



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Εργαστήριο Οχημάτων

Διπλωματική Εργασία

Πατηνιώτη Ν. Σταύρου

“Σχεδιασμός μονοθέσιου αγωνιστικού οχήματος προδιαγραφών Formula SAE”

“Design of a single seated racecar for Formula SAE competition”

Επιβλέπων: Δρ.-Μηχ. Δ. Κουλοχέρης
Λέκτορας ΕΜΠ

Αθήνα, Οκτώβριος 2015

Περίληψη

Στόχος της εργασίας είναι ο σχεδιασμός και η μελέτη, μέρους πλαισίου αγωνιστικού μονοθέσιου τύπου Formula Student. Το formula student είναι ένας διαπανεπιστημιακός διαγωνισμός, όπου φοιτητές καλούνται να σχεδιάσουν και να κατασκευάσουν, ένα πλήρως λειτουργικό αγωνιστικό μονοθέσιο, στα πλαίσια πάντα των κανονισμών που θεσπίζουν οι διοργανωτές. Κανόνες οι οποίοι εστιάζουν στην ασφάλεια του οδηγού, αλλά αφήνουν κατά τα άλλα το πεδίο ελεύθερο για τους διαγωνιζόμενους να αναπτύξουν νέες ιδέες.

Το πλαίσιο το οποίο θα σχεδιάσει η ομάδα αποτελείται από τρία βασικά μέρη. Ένα εμπρόσθιο, το οποίο αποτελεί το cockpit του οδηγού, εδράζεται σε αυτό η μπροστινή ανάρτηση και θα είναι κατασκευασμένο από αλουμινένιο sandwich. Ένα μεσαίο ατσάλινο χωροδικτύωμα, που συγκρατεί τον κινητήρα και ένα πίσω από πλάκες αλουμίνιο κομμένες σε CNC φρέζα, που συγκρατεί την πίσω ανάρτηση και την μετάδοση του οχήματος. Σε αυτή την εργασία ασχοληθήκαμε με το εμπρόσθιο μέρος του πλαίσιο-παρόμοιου είδους κατασκευή μπορεί να δει κανείς σε Formula1 μονοθέσια πριν από το 1980.

Ξεκινώντας από τον σχεδιασμό, υπήρξαν πολλοί περιορισμοί που λάβαμε υπόψιν. Αρχικά μελετήσαμε την ιδανική θέση του οδηγού που πρέπει να ικανοποιεί και τον οδηγό αλλά και την απαίτηση για χαμηλό κέντρο βάρους. Έπειτα, κάνοντας πρόβλεψη για το βάρος των κύριων τεμαχίων του οχήματος, τοποθετήσαμε του άξονες στην ανάλογη απόσταση από τον οδηγό και τον κινητήρα, για την επιθυμητή κατανομή. Οι κανονισμοί, επίσης επιβάλουν κάποιους χωρικούς περιορισμούς για το cockpit, αλλά και για την αντοχή του πλαισίου, με γνώμονα την ασφάλεια όπως αναφέραμε. Τέλος τα σημεία στο χώρο που θα τοποθετηθεί η ανάρτηση ήταν από τους σημαντικότερους περιορισμούς.

Στο τμήμα της μελέτης πραγματοποιήσαμε έναν αριθμό πειραμάτων, που μας βοήθησε αφενός να επιλέξουμε το είδος του sandwich που θα χρησιμοποιούσαμε ανάμεσα σε 2 υποψήφια και έτσι ολοκληρώσαμε τον σχεδιασμό. Έπειτα έγινε εξίσωση των αποτελεσμάτων του πειράματος, με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων (ANSYS, Static Structural), έτσι ώστε να χρησιμοποιηθεί τελικά το σωστότερο μοντέλο για την μελέτη, ολόκληρου του πλαισίου. Έγινε υπολογισμός των φορτίσεων που καταπονούν το εμπρόσθιο κομμάτι μέρος, που αφορά τα 3 χειρότερα σενάρια, έχοντας σαν δεδομένα την μέγιστη επιτάχυνση που μπορούν να φέρουν τα ελαστικά αλλά και κάποιες επιδόσεις από αντίστοιχα μονοθέσια.

ABSTRACT

The target of this thesis is to complete the mechanical design of a part of a single seated, Formula Student race car. Formula student is an interuniversity competition, in which all students asked to design and manufacture a fully functional single seat race car, within the framework of the rules laid down by the organization. The rules are focused on the driver's safety, thus leaving a wide field of options for the contestants to develop new ideas

The chassis that our team will design is constituted by three basic parts. The front, which contemplates the driver's cockpit, where the front suspension is mounted and will be manufactured from aluminum Sandwich panels. The middle, a steel tubular space frame, where the engine is mounted and the rear subframe where the rear suspension and the drive train components are mounted, made by multiple aluminum plates, machined with CNC mill. In this thesis we dealt with the front part of the chassis, similar designs can be found in Formula 1 race cars, during the 80s

There were many restrictions, we took into consideration, during the first steps of the design process. Finding the ideal position for the driver, which must satisfy the requirements for a low center of gravity and having no effect to the drivers ergonomics, was the first goal. Next, predetermining the mass of the main parts of the car's assembly, we placed the driver and the engine, in the appropriate positions between the axles, in order to have the desired weight distribution. Formula Student Competition rules also impose space boundaries in the driver's cockpit as well as in the strength of the chassis, having safety as a priority. Finally one of the most important restrictions is, having all the suspension parts mounted properly in order to work together.

As part of the research, we undertook a series of laminate tests that enabled us to choose the final laminate lay out between two candidates, so we could finalize the design. The equalization of the results given the tests through Finite Element Analysis, had as a goal finding the most accurate material model, to be used to the final Finite Element Analysis of the chassis as a whole. The loads tha stress the front component were calculated based on the three worst case scenarios, considering the maximum acceleration forces the tires can handle and the real case performance of similar single seat race cars, at the competitions.

Περιεχόμενα

ΠΕΡΙΛΗΨΗ	I
ABSTRACT	II
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	III
ΛΙΣΤΑ ΠΙΝΑΚΩΝ	IV
ΛΙΣΤΑ ΕΙΚΟΝΩΝ	V
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ.....	1
1.2 FORMULA STUDENT.....	3
1.3 ΚΕΝΤΡΙΚΗ ΙΔΕΑ ΚΑΙ ΣΤΟΧΟΙ.....	4
2 ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΥΛΙΚΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ SANDWICH	5
2.1 ΜΗΧΑΝΙΚΗ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ SANDWICH	5
2.2 ΥΛΙΚΟ ΚΕΛΥΦΟΥΣ.....	8
2.3 ΥΛΙΚΟ ΠΥΡΗΝΑ ΚΑΙ ΚΟΛΛΑ.....	9
2.4 ΥΛΙΚΟ ΕΝΘΕΤΩΝ.....	11
3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ-ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΕΣ ΑΠΑΙΤΗΣΕΙΣ	12
3.1 ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΟΙ ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ ΚΑΝΟΝΙΣΜΩΝ	12
3.2 ΘΕΣΗ ΟΔΗΓΟΥ, ΑΞΟΝΩΝ ΚΑΙ ΒΑΣΙΚΩΝ ΒΑΡΩΝ	14
3.3 ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΚΑΙ ΑΛΛΑ ΜΕΡΗ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ.....	18
3.4 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΙΜΟΤΗΤΑ-Επιλογή Λύσης.....	21
4 ΠΕΙΡΑΜΑΤΑ ΣΤΟ ΥΛΙΚΟ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ	24
4.1 ΔΙΕΞΑΓΩΓΗ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΕΙΡΑΜΑΤΩΝ	24
4.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΤΩΝ ΠΕΙΡΑΜΑΤΩΝ	34
4.3 ΜΟΝΤΕΛΟ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΠΕΙΡΑΜΑΤΟΣ ΚΑΜΨΗΣ	41
5 ΦΟΡΤΙΣΕΙΣ ΣΤΟ ΠΛΑΙΣΙΟ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ	52
5.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΦΟΡΤΙΣΕΩΝ	52
5.1.1 Πλευρική επιτάχυνση $2G$	54
5.1.2 Διαμήκης επιβράδυνση	55
5.1.3 $10G$ Κατακόρυφη επιτάχυνση.....	56
5.2 ΜΕΘΟΔΟΣ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ	56
5.2.1 Στρεπτική δυσκαμψία	56
5.2.2 FEA στο πλαίσιο με το 2 ^ο Μοντέλο υλικού	58
5.2.3 FEA στο πλαίσιο με το 3 ^ο Μοντέλο υλικού	64
5.3 FEA ΣΕ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΤΕΜΑΧΙΑ	67
6 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ	71
6.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	71
6.2 ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ	74
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	75
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α	76
ΚΩΔΙΚΑΣ (MATLAB) ΓΙΑ ΤΟΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟ ΦΟΡΤΙΣΕΩΝ	76
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β	77
ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ ΕΠΙΜΕΡΟΥΣ ΤΕΜΑΧΙΩΝ ΠΛΑΙΣΙΟΥ.....	77

Λίστα πινάκων

Πίνακας 2.1 Πίνακας χαρακτηριστικών Sandwich	5
Πίνακας 2.2 Χαρακτηριστικά κόλλας 3M 9323.....	11
Πίνακας 3.1 Επιμέρους βάρη οχήματος και απόσταση από τον μπροστινό άξονα.....	15
Πίνακας 3.2 Μεταβολή της κατανομής ανάλογα με την απόσταση του οδηγού από το κέντρο βάρους	16
Πίνακας 4.1 Μηχανικά χαρακτηριστικά σωλήνων κανονισμών	35
Πίνακας 4.2 Σύγκριση Σωλήνων με Sandwich για το Front Bulkhead.....	38
Πίνακας 4.3 Σύγκριση Σωλήνων με Sandwich για το Front Bulkhead Support	39
Πίνακας 4.4 Σύγκριση σωλήνων με Sandwich για το Side Impact.....	40
Πίνακας 4.5 Μηχανικά Χαρακτηριστικά υλικών για το μοντέλο 1 και 2	42
Πίνακας 5.1 Αποτελέσματα για 2G πλευρική επιτάχυνση.....	55
Πίνακας 5.2 Αποτελέσματα για 1,7G φρενάρισμα.....	56
Πίνακας 5.3 Αποτελέσματα για 10G κατακόρυφη επιτάχυνση	56

Λίστα εικόνων

Σχήμα 1.1 Lotus 25 1962, First Monocoque Chassis	1
Σχήμα 1.2 McLaren MP4/1 1981, First Carbon Monocoque chassis	2
Σχήμα 1.3 Brawn GP BGP1 2009, Modern Formula 1 Carbon Chassis	2
Σχήμα 1.4 Dart Racing (TU Darmstadt) 2015 chassis	3
Σχήμα 1.5 Typical Formula SAE Spaceframe.....	3
Σχήμα 2.1 Sandwich panel compared to an I beam.....	5
Σχήμα 2.2 Δοκός Sandwich σε κάμψη	5
Σχήμα 2.3 Κάμψη 3-σημείων σε Sandwich Panel.....	7
Σχήμα 2.4 Μηχανικά χαρακτηριστικά του πυρήνα ανάλογα με την πυκνότητα και το υλικό	9
Σχήμα 2.5 Αντοχή σε θλίψη των αλουμινένιων Honeycomp.....	10
Σχήμα 2.6 Αντοχή σε διάτμηση των αλουμινένιων Honeycomp	10
Σχήμα 3.1 Helmet Clearance	12
Σχήμα 3.2 Hoop Bracing rules	12
Σχήμα 3.3 95th percentile male template	13
Σχήμα 3.4 Internal Cross Section	13
Σχήμα 3.5 Cockpit opening	13
Σχήμα 3.6 Αρχικές σχεδιαστικές παράμετροι	14
Σχήμα 3.7 CAD Dummy Driver.....	14
Σχήμα 3.8 Mock up για την θέση οδήγησης	14
Σχήμα 3.9 Αλλαγή κέντρου βάρους και ροπής αδράνειας ανάλογα με την θέση του οδηγού	16
Σχήμα 3.10 Μεταβολή κέντρου βάρους οχήματος ανάλογα με την θέση του οδηγού.....	17
Σχήμα 3.11 Αρχικές σχεδιαστικές παράμετροι	17
Σχήμα 3.12 Σχεδιαστικοί περιορισμοί σε 3D απεικόνιση	18
Σχήμα 3.13 Επιφάνειες που συνδέονται τα σκέλη της ανάρτησης.....	19
Σχήμα 3.14 Σχεδιαστικές παράμετροι που προκύπτουν από την ανάρτηση	20
Σχήμα 3.15 3D Απεικόνιση της μπροστά ανάρτησης	20
Σχήμα 3.16 Γωνία στον πρώτο τρόπο κατασκευής	21
Σχήμα 3.17 2-piece Chassis.....	22
Σχήμα 3.18 Common 3-piece chassis	22
Σχήμα 3.19 Final Design	22
Σχήμα 3.20 Bottom Front Hoop/ Shock absorber bracket-Mounting.....	23
Σχήμα 3.21 Exploded View.....	23
Σχήμα 4.1 Laminate test rig.....	24
Σχήμα 4.2 Perimeter Shear Test	25
Σχήμα 4.3 Πειραματική διάταξη για σημείο σύνδεσης ζώνης	25
Σχήμα 4.4 Επιβεβαίωση διάστασης.....	26
Σχήμα 4.5 Πειραματική διάταξη κάμψης-30mm core.....	26
Σχήμα 4.6 Τελική παραμόρφωση.....	26
Σχήμα 4.7 Πειραματική διάταξη κάμψης - 20mm core.....	27
Σχήμα 4.8 Τελική παραμόρφωση - 20mm core.....	27

Σχήμα 4.9 Διάγραμμα τάσης παραμόρφωσης για τα δυο πειράματα.....	27
Σχήμα 4.10 Πειραματική Διάταξη κάμψης- Σωλήνων.....	28
Σχήμα 4.11 Τελικά παραμόρφωση – Σωλήνων.....	28
Σχήμα 4.12 Διάγραμμα τάσης παραμόρφωσης σωλήνων.....	28
Σχήμα 4.13 Πειραματική διάταξη διάτρησης-30mm core.....	29
Σχήμα 4.14 Τελική παραμόρφωση- 30 mm core.....	29
Σχήμα 4.15 Διάγραμμα τάσης παραμόρφωσης- 30mm core.....	30
Σχήμα 4.16 Πειραματική διάταξη διάτρησης-20mm core.....	30
Σχήμα 4.17 Τελική παραμόρφωση - 20 mm.....	31
Σχήμα 4.18 Διάγραμμα τάσης παραμόρφωσης- 20mm core.....	31
Σχήμα 4.19 Insert D=45mm.....	32
Σχήμα 4.20 Insert D=39mm.....	32
Σχήμα 4.21 Belt Mounting Test Rig.....	33
Σχήμα 4.22 Belt Mounting Test Rig.....	33
Σχήμα 4.23 Τελική Παραμόρφωση.....	33
Σχήμα 4.24 Διάγραμμα τάση παραμόρφωσης του συνδέσμου της ζώνης.....	34
Σχήμα 4.25 Πλάτος πάνελ για τον έλεγχο του Front Hoop Bracing.....	36
Σχήμα 4.26 Front Bulkhead Assembly και Διαστάσεις.....	37
Σχήμα 4.27 Υπολογισμός των EI για το Front Bulkhead.....	37
Σχήμα 4.28 Πλάτος πάνελ για τον έλεγχο του Front Bulkhead Support.....	38
Σχήμα 4.29 Πλάτος Πάνελ για το οριζόντιο πάτωμα.....	39
Σχήμα 4.30 Υπολογισμός EI για το Side Impact Structure.....	40
Σχήμα 4.31 Hardpoint Inserts.....	41
Σχήμα 4.32 Μοντέλο 1.....	42
Σχήμα 4.33 Επαφές στοιχείων, κοινές σε όλα τα μοντέλα.....	43
Σχήμα 4.34 Οριακές συνθήκες, Κοινές σε όλα τα μοντέλα.....	43
Σχήμα 4.35 Αποτέλεσμα ανάλογα με των αριθμό των στοιχείων και το υπολογιστικό κόστος. ...	44
Σχήμα 4.36 Mesh μοντέλο 1, 52800 elements.....	44
Σχήμα 4.37 Deformation μοντέλο 1.....	45
Σχήμα 4.38 Μοντέλο 2.....	45
Σχήμα 4.39 Ανεξαρτησία Πλέγματος/ Χρόνος Υπολογισμού.....	46
Σχήμα 4.40 Mesh μοντέλο2, 45 000 Elements.....	46
Σχήμα 4.41 Deformation Μοντελο2.....	46
Σχήμα 4.42 Μοντέλο 3.....	48
Σχήμα 4.43 Ανεξαρτησία πλέγματος μοντέλο 3.....	48
Σχήμα 4.44 Meshing Μοντέλο3, 90 000 Element.....	48
Σχήμα 4.45 Deformation Μοντέλο 3.....	49
Σχήμα 4.46 Μοντέλο 4.....	49
Σχήμα 4.47 Ανεξαρτησία πλέγματος μοντέλο 4.....	50
Σχήμα 4.48 Mesh Μοντέλο 4.....	50
Σχήμα 4.49 Deformation Μοντέλο 4.....	50
Σχήμα 4.50 Σύγκριση Αποτελεσμάτων.....	51
Σχήμα 5.1 Μοντέλο ανάρτησης για εύρεση φορτίων.....	52
Σχήμα 5.2 Σύστημα αξόνων που χρησιμοποιούμε.....	53

