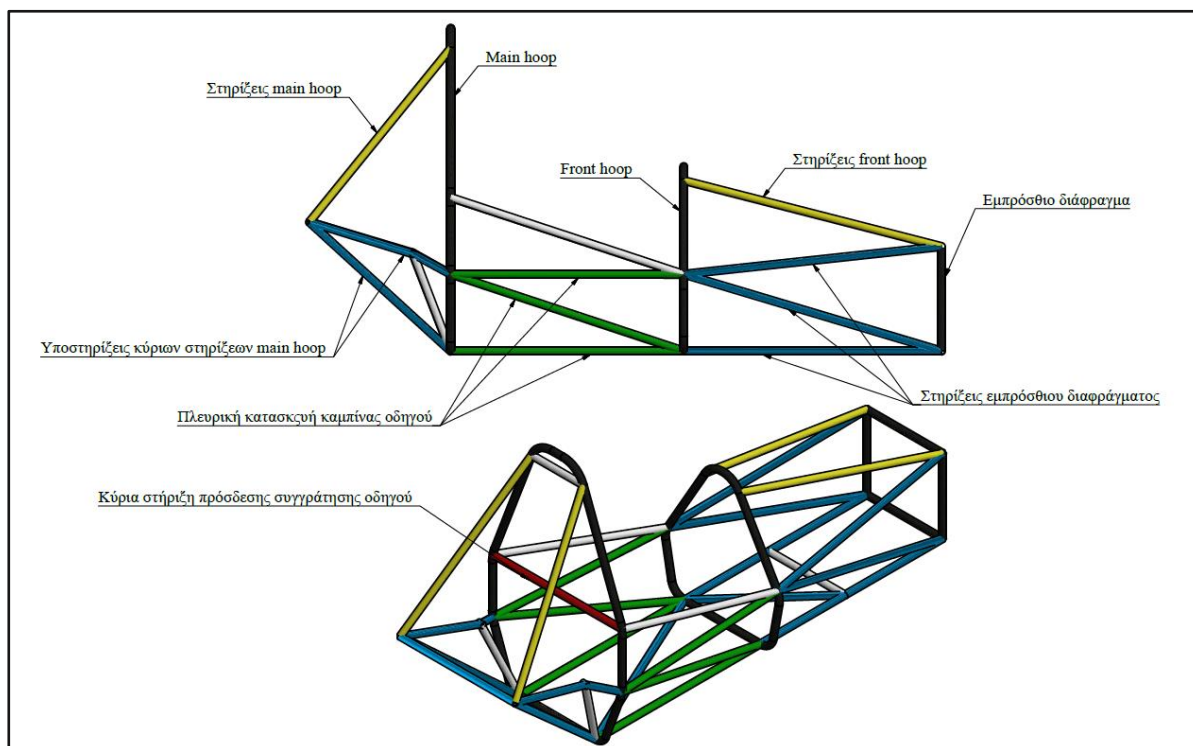
5.1 Διασάφηση του προβλήματος

Σε αυτήν την ενότητα θα ακολουθήσει η διασαφήνιση και κατ' επέκταση εξήγηση της κατασκευής με σκοπό την κατανόηση του και την αναζήτηση των κύριων σημείων λειτουργίας, χρήσης και κατασκευής. Όπως έχει προαναφερθεί, λαμβάνει μέρος ο σχεδιασμός και η κατασκευή ενός οχήματος αγωνιστικών προδιαγραφών τύπου formula student και πιο συγκεκριμένα ο σχεδιασμός του πλαισίου και των επιμέρους συστημάτων τα οποία συνδέονται με αυτό. Τα οχήματα αυτά έχουν σαν πηγή ενέργειας ή την ηλεκτρική ενέργεια ή την χημική ενέργεια του καυσίμου (βενζίνη – E85). Η ομάδα Poseidon έχει ακολουθήσει τον τομέα με πηγή ενέργειας το καύσιμο με την κινητήρια μονάδα ισχύος να είναι μοτοσυκλέτας Yamaha R6 600cc. Το πλαίσιο του οχήματος βάση των προδιαγραφών SAE INTERNATIONAL χωρίζεται σε κάποιες περιοχές οι οποίες αποτελούνται από στοιχεία συγκεκριμένου τύπου, υλικού και γεωμετρίας όπου όλα αυτά σε συνδυασμό αποτελούν την βασική γεωμετρία του. Το πλαίσιο είναι το συναρμολόγημα εκείνο το οποίο φέρει όλα τα απαραίτητα λειτουργικά συστήματα. Μπορεί να είναι είτε συγκολλητό είτε ένωση δύο η περισσότερων συγκολλητών συναρμολογημάτων είτε συνδυασμός σύνθετων υλικών με συγκολλητή κατασκευή. Οι βασικές περιοχές οι οποίες αποτελούν την βασική δομή του οχήματος περιγράφονται παρακάτω και απεικονίζονται στο σχήμα 1.1:

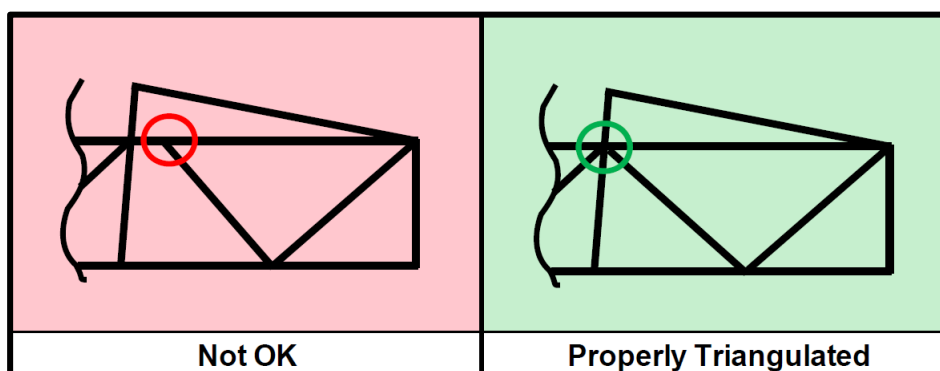
- Το main hoop είναι ένας σωλήνας κυκλικής διατομής ο οποίος βρίσκεται πίσω από τον κορμό του σώματος του οδηγού.
- Το front hoop είναι ένας σωλήνας κυκλικής διατομής ο οποίος βρίσκεται πάνω από τα πόδια του οδηγού σε κοντινή απόσταση από το τιμόνι.
- Roll hoops ονομάζονται αντίστοιχα το main hoop και το front hoop
- Τα στηρίγματα των roll hoops είναι η δομή από το χαμηλότερο σημείο του βασικού στηρίγματος μέχρι πίσω στα roll hoops.
- Το εμπρόσθιο διάφραγμα είναι μια κατασκευή η οποία καθορίζει την μπροστινή επιφάνεια της συνολικής κατασκευής με σκοπό να παρέχει προστασία στα πόδια του οδηγού.
- Η πλευρική κατασκευή στην περιοχή της καμπίνας του οδηγού (side impact structure) είναι η περιοχή η οποία εκτείνεται 350mm πάνω από το έδαφος και από το front hoop έως το main hoop.

Υπόδειξη σύνδεσης μελών:

- Τριγωνοποίηση από κόμβο σε κόμβο: Σε οποιοδήποτε σημείο πρέπει να υπάρχει σωστή τριγωνοποίηση (ένωση των μερών της κατασκευής) έτσι ώστε όταν εφαρμόζεται κάποια δύναμη σε οποιαδήποτε διεύθυνση να υφίστανται μόνο εφελκυστικά και θλιπτικά φορτία (σχήμα 1.2).




Σχήμα 1.1 Μέρη βασική γεωμετρίας πλαισίου.



Σχήμα 2.2 Παράδειγμα σωστής και μη τριγωνοποίησης μελών της κατασκευής

5.1.1 Πίνακας προδιαγραφών

Παρακάτω παρουσιάζεται ο πίνακας προδιαγραφών που αφορούν τον σχεδιασμό και την κατασκευή του πλαισίου μόνο του τύπου σωληνωτό. Οι κανονισμοί απαιτήσεις του πίνακα είναι αυτές όπως ορίζεται από τις επίσημες προδιαγραφές της SAE international 2019-2020 [17].



V - VEHICLE REQUIREMENTS

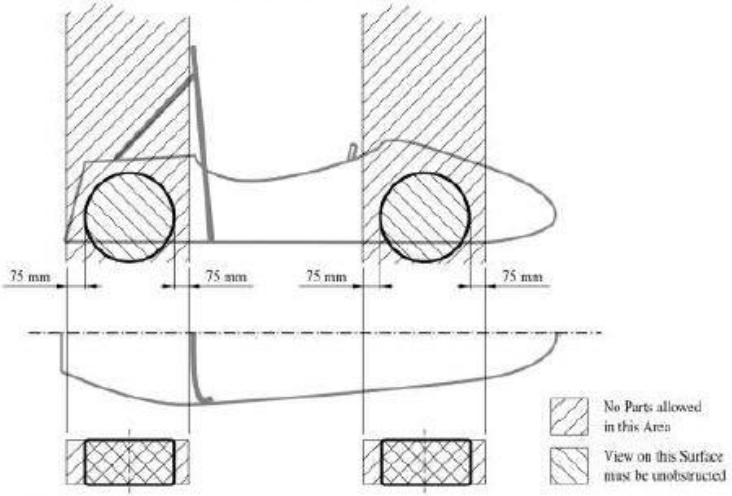
V.1 CONFIGURATION

The vehicle must be open wheeled and open cockpit (a formula style body) with four wheels that are not in a straight line.

V.1.1 Open Wheel

V.1.1.1 Open Wheel vehicles must satisfy all of the following criteria:

- The top 180° of the wheels/tires must be unobstructed when viewed from vertically above the wheel.
- The wheels/tires must be unobstructed when viewed from the side.
- No part of the vehicle may enter a keep out zone defined by two lines extending vertically from positions 75 mm in front of and 75 mm behind, the outer diameter of the front and rear tires in the side view elevation of the vehicle, with tires steered straight ahead. This keep out zone will extend laterally from the outside plane of the wheel/tire to the inboard plane of the wheel/tire.



V.1.2 Wheelbase

The vehicle must have a wheelbase of at least 1525 mm, measured from the center of ground contact of the front and rear tires with the wheels pointed straight ahead.

V.1.3 Vehicle Track

V.1.3.1 The track and center of gravity must combine to provide adequate rollover stability. See **IN.9.2**

V.1.3.2 The smaller track of the vehicle (front or rear) must be no less than 75% of the larger track.

Formula SAE® Rules 2020
Version 1.0 25 July 2019

© 2019 SAE International

Page 19 of 136



V.1.4 Ground Clearance

V.1.4.1 Ground clearance must be sufficient to prevent any portion of the vehicle except the tires from touching the ground during dynamic events.

V.1.4.2 Intentional or excessive ground contact of any portion of the vehicle other than the tires will forfeit a run or an entire dynamic event.

The intent is that sliding skirts or other devices that by design, fabrication or as a consequence of moving, contact the track surface are prohibited and any unintended contact with the ground which causes damage, or in the opinion of the Dynamic Event Officials could result in damage to the track, will result in forfeit of a run or an entire dynamic event

V.2 DRIVER

V.2.1 Accommodation

V.2.1.1 The vehicle must be able to accommodate drivers of sizes ranging from 5th percentile female up to 95th percentile male.

- Accommodation includes driver position, driver controls, and driver equipment.
- Anthropometric data may be found on the FSAE Online Website.

V.2.1.2 The driver's head and hands must not contact the ground in any rollover attitude.

V.2.2 Visibility

- a. The driver must have adequate visibility to the front and sides of the vehicle
- b. When seated in a normal driving position, the driver must have a minimum field of vision of 100° to both sides
- c. If mirrors are required to meet this rule, they must remain in place and adjusted to enable the required visibility throughout all dynamic events.

V.3 SUSPENSION AND STEERING

V.3.1 Suspension

V.3.1.1 The vehicle must be equipped with a fully operational suspension system with shock absorbers, front and rear, with usable wheel travel of at least 50 mm, with a driver seated.

V.3.1.2 Officials may disqualify vehicles which do not represent a serious attempt at an operational suspension system, or which demonstrate handling inappropriate for an autocross circuit.

V.3.1.3 All suspension mounting points must be visible at Technical Inspection by direct view or by removing any covers.

V.3.1.4 Fasteners in the Suspension system are Critical Fasteners, see T.8.2

V.3.1.5 All spherical rod ends and spherical bearings on the suspension and steering must be one of:

- Mounted in double shear
- Captured by having a screw/bolt head or washer with an outside diameter that is larger than spherical bearing housing inside diameter.

V.3.2 Steering

V.3.2.1 The Steering Wheel must be mechanically connected to the front wheels.

V.3.2.2 Electrically actuated steering of the front wheels is prohibited.

- V.3.2.3 Steering systems must use a rigid mechanical linkage capable of tension and compression loads for actuation
- V.3.2.4 The steering system must have positive steering stops that prevent the steering linkages from locking up (the inversion of a four bar linkage at one of the pivots). The stops may be placed on the uprights or on the rack and must prevent the wheels and tires from contacting suspension, body, or frame members during the track events.
- V.3.2.5 Allowable steering system free play is limited to seven degrees (7°) total measured at the steering wheel.
- V.3.2.6 The steering rack must be mechanically attached to the frame
- V.3.2.7 Joints between all components attaching the Steering Wheel to the steering rack must be mechanical and be visible at Technical Inspection. Bonded joints without a mechanical backup are not permitted.
- V.3.2.8 Fasteners in the steering system are **Critical Fasteners**, see T.8.2
- V.3.2.9 Spherical rod ends and spherical bearings in the steering must meet V.3.1.5 above
- V.3.2.10 Rear wheel steering may be used.
 - a. Rear wheel steering must incorporate mechanical stops to limit the range of angular movement of the rear wheels to a maximum of six degrees (6°).
 - b. The team must provide the ability for the steering angle range to be verified at Technical Inspection with a driver in the vehicle.
 - c. Rear wheel steering may be electrically actuated.
- V.3.3 **Steering Wheel**
 - V.3.3.1 In any angular position, the top of the Steering Wheel must be no higher than the top-most surface of the Front Hoop. See figure following F.5.8.6
 - V.3.3.2 The Steering Wheel must be attached to the column with a quick disconnect.
 - V.3.3.3 The driver must be able to operate the quick disconnect while in the normal driving position with gloves on.
 - V.3.3.4 The Steering Wheel must have a continuous perimeter that is near circular or near oval. The outer perimeter profile may have some straight sections, but no concave sections. "H", "Figure 8", or cutout wheels are not allowed.

V.4 WHEELS AND TIRES

- V.4.1 **Wheels**
 - V.4.1.1 Wheels must be 203.2 mm (8.0 inches) or more in diameter.
 - V.4.1.2 Any wheel mounting system that uses a single retaining nut must incorporate a device to retain the nut and the wheel if the nut loosens.

A second nut (jam nut) does not meet this requirement
 - V.4.1.3 Teams using modified lug bolts or custom designs must provide proof that good engineering practices have been followed in their design.
 - V.4.1.4 If used, aluminum wheel nuts must be hard anodized and in pristine condition.

F.3 TUBING AND MATERIAL

F.3.1 Tubing Requirements

F.3.1.1 Requirements by Application

Application	Steel Tube Must Meet Size per F.3.2:	Alternative Tubing Material Permitted per F.3.3 ?
a. Front Bulkhead	Size B	Yes
b. Front Bulkhead Support	Size C	Yes
c. Front Hoop	Size A	Yes
d. Front Hoop Bracing	Size B	Yes
e. Side Impact Structure	Size B	Yes
f. Bent Upper Side Impact Member	Size D	Yes
g. Main Hoop	Size A	NO
h. Main Hoop Bracing	Size B	NO
i. Main Hoop Bracing Supports	Size C	Yes
j. Driver Restraint Harness Attachment	Size B	Yes
k. Shoulder Harness Mounting Bar	Size A	NO
l. Shoulder Harness Mounting Bar Bracing	Size C	Yes
m. (EV) Accumulator Protection Structure	Size B	Yes
n. (EV) Tractive System Component Protection	Size C	Yes

F.3.1.2 Tubing Dimension Tolerance

- a. Diameter and Wall Thickness values provided in this Section are based on dimensions for commonly available tubing.
- b. Tolerance on the Tubing Dimensions is allowed, and is addressed in the SES.

F.3.1.3 Non Structural Tubing

- a. Any tubing which is one or both of the following:
 - Outside Diameter or Square Width less than 25.0 mm
 - Wall Thickness less than 1.2 mm
- b. Non Structural Tubing is ignored when assessing compliance to any rule

F.3.2 Steel Tubing and Material

F.3.2.1 Minimum Requirements for Steel Tubing

A tube must meet all four minimum requirements for each Size specified:

Tube	Minimum Area Moment of Inertia	Minimum Cross Sectional Area	Minimum Outside Diameter or Square Width	Minimum Wall Thickness	Example Sizes of Round Tube
a. Size A	11320 mm ⁴	173 mm ²	25.0 mm	2.0 mm	1.0" x 0.095" 25 x 2.5 mm
b. Size B	8509 mm ⁴	114 mm ²	25.0 mm	1.2 mm	1.0" x 0.065" 25.4 x 1.6 mm
c. Size C	6695 mm ⁴	91 mm ²	25.0 mm	1.2 mm	1.0" x 0.047" 25.4 x 1.2 mm
d. Size D	18015 mm ⁴	126 mm ²	35.0 mm	1.2 mm	1.375" x 0.047" 35 x 1.2 mm

A tube which is both the Minimum Diameter and the Minimum Wall Thickness may NOT meet the Moment of Inertia and Cross Sectional Area Requirements

F.3.2.2 Properties for ANY steel material for calculations submitted in an SES must be:

a. Non Welded Properties for continuous material calculations:

Young's Modulus (E) = 200 GPa (29,000 ksi)

Yield Strength (Sy) = 305 MPa (44.2 ksi)

Ultimate Strength (Su) = 365 MPa (52.9 ksi)

b. Welded Properties for discontinuous material such as joint calculations:

Yield Strength (Sy) = 180 MPa (26 ksi)

Ultimate Strength (Su) = 300 MPa (43.5 ksi)

F.3.2.3 Where welded tubing reinforcements are required (such as inserts for bolt holes or material to support suspension cutouts), the tubing must retain the Non Welded Properties while using the Welded Properties for the additional reinforcement material.

F.3.3 Alternative Tubing Materials

F.3.3.1 Alternative Materials may be used for applications shown as permitted in F.3.1.1

F.3.3.2 If any Alternative Materials are used, the SES must include calculations demonstrating equivalent to or better than the minimum requirements for steel tubing in the application as listed in F.3.2.1 for yield and ultimate strengths matching the Non Welded Steel properties from F.3.2.2.a above in bending, buckling and tension, for buckling modulus and for energy dissipation.

F.3.3.3 Aluminum Tubing

a. Minimum Wall Thickness: Aluminum Tubing 3.0 mm

b. The equivalent yield strength must be considered in the "as welded" condition for the alloy used unless the team provides detailed proof that the frame has been properly solution heat treated and artificially aged.

c. If aluminum tubing was solution heat treated and age hardened to increase its strength after welding, the team must supply evidence as to how the process was performed.

This includes, but is not limited to, the heat treating facility used, the process applied, and the fixturing used.

F.3.3.4 Titanium and Magnesium Tubing

- a. Minimum Wall Thickness: Titanium Tubing 1.2 mm
- b. Minimum Wall Thickness: Magnesium Tubing 3.0 mm
- c. Titanium or magnesium on which any welding has been utilized must not be used for any part of the Primary Structure.

F.4 COMPOSITE MATERIALS

F.4.1 Requirements

If any composite or other material is used, the team must:

- F.4.1.1 Present documentation of material type, (purchase receipt, shipping document or letter of donation) and the material properties.
- F.4.1.2 Submit details of the composite layup technique as well as the structural material used (cloth type, weight, and resin type, number of layers, core material, and skin material if metal).
- F.4.1.3 Submit calculations demonstrating equivalence of their composite structure to one of similar geometry made to the minimum requirements found in F.3.1. Equivalency calculations must be submitted for energy dissipation, yield and ultimate strengths in bending, buckling, and tension.

F.4.2 Quasi-Isotropic Layup

A layup with equal fiber strength and stiffness along any orientation in the plane of the layup.

- a. When a layup has equal fiber properties and mass in the 0/90/+45/-45 directions, the layup may be considered Quasi-Isotropic

F.4.3 Laminate Testing

F.4.3.1 Primary Structure Laminates

Teams must build representative test panels for each ply schedule used in the regulated regions of the chassis as a flat panel and perform a 3 point bending test on these panels.

- a. Test panels must:
 - Measure 275 mm x 500 mm
 - Be supported by a span distance of 400 mm
 - Have equal surface area for the top and bottom skin.
 - Have bare edges, without skin material.
- b. The SES must include:
 - Data from the 3 point bending tests
 - Pictures of the test samples
 - A picture of the test sample and test setup showing a measurement documenting the supported span distance used in the SES.
- c. Test panel results must be used to derive stiffness, yield strength, ultimate strength and absorbed energy properties by the SES formula for the purpose of calculating laminate panels equivalency corresponding to Primary Structure regions of the chassis.

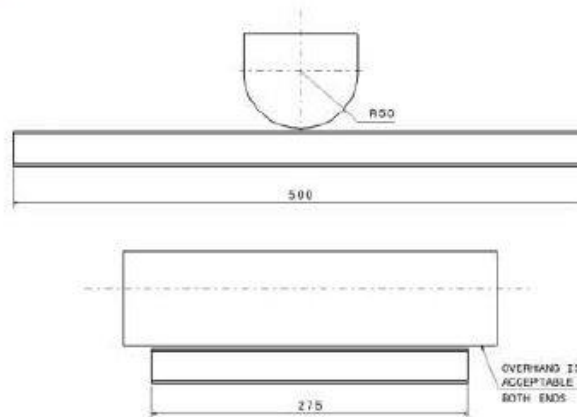
- d. Test panel results for the Side Impact Laminate must show by calculation, using the embedded SES formula, equivalence to two (2) Side Impact steel tubes (F.3.1.1.e) tested per F.4.3.2 below, for buckling modulus, ultimate strength and absorbed energy.

F.4.3.2 Comparison Test

- a. Teams must make an equivalent test with two Side Impact steel tubes (F.3.1.1.e) such that any compliance in the test rig can be accounted for and to establish an absorbed energy value of the baseline tubes.
- b. The steel tubes must be tested to a minimum displacement of 19.0 mm
- c. The calculation of absorbed energy will use the integral of force times displacement from the initiation of load to a displacement of 19.0 mm.

F.4.3.3 Test Conduct

- a. The load applicator used to test any panel/tubes as required within this section F.4.3 must be:
 - Metallic
 - Radius 50 mm
- b. The load applicator must overhang the test piece to prevent edge loading.
- c. Any other material must not be placed between the load applicator and the items on test.



F.4.3.4 Perimeter Shear Test

- a. The Perimeter Shear Test must be completed by measuring the force required to push or pull a 25 mm diameter flat punch through a flat laminate sample.
- b. The sample must:
 - Measure at least 100 mm x 100 mm
 - Have core and skin thicknesses identical to those used in the actual application
 - Be manufactured using the same materials and processes

- c. The fixture must support the entire sample, except for a 32 mm hole aligned coaxially with the punch.
- d. The sample must not be clamped to the fixture.
- e. The edge of the punch and hole in the fixture may include an optional fillet up to a maximum radius of 1 mm.
- f. The force and displacement data and photos of the test setup must be included in the SES.
- g. The first peak in the load-deflection curve must be used to determine the skin shear strength; this may be less than the minimum force required by F.7.4.3 / F.7.6.5
- h. The maximum force recorded must meet the requirements of F.7.4.3 / F.7.6.5

F.4.3.5 Additional Testing

When a laminate schedule(s) are NOT a Quasi-Isotropic Layup (F.4.2):

- a. Results from the 3 point bending test will be assigned to the strongest layup direction.
- b. The monocoque must have the strongest layup direction normal to the cross sections used for Equivalence in the SES, with allowance for taper of the monocoque normal to the cross section.
- c. All material properties in the weakest direction must be at least 50% of those in the strongest test direction as calculated by the SES.

F.4.3.6 Lap Joint Test

- a. The Lap Joint Test must be completed by measuring the force required to pull apart a joint comprised of two laminate samples that are adhered together.
- b. The sample must:
 - Have the plane of adhesion parallel to the pull direction
 - Have skin thicknesses identical to those used in the actual monocoque
 - Be manufactured using the same materials and processes
- c. The force and displacement data and photos of the test setup must be included in the SES.
- d. The shear strength of the bond must be greater than the UTS of the skin.

F.4.4 Buckling Modulus – Equivalent Flat Panel Calculation

- F.4.4.1 When specified, the EI of the chassis must be calculated as the EI of a flat panel with the same composition as the chassis about the neutral axis of the laminate.
- F.4.4.2 The curvature of the panel and geometric cross section of the chassis must be ignored for these calculations.
- F.4.4.3 Calculations of EI that do not reference this section F.4.4 may take into account the actual geometry of the chassis.

F.5 CHASSIS REQUIREMENTS

This section applies to all Chassis, regardless of material or construction

F.5.1 Primary Structure

F.5.1.1 The Primary Structure must be constructed from one or a combination of the following:

- Steel Tubing and Material F.3.1 F.3.2
- Alternative Tubing Materials F.3.1 F.3.3
- Composite Material F.4

F.5.1.2 Any chassis design that combines the Tube Frame, Monocoque, tubing and/or composite types must meet all relevant requirements.

For example, a sandwich panel Side Impact Structure in a tube frame chassis

F.5.2 Bent Tubes or Multiple Tubes

F.5.2.1 The minimum radius of any bend, measured at the tube centerline, must be at least three times the tube outside diameter (3 x OD).

F.5.2.2 Bends must be smooth and continuous with no evidence of crimping or wall failure.

F.5.2.3 If a bent tube (or member consisting of multiple tubes that are not in a line) is used anywhere in the Primary Structure other than the Roll Hoops, an additional tube must be attached to support it.

- a. The attachment point must be the position along the tube where it deviates farthest from a straight line connecting both ends.
- b. The support tube must have the same diameter and thickness as the bent tube, terminate at a node of the chassis, and be angled no more than 30° from the plane of the bent tube.
- c. Braces for a bent Upper Side Impact Member are not required to meet the 30° from the plane of the bent tube requirement.

F.5.3 Holes in Tubing

F.5.3.1 Any holes drilled in any regulated tubing (other than inspection holes) must be addressed on the SES.

F.5.3.2 Technical Inspectors may check the compliance of all tubes. This may be done by the use of ultrasonic testing or by the drilling of inspection holes on request.

F.5.4 Fasteners in Primary Structure

F.5.4.1 Bolted connections in the Primary Structure must use a removable bolt and nut. Bonded and blind nuts and bolts are prohibited.

F.5.4.2 Threaded fasteners used in Primary Structure are Critical Fasteners, see T.8.2

F.5.4.3 Bolted connections in the Primary Structure using tabs or brackets must have an edge distance ratio "e/D" of 1.5 or greater.

"D" equals the hole diameter. "e" equals the distance from the edge of the hole to the nearest free edge

Tabs attaching the Suspension to the Primary Structure are NOT "in the Primary Structure"

F.5.5 Roll Hoops

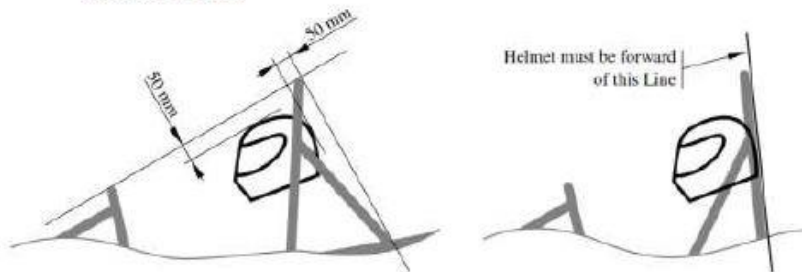
F.5.5.1 The Chassis must include both a Main Hoop and a Front Hoop.

F.5.5.2 The Main Hoop and Front Hoop must be securely integrated into the Primary Structure using proper Triangulation.

F.5.5.3 Roll Hoop and Driver Position

When seated normally and restrained by the Driver Restraint System, the helmet of a 95th percentile male (see V.2.1.1) and all of the team's drivers must:

- Be a minimum of 50 mm from the straight line drawn from the top of the Main Hoop to the top of the Front Hoop.
- Be a minimum of 50 mm from the straight line drawn from the top of the Main Hoop to the lower end of the Main Hoop Bracing if the bracing extends rearwards.
- Be no further rearwards than the rear surface of the Main Hoop if the Main Hoop Bracing extends forwards.



F.5.5.4 Driver Template

A two dimensional template used to represent the 95th percentile male is made to the following dimensions (see figure below):

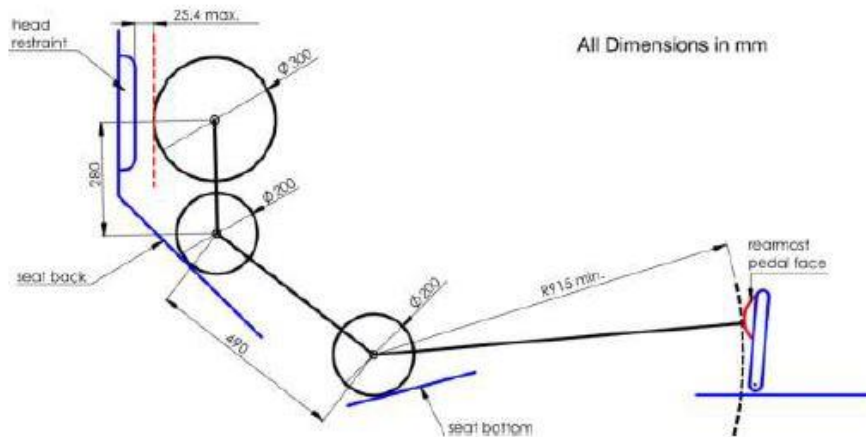
- A circle of diameter 200 mm will represent the hips and buttocks.
- A circle of diameter 200 mm will represent the shoulder/cervical region.
- A circle of diameter 300 mm will represent the head (with helmet).
- A straight line measuring 490 mm will connect the centers of the two 200 mm circles.
- A straight line measuring 280 mm will connect the centers of the upper 200 mm circle and the 300 mm head circle.

F.5.5.5 Driver Template Position

The Driver Template will be positioned as follows:

- The seat will be adjusted to the rearmost position
- The pedals will be placed in the most forward position
- The bottom 200 mm circle will be placed on the seat bottom such that the distance between the center of this circle and the rearmost face of the pedals is no less than 915 mm
- The middle 200 mm circle, representing the shoulders, will be positioned on the seat back

- The upper 300 mm circle will be positioned no more than 25 mm away from the head restraint (where the driver's helmet would normally be located while driving)



F.5.6 Front Hoop

F.5.6.1 The Front Hoop must be constructed of closed section metal tubing meeting F.3.1.1.c

F.5.6.2 With proper Triangulation, the Front Hoop may be fabricated from more than one piece of tubing.

F.5.6.3 The Front Hoop must extend from the lowest Frame Member on one side of the Frame, up, over and down to the lowest Frame Member on the other side of the Frame.

F.5.6.4 The top-most surface of the Front Hoop must be no lower than the top of the steering wheel in any angular position. See figure following F.5.8.6 below

F.5.6.5 The Front Hoop must be no more than 250 mm forward of the steering wheel.

This distance is measured horizontally, on the vehicle centerline, from the rear surface of the Front Hoop to the forward most surface of the steering wheel rim with the steering in the straight ahead position.

F.5.6.6 In side view, the Front Hoop or any part of it must be inclined no more than 20° from the vertical.

F.5.7 Main Hoop

F.5.7.1 The Main Hoop must be constructed of a single piece of uncut, continuous, closed section steel tubing meeting F.3.1.1.g

F.5.7.2 The Main Hoop must extend from the lowest Frame Member / bottom of Monocoque on one side of the Frame, up, over and down to the lowest Frame Member / bottom of Monocoque on the other side of the Frame.

F.5.7.3 In the side view of the vehicle,

- The portion of the Main Hoop that lies above its attachment point to the upper Side Impact Tube must be within 10° of the vertical.

- b. Any bends in the Main Hoop above its attachment point to the Major Structure of the Chassis must be braced to a node of the Main Hoop Bracing Support structure with tubing meeting F.3.1.1.h
- c. The portion of the Main Hoop that lies below the upper side impact member attachment point may be inclined at any angle to the vertical in the forward direction but, it must be inclined rearward no more than 10° of the vertical.

F.5.7.4 In the front view of the vehicle, the vertical members of the Main Hoop must be at least 380 mm apart (inside dimension) at the location where the Main Hoop is attached to the bottom tubes of the Major Structure of the Chassis.

F.5.8 Main Hoop Bracing

F.5.8.1 Main Hoop Braces must be constructed of closed section steel tubing meeting F.3.1.1.h

F.5.8.2 The Main Hoop must be supported by two Braces extending in the forward or rearward direction, one on each of the left and right sides of the Main Hoop.

F.5.8.3 In the side view of the Frame, the Main Hoop and the Main Hoop Braces must not lie on the same side of the vertical line through the top of the Main Hoop.

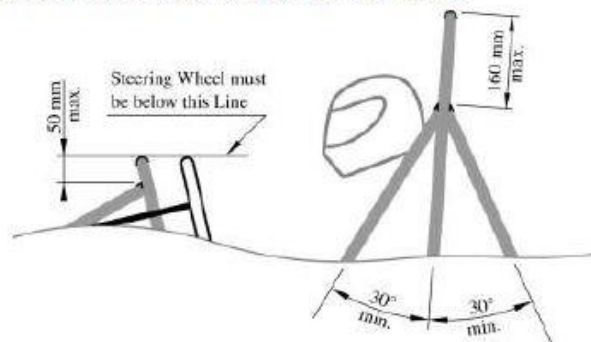
(If the Main Hoop leans forward, the Braces must be forward of the Main Hoop, and if the Main Hoop leans rearward, the Braces must be rearward of the Main Hoop)

F.5.8.4 The Main Hoop Braces must be attached within 160 mm below the top most surface of the Main Hoop.

The Main Hoop Braces should be attached as near as possible to the top of the Main Hoop

F.5.8.5 The included angle formed by the Main Hoop and the Main Hoop Braces must be at least 30°.

F.5.8.6 The Main Hoop Braces must be straight, without any bends.



F.5.8.7 The Main Hoop Braces must be:

- a. Securely integrated into the Frame
- b. Capable of transmitting all loads from the Main Hoop into the Major Structure of the Chassis without failing

F.5.9 External Items

F.5.9.1 Any item which meets both of:

- Is located outside the Rollover Protection Envelope F.1.1.I
- Could load the Primary Structure during a rollover

F.5.9.2 External Items must meet one of the two conditions:

- a. Be attached at a Hoop to Brace node or a fully Triangulated structural node
- b. When not attached at a node as described above, then:
 - Additional structural bracing must be added to prevent bending loads
 - Additional calculations must be performed to show the member will not fail in bending, even if unbraced

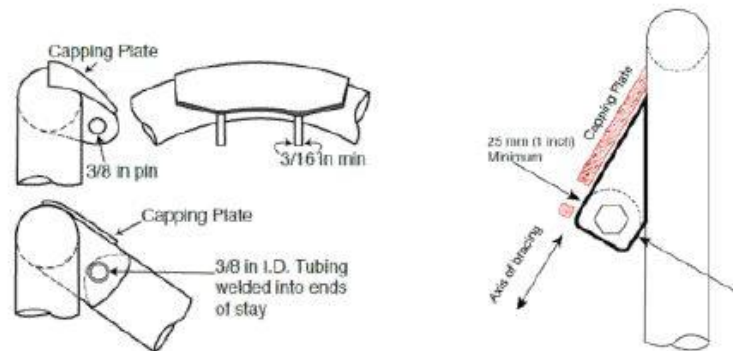
F.5.10 Mechanically Attached Roll Hoop Bracing

F.5.10.1 When Roll Hoop Bracing is mechanically attached:

- a. The threaded fasteners used to secure non permanent joints are Critical Fasteners, see T.8.2. Additional requirements apply in F.5.10.5 and F.5.10.7
- b. No spherical rod ends are allowed.
- c. The attachment holes in the lugs, the attached bracing and the sleeves and tubes must be a close fit with the pin or bolt.

F.5.10.2 Any non permanent joint at the end(s) must be a double lug joint or a sleeved butt joint

Figure – Double Lug Joint



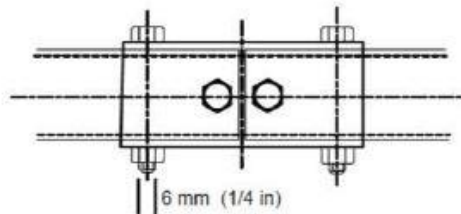
F.5.10.3 For double lug joints, each lug must:

- a. Be at least 4.5 mm (0.177 in) minimum thickness steel
- b. Measure 25 mm minimum perpendicular to the axis of the bracing
- c. Be as short as practical along the axis of the bracing.

F.5.10.4 All double lug joints, whether fitted at the top or bottom of the tube, must include a capping arrangement

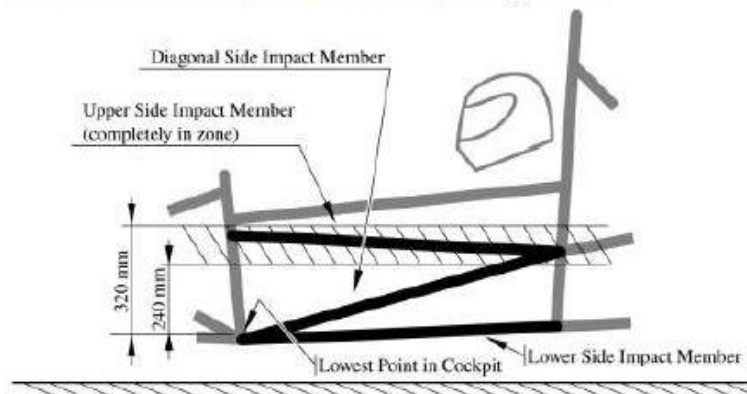
F.5.10.5 In a double lug joint the pin or bolt must be 10 mm Metric Grade 9.8 or 3/8 in SAE Grade 8 minimum diameter and grade. See F.5.10.1 above

Figure – Sleeved Butt Joint



- F.5.10.6 For sleeved butt joints, the sleeve must:
- Have a minimum length of 75 mm; 37.5 mm to each side of the joint
 - Be a close fit around the base tubes.
 - Have a wall thickness at least that of the base tubes.
- F.5.10.7 In a sleeved butt joint, the bolts must be 6 mm Metric Grade 9.8 or 1/4 in SAE Grade 8 minimum diameter and grade. See F.5.10.1 above
- F.5.11 Other Bracing Requirements
- F.5.11.1 Where the braces are not welded to steel Frame Members, the braces must be securely attached to the Frame using 8 mm or 5/16" minimum diameter Critical Fasteners, see T.8.2
- F.5.11.2 Mounting plates welded to the Roll Hoop braces must be 2.0 mm (0.080 in) minimum thickness steel.
- F.5.12 Other Side Tube Requirements
- If there is a Roll Hoop Brace or other frame tube alongside the driver, at the height of the neck of any of the team's drivers, a metal tube or piece of sheet metal must be firmly attached to the Frame
- This is intended to prevent the drivers' shoulders from passing under the Roll Hoop Brace or frame tube, and the driver's neck contacting this brace or tube.*
- F.6 TUBE FRAMES**
- F.6.1 Front Bulkhead
- The Front Bulkhead must be constructed of closed section tubing meeting F.3.1.1.a
- F.6.2 Front Bulkhead Support
- F.6.2.1 Frame Members of the Front Bulkhead Support system must be constructed of closed section tubing meeting F.3.1.1.b
- F.6.2.2 The Front Bulkhead must be securely integrated into the Frame.
- F.6.2.3 The Front Bulkhead must be supported back to the Front Hoop by a minimum of three Frame Members on each side of the vehicle; an upper member; lower member and diagonal brace to provide triangulation.
- The upper support member must be attached within 50 mm of the top surface of the Front Bulkhead, and attach to the Front Hoop within a zone extending 100 mm above and 50 mm below the Upper Side Impact member.

- b. If the upper support member is further than 100 mm above the Upper Side Impact member, then properly triangulated bracing is required to transfer load to the Main Hoop, either via the Upper Side Impact member, or an additional member transmitting load from the junction of the Upper Support Member with the Front Hoop.
 - c. The lower support member must be attached to the base of the Front Bulkhead and the base of the Front Hoop.
 - d. The diagonal brace must properly triangulate the upper and lower support members
- F.6.2.4 Each of the above members may be multiple or bent tubes provided the requirements of F.5.2 are met.
- F.6.2.5 Examples of acceptable configurations of members may be found in the SES
- F.6.3 Front Hoop Bracing**
- F.6.3.1 Front Hoop Braces must be constructed of material meeting F.3.1.1.d
- F.6.3.2 The Front Hoop must be supported by two Braces extending in the forward direction, one on each of the left and right sides of the Front Hoop.
- F.6.3.3 The Front Hoop Braces must be constructed such that they protect the driver's legs and should extend to the structure in front of the driver's feet.
- F.6.3.4 The Front Hoop Braces must be attached as near as possible to the top of the Front Hoop but not more than 50 mm below the top-most surface of the Front Hoop. See figure following F.5.8.6 above
- F.6.3.5 If the Front Hoop leans rearwards by more than 10° from the vertical, it must be supported by additional Front Hoop Braces to the rear.
- F.6.3.6 The Front Hoop Braces must be straight, without any bends
- F.6.4 Side Impact Structure**
- F.6.4.1 Frame Members of the Side Impact Structure must be constructed of closed section tubing meeting F.3.1.1.e or F.3.1.1.f for a Bent Upper Side Impact member
- F.6.4.2 With proper Triangulation, Side Impact Structure members may be fabricated from more than one piece of tubing.
- F.6.4.3 The Side Impact Structure must be comprised of at least three tubular members located on each side of the driver while seated in the normal driving position



F.6.4.4 The Upper Side Impact Member must:

- a. Connect the Main Hoop and the Front Hoop.
- b. Be entirely in a zone between 240 mm and 320 mm above the lowest point of the Lower Side Impact Member, measured from the top surface of the Lower Side Impact Member

The upper frame rail may be used as this member if it meets the height, diameter and thickness requirements.

F.6.4.5 The Lower Side Impact Structure member must connect the bottom of the Main Hoop and the bottom of the Front Hoop.

The lower frame rail/frame member may be this member if it meets the diameter and wall thickness requirements.

F.6.4.6 The Diagonal Side Impact Member must:

- a. Connect the Upper Side Impact Member and Lower Side Impact Member forward of the Main Hoop and rearward of the Front Hoop
- b. Completely triangulate the bays created by the Upper and Lower Side Impact Members.

F.6.5 Shoulder Harness Mounting

F.6.5.1 The Shoulder Harness Mounting Bar must:

- a. Be a single piece of uncut, continuous, closed section steel tubing that meets F.3.1.1.k
- b. Attach to the Main Hoop on both sides of the chassis

F.6.5.2 Bent Shoulder Harness Mounting Bars must:

- a. Meet F.5.2.1 and F.5.2.2
- b. Have bracing members attached at the bend(s) and to the Main Hoop.
 - Material for this Shoulder Harness Mounting Bar Bracing must meet F.3.1.1.l
 - The included angle in side view between the Shoulder Harness Bar and the braces must be no less than 30°.

F.6.6 Main Hoop Bracing Supports

F.6.6.1 Frame Members of the Main Hoop Bracing Support system must be constructed of closed section tubing meeting F.3.1.1.i

F.6.6.2 The lower end of the Main Hoop Braces must be supported back to the Main Hoop by a minimum of two Frame Members on each side of the vehicle: an upper member and a lower member in a properly Triangulated configuration.

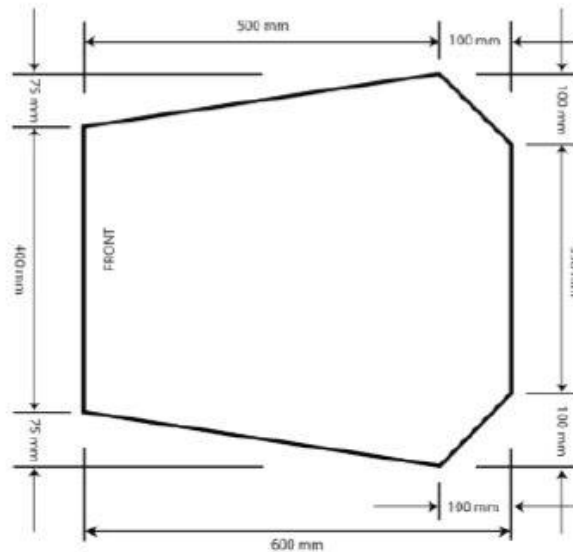
- a. The upper support member must attach to the node where the upper Side Impact Member attaches to the Main Hoop.
- b. The lower support member must attach to the node where the lower Side Impact Member attaches to the Main Hoop.
- c. Each of the above members may be multiple or bent tubes provided the requirements of F.5.2 are met.
- d. Examples of acceptable configurations of members may be found in the SES.

T - TECHNICAL ASPECTS

T.1 COCKPIT

T.1.1 Cockpit Opening

T.1.1.1 The template shown below must fit into the cockpit opening



T.1.1.2 The template will be held horizontally, parallel to the ground, and inserted vertically from a height above any Primary Structure or bodywork that is between the Front Hoop and the Main Hoop until it:

- Has passed below the top bar of the Side Impact Structure F.6.4
- Is 320 mm above the lowest point of the upper surface of the floor for monocoque designs F.7.6.1

T.1.1.3 Fore and aft translation of the template is permitted during insertion.

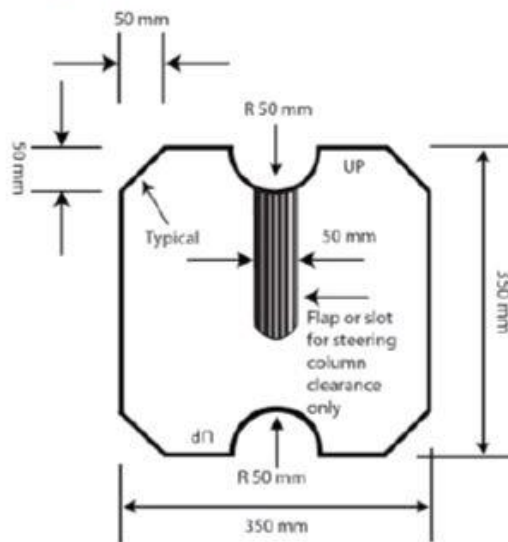
T.1.1.4 During this test:

- The steering wheel, steering column, seat and all padding may be removed.
- The shifter or shift mechanism may not be removed unless it is integral with the steering wheel and is removed with the steering wheel.
- The firewall must not be moved or removed.
- Cables, wires, hoses, tubes, etc. must not impede the template

During inspection, the steering column, for practical purposes, will not be removed. The template may be maneuvered around the steering column shaft, but not the steering column supports.

T.1.2 Internal Cross Section

T.1.2.1 A free internal cross section to allow the template shown below to pass through must be maintained through the cockpit.



Template maximum thickness: 7 mm

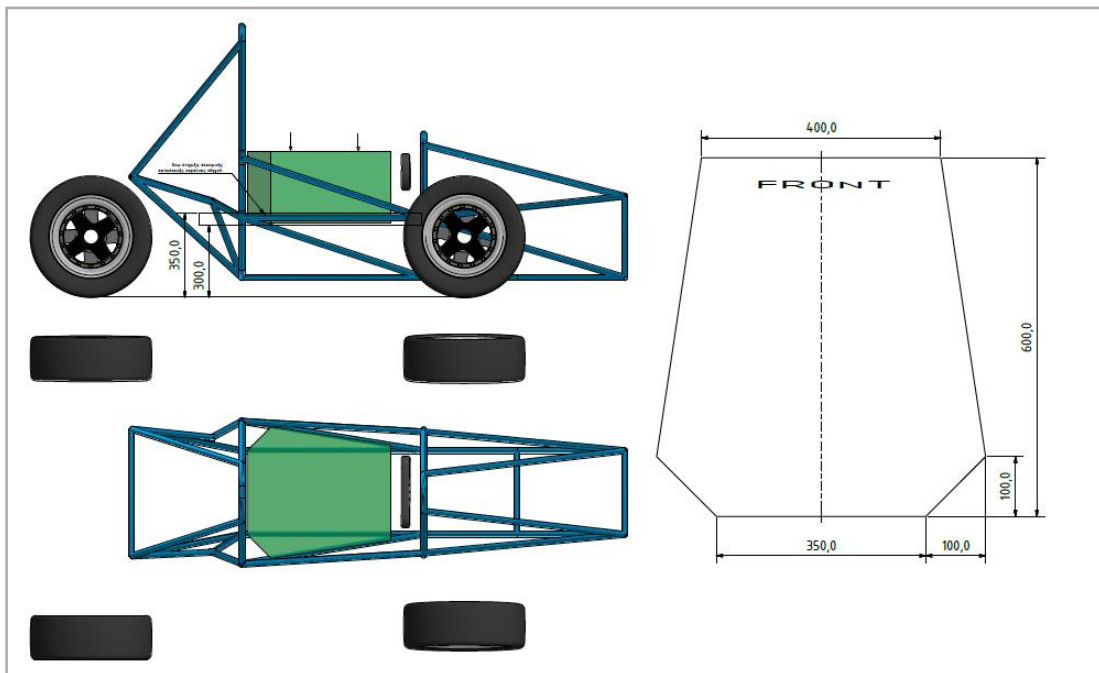
T.1.2.2 Conduct of the test:

- The template will be held vertically and inserted into the cockpit opening rearward of the rearmost portion of the steering column.
- The template will then be passed horizontally through the cockpit to a point 100 mm rearwards of the face of the rearmost pedal when in the inoperative position.

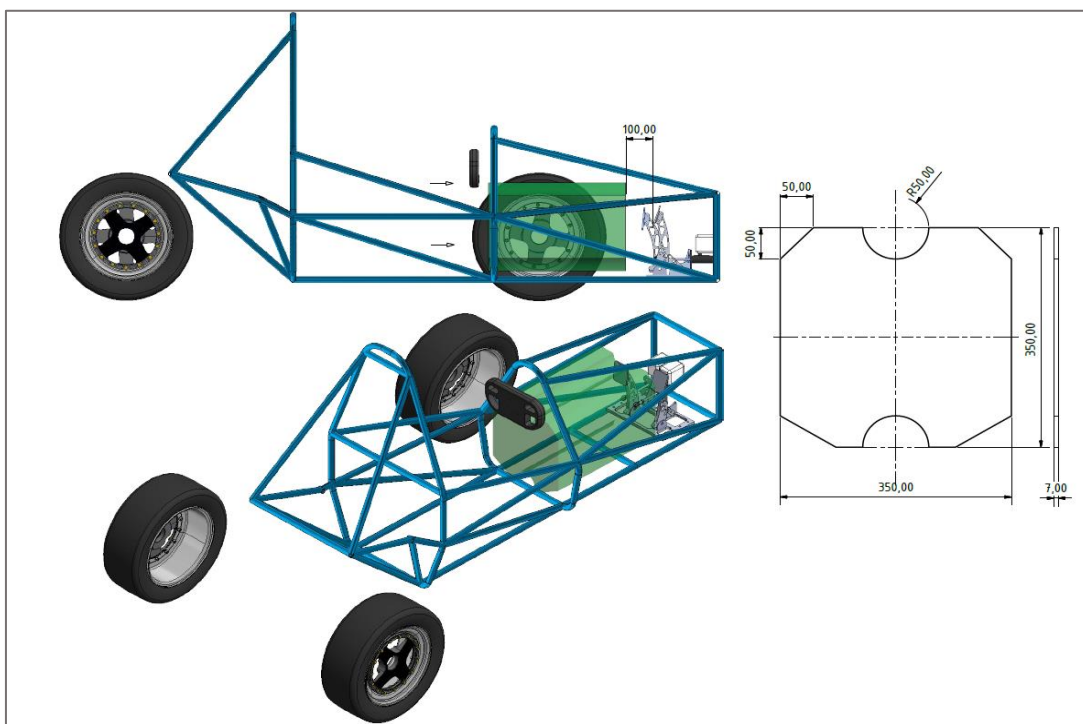
T.1.2.3 During this test:

- If the pedals are adjustable, they must be in their most forward position.
- The steering wheel may be removed.
- Padding may be removed if it can be easily removed without the use of tools with the driver in the seat.
- The seat and any seat insert(s) that may be used must remain in the cockpit.
- Cables, wires, hoses, tubes, etc. must not impede the template.