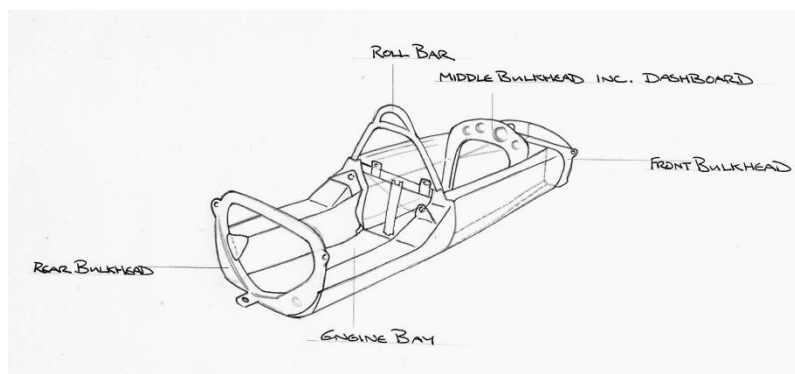
Σχήμα 5.3 Κατεύθυνση Δυνάμεων για 2g πλευρική επιτάχυνση.....	55
Σχήμα 5.4 Στρεπτικά Ελατήρια σε σειρά	57
Σχήμα 5.5 Σχέση ακαμψία πλαισίου με ακαμψία οχήματος	58
Σχήμα 5.6 Μοντέλο 1	58
Σχήμα 5.7 Τοπικά συστήματα αξόνων για τον ορισμό την κατεύθυνσης του πυρήνα.....	59
Σχήμα 5.8 Μοντελοποίηση Hoop.....	59
Σχήμα 5.9 Εφαρμογή δυνάμεων.....	60
Σχήμα 5.10 Ανεξαρτησία πλέγματος.....	60
Σχήμα 5.11 Πλέγμα με 2D στοιχεία για το κέλυφος.....	61
Σχήμα 5.12 Πλέγμα με Solid στοιχεία για τον πυρήνα	61
Σχήμα 5.13 Τάση στο κέλυφος για πλευρική επιτάχυνση.....	61
Σχήμα 5.14 Τάση στον πυρήνα για πλευρική επιτάχυνση	62
Σχήμα 5.15 Παραμόρφωση για πλευρική επιτάχυνση	62
Σχήμα 5.16 Στρέψη για πλευρική επιτάχυνση.....	62
Σχήμα 5.17 Τάση κέλυφος για επιβράδυνση.....	63
Σχήμα 5.18 Τάση Πυρήνας για την επιβράδυνση	63
Σχήμα 5.19 τάση στο κέλυφος σε bump.....	64
Σχήμα 5.20 τάση στον πυρήνα σε Bump.....	64
Σχήμα 5.21 Boundary Conditions	65
Σχήμα 5.22 Ανεξαρτησία πλέγματος.....	65
Σχήμα 5.23 Πλέγμα	66
Σχήμα 5.24 Παραμόρφωση.....	66
Σχήμα 5.25 Στρέψη	66
Σχήμα 5.26 Σύνδεσμοι πάνω ψαλιδιού με πλαίσιο	67
Σχήμα 5.27 Παραμόρφωση στον σύνδεσμο 13.....	68
Σχήμα 5.28 Τάση στον σύνδεσμο 13.....	68
Σχήμα 5.29 Παραμόρφωση κατά τη επιβράδυνση στον σύνδεσμο 46.....	69
Σχήμα 5.30 Τάση κατά τη επιβράδυνση στον σύνδεσμο 46	69
Σχήμα 5.31 Παραμόρφωση κατά τη πλευρική επιτάχυνση στον σύνδεσμο 46	69
Σχήμα 5.32 Τάσεις κατά τη πλευρική επιτάχυνση στον σύνδεσμο 46.....	69
Σχήμα 5.33 Παραμόρφωση κατά τη επιβράδυνση στον σύνδεσμο 45.....	70
Σχήμα 5.34 Τάσεις κατά τη επιβράδυνση στον σύνδεσμο 46	70
Σχήμα 6.1 Τελικό σχέδιο πλαισίου.....	72
6.2 Wire Frame of our teams formula studen car	73
Σχήμα B0.1 Κατασκευαστικό σχέδιο Εξωτερικού κελύφους Πλαϊνών	77
Σχήμα B0.2 Κατασκευαστικό σχέδιο εσωτερικού κελύφους Πλαϊνών.....	78
Σχήμα B0.3 Κατασκευαστικό σχέδιο Εξωτερικού πάνω κελύφους.....	79
Σχήμα B0.4 Κατασκευαστικό σχέδιο Εσωτερικού πάνω κελύφους.....	79
Σχήμα B0.5 Κατασκευαστικό σχέδιο Εξωτερικού κελύφους πατώματος.....	80
Σχήμα B0.6 Κατασκευαστικό σχέδιο Εσωτερικού κελύφους πατώματος	80
Σχήμα B0.7 Φωτορεαλιστική απεικόνιση πλαισίου.....	81

1 Εισαγωγή

1.1 Ιστορικά Στοιχεία

Από την αρχή της δημιουργίας του πρωταθλήματος της Formula 1 στα 1950, οι μηχανικοί σχεδιασμού των πλαισίων των μονοθέσιων, ψάχνουν τον βέλτιστο συνδυασμό βάρους ακαμψίας. Η εξέλιξη και στα 2 σκέλη αυτού του διλήμματος, ερχόταν πάντα με την χρήση κάποιου νέου είδους υλικού. Στα πρώτα στάδια του μηχανοκίνητου αθλητισμού η χρήση ατσαλιού ήταν μονόδρομος, είτε σε μορφή σωληνωτού χωροδικτυώματος είτε στα γνωστά πλαίσια «σκάλα», που κρατούσαν το βάρος χαμηλά αλλά μειονεκτούσαν σε ακαμψία. Το 1954 έκαναν την εμφάνιση τους στην γραμμή εκκίνησης, τα πρώτα μονοθέσια με αλουμινένιο σωληνωτό πλαίσιο, η Mercedes-Benz W196, που κατέκτησε και το πρωτάθλημα, και η Maserati 250F. Την ίδια χρονιά κάνει την εμφάνιση της και η Lancia D50, το πρώτο μονοθέσιο όπου ο κινητήρας αποτελούσε δομικό κομμάτι του πλαισίου. Η χρήση πάντως του αλουμινίου δεν υιοθετήθηκε από το σύνολό των ομάδων, μιας και εκείνη την περίοδο οι ομάδες επικεντρώνονταν σε άλλους τομείς για να νικήσουν.

Το 1957 εισέρχεται στους αγώνες, με το πρώτο του μονοθέσιο, την Lotus 12, ο Colin Chapman. Είναι ο άνθρωπος που έφερε τα μονοθέσια της Formula 1 πιο κοντά στην σημερινή τους μορφή. Από την αρχή κιόλας της ενασχόλησης του με την Formula 1, είχε μια διαφορετική νοοτροπία σχεδιασμού από τους υπόλοιπους, που στηριζόταν περισσότερο στην μείωση βάρους και στην βελτίωση του χειρισμού, παρά στην αύξηση της δύναμης. Είδη από το 1960, φέρνει μια τεράστια αλλαγή στην μορφή των μονοθέσιων, μεταφέροντας τον κινητήρα πίσω από την πλάτη του οδηγού. Οι μεγάλοι τότε κατασκευαστές, δεν πείστηκαν από αυτή την κίνηση, με τον Enzo Ferrari να δηλώνει μάλιστα “the horse should pull the cart not push it”. Το 1962 ήρθε η δεύτερη μεγάλη αλλαγή από την LOTUS και πρώτη στο κομμάτι των πλαισίων, με το πρώτο μονοκόμμο από αλουμίνιο. Τα χρόνια που ακολούθησαν όλες η ομάδες, προσαρμόστηκαν σε αυτήν την αλλαγή, καθώς κατάφερε να πετύχει και τους 2 στόχους ενός αγωνιστικού πλαισίου, δηλαδή μείωση βάρους και αύξηση στην ακαμψία.

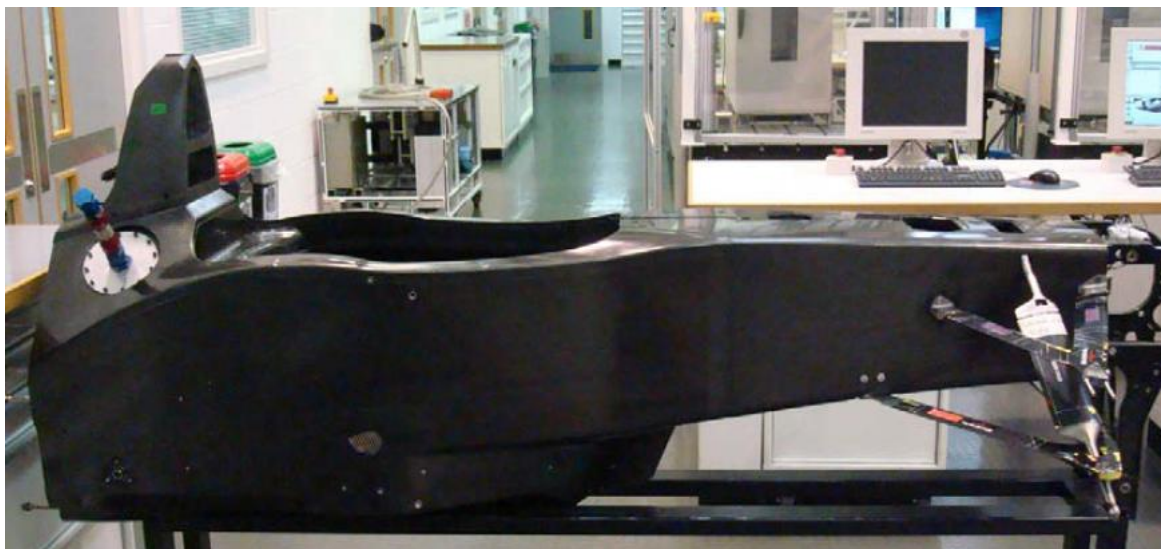


Σχήμα 1.1 Lotus 25 1962, First Monocoque Chassis

Τα χρόνια μέχρι το 1981 με αφορμή και πάλι τον Chapman, οι ομάδες επικεντρώθηκαν στην χρήση της αεροδυναμικής και κυρίως του Ground effect. Το 1981 όμως, ήρθε η σημαντικότερη ίσως αλλαγή μέχρι τώρα, στο κομμάτι των πλαισίων. Η McLaren φτιάχνει για πρώτη φορά πλαίσιο από carbon, το οποίο είναι κοντά στην λογική των σημερινών πλαισίων στην Formula 1, πετυχαίνοντας για δεύτερη φορά τον στόχο, μείωση βάρους αύξηση ακαμψίας. Μέχρι το 1987 όλα τα μονοθέσια που αγωνίζονταν στην Formula 1, είχαν πλαίσιο κατασκευασμένο από Carbon, και οι αλλαγές στα πλαίσια επικεντρώνονται από το τότε στο τρόπο κατασκευής, στο είδος του πυρήνα αλλά και στα διαφορετικά μέρη ανάλογα με τις φορτίσεις. Τελευταία ίσως αλλαγή που μπορεί να αναφέρει κανείς όσο αναφορά τα πλαίσια στην Formula 1, μετά τον θάνατο του Ayrton Senna το 1993, είναι η επικέντρωση των κανονισμών για τα πλαίσια, αλλά και γενικά, στην ασφάλεια των οδηγών, απαλλάσσοντας το άθλημα, τους οδηγούς και τους θεατές από τον φόβο ενός θανάτου.



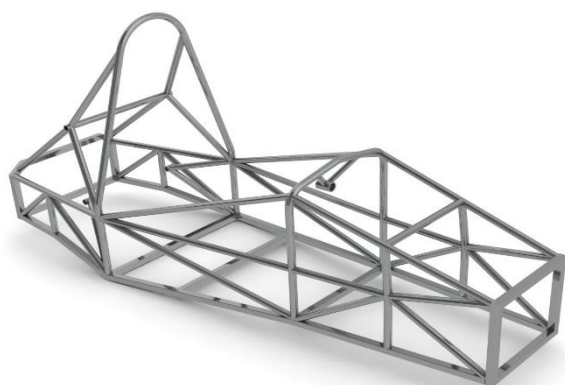
Σχήμα 1.2 McLaren MP4/1 1981, First Carbon Monocoque chassis



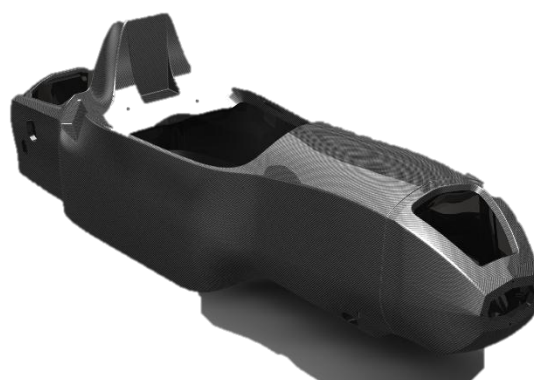
Σχήμα 1.3 Brawn GP BGP1 2009, Modern Formula 1 Carbon Chassis

1.2 Formula Student

Όπως αναφέραμε και νωρίτερα το Formula Student, είναι ένας διαπανεπιστημιακός διαγωνισμός, που οι φοιτητές καλούνται να σχεδιάσουν ένα πλήρως λειτουργικό αγωνιστικό μονοθέσιο όχημα. Όπως σε κάθε μορφή μηχανοκίνητου αθλητισμού, πρώτος στόχος κάθε ομάδας είναι ο σχεδιασμός και η κατασκευή ενός γρήγορου και αξιόπιστου μονοθέσιου. Το Formula student όμως, καθώς είναι φοιτητικός διαγωνισμός, έχει κάποιες ιδιαιτερότητες. Σημαντικό ρόλο στην κατάταξη των ομάδων παίζουν πολλοί τομείς, που κάνουν την συμμετοχή σε μια ομάδα Formula Student, ένα καλό πεδίο πρακτικής εκπαίδευσης για φοιτητές κάθε σχολής. Οι ομάδες πρέπει να αποδείξουν, απαντώντας σε ερωτήσεις εμπειρων μηχανικών, ότι έχουν πλήρη γνώση, κάθε επιλογής που έκαναν στον σχεδιασμό του μονοθέσιου, και τι επηρεάζει. Σημαντικά ακόμη κομμάτια του διαγωνισμού αποτελούν, το μέγεθος του κόστους του μονοθέσιου, η ευκολία στην κατασκευή, ακόμη και κατά πόσο το όχημα που σχεδιάζεται έχει καλή απόδοση για κάποιον που θέλει να επενδύσει σε αυτό, σαν προϊόν.



Σχήμα 1.5 Typical Formula SAE Spaceframe



Σχήμα 1.4 Dart Racing (TU Darmstadt) 2015 chassis

Ο διαγωνισμός του Formula Student ξεκίνησε από την Αμερική το 1981, σαν μια πρωτοβουλία της SAE, με στόχο να δημιουργήσει ένα φυτώριο μηχανικών, για της μεγάλες κατηγορίες του μηχανοκίνητου αθλητισμού. Όπως αναφέραμε νωρίτερα μέχρι το 1981, στην Formula 1 είχαν ειδή καταλήξει ότι το carbon, είναι η καλύτερη επιλογή για την κατασκευή του πλαισίου. Στα πρώτα χρόνια του όμως το Formula Student ήταν ένα εγχείρημα χαμηλού κόστους. Επίσης η κανονισμοί δίνουν μέχρι και σήμερα, πιο σαφείς οδηγίες για ομάδες που κατασκευάζουν ατσάλινα σωληνωτά πλαίσια, ζητώντας λιγότερες αποδείξεις γύρο από την ασφάλεια. Καθώς όμως το Formula student γινόταν όλο και πιο δημοφιλές, ειδικά μετά την είσοδο του στην Ευρώπη το 1998, τα κεφάλαια των ομάδων άρχισαν να αυξάνονται ραγδαία, φτάνοντας για μεγάλες ομάδες του εξωτερικού εξαψήφια νούμερα. Το Formula Student δεν άργησε να προσαρμοστεί λοιπόν στα πρότυπα των μεγάλων κατηγοριών, και τα τελευταία τρία με τέσσερα χρόνια, οι ομάδες που διεκδικούν με αξιώσεις την νίκη, έχουν πλαίσια από carbon. Αξίζει βέβαια να σημειωθεί ότι πρώτη ομάδα με carbon πλαίσιο ήταν η ομάδα της Πάτρας, με το πρώτο της μάλιστα όχημα το 2002. Αυτήν την περίοδο, η πλειοψηφία των ομάδων συνεχίζει να αγωνίζεται με ατσάλινο πλαίσιο, μιας και δίνει την δυνατότητα στην ομάδα να αφιερώσει περισσότερο χρόνο μελέτης σε άλλα τμήματα του οχήματος.

1.3 Κεντρική ιδέα και στόχοι

Στα πρώτα στάδια της διαδικασίας σχεδιασμού του νέου μονοθέσιου της ομάδας, έπρεπε να ληφθεί η απόφαση για το είδος του πλαισίου που θα κατασκευάζαμε. Η ομάδα ήθελε να εξελίξει αυτό το κομμάτι του οχήματος, έτσι, είχαμε εξ αρχής αποφασίσει ότι το επόμενο μας πλαίσιο δεν θα ήταν ατσάλινο σωληνωτό. Έπρεπε λοιπόν να σταθμιστούν τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα των 2 εναπομεινάντων επιλογών. Ξέραμε ήδη, ότι τα carbon πλαίσια έχουν καλύτερο λόγο βάρους προς ακαμψία, αλλά δεν είναι το μόνο κριτήριο που λαμβάνει υπόψη ο σχεδιαστής. Μεγάλο μειονέκτημα του carbon είναι το πολύ υψηλό του κόστος, που για μια ομάδα σαν την δική μας θα αποτελούσε το 1/3 του συνολικού μας προϋπολογισμού. Επίσης συγκριτικά με μια απλή κατασκευή sandwich από αλουμίνιο, η κατασκευή και η σωστή μελέτη μιας carbon κατασκευής, απαιτεί προηγούμενη εμπειρία με το αντικείμενο, την οποία δεν διαθέτουμε. Το εντυπωσιακό μάλιστα είναι ότι ένα αλουμινένιο monopocoque πλαίσιο, καταφέρνει να έχει το ίδιο κόστος με ένα ατσάλινο σωληνωτό, με ευκολότερη μάλιστα κατασκευαστική διαδικασία, αυξάνοντας ταυτόχρονα την ακαμψία περίπου στο τριπλάσιο. Μικρό μειονέκτημα που μπορεί να αναφέρει κανείς, είναι η ισάξια δυσκολία που έχουν τα monopocoque πλαίσια, για να θεωρηθούν συμβατά με τους κανονισμούς ασφαλείας των διαγωνισμών.

Για να ξεκινήσουμε την διαδικασία σχεδιασμού του πλαισίου, έπρεπε να τεθούν οι στόχοι και οι προδιαγραφές που θα θέλαμε να ικανοποιεί. Βασικός πάντα στόχος που δεν τίθεται από εμάς είναι, η εξίσωση του σχεδίου μας με το αντίστοιχο πρότυπο ατσάλινο πλαίσιο, που θέτουν οι κανονισμοί. Όπως προ είπαμε, κύριος λόγος που μας οδήγησε σε αυτή την επιλογή είναι να εξελίξουμε το προηγούμενο μας όχημα. Έτσι οι δύο βασικότεροι στόχοι που θέτει η ομάδα είναι, η διατήρηση του βάρους κάτω από τα 35 κιλά για το σύνολό του πλαισίου, με την στρεπτική δυσκαμψία να είναι περίπου 3000 Nm/deg. Πάντα για μια ομάδα με μικρό προϋπολογισμό, γίνεται προσπάθεια μείωσης του κόστους, με την επιλογή κατάλληλων υλικών διαθέσιμων στην εγχώρια αγορά και απλών τρόπων κατασκευής που μπορούν να πραγματοποιηθούν από εμάς. Τα τελευταία παρότι για εμάς αποτελούν αναγκαστική οριοθέτηση του σχεδιασμού, μας δίνουν την δυνατότητα να διεκδικήσουμε υψηλές θέσεις στο αντίστοιχο κομμάτι του διαγωνισμού, “COST and MANUFACTURE”.

Με αυτά τα δεδομένα λοιπόν η διαδικασία που θα ακολουθήσουμε για την ολοκλήρωση των σχεδίων έχει ως εξής:

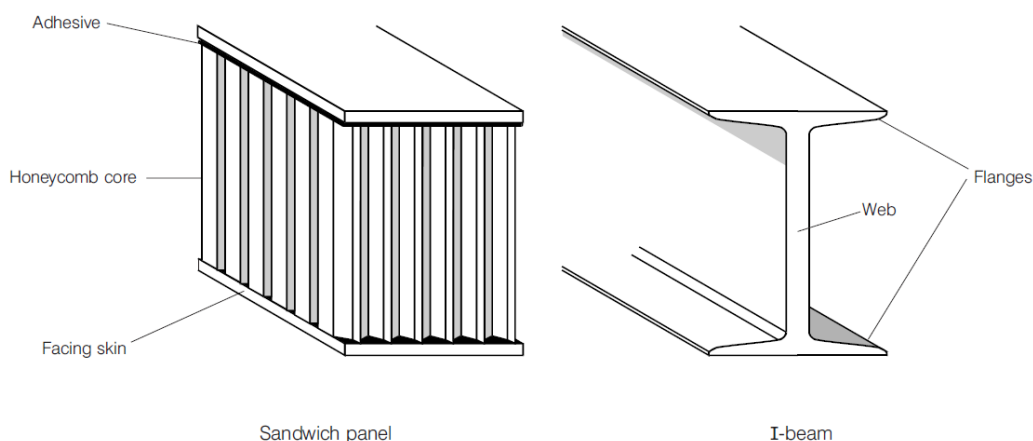
- Επιλογή των υλικών και της μορφής του Sandwich
- Διεξαγωγή πειραμάτων που επιβάλλουν οι κανονισμοί
- Σχεδιασμός (Solidworks) του πλαισίου υπό τους γεωμετρικούς περιορισμούς την εργονομίας, των κανονισμών, των αποτελεσμάτων των πειραμάτων, της θέσης της ανάρτησης και των άλλων βασικών τμημάτων του οχήματος.
- Έλεγχος στόχου για το βάρος (κάτω από 35 κιλά)
- Εξίσωση των αποτελεσμάτων από τα πειράματα με το κατάλληλο μοντέλο υλικού στα FEA και χρήση αυτού στην μελέτη με FEA του συνόλου του πλαισίου-ANSYS Static Structural
- Έλεγχος στόχου για στρεπτική δυσκαμψία (κοντά στα 30000 Nm/deg)
- Διόρθωση για την επίτευξη των στόχων αν χρειάζεται.

2 Επιμέρους υλικά κατασκευής Sandwich

Σε αυτό κεφάλαιο θα αναλύσουμε το πρώτο στάδιο της διαδικασίας σχεδιασμού που είναι η επιλογή των υλικών. Όπως είδη αναλύσαμε είχαμε κάνει νωρίς την επιλογή, το εμπρόσθιο μέρος του πλαισίου μας να κατασκευαστεί από αλουμινένιο Sandwich. Εδώ θα αναλύσουμε με ποιους τρόπους καταλήξαμε, στα υλικά που θα χρησιμοποιήσουμε, για το κέλυφος του Sandwich, την κόλλα, τον πυρήνα, τα insert και τα μεγέθη αυτών.

2.1 Μηχανική κατασκευών Sandwich

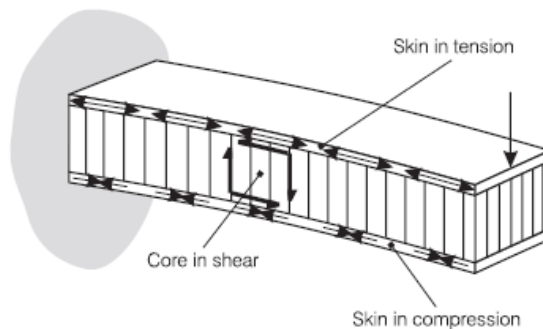
Τα εξωτερικά περιβλήματα μιας sandwich κατασκευής, μας θυμίζουν το κέλυφος μιας I-Δοκού, όπου το ένα μέρος θλίβετε και το άλλο εφελκύεται, κατά την κάμψη του. Ο πυρήνας από την άλλη αντιστέκεται στις διατμητικές τάσεις και αυξάνει την στιβαρότητα της κατασκευής, με το να κρατάει σε απόσταση τα δύο κελύφοι. Το πλεονέκτημα μάλιστα, σχετικά με την I-Δοκό, είναι ότι στα Sandwich ο πυρήνας συγκρατεί όλη την επιφάνεια το εξωτερικών περιβλημάτων. Τέλος η κόλλα, ενώνει άκαμπτα κέλυφος και πυρήνα, κάνοντας την κατασκευή να αντιδρά σαν ένα, αυξάνοντας έτσι την καμπτική και στρεπτική της δυσκαμψία.



Σχήμα 2.1 Sandwich panel compared to an I beam

	Solid Material	Core Thickness t	Core Thickness $3t$
Stiffness	1.0	7.0	37.0
Flexural Strength	1.0	3.5	9.2
Weight	1.0	1.03	1.06

Πίνακας 2.1 Πίνακας χαρακτηριστικών Sandwich

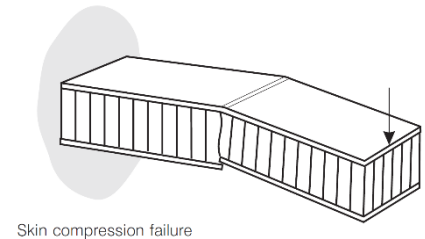


Σχήμα 2.2 Δοκός Sandwich σε κάμψη

Πέρα από τα παραπάνω, που έχουν να κάνουν κυρίως με την ακαμψία της κατασκευής και είναι σημαντικά στοιχεία για την τελική δυσκαμψία του πλαισίου, ο σχεδιαστής πρέπει να έχει υπόψη του και της πιθανότερες περιπτώσεις, που μια τέτοια κατασκευή μπορεί να αστοχήσει. Αυτές είναι οι εξής:

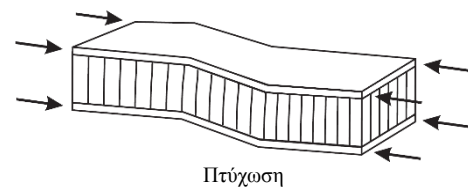
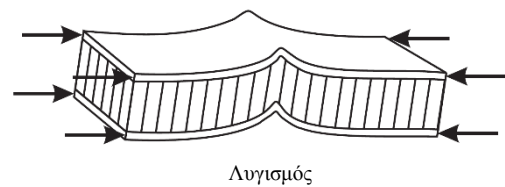
1. Αντοχή

Το κέλυφος και ο πυρήνας πρέπει να μπορούν να φέρουν τις θλιπτικές, εφελκυστικές και διατμητικές τάσεις αντίστοιχα που καταπονούν την κατασκευή, σύμφωνα με την υπολογισμένη φόρτιση. Η κόλλα επίσης πρέπει να είναι αρκετά ισχυρή για μεταφέρει τις διατμητικές τάσεις μεταξύ πυρήνα και κελύφους.



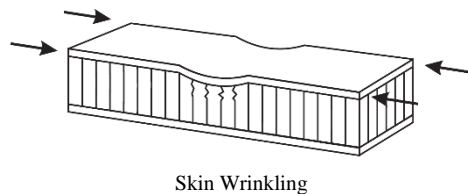
2. Λυγισμός και Πτύχωση

Το πάχος του πυρήνα και η διατμητική του αντοχή πρέπει να είναι κατάλληλα, για να μην υπάρχει λυγισμός και πτύχωση, κατά την εφαρμογή θλιπτικών δυνάμεων στις άκρες της κατάσκευής.



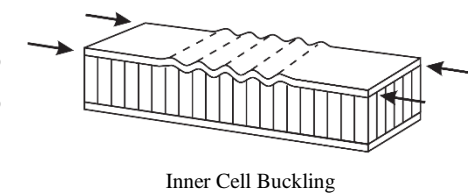
3. Ρυτίδωση κελύφους

Η θλιπτική αντοχή πυρήνα και κελύφους πρέπει να είναι τέτοια ώστε να μην εμφανίζεται ρυτίδωση του κελύφους.



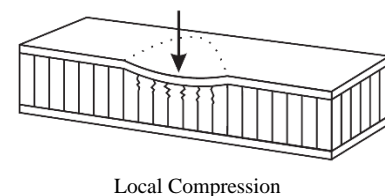
4. Λυγισμός στα κελιά του πυρήνα

Για να αποφευχθεί αυτό πρέπει για συγκεκριμένο είδος κελύφους, να επιλεγεί αρκετά μικρό μέγεθος κελιών.



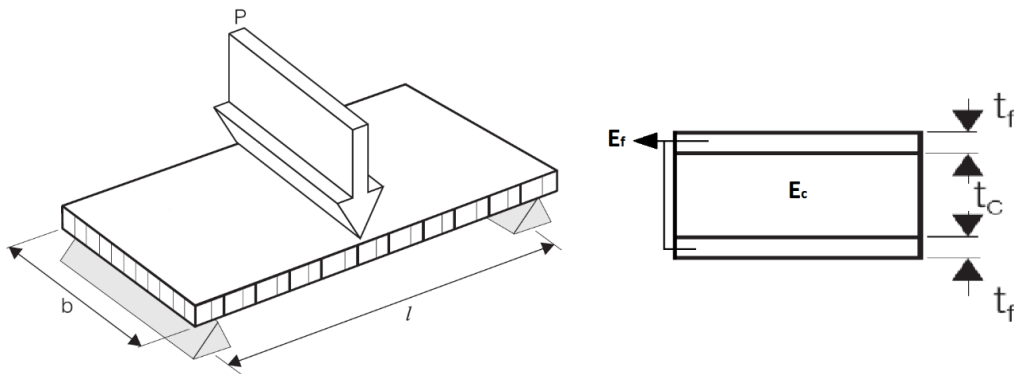
5. Τοπική Θλίψη

Ο πυρήνας πρέπει να έχει κατάλληλη θλιπτική αντοχή, για να αντιστέκεται σε τοπικές φορτίσεις στο κέλυφος



Στην δική μας περίπτωση, θέλουμε αρχικά η κατασκευή να αντέχει σε μια κάμψη τριών σημείων, υπό φόρτιση που θα υπολογίσουμε αργότερα, για να είναι τελικά συμβατή με τους κανονισμούς. Οι περιπτώσεις αστοχίας 2,3 και 4 από την παραπάνω λίστα δεν θα μας απασχολήσουν μιας και δεν προβλέπετε σε καμία στιγμή η κατασκευή μας να δεχθεί τέτοιου είδους φορτίσεις. Για την περίπτωση της τοπικής θλίψης από την άλλη, καθώς και οι θλιπτικές δυνάμεις που καταπονούν το κέλυφος στα σημεία που τοποθετούνται κοχλίες είναι πολύ μεγάλες, λόγω αξονικής προέκτασης, η λύση που επιλέξαμε είναι να αντικαταστήσουμε τοπικά τον πυρήνα με Hard points / Insert, καθώς θα ήταν ασύμφορο από πλευράς βάρους, να επιλέξουμε ισχυρότερο πυρήνα για το σύνολο του πλαισίου.

Έτσι για την περίπτωση μας, που κύριο μέλημα μας είναι η ελαχιστοποίηση την παραμόρφωσης σε απλή κάμψη τριών σημείων, θα δούμε από την μηχανική ποια μεγέθη επηρεάζουν περισσότερο, και τι κόστος έχει ανάλογα με το μέγεθος, σε βάρος και κόστος για την τελική κατασκευή του πλαισίου. Στην παρακάτω εικόνα βλέπουμε το πρόβλημα που θα μελετήσουμε για την προκαταρκτική σχεδίαση των πλακών sandwich.



Σχήμα 2.3 Κάμψη 3-σημείων σε Sandwich Panel

Στην απλή κάμψη του σχήματος η μέγιστη παραμόρφωση στο μέσο της δοκού εκφράζεται από τον τύπο:

$$\delta = \frac{P l^3}{48 E I'} \quad (2.1)$$

Όπου:

- P**, η εφαρμόσιμη δύναμη σε Newton
- l**, η απόσταση μεταξύ των αρθρώσεων σε χιλιοστά
- b**, το πλάτος της διατομής σε χιλιοστά
- E**, μέτρο ελαστικότητας του υλικού
- I**, ροπή αδράνειας της διατομής

Καθότι έχουμε όμως σύνθετο υλικό πρέπει να βρούμε την ισοδύναμη διατομή, με μια από το υλικό του κελύφους. Αφήνουμε τις διαστάσεις του κελύφους ίδιες καθώς και το πάχος του πυρήνα t_c , που είναι η διάσταση κάθετη στην ροπή. Για να καταλήξουμε στην ισοδύναμη διατομή, πολλαπλασιάζουμε το πλάτος του πυρήνα, που είναι η παράλληλη διάσταση στην ροπή, με E_c/E_f , όπου E_c και E_f , τα μέτρα ελαστικότητας πυρήνα και κελύφους στην διεύθυνση x . Αλλά στην κατεύθυνση x , το μέτρο ελαστικότητας του πυρήνα είναι κοντά στο 0. Όποτε τελικά η ισοδύναμη διατομή περιέχει μόνο το κέλυφος και έχει μέτρο ελαστικότητας, όσο και αυτό του υλικού του κελύφους.