Στην συνέχεια ακολουθούν και τρισδιάστατα σχήματα για την καλύτερη απεικόνιση και κατανόηση των τελευταίων δύο προτύπων.



Σχήμα 4.1 Πρότυπο εισχώρησης στην καμπίνα του οδηγού.

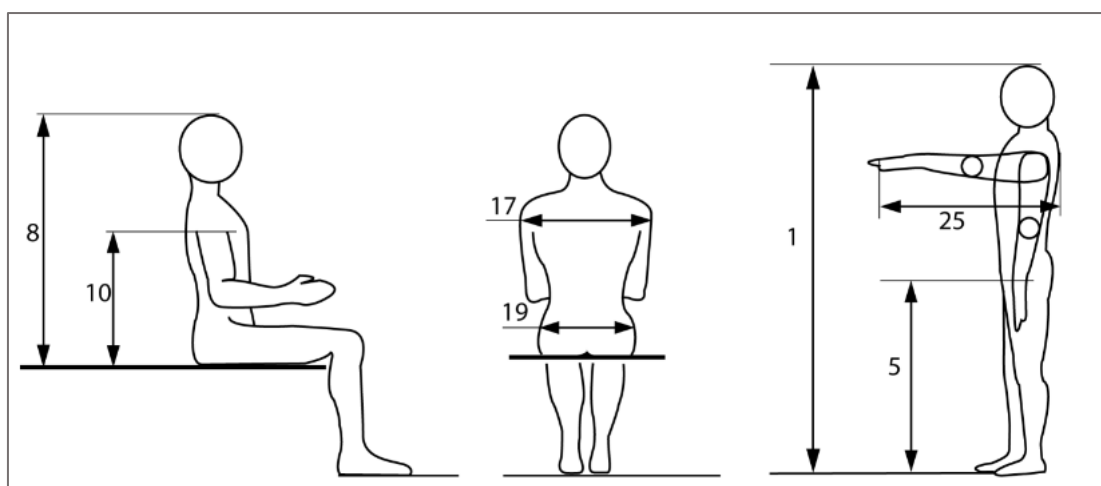


Σχήμα 4.2. Πρότυπο εισχώρησης στην περιοχή των ποδιών του οδηγού.

Παρακάτω στον πίνακα 1.1 παρουσιάζονται οι χαρακτηριστικές μετρήσεις από το μικρότερο τύπο σώματος και το μεγαλύτερο αντίστοιχα, τα οποία είναι αποδεκτά για τον σχεδιασμό του οχήματος και για την περίπτωση του οδηγού. Το μεγαλύτερο σώμα αντιστοιχεί σε αυτό ενός ανθρώπου γένους αρσενικού στο 95^ο εκατοστημόριο. Αντίστοιχα το μικρότερο αντιστοιχεί σε σώμα ανθρώπου γένους θηλυκού εκατοστημορίου 5^ο [18].

Πίνακας 4.1 Μετρήσεις ανθρώπων 95^ο και 5^ο εκατοστημορίου.

Διάσταση (Σχέδιο 1.....)	Διάσταση	Μετρήσεις			
		Εκατοστημόριο 95 ^ο		Εκατοστημόριο 5 ^ο	
		(mm)	(inch)	(mm)	(inch)
1	Ύψος (άνθρωπος σε όρθια στάση)	186,5	73,4	151,5	59,6
5	Ύψος ισχίου από το έδαφος	100	39,4	74	29,1
8	Ύψος (άνθρωπος σε καθιστή στάση)	97	38,2	79,5	31,3
10	Ύψος εδάφους - ώμων (καθιστή στάση)	64,5	25,4	50,5	19,9
17	Πλάτος ωμών (καθιστή στάση)	50,5	19,9	37,5	14,8
19	Πλάτος ισχίου.	40,5	15,9	31	12,2
25	Μήκος πλάτης-λαβής χεριού	71,5	28,1	55,5	21,9
30	Μήκος ποδιών (χωρίς υποδήματα)	28,5	11,2	22	8,7
31	Πλάτος ποδιού	11	4,3	8,5	3,3
		(kg)	(lbs)	(kg)	(lbs)
-	Βάρος	102	225	49	108



Σχήμα 4.3 Αναφορές μετρημένων διαστάσεων πίνακα 4.1

5.2 Σύλληψη της ιδέας.

5.2.1 Αφαίρεση για τον εντοπισμό των ουσιωδών προβλημάτων

Επόμενο βήμα είναι μια πιο εμπεριστατωμένη ανάλυση του πίνακα προδιαγραφών με σκοπό τον εντοπισμό του κύριου προβλήματος, κατανόηση της λειτουργίας του και του σκοπού κατασκευής του. Το πρώτο βήμα για την απλοποίηση του πίνακα προδιαγραφών και ξεκάθαρης παρουσίασης του κύριου ζητήματος είναι η αφαιρετική μέθοδος. Για την συντομότερη παρουσίαση οι παρακάτω πίνακες είναι αποτέλεσμα της σύμπτυξης του πρώτου και του δευτέρου βήματος της αφαίρεσης.

5.2.2 Αποτελέσματα 1^{ου} και 2^{ου} βήματος αφαίρεσης.

Χρήστης : University of West Attica	ΑΦΑΙΡΕΣΗ 1 ^ο & 2 ^ο ΒΗΜΑ για: Σχεδιασμό πλαισίου αγωνιστικού οχήματος τύπου Formula Student	Σελίδα.....1
Προδιαγραφές		Υπεύθυνος
<p>Καμπίνα οδηγού μη επικαλυμμένη.</p> <p>Σε κανένα σημείο του οχήματος καθ' όλη την έκταση εμπρός από το main hoop δεν πρέπει να υπάρχουν ανοίγματα στον χώρο του οδηγού εκτός από τα απαραίτητα ανοίγματα της πρόσβασης του οδηγού από την καμπίνα και στα των αναρτήσεων εάν υπάρχουν.</p> <p>Απόσταση από το έδαφος: Η απόσταση του οχήματος (εκτός των ελαστικών) πρέπει να είναι επαρκής (καμία επαφή εκτός των ελαστικών με το έδαφος) σε όλα τα δυναμικά events.</p> <p>Ορατότητα: Ο οδηγός καθούμενος σε κανονική θέση οδήγησης πρέπει να έχει ελάχιστο όριο ορατότητας 100 μοίρες από κάθε μεριά.</p> <p>Σύστημα διεύθυνσης: Η κρεμαγίερα πρέπει να συνδεθεί με μηχανικό τρόπο στο πλαίσιο.</p> <p>Το πλαίσιο του οχήματος πρέπει να αποτελείται από δύο Roll hoops τα οποία έχουν τις κατάλληλες στηρίξεις, το εμπρόσθιο διάφραγμα με την αντίστοιχη δομή στήριξης, πάνω στο οποίο συνδέεται ένας εξασθενητής ενέργειας και την πλευρική κατασκευή στην περιοχή της καμπίνας του οδηγού. Όλα αυτά τα μέλη απαρτίζουν την βασική δομή του πλαισίου.</p> <p>Τριγωνοποίηση από κόμβο σε κόμβο: Σε οποιοδήποτε σημείο πρέπει να υπάρχει σωστή τριγωνοποίηση (ένωση των μερών της κατασκευής) έτσι ώστε όταν εφαρμόζεται κάποια δύναμη σε οποιαδήποτε διεύθυνση να υφίστανται μόνο εφελκυστικά και θλιπτικά φορτία.</p>		ΚΟΥΚΛΑΚΗΣ ΦΙΛΙΠΠΟΣ

<p>Χρήστης : University of West Attica</p>	<p>ΑΦΑΙΡΕΣΗ 1^ο & 2^ο ΒΗΜΑ για: Σχεδιασμό πλαισίου αγωνιστικού οχήματος τύπου Formula Student</p>	<p>Σελίδα.....2</p>
<p>Προδιαγραφές</p>		<p>Υπεύθυνος</p>
<p>Υλικά κατασκευής σωληνωτού πλαισίου: Η βασική δομή του πλαισίου πρέπει να είναι κατασκευασμένη χάλυβα ή αλουμίνιο. Χρήση σωλήνωσης τιτανίου και μαγνησίου επιτρέπεται αλλά η συγκόλληση τους σε οποιοδήποτε σημείο της βασικής δομής απαγορεύεται.</p> <p>Διαστάσεις διατομών: Roll Hoops, Shoulder Harness Mounting Bar: SIZE A Front bulkhead Fronthoop bracing, Side impact structure, Main hoop Bracing, driver restrain harness attachment: SIZE B Front bulkhead support, Main hoop bracing supports, Shoulder Harness mounting bar bracings: SIZE C Bend upper side impact member: SIZE D</p> <p>Η επιλογή τη κατάλληλης διατομής πρέπει να αρμόζει σε όλες τις περιπτώσεις βάση του πίνακα F.3.2.1 των προδιαγραφών.</p> <p>Roll hoops: Όταν ο οδηγός ανθρωπομετρικής τάξης 95' κάθεται κανονικά και είναι προσδεμένος στο κάθισμα τότε η νοητή γραμμή από την κορυφή του main hoop έως την κορυφή του front hoop πρέπει παράλληλα να απέχει 50mm από την κορυφή του κράνους του οδηγού. Το ίδιο ισχύει και για την νοητή γραμμή που περνάει από την κορυφή του main hoop έως το τέλος του στηρίγματος του main hoop. Σχήμα F5.5.3 των προδιαγραφών.</p> <p>Fronthoop: Πρέπει να είναι κατασκευασμένο από ένα τμήμα σωλήνωσης το οποίο δεν θα έχει υποκοπές .</p> <p>Με σωστή τριγωνοποίηση είναι δυνατή η κατασκευή του fronthoop από περισσότερα ξεχωριστά τμήματα.</p> <p>Η υψηλότερη επιφάνεια του front hoop δεν πρέπει να είναι χαμηλότερα από την κορυφαία επιφάνεια του τιμονιού.</p> <p>Το front hoop δεν πρέπει να είναι περισσότερο από 250mm μπροστά από το τιμόνι. Η απόσταση αυτή μετρείται οριζόντια.</p> <p>Σε πλάγια όψη δεν πρέπει κανένα τμήμα του front hoop να έχει κλίση άνω των 20°.</p> <p>Main Hoop: Πρέπει να είναι κατασκευασμένο από ένα τμήμα σωλήνωσης το οποίο δεν θα έχει υποκοπές.</p>		<p>ΚΟΥΚΛΑΚΗΣ ΦΙΛΙΠΠΟΣ</p>

Χρήστης : University of West Attica	ΑΦΑΙΡΕΣΗ 1 ^ο & 2 ^ο ΒΗΜΑ για: Σχεδιασμό πλαισίου αγωνιστικού οχήματος τύπου Formula Student.	Σελίδα.....3
Προδιαγραφές		Υπεύθυνος
<p>Το main hoop πρέπει να εκτείνεται από όλες τις πλευρές του πλαισίου έως το χαμηλότερο σημείο του πλαισίου.</p> <p>Βλέποντας το πλαίσιο από την πλαϊνή όψη το main hoop μπορεί να έχει μέγιστη κλίση 10° εμπρός/πίσω είτε εμπρός είτε πίσω κλίση.</p> <p>Στην πρόσοψη του πλαισίου τα κάθετα μέρη του main hoop πρέπει κατ' ελάχιστον να απέχουν 380mm.</p> <p>Στηρίγματα- Υποστηρίγματα Main hoop: Πρέπει να είναι κατασκευασμένα από σωλήνωση δίχως υποκοπές.</p> <p>Το main hoop πρέπει να υποστηρίζεται από δύο τμήματα τα οποία εκτείνονται προς τα εμπρός ή προς τα πίσω αριστερά και δεξιά αντίστοιχα στις πλευρές του main hoop.</p> <p>Σε πλάγια όψη του πλαισίου το main hoop και τα στηρίγματα του δεν πρέπει να βρίσκονται στην ίδια νοητή κάθετη γραμμή από την κορυφή του main hoop. Εάν το main hoop έχει κλίση προς τα εμπρός τότε και στηρίγματα του θα εκτείνονται προς τα εμπρός. Αντίστοιχα, εάν το main hoop έχει κλίση προς τα πίσω τότε και οι στηρίξεις πρέπει να βρίσκονται προς τα πίσω.</p> <p>Οι στηρίξεις πρέπει να βρίσκονται όσο πιο κοντά στην κορυφή του main hoop αλλά όχι περισσότερο από 160mm από την κορυφή.</p> <p>Η περιεχόμενη γωνία μεταξύ των στηρίξεων και του main hoop από την πλάγια όψη, είναι ελάχιστη 30°.</p> <p>Τα τμήματα των στηρίξεων του main hoop πρέπει να είναι ευθεία χωρίς καμπτόμενα τμήματα.</p> <p>Το χαμηλότερο σημείο των στηριγμάτων πρέπει να υποστηρίζεται από τουλάχιστον δύο υποστηρίξεις την άνω και την κάτω. Η άνω στήριξη συνδέεται με τον κόμβο του ανωτέρου στηρίγματος της πλευρικής κατασκευής καμπίνας οδηγού και το κάτω αντίστοιχα με το χαμηλότερο.</p> <p>Οποιοδήποτε άλλο εξάρτημα είναι εκτός του όγκου του βασικού πλαισίου και στηρίζεται στις στηρίξεις του main hoop πρέπει σε αυτό να προστεθούν επιπλέον στηρίξεις για την αποφυγή καμπτικών φορτίσεων στα σημεία σύνδεσης των στηρίξεων σε περίπτωση ανατροπής του οχήματος.</p>		ΚΟΥΚΛΑΚΗΣ ΦΙΛΙΠΠΟΣ

<p>Χρήστης : University of West Attica</p>	<p>ΑΦΑΙΡΕΣΗ 1^ο& 2^ο ΒΗΜΑ για: Σχεδιασμό πλαισίου αγωνιστικού οχήματος τύπου Formula Student.</p>	<p>Σελίδα.....4</p>
<p>Προδιαγραφές</p>		<p>Υπεύθυνος</p>
<p>Ο οδηγός δεν πρέπει σε κανένα σημείο να βρίσκεται εκτός από την βασική γεωμετρία του σκελετού.</p> <p>Εμπρόσθιο διάφραγμα: Το εμπρόσθιο διάφραγμα τοποθετείται εμπρός από όλα τα εξαρτήματα τα οποία είναι μη προσκρουόμενα (εσωτερικά του πλαισίου)</p> <p>Το εμπρόσθιο διάφραγμα πρέπει να είναι τοποθετημένο με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε όταν ο οδηγός χωρίς να ασκεί πίεση στην επιφάνεια των πεταλιών και μόνο έχοντας τα σε επαφή, πρέπει να είναι πίσω από την νοητή επιφάνεια του εμπρόσθιου διαφράγματος. Η ρύθμιση των πεταλιών πρέπει να είναι στην τερματική εμπρόσθια θέση.</p> <p>Στηρίγματα- Υποστηρίγματα εμπρόσθιου διαφράγματος: Το εμπρόσθιο διάφραγμα πρέπει να υποστηρίζεται από τρία μέρη τα οποία καταλήγουν στο front hoop.</p> <p>.</p> <p>Στηρίγματα- Υποστηρίγματα Front hoop: Οι στηρίξεις του front hoop εκτείνονται εμπρόσθια στην αριστερή και δεξιά πλευρά του πλαισίου.</p> <p>Κατασκευάζονται με σκοπό την προστασία των ποδιών του οδηγού και πρέπει να εκτείνονται μέχρι και εμπρός των ποδιών του οδηγού.</p> <p>Οι στηρίξεις πρέπει να βρίσκονται όσο πιο κοντά στην υψηλότερη επιφάνεια του front hoop αλλά όχι χαμηλότερα από 50mm από την κορυφή του.</p> <p>Η άνω στήριξη συνδέεται μέχρι 50mm κάτω από την άνω κορυφαία επιφάνεια του εμπρόσθιου διαφράγματος και συνδέεται στο front hoop σε ένα εύρος 100mm πάνω και 50mm κάτω από την άνω στήριξη της πλευρικής κατασκευής που περικλείει την καμπίνα του οδηγού. Σε περίπτωση όπου είναι 100mm πρέπει να γίνει σωστή τριγωνοποίηση για την μεταφορά των φορτίων (σχήμα F 5.8.6.)</p> <p>Η κάτω στήριξη συνδέει την βάση του εμπρόσθιου διαφράγματος με την βάση του front hoop.</p> <p>Η διαγώνιος στήριξη η οποία με σωστή τριγωνοποίηση συνδέει την άνω και την κάτω στήριξη.</p>		<p>ΚΟΥΚΛΑΚΗΣ ΦΙΛΙΠΠΟΣ</p>

<p>Χρήστης : University of West Attica</p>	<p>ΑΦΑΙΡΕΣΗ 1^ο& 2^ο ΒΗΜΑ για: Σχεδιασμό πλαισίου αγωνιστικού οχήματος τύπου Formula Student</p>	<p>Σελίδα.....5</p>
<p>Προδιαγραφές</p>		<p>Υπεύθυνος</p>
<p>Πλευρική ζώνη που περικλείει την καμπίνα του οδηγού: Η πλευρική ζώνη περιλαμβάνει τρία μέρη τα οποία συνδέουν το main hoop και το front hoop.</p> <p>Το άνω μέλος όπου με τον οδηγό να κάθεται σε κανονική στάση οδήγησης μέσα στο όχημα πρέπει να βρίσκεται σε μια συγκεκριμένη ζώνη όπως φαίνεται στο σχήμα F 6.4.3 των προδιαγραφών.</p> <p>Το κάτω μέρος το οποίο ενώνει το κατώτατο σημείο του main hoop και το αντίστοιχο κάτω μέλος του front hoop.</p> <p>Τα διαγώνιο μέλος το οποίο ενώνει το άνω και το κάτω μέλος.</p> <p>Σύνδεση impact attenuator-antistrusion plate: Το σημείο σύνδεσης πρέπει να είναι ισοδύναμο με αυτό της σύνδεσης οκτώ κοχλιών M8 grade 8.8 για την πλάκα επαφής μεταξύ πλαισίου και εξασθενητή ενέργειας (antistrusion plate) και τεσσάρων κοχλιών για στην σύνδεση του απορροφητή ενέργειας.</p> <p>Καμπίνα οδηγού: Για να διασφαλιστεί η πρόσβαση του οδηγού στην καμπίνα, το πρότυπο του σχήματος T1.1.1 πρέπει να εισχωρήσει εντός της καμπίνας. Το πρότυπο τοποθετείται οριζόντια (παράλληλα προς το έδαφος) και εισχωρεί κάθετα σε ένα ύψος έως ότου να διαπεράσει το άνω στήριγμα της πλευρικής κατασκευής καμπίνας οδηγού. Για την διεξαγωγή της δοκιμής δεν αφαιρείται το τιμόνι.</p> <p>Για την διασφάλιση του χώρου των ποδιών του οδηγού χρησιμοποιείται το πρότυπο όπως φαίνεται στο σχήμα T1.2.1 των προδιαγραφών το οποίο εισχωρεί κάθετα στον διαμήκη άξονα του οχήματος και πρέπει να φτάσει μέχρι 100mm πιο πίσω από το πεντάλ το οποίο είναι πιο πίσω από όλα τα υπόλοιπα.</p> <p>Ελάχιστη ακτίνα καμπυλότητας κατά την οποιαδήποτε κάμψη η οποία μετρείται στην αξονική της σωλήνωσης πρέπει κατ' ελάχιστο να είναι τρεις φορές μεγαλύτερη από την εξωτερική διάμετρο της σωλήνωσης. Οι ακτίνες καμπυλότητας πρέπει να είναι ομαλές και συνεχόμενες δίχως να εμφανίζεται κάποια πτύχωση ή σημάδια αστοχίας.</p>		<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">ΚΟΥΚΛΑΚΗΣ ΦΙΛΙΠΠΟΣ</p>

5.2.3 Αποτελέσματα 3^{ου} και 4^{ου} βήματος αφαίρεσης:

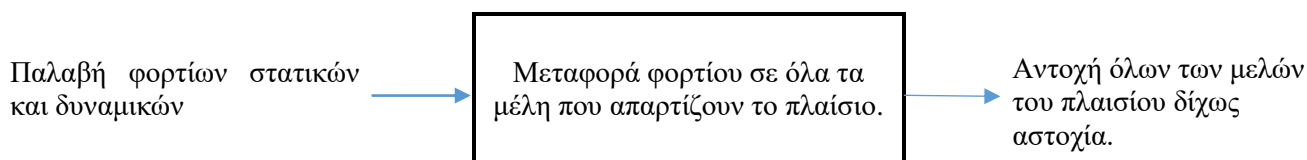
Χρήστης : Technological institute of Piraeus	ΑΦΑΙΡΕΣΗ 4 ^ο ΒΗΜΑ για: Σχεδιασμό πλαισίου αγωνιστικού οχήματος τύπου formula student.	Σελίδα.....1
Προδιαγραφές		Υπεύθυνος
<ul style="list-style-type: none"> - Το πλαίσιο του οχήματος πρέπει να αποτελείται από Roll hoops τα οποία έχουν τις κατάλληλες στηρίξεις, το εμπρόσθιο διάφραγμα με την αντίστοιχη δομή στήριξης, και την πλευρική κατασκευή στην περιοχή της καμπίνας του οδηγού. - Το main hoop πρέπει να εκτείνεται από όλες τις πλευρές του πλαισίου έως το χαμηλότερο σημείο του πλαισίου το οποίο απαρτίζεται από αντίστοιχες στηρίξεις. - Το front hoop περικλείει τον χώρο στην περιοχή των ποδιών του οδηγού καθώς και στη περιοχή του τιμονιού. Απαρτίζεται από τις αντίστοιχες στηρίξεις. - Το εμπρόσθιο διάφραγμα τοποθετείται εμπρός από όλα τα εξαρτήματα συνδέεται με το front hoop μέσω των αντίστοιχων μελών στήριξης. - Πλευρική ζώνη που περικλείει την καμπίνα του οδηγού: Η πλευρική ζώνη αποτελείται από σωληνώσεις οι οποίες συνδέουν το main hoop και το front hoop. - Πλαίσιο monopocoque: Στηρίξεις εμπρόσθιου διάφραγμα, πλευρική ζώνη καμπίνας οδηγού, σύνδεση front hoop με πλαίσιο πρέπει εκάστοτε να έχουν ισοδύναμη ακαμψία με συγκεκριμένο αριθμό σωληνώσεων χάλυβα. - Καμπίνα οδηγού: Διασφάλιση εισόδου οδηγού στην καμπίνα βάση προτύπων. 		Σ Ο Π Π Ι Λ Φ Σ Η Κ Α Λ Κ Υ Κ Ο

5.2.4 Αποτέλεσμα 5^{ου} βήματος αφαίρεσης:

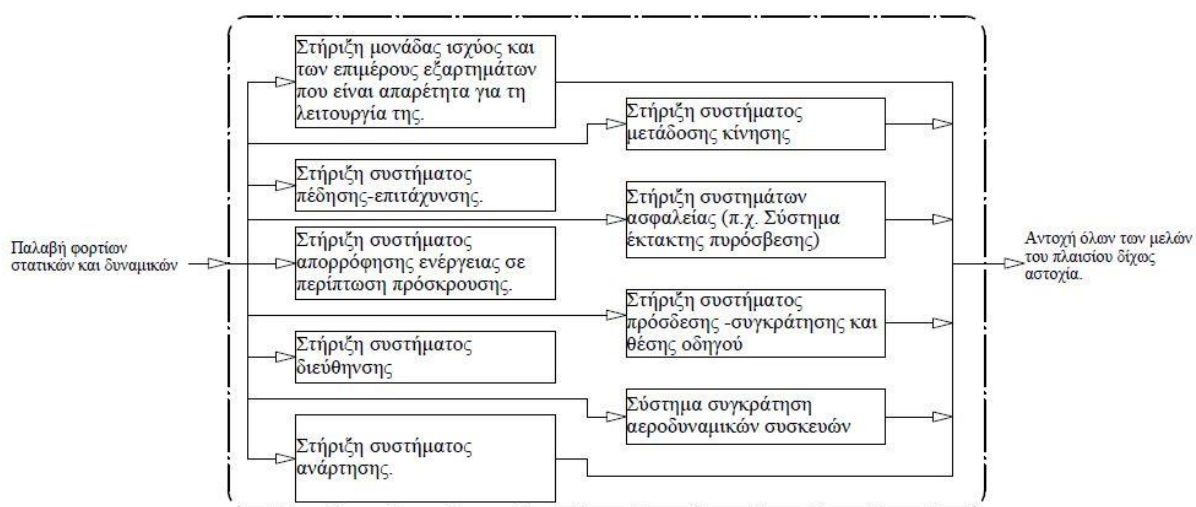
- | |
|---|
| <ul style="list-style-type: none"> - Πλαίσιο σωληνωτό το οποίο αποτελείται από βασικά μέρη τα οποία συνδέονται μεταξύ τους ορθά με τις κατάλληλες στηρίξεις. |
|---|

5.3 Δομή λειτουργίας

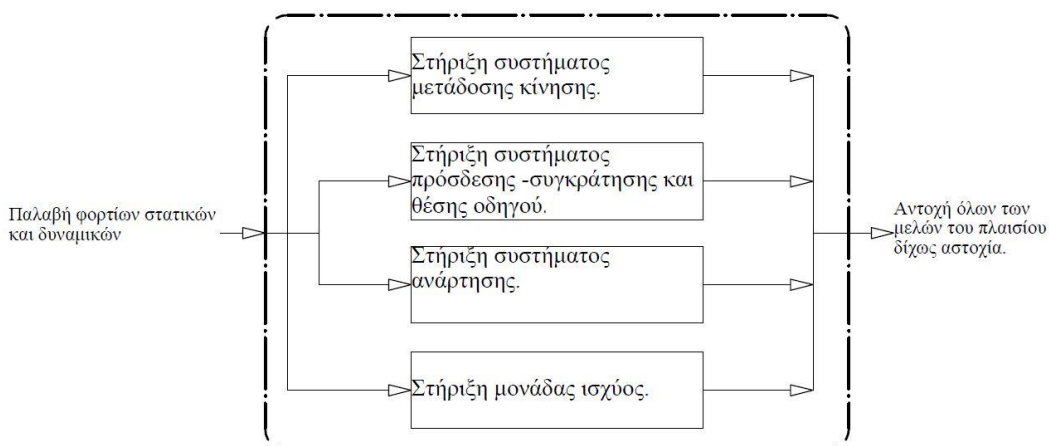
Παρακάτω ακολουθεί η δομή της ολικής λειτουργίας:



Επιμέρους λειτουργίες:



Εκ των οποίων οι πιο κύριες επιμέρους λειτουργίες:



5.4 Αναζήτηση αρχών λύσεων που να πληρούν τις επιμέρους λειτουργίες.

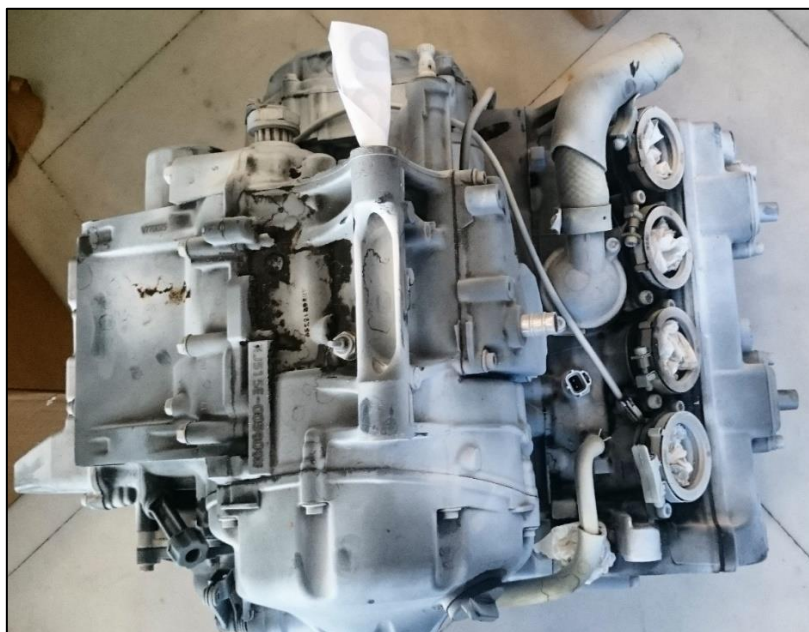
Προηγουμένως, στην δομή λειτουργίας καταλήξαμε στις κύριες λειτουργίες του πλαισίου. Το σύστημα για την πρόσδεση του οδηγού στο όχημα αποτελείται από το κάθισμα και τις βάσεις του καθώς και τις ζώνες ασφαλείας. Τα σημεία αυτά είναι συγκεκριμένα βάση των προδιαγραφών και δεν επιτρέπουν μεγάλη σχεδιαστική ελευθερία. Όσον αφορά το σύστημα της ανάρτησης το οποίο είναι το κύριο σύστημα το οποίο συνεργάζεται με το πλαίσιο έχει μεγαλύτερη σχεδιαστική ελευθερία αλλά ως προς τα σημεία στήριξης και την δημιουργία του κατάλληλου μοχλικού για την παραλαβή των δυνάμεων από τον τροχό στην ανάρτηση. Στο επόμενο κεφάλαιο γίνεται μια σύντομη περιγραφή για την μεθοδολογία σχεδιασμού της γεωμετρίας των ψαλιδιών και της στήριξης της ανάρτησης. Η στήριξη της μονάδας ισχύος έχει την μεγαλύτερη σχεδιαστική ελευθερία από τις δύο προηγούμενες κύριες λειτουργίες καθώς το μέρος του πλαισίου πίσω από το main roll hoop και τις στηρίξεις του, (main roll hoop bracings) δεν έχει κάποια προδιαγραφή που να επηρεάζει την γεωμετρία του πλαισίου για τον σχεδιασμό της λειτουργίας αυτής. Η μονάδα ισχύος είναι από μοτοσυκλέτα της εταιρίας Yamaha μοντέλο: YZF 600. Για πιο ακριβή απεικόνιση στα σχέδια του brainstorming έγινε τρισδιάστατη σάρωση του κινητήρα. Τα σημεία σύνδεσης του κινητήρα στο πλαίσιο είναι 3 πιθανά όπως φαίνεται στην εικόνα 4.4. Η σύνδεση του κινητήρα πρέπει να γίνει με τουλάχιστον 2 από τα 3 σημεία αλλά εάν είναι εφικτή η σύνδεση και των τριών σημείων τότε έχουμε καλύτερη εξουδετέρωση των ταλαντώσεων που δημιουργούνται κατά την λειτουργία της μονάδας ισχύος.

5.4.1 Σάρωση κινητήρα (3d scanning).

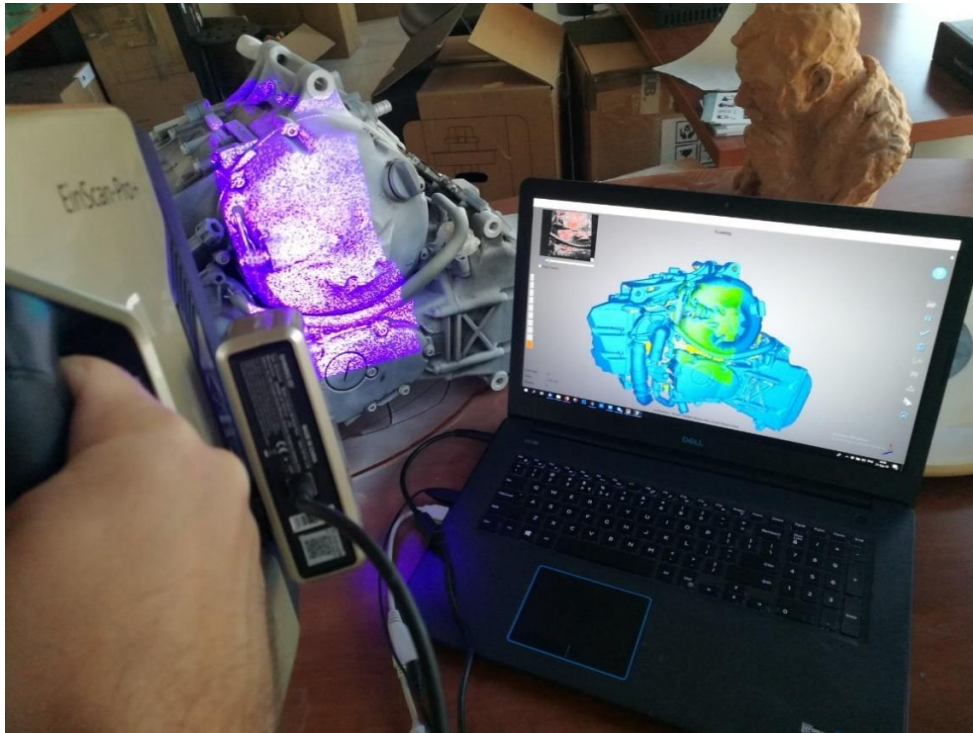
Σκοπός της σάρωσής του κινητήρα είναι η εισαγωγή τρισδιάστατου μοντέλου το οποίο απεικονίζεται με υψηλή ακρίβεια στο συναρμολόγημα, διαμορφώνοντας αντίστοιχα το πλαίσιο για την στήριξη του. Η σάρωση του κινητήρα έγινε με εξελιγμένο καινούριο εξοπλισμό της SHINING 3D μοντέλο: EinScan-Pro plus στην εταιρία 3dhub. Στα παρακάτω σχήματα απεικονίζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά του μηχανήματος καθώς και εικόνες κατά την διάρκεια της σάρωσης.

Specification				
Scan Mode	Handheld HD Scan	Handheld Rapid Scan	Automatic Scan(Available with industrial pack)	Fixed Scan(Available with industrial pack)
Scan Shot Accuracy	0.1 mm	0.3 mm	0.05 mm	0.05mm
Scan speed	550,000 points/sec	450,000 points/sec	Single scan: <2 s	Single scan: <2 s
Point Distance	0.2 - 3 mm	0.7 - 3 mm	0.24 mm	0.24 mm
Align Mode	Markers or Features(Available with HD Prime Pack)	Feature, or Markers	Markers, Feature, Turntable, Manual, Turntable Coded Targets	Feature, Manual or Markers
Texture Scan	No	Yes (Available with Color Pack)	Yes (Available with Color Pack)	Yes (Available with Color Pack)
Outdoor Operation	Avoid direct sunlight			
Special Scan Object	For transparent and reflective objects, please spray powder before scanning.			
Single Scan Range	300x170 mm			
Light Source	White light LED			
Printable Data Output	Yes			
Data Format	OBJ, STL, ASC, PLY, 3MF			
Turntable Loading Capacity	5 kg			
Scan Head Weight	0.8 kg			

Σχήμα 4.4.1 Τεχνικά χαρακτηριστικά EinScan-Pro plus.



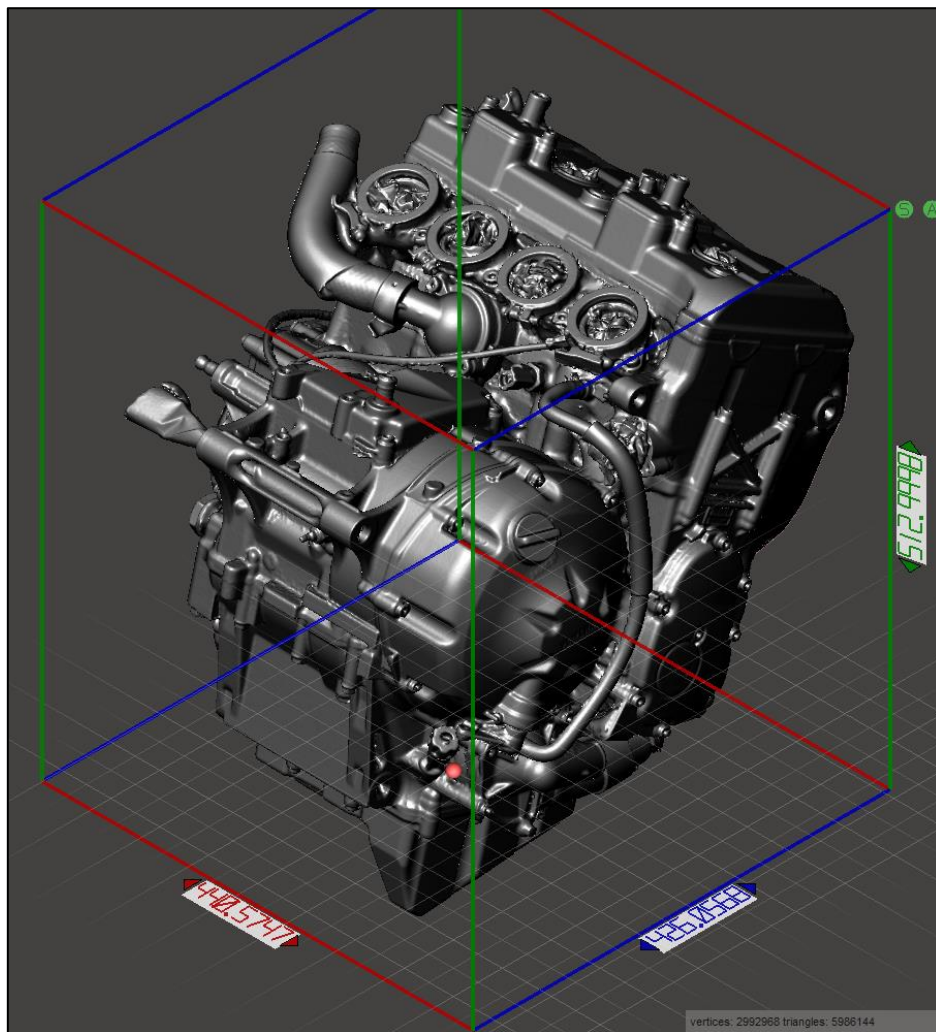
Σχήμα 4.4.2 Προετοιμασία κινητήρα για σάρωση.



Σχήμα 4.4.3 Διαδικασία σάρωσης.

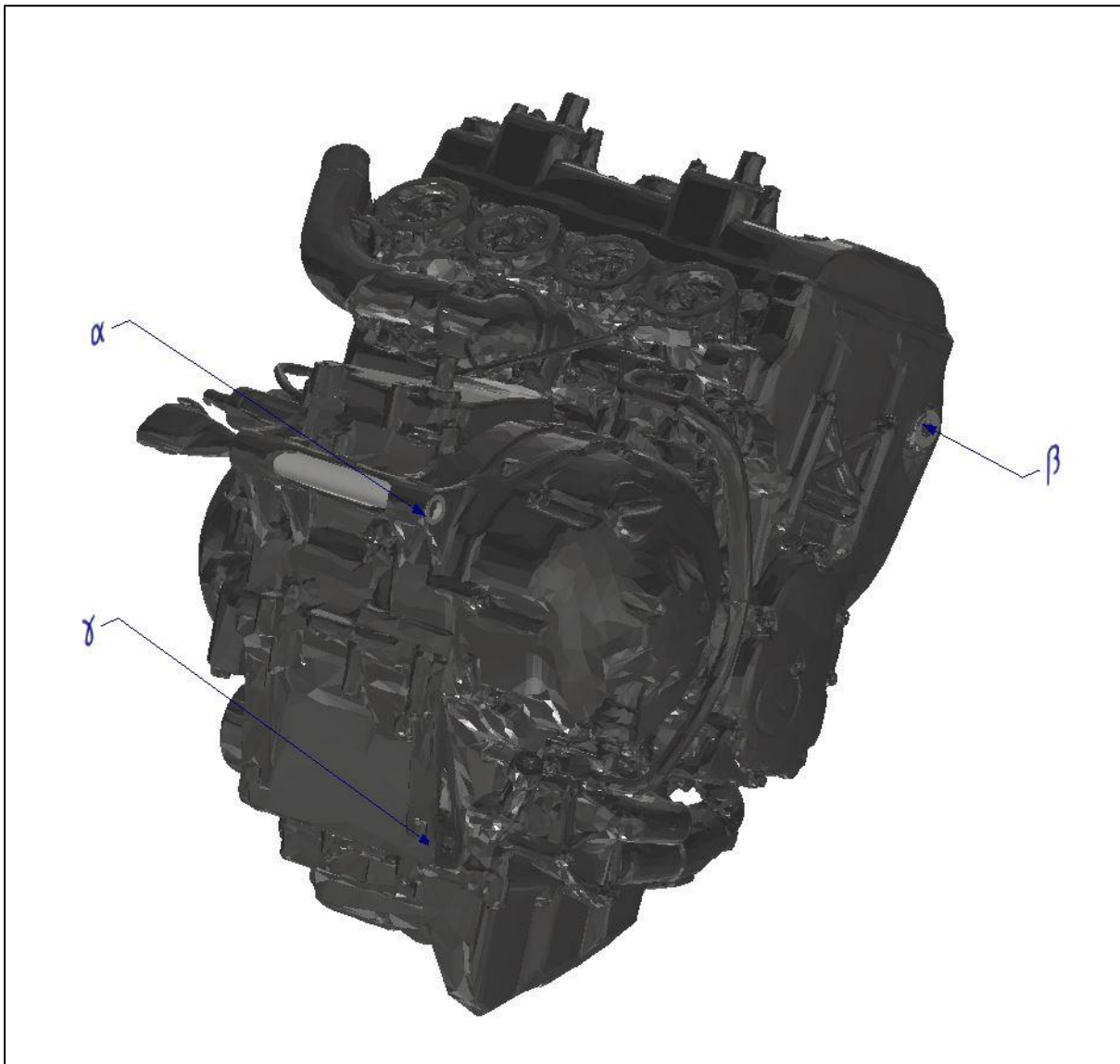


Σχήμα 4.4.4 Τελικό αποτέλεσμα.



Σχήμα 4.4.5 Όρια συνολικού όγκου κινητήρα.

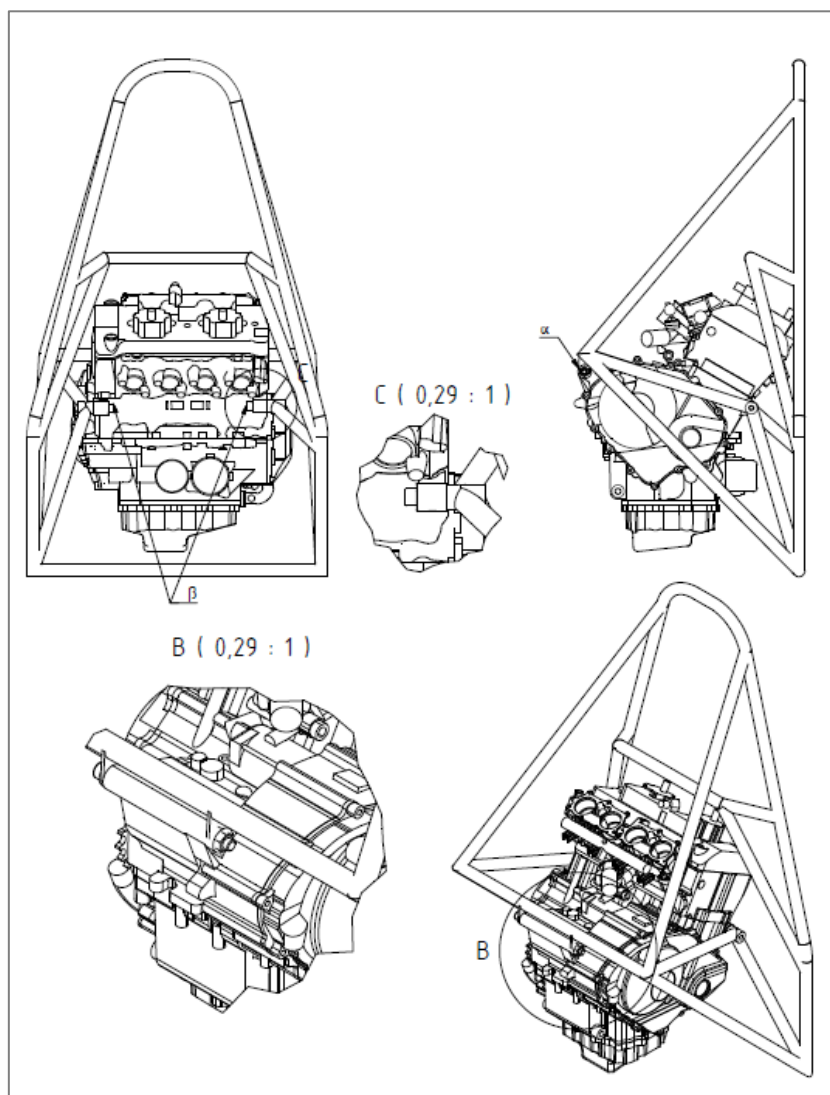
Ένα γεγονός το οποίο πρέπει να αντιμετωπιστεί είναι ο συνολικός αριθμός των πολυγωνικών επιφανειών οι οποίες συντελούν με την συνοχή τους το μοντέλο του κινητήρα. Συγκεκριμένα ο συνολικός αριθμός που προέκυψε στην μέγιστη ανάλυση είναι 6036336 πολυγωνικών επιφανειών και 3018064 κορυφών. Συνεπώς, το μέγεθος του αρχείου είναι ιδιαίτερα ογκώδες και η εισαγωγή του σε τρισδιάστατο μοντελοποιητή είναι χρονοβόρα, απαιτεί μεγάλη υπολογιστική ισχύ και η τροποποίηση-τοποθέτηση του σε συναρμολόγημα είναι δύσκολη έως και ακατόρθωτη. Για τους παραπάνω λόγους γίνεται μείωση της ποιότητας του μοντέλου όπου αντίστοιχα μειώνονται και οι πολυγωνικές επιφάνειες.



Σχήμα 4.4.5 Αναφορά σημείων στήριξης κινητήρα.

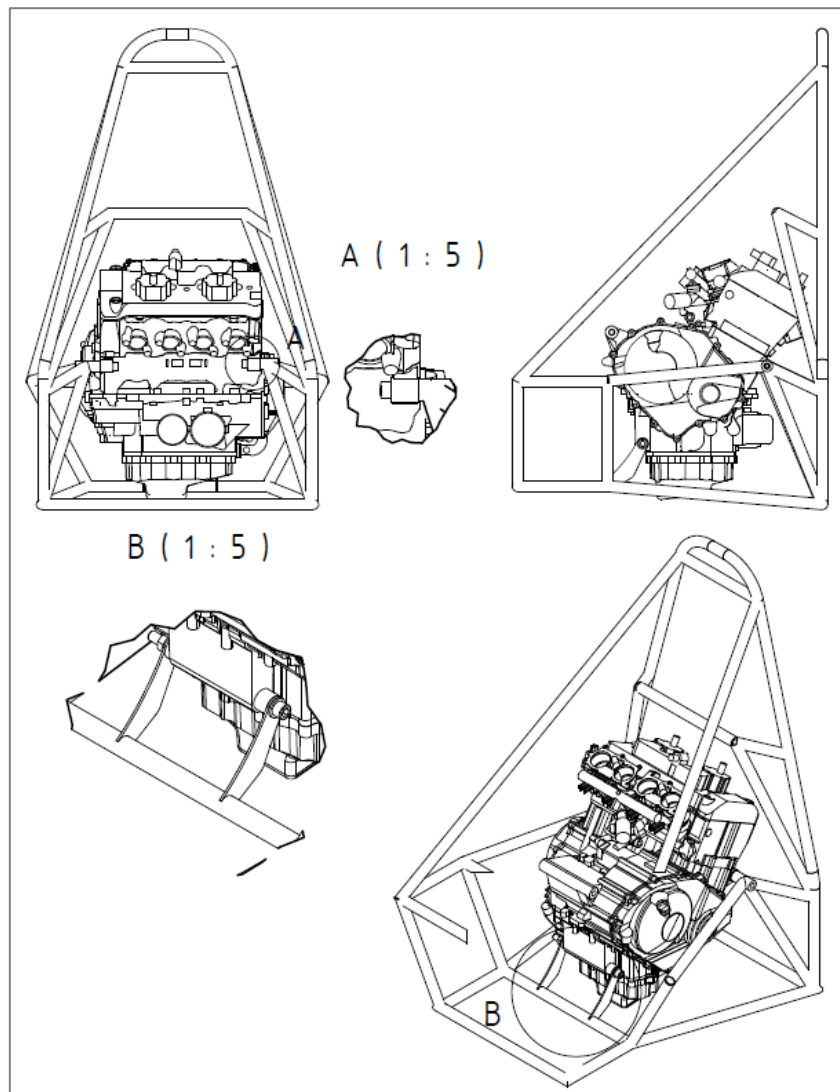
Στην στο παραπάνω σχήμα 4.4.5 αναγράφονται τα σημεία στήριξης στα οποία θα αναζητηθούν οι λύσεις για την στήριξη της μονάδας ισχύος. Το σημείο β είναι ζεύγος σημείων καθώς υπάρχει στην απέναντι μεριά του κινητήρα για συμμετρική σύνδεση του κινητήρα. Αντίστοιχα και τα σημεία α και γ είναι σημεία στα οποία χρησιμοποιείται περαστός κοχλίας μεγάλου μήκους.

5.4.2 Λύσεις από brainstorming.



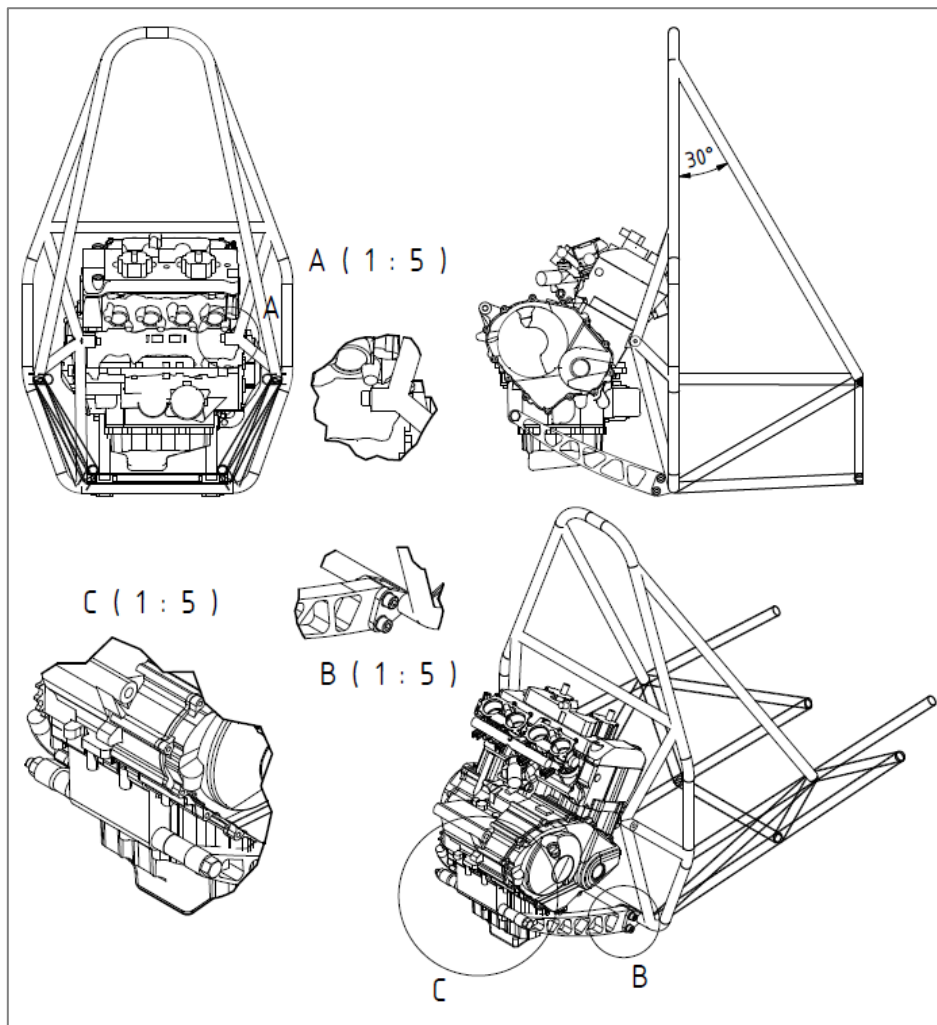
Brainstorming 1.