Για να υπολογίσουμε τελικά την ροπή αδράνειας της ισοδύναμης αυτής διατομής, θα αφαιρέσουμε την ροπή αδράνειας της διατομής του πυρήνα, από την ροπή αδράνειας της συνολικής διατομής.

$$I = \frac{b (2t_f + t_c)^3}{12} - \frac{bt_c^3}{12}, \quad (2.2)$$

Άρα από τις παραπάνω εξισώσεις (1) και (2), από τα στοιχεία που μπορούμε να λάβουμε σαν παραμέτρους, αυτά που επηρεάζουν περισσότερο την ακαμψία της πλάκας είναι το πάχος του πυρήνα το πάχος του κελύφους και το μέτρο ελαστικότητας του κελύφους. Όπως είχαμε αναφέρει και στην αρχή το μέτρο ελαστικότητας του πυρήνα, δεν συμβάλει στην ακαμψία. Στην παραπάνω εντατική κατάσταση ένα μικρό μέρος της παραμόρφωσης οφείλετε στην διάτμηση του πυρήνα και το βρίσκουμε από τον τύπο.

$$\delta' = \frac{P l}{4 G_c b (t_c + t_f)}, \text{ όπου } G_c \text{ το μέτρο διάτμησης του πυρήνα} \quad (2.3)$$

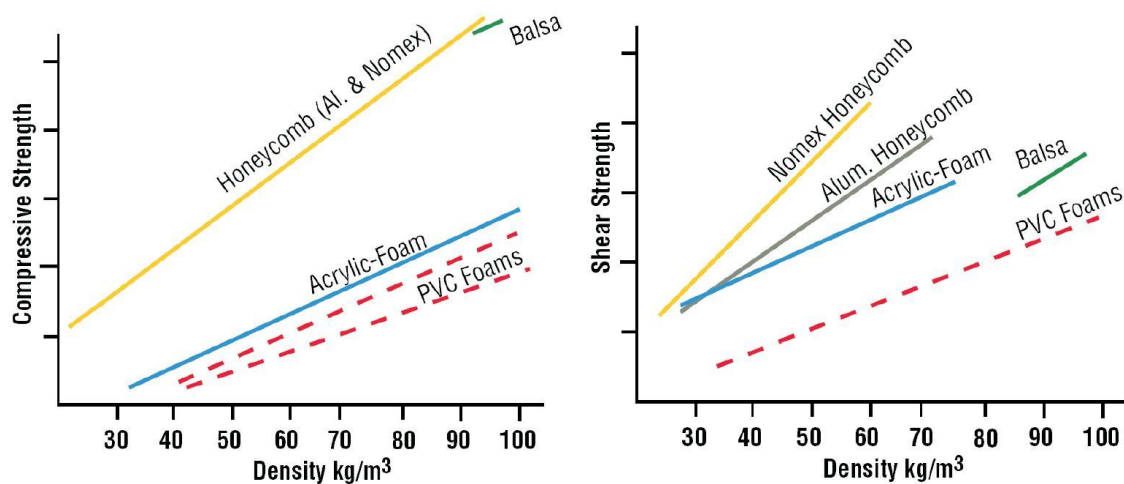
Τελικά η συνολική παραμόρφωση είναι $\delta_{\text{τελ}} = \delta + \delta'$, όπου βλέπουμε ότι, όπως είχαμε αναφέρει και στην αρχή τα χαρακτηριστικά του πυρήνα, πέρα από το πάχος του, παίζουν πολύ μικρό ρόλο στην ακαμψία της κατασκευής. Όπως θα δούμε και παρακάτω, η αύξηση του μέτρου διάτμησης του πυρήνα αποτελεί ακριβή επιλογή, είτε από την πλευρά του βάρους είτε του κόστους αγοράς.

2.2 Υλικό Κελύφους

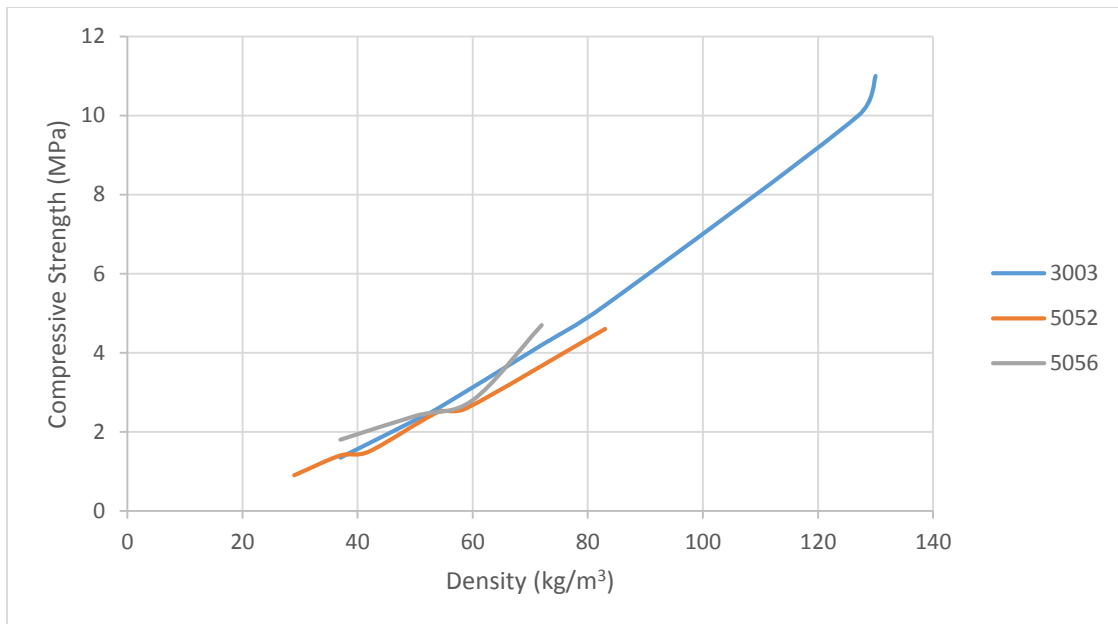
Είναι γνωστό ότι στην εργασία σχεδιάζουμε πλαίσιο από αλουμινένια Sandwich panels. Τους λόγους που καταλήξαμε σε αυτή την επιλογή συγκριτικά με άλλες μορφές sandwich τους αναφέραμε νωρίτερα. Πρέπει από εκεί και πέρα όμως να αποφασίσουμε ποιο ακριβώς είδος αλουμίνιο θα χρησιμοποιήσουμε και σε τι πάχος. Το αλουμίνιο είναι το 5% περίπου του κόστους του πλαισίου, αλλά το 90 % περίπου του βάρους. Κάνοντας μια αρχική σχεδίαση, της γεωμετρίας του πλαισίου, είδαμε ότι για να παραμείνουμε κοντά στον ανταγωνισμό, όσο αναφορά το βάρος θα έπρεπε το πάχος της λαμαρίνας που θα χρησιμοποιήσουμε να μην ξεπερνάει το 1mm. Στον ανταγωνισμό υπάρχει και μονοθέσιο με πάχος λαμαρίνας 0.65 mm, αλλά αφενός η διαθεσιμότητα της είναι περιορισμένη και αυτό αυξάνει λίγο το κόστος, και αφετέρου μιας και ήταν η πρώτη μας προσπάθεια να κατασκευάσουμε τέτοιου είδους πλαίσιο, δεν ήμασταν σίγουροι για τον αν θα μπορούσαμε να την διαχειριστούμε σωστά κατά την κατασκευή. Όσο αφορά τώρα το είδος του αλουμινίου, για τα διαθέσιμα αλουμίνια που έχουμε στην χώρα μας, το μέτρο ελαστικότητας κυμαίνεται στα 68-69 Gpa, και η μέγιστη τάση τους από 110-220 Mpa. Οι διαφορές στα κόστη από την άλλη είναι μηδαμινές, οπότε επιλέγουμε να χρησιμοποιήσουμε Αλουμίνιο 5754-H111 που έχει τις καλύτερες μηχανικές ιδιότητες, από τα διαθέσιμα.

2.3 Υλικό πυρήνα και κόλλα

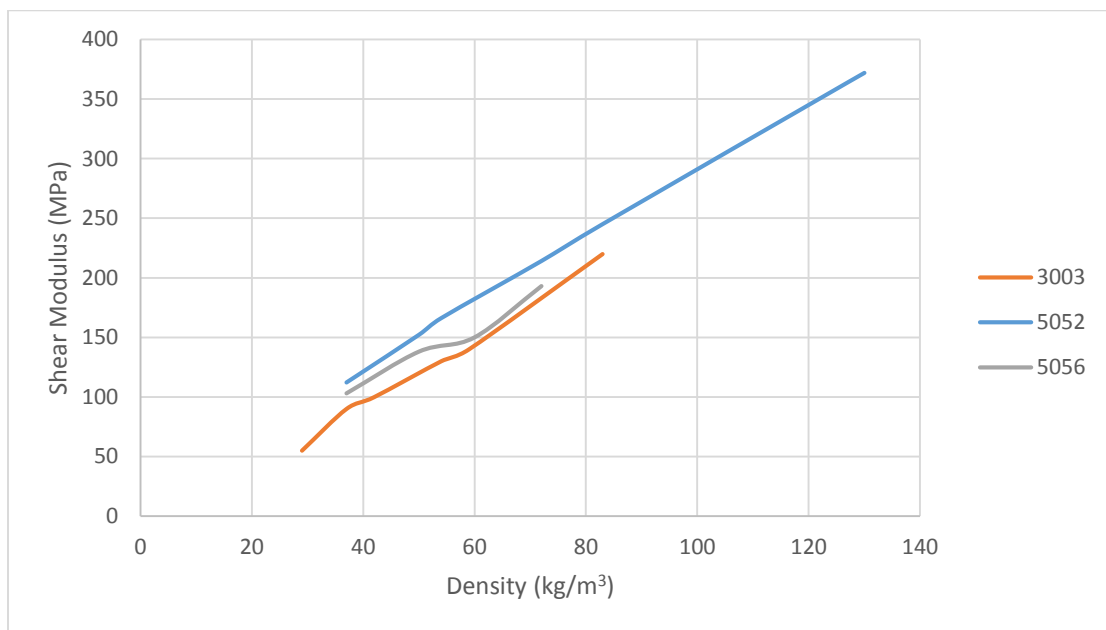
Για την δημιουργία μιας κατασκευής Sandwich, υπάρχουν αρκετές επιλογές και για τον πυρήνα και για την κόλλα που μπορεί να χρησιμοποιήσει κανείς. Ο πυρήνας μπορεί να διαφέρει και σε υλικό (Αλουμίνιο, Nomex, PVC), αλλά και σε δομή (Αφρός, Honeycomb). Έχει επικρατήσει, σε εφαρμογές υψηλού επιπέδου όπως το Motorsport, η χρήση πυρήνων honeycomb είτε από αλουμίνιο είτε Nomex. Ο λόγος είναι κυρίως ότι η δομή αυτή προσφέρει καλύτερη αντοχή σε σχέση με το βάρος της (Σχήμα 2.4). Βλέπουμε μάλιστα ότι σε διάτμηση το Nomex έχει καλύτερη αντοχή, αλλά αφενός είναι δύσκολο στην διαχείριση κατά την κατασκευή και αφετέρου το κόστος του είναι αρκετά μεγαλύτερο από αυτό του αλουμινένιου Honeycomb. Υπάρχει μεγάλη γκάμα αλουμινένιων Honeycomb, από τα οποία καλούμαστε να κάνουμε την τελική επιλογή, ανάλογα με το υλικό του αλουμινίου και το πάχος τοιχώματος του Honeycomb. Τα σημαντικότερα μηχανικά χαρακτηριστικά, συμφωνά με τα οποία θα γίνει η τελική επιλογή, είναι το μέτρο διάτμησης που συμμετέχει στην ακαμψία και η αντοχή του πυρήνα σε θλίψη που καθορίζει, όπως θα δούμε και από τα πειράματα, το όριο διαρροής της κατασκευής στην κάμψη, καθότι ο πυρήνας καταρρέει πριν από τα κελύφη. Πρέπει λοιπόν να μελετήσουμε πως αυτά τα χαρακτηριστικά επηρεάζονται σύμφωνα με το βάρος, του πυρήνα. Όσο αναφορά τώρα το τελικό πάχος του πυρήνα, γνωρίζουμε ότι ο ανταγωνισμός χρησιμοποιεί πυρήνες με πάχος 15~25 χιλιοστών. Κάποιοι μάλιστα χρησιμοποιούν διαφορετικά πάχη ανάλογα με το σημείο του πλαισίου. Όπως έχουμε δείξει και παραπάνω, για ίδιας πυκνότητας πυρήνα αύξηση του πάχους σημαίνει εκτός από αύξηση του βάρους και αύξηση της ακαμψίας της κατασκευής. Παρακάτω βλέπουμε λοιπόν σε μορφή διαγράμματος (Σχήμα 2.5-2.6), πως αλλάζουν τα μηχανικά χαρακτηριστικά του πυρήνα, ανάλογα με την πυκνότητα για τα 3 διαφορετικά κράματα αλουμινίου, που κατασκευάζεται ο πυρήνας.



Σχήμα 2.4 Μηχανικά χαρακτηριστικά του πυρήνα ανάλογα με την πυκνότητα και το υλικό



Σχήμα 2.5 Αντοχή σε θλίψη των αλουμινένιων Honeycomp



Σχήμα 2.6 Αντοχή σε διάτμηση των αλουμινένιων Honeycomp

Από τα παραπάνω διαγράμματα βλέπουμε ότι οι διαφορές στην αντοχή είναι μικρές ανάλογα με την αλλαγή υλικού, για τον λόγο αυτό θα επιλέξουμε κάτι από την γκάμα του 3003, που έχει μισό κόστος από τα άλλα δύο αλλά και καλύτερη διαθεσιμότητα. Από την άλλη η εξάρτηση από την πυκνότητα, δηλαδή το βάρος, είναι μεγάλη. Έτσι αποφασίσαμε να δοκιμάσουμε 2 διαφορετικά είδη πυρήνα και να κάνουμε την τελική επιλογή κατά τις πειραματικές δοκιμές της κατασκευής. Έτσι επιλέξαμε να δοκιμάσουμε, τον πιο ισχυρό πυρήνα πάχους 20mm και ένα με το μισό βάρος πάχους 30mm. Περιμένουμε ο πυρήνας 20mm να ταιριάζει καλύτερα στις δικές μας ανάγκες, καθώς είναι η επιλογή που επικρατεί στον ανταγωνισμό.

Η επιλογή της κόλλας ήταν μια εύκολη υπόθεση. Όπως αναφέρουμε και παραπάνω στις κατασκευές Sandwich, η κόλλα είναι αυτή που αναλαμβάνει να μεταφέρει της διατμητικές τάσεις μεταξύ πυρήνα και κελύφους. Καθώς το βάρος είναι σχεδόν το ίδιο για οποιαδήποτε κόλλα και να επιλέξουμε ($\approx 1\text{ kg}$ για ολόκληρο το μονοθέσιο), μοναδικό μας μέλημα είναι η κόλλα να είναι όσο το δυνατόν πιο ισχυρή. Έτσι, παραμερίζοντας λίγο το κόστος, επιλέξαμε να χρησιμοποιήσουμε μια εποξική κόλλα της εταιρίας 3M (3M 9323 2-part epoxy adhesive). Υπήρχε μια ακόμη επιλογή για κόλλα σε μορφή μεμβράνης με την ίδια αντοχή, η οποία διευκόλυνε το έργο της συναρμολόγησης, αλλά είχε περίπλοκο curing cycle. Μεγαλύτερος όμως αποτρεπτικός παράγοντας ήταν η περιορισμένη διαθεσιμότητα της. Στην παρακάτω εικόνα φαίνονται τα κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά της κόλλας.

General Properties	Part B	Part A
Colour	Off-white	Red-orange
Base	Modified epoxy	Modified amine
Consistency	Thixotropic paste	Slight gel
Density	1.18 g / cm ³	1.06 g / cm ³
Solids	100 %	100 %
Viscosity ^(a)	700 Pas	18 Pas
Mix ratio by weight (by volume)	100 : 27 (100 : 30)	
Work life ^(b) at 23 ± 2 °C / Open Time	150 minutes / 20 minutes	
Strength build-up at 23 ± 2 °C		
Handling strength ^(c)	4-5 hours	
Full cure cycle	14 days at room temperature	
Packaging	Cans and pails	

^(a) Brookfield RVF Spindle 7, 2 rpm ^(b) 50 g of mixed adhesive ^(c) Time to reach 1 MPa Overlap Shear Strength

Πίνακας 2.2 Χαρακτηριστικά κόλλας 3M 9323

2.4 Υλικό ένθετων

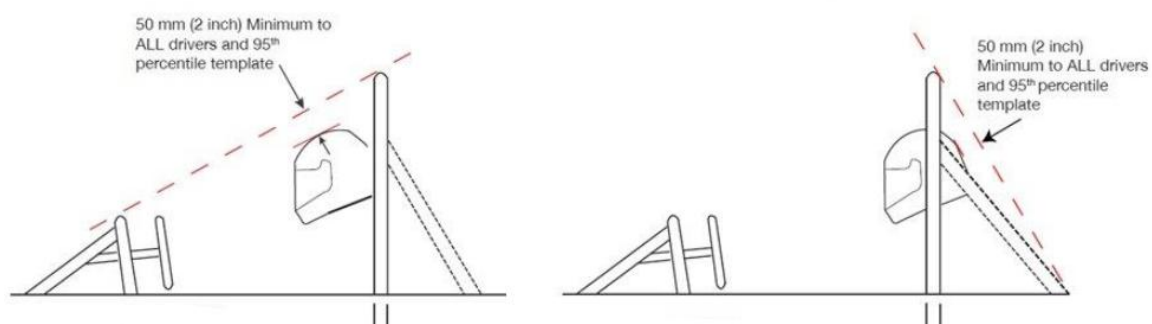
Σε κάθε σημείο σύνδεσης τεμαχίων με το πλαίσιο απαιτείται η προσθήκη ένθετων (Inserts), για να αποφευχθεί το φαινόμενο της τοπικής συμπίεσης του πυρήνα. Πρέπει λοιπόν να κατασκευαστούν από υλικό με μέτρο ελαστικότητας μεγαλύτερο του ενός GPa που έχει ο πυρήνας. Ταυτόχρονα πρέπει να κρατηθεί το βάρος χαμηλά. Είχαμε να επιλέξουμε λοιπόν ανάμεσα σε ξύλο, που είναι φθηνό και με εύκολη κατεργασία και αλουμίνιο που είναι ακριβότερο αλλά με μεγαλύτερη αντοχή. Με την προένταση για κοχλίες M8 να φτάνει μέχρι και 15 kN, για έναν κύλινδρο με εξωτερική διάμετρο 13mm και εσωτερική 8mm, έτσι ώστε να στηρίζεται όλο το κεφάλι της βίδας, η τάση φτάνει τα 100 MPa, που σημαίνει ότι το ξύλο δεν μπορεί να αποτελέσει επιλογή μιας και δεν φτάνει τέτοιες αντοχές. Επιλέξαμε έτσι την χρήση των αλουμινένιων ένθετων για το πλαίσιο από μέτριας ποιότητας κράμα που δεν θα καταστήσει το κόστος απαγορευτικό.

3 Παράμετροι Σχεδιασμού-Κατασκευαστικές Απαιτήσεις

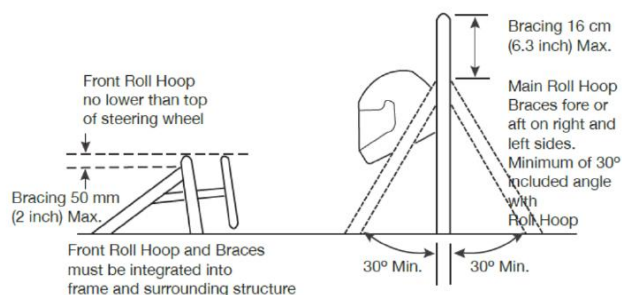
3.1 Γεωμετρικοί περιορισμοί κανονισμών

Πρωταρχικό μας μέλημα, πέρα από τους στόχους θέτουμε εμείς, είναι κάθε κομμάτι του οχήματος να είναι συμβατό με τους κανονισμούς που διέπουν τους αγώνες. Το πλαίσιο του οχήματος, καθώς είναι καίριας σημασίας για την ασφάλεια του οδηγού, είναι το μέρος του οχήματος που οι κανόνες δίνουν την μεγαλύτερη έμφαση. Αρχικά θα δούμε τους καθαρά γεωμετρικούς περιορισμούς και σε επόμενο κεφάλαιο θα δούμε πως τα αποτελέσματα από τα πειράματα επηρεάζουν την μέχρι τότε γεωμετρία.

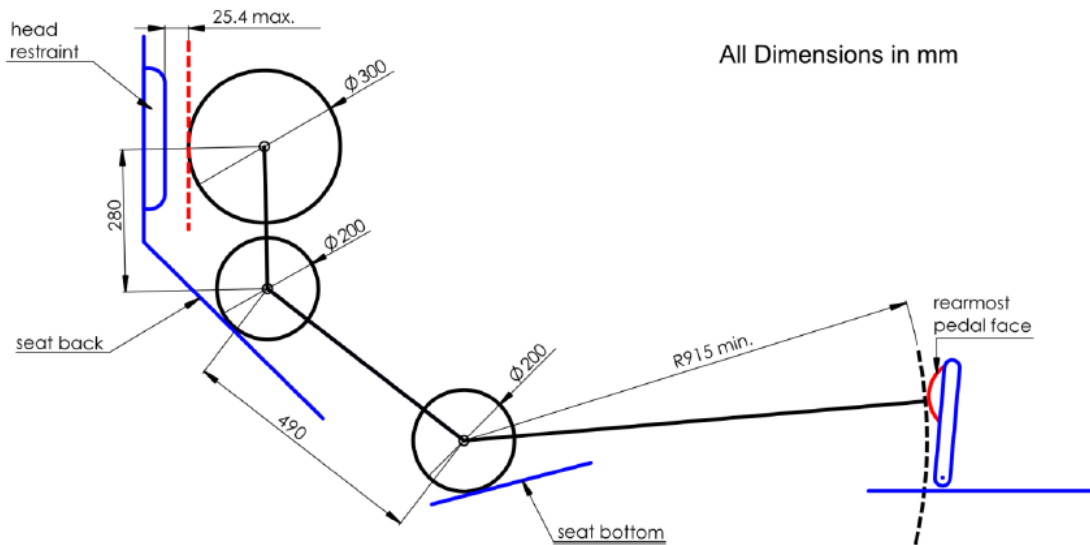
Κάθε μονοθέσιο που συμμετέχει στους αγώνες πρέπει να έχει, δύο hoops εκατέρωθεν του οδηγού και τις στηρίξεις τους, που τον προστατεύουν σε περίπτωση ανατροπής. Ακόμη μια κατασκευή για περίπτωση πλαϊνής σύγκρουσης και ένα μπροστινό bulkhead για προστασία από μετωπική σύγκρουση. Για την μετωπική σύγκρουση στο μπροστινό μέρος του οχήματος πρέπει να υπάρχει και ένας καταστροφέας ενέργειας που προτείνεται από τους κανονισμούς. Για τα hoops, επιβάλλεται να είναι κατασκευασμένα από ατσάλινους σωλήνες, διαμέτρου 25.4 χιλιοστών και πάχους 2.4 χιλιοστών. Όλα τα υπόλοιπα κομμάτια του πλαισίου, μαζί με τα παραπάνω 2 απαιτούμενα μέρη, μπορούν να κατασκευαστούν από οποιοδήποτε άλλο υλικό, αρκεί να αποδειχθεί η αντιστοιχία της αντοχής, μέσω των πειραμάτων, με τους σωλήνες που αντικαθιστούν. Πέρα από την απαίτηση στο υλικό κατασκευής υπάρχουν και πολλοί βασικοί γεωμετρικοί περιορισμοί για τα δύο hoops. Για να ελεγχθούν αυτές οι προδιαγραφές οι διοργανωτές χρησιμοποιούν ένα πρότυπο ανθρώπινου σώματος που φαίνεται παρακάτω



Σχήμα 3.1 Helmet Clearance

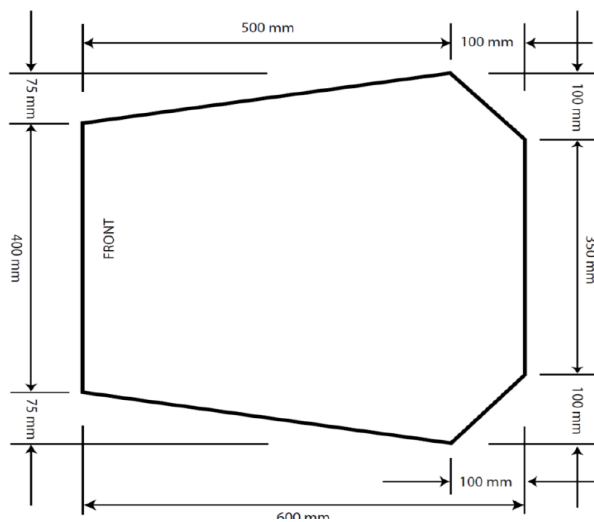


Σχήμα 3.2 Hoop Bracing rules

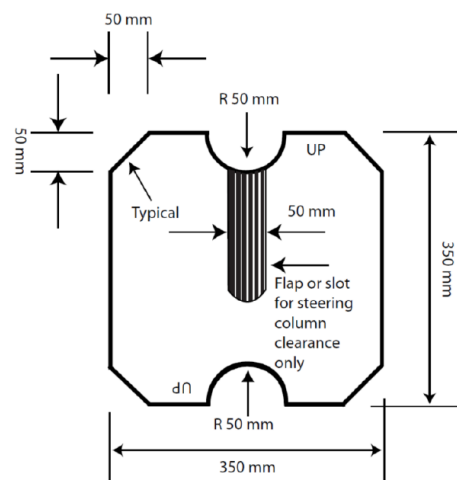


Σχήμα 3.3 95th percentile male template

Πέρα από τα παραπάνω υπάρχουν και κανονισμοί, που πρέπει να τηρεί ο θάλαμος του οδηγού, όσο αφορά τόσο το άνοιγμα σε κάτοψη, αλλά και το μέγεθος της διατομής που περικλείει τα πόδια του οδηγού (Σχήματα 3.5, 3.5). Το άνοιγμα του θαλάμου σε κάτοψη ελέγχεται μέχρι τα 350mm από το έδαφος. Το άνοιγμα του χώρου για τα πόδια ελέγχεται μέχρι τα 100 χιλιοστά πριν από τα πετάλια.

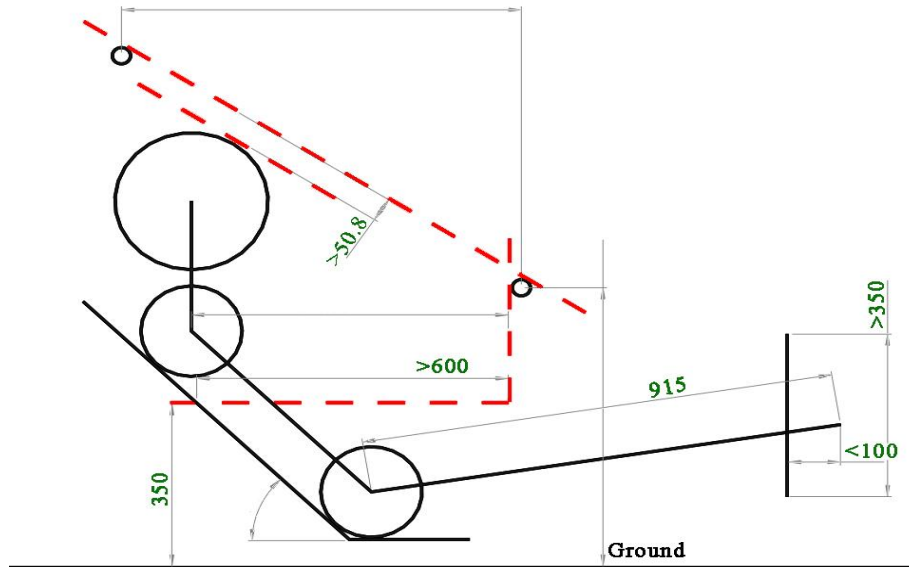


Σχήμα 3.5 Cockpit opening



Σχήμα 3.4 Internal Cross Section

Τέλος για να μπορεί το πλαίσιο να φέρει στο μπροστινό του μέρος τον προτεινόμενο όπως είπαμε καταστροφέα ενέργειας πρέπει να έχει τουλάχιστον 14 ίντσες (355 χιλιοστά) ύψος. Με βάση όλα τα παραπάνω λοιπόν επιλέγουμε τις πρώτες παραμέτρους για το σχέδιο του πλαισίου.



Σχήμα 3.6 Αρχικές σχεδιαστικές παράμετροι

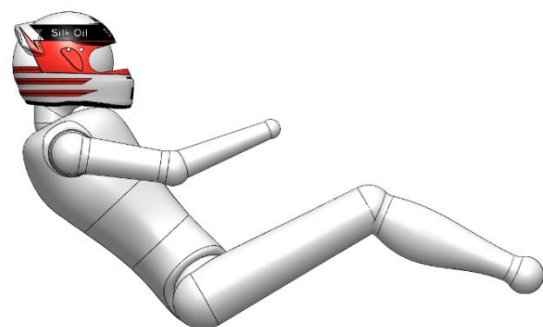
Στην παραπάνω εικόνα βλέπουμε τις αρχικές σχεδιαστικές παραμέτρους που όπως είπαμε προκύπτουν από τους κανονισμούς (Σχήματα 3.6, διαστάσεις με πράσινο). Οι κενές διαστάσεις στο σχέδιο είναι παράμετροι, που θα μελετηθούν κατά την εύρεση της ιδανικής θέσης του οδηγού

3.2 Θέση οδηγού, αξόνων και βασικών βαρών

Επόμενο βήμα στον σχεδιασμό του οχήματος ήταν να μελετήσουμε την εργονομία. Για τον σκοπό αυτό κατασκευάσαμε ένα πλαίσιο, με μεταβλητές της καιριες αποστάσεις. Έτσι μπορέσαμε για κάθε οδηγό να βρούμε την κλίση της πλάτης, το ύψος και την απόσταση του τιμονιού, το ύψος και την απόσταση των πεταλιών. Όπως ήταν λογικό κάθε οδηγός είχε διαφορετικές απαιτήσεις και από την άλλη, βασική απαίτηση της ομάδας ήταν να υπάρχει όσο το δυνατόν μεγαλύτερη κλίση στην πλάτη του οδηγού, για να κρατηθεί χαμηλά το κέντρο βάρους. Οι τελικές επιλογές έγιναν, έτσι ώστε να ικανοποιούνται όλοι, όσο το δυνατόν καλύτερα. Για να γίνει πιο εύκολο το έργο του σχεδιασμού, μετρήσαμε όλες της διαστάσεις του σώματος του μεγαλύτερου μας οδηγού και σχεδιάσαμε (Solidworks) μια "κούκλα" με τις διαστάσεις του.