Σε αυτήν την περίπτωση, η σύνδεση του κινητήρα γίνεται απευθείας με κοχλίες στο πλαίσιο (σημείο B και α) όπου τα μόνα μέσα σύνδεσης είναι οι περαστοί κοχλίες. Για τις βάσεις στο σημείο α χρησιμοποιούνται 2 ελάσματα τα οποία συγκολλούνται στο πλαίσιο και μεταξύ αυτών, εφαρμόζεται η οπίσθια άνω βάση του κινητήρα (σημείο β) και συσφίγγονται όλα μαζί με την κοχλιοσύνδεση. Για την στήριξη του οπίσθιου συστήματος ανάρτησης, μετάδοσης κίνησης, στήριξης πλημνών και των υπόλοιπων παρελκόμενων είναι απαραίτητός ο σχεδιασμός και κατασκευή υποπλαισίου το οποίο θα συνδέεται στα σημεία β και γ η σε κάποια επιπρόσθετη βάση συγκολλητή στο πλαίσιο. Η διεύθυνση του main roll hoop σε αυτήν την λύση είναι προς τα πίσω με κλίση 40° από το κάθετο επίπεδο.



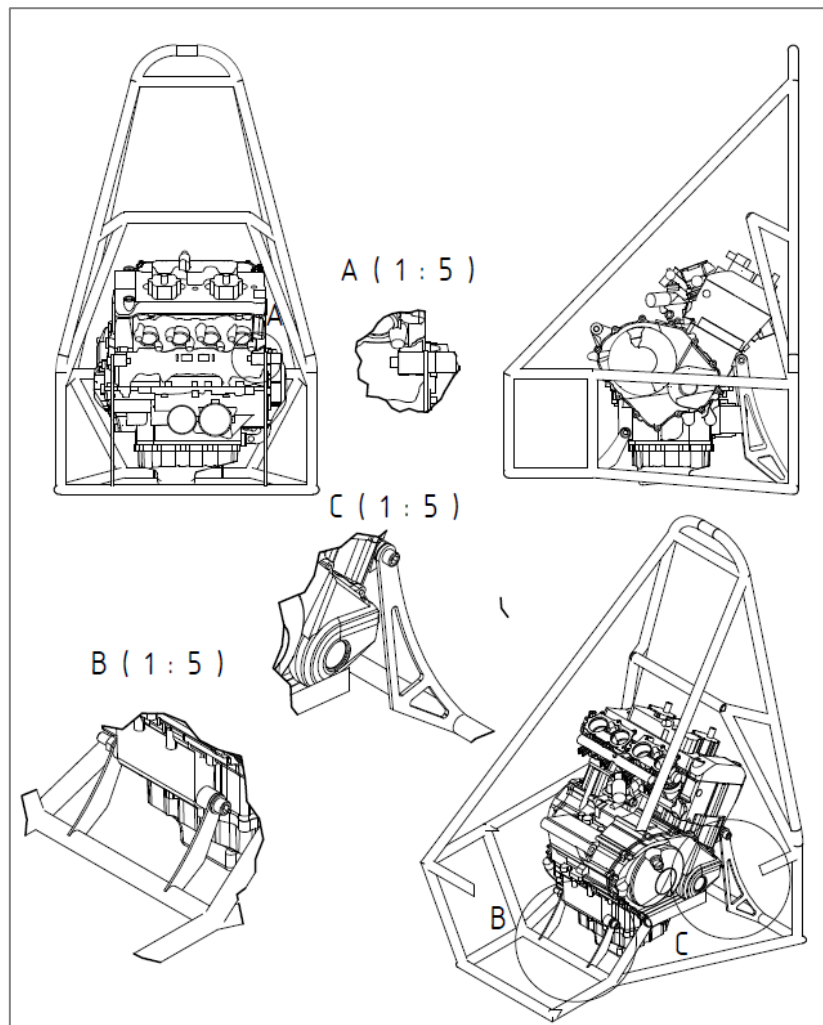
Brainstorming 2.

Σε αυτήν την λύση αυτή όπως και στην 1^η η σύνδεση του κινητήρα στο σημείο β γίνεται με απευθείας σύνδεση στο πλαίσιο σε δύο σημεία αντίστοιχα. Στο πίσω μέρος η σύνδεση γίνεται με πιο μεγάλου μήκους ελάσματα τα οποία συγκολλούνται στο πλαίσιο όπως στο παραπάνω σχέδιο και μεταξύ τους γίνεται η εφαρμογή του κινητήρα όπου όλα μαζί συσφίγγονται με κοινό περαστό κοχλία. Τα υπόλοιπα απαραίτητα συστήματα τα οποία προαναφέρθηκαν συνδέονται είτε με πρόσθετες συγκολλητές ή κοχλιωτές βάσεις στο πλαίσιο. Η λύση αυτή μπορεί να συνδυαστεί και με την χρήση υποπλασίου όπως στην λύση 1. Η διεύθυνση του main roll hoop και σε αυτήν την περίπτωση είναι προς τα πίσω με κλίση 44° από το κάθετο επίπεδο.



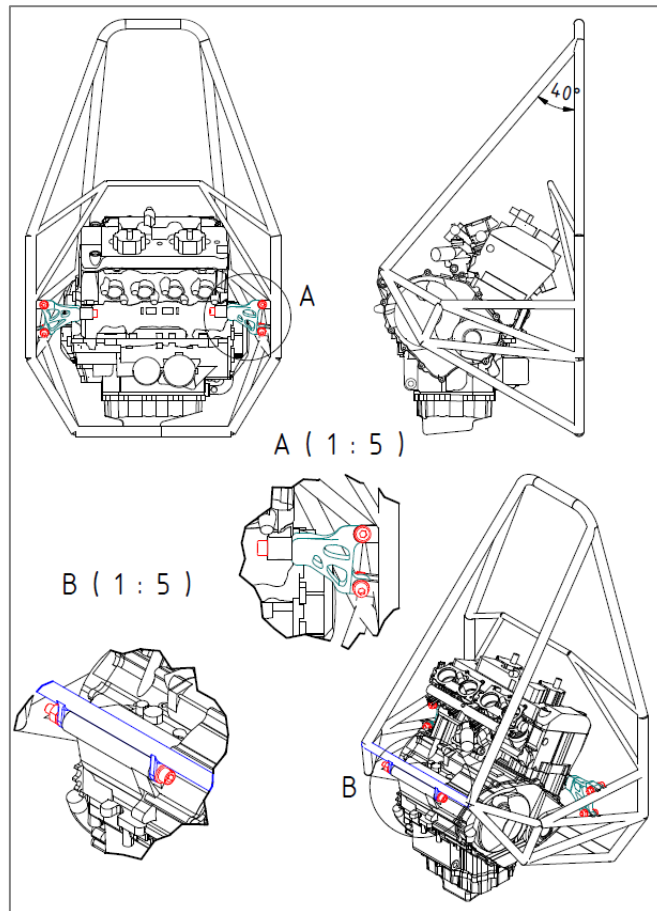
Brainstorming 3.

Στην λύση αυτή, έχουμε στο σημείο β απευθείας σύνδεση όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις. Η βασική διαφορά είναι ότι η διεύθυνση του main roll hoop είναι εμπρόσθια με κλίση 30° και άνω όπως αναφέρεται στις προδιαγραφές. Η στήριξη στο οπίσθιο μέρος του κινητήρα (σημείο σύνδεσης γ) γίνεται μέσω δύο παράλληλων μεταξύ τους βραχιόνων οι οποίοι συνδέονται με κοχλίες σε ελάσματα τα οποία έχουν συγκολληθεί στο πλαίσιο. Συνεπώς οι βραχίονες αυτοί έχουν την δυνατότητα σύνδεσης και αποσύνδεσης με γρήγορο τρόπο. Για την σύνδεση των οπίσθιων ψαλιδιών και του συστήματος μετάδοσης είναι απαραίτητη η κατασκευή υποπλαισίου το οποίο θα συνδέεται στον κινητήρα.



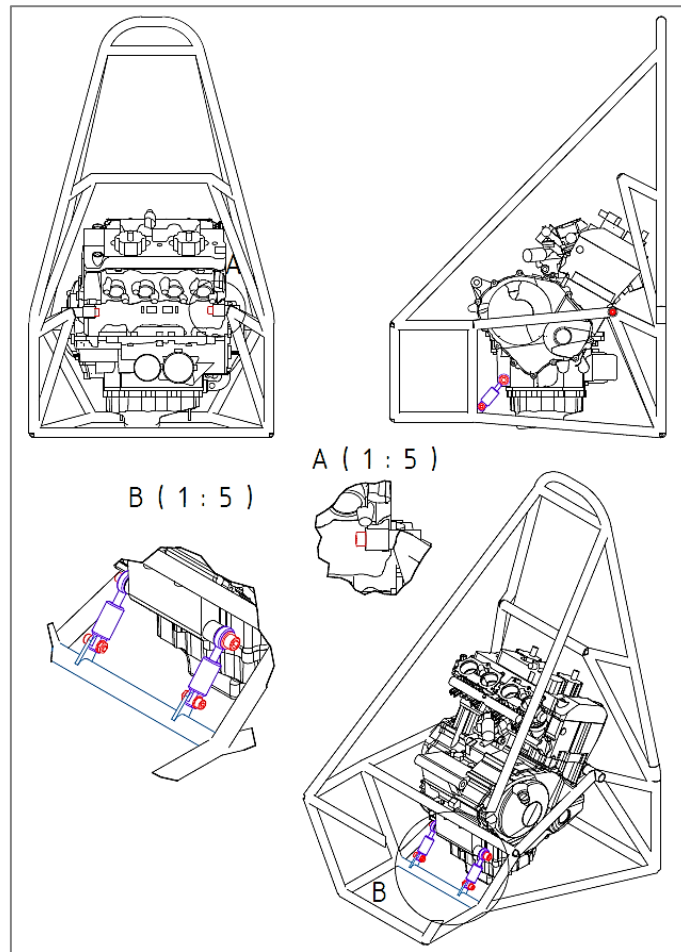
Brainstorming 4.

Στην λύση αυτή έχουμε και στα δύο σημεία σύνδεσης του κινητήρα μεγάλους μήκους ελάσματα τα οποία είναι συγκολλητά στο πλαίσιο. Τα στοιχεία σύνδεσης είναι και στις δύο περιπτώσεις κοχλίες όπου στο σημείο γ γίνεται χρήση περαστού κοχλία ενώ στο σημείο σύνδεσης β γίνεται χρήση κοχλία κεφαλής. Η διεύθυνση του main roll hoop είναι προς τα πίσω με κλίση 44° από το κάθετο επίπεδο.



Brainstorming 5.

Στην συνέχεια παρουσιάζεται η 5^η πιθανή λύση όπου έχουμε μια πιο σύνθετη κατασκευή. Στο σημείο σύνδεσης β έχουμε χρήση βάσης η οποία συνδέεται με κοχλίες σε μόνιμα συγκολλητά ελάσματα στο πλαίσιο. Η οπίσθια άνω βάση του κινητήρα (σημείο σύνδεσης α) συνδέεται όπως και στην πιθανή λύση 1 (βλέπε σελίδα 51.). Η διεύθυνση του main roll hoop είναι οπίσθια κλίση 40°.



Brainstorming 6.

Στην συνέχεια ακολουθεί μια φιλόδοξη λύση καθώς το μέσο το οποίο χρησιμοποιείται για την σύνδεση του κινητήρα είναι ένα ζεύγος βάσεων με την ιδιότητα απόσβεσης ταλαντώσεων όπου μεταξύ τους εφαρμόζεται ο κινητήρας και με κοινό περαστό κοχλία πραγματοποιείται η σύσφιξη. Η κατασκευή ενός τέτοιου μέσου στήριξης μονάδας ισχύος είναι πολύπλοκη και δεν είναι δυνατή η εύρεση ενός τέτοιου εξαρτήματος στην αγορά καθώς παρόμοια εξαρτήματα χρησιμοποιούνται ως συμπληρωματικά με το ένα άκρο να συνδέεται στο πλαίσιο και το άλλο και κάποιο σημείο του κινητήρα. Η σύνδεση στο σημείο β γίνεται όπως στις προαναφερθείσες λύσεις 1,2,3. Η διεύθυνση του main roll hoop είναι οπίσθια με κλίση 44°. Η λύση αυτή μπορεί να συνδυαστεί και με χρήση υποπλαισίου.

5.5 Μήτρα ταξινόμησης.

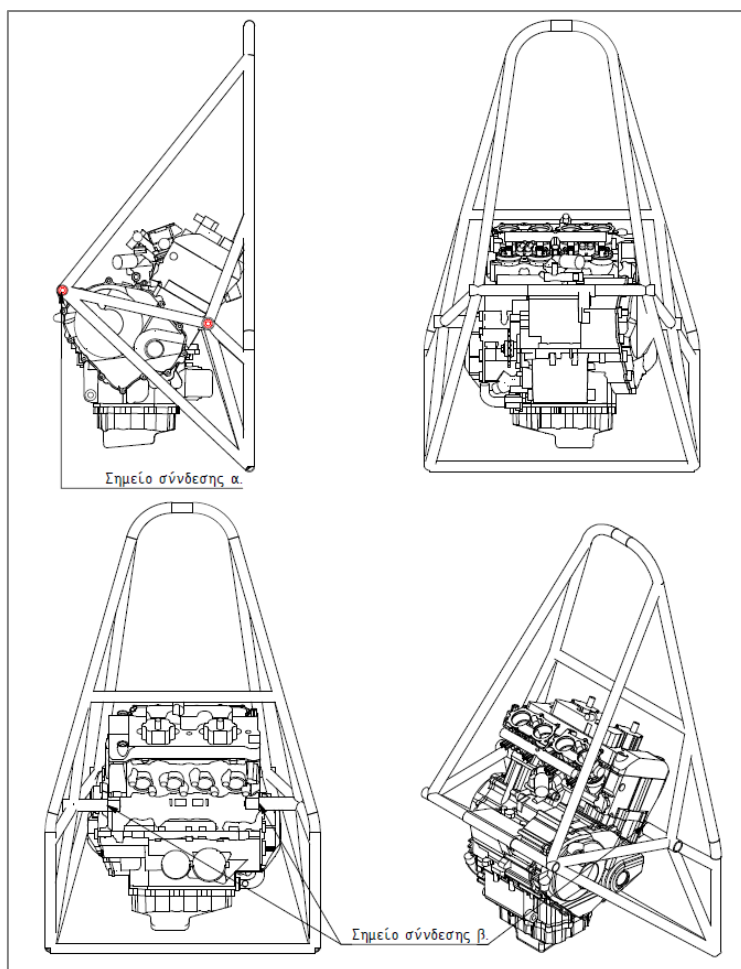
Πίνακας 4.2 Μήτρα ταξινόμησης για την σύνδεση του κινητήρα στο πλαίσιο.

Συνδυασμοί σημείων τοποθέτησης στήριξης.			Σημείο α & β		Σημείο β & γ		
			α	β	β	γ	
Σύνδεση κινητήρα πλαισίου	Μέσα σύνδεσης	Είδος σύνδεσης μέσου στο πλαίσιο	Διεύθυνση Main hoop				
	Συγκολλητά ελάσματα	Λυόμενη	Front				
			Rear				
		Μη λυόμενη	Front				
			Rear	1,5,11	11	4	2,4,13
	Ενδιάμεση βάση σύνδεσης	Λυόμενη	Front		5		3
			Rear				
		Μη λυόμενη	Front				
			Rear				
	Αποσβεστήρας ταλαντώσεων.	Λυόμενη	Front				
			Rear				6,14
		Μη λυόμενη	Front				
			Rear				
	Απευθείας σύνδεση	Μη λυόμενη	Front	8	8	3,9,10	9,10
			Rear	7,12,13,14	1,7,12,13,14	2,6	

Η μήτρα ταξινόμησης παραπάνω δημιουργήθηκε με σκοπό την αναζήτηση νέων λύσεων για την κύρια λειτουργία της στήριξης της μονάδας ισχύος στο πλαίσιο. Η λειτουργία αυτή όπως διαπιστώθηκε από τις πρώτες λύσεις του brainstorming επηρεάζεται από την γεωμετρία του πλαισίου και κυρίως από την φορά των στηρίξεων του main roll hoop η οποία μπορεί να είναι είτε προς τα εμπρός είτε προς τα πίσω. Επίσης επηρεάζεται από το μέσο το οποίο μεσολαβεί για την σύνδεση της μονάδας ισχύος με το πλαίσιο το οποίο είτε μπορεί να είναι κάποιο εξάρτημα είτε να μην υπάρχει και η σύνδεση να γίνεται απευθείας στο πλαίσιο με ειδική διαμόρφωση. Το είδος της σύνδεσης είναι ο τρόπος με τον οποίο συνδέεται το μέσο το οποίο

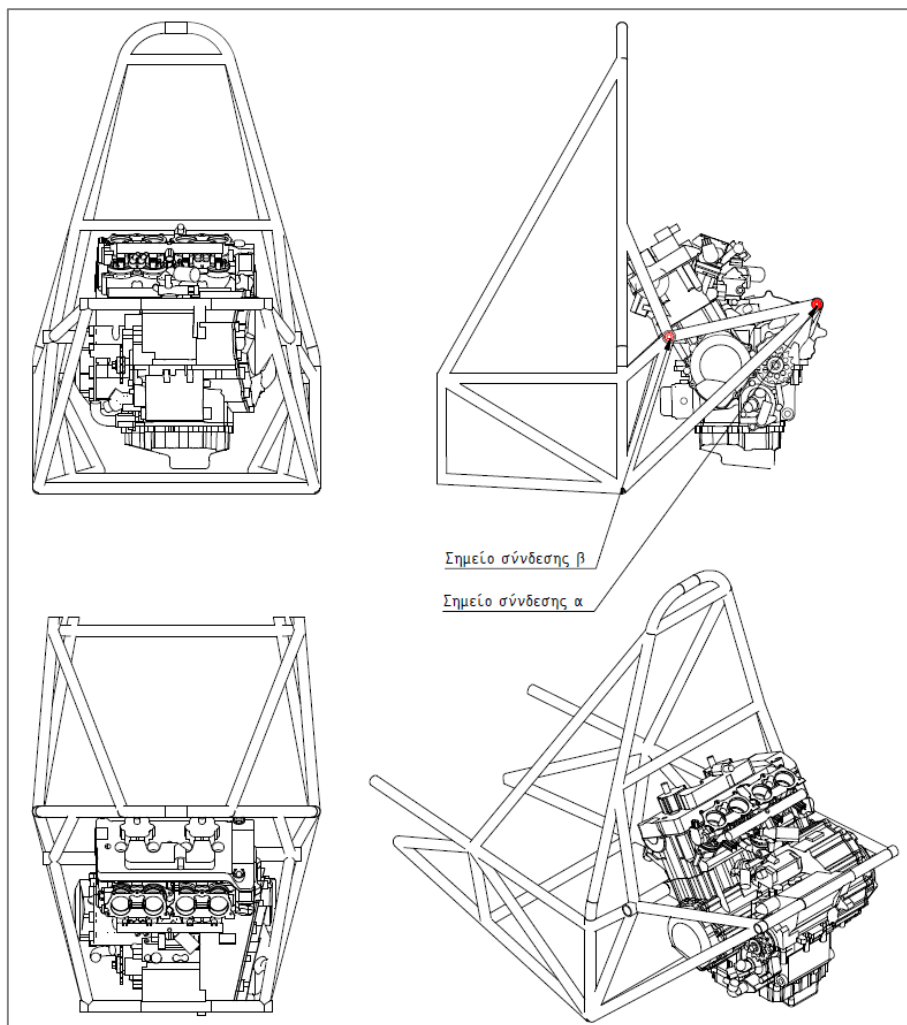
μετά συνδέει τον κινητήρα στο πλαίσιο. Η κατηγορία αυτή χωρίζεται σε λυόμενη και μη λυόμενη σύνδεση δηλαδή εάν υπάρχει η δυνατότητα αφαίρεσης ή όχι του μέσου σύνδεσης από το πλαίσιο. Στην απευθείας σύνδεση αναγκαστικά έχουμε μη λυόμενη σύνδεση καθώς το μέσο σύνδεσης είναι μέρος του ίδιου του πλαισίου. Επίσης η μήτρα ταξινόμησης περιέχει και την βασική παράμετρο η οποία εναλλάσσεται και αυτή είναι τα πιθανά σημεία σύνδεσης στον κινητήρα τα οποία υποχρεωτικά πρέπει να είναι κατ' ελάχιστο δύο ένα ζεύγος στο εμπρόσθιο τμήμα του κινητήρα και ένα πίσω. Η απευθείας σύνδεση στο πλαίσιο είναι ευνοϊκότερη καθώς έχουμε λιγότερα εξαρτήματα για κατασκευή, χαμηλότερο βάρος και πιο εύκολη αποσύνδεση του κινητήρα από το πλαίσιο. Για αυτόν τον λόγο και στην μήτρα ταξινόμησης έγινε μεγαλύτερη εστίαση στο κομμάτι της απευθείας σύνδεσης. Παρακάτω ακολουθούν τα σχέδια για τις λύσεις οι οποίες προέκυψαν από την μήτρα ταξινόμησης.

5.5.1 Λύσεις από μήτρα ταξινόμησης.



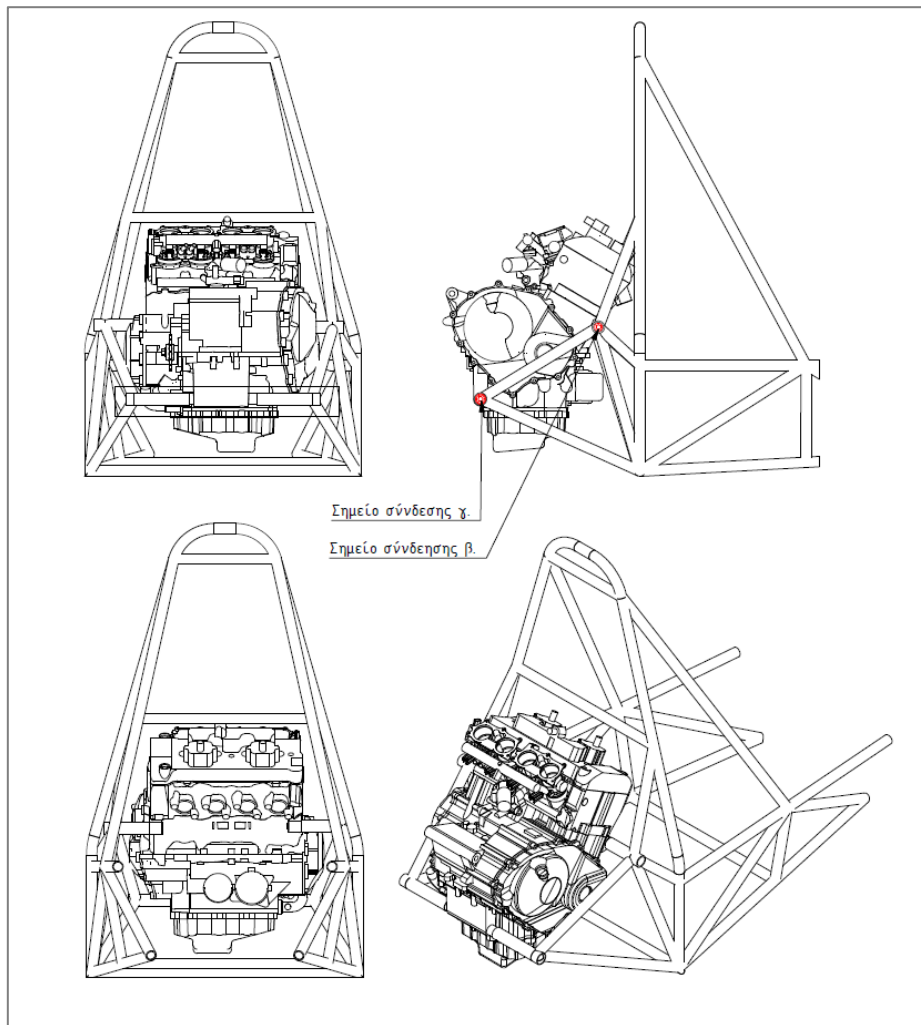
Λύση 7 από μήτρα ταξινόμησης.

Παραπάνω εμφανίζεται η αρχική λύση η οποία προέρχεται από την μήτρα ταξινόμησης. Στην πιθανή λύση αυτή έχουμε απευθείας σύνδεση του κινητήρα στα δύο σημεία στήριξης (σημεία σύνδεσης α και β). Η σύνδεση στο σημείο α πραγματοποιείται με την εφαρμογή της οπίσθιας άνω βάσης του κινητήρα μεταξύ δυο ενσωματωμένων βάσεων στο πλαίσιο και συσφίγγεται με περαστό κοχλία. Το σημείο σύνδεσης β συνδέεται παρόμοια με τις λύσεις 1,2,3. Αυτό που παρατηρείται είναι ότι στο σημείο σύνδεσης α ο κόμβος του πλαισίου ο οποίος ενώνει τα κάτω άκρα των στηρίξεων του main roll hoop είναι σε αρκετά μεγάλη απόσταση από το σημείο όπου εφαρμόζεται το κάθετο στατικό φορτίο από το **ίδιων** βάρος του κινητήρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την ύπαρξη σημαντικών καμπτικών τάσεων στον κόμβο αυτόν. Η διεύθυνση του main roll hoop είναι προς τα πίσω με κλίση 39°.



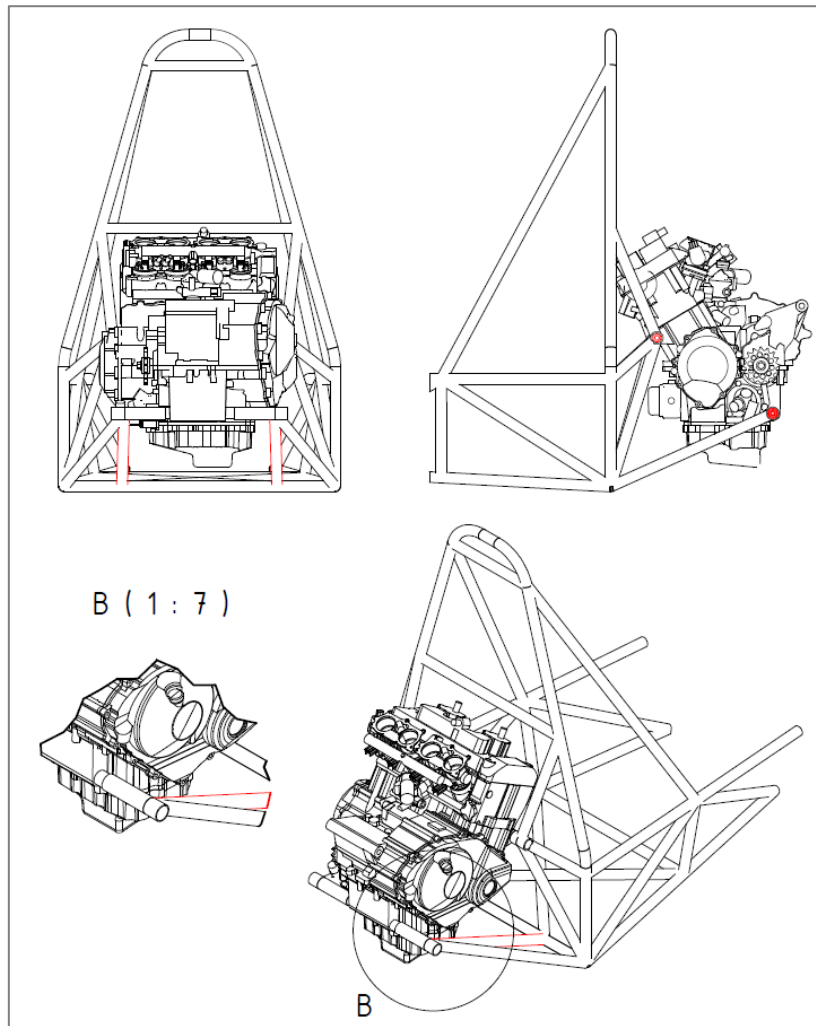
Λύση 8 από μήτρα ταξινόμησης.

Η δεύτερη πιθανή λύση από την μήτρα ταξινόμησης είναι παρόμοια με την προηγούμενη, δηλαδή με απευθείας σύνδεση στο πλαίσιο και στα δύο σημεία σύνδεσης. Η διαφορά σε αυτήν την περίπτωση είναι ότι η διεύθυνση του main roll hoop είναι προς τα εμπρός με κλίση 30°. Η λύση αυτή συνδυάζεται κυρίως με υποπλαίσιο για την στήριξη των υπόλοιπων συστημάτων.



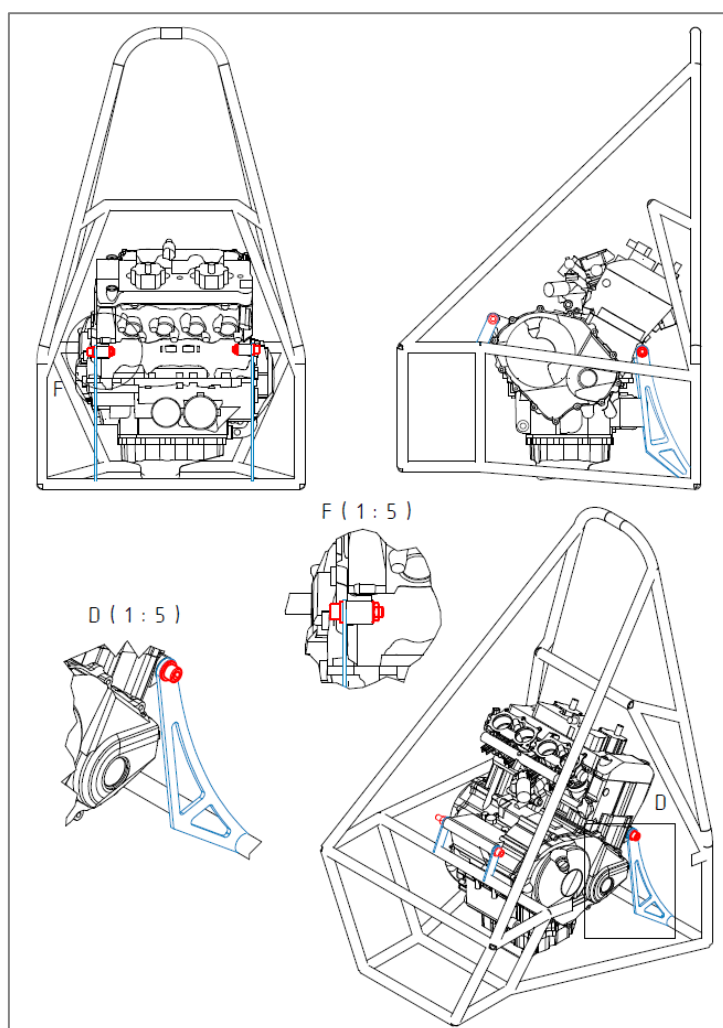
Λύση 9 από μήτρα ταξινόμησης.

Η παραπάνω λύση είναι παρόμοια με την λύση 8 η οποία προαναφέρθηκε παραπάνω με την διαφορά ότι η στήριξη στο πίσω μέρος του κινητήρα γίνεται στο σημείο σύνδεσης γ. Η διεύθυνση του main roll hoop είναι προς τα εμπρός με κλίση 30°. Η λύση αυτή συνδυάζεται με χρήση υποπλαισίου διαφορετικά θα πρέπει να γίνει μια πιο σύνθετη γεωμετρία στη δομή του βασικού πλαισίου.



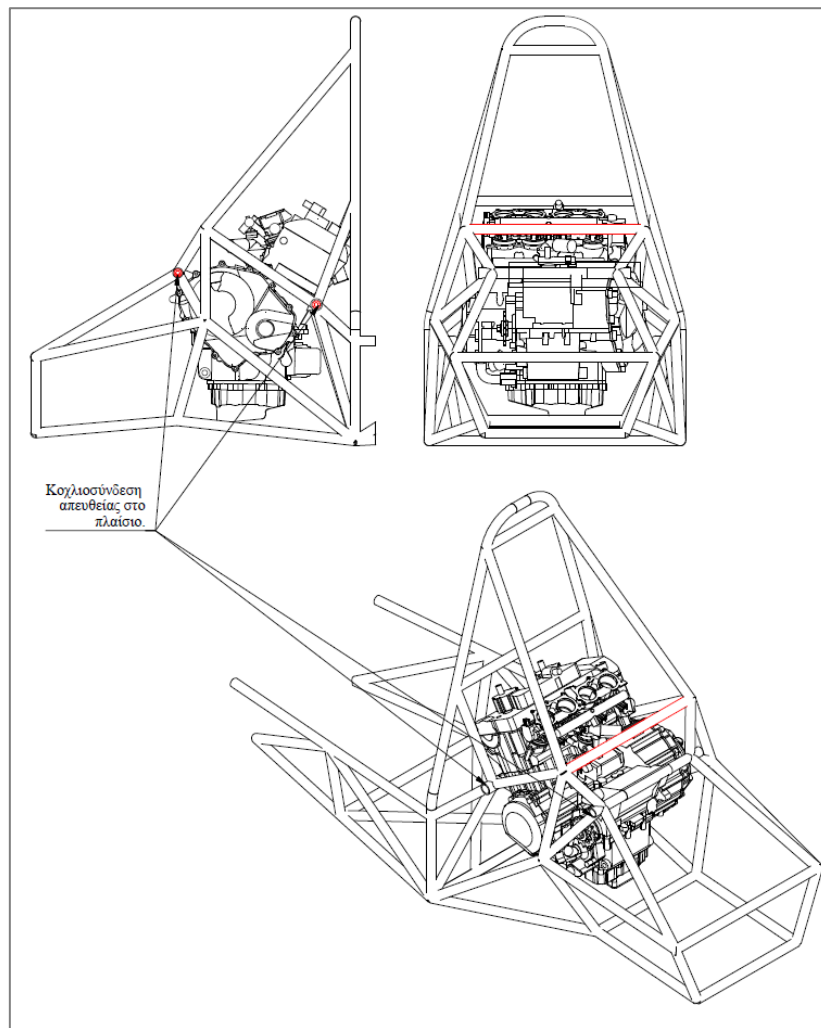
Λύση 10 από μήτρα ταξινόμησης.

Η παραπάνω λύση είναι παρόμοια με την λύση 9 με την διαφορά ότι η σύνδεση στο σημείο γ σε αυτήν την περίπτωση ενισχύεται με την πρόσθεση ενός επιπλέον μέλους του πλαισίου το οποίο δημιουργεί έναν κόμβο στο σημείο της σύνδεσης και καταλήγει στο κάτω μέρος του main roll hoop. Η εφαρμογή του κινητήρα γίνεται μεταξύ των ενσωματωμένων με το πλαίσιο βάσεων και η σύσφιξη του πραγματοποιείται με την τοποθέτηση περαστού κοχλία. Στο σημείο σύνδεσης α τοποθετείται κοχλίας κεφαλής για κάθε μια από τις δύο ενσωματωμένες βάσεις του πλαισίου.



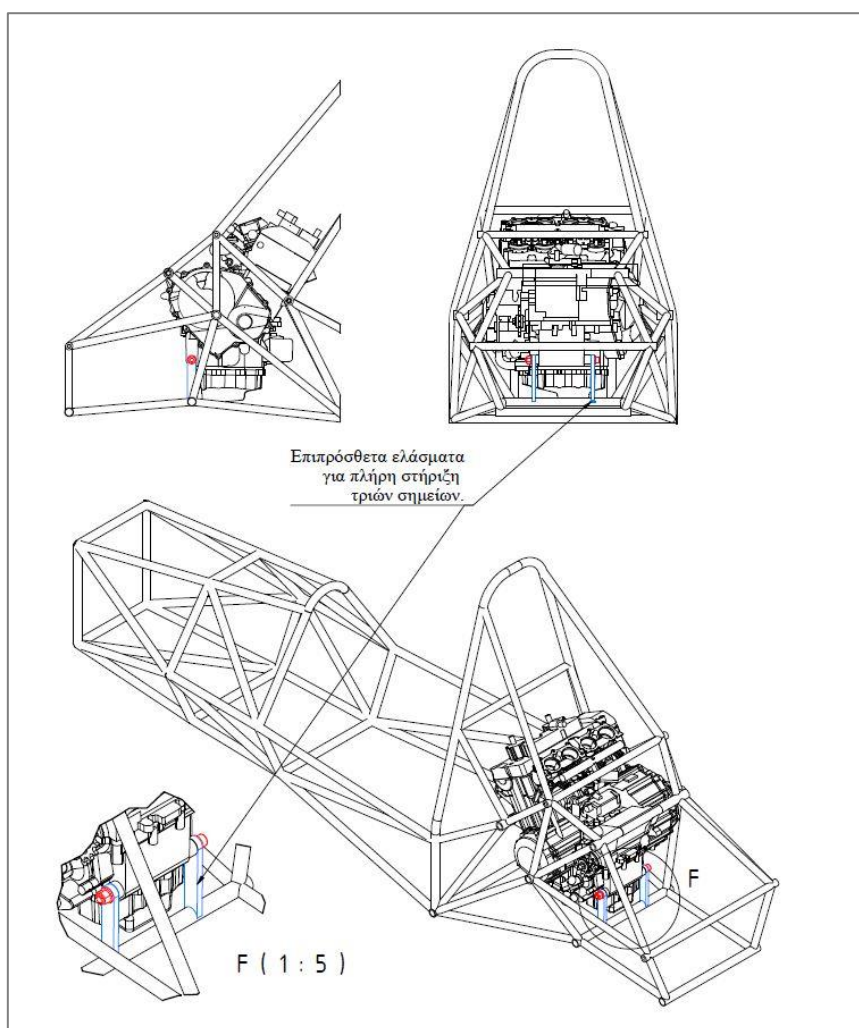
Λύση 11 από μήτρα ταξινόμησης.

Στην παραπάνω λύση δεν έχουμε σε κανένα από τα δύο σημεία σύνδεσης σύσφιξη του κινητήρα απευθείας στο πλαίσιο. Τα σημεία σύνδεσης είναι το α και το γ όπου και στα δύο χρησιμοποιούνται ελάσματα τα οποία συγκολλούνται στο πλαίσιο και τα μέσα σύνδεσης είναι περαστοί κοχλίες σε κάθε περίπτωση. Η διεύθυνση του main roll hoop είναι προς τα πίσω κλίση 46° .



Λύση 12 από μήτρα ταξινόμησης.

Η λύση αυτή ακολουθεί την λογική των πιθανών λύσεων 7,8,9,10 με την σύνδεση του κινητήρα απευθείας στο πλαίσιο. Η διαφορά είναι στην δομή του πλαισίου στο σημείο όπου καταλήγουν οι στηρίξεις του main roll hoop καθώς δημιουργείται ένα επιπλέον μέλος το οποίο τα ενώνει και βρίσκεται πάνω από το σημείο στήριξης β. Η γεωμετρία αυτή δημιουργεί περισσότερους ενδιάμεσους κόμβους για ορθή σύνδεση των μελών του πλαισίου βάση των παραπάνω προδιαγραφών. Ένα θετικό σημείο είναι ότι με αυτήν την γεωμετρία έχουμε τα σημεία όπου τοποθετείται ο κινητήρας πιο κοντά με τον πλησιέστερο κόμβο συνεπώς μείωση των καμπτικών τάσεων στα σημεία αυτά.



Λύση 13 από μήτρα ταξινόμησης.

Η λύση αυτή παράγεται από την προηγούμενη (λύση 12 από μήτρα ταξινόμησης) και ουσιαστικά έχουμε και την προσαρμογή ελασμάτων στήριξης στο σημείο γ και έτσι επιτυγχάνεται μια πλήρης στήριξη σε όλα τα πιθανά σημεία της μονάδας ισχύος. Το βάρος των ελασμάτων είναι χαμηλό και κατασκευαστικά απαιτείται η συγκόλληση τους στο πλαίσιο. Αντίστοιχα σε αυτήν την λύση θα μπορούσε να δημιουργηθεί και μια καινούργια η οποία αντί για ελάσματα να έχει όπως είδαμε στην λύση 6 αποσβεστήρες ταλαντώσεων. Εφόσον υφίστανται οι βασικές συνδέσεις στα σημεία β και α τότε στο σημείο γ θα ήταν πιθανή η ύπαρξη ενός τέτοιου ζεύγους εξαρτημάτων με σκοπό την μείωση των ταλαντώσεων κατά την λειτουργία του κινητήρα. Συνεπώς στην μήτρα ταξινόμησης προσθέτουμε και την εναλλακτική λύση αυτή με χαρακτηριστικό αριθμό **14**.

5.6 Πίνακας επιλογής.

Πίνακας 4.6.1 Πίνακας επιλογής ολικών λύσεων από Brainstorming.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΕΠΙΛΟΓΗΣ για τη γεωμετρία του πλαισίου του οχήματος.		Σελίδα 1						
Καταγραφή της παράλληλης λύσης (Lv)	Κρίση των παραλλαγών λύσεων (Lv) σύμφωνα με κριτήρια επιλογής:	ΑΠΟΦΑΣΗ						
	(+) ναι	Χαρακτηρισμός των παραλλαγών λύσεων (Lv):						
	(-) όχι	(+) λύση για εξέλιξη						
	(;) έλλειψη πληροφόρησης	(-) απόρριψη λύσης						
	(!) επανέλεγχος του πίνακα προδιαγραφών	(:) συγκέντρωση πληροφοριών (νέα κρίση λύσης)						
	Λύση συμβατή με τη θέση του προβλήματος	(!) έλεγχος του πίνακα προδιαγραφών για αλλαγές						
	Πληροί τους όρους του πίνακα προδιαγραφών						ΑΠΟΦΑΣΗ	
	Υπάρχουν κατ' αρχήν πιθανότητες πραγματοποίησης							
	Αναμένεται επιτρεπτό κόστος							
	Υπάρχει άμεση ασφάλεια στην κατασκευή							
Προτιμάται στην περιοχή των κατασκευών μας								
Lv	A	B	C	D	E	F	Παρατηρήσεις (υποδείξεις αιτιολογήσεις).	
1	+	+	+	+	+	+		+
2	+	+	+	+	+	+		+
3	+	+	-	-	-	+	Σε περίπτωση αστοχίας καταρρέει όλο το πίσω μέρος του οχήματος με το σύστημα ανάρτησης.	-
4	+	+	+	-	+	-	Πολλά εξαρτήματα προς κατασκευή και εφαρμογή υψηλών καμπτικών τάσεων στους σωλήνες.	-
5	+	+	-	-	+	-		-
6	-	+	-	-	-	-	Υψηλή αστάθεια στήριξης κινητήρα	-
7	+	+	+	+	+	+		+
8	+	+	+	+	-	+		-
9	+	+	+	+	-	+		-
10	+	+	+	+	-	+		-
11	+	+	+	-	+	+	Πολλά εξαρτήματα προς κατασκευή και εφαρμογή υψηλών καμπτικών τάσεων στους σωλήνες.	-
12	+	+	+	+	+	+		+
13	+	+	+	+	+	+		+
14	+	+	-	-	+	-	Μεγάλη αύξηση κόστους	-

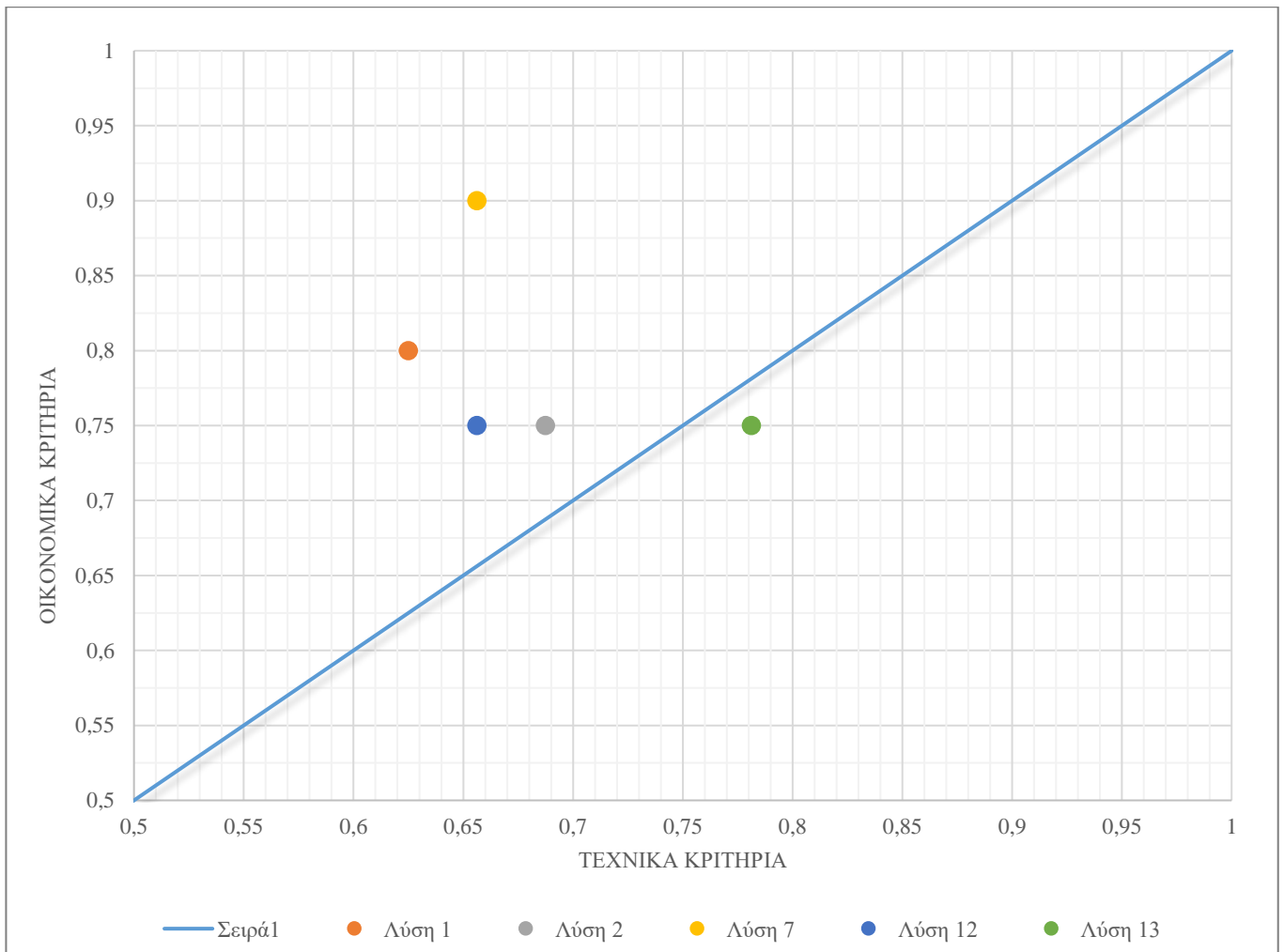
Στον παραπάνω πίνακα επιλογής αφού αξιολογήθηκαν όλες οι λύσεις με βάση τα συγκεκριμένα κριτήρια, καταλήξαμε σε 5 ολικές λύσεις οι οποίες αναδείχθηκαν καλύτερες κυρίως με βάση το κόστος, την ασφάλεια, την δυσκολία κατασκευής και την ρεαλιστική πιθανότητα πραγματοποίησής τους. Οι 5 ολικές λύσεις είναι η 1,2,7,12,13. Κύριο χαρακτηριστικό των λύσεων αυτών είναι η απευθείας σύνδεση στο πλαίσιο και η φορά των στηρίξεων του main roll hoop είναι προς τα πίσω σε όλες τις περιπτώσεις. Σε αντίθετη περίπτωση πρέπει να δημιουργηθεί υποπλαίσιο το οποίο να είναι ικανό να παραλάβει όλα τα φορτία από το σύστημα μετάδοσης και ανάρτησης και από αεροδυναμικά βοηθήματα εάν υπάρχουν. Η κατασκευή υποπλαισίου είναι πολύ πιο ακριβή και χρονοβόρα καθώς απαιτεί κατεργασίες και εργαλειομηχανές CNC έχοντας πλεονέκτημα στην ακρίβεια του συστήματος ανάρτησης για τα σταθερά σημεία των ψαλιδιών και των υπόλοιπων εξαρτημάτων. Στην συνέχεια ακολουθούν οι πίνακες τεχνικών και οικονομικών κριτηρίων για τις λύσεις που προέκυψαν από τον πίνακα επιλογής 4.6.1. Στην παρούσα διαδικασία πρέπει να τονίσουμε ότι δεν δημιουργείται ο πίνακας Zwicky για την διαμόρφωση ολικών λύσεων καθώς στην λειτουργία του πλαισίου δεν είναι πολλά τα συστήματα τα οποία επηρεάζουν την λειτουργία του και είναι συγκεκριμένη η επιλογή τους πχ το σύστημα της ανάρτησης ή το σύστημα πρόσδεσης του οδηγού είναι καθορισμένα από τις προδιαγραφές και έχουν κάποια διαφοροποίηση ως προς το είδος τους.

Πίνακας 4.6.2 Τεχνικά κριτήρια αξιολόγησης λύσεων

Βαθμολογία: κακό=1 μέτριο=2 καλό=3 πολύ καλό=4.		Λύσεις από πίνακα αξιολόγησης				
		Λύση 1	Λύση 2	Λύση 7	Λύση 12	Λύση 13
ΤΕΧΝΙΚΑ ΚΡΙΤΗΡΙΑ	Χρόνος κατασκευής	3	3	4	2	2
	Ευκολία κατασκευής	3	3	3	3	3
	Ευκολία αποσυναρμολόγησης	3	3	3	3	2
	Βάρος κατασκευής	3	3	2	2	2
	Μείωση ταλαντώσεων	2	2	2	2	4
	Ποιότητα στήριξης	2	2	2	2	4
	Στατική/Δυναμική καταπόνηση πλαισίου	2	2	3	3	4
	Ευκολία επέκτασης πλαισίου για προσαρμογή συστήματος ανάρτησης.	2	4	2	4	4
	Άθροισμα (S)	20	22	21	21	25
	Wt = S/32	0,63	0,69	0,66	0,66	0,78

Πίνακας 4.6.3 Οικονομικά κριτήρια αξιολόγησης λύσεων

Βαθμολογία: κακό=1 μέτριο=2 καλό=3 πολύ καλό=4.		Λύσεις από πίνακα αξιολόγησης				
		Λύση 1	Λύση 2	Λύση 7	Λύση 12	Λύση 13
ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΑ ΚΡΙΤΗΡΙΑ	Κόστος υλικών	3	2	4	2	3
	Κόστος κατεργασιών για την κατασκευή	3	3	3	3	3
	Κόστος αναλώσιμων για την κατασκευή	4	4	4	3	3
	Κόστος βαφής η επικάλυψης για αποφυγή διάβρωσης	3	3	3	3	3
	Κόστος κοχλιών σύνδεσης	3	3	4	4	3
	Άθροισμα (S)	16	15	18	15	15
	$Ww = S/20$	0,80	0,75	0,90	0,75	0,75



Σχήμα 4.4.6 Διάγραμμα S.