Σχήμα 3.8 Mock up για την θέση οδήγησης



Σχήμα 3.7 CAD Dummy Driver

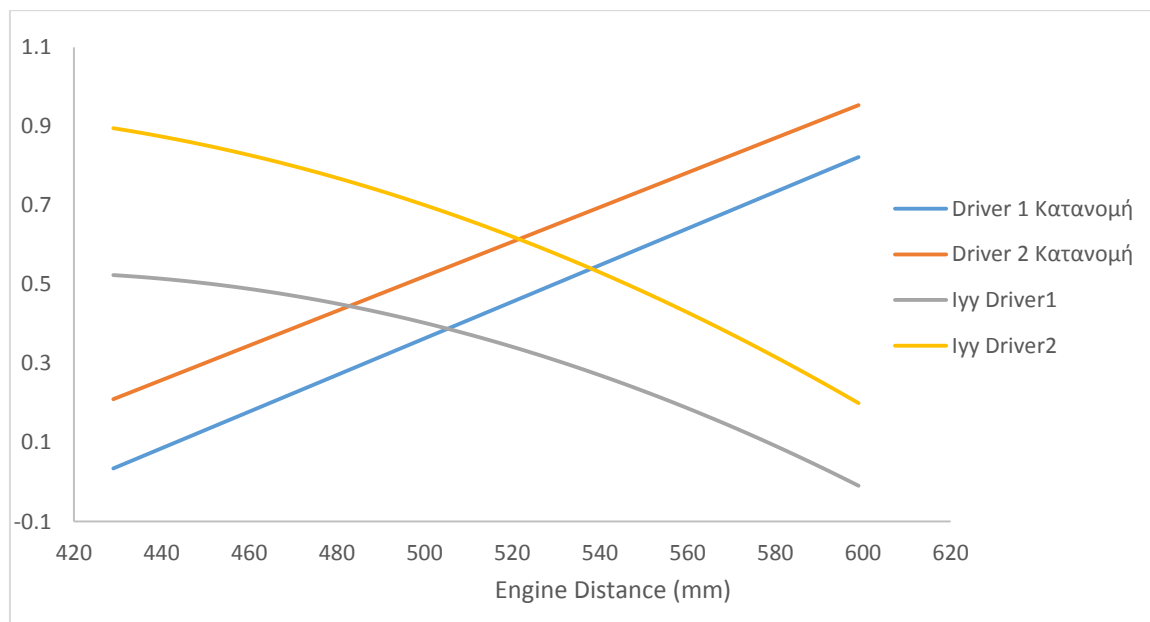
Ένα από τα πιο απαιτητικά κομμάτια που έπρεπε να ερευνησουμε ήταν, η κατανομή βαρών στους άξονες και πως αυτή επηρεάζεται από την αλλαγή των οδηγών. Σύμφωνα με τις απαιτήσεις των αγώνων, από την ομάδα της ανάρτησης, είχαμε σαν στόχο η κατανομή στον πίσω άξονα να κινείται μεταξύ 50 και 55 τες εκατό. Καθορίζεται από τους κανονισμούς, η απόσταση μεταξύ οδηγού και κινητήρα, με γνώμονα την προστασία του οδηγού από της υψηλές θερμοκρασίες, που επικρατούν στον χώρο του κινητήρα. Πρέπει να μελετήσουμε την απόσταση αυτού του ζεύγους, που αποτελεί και το μεγαλύτερο βάρος του οχήματος από τον κάθε άξονα. Για να επιτευχθεί αυτό θα κάνουμε μια εκτίμηση για την θέση και το βάρος κάθε κομματιού που τοποθετείται στο όχημα. Σημαντικό είναι επίσης για την ευελιξία ενός μονοθέσιου, η ροπή αδράνειας ως προς τον άξονα κάθετο στο επίπεδο (Y στην δική μας περίπτωση), άρα προσπαθούμε κάθε τεμάχιο να τοποθετείται όσο πιο κοντά γίνεται στο κέντρο βάρους. Τα περισσότερα μέρη του μονοθέσιου καθορίζονται σχετικά με την θέση των αξόνων, καθώς έχουν άμεση διασύνδεση γεωμετρικά. Το μεταξόνιο έχει καθοριστεί από την ομάδα της ανάρτησης και είναι 1530 χιλιοστά. Έτσι, εκτιμώντας κάποια από τα βάρη του οχήματος από προηγούμενη εμπειρία και έχοντας άλλα σαν δεδομένα, υπολογίζουμε την κατανομή στους άξονες, χωρίς κινητήρα και οδηγό. Οι θέσεις ανάμεσα στους άξονες που θεωρούμε ότι βρίσκεται κάθε κομμάτι επιτιμάται για κάποια κομμάτια από τους κανονισμούς, για άλλα από τον σχεδιασμό της ανάρτησης άρα είναι δεδομένο από την αντίστοιχη ομάδα, άλλα μετακινούνται μαζί με το ζεύγος κινητήρας-οδηγός και κάποια τα βρήκαμε από την προηγούμενη διαδικασία. Για οποιοδήποτε κομμάτι που δεν ισχύει κάτι από τα παραπάνω προσπαθούμε, να το τοποθετήσουμε όσο πιο κοντά στο κέντρο μπορούμε. Με αυτό τον τρόπο μπορούμε να μετακινούμε πλέον το ζεύγος κινητήρας-οδηγός στο χώρο και να επιλέξουμε την τελική τους θέση, σύμφωνα με την κατανομή που προκύπτει. Στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 3.1) βλέπουμε τα βάρη και την θέση τους στον διαμήκη άξονα. Το μηδέν βρίσκεται στον μπροστά άξονα, ενώ το θετικό πρόσημο είναι προς το πίσω μέρος του οχήματος. Στον άλλο πίνακα (Πίνακας 3.2) βλέπουμε την αλλαγή στην επί της εκατό κατανομή του πίσω άξονα ανάλογα με την θέση του κινητήρα.

	Mass (kg)	Distance(mm)
Engine	75	1050<cx<1220
Rear steel Sub Frame	8.55	1137
Monocoque	20.41	240
Rear Aluminum Subframe	5.38	1461.7
Front Hoop	2.05	255.4
Impact At	1.5	-659.3
Differential	2.6	1560
Sprocket	0.4	1560
Steering rack	0.5	-99
Front UnSprung Mass	20	14.81
Rear UnSprung Mass	21	1515
Air Intake	2	Engine Dis.+60
Pedal Ass	1.6	-462
Exhaust	5	Engine Dis.-40
Front Wing	4	-642
Rear Wing	5	1652
Under body	5	884
Side pods - Cooling	5	725
Lubrication	7	1020
Gas Tank	10	740
Steering Controls	4	400
Electrical Wiring	3.5	750
Driver 1	85	Engine Dis. -621
Driver 2	65	

Πίνακας 3.1 Επιμέρους βάρη οχήματος και απόσταση από τον μπροστινό άξονα

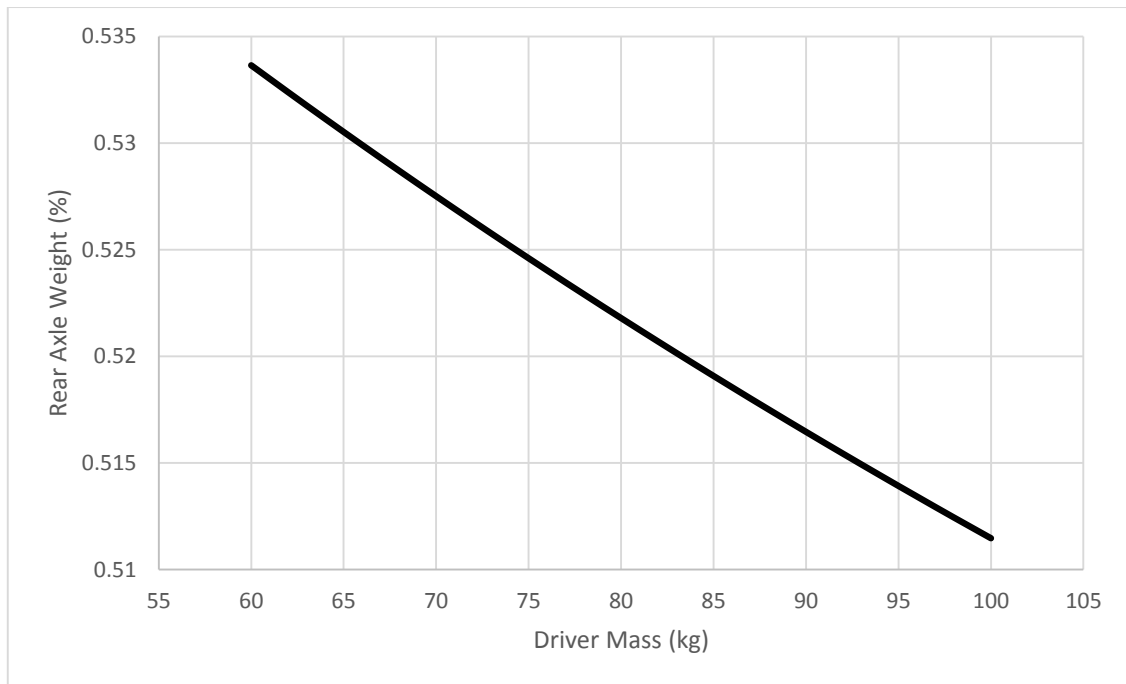
Engine Distance (mm)	Rear axle mass Driver 1 (%)	Rear axle mass Driver 2 (%)	Engine Distance (mm)	Rear axle mass Driver 1 (%)	Rear axle mass Driver 2 (%)
1050	0.473	0.487	1140	0.506	0.518
1055	0.475	0.489	1145	0.508	0.520
1060	0.476	0.490	1150	0.510	0.522
1065	0.478	0.492	1155	0.512	0.524
1070	0.480	0.494	1160	0.514	0.525
1075	0.482	0.496	1165	0.515	0.527
1080	0.484	0.497	1170	0.517	0.529
1085	0.486	0.499	1175	0.519	0.531
1090	0.488	0.501	1180	0.521	0.532
1095	0.489	0.503	1185	0.523	0.534
1100	0.491	0.504	1190	0.525	0.536
1105	0.493	0.506	1195	0.526	0.538
1110	0.495	0.508	1200	0.528	0.539
1115	0.497	0.510	1205	0.530	0.541
1120	0.499	0.511	1210	0.532	0.543
1125	0.501	0.513	1215	0.534	0.545
1130	0.502	0.515	1220	0.536	0.546
1135	0.504	0.517	1225	0.537614527	0.548022431

Πίνακας 3.2 Μεταβολή της κατανομής ανάλογα με την απόσταση του οδηγού από το κέντρο βάρους



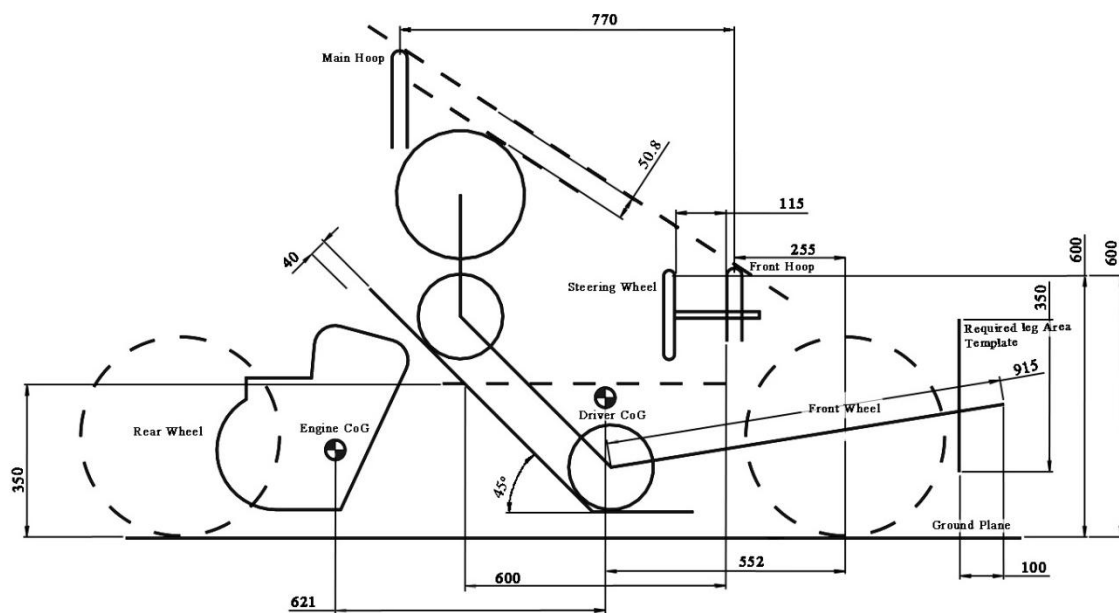
Σχήμα 3.9 Αλλαγή κέντρου βάρους και ροπής αδράνειας ανάλογα με την θέση του οδηγού

Στο διάγραμμα (Σχήμα 3.9) αδιαστατοποιήσαμε τα μεγέθη (τιμές μηδέν ως ένα), των κατανομών και των ροπών αδράνειας θέτοντας το μηδέν στην ελάχιστη επιτρεπόμενη τιμή και το ένα στην μέγιστη. Κάναμε έτσι την γραφική παράσταση αυτών, ως προς την θέση του οδηγού, και για τους δύο οδηγούς ξεχωριστά. Θυμίζουμε εδώ ότι θέλουμε να διατηρήσουμε την ροπή αδράνειας, ως προς τον οριζόντιο άξονα όσο το δυνατόν μικρότερη, για να ευνοήσουμε την ευελιξία του μονοθέσιου. Βλέπουμε λοιπόν πως ο στόχος για μεγαλύτερη κατανομή στον πίσω άξονα, συγκρούεται με προσπάθεια να μείνει χαμηλά η ροπή αδράνειας. Η θέση που επιλέχθηκε τελικά για τον οδηγό είναι 552mm πίσω από τον μπροστά άξονα, δίνοντας λίγο παραπάνω έμφαση στην κατανομή που έκλεισε στο 49-54% ανάλογα με το βάρος του οδηγού (Σχήμα 3.10).



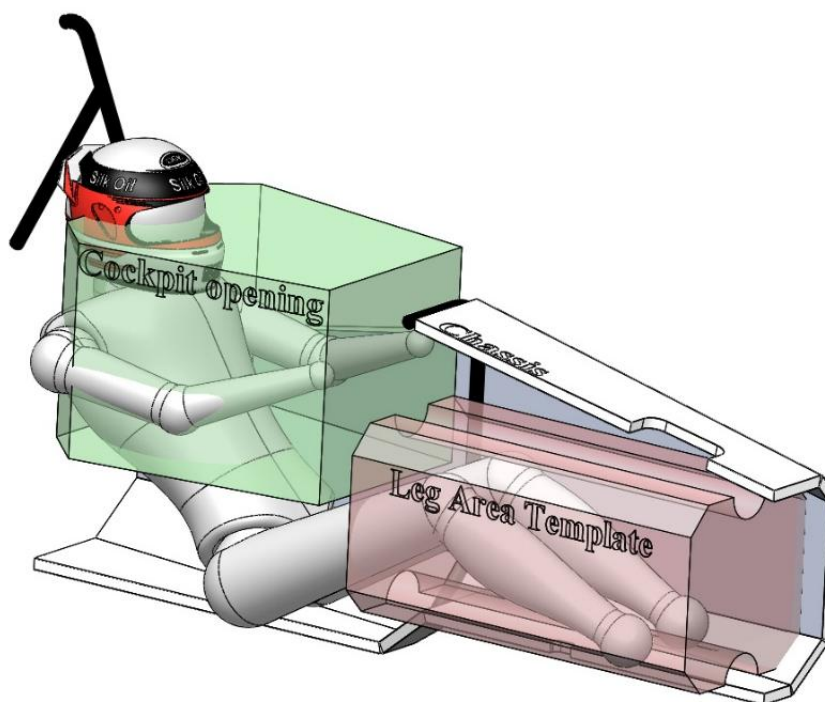
Σχήμα 3.10 Μεταβολή κέντρου βάρους οχήματος ανάλογα με την θέση του οδηγού

Μετά και από τον καθορισμό και της ακριβούς θέσης του οδηγού οι παράμετροι που έχουν προκύψει φαίνονται στις παρακάτω εικόνες (Σχήμα 3.11)



Σχήμα 3.11 Αρχικές σχεδιαστικές παράμετροι

Στην παρακάτω εικόνα (Σχήμα 3.12) Βλέπουμε σε CAD, όλες της γεωμετρικές παραμέτρους που περιγράψαμε μέχρι τώρα, καθώς και μια πρώτη εικόνα του πλαισίου που σχεδιάζουμε μαζί με τα Hoop, που όπως είπαμε, απαιτούν οι κανονισμοί.



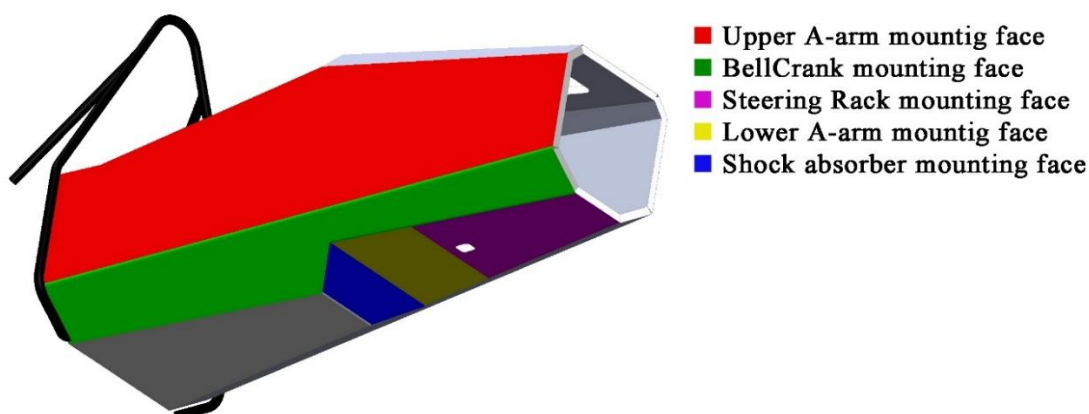
Σχήμα 3.12 Σχεδιαστικοί περιορισμοί σε 3D απεικόνιση

3.3 Ανάρτηση και άλλα μέρη του οχήματος

Αφού μελετήσαμε την θέση του οδηγού και φροντίσαμε να είναι το μονοθέσιο μας, συμβατό με τους κανονισμούς, επόμενη σημαντική στάση στην διαδικασία σχεδιασμού του πλαισίου ήταν, να εξασφαλίσουμε ότι το πλαίσιο, θα μπορεί να φέρει, όλα τα κομμάτια από τα οποία αποτελείτε το μονοθέσιο. Ταυτόχρονα θα πρέπει να επιτρέπεται η σωστή συνεργασία μεταξύ των κομματιών αυτών. Καθότι σχεδιάζουμε μία μηχανολογική κατασκευή, σε κάθε στάδιο της διαδικασίας έχουμε στο μυαλό μας, το αρχικό draft που θα γίνει στην γεωμετρία όλων των κομματιών, να μπορεί να μεταφέρει σωστά τις φορτίσεις από το έδαφος στο πλαίσιο και να είναι μια καλή βάση για μετέπειτα βελτίωση.