Όπως φαίνεται από το διάγραμμα S με βάση τα τεχνικά και οικονομικά κριτήρια τα οποία προαναφέρθηκαν, η λύση 13 είναι η επικρατέστερη έχοντας υψηλότερη βαθμολογία κυρίως στα τεχνικά κριτήρια υπερτερώντας στο γεγονός ότι έχει καλύτερη και πιο σταθερή στήριξη από τις υπόλοιπες χωρίς μεγάλη διαφορά στο κόστος και στο συνολικό βάρος. Οι υπόλοιπες λύσεις και κυρίως οι 1,2,7 έχοντας πιο απλή στήριξη σε 2 σημεία του κινητήρα πλεονεκτούν στην ευκολία της κατασκευής και στο συνολικό βάρος και κατά συνέπεια σε συνολικό κόστος κατασκευής αλλά οι ταλαντώσεις και η σταθερότητα και η δυναμική του πλαισίου πρέπει να είναι σίγουρη και να έχει όσο το δυνατόν λιγότερα φορτία κάθε είδους. Επίσης, συγκρίνοντας την λύση 13 με την 7 όπου έχουμε και στις δύο περιπτώσεις απευθείας σύνδεση του κινητήρα στο πλαίσιο, η απόσταση της σύνδεσης του κινητήρα με τον κοντινότερο κόμβο του πλαισίου, έχουν αρκετά μεγάλη απόσταση και αυτό σημαίνει ανάπτυξη καμπτικών τάσεων στα τμήματα τα οποία συνδέουν τον κινητήρα. Αντίθετα, στην λύση 13 έχουμε διαφορετική δομή γύρο από τον κινητήρα ως αποτέλεσμα τα σημεία στήριξης να έχουν πολύ μικρότερη απόσταση από τον κοντινότερο κόμβο.

6 ΣΤΑΔΙΟ ΣΧΕΔΙΟΜΕΛΕΤΗΣ.

6.1 Υπολογισμός διατομών πλαισίου.

Όσον αφορά τις διατομές για τον σχεδιασμό του πλαισίου, για να είναι έγκυρες βάση της παραπάνω προδιαγραφής, γίνεται υπολογιστικός έλεγχος του μεγέθους της διατομής και της ροπής αδρανείας. Παρακάτω ακολουθεί ο έλεγχος για το μέγεθος A (size A). Η διάσταση αυτή αφορά τα roll hoops (main roll hoop & front hoop) και η διατομή που εξετάζεται είναι κυκλική. Αναφέρεται ότι η πυκνότητα έχει οριστεί 7.8gr/cm^3 .

Πίνακας 5.1 Μέγεθος A

D_{out}	T_h	D_{in}	A	I	A_{min}	I_{min}	W
Εξωτερική διάμετρος (mm)	Πάχος σωλήνωσης (mm)	Εσωτερική διάμετρος σωλήνωσης (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm^2)	Ροπή αδρανείας (mm^4)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm^2)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm^4)	Βάρος/m (kg)
25	2	21	144,513	9628,2	173	11320	1,124

Όπως αναφέρεται στους κανονισμούς πρέπει η διατομή που θα επιλεγεί για το εκάστοτε μέγεθος (size A,B,C,D) να πληροί τα κατώτερα όρια της εξωτερικής διαμέτρου, του πάχους σωλήνωσης, του εμβαδού διατομής και της ροπής αδρανείας.

Εάν πραγματοποιηθεί έλεγχος με τις ελάχιστες διαστάσεις (25 X 2) έχουμε:

$$A = \frac{\pi * D_{out}^2}{4} - \frac{\pi * D_{in}^2}{4} \quad (1)$$

$$A = \frac{\pi * 25^2}{4} - \frac{\pi * 21^2}{4} = 144.513 \text{ mm}^2 < A_{min}$$

Για κυκλική διάτρητη διατομή η ροπή αδρανείας υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$I = \frac{\pi (D_{out}^4 - D_{in}^4)}{64} \quad (2)$$

$$I = \frac{\pi (25^4 - 21^4)}{64} = 9628.2 \text{ mm}^4 < I_{min}$$

Συνεπώς η επιλογή σωλήνωσης με τις ελάχιστες διαστάσεις σωλήνωσης δεν είναι εφικτή καθώς η διατομή και η ροπή αδρανείας είναι χαμηλότερα από τα κατώτερα όρια των προδιαγραφών. Στο εμπόριο η επόμενη διαθέσιμη διατομή είναι 1inch X 0.095 (25,4 X 2,413mm) όπου γίνεται και ο έλεγχος εγκυρότητας παρακάτω.

Πίνακας 5.2 Μέγεθος A Κυκλική διατομή 1 X 0,095 inch

<i>Dout</i>	<i>Th</i>	<i>Din</i>	<i>A</i>	<i>I</i>	<i>Amin</i>	<i>Imin</i>	<i>W</i>
Εξωτερική διάμετρος (mm)	Πάχος σωλήνωσης (mm)	Εσωτερική διάμετρος σωλήνωσης (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm ²)	Ροπή αδρανείας (mm ⁴)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm ²)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm ⁴)	Βάρος/m (kg)
25,4	2,413	20,574	174,257	11636,5	173	11320	1,356

Υπολογίζοντας με τον ίδιο τρόπο όπως στην σχέση (1) & (2):

$$A = \frac{\pi * 25.4^2}{4} - \frac{\pi * 20.574^2}{4} = 174.257 \text{ mm}^2 > A_{min}$$

$$I = \frac{\pi (25.4^4 - 20.574^4)}{64} = 11636.5 \text{ mm}^4 > I_{min}$$

Συνεπώς με την επιλογή της διατομής 1x0.095 inch τηρούνται όλα τα απαραίτητα κριτήρια όσον αφορά το μέγεθος A (size A). Αντίστοιχα υπολογίζονται και για τα υπόλοιπα μεγέθη οι έγκυρες διατομές. Στην συνέχεια ακολουθεί το μέγεθος B (size B) όπου:

Πίνακας 5.3 Μέγεθος B

<i>Dout</i>	<i>Th</i>	<i>Din</i>	<i>A</i>	<i>I</i>	<i>Amin</i>	<i>Imin</i>	<i>W</i>
Εξωτερική διάμετρος (min) (mm)	Πάχος σωλήνωσης (min) (mm)	Εσωτερική διάμετρος σωλήνωσης (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm ²)	Ροπή αδρανείας (mm ⁴)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm ²)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm ⁴)	Βάρος/m (kg)
25	1,2	22,6	89,724	6369,1	114	8509	0,698

$$A = \frac{\pi * 25^2}{4} - \frac{\pi * 22.6^2}{4} = 89.724 \text{ mm}^2 < A_{min}$$

$$I = \frac{\pi (25^4 - 22.6^4)}{64} = 6369.1 \text{ mm}^4 < I_{min}$$

Η διαθέσιμες διατομές που έχουμε από το εμπόριο είναι κυκλική (1 X 0,065 inch) και τετραγωνικής (1 X 1 X 0,049).

Πίνακας 5.4 Μέγεθος Β Κυκλική διατομή 1 X 0,065 inch

β	Th	Din	A	I	A_{min}	I_{min}	W
Εξωτερική διάμετρος (min) (mm)	Πάχος σωλήνωσης (min) (mm)	Εσωτερική διάμετρος σωλήνωσης (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm ²)	Ροπή αδρανείας (mm ⁴)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm ²)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm ⁴)	Βάρος/m (kg)
25,4	1,651	22,098	123,181	8726,4	114	8509	0,958

$$A = \frac{\pi * 25^2}{4} - \frac{\pi * 22.6^2}{4} = 114mm^2 > A_{min}$$

$$I = \frac{\pi (25^4 - 22.6^4)}{64} = 8726 mm^4 > I_{min}$$

Στην συνέχεια εξετάζεται και η τετραγωνική διατομή.

Πίνακας 5.5 Μέγεθος Β Τετραγωνική διατομή 1 X 1 X 0,049 inch

$S(mm)$	Th	Din	A	I	A_{min}	I_{min}	W
Πλευρά A,B (mm)	Πάχος διατομής (min) (mm)	Εσωτερική διάσταση πλευράς (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm ²)	Ροπή αδρανείας (mm ⁴)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm ²)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm ⁴)	Βάρος/m (kg)
25,4	1,245	22,9108	120,255	11725,5	114	8509	0,936

$$A = S_{out}^2 - S_{in}^2 \quad (3)$$

$$A = 25.4^2 - 22.91^2 = 120.255 mm^2 > A_{min}$$

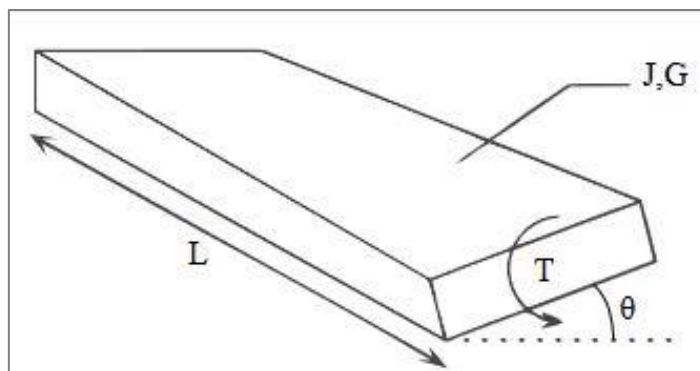
Για τετραγωνική διάτρητη διατομή η ροπή αδρανείας υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$I = \frac{S_{out}^4 - S_{in}^4}{12} \quad (4)$$

$$I = \frac{\pi (25.4^4 - 22.9108^4)}{12} = 11725 mm^4 > I_{min}$$

Συνεπώς και οι δύο διατομές είναι έγκυρες και μπορούν να χρησιμοποιηθούν για το μέγεθος Β. Μια παρατήρηση συγκρίνοντας τις δύο διατομές είναι ότι η τετραγωνική διατομή έχει 22gr χαμηλότερο βάρος ανά 1 μέτρο σωλήνα. Στην συνέχεια οι δύο αυτές διατομές συγκρίνονται

ως προς την στρεπτική ακαμψία για να διαπιστωθεί εάν υπάρχει κάποιο σημαντικό όφελος. Για να γίνει αυτό θα γίνει υπολογιστικός έλεγχος εφαρμόζοντας μια κοινή ροπή 100Nm και σε κάθε μια από τις δύο περιπτώσεις. Το μήκος 1m. Το μέτρο διάτμησης έχει οριστεί ως 79Μpa.



Σχήμα 5.1 Ράβδος υπό καταπόνηση στρέψης.

Πίνακας 5.6 Κυκλική διατομή 1 X 0,065 inch

D_{out}	T_h	D_{in}	L	T	G	J	GL	θ
Εξωτερική διάμετρος (mm)	Πάχος σωλήνωσης (mm)	Εσωτερική διάμετρος (mm)	Μήκος (m)	Ροπή στρέψης (Nm)	Μέτρο διάτμησης (Pa)	Πολική ροπή αδρανείας (m^4)	Στρεπτική ακαμψία (Nm/deg)	Γωνία στρέψης (deg)
25,4	1,651	22,098	1	100	7,93E+10	1,75E-08	24,2	4,14

Πολική ροπή αδρανείας για κυκλική διάτρητη διατομή:

$$J = \frac{\pi (D_{out}^4 - D_{in}^4)}{32} \quad (5)$$

$$J = \frac{\pi (25,4^4 - 22,098^4)}{32} = 17500 \text{ mm}^4$$

Γωνία στρέψης:

$$\theta = \frac{T * L}{GJ} \quad (6)$$

$$\theta = \frac{100}{(7,93E + 10) * (1,75E - 08)}$$

$$\theta = 4.14 \text{ deg}$$

Στρεπτική ακαμψία:

$$GJ = \frac{T * L}{\theta} \quad (7)$$

$$GJ = \frac{100}{4,14} = 24,2 \text{ Nm/deg}$$

Στην συνέχεια υπολογίζονται τα παραπάνω μεγέθη και για την περίπτωση της τετραγωνικής διατομής.

Πίνακας 5.7 Τετραγωνική διατομή 1 X 1 X 0,049 inch.

<i>Sout</i>	<i>Th</i>	<i>Sin</i>	<i>L</i>	<i>T</i>	<i>G</i>	<i>J</i>	<i>GL</i>	<i>θ</i>
Εξωτερική διάμετρος (mm)	Πάχος σωλήνωσης (mm)	Εσωτερική διάμετρος (mm)	Μήκος (m)	Ροπή στρέψης (Nm)	Μέτρο διάτμησης (Pa)	Πολική ροπή αδρανείας (m ⁴)	Στρεπτική ακαμψία (Nm/deg)	Γωνία στρέψης (deg)
25,4	1,245	22,911	1	100	7,93E+10	2,345E-08	32,5	3,081

Πολική ροπή αδρανείας για κυκλική διάτρητη διατομή:

$$J = \frac{S_{out}^4}{6} - \frac{S_{in}^4}{6} \quad (8)$$

$$J = \frac{S_{out}^4}{6} - \frac{S_{in}^4}{6} = 23450 \text{ mm}^4$$

Γωνία στρέψης από σχέση (6) :

$$\theta = 3,081 \text{ de}$$

Στρεπτική ακαμψία:

$$GJ = 32.5 \text{ Nm/deg}$$

Από αυτόν τον έλεγχο διαπιστώνουμε ότι η τετραγωνική διατομή σε σύγκριση με την κυκλική έχει μεγαλύτερη στρεπτική ακαμψία όπως φαίνεται και από την γωνία θ σε συνθήκες ίδιας φόρτισης. Η κυκλική διατομή παρουσιάζει γωνία στρέψης $4,14^\circ$ σε αντίθεση με την αντίστοιχη διαθέσιμη τετραγωνική στις 3,081. Προφανώς το μέτρο της στρεπτικής ακαμψίας είναι μεγαλύτερο της τετραγωνικής διατομής έχοντας 34% μεγαλύτερη τιμή για ίδια φόρτιση, υλικό

και μήκος. Το συμπέρασμα είναι ότι στις περιοχές όπου είναι κατασκευαστικά εφικτή η χρησιμοποίηση της τετραγωνικής διατομής για το μέγεθος B πρέπει να προτιμηθεί έναντι της κυκλικής με όφελος βάρους και στρεπτικής ακαμψίας. Στην συνέχεια ακολουθεί το μέγεθος C (size C).

Πίνακας 5.8 Μέγεθος C.

<i>Dout</i>	<i>Th</i>	<i>Din</i>	<i>A</i>	<i>I</i>	<i>Amin</i>	<i>Imin</i>	<i>W</i>
Εξωτερική διάμετρος (min) (mm)	Πάχος σωλήνωσης (min) (mm)	Εσωτερική διάμετρος σωλήνωσης (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm ²)	Ροπή αδρανείας (mm ⁴)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm ²)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm ⁴)	Βάρος/m (kg)
25	1,2	22,6	89,724	6369,1	91	6695	0,698

Παρατηρείται ότι το μέγεθος C έχει τις ίδιες ελάχιστες διαστάσεις διατομής αλλά χαμηλότερα όρια του εμβαδού διατομής και της ροπής αδρανείας. Οι διαθέσιμες διατομές προς εξέταση είναι η 1 X 0,049 inch κυκλική και η τετραγωνική διατομή η οποία χρησιμοποιήθηκε και στο size B.

Πίνακας 5.9 Μέγεθος C Κυκλική διατομή 1 X 0,049 inch.

<i>Dout</i>	<i>Th</i>	<i>Din</i>	<i>A</i>	<i>I</i>	<i>Amin</i>	<i>Imin</i>	<i>W</i>
Εξωτερική διάμετρος (min) (mm)	Πάχος σωλήνωσης (min) (mm)	Εσωτερική διάμετρος σωλήνωσης (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm ²)	Ροπή αδρανείας (mm ⁴)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm ²)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm ⁴)	Βάρος/m (kg)
25,4	1,245	22,9108	94,448	6906,9	91	6695	0,735

$$A = 94,49 \text{ mm}^2 > A_{min}$$

$$I = 6906.9 \text{ mm}^4 > I_{min}$$

Πίνακας 5.10 Μέγεθος C Τετραγωνική διατομή 1 X 1 X 0,049 inch.

<i>Dout</i>	<i>Th</i>	<i>Din</i>	<i>A</i>	<i>I</i>	<i>Amin</i>	<i>Imin</i>	<i>W</i>
Εξωτερική πλευρά (min) (mm)	Πάχος σωλήνωσης (min) (mm)	Εσωτερική πλευρά σωλήνωσης (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm ²)	Ροπή αδρανείας (mm ⁴)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm ²)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm ⁴)	Βάρος/m (kg)
25,4	1,200	23,000	116,16	11365,9	91,0	6695	0,904

$$A = 120.26 \text{ mm}^2 > A_{min}$$

$$I = 11725.5 \text{ mm}^4 > I_{min}$$

Συνεπώς παρατηρούμε ότι και οι δύο διαθέσιμες διατομές είναι έγκυρες για το μέγεθος C. Σημαντική διαφορά παρατηρείται βάρος της κυκλικής καθώς είναι ανά ένα μέτρο ελαφρύτερη 200gr. Αυτό σημαίνει ότι σε 5m κυκλικής έχουμε κέρδος 1kg έναντι της τετραγωνικής. Η τετραγωνική θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί μόνο σε περίπτωση που χρειαζόμαστε μεγάλη ακαμψία καθώς παρουσιάζει 41% μεγαλύτερη ακαμψία από την 1 X 0,049 κυκλική. Τέλος ακολουθεί και το μέγεθος (size D) όπου χρησιμοποιείται για μέλη με κάμψη εάν υπάρχουν.

Πίνακας 5.11 Μέγεθος D.

Εξωτερική διάμετρος (min) (mm)	Πάχος σωλήνωσης (min) (mm)	Εσωτερική διάμετρος σωλήνωσης (mm)	Εμβαδόν διατομής (mm ²)	Ροπή αδρανείας (mm ⁴)	Κατώτερο όριο εμβαδόν διατομής (mm ²)	Κατώτερο όριο ροπής αδρανείας (mm ⁴)	Βάρος/m (kg)
35	1,2	32,6	127,423	18219,6	126	18015	0,991

Στην περίπτωση αυτή παρατηρούμε ότι τα ελάχιστα όρια που δίνει η προδιαγραφή δίνουν έγκυρα αποτελέσματα και συνεπώς δεν χρειάζεται να εξετασθεί κάποια άλλη διατομή. Επίσης, η συνήθης εφαρμογή για το συγκεκριμένο μέγεθος είναι στην καμπίνα του οδηγού όπου χρησιμοποιείται το μέγεθος B το οποίο παρουσιάζει ελαφρά χαμηλότερο βάρος (33gr/m).

6.2 Υπολογισμός θεωρητικής ακαμψίας πλαισίου.

Για τον καθορισμό της τελικής ακαμψίας του πλαισίου, πρέπει να ληφθούν υπ' όψη βασικές παράμετροι του οχήματος. Επειδή το όχημα δεν έχει υλοποιηθεί ορισμένες παράμετροι είναι κατά προσέγγιση και προκύπτουν από τα αποτελέσματα του προγράμματος σχεδίασης πχ (συνολική μάζα οχήματος, κατανομή βάρους, ύψος κέντρου βάρους). Η προσέγγιση της συνολικής μάζας του οχήματος έχει ακρίβεια +10% και η τιμή είναι προσαυξημένη για να έχουμε τα αποτελέσματα των υπολογισμών εντός αυτού του εύρους. Αντίστοιχα η ακρίβεια της κατανομής μάζας είναι +/- 7% και του ύψους κέντρου βάρους +/-5%.

Πίνακας 5.12 Γενικές παράμετροι.

Wt	X	Nsmf	NsmR	g	Hcg	Hrc
Συνολική μάζα οχήματος (kg)	Κατανομή βάρους (% οπίσθιο άξονα)	Μη αναρτώμενη μάζα εμπρόσθιου άξονα (Kg)	Μη αναρτώμενη μάζα οπίσθιου άξονα (Kg)	(m ² /sec)	Ύψος κέντρου βάρους Hcg (m)	Ύψος roll Centre από έδαφος σε κέντρο βάρους (m)
310	0,6	28	30	9,81	0,32	0,088

Πίνακας 5.13 Υπολογιζόμενα μεγέθη.

Wr	Wf	SmF	SmR	SmT	SmH	Smx	Hrm	φ
Μάζα οπίσθιου άξονα (Kg)	Μάζα εμπρόσθιου άξονα (Kg)	Αναρτώμενη εμπρόσθιου άξονα (kg)	Αναρτώμενη οπίσθιου άξονα (kg)	Συνολική αναρτώμενη μάζα (Kg)	Ύψος CG αναρτώμενης μάζας (m)	Κατανομή αναρτώμενης μάζας (% εμπρός)	Διαφορά ύψους κέντρου βάρους από roll axis	φ
186	124	96	156	252	0,334	0,381	0,232	705,5

Ακολουθούν αναλυτικά οι υπολογισμοί παρακάτω:

$$W_r = W_t * X \quad (10)$$

$$W_r = 310 * 0.6 = 186 \text{ kg}$$

$$W_f = W_t - W_r \quad (11)$$

$$W_f = 310 - 186 = 124 \text{ kg}$$

$$Sm_f = W_f - Nsm_f \quad (12)$$

$$Sm_f = 124 - 28 = 96 \text{ kg}$$

$$Sm_R = W_r - Nsm_R \quad (13)$$

$$Sm_f = 186 - 30 = 156 \text{ kg}$$

$$Sm_T = Sm_f + Sm_R \quad (14)$$

$$Sm_f = 186 + 96 = 252 \text{ kg}$$

Σε αυτό το σημείο για τον υπολογισμό του ύψους κέντρου βάρους της αναρτώμενης μάζας πρέπει να λάβουμε υπ' όψη ότι το κέντρο βάρους της μη αναρτώμενης μάζας βρίσκεται 0,24m από το έδαφος.

$$Sm_H = \frac{(Nsm_f * 0,24m) - (Nsm_R * 0,24m) + (W_t * H_{cg})}{Sm_T} \quad (15)$$

$$Sm_H = \frac{(28 * 0,24m) - (30 * 0,24m) + (310 * 0.32)}{252} = 0.338m$$

$$Sm_X = \frac{Sm_F}{(Sm_F + Sm_R)} \quad (16)$$

$$Sm_X = \frac{96}{(96 + 156)} = 38\%$$

$$Hrm = Hcg - Hrc \quad (17)$$

$$Hrm = 0.32 - 0.088 = 0.232m$$

Ο παράγοντας φ είναι ο αριθμητής της εξίσωσης $Roll\ gradinet = \frac{\varphi}{A_y}$ (deg/g) που εκφράζει πόσες μοίρες περιστροφής παράγονται ανά το μέγεθος της πλευρικής επιτάχυνσης.

$$\varphi = W_t * g * H_{cg} \quad (18)$$

$$\varphi = 310 * 9.81 * 0.32 = 705.5 Nm$$

Για την συνέχεια των υπολογισμών θα χρειαστούμε την παράμετρο της συχνότητας οδήγησης (Ride frequency). Η συχνότητα οδήγησης, που προέρχεται κατευθείαν από τη φυσική συχνότητα (natural frequency), η οποία είναι η συχνότητα της ανάρτησης του οχήματος. Αυτό είναι το πόσο γρήγορα η ανάρτηση μετατοπίζεται επάνω και στη συνέχεια πίσω προς και κάτω στο ίδιο σημείο όταν προκαλείτε από ένα χτύπημα (ανασήκωμα, λακκούβα). Εάν τα αυτοκίνητα δεν είχαν αποσβεστήρες ταλαντώσεων, τα ελατήρια θα συνέχιζαν αναπηδούν προς τα πάνω και προς τα κάτω με έναν συγκεκριμένο ρυθμό για μεγάλο χρονικό διάστημα. Με την εξέταση της συχνότητας ανάρτησης, είμαστε σε θέση να προβλέψουμε με σχετική ακρίβεια τα χαρακτηριστικά χειρισμού της ανάρτησης και πώς θα «αντιδράσει» στις εισόδους του οδηγού, την ανατροφοδότηση της οδικής επιφάνειας καθώς και τη φόρτιση της πέδης. Αυτό πραγματοποιείται επιλέγοντας την κατάλληλη ακαμψία ελατηρίου για τις επιθυμητές

συχνότητες οδήγησης, μπροστά και πίσω αντίστοιχα. Μία συχνότητα οδήγησης είναι η αβίαστη φυσική συχνότητα του σώματος στην οδήγηση. Όσο υψηλότερη είναι η συχνότητα, τόσο πιο δύσκολα ολοκληρώνεται η διαδρομή της ανάρτησης καθ' ότι έχει υψηλότερη ακαμψία το σύστημα. Έτσι, αυτή η παράμετρος μπορεί να θεωρηθεί ως ακαμψία οδήγησης. Παρακάτω ακολουθούν ενδεικτικές τιμές συχνότητας οδήγησης αναλόγως τον τύπο του οχήματος. Οι τιμές αυτές είναι κατά μέσο όρο και παρουσιάζουν ένα γενικό εύρος για τον εκάστοτε τύπο οχήματος. Οι χαμηλότερες συχνότητες παράγουν μια πιο ήπια ανάρτηση με περισσότερη μηχανική πρόσφυση, ωστόσο η απόκριση θα είναι πιο αργή (οι οδηγοί αναφέρουν ως "έλλειψη απόκρισης"). Οι υψηλότερες συχνότητες δημιουργούν μικρότερη διαδρομή της ανάρτησης, επιτρέποντας χαμηλότερα ύψη οδήγησης και κατά συνέπεια μειώνοντας το κέντρο βάρους.

Πίνακας 5.14 Συχνότητα οδήγησης.

Ride frequency Hz	Τύπος οχήματος
0,5-1,5	Επιβατικά οχήματα
1,5-2	Αγωνιστικά οχήματα Rally
1,5-2,5	Αγωνιστικά οχήματα χωρίς αεροδυναμική υποβοήθηση για την παραγωγή κάθετης δύναμης (μέτριας κάθετης δύναμης).
2,5-3,5	Αγωνιστικά οχήματα μέτριας κάθετης δύναμης χρησιμοποιώντας το 50% του συνολικού βάρους σε κάθετη δύναμη.
3,5-5	Αγωνιστικά οχήματα υψηλής κάθετης δύναμης χρησιμοποιώντας πάνω από το 50% του συνολικού βάρους για την παραγωγή κάθετης δύναμης.

Οι συχνότητες της ανάρτησης του εμπρόσθιου τμήματος σε σχέση με το οπίσθιο δε είναι γενικά οι ίδιες, και υπάρχουν αρκετές θεωρίες για την παροχή μιας κοινής γραμμής για τον προσδιορισμό αυτών. Για τα επιβατικά οχήματα η συχνότητα του εμπρόσθιου τμήματος είναι 10-20 χαμηλότερη από το οπίσθιο τμήμα. Η πληθώρα των αγωνιστικών οχημάτων έχει την συχνότητα του εμπρόσθιου τμήματος μεγαλύτερη σε σχέση με πίσω. Μία υψηλότερη συχνότητα στο εμπρόσθιο τμήμα ενός αγωνιστικού οχήματος επιτρέπει ταχύτερη απόκριση κατά την είσοδο σε στροφή, μικρότερη μεταβολή ύψους στο μπροστινό μέρος και επιτρέπει καλύτερη πρόσφυση στο οπίσθιο τμήμα κατά την έξοδο της στροφής στην περίπτωση των οπισθικίνητων οχημάτων. Η αναλογία της συχνότητας οδήγησης θα πρέπει να επιλέγεται με βάση τον τύπο του αγωνιστικού οχήματος που αγωνίζεται, την επιφάνεια της πίστας, την

ταχύτητα οδήγησης. Στην περίπτωση του δικού μας οχήματος εκτιμάται η συχνότητα οδήγησης 3Hz για το εμπρόσθιο τμήμα και για το οπίσθιο 2,6Hz (13.3% χαμηλότερη τιμή από εμπρός). Στην συνέχεια ακολουθεί ο αναλυτικός υπολογισμός για τον καθορισμό των spring rates.

Πίνακας 5.15 Γενικές παράμετροι για τον υπολογισμό spring rate (Ks).

FRf	RRf	KtF	KtR	WtF	WtR	MrF	MrR
Εμπρόσθια συχνότητα οδήγησης (Hz)	Οπίσθια συχνότητα οδήγησης (Hz)	Kt Tyre spring rate Nm ⁻¹	Kt Tyre spring rate Nm ⁻¹	Μετατρόχιο εμπρός Front (m)	Μετατρόχιο εμπρός Rear (m)	Motion ratio front	Motion ratio rear
3	2,6	180000	180000	1,2	1,2	1.5	1.5

Πίνακας 5.16 Αποτελέσματα υπολογισμών.

KSf	KSR	KRf	KRR	Kφs-F	Kφs-R	Kφs-T	Φ	Φc
Front spring rate N/mm	Rear spring rate N/mm	Front wheel rate N/m	Rear wheel rate N/m	Front roll rate Nm/deg roll	Rear roll rate Nm/deg roll	Suspension Roll total rate Nm/deg roll	Desire Roll gradient deg/g	Custom roll gradient deg/g
38,38	50,52	17054,7	22448,2	214,3	282,1	496,4	1,42	0,8

$$K_s = 4\pi^2 FR_f^2 \left(\frac{Sm_F}{2}\right) MR^2 \quad (19)$$

$$K_s = 4\pi^2 3^2 \left(\frac{96}{2}\right) 1.5^2$$

$$K_{sF} = 38373.02 \text{ N/m} = \mathbf{38.37N/mm}$$

Αντίστοιχα για πίσω:

$$K_{sR} = 46836.5 \text{ N/m} = \mathbf{46.83N/mm}$$

Στην συνέχεια υπολογίζουμε την τιμή του Wheel rate (KWR) που εκφράζει την ακαμψία του ελατηρίου (spring rate Ks) μετρούμενη στον τροχό.

$$KWR_f = \frac{K_{sf}}{MR^2} \quad (20)$$

$$KWR_f = \frac{3837302}{1.5^2} = 17054.7 \text{ N/m}$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζουμε και για το οπίσθιο μέρος:

$$KWR_R = 22448.2 \text{ N/m}$$

Συνολική ακαμψία εμπρόσθιας ανάρτησης:

$$K\Phi_{S_F} = \frac{\pi (Wt f^2) KWR_f^2}{180 (2 KWR_f)} \quad (21)$$

$$K\Phi_{S_F} = \frac{\pi (1.2^2) 17054.7^2}{180 (2 \cdot 17054.7)} = 214.3 \text{ Nm/deg roll}$$

Αντίστοιχα και για το οπίσθιο τμήμα:

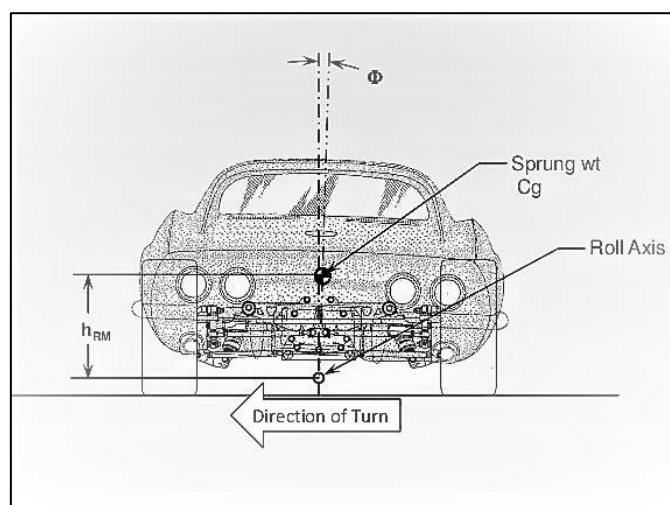
$$K\Phi_{S_R} = 282.1 \text{ Nm/deg roll}$$

Συνεπώς η συνολική ακαμψία είναι το άθροισμα του εμπρόσθιου και οπίσθιου μέρους:

$$Ay = K\Phi_{S_T} = K\Phi_{S_F} + K\Phi_{S_R}$$

$$Ay = K\Phi_{S_T} = 282.1 + 214.3 = 496.4 \text{ Nm/deg roll}$$

Επομένως έχοντας υπολογίσει τους παράγοντες ϕ και Ay παραπάνω υπολογίζουμε την παράμετρο Roll gradient. Η παράμετρος αυτή επηρεάζει κατά μεγάλο ποσοστό την τελική ακαμψία του πλαισίου, των αντιστρεπτικών ράβδων και της ανάρτησης. Όπως παρατηρείται παραπάνω είναι και αντίστροφος ανάλογη των spring rate καθώς όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή της ακαμψίας του ελατηρίου τόσο μικραίνει τιμή του roll gradient και αυτό γιατί έχουμε λιγότερες μοίρες ανά πλευρική επιτάχυνση και πιο "άκαμπτη" συμπεριφορά κατά την οδήγηση. Αυτό φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα όπου εμφανίζεται η γωνία Φ κατά μια συγκεκριμένη πλευρική επιτάχυνση.



Σχήμα 5.2 Γωνία Φ κατά την διάρκεια στροφής του οχήματος.

Στην συνέχεια ακολουθεί ο πίνακας 3.5 όπου παρουσιάζονται ενδεικτικές τιμές roll gradient για κάποιους κατηγοριοποιημένους τύπους οχημάτων. Είναι προφανές πως σε οχήματα τα οποία μας ενδιαφέρει η ασφάλεια και η άνεση έχουμε υψηλότερες τιμές Roll gradient αντίθετα με οχήματα υψηλών επιδόσεων και για αγωνιστική χρήση που η άνεση δεν είναι κύριος παράγοντας αλλά η καλή απόκριση στις κατά την διάρκεια και κατά την εναλλαγή στροφών.

Πίνακας 5.17 Roll gradient

Roll gradient (κατά μέσο όρο) deg/g	Τύπος οχήματος
8,5	Οικογενειακά οικονομικά οχήματα πριν το 1975
7,5	Κανονικά οικογενειακά οχήματα
5	Σπορ οικογενειακά sedan οχήματα
3-4	Οχήματα υψηλών επιδόσεων
1-1,8	Αγωνιστικά οχήματα χαμηλής κάθετης δύναμης.
0,2-0,7	Αγωνιστικά οχήματα υψηλής κάθετης δύναμης.

Στην περίπτωση μας το roll gradient υπολογίζεται:

$$\Phi = \frac{\varphi}{A_y} \quad (22)$$

$$\Phi = \frac{705.5}{496.4} = 1.42 \text{ deg/g}$$

Όπως παρατηρείται, η τιμή που προκύπτει είναι κοντά στο εύρος για οχήματα υψηλών επιδόσεων χαμηλής κάθετης δύναμης κάτι το οποίο μπορεί να προσεγγίσει την περίπτωση του δικού μας οχήματος. Για τον λόγο ότι η ακαμψία του πλαισίου μας πρέπει θεωρητικά να είναι μεγαλύτερη από ένα συγκεκριμένο όριο για να συνεργαστεί ομαλά με τον σύστημα της ανάρτησης, δεν πρέπει σε καμία περίπτωση να είναι χαμηλότερη από αυτήν. Συνεπώς για την συνέχει των υπολογισμών βάση βιβλιογραφίας και εμπειρίας από οδηγούς παρόμοιων οχημάτων η τιμή αυτή κυμαίνεται από 0,5 έως 1. Για την συνέχεια των υπολογισμών εκτιμούμε την τιμή του roll gradient **0.8**.

Στην συνέχεια, οι μεταβλητές οι οποίες αναφέρθηκαν παραπάνω υπολογίζονται ξανά αυτή τη φορά λαμβάνοντας υπ' όψη και την παράμετρο της ακαμψίας των ελαστικών με σκοπό την κατανόηση της επίδρασης της παραμέτρου αυτής.

Πίνακας 5.18 Ακαμψίες ελαστικών

KtF	KtR
Kt Tyre spring rate Nm ⁻¹	Kt Tyre spring rate Nm ⁻¹
180000	180000

Η εξίσωση (19) που προαναφέρθηκε διαμορφώνεται για το εμπρόσθιο τμήμα:

$$K_{SF} = \frac{4\pi^2 FR_f^2 \left(\frac{Sm_F}{2}\right) KtF}{MR^2 \left[KtF - 4 \left(\frac{Sm_F}{2}\right) \pi^2 FR_f^2 \right]} \quad (23)$$

$$K_{SF} = \frac{4\pi^2 3^2 \left(\frac{96}{2}\right) 180000}{0.67^2 \left[180000 - 4 \left(\frac{96}{2}\right) \pi^2 3^2 \right]} = \mathbf{42.5 \text{ N/mm}}$$

Αντίστοιχα για το οπίσθιο τμήμα:

$$K_{SR} = \mathbf{57.7 \text{ N/mm}}$$

Οι υπόλοιποι υπολογισμοί γίνονται χωρίς καμία άλλη διαμόρφωση και τα αποτελέσματα εμφανίζονται στον πίνακα 3.7.

Πίνακας 5.19 Αποτελέσματα υπολογισμών λαμβάνοντας υπ' όψη την παράμετρο των ελαστικών.

KsF	KsR	KRf	KRR	K ϕ s-F	K ϕ s-R	K ϕ s-T	Φ	Φ_c
Front spring rate N/mm	Rear spring rate N/mm	Front wheel rate N/m K_{RF}	Rear wheel rate N/m K_{RR}	Front roll rate N/m/deg roll	Rear roll rate N/m/deg roll	Suspension Roll total rate N/m/deg roll	Desire Roll gradient deg/g	Custom roll gradient deg/g
42,4	57,7	18839,7	25646,7	236,7	322,3	559,0	1,3	0,8

Αυτό που παρατηρούμε και η αύξηση της ακαμψίας των ελατηρίων (KsF & KsR) κατά 9,5% ελατήριο και 12,5% για το οπίσθιο και τελικά η αύξηση και των υπόλοιπων παραμέτρων ως προς μια πιο στιβαρή και "σκληρή" συμπεριφορά αφού αυξάνεται και η συνολική ακαμψία της ανάρτησης και χαμηλώνει η τιμή roll gradient.

Στην συνέχεια υπολογίζεται η θεωρητική ακαμψία του πλαισίου (K_{des}) χωρίς τις αντιστρεπτικές ράβδους:

$$K_{des} = \frac{W_t * g * H_{rm}}{\phi} \quad (24)$$

$$K_{des} = \frac{310 * 9,81 * 0,232}{0,8} = \mathbf{881.9 Nm/ degroll}$$

Η τελική ακαμψία του πλαισίου θα είναι το άθροισμα της θεωρητικής (K_{des}) με την συνολική ακαμψία των αντιστρεπτικών ράβδων ($K_{\phi A}$). Η ακαμψία των αντιστρεπτικών ράβδων υπολογίζεται όπως και προηγουμένως χρησιμοποιώντας την τιμή της ακαμψίας των ελαστικών αλλά και χωρίς αυτήν. Εάν δεν συμπεριλάβουμε την παράμετρο τότε:

$$K_{\phi A} = K_{des} - K_{\phi s-T} \quad (25)$$

$$K_{\phi A} = 881.9 - 559.0 = 322.9 Nm/ degroll$$

Χρησιμοποιώντας την ακαμψία των ελαστικών η εξίσωση διαμορφώνεται ως εξής:

$$K_{\phi A} = \frac{\pi}{180} \left\{ \frac{K_{des} * \frac{KtF + KtR}{2} * \left[\frac{(WtF + WtR^2)}{2} \right]}{\frac{KtF + KtR}{2} * \left[\frac{(WtF + WtR^2)}{2} \right] * \left[\frac{\pi}{180} \right] - K_{des}} \right\} - \frac{\pi * \frac{K_{RF} + K_{RR}}{2} * \left[\frac{(WtF + WtR^2)}{2} \right]}{180} \quad (26)$$

$$K_{\phi A} = \frac{\pi}{180} \left\{ \frac{881.9 * 180000 * \left[\frac{(1.2^2)}{2} \right]}{180000 * \left[\frac{(1.2^2)}{2} \right] * \left[\frac{\pi}{180} \right] - 881.9} \right\} - \frac{\pi * \frac{18839.7 + 25646.7}{2} * \left[\frac{(1.2^2)}{2} \right]}{180}$$

$$K_{\phi A} = \mathbf{1166.0 Nm/degroll}$$

Συνεπώς, παρατηρούμε ότι έχει πολύ μεγάλη διαφορά η εξίσωση (26) από την (25) καθώς η (26) εμφανίζει μεγαλύτερη τιμή κατά 72%. Η διαφορά αυτή η οποία είναι πολύ μεγάλη οφείλεται όπως προαναφέρθηκε στα ελαστικά αυξάνοντας έτσι την ακαμψία η οποία χρειάζεται να έχουν οι αντιστρεπτικές. Η τιμή αυτή αφορά την συνολική ακαμψία και για το εμπρόσθιο τμήμα και για το οπίσθιο τμήμα και ο τρόπος καταμέρισης της γίνεται με θεώρηση ενός "μαγικού" αριθμού (N_{mag}) ο οποίος στην πραγματικότητα δεν είναι τίποτα άλλο από ένα ποσοστό κατανομής. Ο αριθμός αυτός προκύπτει από πραγματικές δοκιμές του οχήματος αλλάζοντας εν τέλει τις αντιστρεπτικές ράβδους. Στην προκειμένη περίπτωση από την βιβλιογραφία αναφέρεται ότι έχουμε 5% μεγαλύτερο N_{mag} από την στατική κατανομή στο εμπρόσθιο τμήμα. Συνεπώς καταλήγουμε σε $N_{mag} = 45\%$.

Πίνακας 5.20 Δεδομένα για τον καταμερισμό της ακαμψίας των αντιστρεπτικών ράβδων

N_{mag}	$MrFA^2$	$MrRA^2$	A_{RMLF}	A_{RMLR}	BRF	BRR
Magic number front	Front Antirollbar motion ratio	Rear Antirollbar motion ratio	Μήκος βραχίονα (front) (mm)	Μήκος βραχίονα (Rear) (mm)	Μήκος αντιστρεπτικής εμπρός (mm)	Μήκος αντιστρεπτικής πίσω (mm)
45	1	1	95	95	350	250

$$K_{\phi FA} = K_{\phi A} * N_{mag} * MR_{FA}^2 / 100 \quad (27)$$

$$K_{\phi FA} = 1166 * 45 * 1^2 / 100 = 524.7 Nm/deg$$

$$K_{\phi RA} = K_{\phi A} * (100 - N_{mag}) * MR_{RA}^2 / 100 \quad (28)$$

$$K_{\phi RA} = 1166 * (100 - 45) * 1 / 100 = 641,3 Nm/deg$$

Στην συνέχεια υπολογίζεται η τελική στρεπτική ακαμψία που πρέπει να έχουν οι αντιστρεπτικές ράβδοι για τον καθορισμό των τελικών διαστάσεών τους.

$$GL_F = \frac{[K_{\phi FAF} * (A_{RMLF})^2 * Mr_{FA}^2]}{Wt_F} \quad (29)$$

$$GL_F = \frac{\left[524.7 * \left(\frac{95}{1000} \right)^2 * 1^2 \right]}{1.2} = 3.9 \text{ Nm/deg twist}$$

Αντίστοιχα για πίσω:

$$GL_F = 4.8 \text{ Nm/deg twist}$$

Πίνακας 5.21 Αποτελέσματα υπολογισμών αντιστρεπτικών ράβδων.

$K_{\phi FAF}$	$K_{\phi FAR}$	GL_F	GL_R
Κατανομή εμπρός (Nm/deg)	Κατανομή πίσω (Nm/deg)	Στρεπτική ακαμψία εμπρός (Nm/deg twist)	Στρεπτική ακαμψία πίσω (Nm/deg twist)
524,70	641,3	3,9	4,8

Για τον υπολογισμό των τελικών διαστάσεων των αντιστρεπτικών ράβδων θεωρούμε το υλικό κατασκευής κοινό ανθρακούχο χάλυβα με μέτρο διάτμησης 79,3 Mpa και η διαδικασία καθορισμού γίνεται με τη μέθοδο δοκιμής/σφάλματος. Για να γίνει αυτό κάνουμε μια θεώρηση φόρτισης της αντιστρεπτικής με μια ροπή 10Nm για την εύρεση της γωνίας στρέψης θ υπό αυτήν τη φόρτιση. Το μέτρο της ροπής δεν μας ενδιαφέρει καθώς το τελικό μέτρο στρεπτικής ακαμψίας είναι σταθερή τιμή και δεν επηρεάζεται. Αντίθετα, είναι προφανές ότι η γωνία στρέψης της ράβδου καθώς αυξάνεται η ροπή έχει και μεγαλύτερη τιμή.

$$\theta = \frac{T * L}{G * J_p} \quad (32)$$

$$GL = \frac{T * L}{\theta} \quad (33)$$

Όπου: G: Μέτρο διάτμησης χάλυβα (Mpa)

J_p : Πολική ροπή αδρανείας (m^4).

Dout: Εξωτερική διάμετρος ράβδου= 15mm= 0.015m

Dout: Εξωτερική διάμετρος ράβδου= 12.2mm= 0.0122m

GL: Στρεπτική ακαμψία ράβδου.

$$\theta = \frac{10 * 0.350}{79.3 * 10^9 * \frac{0.015^4 - 0.0122^4}{32}} = 0.905 \text{ deg}$$

$$GL = \frac{10 * 0,350}{0,905} = 3,9 \text{ Nm/ deg twist} = GL_F$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζουμε και τις διαστάσεις και για πίσω:

Dout=15mm

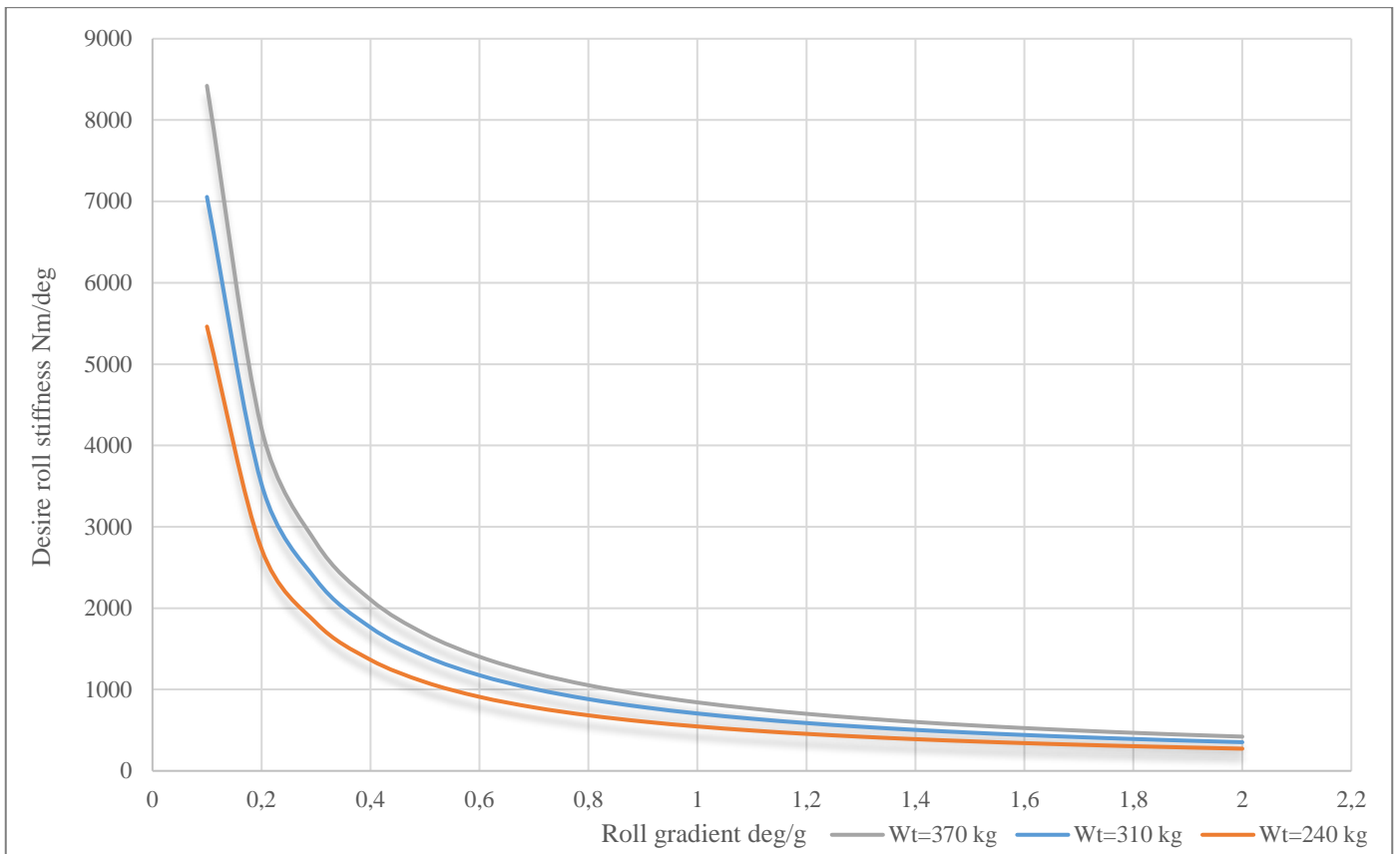
Din=11mm

Τέλος υπολογίζουμε την ελάχιστη τελική ακαμψία του πλαισίου:

$$\text{Chassis Total Stiffness} = K_{Des} + K_{\Phi A} \quad (34)$$

$$\text{Chassis Total Stiffness} = 881,9 + 1166,0 = \mathbf{2047,9 \text{ Nm/deg}}$$

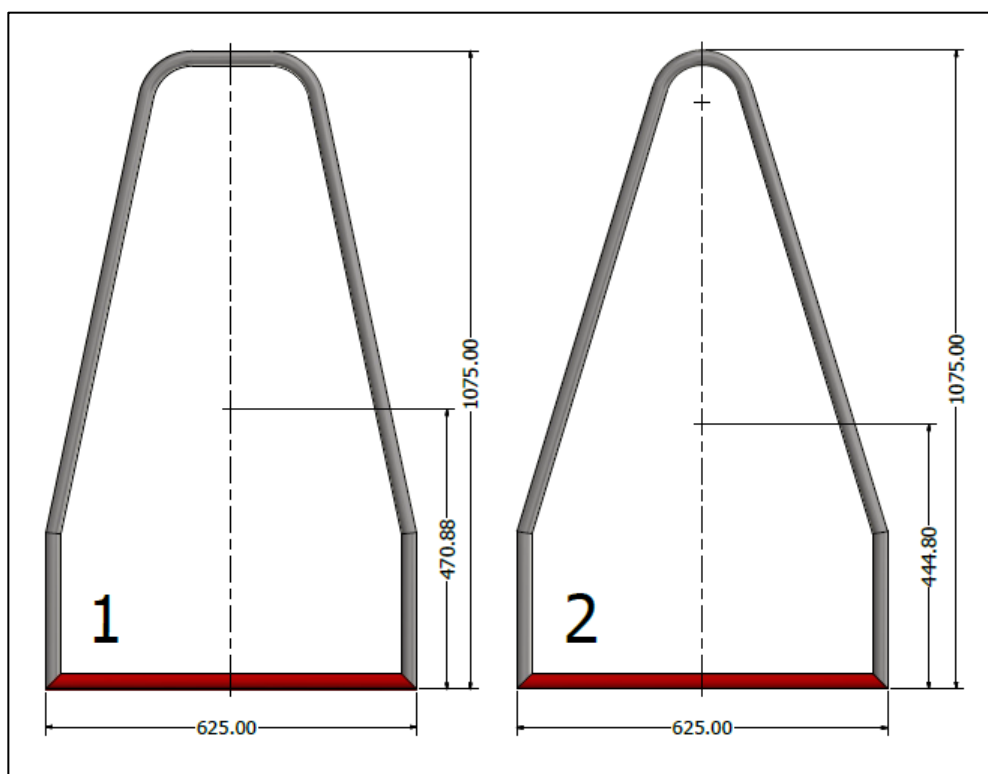
Η τιμή της ακαμψίας θεωρούμε ότι είναι το ελάχιστο όριο βάση των παραπάνω υπολογισμών αλλά και η προσαύξηση της τιμής αυτής δεν επηρεάζει αρνητικά τη συνολική συμπεριφορά του οχήματος δεδομένου ότι το βάρος του δεν αυξάνεται σημαντικά. Επίσης σε περίπτωση όπου χρησιμοποιηθεί πιο "σκληρό", "άκαμπτο" set up του οχήματος με μεγαλύτερα spring rates θα πρέπει το πλαίσιο να παραμένει όσο πιο άκαμπτο γίνεται για την σωστή λειτουργία του συστήματος ανάρτησης. Η επίδραση του βάρους του οχήματος στην συνολική ακαμψία παρουσιάζεται στο παρακάτω διάγραμμα το οποίο κατασκευάστηκε για την σύγκριση 3 οχημάτων με διαφορετική μάζα, κοινό ύψος κέντρου βάρους και όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους. Αυτό το οποίο παρατηρούμε είναι ότι όσο μεγαλύτερη είναι η μάζα του οχήματος τόσο πιο μεγαλύτερη είναι η απαίτηση για ακαμψία για δεδομένη πλευρική επιτάχυνση. Αυτό συμβαίνει διότι έχουμε μεγαλύτερη μεταφορά βάρους στον διαμήκη άξονα περιστροφής του οχήματος (roll axis) και κατά συνέπεια μεγαλύτερη μεταφορά στρεπτικής φόρτισης στο πλαίσιο.