Η πιο απαιτητική και χρονοβόρα διεργασία, για το σχεδιασμό του πλαισίου ήταν, η μελέτη της θέσης της ανάρτησης. Ο λόγος που η διαδικασία αυτή ήταν δύσκολη, ήταν, ότι υπήρχαν πολλοί στόχοι που έπρεπε να επιτευχθούν. Η ομάδα της ανάρτησης είχε συγκεκριμένες απαιτήσεις για την τελική γεωμετρία της ανάρτησης. Από την άλλη, για την καλύτερη δυνατή απόδοση του οχήματος, προσπαθήσαμε κάθε κομμάτι της ανάρτησης, αλλά και του οχήματος συνολικά, να τοποθετηθεί όσο το δυνατόν πιο χαμηλά. Στα πλαίσια βέβαια της εργασίας, όπου μελετάμε τον σχεδιασμό του εμπρόσθιου μέρους (Aluminum Monocoque), τα βασικά κομμάτια που θα μας απασχολήσουν είναι, ο τρόπος σύνδεσης τον δυο hoop, το σύνολο της μπροστά ανάρτησης, η μπροστινή πτέρυγα, ο μπροστινός απορροφητής ενέργειας, και ότι έχει να κάνει με τον οδηγό, δηλαδή, τιμόνι κολόνα τιμονιού, πεταλιέρα, μαξιλάρι κεφαλής και ζώνες. Μελετώντας λοιπόν την θέση και τον τρόπο σύνδεσης όλων των παραπάνω θα καταλήξουμε στην τελική γεωμετρία, η οποία θα δούμε στο επόμενο κεφάλαιο, πως τροποποιείται για χάρη της κατασκευασιμότητας.

Η διάταξη της ανάρτησης επιλέχθηκε, όπως σε κάθε αγωνιστικό μονοθέσιο, να αποτελείται από διπλά ψαλίδια. Για να διατηρήσουμε το κέντρο βάρους χαμηλά, επιλέξαμε pullrod τύπου γεωμετρία που μας επιτρέπει να τοποθετήσουμε τους αποσβεστήρες, κάτω από τα πόδια του οδηγού. Στο χώρο αυτό, που δημιουργήσαμε κάτω από τα πόδια του οδηγού, τοποθετήσαμε ακόμη την κρεμαγιέρα και την αντιστρεπτική του μονοθέσιου. Σύμφωνα με αυτά λοιπόν, η ανάρτηση έχει επτά σημεία σύνδεσης με το πλαίσιο σε κάθε πλευρά. Δύο σημεία για κάθε ψαλίδι, ένα για την κρεμαγιέρα, ένα για τον μοχλοβραχίονα του αποσβεστήρα και ένα για το σταθερό άκρο του αποσβεστήρα (Σχήμα 3.13).



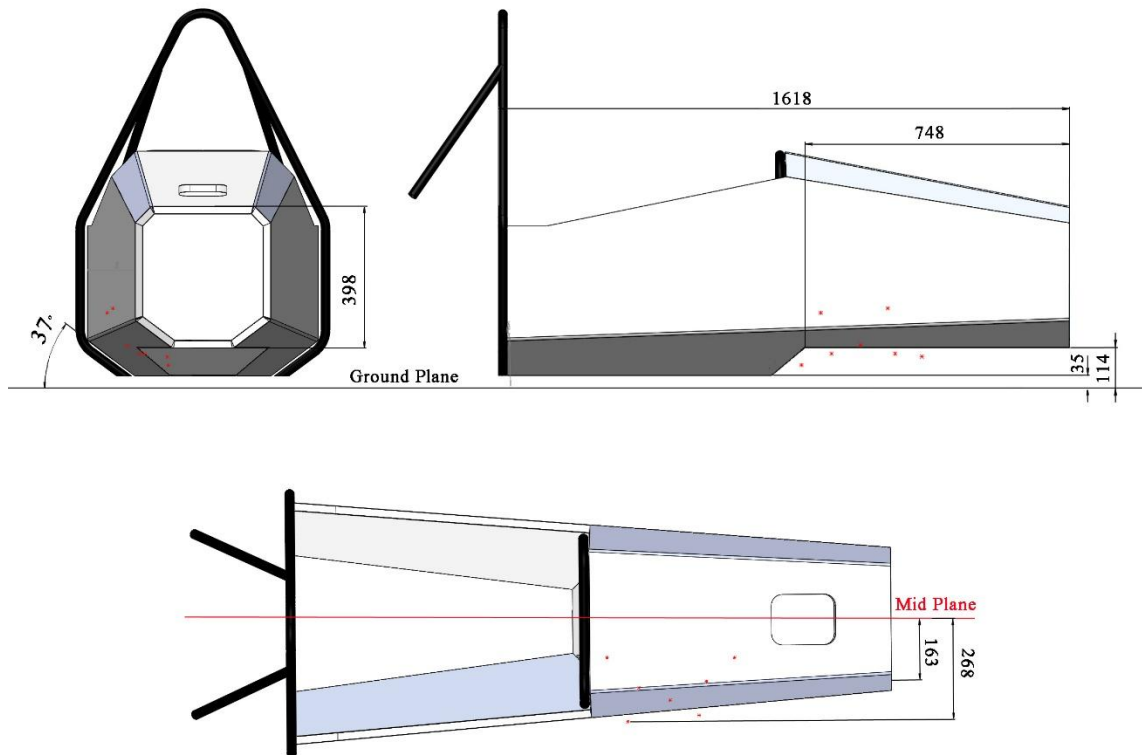
Σχήμα 3.13 Επιφάνειες που συνδέονται τα σκέλη της ανάρτησης

Η παραπάνω εικόνα μας δίνει μια ιδέα, για το πώς συνδέεται τελικά η ανάρτηση με το πλαίσιο. Σε παρακάτω κεφάλαιο θα δείξουμε, την μελέτη και τον σχεδιασμό των σημείων σύνδεσης που θα κατασκευαστούν, καθώς αποτελεί και αυτό κομμάτι της εργασίας. Οι παράμετροι, που θέσαμε, για να μπορούμε να εργαστούμε παράλληλα, με την ομάδα της ανάρτησης έως ότου καταλήξουμε στην τελική γεωμετρία ήταν σύμφωνα με την παραπάνω εικόνα :

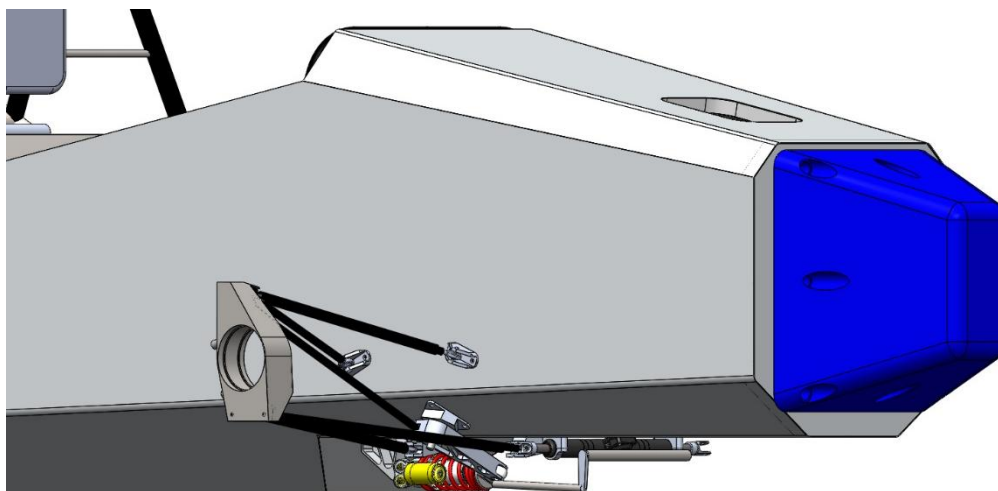
- Η απόσταση από το κέντρο της κόκκινη πλευράς του πλαισίου (Σχήμα 3.13), για να ταιριάζει κάθε φορά με τα σημεία του πάνω ψαλιδιού.
- Η κλίση, στον χώρο, της πράσινης πλευράς του πλαισίου (Σχήμα 3.13), για να είναι όσο πιο παράλληλη γίνεται με το επίπεδο του μοχλοβραχίονα και ταυτόχρονα να μην παραβιάζει κάποιον από τους παραπάνω κανόνες (φαίνεται από την εικόνα, ότι η παράμετρος αυτή επηρεάζει το πλάτος του πατώματος, εκεί που κάθετα ο οδηγός, κάτι που θα δούμε παρακάτω ότι μπορεί να επηρεαστεί από τα αποτελέσματα των πειραμάτων)
- Το ύψος από το έδαφος του σκαλοπατιού, για να ικανοποιεί την σύνδεση του κάτω ψαλιδιού και την κρεμαγιέρας, ενώ ταυτόχρονα να μπορούν τοποθετηθούν εκεί οι αποσβεστήρες, χωρίς να παραβιάζουν το clearance του οχήματος.
- Την θέση στον διαμήκη άξονα που θα δημιουργηθεί το σκαλοπάτι (μπλε πλευρά Σχήμα 3.13) για ικανοποιεί τον τρόπο σύνδεσης του αποσβεστήρα.

*θα σημειώσω εδώ ότι αυτή η τελευταία παράμετρος καταργήθηκε αργότερα στην διαδικασία σχεδιασμού του οχήματος, αλλά καθώς παρουσιάζουμε όλη την διαδικασία με την οποία σχεδιάστηκε το πλαίσιο, θεώρησα σκόπιμο να αναφερθεί.

Είδαμε λοιπόν πώς η γεωμετρία της ανάρτησης, επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό την τελική γεωμετρία του πλαισίου. Από εκεί και πέρα το τελικό μήκος του πλαισίου καθορίζεται, πέρα από τους κανονισμούς, από το μέγεθος της πεταλιέρας. Το ύψος της μετωπικής διατομής καθορίζεται, από το μέγεθος του απορροφητή ενέργειας, αλλά και τις απαιτήσεις των κανονισμών για το Front Bulkhead. Υπάρχει βέβαια ένα σύνολο παραμέτρων που επηρεάζεται από τα αποτελέσματα των πειραμάτων, και θα τις δούμε παρακάτω. Μετά από αυτή την διαδικασία, καθορίσαμε το μεγαλύτερο μέρος των τελικών τιμών των παραμέτρων (Σχήμα 3.14). Αυτό που απομένει στο κομμάτι του σχεδιασμού του πλαισίου αυτού καθ'εαυτού, είναι η προσαρμογή της γεωμετρίας, που προκύπτει από τον καθορισμό των παραμέτρων, σε κατασκευαστικό πλέον σχέδιο. Παρακάτω βλέπουμε και μια εικόνα της ανάρτησης στο πλαίσιο (Σχήμα 3.15).



Σχήμα 3.14 Σχεδιαστικές παράμετροι που προκύπτουν από την ανάρτηση

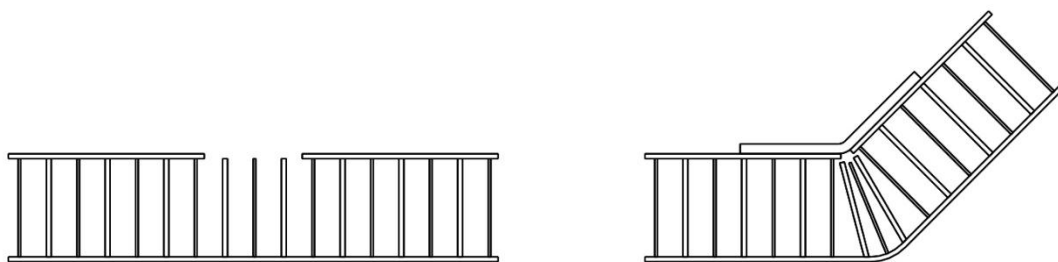


Σχήμα 3.15 3D Απεικόνιση της μπροστά ανάρτησης

3.4 Κατασκευασιμότητα-Επιλογή Λύσης

Μέχρι τώρα αναλύσαμε, πως διαμορφώθηκαν οι σχεδιαστικές παράμετροι, που καθόρισαν την τελική γεωμετρία. Η ολοκλήρωση όμως του μηχανολογικού σχεδίου, σημαίνει την δημιουργία των κατασκευαστικών σχεδίων, τα οποία μπορεί να κατανοήσει ο εκάστοτε κατασκευαστής. Στο δεύτερο κεφάλαιο είδαμε, πως η γεωμετρία μας αποτελείται από τρία μέρη, το κέλυφος, τον πυρήνα, και την κόλλα. Πρέπει να βρεθεί έτσι, ο καταλληλότερος τρόπος να ενωθούν και να δημιουργήσουν το τελικό πλαίσιο.

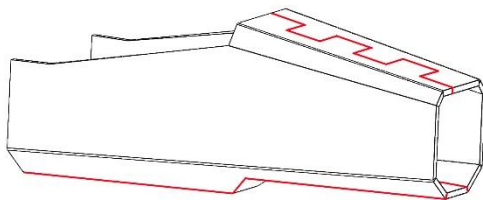
Υπάρχουν δύο προτεινόμενοι τρόποι για την κατασκευή, μη επίπεδης γεωμετρίας, από δομές αλουμινένιου sandwich. Η κύρια διαφορά, εντοπίζεται στο χρόνο που επιλέγει ο μηχανικός να συναρμολογήσει τα τρία μέρη της κατασκευής Sandwich. Πρώτη επιλογή είναι να κολλήσουμε τα 3 μέρη (εξωτερικό κέλυφος, πυρήνα, εσωτερικό κέλυφος) στην αρχή της διαδικασίας κατασκευής, δημιουργώντας μια επίπεδη κατασκευή. Αφού αφαιρέσουμε μέρος του εσωτερικού κελύφους, στα σημεία που θα γίνουν τα στραντζαρίσματα, να φέρνουμε την κατασκευή σαν σύνολο στην τελική της μορφή. Ο δεύτερος τρόπος είναι, αφού φέρουμε, στο επιθυμητό σχήμα, το εξωτερικό κέλυφος και τον πυρήνα ξεχωριστά, κάνοντας χρήση σακούλας κενού, να τα κολλήσουμε μεταξύ τους. Αυτή την στιγμή στις ομάδες του διαγωνισμού, που επιλέγουν να έχουν πλαίσιο από αλουμινένιο sandwich, κυριαρχεί η πρώτη επιλογή στον τρόπο κατασκευής. Τα πλεονεκτήματα, αυτού του τρόπου, βρίσκονται στην ευκολία κατασκευής, για της ομάδες. Μειώνεται το ρίσκο, που υπάρχει στην διαδικασία κόλλησης των μερών του Sandwich, καθώς γίνεται σε ένα επίπεδο. Υπάρχει ακόμη και η δυνατότητα να αγοραστεί η Sandwich κατασκευή σαν σύνολο και έτσι οι ομάδες καλούνται να κάνουν μόνο την τελική μορφοποίηση, οι οποία όμως απαιτεί πιο ισχυρό μηχάνημα, καθώς όταν τα τρία μέρη κολληθούν η κατασκευή γίνεται εξαιρετικά στιβαρή. Πέρα από αυτό βασικό μειονέκτημα αποτελεί ότι σε κάθε εσωτερική γωνία, προστίθεται υλικό (Σχήμα 3.16) που οδηγεί σε αύξηση βάρους 10-15 %.