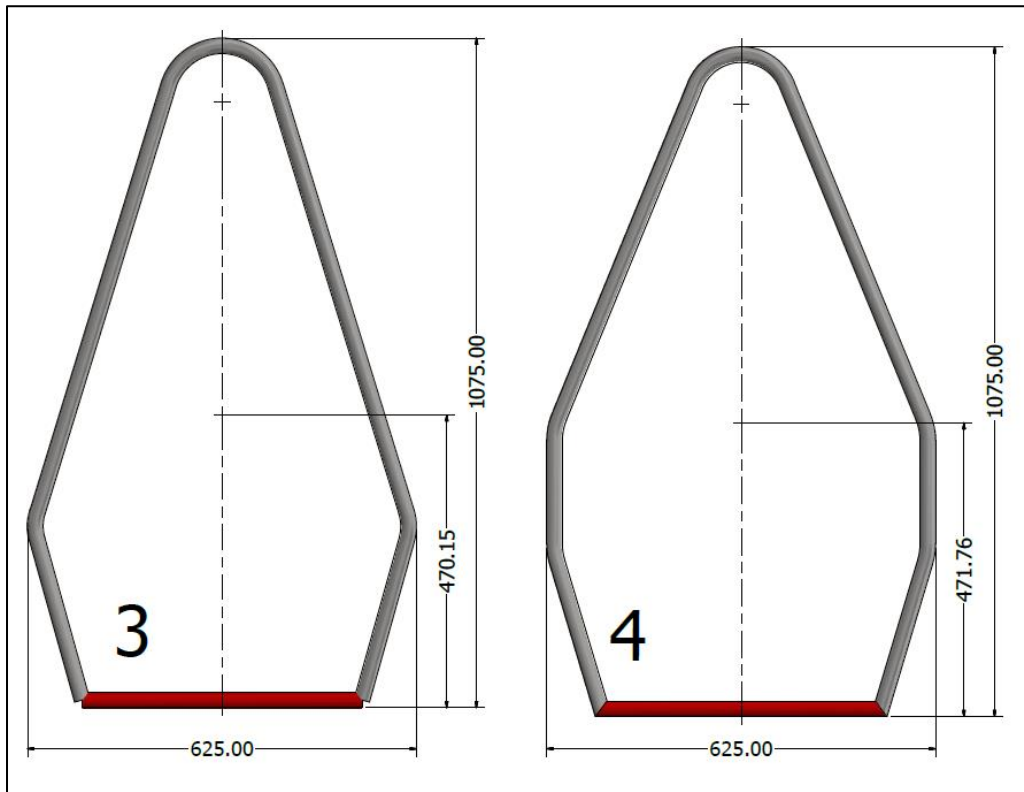
Γράφημα 5.1 Μεταβολή απαιτούμενης στρεπτικής ακαμψίας συναρτήσει συνολικής μάζας οχήματος.

6.3 Σχεδιασμός Main roll Hoop

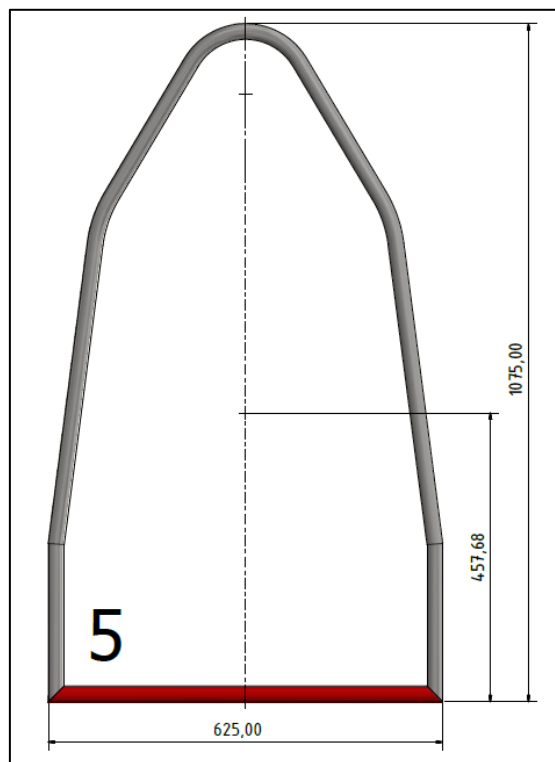
Παρακάτω, ακολουθούν διάφορες εναλλακτικές σχεδιασμού του main hoop έχοντας σταθερό το συνολικό ύψος του, το πλάτος του καθώς και την διατομή η οποία ορίζεται από τις προδιαγραφές (εξωτερική διάμετρο 25mm X Πάχος τοιχώματος 2.4mm). Η σύγκριση τους γίνεται δημιουργώντας μια προσομοίωση χρησιμοποιώντας κοινή την γεωμετρία όλου του πλαισίου και την διαφοροποίηση μόνο του main roll hoop. Η φόρτιση είναι και αυτή ίδια σε κάθε περίπτωση και εφαρμόζεται στην κορυφή του Main Roll Hoop με μέτρο 1000N και κατεύθυνση και τους τρεις άξονες (X,Y,Z) μία για κάθε άξονα. Συνεπώς η φόρτιση είναι σύνθετη και για την καλύτερη προβολή του αποτελέσματος συγκρίνεται η συμπεριφορά του στηρίγματος του main roll hoop δημιουργώντας διαγράμματα βέλους κάμψης κατά το μήκος του. Επιπλέον στοιχεία τα οποία συγκρίνονται είναι το κέντρο βάρους στον κατακόρυφο άξονα (Z), η συνολική μάζα του και στο σύνολο των διαμορφώσεων το οποίο αναφέρεται στην διαμόρφωση των ακτινών καμπυλότητας για την εκάστοτε γεωμετρία. Το χαμηλότερο τμήμα του main hoop είναι ξεχωριστό και συγκολλάτε στο υπόλοιπο τμήμα. Στην συνέχεια, ακολουθούν οι 5 γεωμετρίες προς ανάλυση.



Σχήμα 5.4 Γεωμετρίες 1.2.

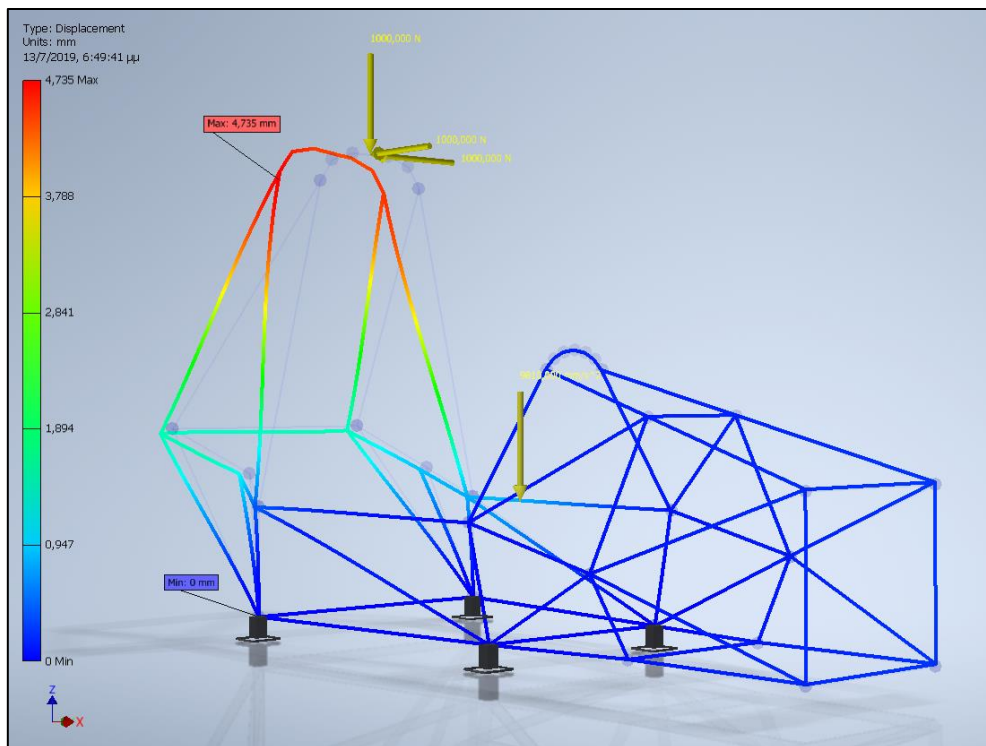


Σχήμα 5.5 Γεωμετρίες 3,4.

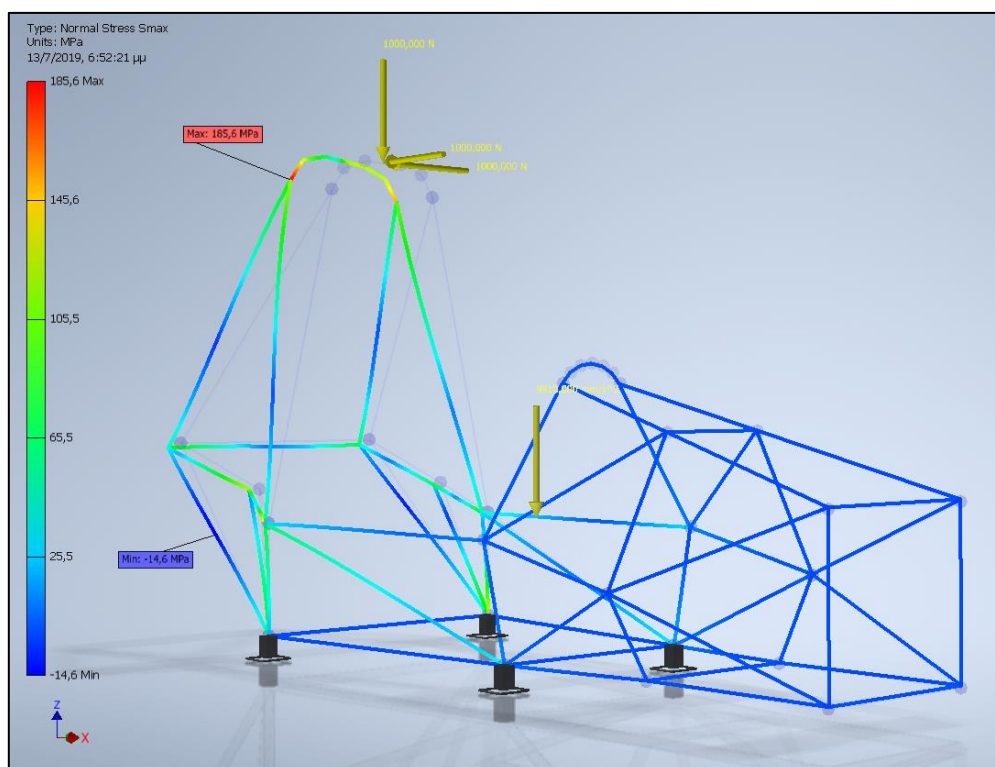


Σχήμα 5.6 Γεωμετρία 5.

Παρακάτω ακολουθούν τα διαγράμματα παραμόρφωσης για το main roll hoop 1. Με τον ίδιο τρόπο έχουν σχηματιστεί και τα γραφήματα των υπόλοιπων γεωμετριών.

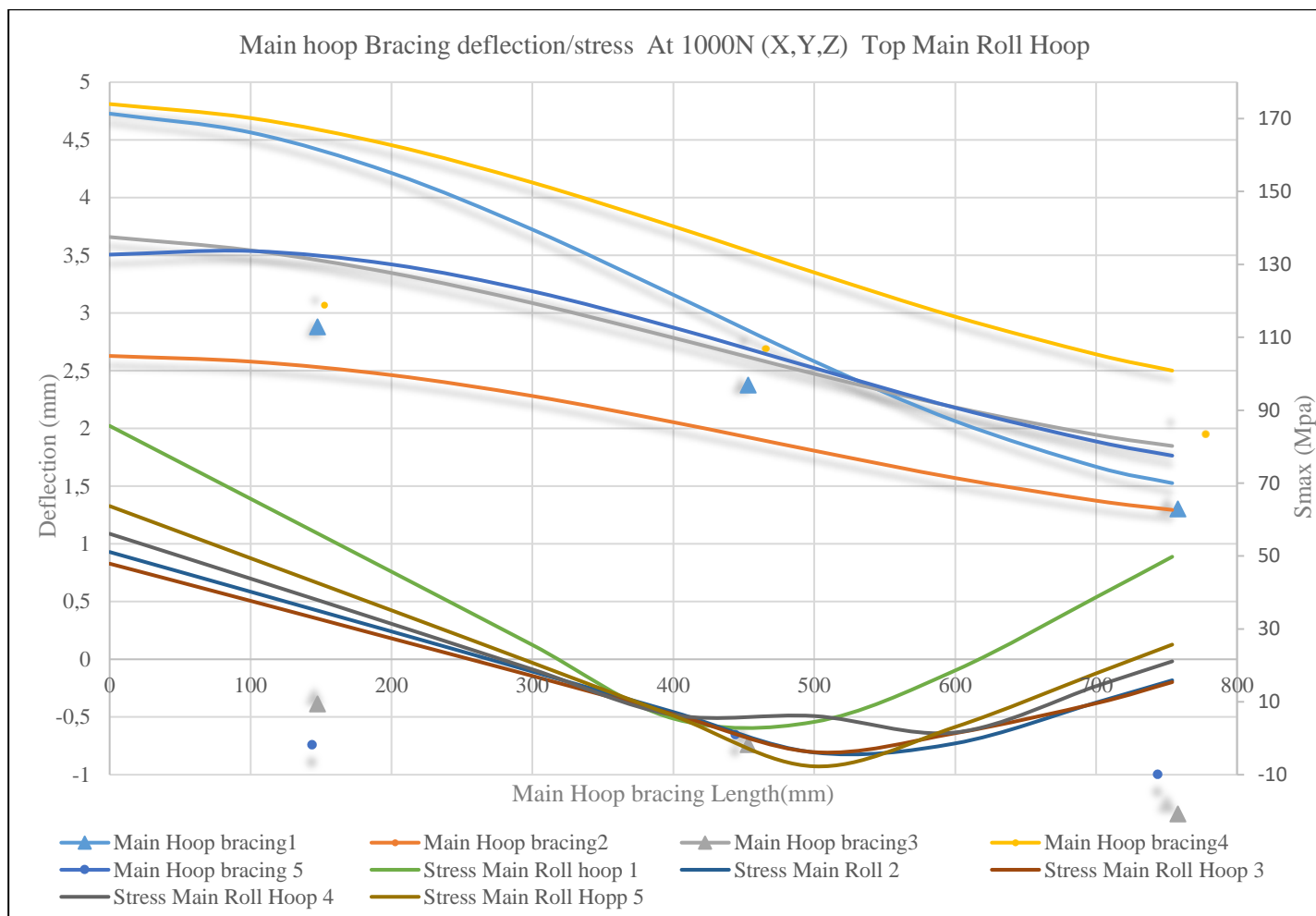


Γράφημα 5.2 Διάγραμμα Παραμορφώσεων Main roll hoop 1 .



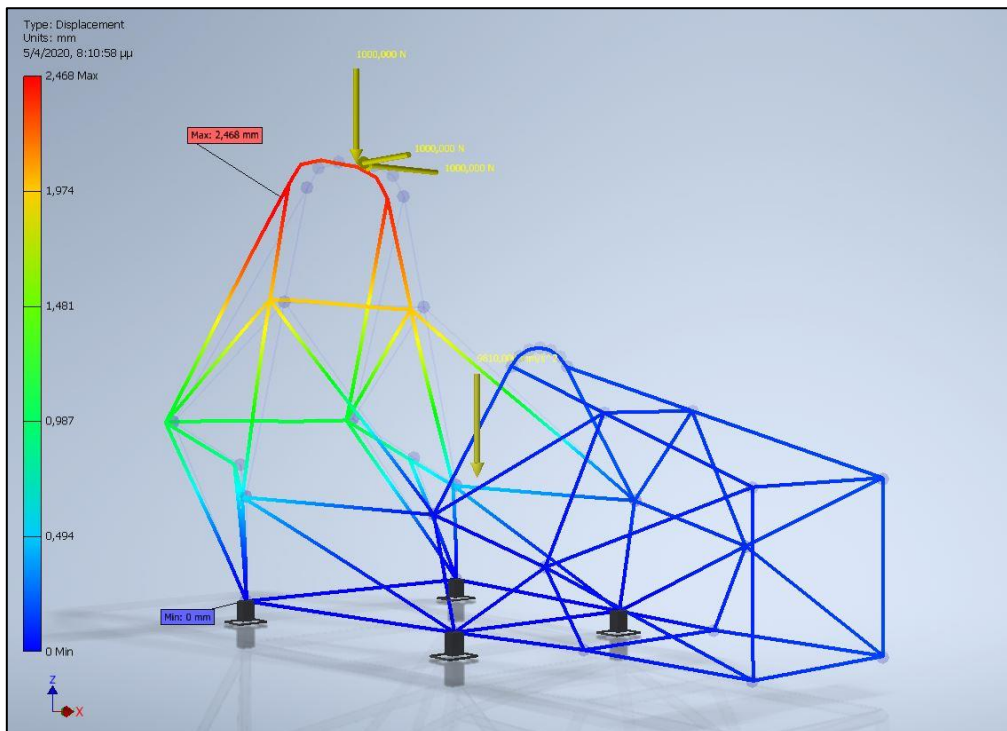
Γράφημα 5.3 Διάγραμμα ισοδύναμων τάσεων Main roll hoop 1

Στην συνέχεια ακολουθούν τα διαγράμματα του βέλους κάμψης και των τάσεων στο main roll hoop bracing κατά μήκος του, με σημείο αναφοράς του μήκος του το σημείο το οποίο συνδέεται με την κορυφή του main roll hoop.

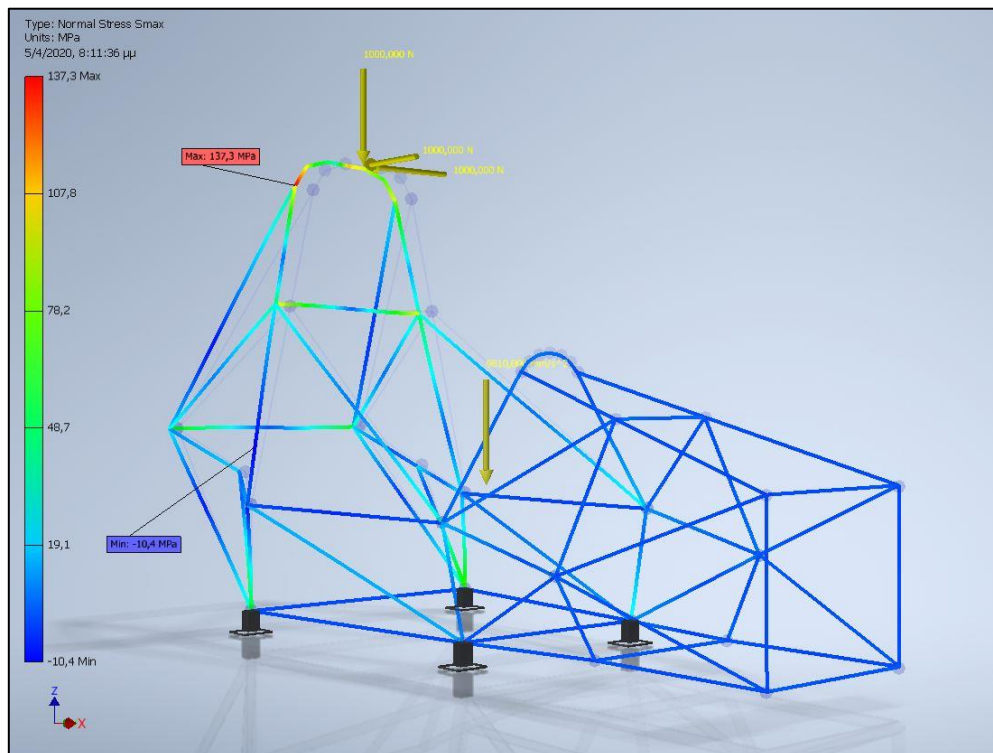


Γράφημα 5.4 Διάγραμμα βέλους κάμψης και ισοδύναμων τάσεων στο στήριγμα του main roll hoop .

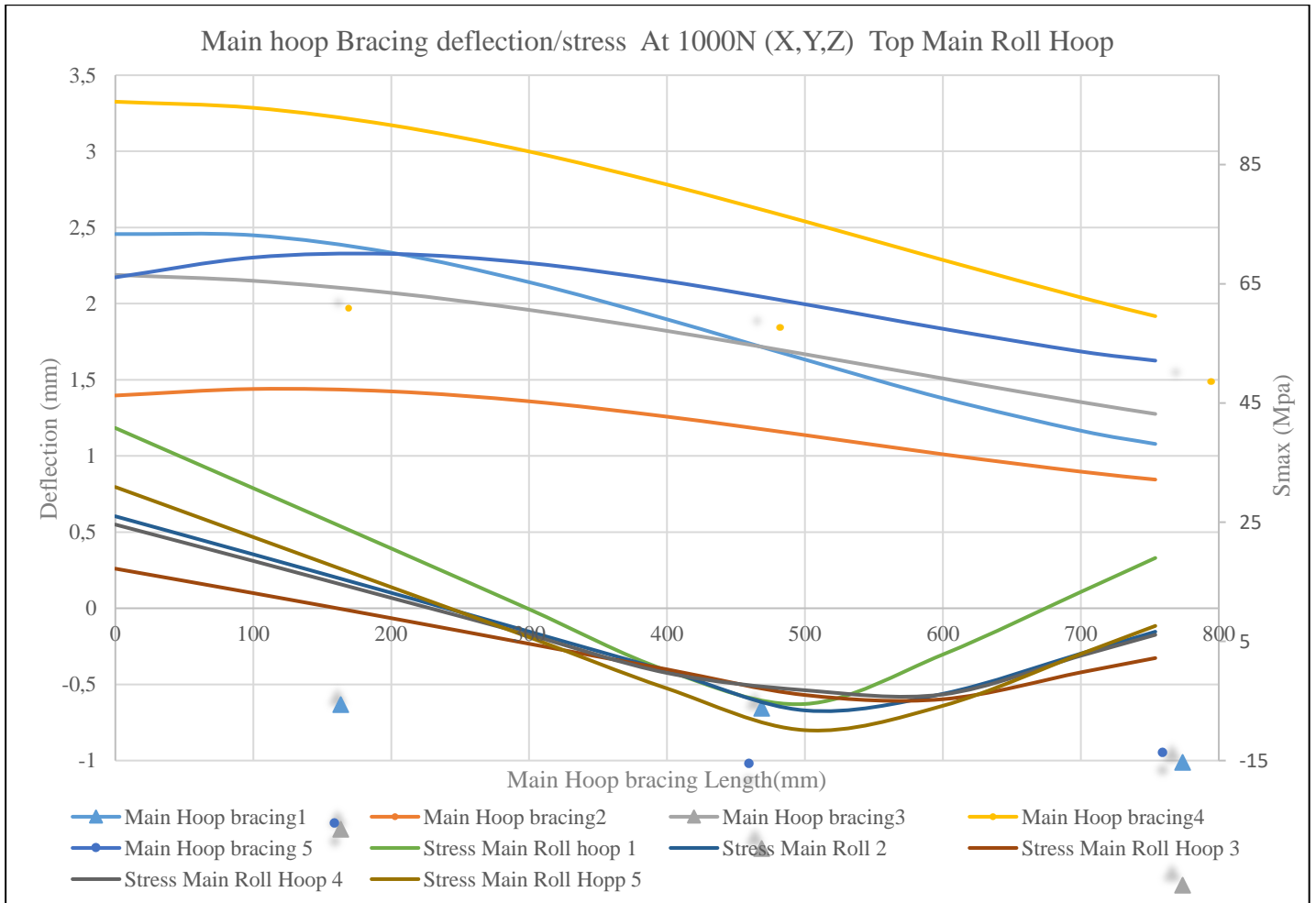
Στην συνέχεια γίνονται οι ίδιες δοκιμές αλλά προστίθεται ένα bracing το οποίο ενώνει το main roll hoop με το front hoop. Σκοπός της αλλαγής αυτής είναι η σύγκριση των προηγούμενων τιμών και η διαπίστωση του μεγέθους μεταβολής των παραμορφώσεων και των τάσεων.



Γράφημα 5.5 Διάγραμμα Παραμορφώσεων Main roll hoop 1 με εμπρόσθιο στήριγμα .



Γράφημα 5.6 Διάγραμμα ισοδύναμων τάσεων Main roll hoop 1 με εμπρόσθιο στήριγμα.



Γράφημα 5.7 Διάγραμμα βέλους κάμψης και ισοδύναμων τάσεων στο στήριγμα του main roll hoop .

Πίνακας 3.1 Αποτελέσματα σύγκρισης γεωμετριών.

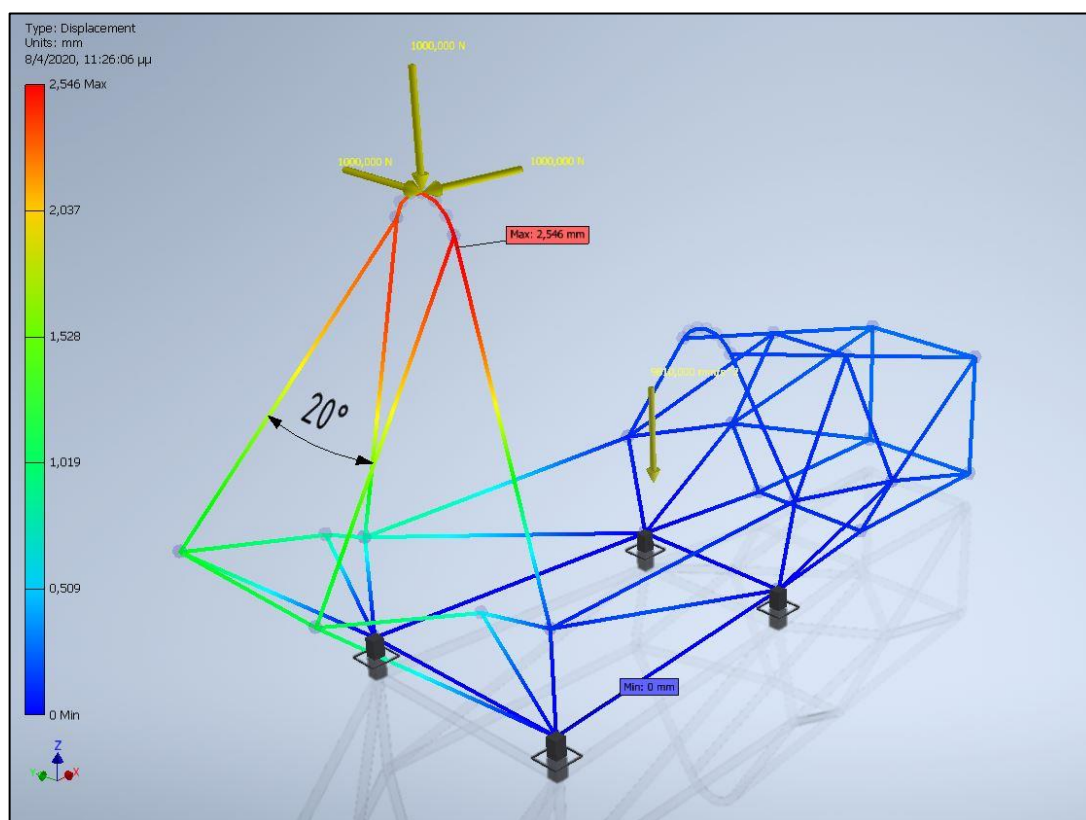
Main Roll Hoop	1	2	3	4	5
Βάρος (kg)	3,951	3,817	3,66	3,678	3,874
C.O.G Z	470,9	444,8	466,2	471,76	457,68
Σύνολο διαμορφώσεων	4	3	3	5	5
Μέγιστη μετατόπιση (mm)	4,735	2,653	3,667	4,816	3,668
Μέγιστη μετατόπιση με εμπρόσθιο στήριγμα (mm)	2,468	1,441	2,200	3,336	2,330
Διαφορά μετατοπίσεων (%)	47,9%	45,7%	40,0%	30,7%	36,5%

Παρατηρούμε ότι η γεωμετρία 2 παρουσιάζει και στις δυο περιπτώσεις χαμηλότερες τιμές παραμορφώσεων καθώς και χαμηλότερη τιμή του ύψους του κέντρου βάρους, συνολικής μάζας και σύνολο διαμορφώσεων που είναι κατασκευαστική διευκόλυνση. Συνεπώς αρχικά γίνεται η επιλογή αυτής της γεωμετρίας, επιλογή η οποία μπορεί να αλλάξει μόνο στην περίπτωση παραβίασης των γεωμετρικών ορίων των προδιαγραφών (εάν προκύψει). Τα αποτελέσματα της σύγκρισης των δύο περιπτώσεων όσον αφορά το εμπρόσθιο στήριγμα είναι

ότι παρατηρείται μείωση των παραμορφώσεων καθώς και των αναπτυσσόμενων ισοδύναμων τάσεων κατά μέσο όρο 40,2% ποσοστό το οποίο είναι πολύ σημαντικό και συμβάλει στην συνολική αντοχή του πλαισίου και στην προστασία του οδηγού.

6.4 Έλεγχος γωνιών Main roll hoop bracings

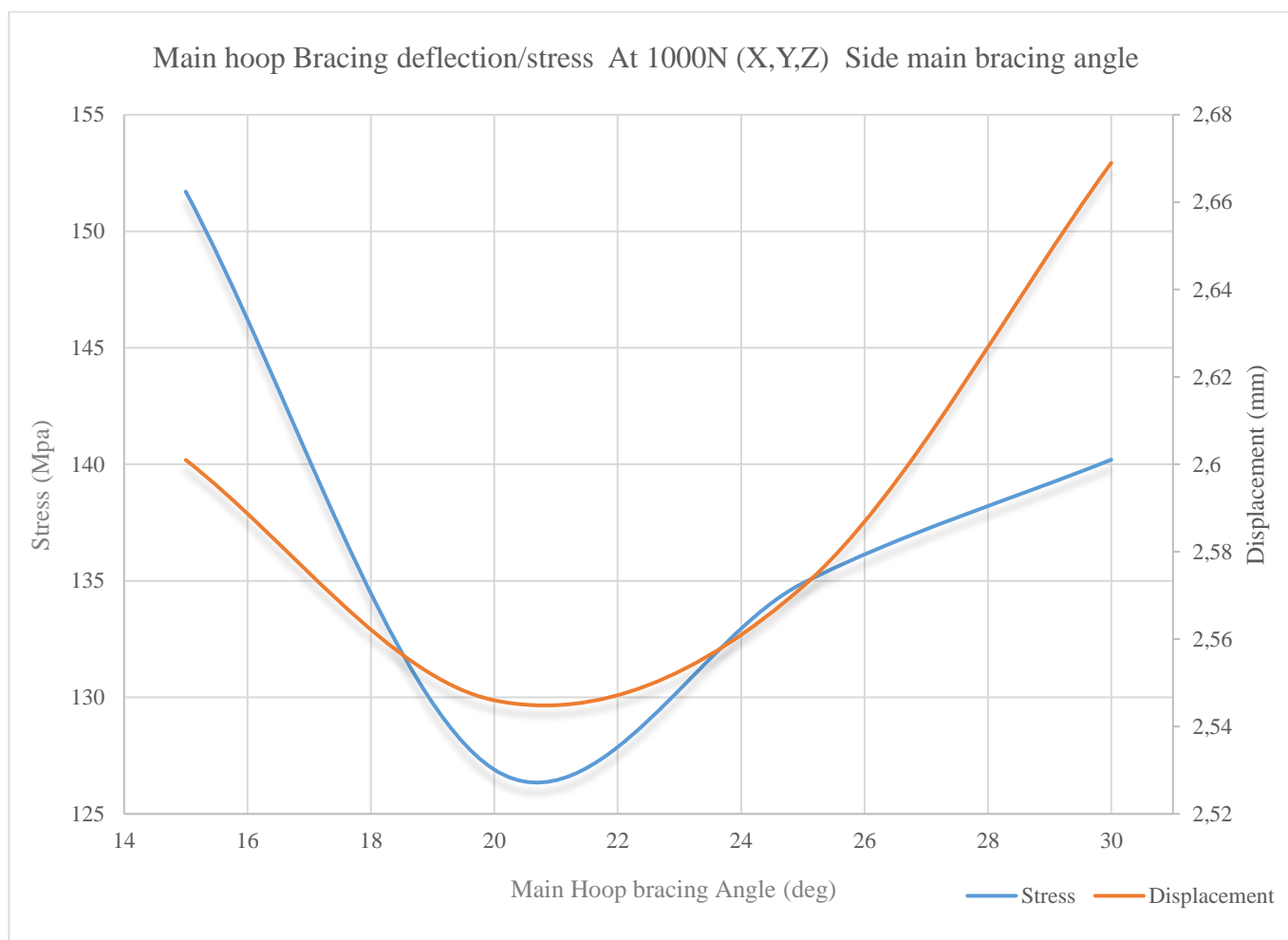
Στην συνέχεια γίνεται έλεγχος της συμπεριφοράς της περιεχόμενης γωνίας των στηρίξεων του main hoop. Ο έλεγχος αυτός πραγματοποιείται για να γίνει αντιληπτή η μεταβολή των τάσεων και κατά συνέπεια σε ποιο εύρος πρέπει να σχεδιαστεί τελικά. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον πίνακα 3.8 παρακάτω.



Γράφημα 5.8 Γράφημα παραμορφώσεων στην περίπτωση 20° .

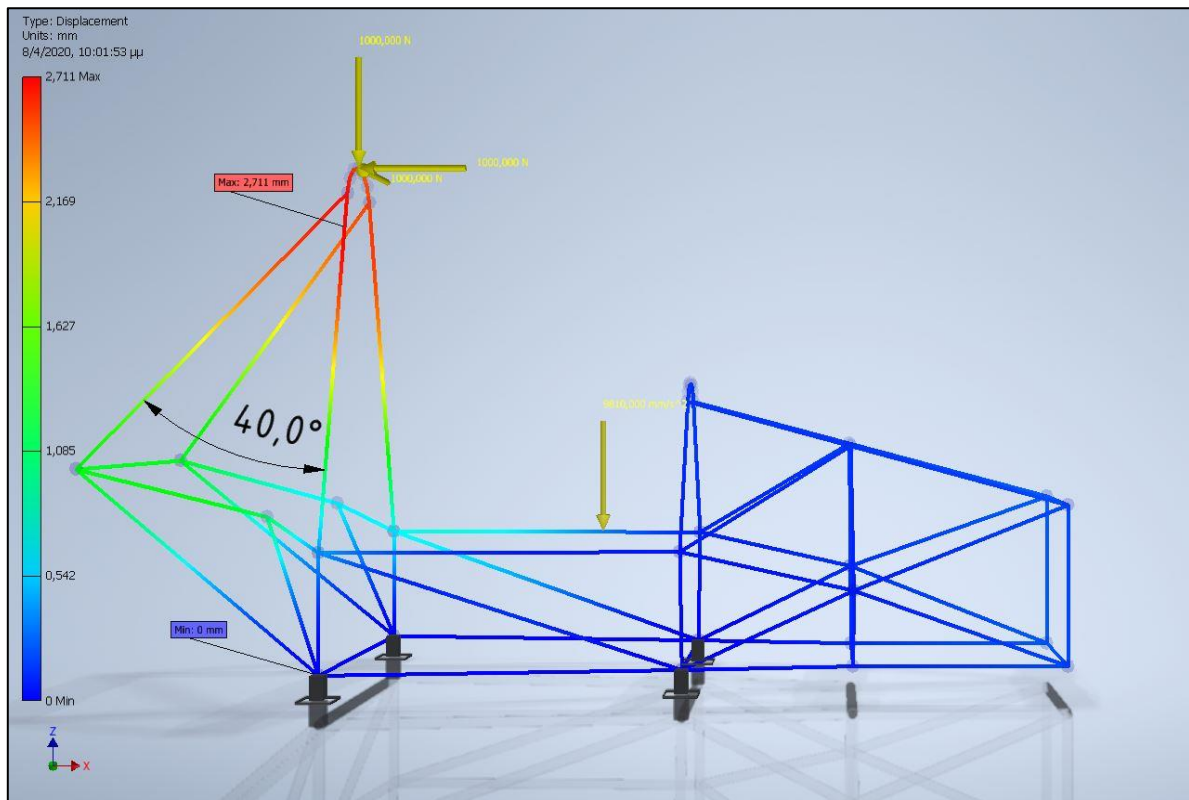
Πίνακας 3.2 Αποτελέσματα προσομοιώσεων.

Main Hoop bracing inside angle			
Bracing deg	Max stress (Mpa)	Displacement (mm)	Bracing mass (x2) (kg)
15	151,7	2,601	1,514
20	126,9	2,546	1,524
25	134,9	2,572	1,536
30	140,2	2,669	1,552



Γράφημα 5.9 Τάσεις και παραμορφώσεις κατά την μεταβολή της εσωτερικής περιεχόμενης γωνίας των main roll hoop bracings.

Από τα παραπάνω αποτελέσματα παρατηρείται ότι με την αύξηση της περιεχόμενης γωνίας των στηρίξεων του main hoop έχουμε αύξηση των τάσεων στο πλαίσιο κατά την δοκιμή με σύνθετη καταπόνηση στο κορυφαίο σημείο του main roll hoop. Επίσης, παρατηρείται ότι από ένα κρίσιμο σημείο και μετά δεν υπάρχει αναλογική αύξηση των μοιρών με την παραμόρφωση. Αυτό το σημείο παρατηρείται στην περιοχή κάτω των 21 μοιρών όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.8. Αυτό συμβαίνει διότι η απόσταση της κατάληξης των main roll hoop bracings έχει αρχίσει να γίνεται πιο μικρή με την μείωση των μοιρών και λόγω της εγκάρσιας δύναμης (Y) το main roll hoop έχει την τάση να στέφεται γύρω από αυτό χωρίς να έχει επαρκή στήριξη και ως αποτέλεσμα αρχίζει να αυξάνεται η συνολική παραμόρφωση. Στην συνέχεια ακολουθεί αντίστοιχη προσομοίωση μεταβάλλοντας αυτή τη φορά την γωνία της στήριξης του main hoop όπως σχηματίζεται βλέποντας το όχημα από την πλάγια όψη.

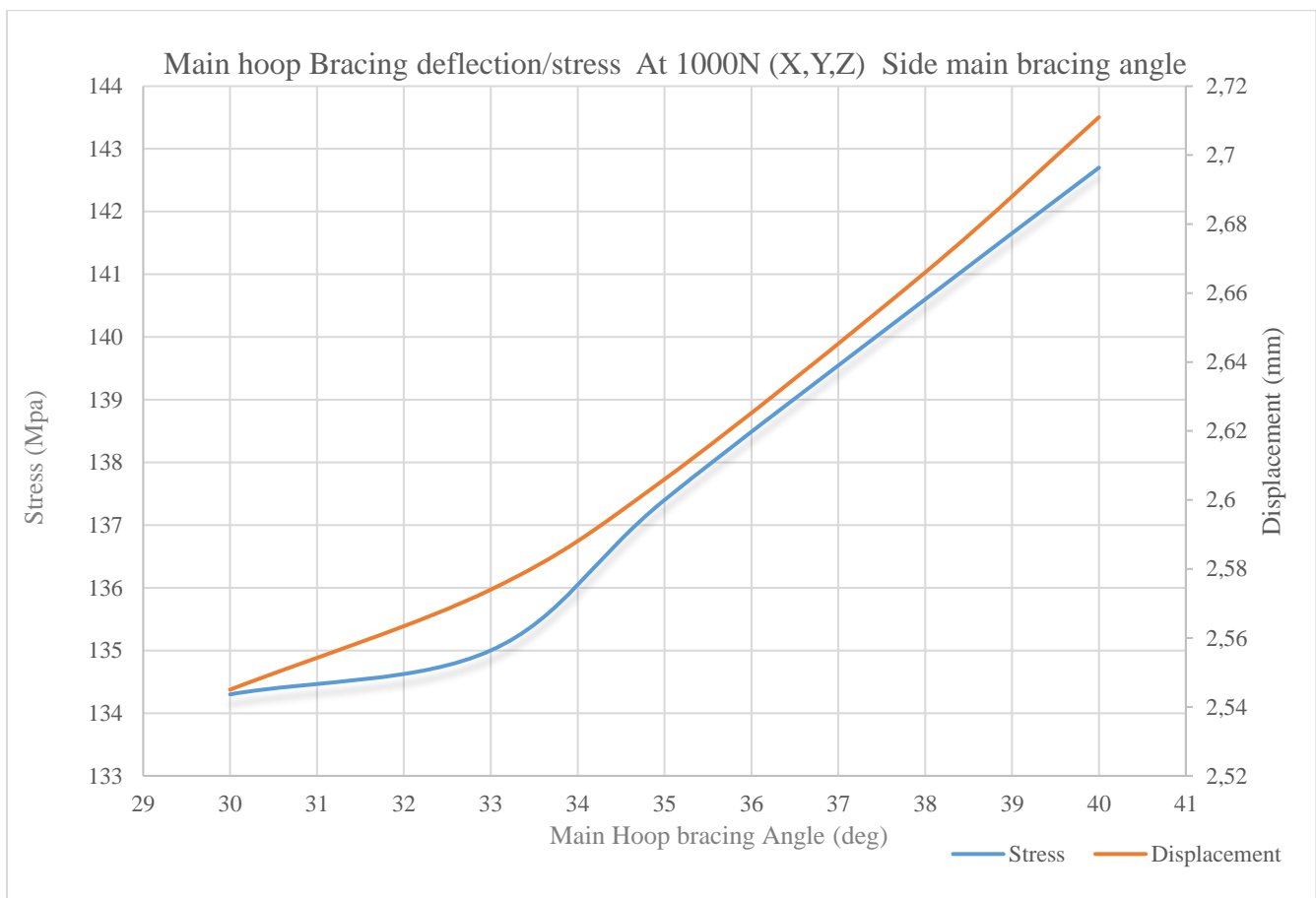


Γράφημα 5.10 Γράφημα παραμορφώσεων στην περίπτωση 40° .

Πίνακας 3.3 αποτελέσματα δοκιμών.

Main Hoop bracing side angle			
Bracing deg	Max stress (Mpa)	Displacement (mm)	Bracing mass(x2) (kg)
30	134,3	2,545	1,430
33	135	2,574	1,482
35	137,4	2,606	1,526
38	140,6	2,666	1,574
40	142,7	2,711	1,624

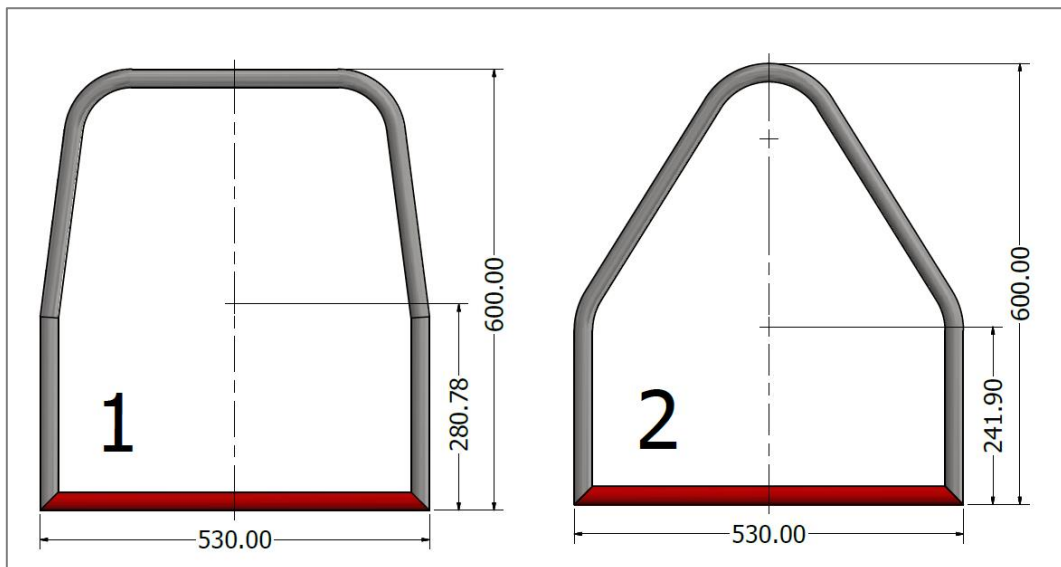
Όπως και προηγουμένως, η βασική συμπεριφορά η οποία παρατηρείται είναι η αναλογική αύξηση των μοιρών με την συνολική παραμόρφωση και των τάσεων. Το αποτέλεσμα αυτό είναι λογικό καθώς η βασική στήριξη του main roll hoop έχει μεγαλύτερη απόσταση με την αύξηση των μοιρών και κατά συνέπεια να αυξάνεται η παραμόρφωση. Η διαφορά από τις 30° με τις 40° είναι στο 6.5% και δεν έχει πολύ μεγάλη επίδραση ποσοτικά (0,166mm στα 1000N).



Γράφημα 5.11 Τάσεις και παραμορφώσεις κατά την μεταβολή της πλευρικής περιεχόμενης γωνίας των main roll hoop bracings.

6.5 Σχεδιασμός front hoop

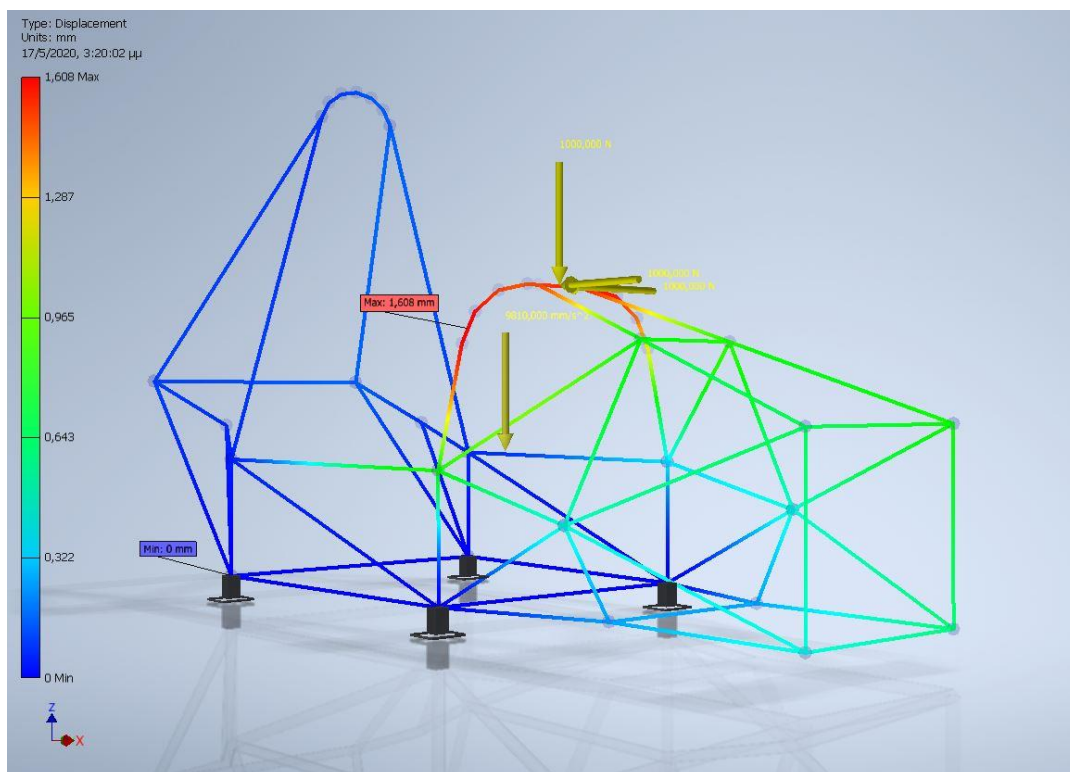
Η ίδια διαδικασία η οποία ακολουθήθηκε για το main roll hoop γίνεται αντίστοιχα και για το front hoop. Οι δυνάμεις οι οποίες εφαρμόζονται για τις προσομοιώσεις είναι και πάλι 1000N προς όλες τις διευθύνσεις (X,Y,Z) και το σημείο εφαρμογής το ανώτερο σημείο του front roll hoop. Οι γεωμετρίες οι οποίες θα μελετηθούν παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.7 & 5.8 παρακάτω και θα συγκριθούν ως προς τις παραμορφώσεις των βασικών στηρίξεων τους (front hoop bracing) οι οποίες έχουν άμεση επιρροή και μεταφορά των δυνάμεων από το roll hoop. Οι εξωτερικές διαστάσεις τους είναι σταθερές (ύψος και πλάτος) και όπως φαίνεται στα σχήματα η μόνη διαφορά είναι το κέντρο βάρους και η διαφοροποίηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών τους. Σε όλες τις περιπτώσεις σύγκρισης η μόνη μεταβολή είναι αυτή των γεωμετριών.



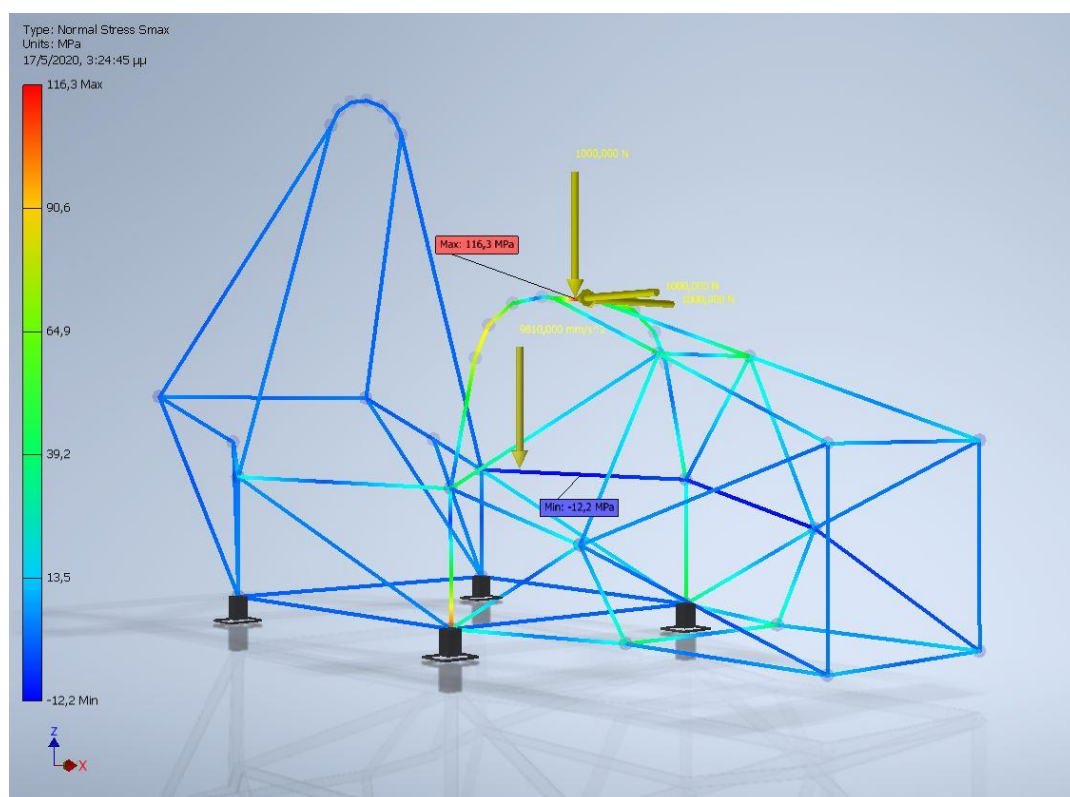
Σχήμα 5.7 Γεωμετρίες 1,2 Front roll hoop.



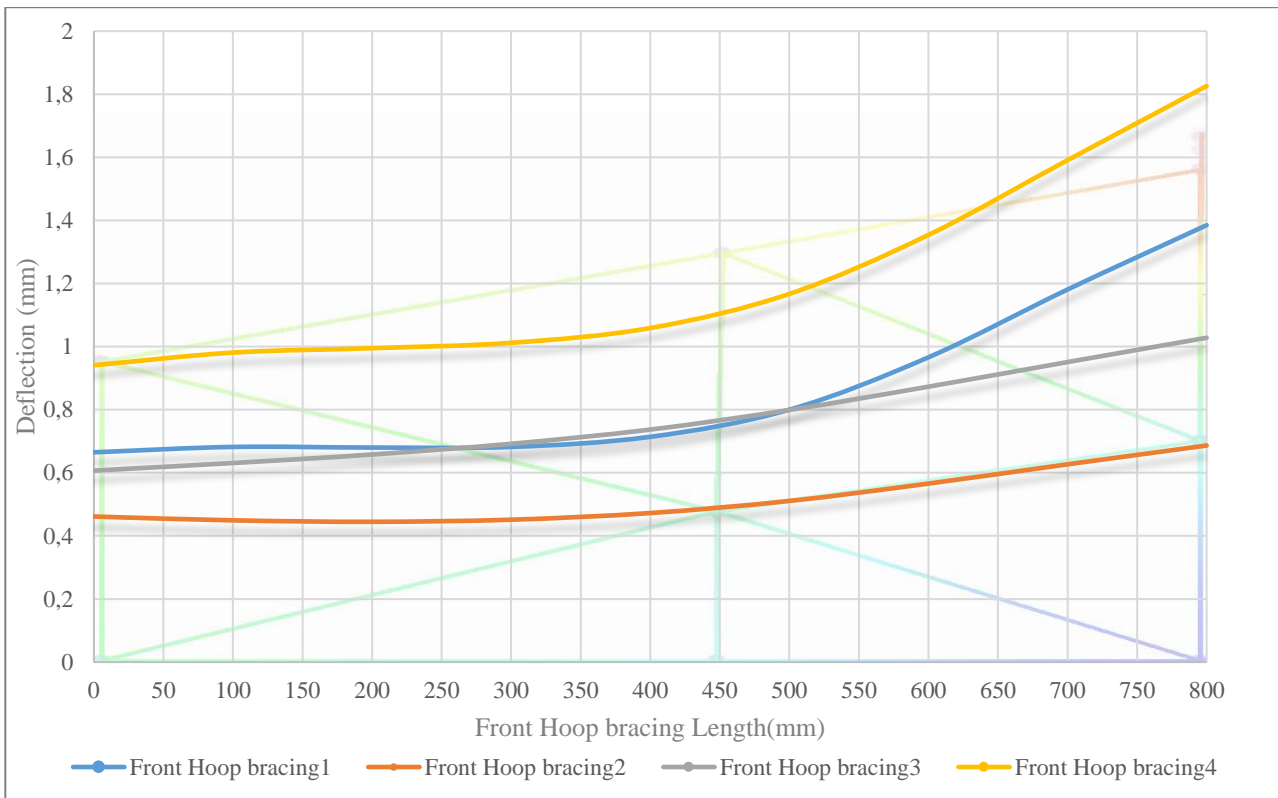
Σχήμα 5.8 Γεωμετρίες 3,4 Front roll hoop.



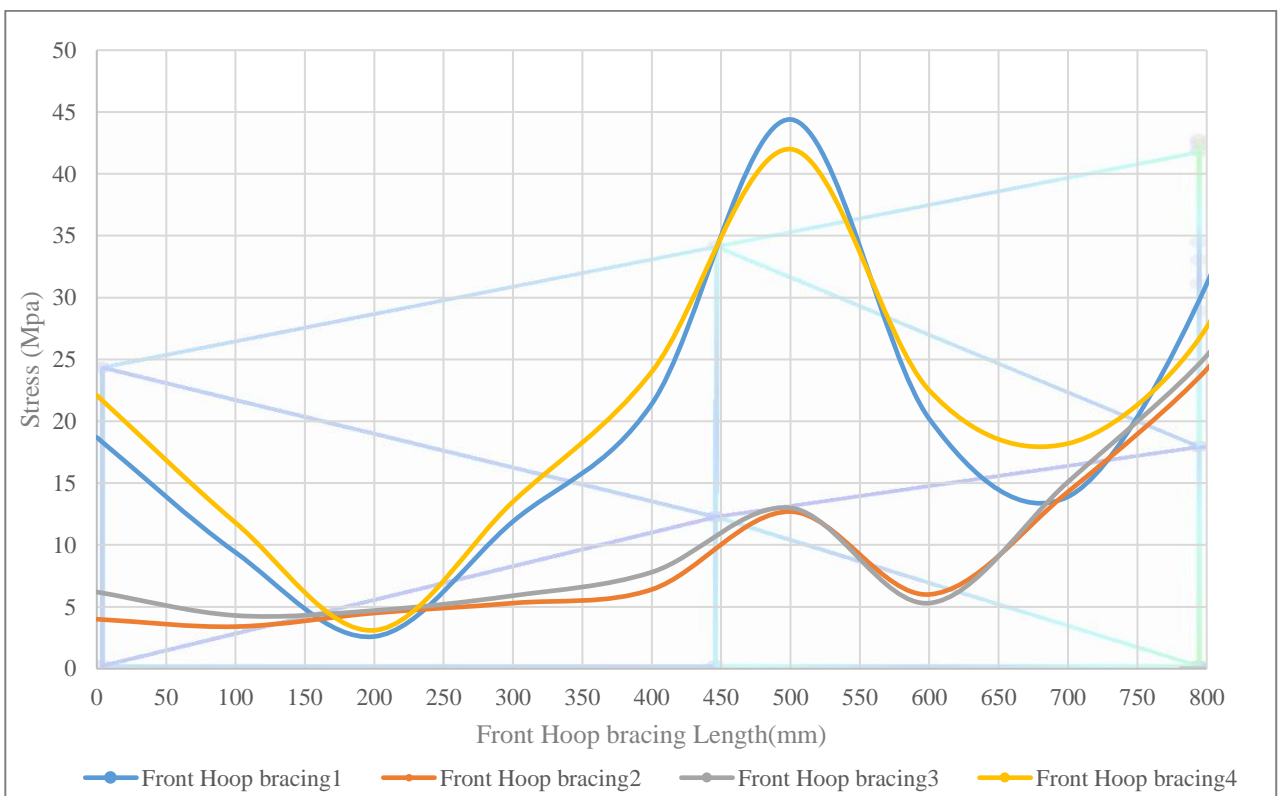
Γράφημα 5.12 Διάγραμμα παραμόρφωσης front hoop 1.



Γράφημα 5.13 Διάγραμμα τάσεων front hoop 1.



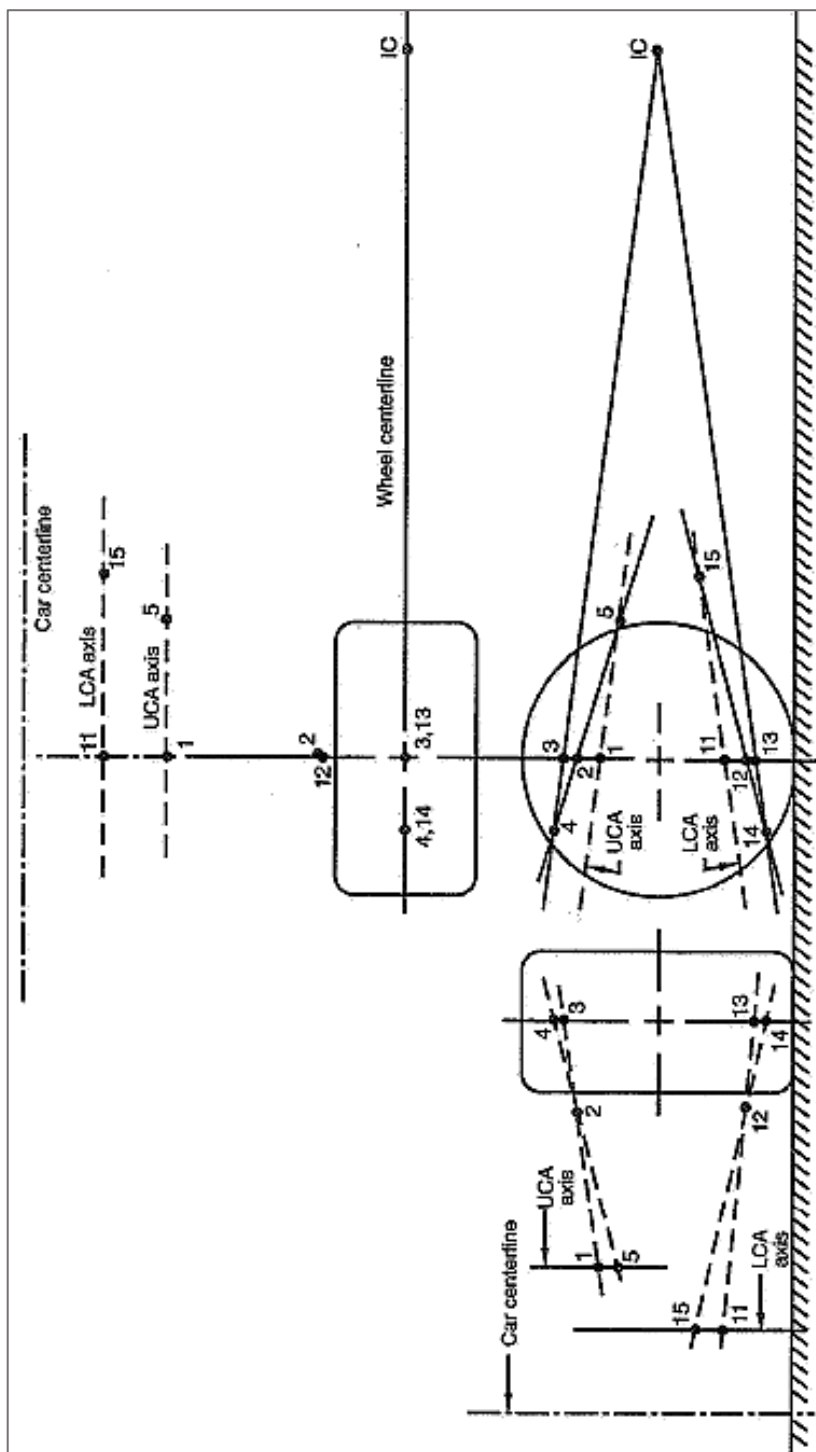
Γράφημα 5.14 Διάγραμμα παραμορφώσεων κατά μήκος του front hoop bracing.



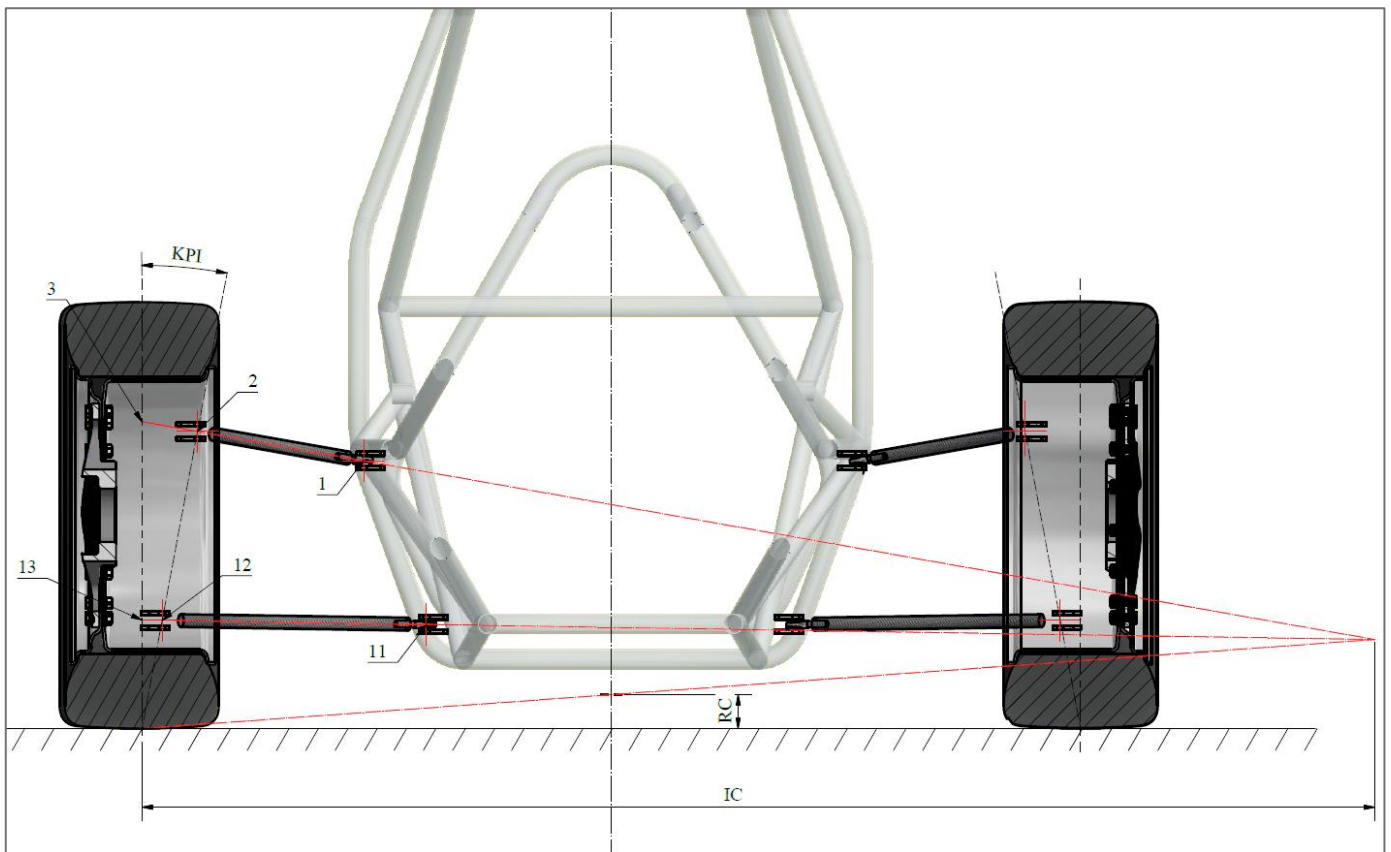
Γράφημα 5.15 Διάγραμμα τάσεων κατά μήκος του front hoop bracing.

6.6 Συνδυασμός πλαισίου με σύστημα ανάρτησης.

Όπως προαναφέρθηκε στον πίνακα προδιαγραφών στο στάδιο της διασάφησης του προβλήματος μια βασική απαίτηση είναι ο συνδυασμός και η συναρμογή του συστήματος ανάρτησης καθώς και τα σημεία άρθρωσης των στηρίξεων πλημνών (ψαλιδιών) στο σασί. Τα συγκεκριμένα συστήματα είναι καθοριστικά στις επιδόσεις του οχήματος όσον αφορά την ευστάθεια την στιβαρότητα και την ταχύτητα σε ευθεία τμήματα καθώς και στις στροφές. Στην συνέχεια ακολουθεί συνοπτικά το πρότυπο σχεδιασμού μέσω του οποίου προκύπτουν τα σημεία άρθρωσης στο πλαίσιο. Το πρότυπο αυτό έχει τις τρεις όψεις ενός τροχού καθώς και όλα τα απαραίτητα σημεία τα οποία σχηματίζουν τελικά τις δύο διακεκομμένες κόκκινες ευθείες (Σχήμα 5.6.2) που εμφανίζονται στην πρόσοψη (**Upper Control Arm Axis & Lower Control Arm Axis**) όπου είναι οι ευθείες πάνω στις οποίες πρέπει να είναι τα σημεία άρθρωσης στο πλαίσιο. Πρώτο βήμα για τον σχεδιασμό είναι η αναγνώριση μεγεθών τα οποία συνάδουν με την συγκεκριμένη εφαρμογή. Τέτοια μεγέθη είναι όπως η γωνία KPI, το RC (roll center), IC (instant center) σχήμα 5.6.2. Στην συνέχεια καθορίζεται η βασική γεωμετρία του πλαισίου λαμβάνοντας υπ' όψη τις προδιαγραφές καθώς και τα σημεία άρθρωσης των πλημνών τα οποία προκύπτουν βάση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της ζάντας, της γωνίας KPI που προαναφέρθηκε (σημεία 2 και 12 αντίστοιχα). Εφόσον τα σημεία στις πλήμνες, η απόσταση RC, η βασική γεωμετρία του πλαισίου έχει οριστεί δημιουργούνται οι ευθείες πάνω στις οποίες πρέπει να βρίσκονται τα κέντρα των σημείων άρθρωσης στο πλαίσιο. Συνεπώς το πλαίσιο πρέπει να ακολουθήσει την γεωμετρία της ανάρτησης και αντίστροφα συνδυάζοντας την καλύτερη δυνατή λύση έχοντας λάβει υπ' όψη την χωροταξία την θεωρητική λειτουργία της ανάρτησης και της δυναμικής του οχήματος καθώς και τις προδιαγραφές. Πρέπει να αναφερθεί ότι η περιεχόμενη γωνία (α) σχήμα 5.6.3 που σχηματίζουν τα ψαλίδα ή αλλιώς το “άνοιγμα” τους καθορίζεται από στατικές και δυναμικές μελέτες καθώς και από την γεωμετρία του πλαισίου. Βασικός παράγοντας είναι η γεωμετρία του σώτρου και του ελαστικού καθώς το ελαστικό καθορίζει το επίπεδο του εδάφους και επηρεάζει εν τέλει και τα σημεία άρθρωσης της πλήμνης και του πλαισίου. Όσον αφορά για το σώτρο, η εσωτερική διάμετρος και η διάσταση της επιφάνειας που συνδέεται στην πλήμη από το κέντρο του είναι βασικοί χωροταξικοί παράγοντες.

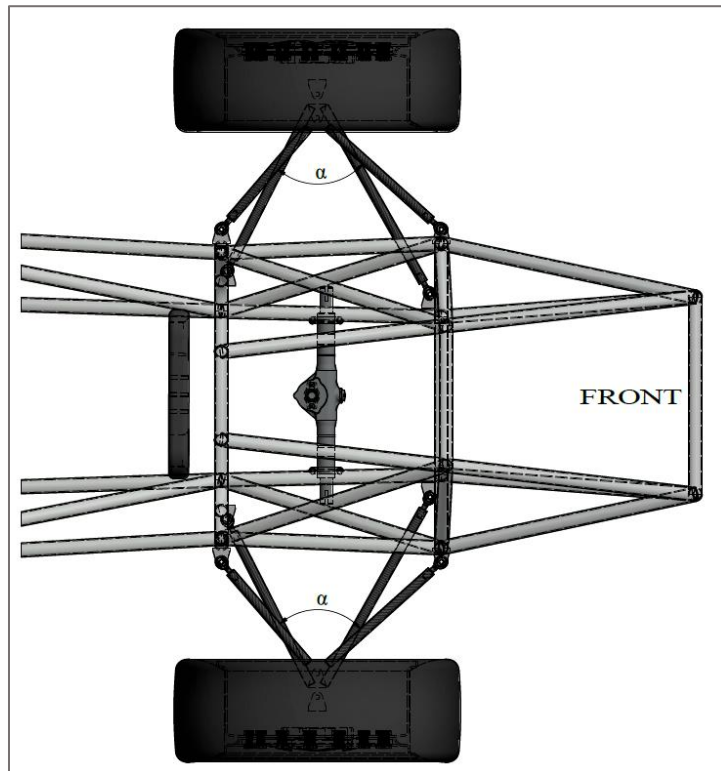


Σχήμα 5.6.1 Πρότυπο σχεδιασμού σημείων άρθρωσης ψαλιδιών.

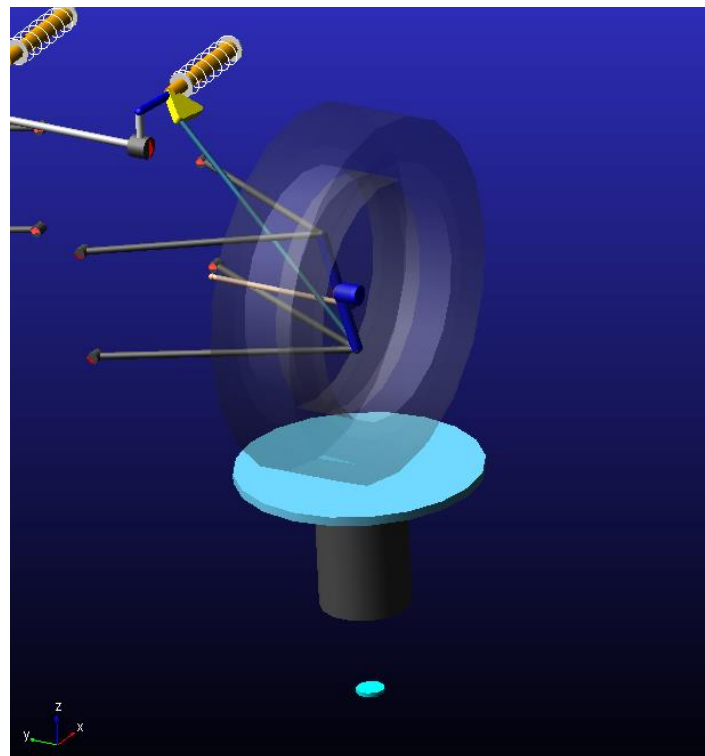


Σχήμα 5.6.2 Εύρεση σημείων άρθρωσης ψαλιδιών στο πλαίσιο.

Τα σημεία των κόμβων στην περίπτωση του σωληνωτού πλαισίου πρέπει και αυτά να συναρμολόγουν με τα σημεία σύνδεσης των ψαλιδιών και η σύνδεση να είναι ακριβώς πάνω σε αυτά με σκοπό την μεταφορά των δυνάμεων ορθά χωρίς την ύπαρξη καμπτικών τάσεων σε κανένα μέλος του πλαισίου. Στην περίπτωση του πλαισίου τύπου monocoque αντιμετωπίζεται αυτό το πρόβλημα καθώς στο σημείο σύνδεσης δεν υπάρχουν κόμβοι αλλά ολόκληρη επιφάνεια κάτι που δίνει σημαντική ελευθερία στον καθορισμό των σημείων. Επόμενο βήμα είναι η μεταφορά όλων των γεωμετρικών σημείων σε πρόγραμμα προσομοίωσης συστήματος ανάρτησης (Σχήμα 5.6.4) όπου μελετάται και βελτιστοποιείται στατικά και κατά κύριο λόγο δυναμικά το σύστημα αυτό. Όσον αφορά την θέση του αποσβεστήρα με το ελατήριο οι θέσεις προκύπτουν με κριτήρια χαμηλού κέντρου βάρους, ευκολία στην κατασκευή, έλεγχο και δυνατότητα ρύθμισης των γεωμετρικών χαρακτηριστικών. Όπως και στα σημεία άρθρωσης των ψαλιδιών, έτσι και τα σημεία του συστήματος απόσβεσης ταλαντώσεων πρέπει να είναι όσο πιο κοντά γίνεται σε κόμβο στο πλαίσιο καθώς είναι τα αρχικά σημεία στα οποία μεταφέρονται τα πλευρικά φορτία.



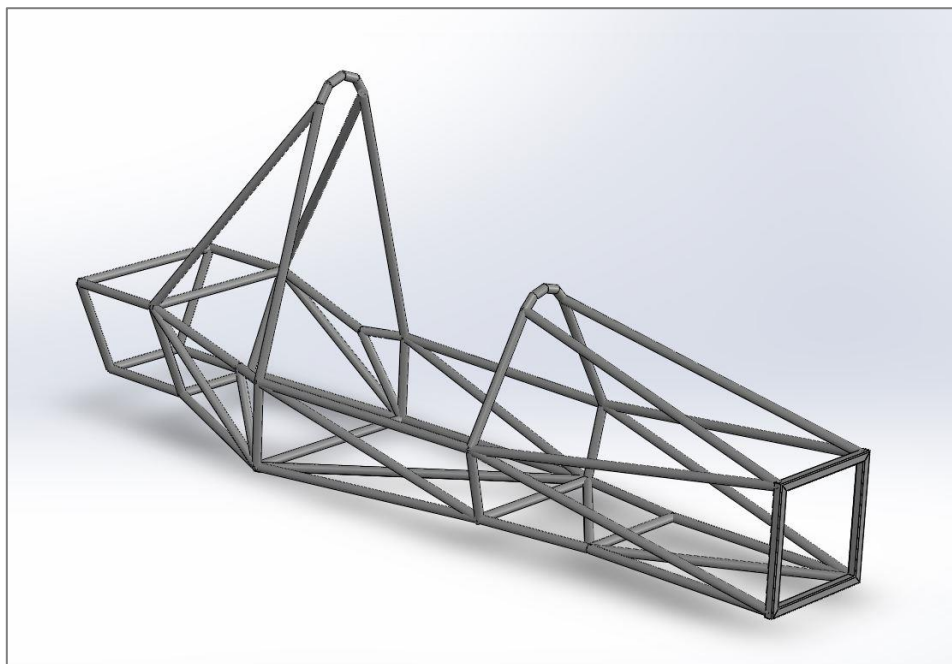
Σχήμα 5.6.3 Περιεχόμενη γωνία (άνοιγμα ψαλιδιών).



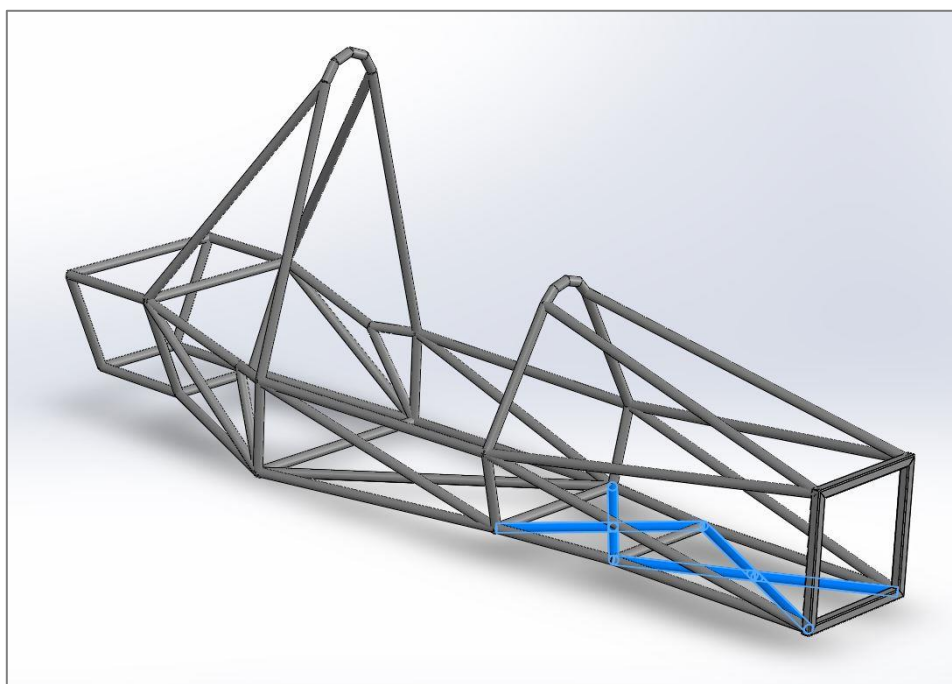
Σχήμα 5.6.4 Περιβάλλον προσομοίωσης συστήματος ανάρτησης Adams car.

6.7 Προσδιορισμός ακαμψίας πλαισίου.

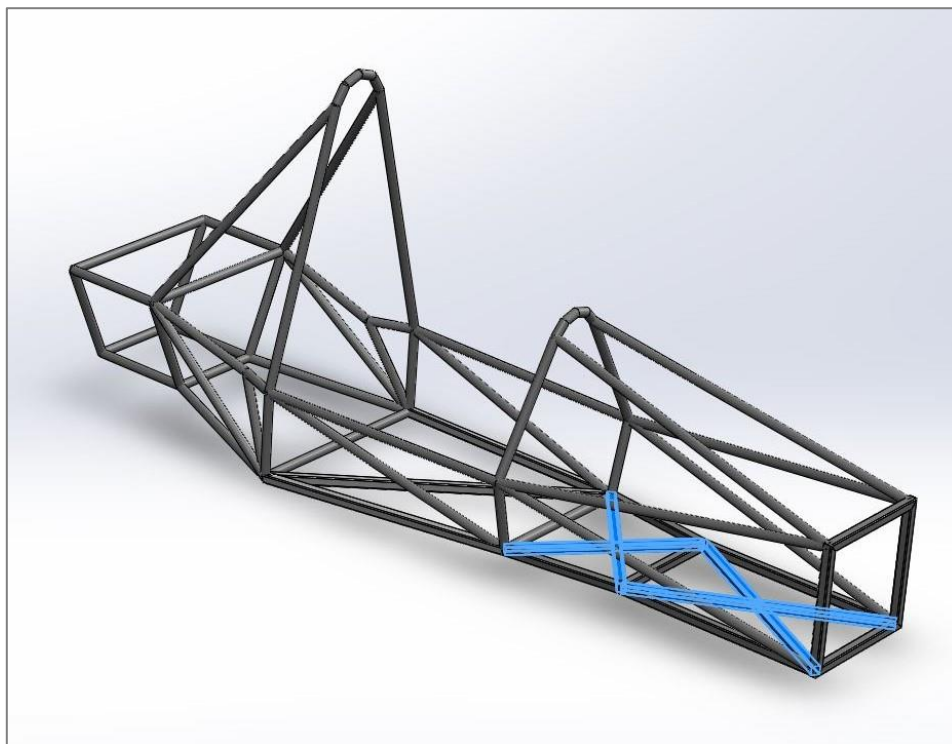
Σε αυτήν την ενότητα εξετάζουμε την ακαμψία του πλαισίου χρησιμοποιώντας μονοδιάστατες προσομοιώσεις σε ένα αρκετά μεγάλο εύρος γεωμετριών. Για την διαπίστωση της συμπεριφοράς του πλαισίου και την αναγνώριση του τμήματος το οποίο χρειάζεται ενίσχυση και πιο όχι, το πλαίσιο χωρίζεται σε 3 τμήματα. Το πρώτο τμήμα είναι από το εμπρόσθιο διάφραγμα έως το front roll hoop, το δεύτερο τμήμα είναι από το front roll hoop έως το main roll hoop και το τρίτο από το main roll hoop μέχρι το οπίσθιο τμήμα του πλαισίου. Τα τμήματα τα οποία παρουσιάζουν καλύτερα αποτελέσματα όσον αφορά την στρεπτική ακαμψία συνδυάζονται και προκύπτουν νέες γεωμετρίες οι οποίες συγκρίνονται και με έναν βασικό παράγοντα ο οποίος είναι το βάρος. Για να γίνει αυτό χρησιμοποιείτε μια αρχική γεωμετρία στην πιο απλή της μορφή έτσι ώστε να είναι έγκυρη από πλευράς προδιαγραφών. Στην συνέχεια με την πρόσθεση και αφαίρεση μελών ανά τμήμα δημιουργούνται οι νέες γεωμετρίες προς σύγκριση. Οι συνθήκες της προσομοίωσης τέθηκαν με σκοπό την δημιουργία στρεπτικού φαινομένου με την πάκτωση του οπίσθιου μέρους στις αρθρώσεις των ψαλιδιών και την εφαρμογή ροπής στο εμπρόσθιο μετατρόχιο. Τα εμπρόσθια μέλη τα οποία μεταβιβάζουν την ροπή στο πλαίσιο είναι άκαμπτα μέλη και εφαρμόζεται δύναμη 150N στα άκρα τους με κοινή φορά και αντίθετη διεύθυνση. Όσον αφορά το κομμάτι του κινητήρα χρησιμοποιείται και εκεί άκαμπτα μέλη καθώς ο κινητήρας είναι ένα στοιχείο το οποίο έχει πολύ μεγαλύτερη ακαμψία από το πλαίσιο και είναι πρακτικά άκαμπτο. Εκτός από την δοκιμή στρεπτικής ακαμψίας πραγματοποιείται και δοκιμή καμπτικής ακαμψίας με την εφαρμογή φορτίου 800kg στην περιοχή της καμπίνας (μεταξύ front & main roll hoop) και στήριξη στο εμπρός και οπίσθιο μετατρόχιο με άκαμπτα μέλη.



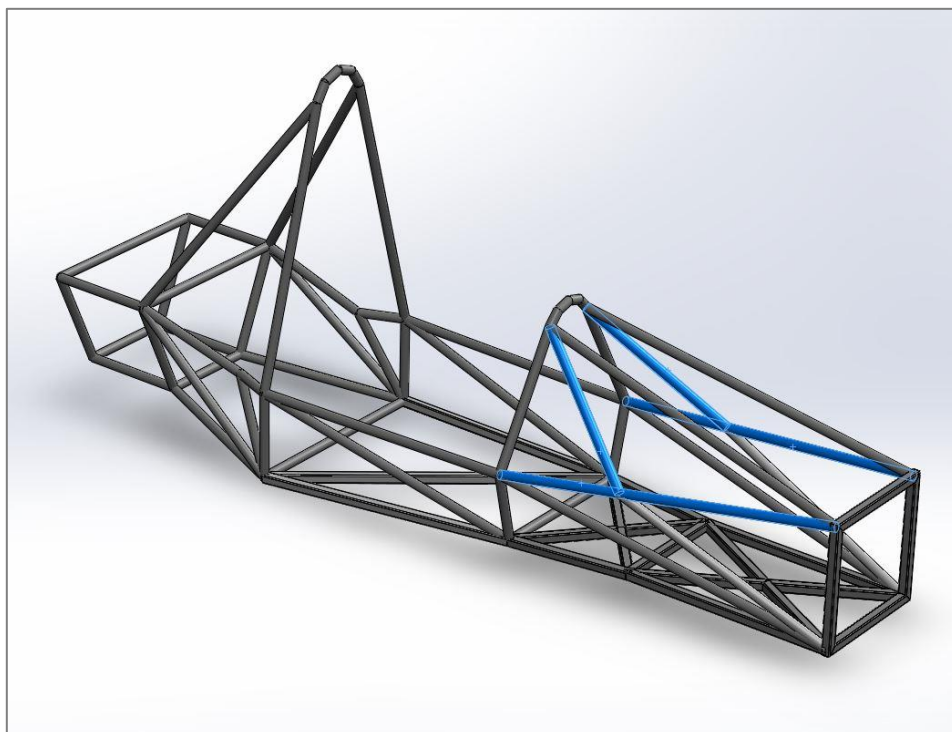
Σχήμα 5.7.1 Γεωμετρία 1.



Σχήμα 5.7.2 Γεωμετρία 2.

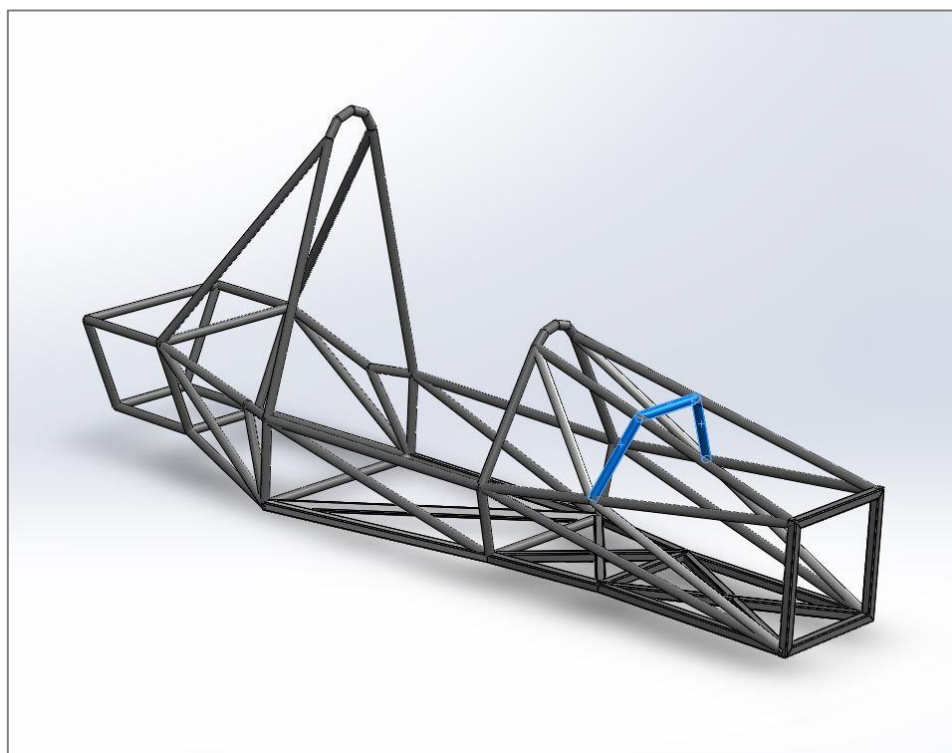


Σχήμα 5.7.3 Γεωμετρία 3.

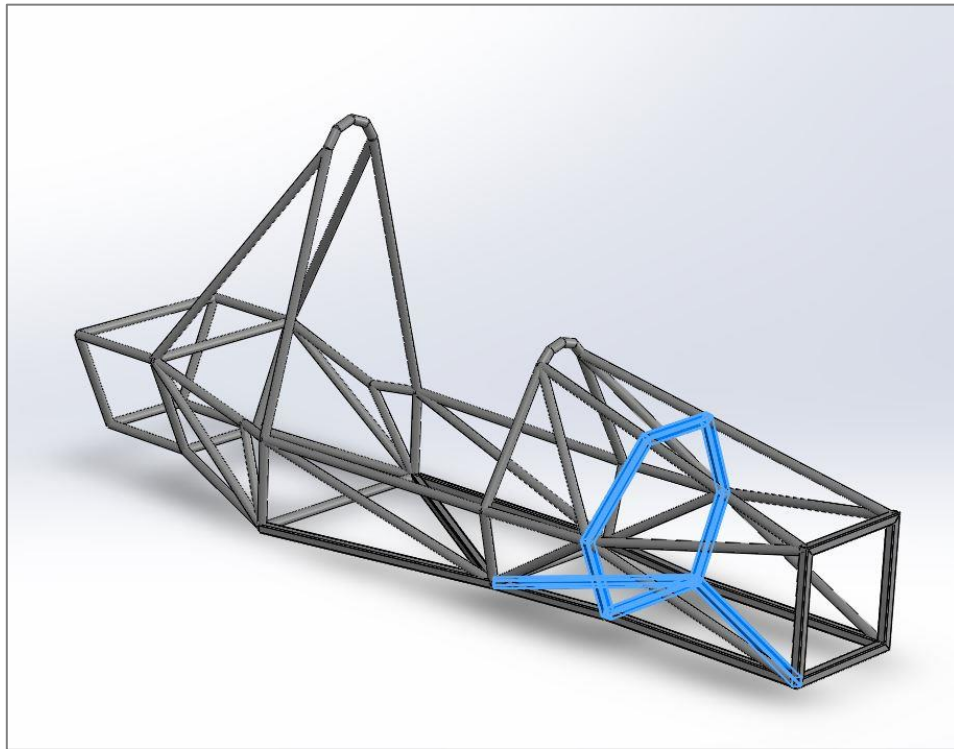


Σχήμα 5.7.4 Γεωμετρία 4.

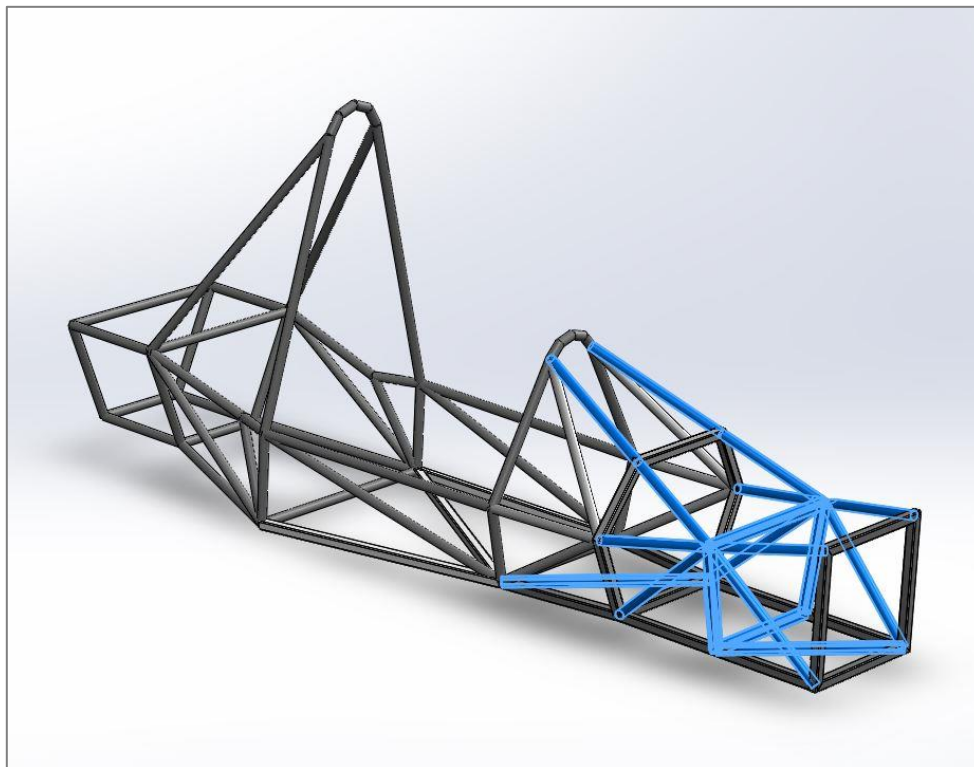
Η γεωμετρία 1 είναι από τις πιο απλές γεωμετρίες οι οποίες μπορούν να σχεδιαστούν. Στο εμπρόσθιο τμήμα του πατώματος μέχρι και το οπίσθιο μέρος της καμπίνας υπάρχουν διαγώνιοι ενίσχυσης του και όλο το πλαίσιο είναι κατασκευασμένο με κυκλικής διατομής σωληνώσεις όπως ορίζουν οι κανονισμοί. Η γεωμετρία αυτή συνδυάζει χαμηλό βάρος απλή κατασκευή αλλά χαμηλή στρεπτική ακαμψία. Στην γεωμετρία 2 γίνεται η προσθήκη επιπλέον διαγώνιων στο εμπρόσθιο τμήμα έως την αρχή της καμπίνας του οδηγού. Η προσθήκη αυτή έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της στρεπτικής ακαμψίας 1,5% σε σχέση με την αρχική καθώς και 3,4% στην συνολική μάζα. Στην γεωμετρία 3 γίνεται η χρήση σωλήνωσης τετραγωνικής διατομής στο πάτωμα κατά μήκος του πλαισίου μέχρι και την καμπίνα του οδηγού καθώς και στους εμπρόσθιους διαγώνιους του πατώματος σχήμα. Η γεωμετρία είναι ακριβώς η ίδια με την 2 και παρουσιάζει 2% αύξηση στρεπτικής ακαμψίας και 6,3% της συνολικής μάζας σε σχέση με την αρχική γεωμετρία. Στην παραπάνω γεωμετρία γίνεται προσθήκη μελών από το front hoop στις στηρίξεις του εμπρόσθιου διαφράγματος όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα 4.4. Η προσθήκη αυτή έχει αύξηση 10,3% στην στρεπτική ακαμψία και 9% στην συνολική μάζα. Στις παρακάτω γεωμετρίες μέχρι και την 7 έχει γίνει εστίαση στο τμήμα του πλαισίου από το front hoop και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον πίνακα 4.11



Σχήμα 5.7.5 Γεωμετρία 5.

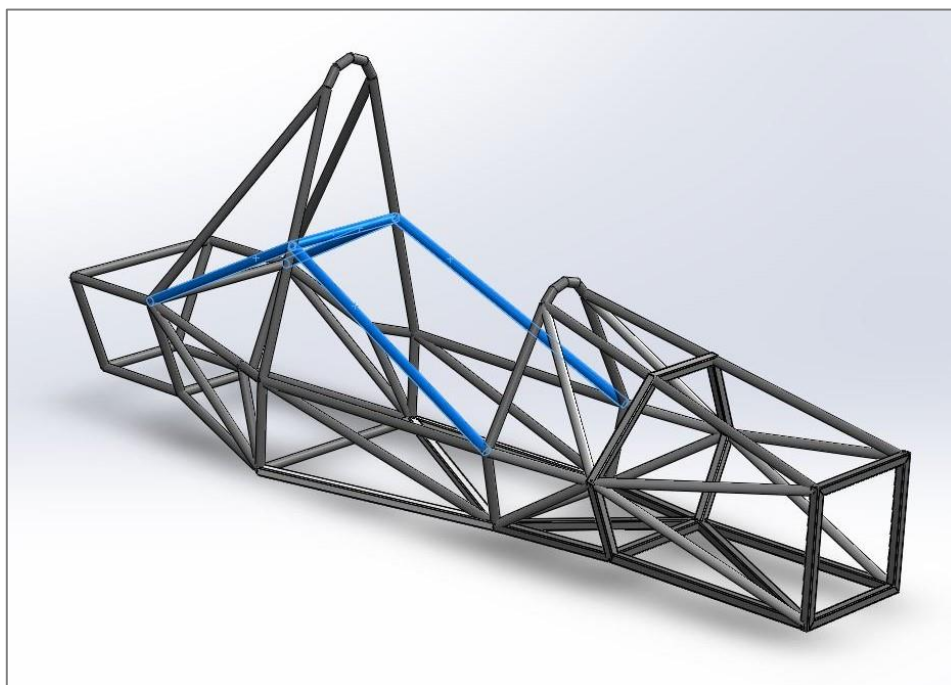


Σχήμα 5.7.6 Γεωμετρία 6.

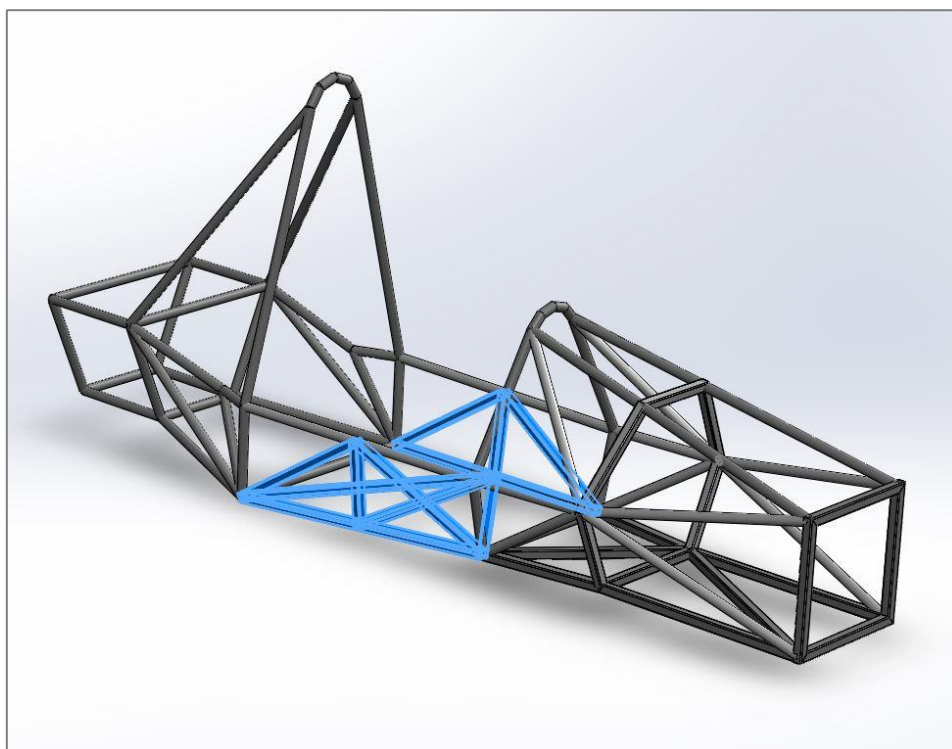


Σχήμα 5.7.7 Γεωμετρία 7.

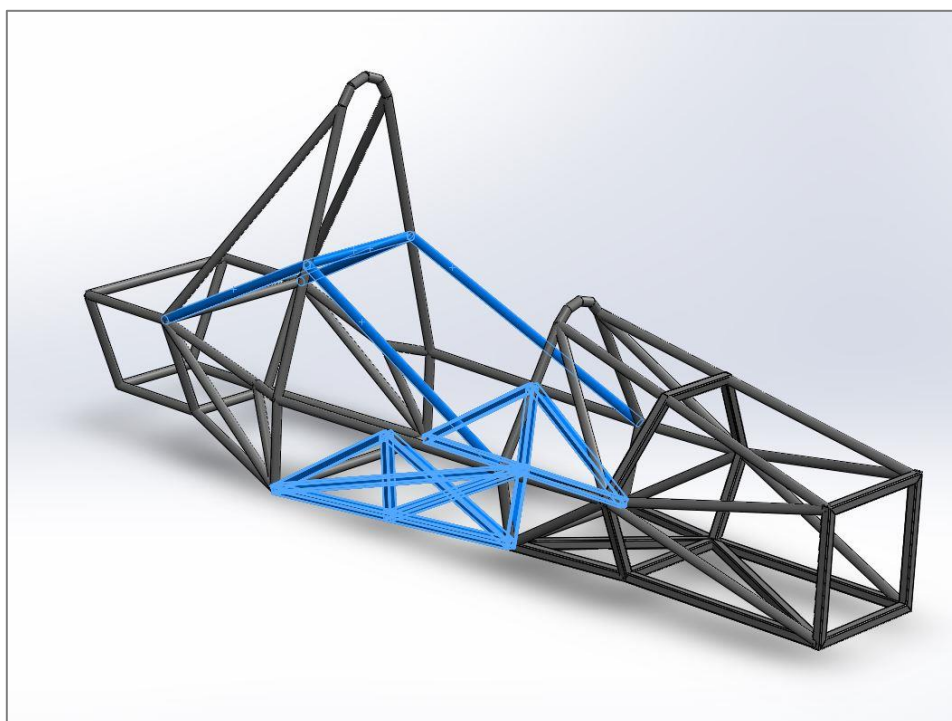
Στην συνέχεια γίνεται εμβάθυνση στον χώρο της καμπίνας και την επίδραση της κάθε περίπτωσης στο τμήμα αυτό. Αρχικά έχουμε την γεωμετρία 8 όπου έχουμε την διατήρηση της γεωμετρίας 6 στο μπροστινό τμήμα και προσθέτουμε 2 μέλη όπως φαίνεται στο σχήμα 4.8 οι οποίες ενισχύουν το πλαίσιο από το front hoop μέχρι και τις στηρίξεις του main roll hoop. Η γεωμετρία αυτή παρουσιάζει πολύ σημαντική αύξηση της στρεπτικής και καμπτικής ακαμψίας καθώς σε σχέση με την αρχική παρουσιάζει άνοδο 179.5 %. Η γεωμετρία 9 έχει την αφαίρεση των προηγούμενων μελών της γεωμετρίας 8 και εστιάζει μόνο στην ενίσχυση του πατώματος με μέλη τετραγωνικής διατομής σε διάταξη χιαστί. Τα αποτελέσματα είναι η μείωση της ακαμψίας σε σχέση με την προηγούμενη γεωμετρία κατά 422Nm/deg αλλά και μείωση της μάζας του πλαισίου κατά 1,9kg. Η γεωμετρία 10 είναι ο συνδυασμός της 8 και της 9 όπου είναι αναμενόμενο να παρουσιάζει αύξηση στην μάζα (35.9kg) και στην ακαμψία φτάνοντας στο σημείο να είναι 224,8% πιο υψηλή από την αρχική. Οι επόμενες γεωμετρίες έως και την 13 αναδεικνύουν διάφορες σχεδιαστικές επιλογές κυρίως στον χώρο της καμπίνας. Αξιοσημείωτη είναι η γεωμετρία 13 η οποία εμφάνισε πολύ μεγάλη αύξηση της ακαμψίας σχεδόν 6 φορές περισσότερο από την αρχική γεωμετρία (αύξηση 487%).



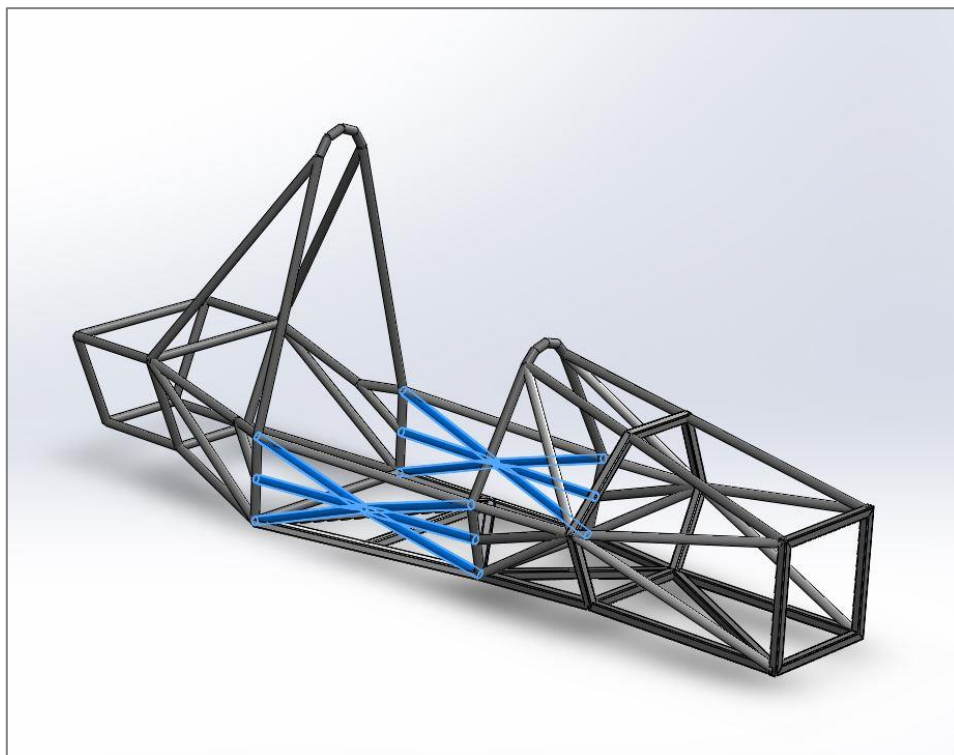
Σχήμα 5.7.8 Γεωμετρία 8.



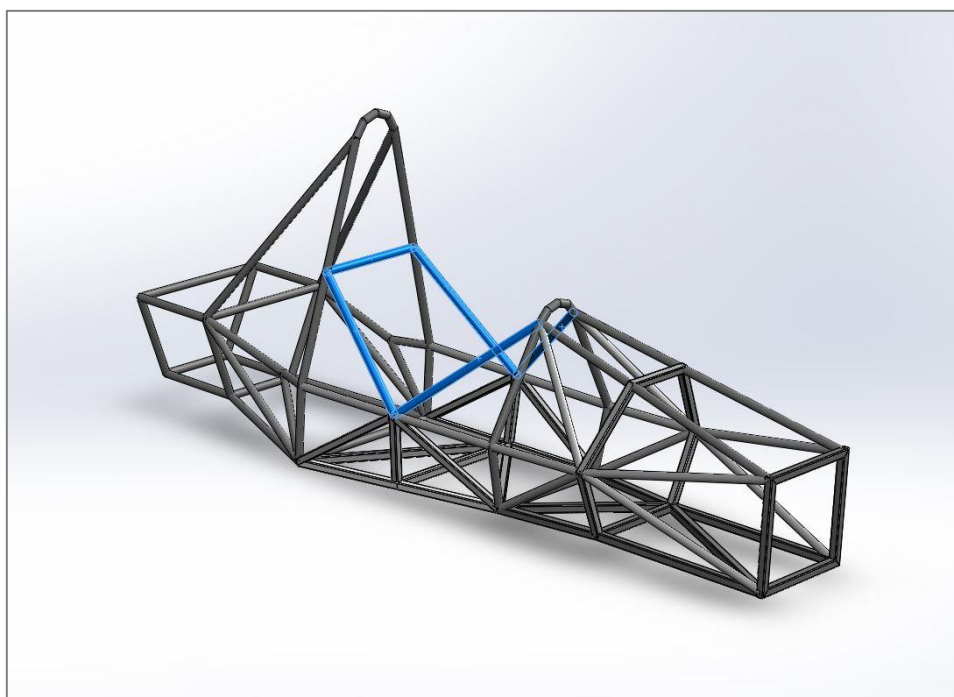
Σχήμα 5.7.9 Γεωμετρία 9.



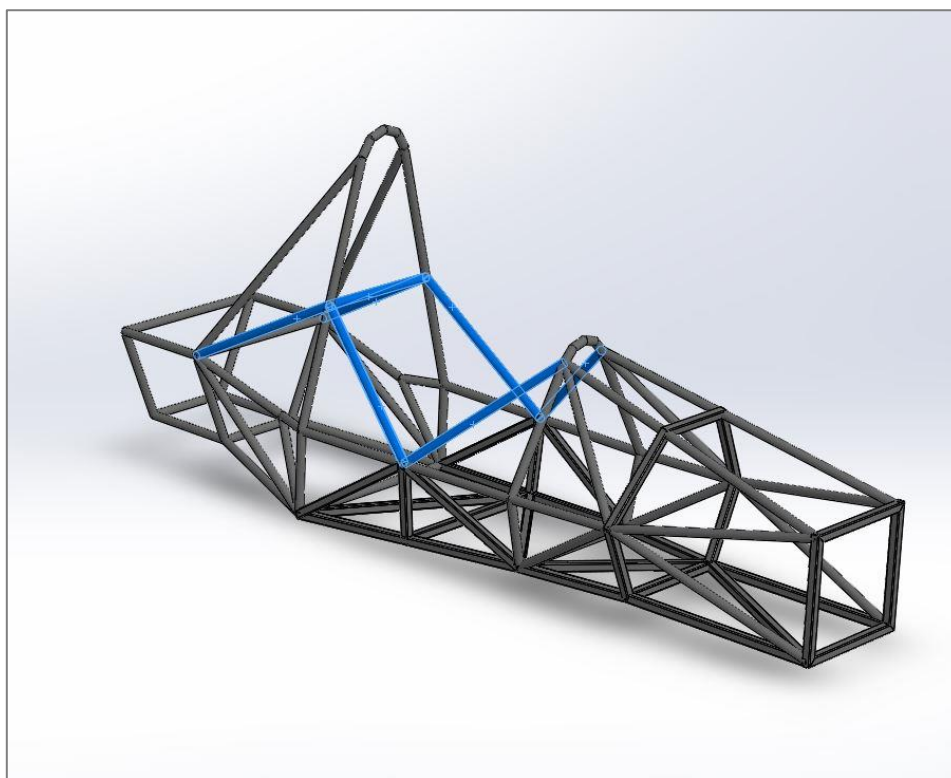
Σχήμα 5.7.10 Γεωμετρία 10.



Σχήμα 5.7.11 Γεωμετρία 11.



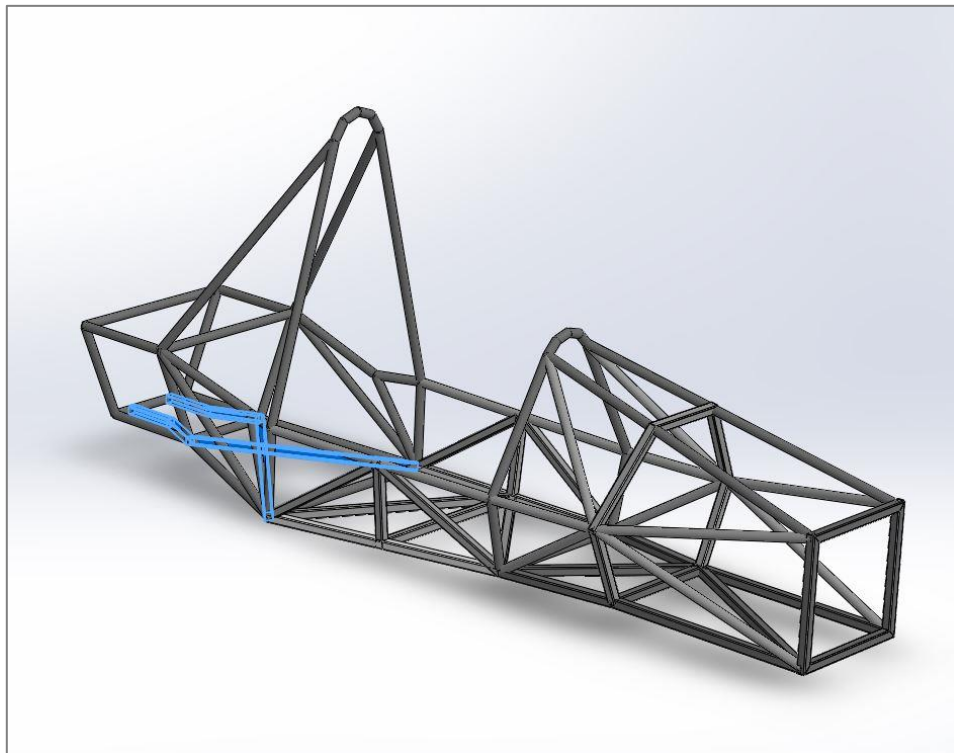
Σχήμα 5.7.12 Γεωμετρία 12.



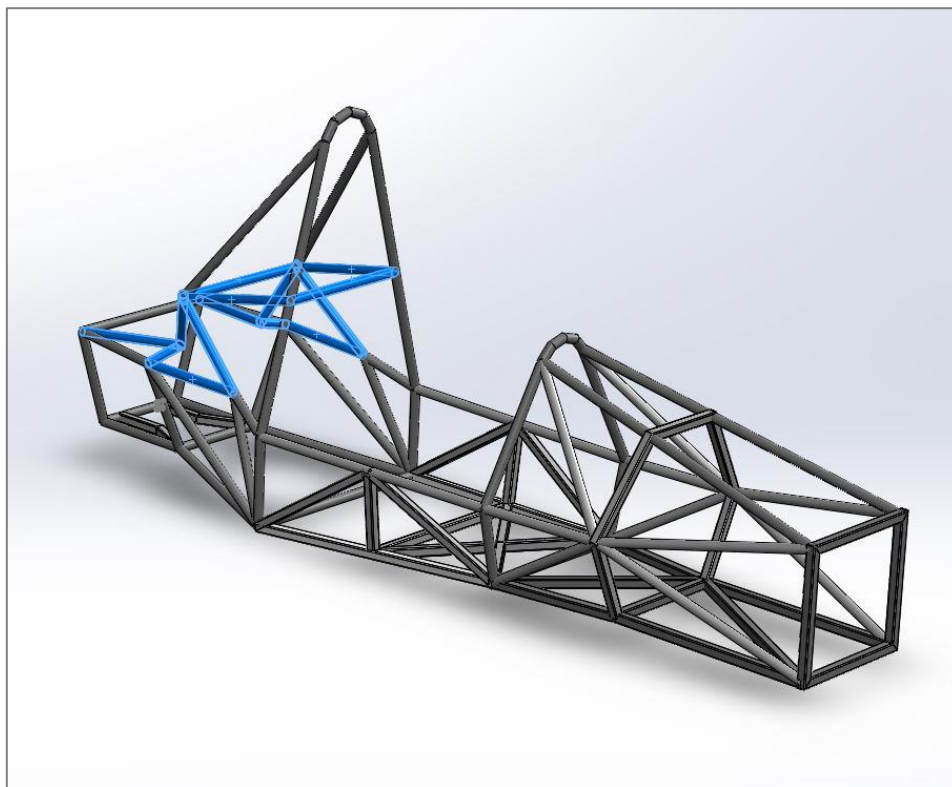
Σχήμα 5.7.13 Γεωμετρία 13.

Στην συνέχεια ακολουθούν γεωμετρίες στις οποίες δίνονται σχεδιαστικές λύσεις για τον χώρο του κινητήρα για την κατανόηση της επίδρασης και αυτού του τμήματος στην συνολική ακαμψία. Στις γεωμετρίες 14 & 15 διατηρείται στο εμπρόσθιο τμήμα όπως στην 6 και το τμήμα της καμπίνας όπως στην 9. Όπως φαίνεται και στο σχήμα 4.14 δοκιμάζεται αρχικά η ενίσχυση του πατώματος στο οπίσθιο τμήμα καθώς και η προσπάθεια για πιο χαμηλού μήκους μέλη σχήμα 4.15 διαφοροποιώντας επιπλέον την γεωμετρία για την σύνδεση του κινητήρα απευθείας στο πλαίσιο στο πίσω μέρος. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι έχουμε σημαντική προσαύξηση της μάζας σε αυτές τις γεωμετρίες και την ακαμψία να είναι σε χαμηλότερα επίπεδα από τις προηγούμενες. Συγκρίνοντας την γεωμετρία 9 από την οποία προέκυψε η 14 παρατηρούμε ότι οι διαγώνιοι ενίσχυσης του πατώματος αύξησαν κατά 88Nm/deg την στρεπτική ακαμψία αλλά και 1.6kg την συνολική μάζα. Η γεωμετρία 15 είχε χαμηλότερα αποτελέσματα και από την 9 και από την 14 μειώνοντας την ακαμψία σε πιο χαμηλά επίπεδα και αυξάνοντας σημαντικά τη μάζα. Στην συνέχεια ακολουθούν γεωμετρίες υψηλότερης μάζας (16-21) στις οποίες συνδυάζονται τα τμήματα της καμπίνας και το οπίσθιο τμήμα δημιουργώντας επιπλέον λύσεις κυρίως στον χώρο της καμπίνας ο οποίος έχει και την

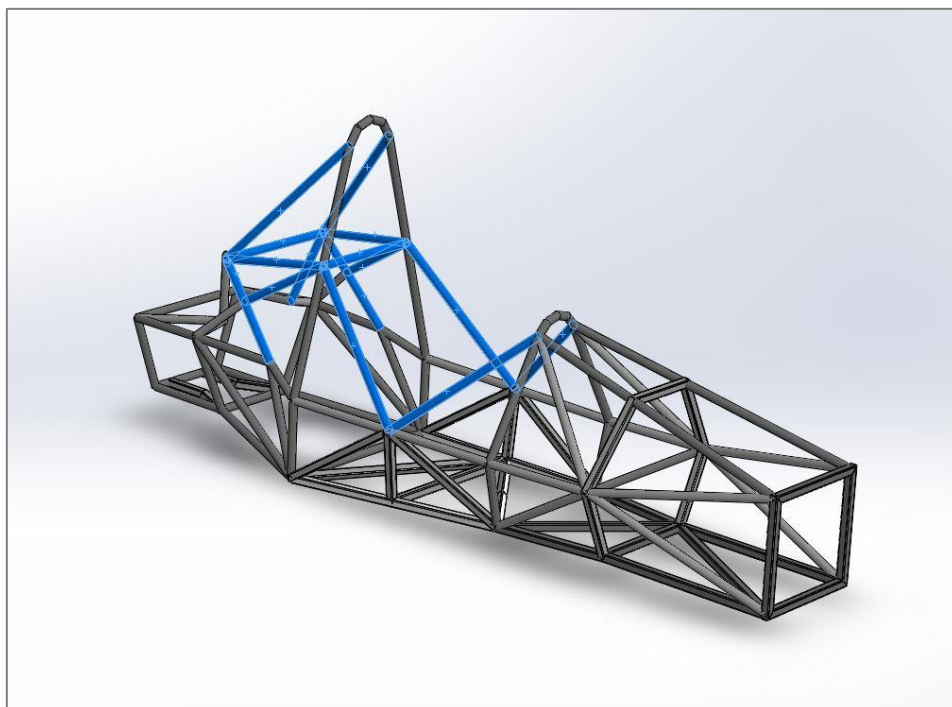
μεγαλύτερη επίδραση στην συνολική ακαμψία του πλαισίου. Σημαντική παρατήρηση είναι στην περίπτωση της γεωμετρίας 16 έχει γίνει ο συνδυασμός της γεωμετρίας 15 που παρουσίασε πολύ χαμηλά επίπεδα ακαμψίας με την 13. Το αποτέλεσμα είναι η αύξηση κατά 524,3% από την αρχική γεωμετρία φτάνοντας τα 2992Nm/deg με την μάζα να φτάνει τα 38,7kg. Πρέπει να επισημανθεί ότι από την 17 -20 γεωμετρίες έχει γίνει άνοιγμα στην καμπίνα με σκοπό την δημιουργία χώρου για τους αγκώνες του οδηγού και την ευκολία πρόσβασης.



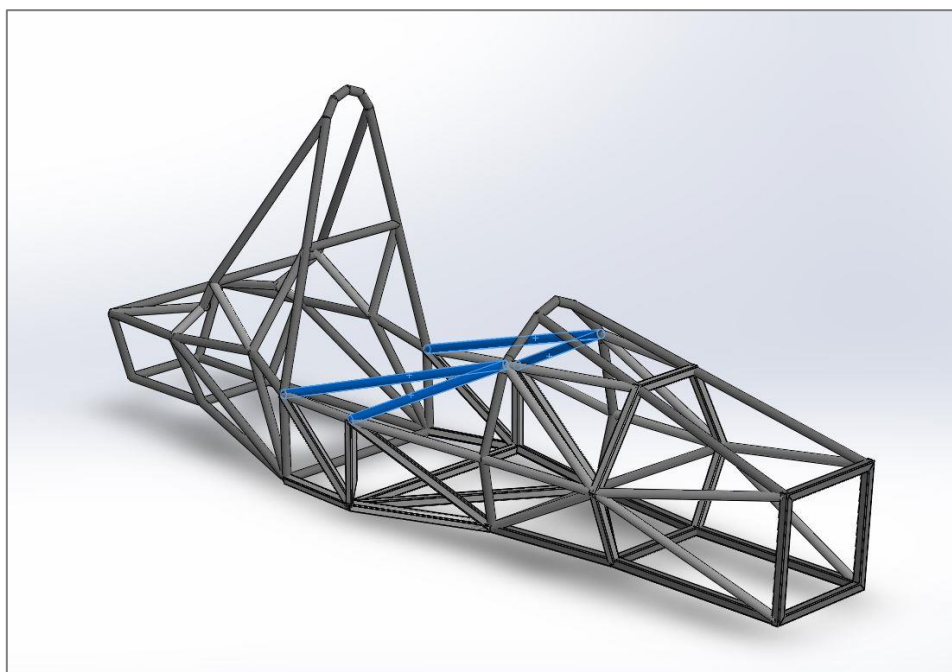
Σχήμα 5.7.14 Γεωμετρία 14.



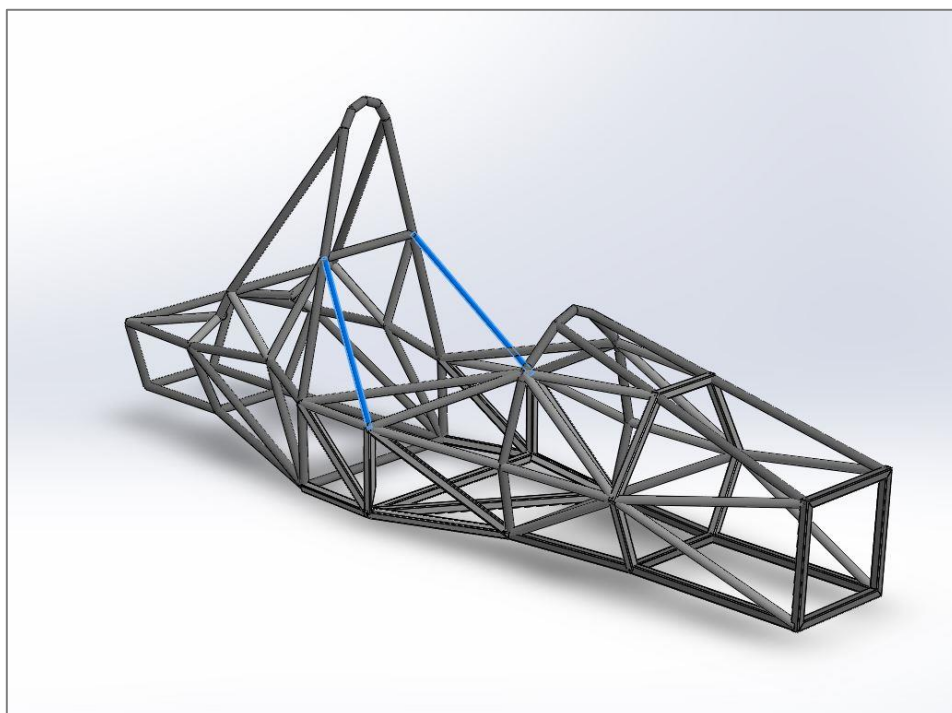
Σχήμα 5.7.15 Γεωμετρία 15.



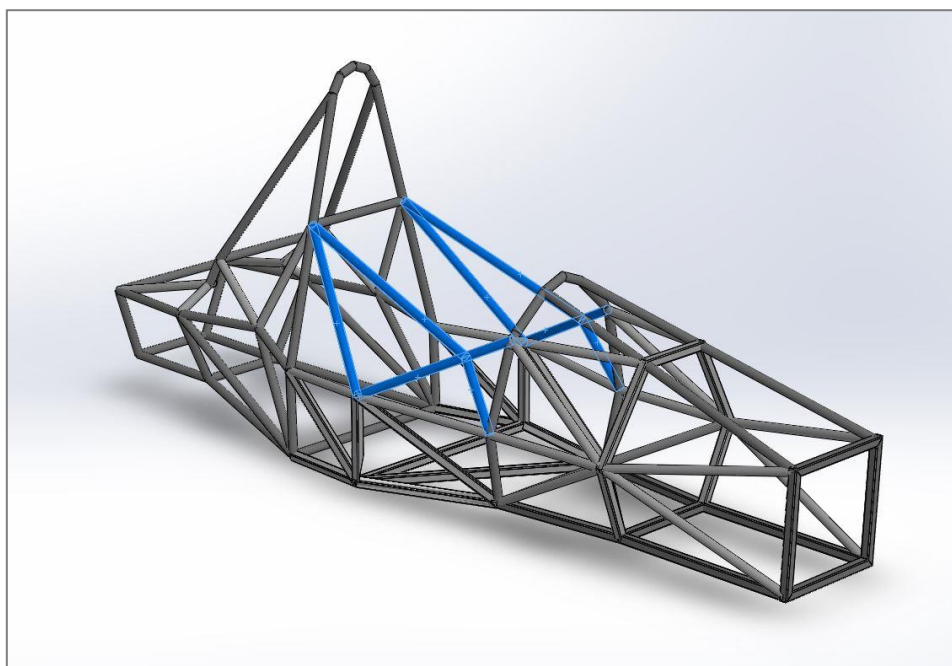
Σχήμα 5.7.16 Γεωμετρία 16.



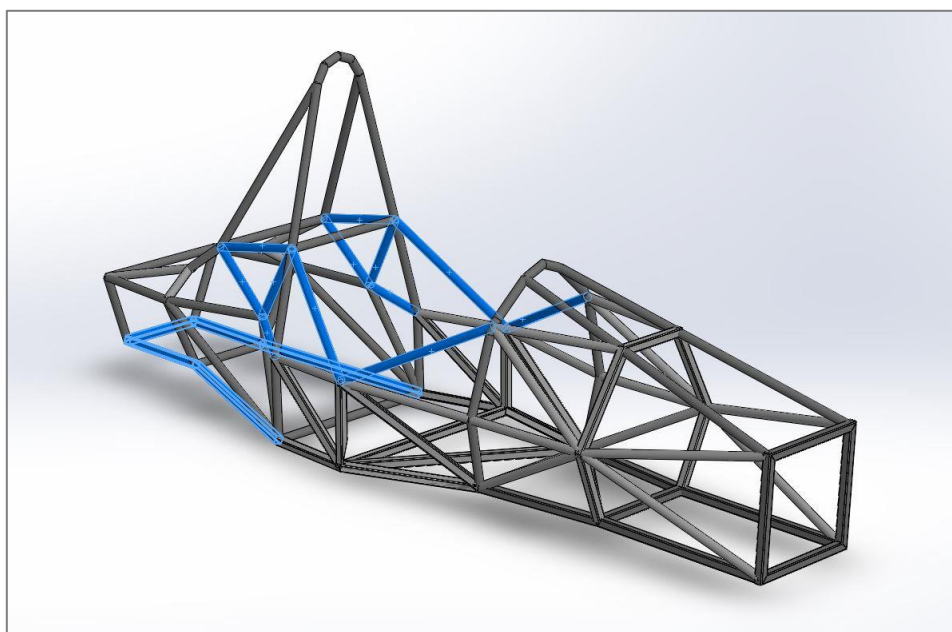
Σχήμα 5.7.17 Γεωμετρία 17.



Σχήμα 5.7.18 Γεωμετρία 18.



Σχήμα 5.7.19 Γεωμετρία 19.

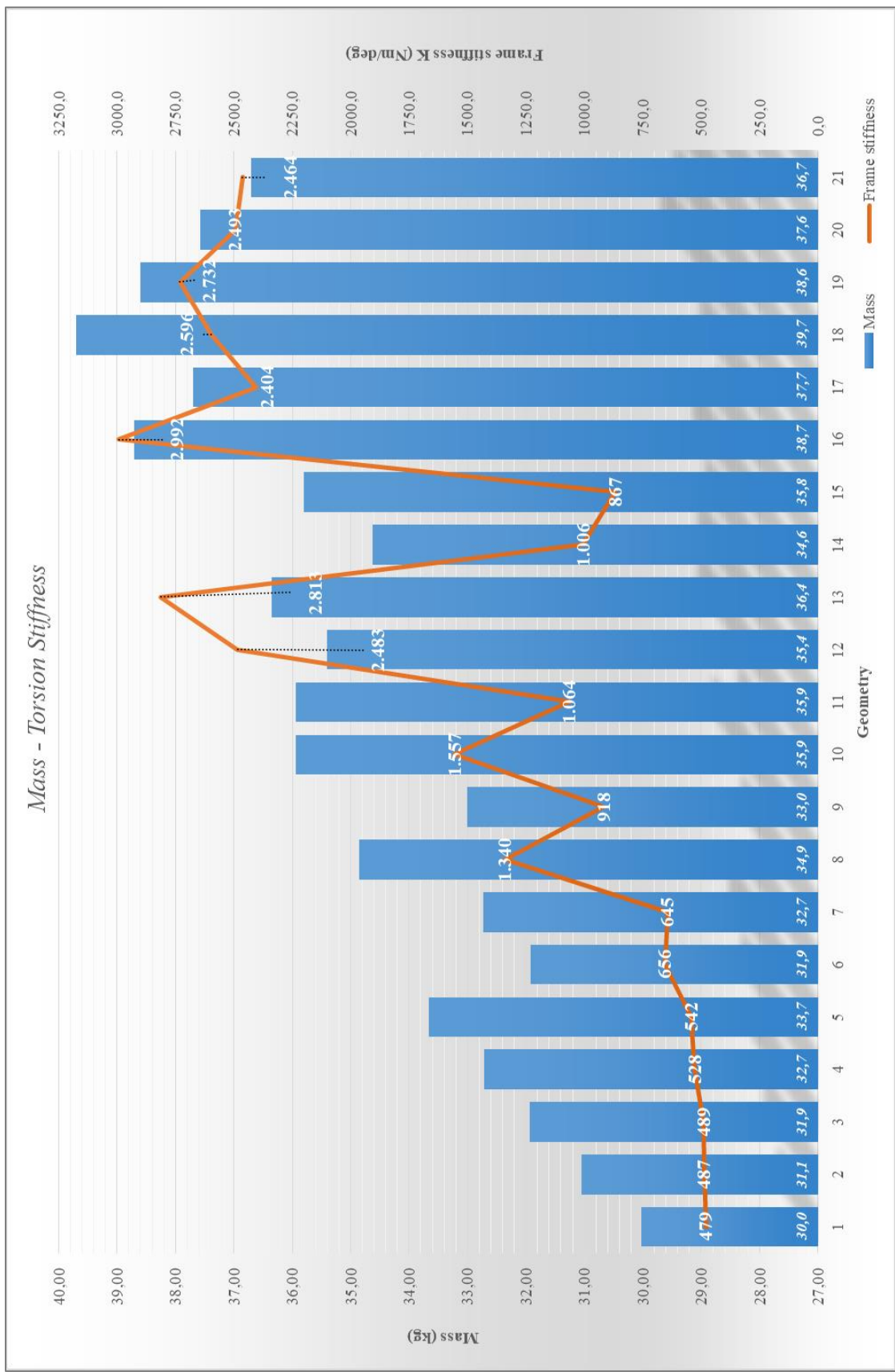


Σχήμα 5.7.20. Γεωμετρία 20.

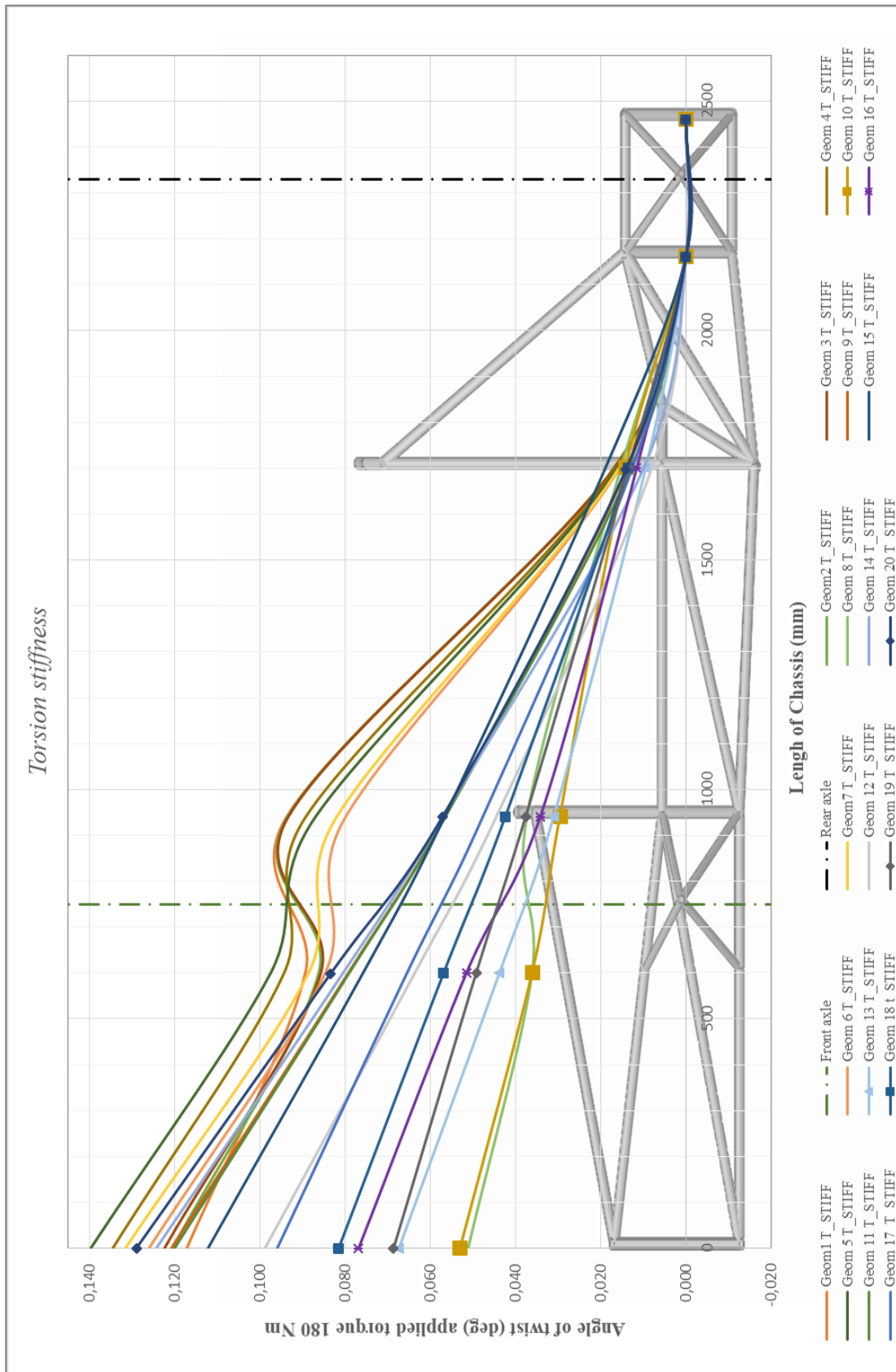
Πίνακας 5.7.1 Αποτελέσματα σύγκρισης γεωμετριών.

Geometry	Mass	k (Nm/deg)	k/mass	Ποσοστιαία αύξηση στρεπτικής ακαμψίας από την αρχική (%)	Ποσοστιαία αύξηση βάρους ακαμψίας από την αρχική (%)
Geom 1	30,03	479,3	16,0	-	-
Geom 2	31,05	486,7	15,7	1,5	3,4
Geom 3	31,93	488,7	15,3	2,0	6,3
Geom 4	32,72	528,4	16,2	10,3	9,0
Geom 5	33,66	542,3	16,1	13,1	12,1
Geom 6	31,92	655,6	20,5	36,8	6,3
Geom 7	32,73	644,9	19,7	34,6	9,0
Geom 8	34,85	1339,7	38,4	179,5	16,1
Geom 9	33,01	917,7	27,8	91,5	9,9
Geom 10	35,94	1556,5	43,3	224,8	19,7
Geom 11	35,94	1064,3	29,6	122,1	19,7
Geom 12	35,40	2483,5	70,2	418,2	17,9
Geom 13	36,35	2813,4	77,4	487,0	21,0
Geom 14	34,62	1005,8	29,1	109,9	15,3
Geom 15	35,80	867,4	24,2	81,0	19,2
Geom 16	38,70	2992,0	77,3	524,3	28,9
Geom 17	37,70	2404,3	63,8	401,7	25,5
Geom 18	39,70	2596,4	65,4	441,7	32,2
Geom 19	38,60	2731,8	70,8	470,0	28,5
Geom 20	37,57	2493,33	66,4	420,2	25,1
Geom 21	36,7	2464	67,1	414,1	22,2

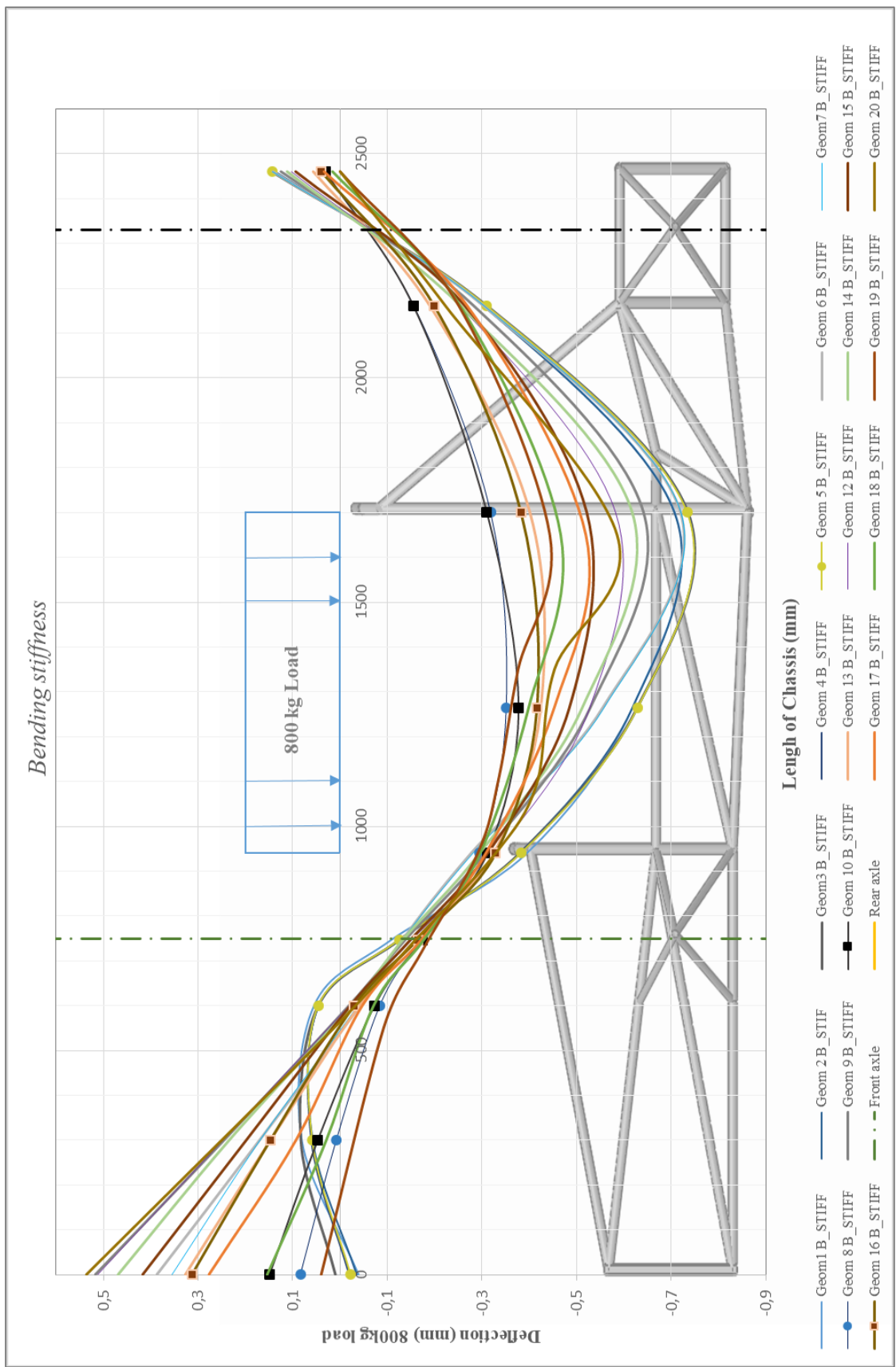
Στα παραπάνω αποτελέσματα του πίνακα 5.7.1 παρατηρούμε τις βασικές διαφορές των γεωμετριών όσον αφορά την στρεπτική ακαμψία, την αναλογία τη ακαμψίας με την μάζα τη κατασκευής καθώς και τις ποσοστιαίες διαφορές από την αρχική και πιο απλή γεωμετρία που μπορεί να κατασκευαστεί. Μεγαλύτερη έμφαση δίνουμε στις γεωμετρίες οι οποίες έχουν μεγάλη στρεπτική ακαμψία και χαμηλή μάζα συνεπώς μεγαλύτερο συντελεστή k/m. Οι γεωμετρίες αυτές είναι οι 13,16,12 και 19 με μεγαλύτερο συντελεστή αυτόν της γεωμετρίας 13. Παρακάτω απεικονίζονται τα αποτελέσματα γραφικά στο διάγραμμα 5.7.3.



Γράφημα 5.7.3



Γράφημα 5.7.1 Γωνία στρέψης κατά μήκος του πλαισίου όλων των γεωμετριών.

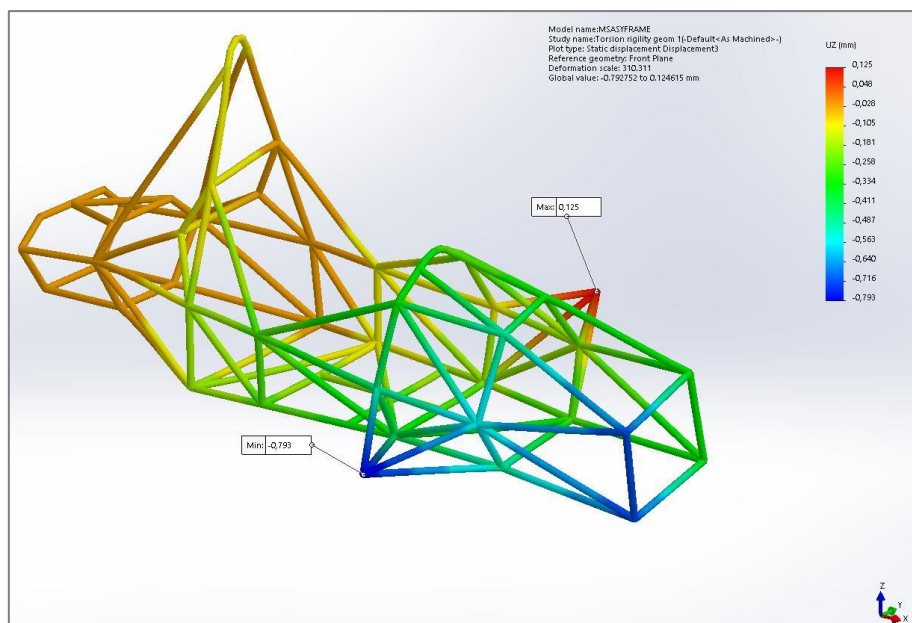


Γράφημα 5.7.2 Βέλος κάμψης κατά μήκος του πλαισίου όλων των γεωμετριών.

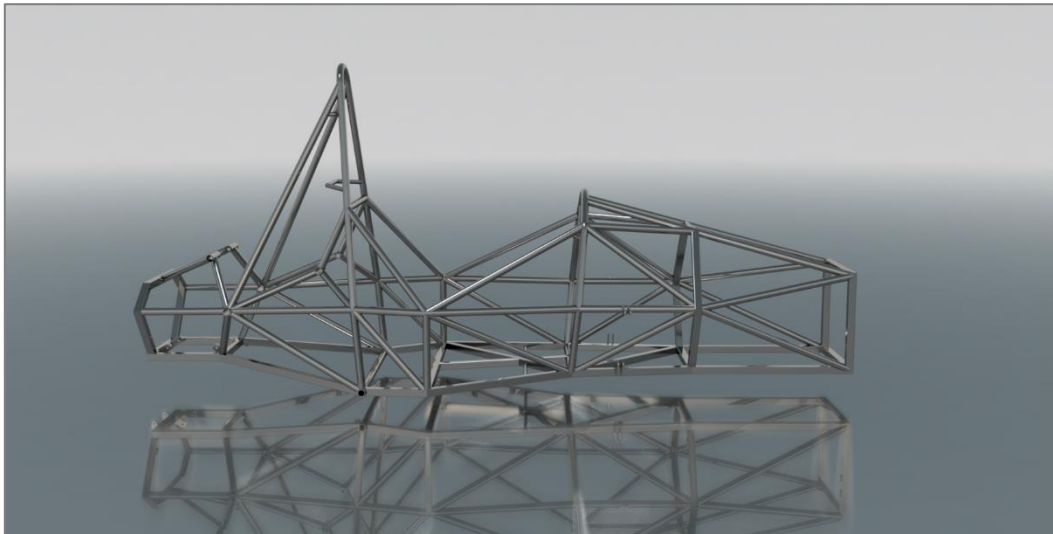
Παρατηρώντας το γράφημα 5.7.1 φαίνεται ότι οι αρχικές γεωμετρίες στις οποίες δεν υφίστανται κάποια προσθήκη στον χώρο της καμπίνας, απότομη και μη γραμμική αύξηση της γωνίας στρέψης στο σημείο εφαρμογής της ροπής στρέψης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μη ακριβή και μη αποδοτική λειτουργία του συστήματος ανάρτησης καθώς το πλαίσιο πρέπει να έχει ομοιόμορφη κατανομή της ακαμψίας για την καλύτερη και ομαλότερη μεταφορά των δυνάμεων. Το ίδιο φαινόμενο παρατηρείται και στο γράφημα 5.7.2 όπου οι γεωμετρίες αυτές έχουν το μεγαλύτερο βέλος κάμψης. Οι γεωμετρίες οι οποίες παρουσιάζουν τα καλύτερα αποτελέσματα είναι 8,10,13,16,19 και στις δύο περιπτώσεις. Αξιοσημείωτη είναι η γεωμετρία 8 η στην οποία παρατηρούμε μεγάλη διαφορά από τις υπόλοιπες κυρίως στο γράφημα βέλους κάμψης. Αυτό διότι τα μέλη της καμπίνας όπως είναι σχεδιασμένα εμποδίζουν την βύθιση του πλαισίου σε αυτό το σημείο.

6.8 Σχεδιασμός τελικής γεωμετρίας

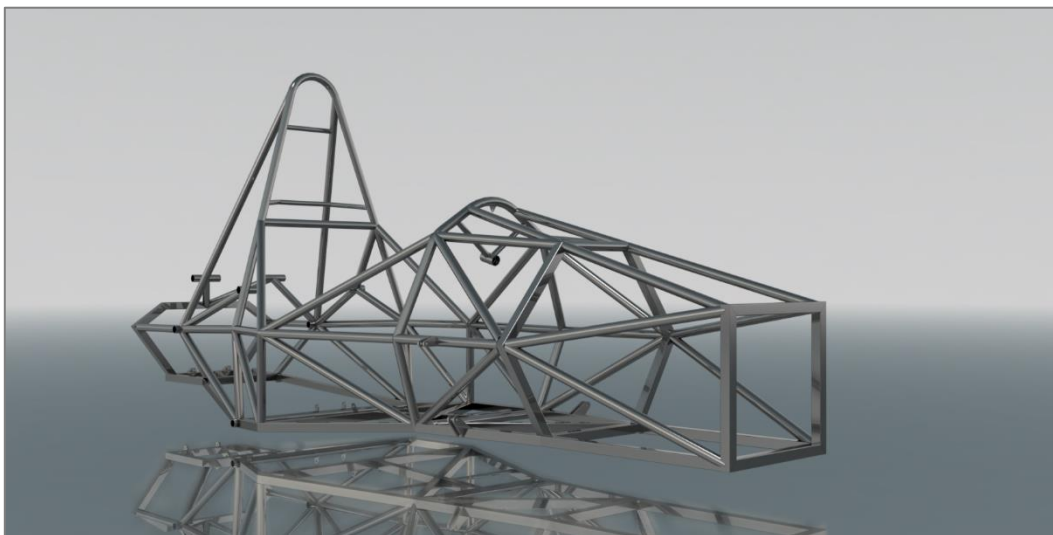
Για την τελική σχεδίαση λαμβάνουμε υπ' όψη τα αποτελέσματα και την βασική δομή της γεωμετρίας 13 καθώς και την γεωμετρία για την στήριξη των υπόλοιπων υποσυστημάτων του οχήματος (σύστημα πρόσδεσης οδηγού, σύστημα ανάρτησης, υποσυστήματα ασφαλείας οδηγού και συστήματος μετάδοσης κίνησης) χωρίς την περαιτέρω αύξηση του συνολικού βάρους



Γράφημα 5.8.1 Προσομοίωση στρεπτικής ακαμψίας τελικής γεωμετρίας.



Σχήμα 5.8.1 Προοπτική πλάγια όψη τελικής γεωμετρίας.



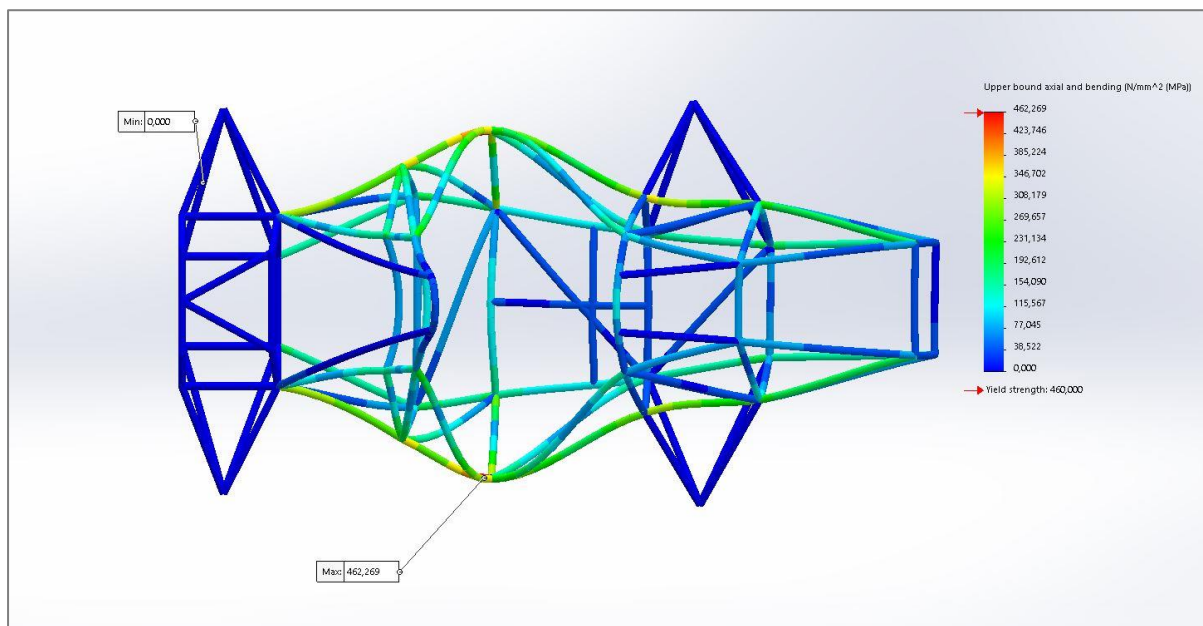
Σχήμα 5.8.1 Προοπτική πλάγια όψη τελικής γεωμετρίας.

Η τελική γεωμετρία εκτιμάται ότι θα έχει στρεπτική ακαμψία 2400Nm/deg και συνολικό βάρος με τα βάσεις των υποσυστημάτων 36kg .

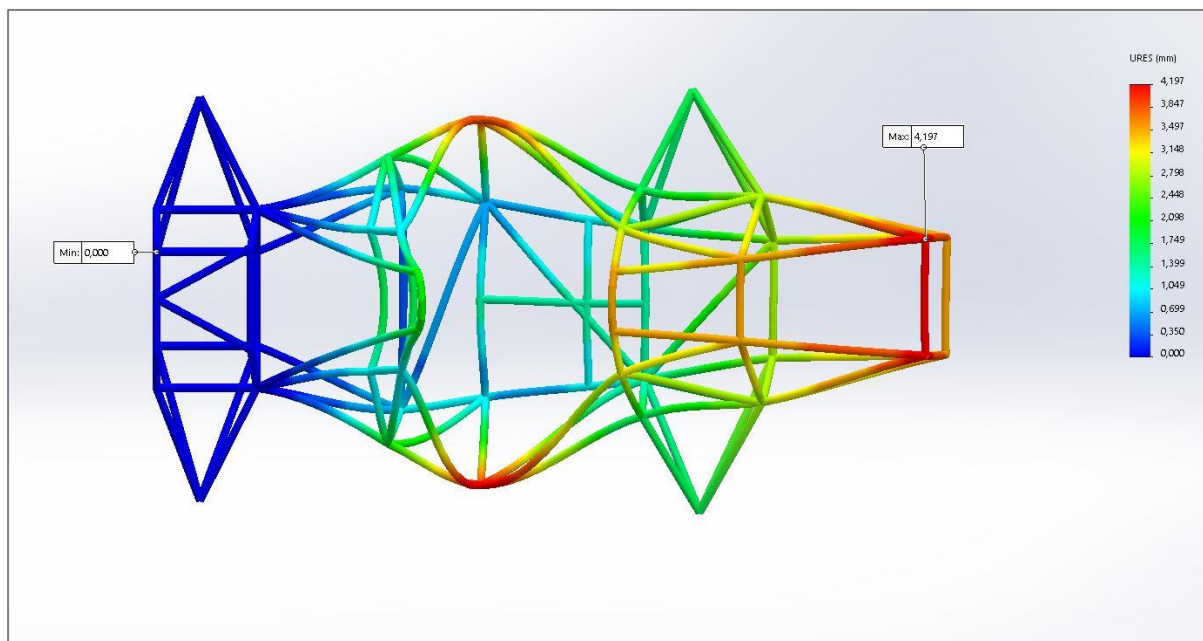
6.9 Συμπεριφορά πλαισίου σε συνθήκες πρόσκρουσης

Για να διαπιστώσουμε την συμπεριφορά του πλαισίου και να έχουμε μια προσέγγιση της αντοχής του σε μια τέτοια περίπτωση δημιουργούμε μια προσομοίωση για κάθετη καθώς και για μετωπική σύγκρουση. Για την μετωπική σύγκρουση πακτώσουμε το οπίσθιο μέρος του οχήματος και εφαρμόζουμε δύναμη στο εμπρόσθιο διάφραγμα. Η επιλογή του υλικού είναι χάλυβας 4130. Η μέγιστη δύναμη που εφαρμόστηκε έως ο συντελεστής ασφαλείας να φτάσει στην μονάδα είναι 21900N ή 2232kg . Επίσης, παρατηρούμε ότι η καμπίνα του οδηγού έχει την

τάση να ανοίγει γεγονός το οποίο βελτιώνει την ασφάλεια του οδηγού σε μια τέτοια περίπτωση καθώς δεν εγκλωβίζεται. Αυτό σημαίνει ότι εάν θεωρήσουμε την μάζα του οχήματος 310kg τότε η επιτάχυνση η οποία προκύπτει είναι 7,2g.

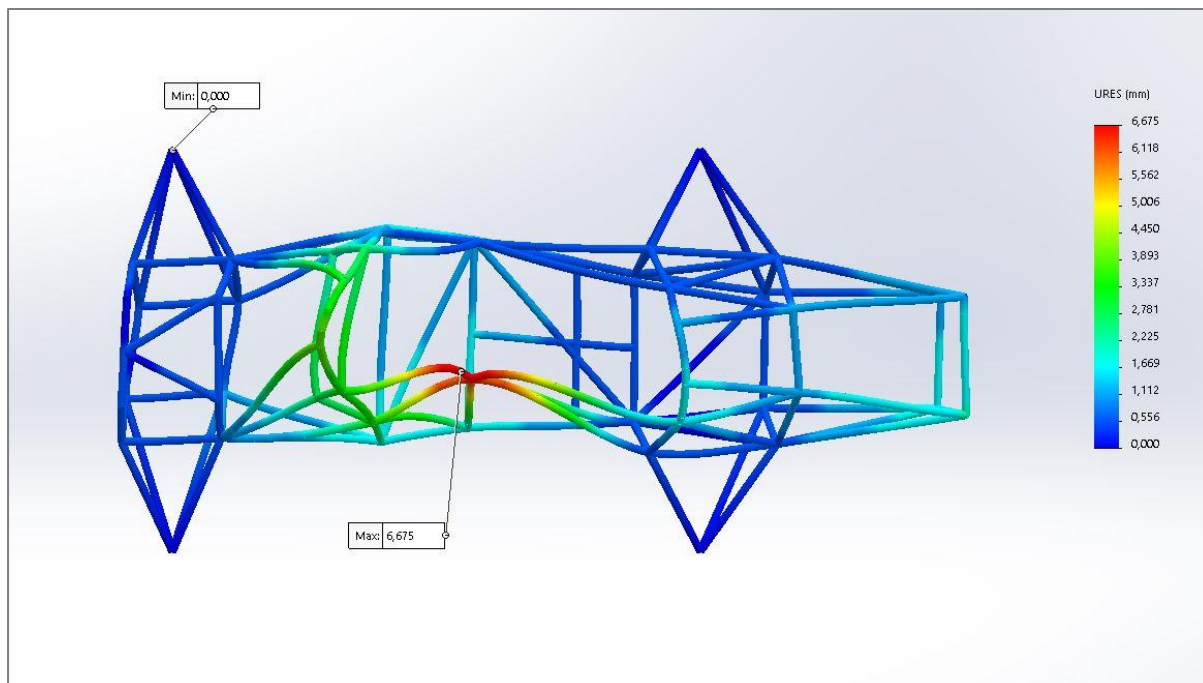


Γράφημα 5.9.1 Ισοδύναμη τάση πλαισίου κατά την μέγιστη φόρτιση.

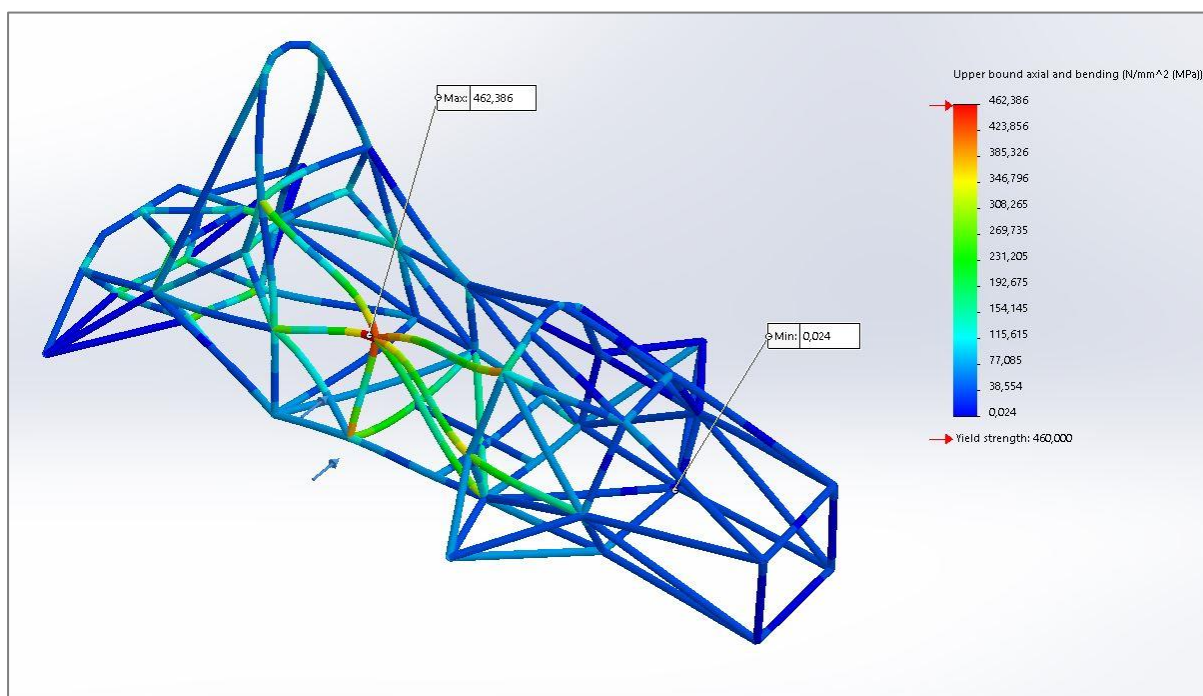


Γράφημα 5.9.2 Ισοδύναμη παραμόρφωση πλαισίου κατά την μέγιστη φόρτιση.

Στην συνέχεια ακολουθεί η περίπτωση της πλάγιας πρόσκρουσης και τα αποτελέσματα στα παρακάτω σχήματα.



Γράφημα 5.9.3 Ισοδύναμη τάση πλαισίου κατά την μέγιστη φόρτιση.



Γράφημα 5.9.4 Ισοδύναμη μετατόπιση πλαισίου κατά την μέγιστη φόρτιση.

Για την προσομοίωση της πλάγιας πρόσκρουσης το όχημα πακτώθηκε στο κέντρο των τροχών. Η δύναμη εφαρμόστηκε στους κόμβους οι οποίοι είναι σε μεγαλύτερη απόσταση από τον άξονα συμμετρίας του οχήματος και αυτοί οι οποίοι σε περίπτωση πρόσκρουσης δέχονται πρώτοι την δύναμη. Η μέγιστη δύναμη η οποία μπορεί να εφαρμοστεί σε αυτήν την περίπτωση είναι 10750N ή 1095kg. Στην περίπτωση όπου επιλέγαμε χάλυβα AISI 1010 ή 1020 τότε η μέγιστη δύναμη η οποία θα μπορούσαμε να εφαρμόσουμε θα ήταν 8750N στην περίπτωση της μετωπικής σύγκρουσης και 4192 για την πλάγια. Ως συμπέρασμα με την επιλογή του υλικού AISI 4130 έχουμε 2.5 φορές μεγαλύτερη αντοχή του πλαισίου.

7 ΜΕΛΕΤΗ ΣΤΗΡΙΞΕΩΝ ΥΠΟΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΛΑΙΣΙΟΥ.

7.1 Μελέτη και σχεδιασμός προσκέφαλου οδηγού.

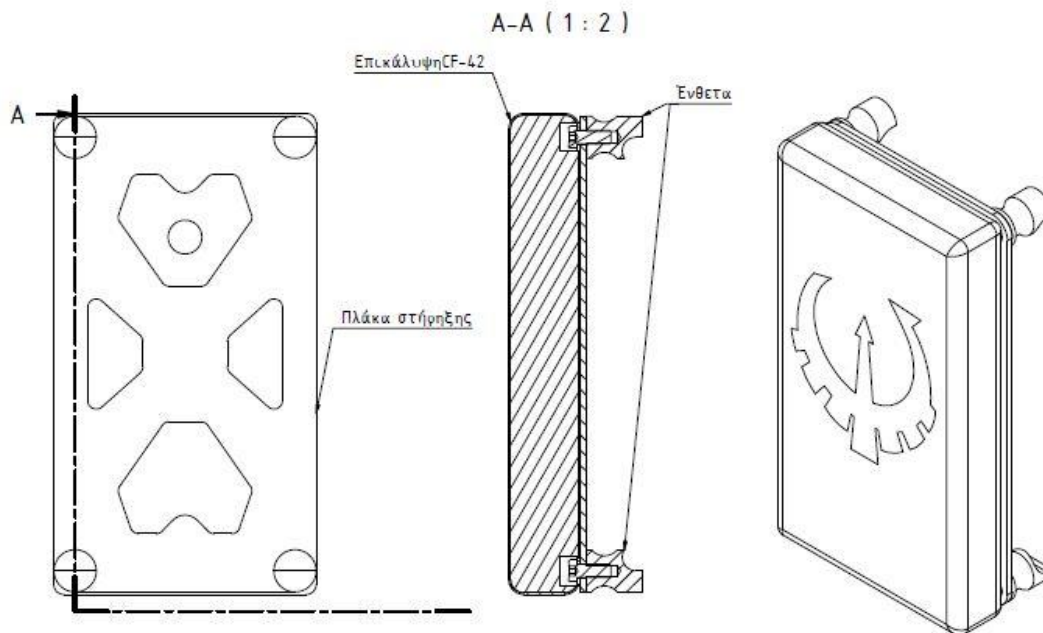
Για την μελέτη και τον σχεδιασμό της κατασκευής στηρίξεως του προσκέφαλου του οδηγού πρέπει να τηρηθούν οι παρακάτω προδιαγραφές όπως αναφέρονται στους κανονισμούς παρακάτω.



- T.2.8 Head Restraint**
- T.2.8.1 A Head Restraint must be provided to limit the rearward motion of the driver's head.
- T.2.8.2 The Head Restraint must be vertical or near vertical in side view.
- T.2.8.3 The Head Restraint padding must:
- Be an energy absorbing material that meets [SFI Spec 45.2](#), or is listed in the [FIA Technical List No. 17](#) as a "Type B Material for single seater cars": CONFOR M foam CF-42 (pink) or CF-42M (pink). CF-42AC (pink) is acceptable.
 - Have a minimum thickness of 38 mm
 - Have a minimum width of 15 cm
 - Meet one of the following:
 - minimum area of 235 cm² AND minimum total height adjustment of 17.5 cm
 - minimum height of 28 cm
 - Be covered with a thin, flexible material that contains a ~20 mm diameter inspection hole in a surface other than the front surface
- T.2.8.4 For all drivers, the Head Restraint must be located and adjusted so that:
- The Head Restraint is no more than 25 mm away from the back of the driver's helmet, with the driver in their normal driving position.
 - The contact point of the back of the driver's helmet on the Head Restraint is no less than 50 mm from any edge of the Head Restraint.
 - All material and structure of the Head Restraint is within the Rollover Protection Envelope F.1.1.1
- Approximately 100 mm of longitudinal adjustment should accommodate range of specified drivers. Several Head Restraints with different thicknesses may be used*
- T.2.8.5 The Head Restraint, attachment and mounting must be strong enough to withstand a force of:
- 900 N applied in a rearward direction
 - 300 N applied in a lateral or vertical direction
- T.2.9 Roll Bar Padding**
- Any portion of the roll bar, roll bar bracing or frame which might be contacted by the driver's helmet must be covered with a minimum thickness of 12 mm of padding which meets [SFI Spec 45.1](#) or [FIA 8857-2001](#).

Σχήμα 6.1.1 Προδιαγραφές κατασκευής στηρίξεως προσκέφαλου.

Για την κατασκευή αυτή χρησιμοποιούμε την μέθοδο χρήσης ενός μεγάλου μήκους προσκέφαλο το οποίο θα καλύπτει όλο το εύρος ύψους εκάστοτε οδηγού (28cm X 15cm). Ο πιο απλός τρόπος ο οποίος χρησιμοποιήθηκε είναι η συγκόλληση τεσσάρων ενθέτων στο πλαίσιο πάνω στα οποία βιδώνεται η πλάκα η οποία έχει κολλημένο το προσκέφαλο. Ο σχεδιασμός παρουσιάζεται παρακάτω στο σχήμα 6.2.



Σχήμα 6.1.2 Σχεδιασμός συστήματος στήριξης προσκέφαλου.

Το επόμενο στάδιο είναι της προσομοίωσης θέτοντας τις κατάλληλες οριακές συνθήκες. Αρχικά εφαρμόζουμε πάκτωση στα σημεία τα οποία τα ένθετα είναι συγκολλητά στο πλαίσιο και δύναμη 900N στην επιφάνεια της πλάκας. Τα υλικά που χρησιμοποιούνται είναι για τα ένθετα απλός χάλυβας και για την πλάκα αλουμίνιο 6061 T6 για μείωση του βάρους της κατασκευής. Οι τυπικές ιδιότητες των υλικών παρουσιάζονται στα παρακάτω σχήματα 6.2 & 6.3.

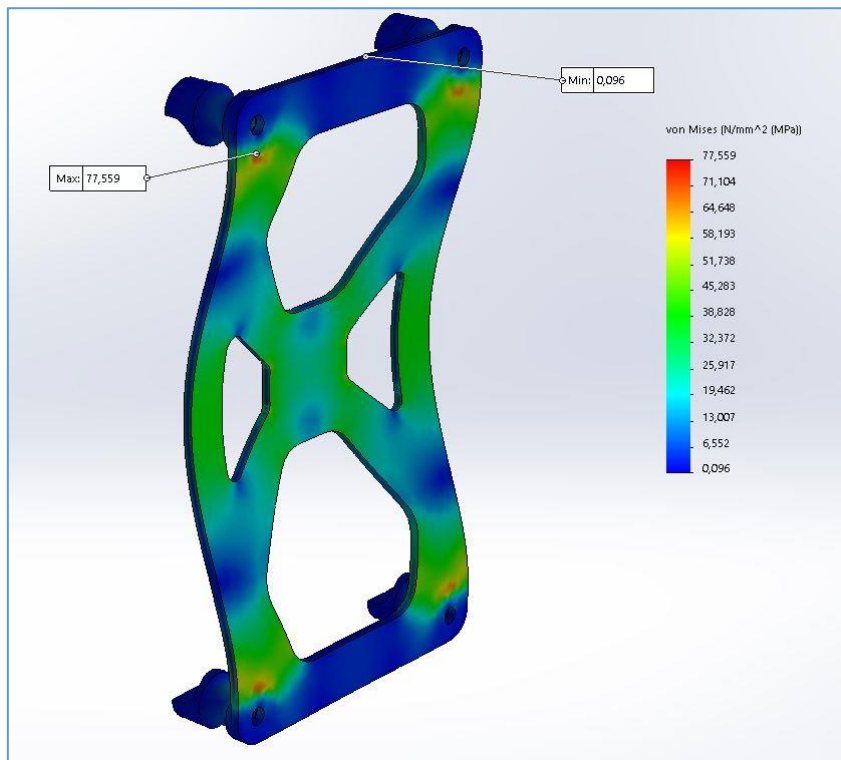
Property	Value	Units
Elastic Modulus	6.900000067e+010	N/m ²
Poisson's Ratio	0.33	N/A
Shear Modulus	2.600000013e+010	N/m ²
Mass Density	2700	kg/m ³
Tensile Strength	310000002.1	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	275000000.9	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	2.4e-005	/K
Thermal Conductivity	166.9	W/(m·K)

Σχήμα 6.1.3 Ιδιότητες αλουμινίου 6061 T6.

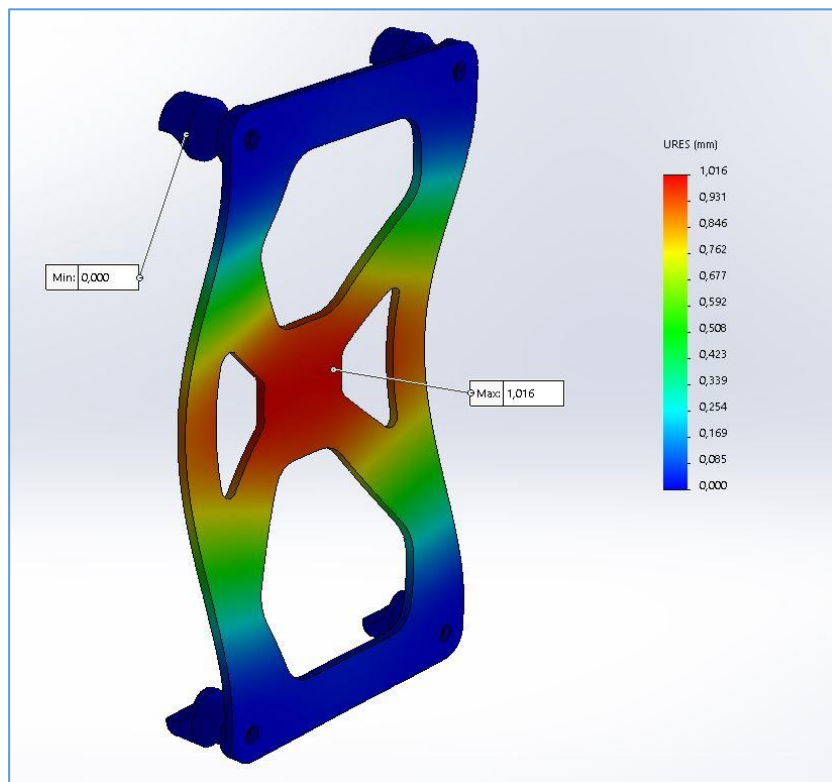
Property	Value	Units
Elastic Modulus	2.1e+011	N/m ²
Poisson's Ratio	0.28	N/A
Shear Modulus	7.9e+010	N/m ²
Mass Density	7800	kg/m ³
Tensile Strength	399826000	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	220594000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	1.3e-005	/K
Thermal Conductivity	43	W/(m·K)

Σχήμα 6.1.4 Ιδιότητες απλού ανθρακούχου χάλυβα.

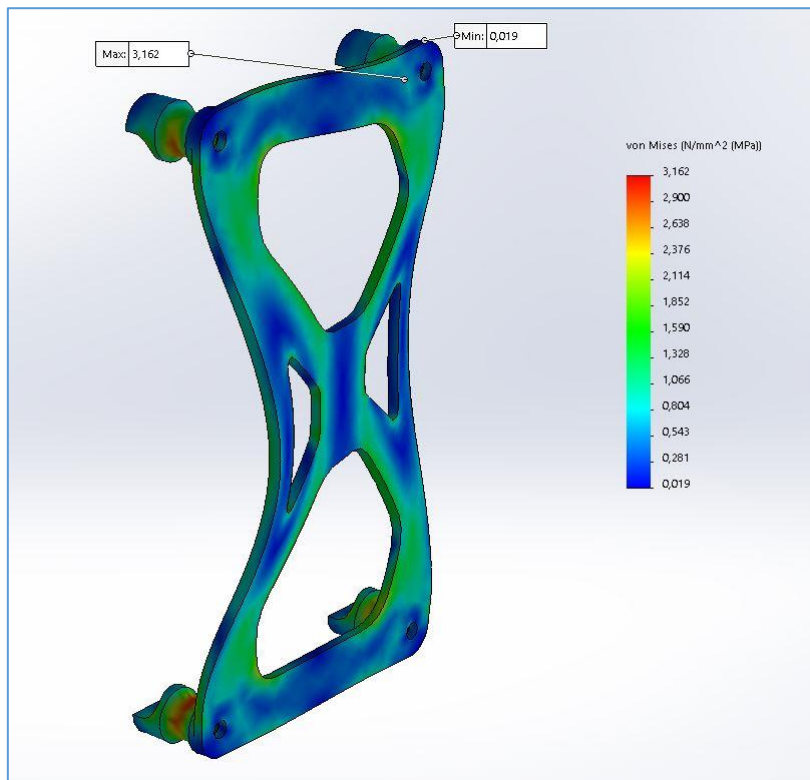
Στα γραφήματα 6.1, 6.2 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της ανάλυσης όσον αφορά την μέγιστη ισοδύναμη τάση, την παραμόρφωση καθώς και τον συντελεστή ασφαλείας εφαρμόζοντας 900N. Όπως παρατηρείται η μέγιστη ισοδύναμη τάση κυμαίνεται στα 78Μρα. Η μέγιστη ισοδύναμη παραμόρφωση 1mm και ο ελάχιστος συντελεστής ασφαλείας είναι 1,9. Όπως αναφέρουν οι προδιαγραφές το σύστημα συγκράτησης πρέπει να είναι ικανό να αντέξει εφαρμόζοντας 300N πλευρική ή κάθετη δύναμη. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης αυτής φαίνονται τα σχήματα 6.3 και 6.4. Οι τάσεις καθώς και οι παραμορφώσεις είναι πολύ χαμηλότερες με πολύ μεγάλη τιμή συντελεστή ασφαλείας που ξεπερνάει και τις 40 μονάδες. Η κατασκευή αυτή μπορεί να γίνει πιο χαμηλού βάρους στην περίπτωση όπου χρησιμοποιηθούν σύνθετα υλικά για την πλάκα στήριξης.



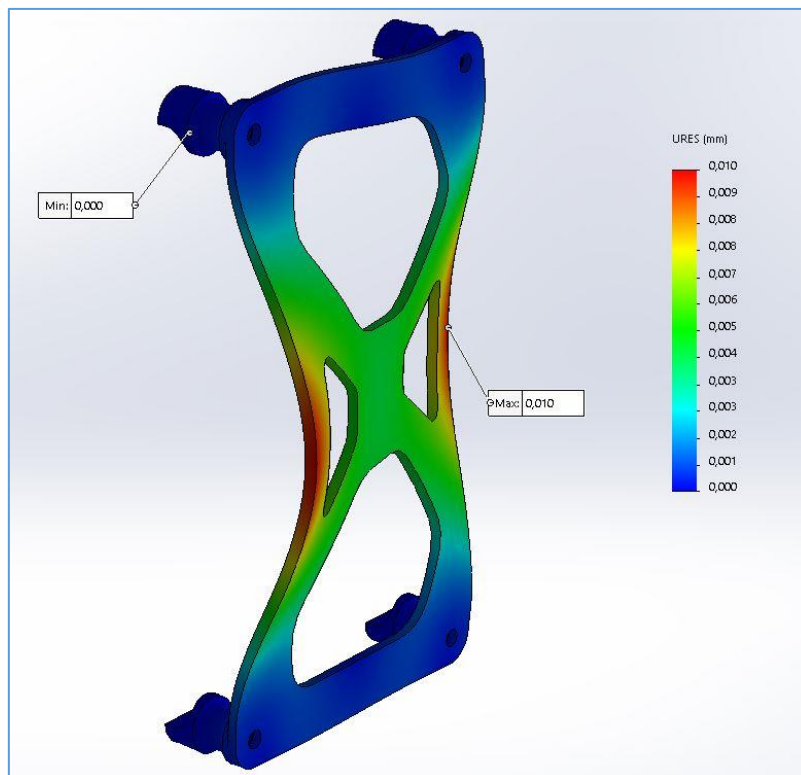
Γράφημα 6.1.1 Ισοδύναμη τάση (Μpa).



Γράφημα 6.1.2 Ισοδύναμη μετατόπιση (mm).



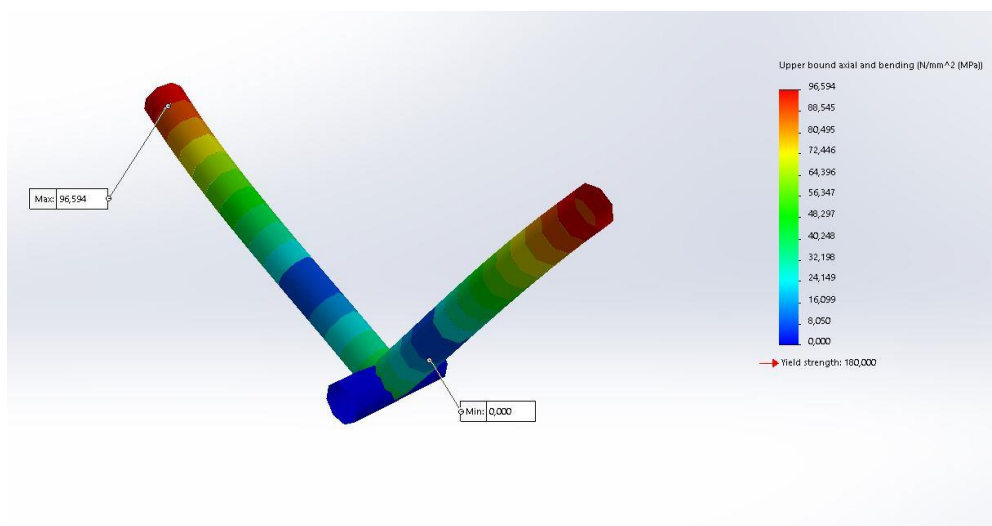
Γράφημα 6.1.3 Ισοδύναμη τάση (Μρα).



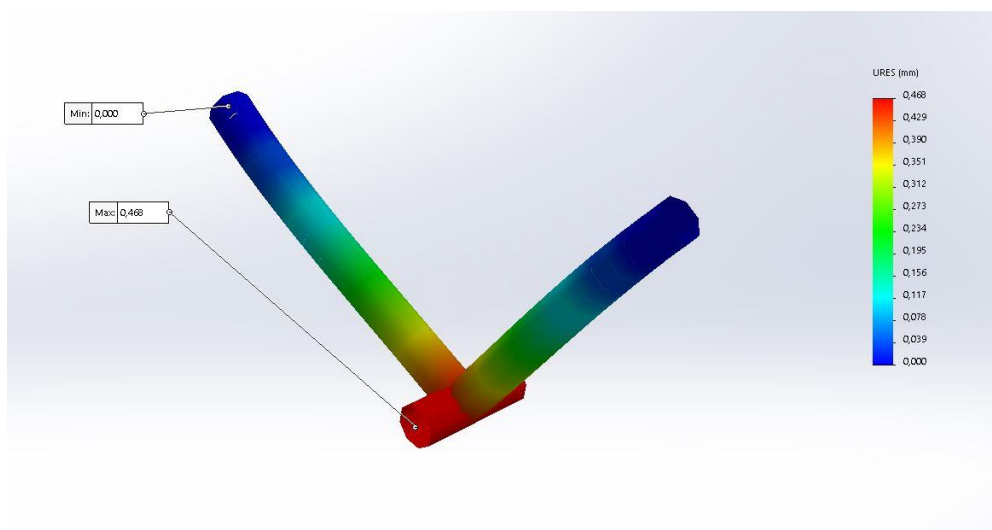
Γράφημα 6.1.4 Ισοδύναμη μετατόπιση (mm).

7.2 Μελέτη στηρίξεως βάσης τιμονιού.

Για την μελέτη των μελών τα οποία στηρίζουν την βάση του τιμονιού γίνεται ανάλυση τύπου beam. Το υλικό το οποίο χρησιμοποιήθηκε είναι απλός ανθρακούχος άνθρακας. Όσον αφορά τις οριακές συνθήκες εφαρμόζουμε πάκτωση στους ανώτερους κόμβους οι οποίοι συγκολλούνται στο front hoop και η φόρτιση 450N στο κέντρο της έδρασης του άξονα του τιμονιού. Τα μέλη είναι από κυκλικής διατομής σωλήνες με εξωτερική διάμετρο 16mm και 2mm πάχος. Η μέγιστη ισοδύναμη τάση είναι στα 97MPa, η μέγιστη μετατόπιση 0,5mm και ο συντελεστής ασφαλείας 1.8. Δοκιμές με μεγαλύτερη εξωτερική διάμετρο σωλήνων δίνει αποτελέσματα συντελεστή ασφαλείας μεγαλύτερο από 2,5-3 μονάδες συνεπώς με την μείωση της διαμέτρου κρίθηκε η τελική διάσταση των σωλήνων.



Γράφημα 7.2.1 Ισοδύναμη τάση (MPa).



Γράφημα 7.2.2 Ισοδύναμη μετατόπιση (mm).

7.3 Μελέτη συστήματος πρόσδεσης οδηγού

Για το σύστημα πρόσδεσης του οδηγού ακολουθούν οι παρακάτω προδιαγραφές:



T.2 DRIVER ACCOMMODATION

T.2.1 Harness Definitions

- a. 5 point system – consists of two lap belts, two shoulder straps and one anti submarine strap.
- b. 6 point system – consists of two lap belts, two shoulder straps and two leg or anti submarine straps.
- c. 7 point system – consists of two lap belts, two shoulder straps , two leg or anti submarine straps and a negative g or Z belt.
- d. Upright Driving Position - with a seat back angled at 30° or less from the vertical as measured along the line joining the two 200 mm circles of the template of the 95th percentile male as defined in F.5.5.4 and positioned per F.5.5.5
- e. Reclined Driving Position - with a seat back angled at more than 30° from the vertical as measured along the line joining the two 200 mm circles of the template of the 95th percentile male as defined in F.5.5.4 and positioned per F.5.5.5
- f. Chest to groin line - the straight line that in side view follows the line of the shoulder belts from the chest to the release buckle.

T.2.2 Harness Specification

T.2.2.1 The vehicle must use a 5, 6 or 7 point restraint harness meeting at least one of the following specifications:

- a. [SFI Specification 16.1](#)
- b. [SFI Specification 16.5](#)
- c. [FIA specification 8853/98](#)
- d. [FIA specification 8853/2016](#)

T.2.2.2 The belts must have the original manufacturers labels showing the specification and expiration date

T.2.2.3 The harness must be within the year of expiration shown on the labels. Harnesses expiring on or before Dec 31 of the competition year are permitted.

T.2.2.4 The harness must be in new or like new condition, with no signs of wear, cuts, chaffing or other issues.

T.2.2.5 All harness hardware must be threaded in accordance with manufacturer's instructions.

T.2.2.6 All harness hardware must be used as received from the manufacturer. No modification (including drilling, cutting, grinding, etc) is permitted.

T.2.3 Harness Requirements

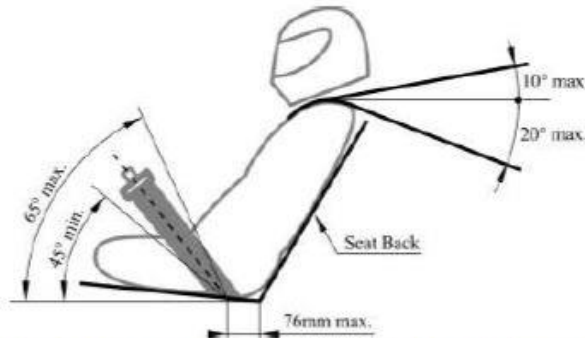
T.2.3.1 Vehicles with a Reclined Driving Position must have:

- a. A 6 point or 7 point harness
- b. Anti submarine belts with tilt lock adjusters ("quick adjusters") OR two sets of anti submarine belts installed.

T.2.3.2 All lap belts must incorporate a tilt lock adjuster ("quick adjuster").

Lap belts with "pull-up" adjusters are recommended over "pull-down" adjusters.

- T.2.3.3 The shoulder harness must be the over the shoulder type. Only separate shoulder straps are permitted. “Y” type shoulder straps are not allowed. The “H” type configuration is allowed.
- T.2.4 Belt, Strap and Harness Installation - General**
- T.2.4.1 The lap belt, shoulder harness and anti submarine strap(s) must be securely mounted to the Primary Structure.
- T.2.4.2 Any guide or support for the belts must be material meeting F.3.1.1.j
- T.2.4.3 Each tab or bracket to which any harness is attached must:
- Have a minimum cross sectional area of 60 mm² of steel to be sheared or failed in tension at any point of the tab
 - Be 1.6 mm minimum thickness
 - Be aligned such that it is not put in bending when the attached part of the harness is put under load.
 - Where lap belts and anti submarine belts use the same attachment point, there must be a minimum cross sectional area of 90 mm² of steel to be sheared or failed in tension at any point of the tab.
 - Not cause abrasion to the belt webbing
- T.2.4.4 Attachment of tabs or brackets must meet the following:
- Where brackets are fastened to the chassis, no less than two 6 mm or 1/4” minimum diameter Critical Fasteners, see T.8.2 or stronger must be used to attach the bracket to the chassis.
 - Where a single shear tab is welded to the chassis, the tab to tube welding must be on both sides of the base of the tab.
- Double shear attachments are preferred. Tabs and brackets for double shear mounts should be welded on both sides.*
- T.2.4.5 Harness Installation must meet T.1.8.1
- T.2.5 Lap Belt Mounting**
- T.2.5.1 The lap belts must pass around the pelvic area below the Anterior Superior Iliac Spines (the hip bones).
- T.2.5.2 The lap belts must not be routed over the sides of the seat. The belts must come through the seat at the bottom of the sides of the seat and continue in a straight line to the anchorage point.
- T.2.5.3 The seat must be rolled or grommeted where the belts or harness pass through a hole in the seat
- T.2.5.4 In side view, the lap belt must be capable of pivoting freely by using a shouldered bolt or an eye bolt attachment.
- T.2.5.5 Lap belts must not be mounted by wrapping them around frame tubes.
- T.2.5.6 With an Upright Driving Position, in side view the lap belt must be at an angle of between 45° and 65° to the horizontal. The centerline of the lap belt at the seat bottom should be between 0 – 75 mm forward of the seat back to seat bottom junction.



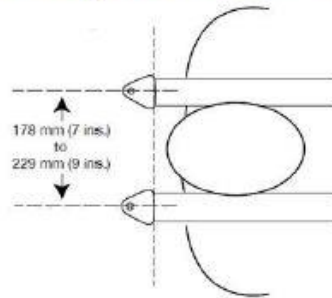
T.2.5.7 With a Reclined Driving Position, in side view the lap belt must be between an angle of 60° and 80° to the horizontal.

T.2.5.8 Any bolt used to attach a lap belt, directly to the chassis or to an intermediate bracket, is a Critical Fasteners, see T.8.2, with a minimum diameter that is the smaller of:

- The bolt diameter specified by the manufacturer
- 10 mm or 3/8"

T.2.6 Shoulder Harness

T.2.6.1 The shoulder harness mounting points must be between 178 mm and 229 mm apart.



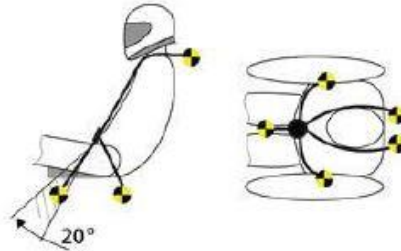
T.2.6.2 From the driver's shoulders rearwards to the mounting point or structural guide, the shoulder harness must be between 10° above the horizontal and 20° below the horizontal. Refer to figure following T.2.5.6 above

T.2.6.3 Any bolt used to attach a shoulder harness belt, directly to the chassis or to an intermediate bracket, is a Critical Fasteners, see T.8.2, with a minimum diameter that is the smaller of:

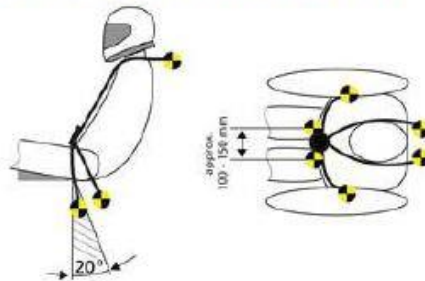
- The bolt diameter specified by the manufacturer
- 10 mm or 3/8"

T.2.7 Anti Submarine Belt Mounting

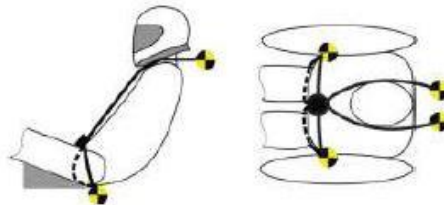
T.2.7.1 The anti submarine belt of a 5 point harness must be mounted so that the mounting point is in line with, or angled slightly forward (up to 20°) of, the driver's chest to groin line.



- T.2.7.2 The anti submarine belts of a 6 point harness must be mounted in one of the following ways:
- a. With the belts going vertically down from the groin, or angled up to 20° rearwards. The anchorage points should be approximately 100 mm apart.



- b. With the anchorage points on the Primary Structure at or near the lap belt anchorages, the driver sitting on the anti submarine belts, and the belts coming up around the groin to the release buckle.



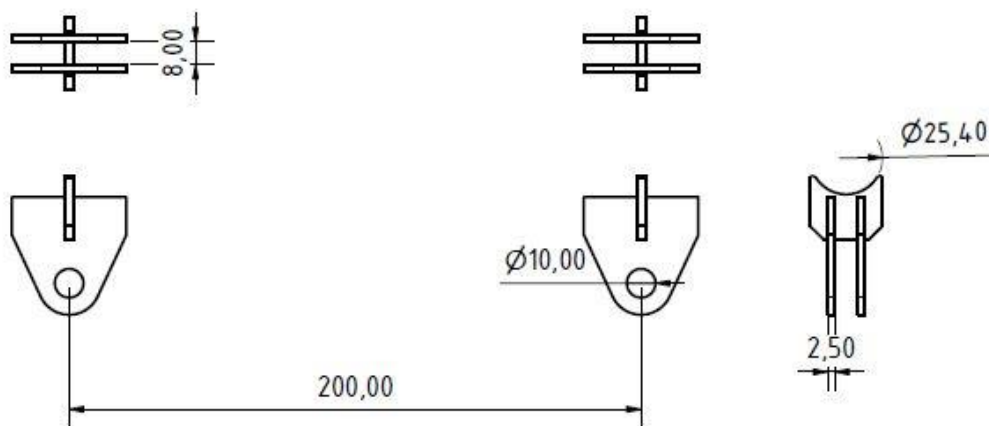
- T.2.7.3 All anti submarine belts must be installed so that they go in a straight line from the anchorage point(s) without touching any hole in the seat or any other intermediate structure until they reach:

- a. The harness release buckle for the 5 point mounting per T.2.7.1
- b. The first point where the belt touches the driver's body for the 6 point mounting per T.2.7.2 without touching any hole in the seat or any other intermediate structure

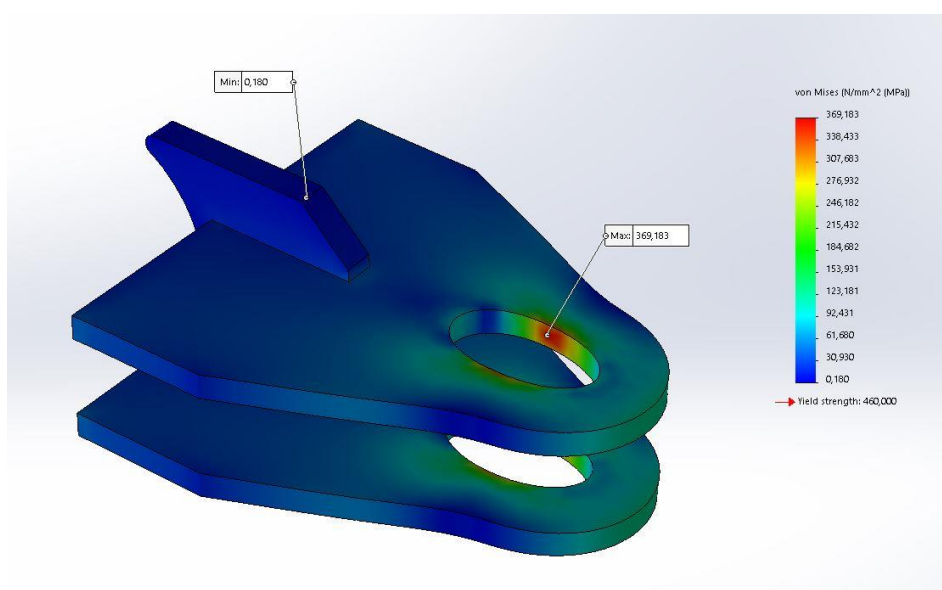
- T.2.7.4 Any bolt used to attach an anti submarine belt, directly to the chassis or to an intermediate bracket, is a Critical Fasteners, see T.8.2, with a minimum diameter that is the smaller of:

- The bolt diameter specified by the manufacturer
- 8 mm or 5/16"

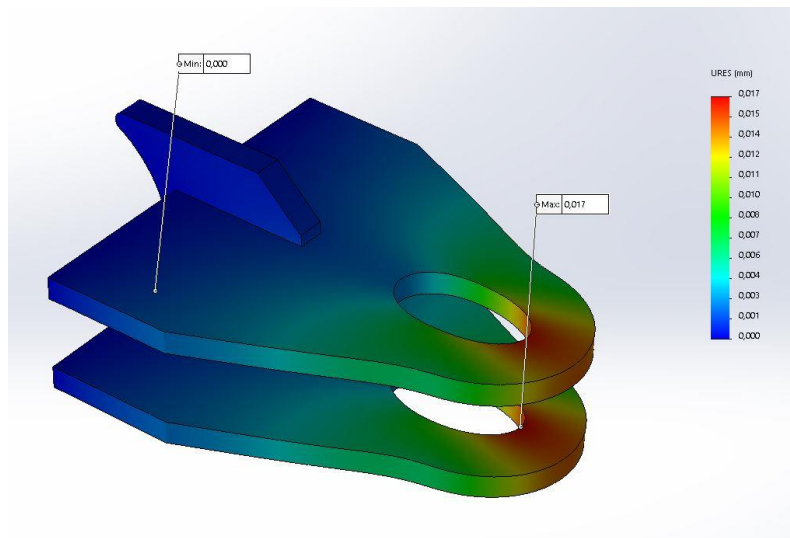
Το σύστημα το οποίο ακολουθούμε είναι 5 σημείων έτσι έχουμε σύνολο 5 βάσεις. 2 πάνω από τους ώμους του οδηγού, 2 στο πάτωμα συμμετρικά και 1 στο πάτωμα ακριβώς στον άξονα συμμετρίας του οχήματος. Αρχικά μελετάμε τις βάσεις στήριξης για τις ζώνες οι οποίες διέρχονται από τους ώμους του οδηγού. Η μέθοδος κατασκευής τους όπως και στις υπόλοιπες είναι κοπή με laser και στην συνέχεια συγκόλληση πάνω την μπάρα πρόσδεσης. Η συνολική δύναμη η οποία πρέπει να αντέχουν είναι 13kN συνεπώς για την πραγματοποίηση της προσομοίωσης εφαρμόζουμε δύναμη 6.5kN σε μια από τις βάσεις. Το υλικό το οποίο χρησιμοποιείται είναι χάλυβας 4130 με υψηλή αντοχή σε εφελκυσμό.



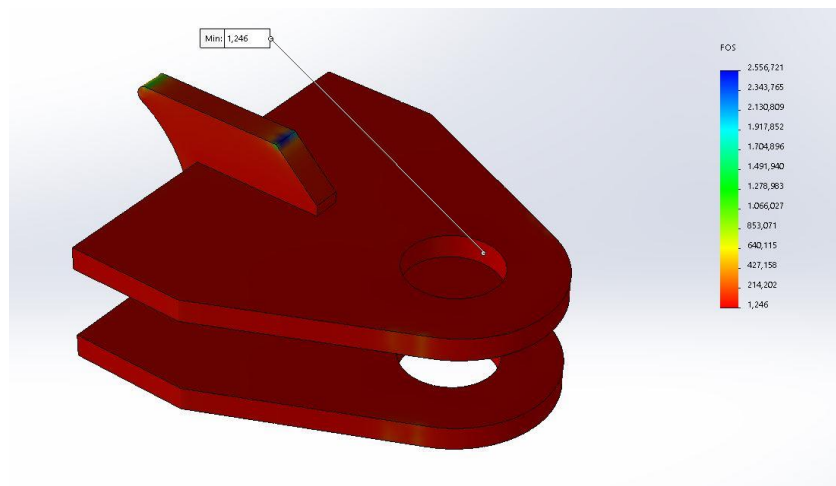
Σχήμα 6.3.1 Σχεδιασμός βάσεων συστήματος πρόσδεσης οδηγού.



Σχήμα 6.3.2 Γράφημα Ισοδύναμη τάση (MPa).



Σχήμα 6.3.3 Γράφημα Ισοδύναμη μετατόπιση (Μρα).



Σχήμα 6.3.4 Γράφημα συντελεστή ασφαλείας.

Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης όπως φαίνονται και στα γραφήματα παραπάνω δείχνουν ότι με 2 ίδιες βάσεις το σύστημα είναι ικανό να αντέξει 13Kn όταν η μία αντέχει φόρτιση 8100N. Ο συντελεστής ασφαλείας έχει τιμή 1.25 και η ισοδύναμη μετατόπιση έχει πολύ χαμηλή τιμή 0,02mm. Με την ίδια μεθοδολογία σχεδιάζονται και μελετώνται και οι υπόλοιπες βάσεις.

8 ΣΥΝΟΨΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Η διαδικασία από την σύλληψη μιας ιδέας μέχρι την τελική υλοποίηση είναι ένα πολύπλοκο στάδιο με πολλές πτυχές και αρκετές αποφάσεις. Το αποτέλεσμα μιας μελέτης κρίνεται από πολλούς παράγοντες όπως παρουσιάστηκε και στο κεφάλαιο 4 (οικονομικούς, κατασκευαστικούς, παράγοντες ασφάλειας) και με την εξέλιξη της τεχνολογίας και της βιομηχανίας γίνεται προσπάθεια συνεχώς για δημιουργία νέων καινοτόμων μεθόδων μελέτης και κατασκευής προϊόντων και συστημάτων. Όσον αφορά την κατασκευή η οποία αναλύθηκε στα παραπάνω κεφάλαια είναι και αυτή μια κατασκευή η οποία επιδέχεται αρκετές βελτιώσεις εάν και εφόσον υπάρχουν οι κατάλληλοι οικονομικοί πόροι, ανθρώπινο δυναμικό και εξοπλισμός. Για παράδειγμα η κατασκευή ενός πλαισίου τύπου monopocque το οποίο θα ήταν ελαφρύτερο και πιο άκαμπτο από αυτό το οποίο μελετήθηκε χρειάζεται μεγαλύτερο χρηματικό ποσό για την αγορά των υλικών καθώς και την κατασκευή αυτού.

9 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *Σχεδιασμός των κατασκευών*. 2004.
- [2] A. Kale, “DESIGN OF FORMULA STUDENT Submitted by MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT,” no. June, 2016.
- [3] William F. Milliken and Douglas L. Milliken, “Race car vehicle dynamics,” *SAE International*. p. 918, 1994, [Online]. Available: <https://www.sae.org/publications/books/content/r-146/>.
- [4] A. B. Y. P. Kumar and P. K. Maareddygari, “Design and Construction of Chassis for Uniti L7e vehicle,” pp. 8–12, 2016.
- [5] EUA, “Environmental Profile Report for the European Aluminium Industry. April 2013- Data for the year 2010. Life Cycle Inventory data for aluminium production and transformation processes in Europe,” *Eur. Alum. Assoc.*, no. April, pp. 1–78, 2013, [Online]. Available: <https://european-aluminium.eu/media/1329/environmental-profile-report-for-the-european-aluminium-industry.pdf>.
- [6] “Mazda SKYACTIV Technology,” 2010. <https://www.carbodydesign.com/2010/10/mazda-skyactiv-technology/>.
- [7] A. Oshinibosi, “Chassis and Impact Attenuator design for Formula student Race car,” no. August, p. 81, 2012.
- [8] H. Adams, *Chassis Engineering*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [9] G. Davis, *Materials for Automobile Bodies*, 1st ed. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [10] B. J. Waterman, “Design and Construction of a Space-frame Chassis,” *Des. Constr. a Space-frame Chass.*, 2011.
- [11] A. Parra and F. S. Fernandez, “EML 4905 Senior Design Project PREPARED IN PARTIAL FULFILLMENT OF THE,” 2011.
- [12] Derek Pritchard, *Soldering, Brazing & Welding*. 2001.
- [13] L. F. Jeffus, *Welding and Metal Fabrication*. Delmar, 2012.
- [14] Θωμάς Γ. Χόνδρος, “Δυναμική Ανάλυση Οχημάτων,” 2007.
- [15] D. E. Palmer, “Stress Ratio Effects in Fatigue of Lost Foam Cast Aluminum Alloy 356,” no. May, 2014, doi: 10.13140/2.1.3126.0807.
- [16] Alexander Young, “Validating Automotive Frame Torsion Stiffness Measurement Techniques,” 2016.
- [17] SAE International, “2020 Formula SAE Rules V2.1,” no. July 2019, p. 136, 2020, [Online]. Available: <https://www.fsaeonline.com/cdsweb/gen/DocumentResources.aspx>.
- [18] Μανιός Ι., “Ανθρωπομετρία,” 2014.