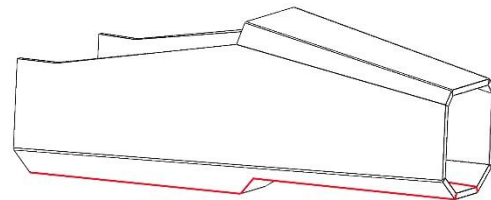
Σχήμα 3.16 Γωνία στον πρώτο τρόπο κατασκευής

Εμείς κάναμε την επιλογή να χρησιμοποιήσουμε την δεύτερη μέθοδο κατασκευής. Βασικό μειονέκτημα αποτελεί όπως είπαμε, ότι αναλαμβάνουμε το ρίσκο, να κολλήσουμε τα τρία μέρη του Sandwich μόνοι μας. Από την άλλη όμως καθώς αγοράζουμε κάθε κομμάτι ξεχωριστά έχουμε μια μικρή μείωση στο κόστος. Όπως αναφέραμε και πριν, ένα από τα πλεονεκτήματα αυτής της μεθόδου είναι και η μείωση του βάρους. Ένας ακόμη λόγος που επιλέξαμε αυτή την μέθοδο, είναι ότι στραντζάροντας το κάθε μέρος ξεχωριστά, έχουμε την δυνατότητα να ελέγξουμε την ακρίβεια της κατασκευής μας σε κάθε στάδιο ξεχωριστά και να διορθώσουμε μόνο όποιο τεμάχιο χρειάζεται.

Εκτός από τον τρόπο που θα ενώσουμε τα τρία μέρη πρέπει να μελετήσουμε πως θα επιτύχουμε την επιθυμητή γεωμετρία γενικά. Είναι προφανές ότι δεν υπάρχει τρόπος, το κάθε κέλυφος να είναι ένα ενιαίο κομμάτι, καθώς είναι κλειστή διατομή. Πρέπει να επιλέξουμε σε πόσα και ποια κομμάτια θα είναι χωρισμένη η τελική κατασκευή μας. Κύριος στόχος για αυτή την επιλογή είναι η ακρίβεια, στα σημεία της ανάρτησης, που στην περίπτωση μας είναι $\pm 50\mu\text{m}$. Συνήθως, κατασκευές σαν την δικιά μας με πολυγωνική διατομή, χωρίζονται σε τρία κομμάτια (Σχήμα 3.18). Εμείς με γνώμονα την ακρίβεια θέλαμε αρχικά να μειώσουμε τον αριθμό των κομματιών, άρα και των ενώσεων που θα κάνουμε. Ξεκινήσαμε λοιπόν να μελετάμε αυτό το σενάριο, όπου θα απαιτούταν μόνο μια ένωση, μεταξύ πατώματος και πλαϊνών (Σχήμα 3.17). Βασικό πρόβλημα που προέκυψε σε αυτό το σενάριο, ήταν το πολύ μεγάλο μέγεθος του ενός κομματιού, που έκανε δύσκολη την εύρεση φύλλου αλουμινίου. Το άλλο πρόβλημα που υπάρχει και με τις δύο λύσεις που φαίνονται παρακάτω, είναι ότι τα Pivot points της ανάρτησης βρίσκονται σε ξεχωριστά κομμάτια, που σημαίνει ότι η ακρίβεια στην διαδικασία σύνδεσης των κομματιών, παίζει σημαντικό ρόλο στην τελική ακρίβεια της γεωμετρίας του πλαισίου. (Στις παρακάτω εικόνες με κόκκινο χρώμα βλέπουμε τις ακμές διαχωρισμού).

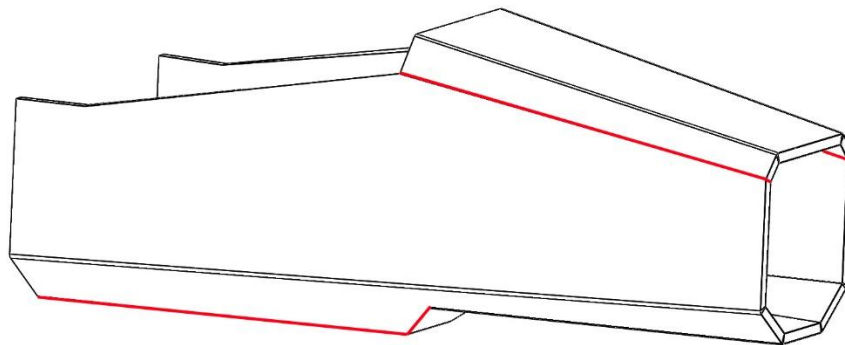


Σχήμα 3.18 Common 3-piece chassis



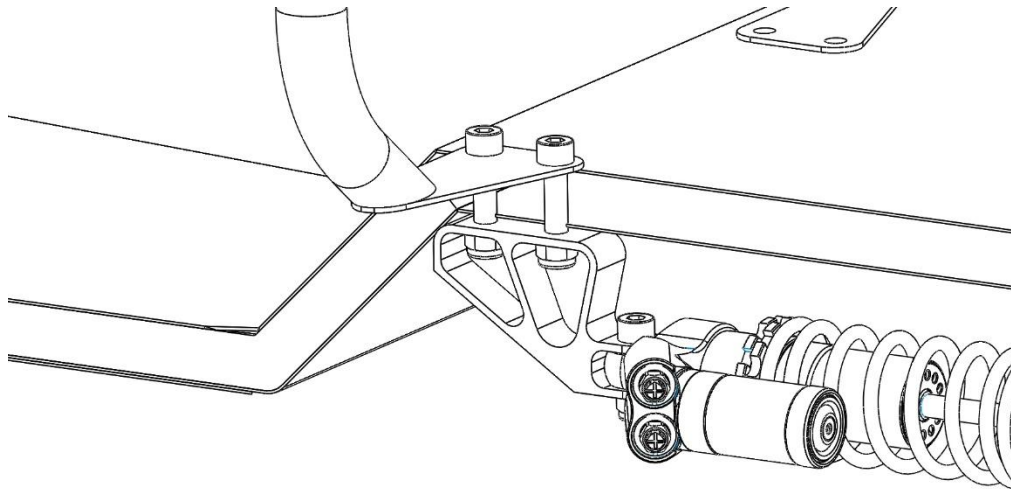
Σχήμα 3.17 2-piece Chassis

Καταλήξαμε έτσι σε μια τρίτη λύση που έλυνε και δυο παραπάνω προβλήματα. Όπως βλέπουμε στην παρακάτω εικόνα (Σχήμα 3.19), χωρίσαμε το πλαίσιο σε τρία κομμάτια, όπου στο ένα από αυτά συνδέεται το σύνολο των βασικών τεμαχίων του οχήματος. Μας δίνεται έτσι η δυνατότητα να εστιάσουμε, στην ακρίβεια κυρίως αυτού του τεμαχίου, χωρίς μάλιστα ο τρόπος σύνδεσης των κομματιών να την επηρεάζει πλέον.

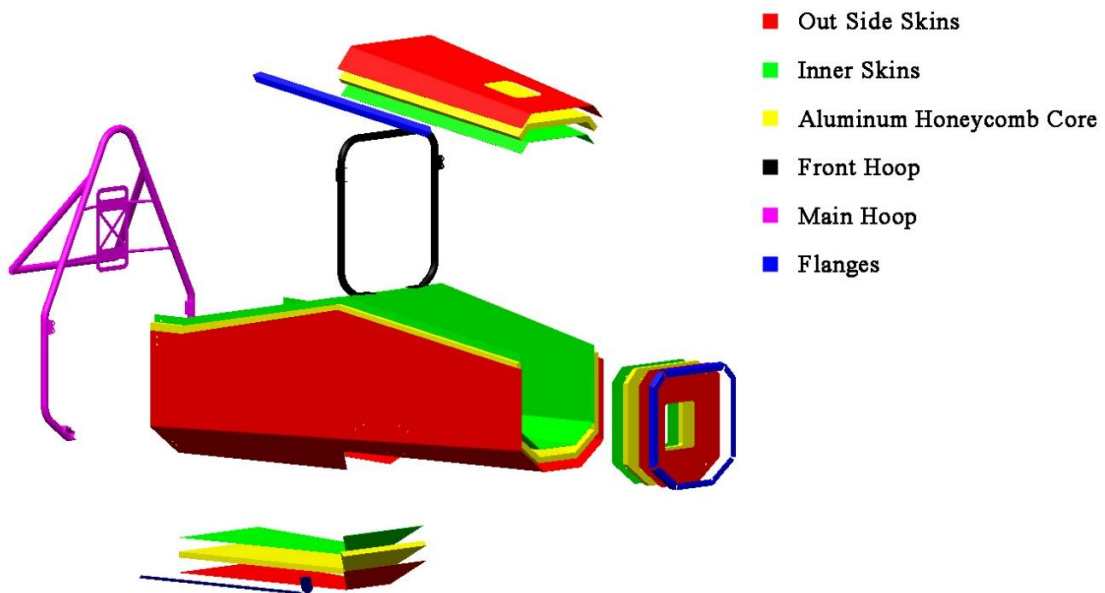


Σχήμα 3.19 Final Design

Για τον λόγο αυτό, όπως είπαμε και παραπάνω, αποφασίσαμε τελικά να συνδεθεί στην κάτω πλευρά του πλαισίου και ο αποσβεστήρας, που αρχικά θέλαμε να τοποθετηθεί στην διαγώνια πλευρά (σκαλοπάτι). Με αυτό τον τρόπο καταφέραμε επίσης, να χρησιμοποιήσουμε την απαιτούμενη βάση του μπροστινού hoop και σαν βάση του αποσβεστήρα (Σχήμα 3.20). Επίσης στα σημεία σύνδεσης των κομματιών, χρησιμοποιείται έξτρα αλουμίνιο, για να ενισχυθεί η ένωση και συγκολλάται με κόλλα και πριτσίνια διαμέτρου 5 mm, όπως συνήθως γίνεται σε αυτού του είδους τις κατασκευές.



Σχήμα 3.20 Bottom Front Hoop/ Shock absorber bracket-Mounting



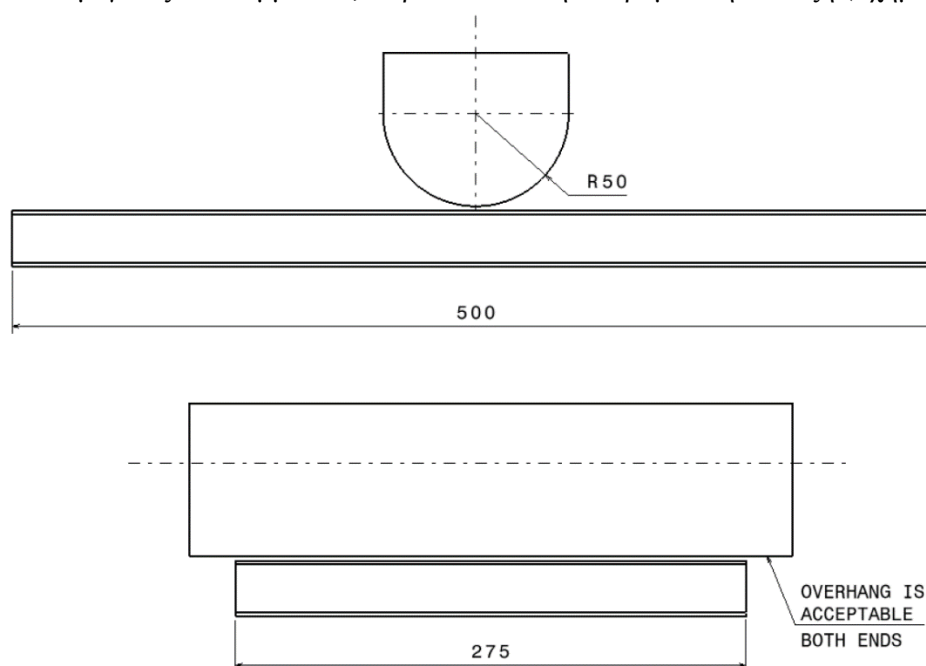
Σχήμα 3.21 Exploded View

4 Πειράματα στο υλικό κατασκευής

4.1 Διεξαγωγή και αποτελέσματα πειραμάτων

Για την μελέτη του πλαισίου, υπήρχε ένας αριθμός πειραμάτων, που έπρεπε να γίνουν αφενός γιατί το επέβαλαν οι κανονισμοί και αφετέρου για να παρατηρήσουμε την συμπεριφορά των κατασκευών Sandwich, με τις οποίες δεν είχαμε δουλέψει στο παρελθόν. Τα πειράματα αυτά διεξήχθησαν στο κτήριο του Τομέα Τεχνολογίας των Κατεργασιών, υπό την επίβλεψη του κυρίου Κοστάζου. Τα αποτελέσματα από τα πειράματα, που θα παρουσιάσουμε αναλυτικά παρακάτω, χρησιμοποιούνται για να αποδείξουμε την συμβατότητα του πλαισίου μας με τους κανονισμούς. Τα πειράματα που πρέπει να διεξαχθούν είναι:

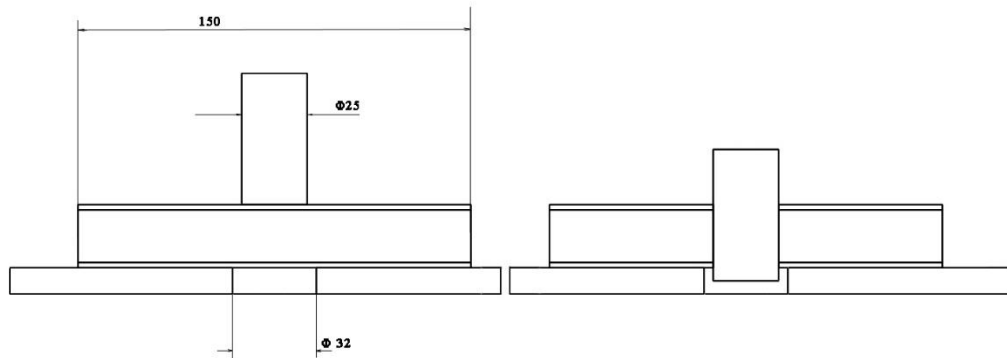
- Μια κάμψη τριών σημείων, σε ένα κομμάτι 275mm X 500mm, για κάθε διαφορετικό είδος Sandwich, που χρησιμοποιείται στο πλαίσιο. Εμείς θα χρησιμοποιήσουμε το ίδιο Sandwich σε όλο το πλαίσιο, άρα θα κάνουμε ένα πείραμα κάμψης. Οι κανονισμοί πέρα από το μέγεθος του κομματιού, επιβάλουν και την πειραματική διάταξη (Σχήμα 4.1).



Σχήμα 4.1 Laminate test rig

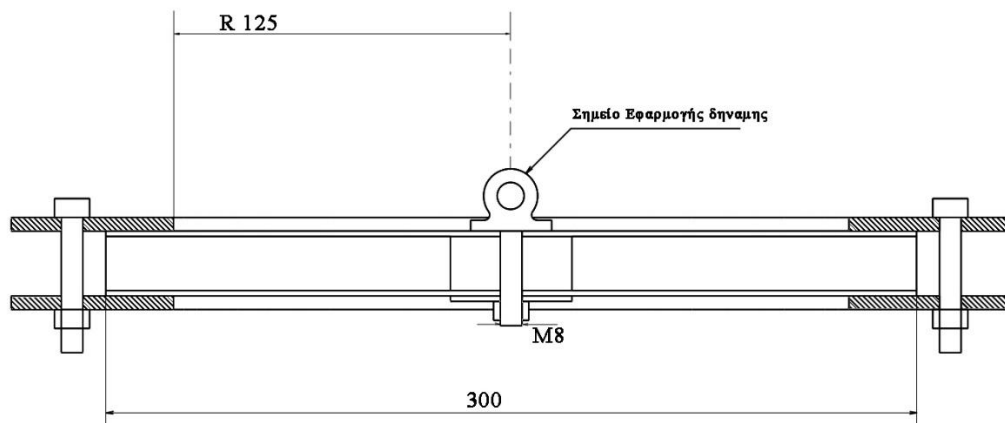
- Μια κάμψη 3 σημείων σε 2 ατσάλινους σωλήνες διαμέτρου 25.4mm (1 inch) και πάχους τοιχώματος 2.4mm (0.95 inch). Η διάσταση αυτή είναι η απαιτούμενη, για τους σωλήνες που περιβάλλουν τον οδηγό, σε περίπτωση σωληνωτού πλαισίου. Το δεύτερο αυτό πείραμα γίνεται στην ίδια πειραματική διάταξη με το παραπάνω (Σχήμα 4.1), αφενός για να συγκρίνουμε την ενέργεια που απορροφούν αυτοί οι 2 σωλήνες με αυτή που απορροφά η δική μας κατασκευή και αφετέρου για να ληφθεί υπόψη στους υπολογισμούς η παραμόρφωση της διάταξης, κατά το πείραμα

- Μια διάτρηση σε ένα κομμάτι τουλάχιστον 100mm X 100mm, με ένα επενεργητή διαμέτρου 25 mm. Το κομμάτι πρέπει να είναι πατωμένο παντού, εκτός από μια ομόκεντρη σπή διαμέτρου 32 mm, που θα επιτρέψει στον επενεργητή να περάσει μέσα από όλο το κομμάτι (Σχήμα 4.2). Το πείραμα αυτό γίνεται για να μετρηθεί η διατμητική αντοχή του κελύφους, και με βάση αυτήν, να γίνει διαστασιολόγηση των Insert.



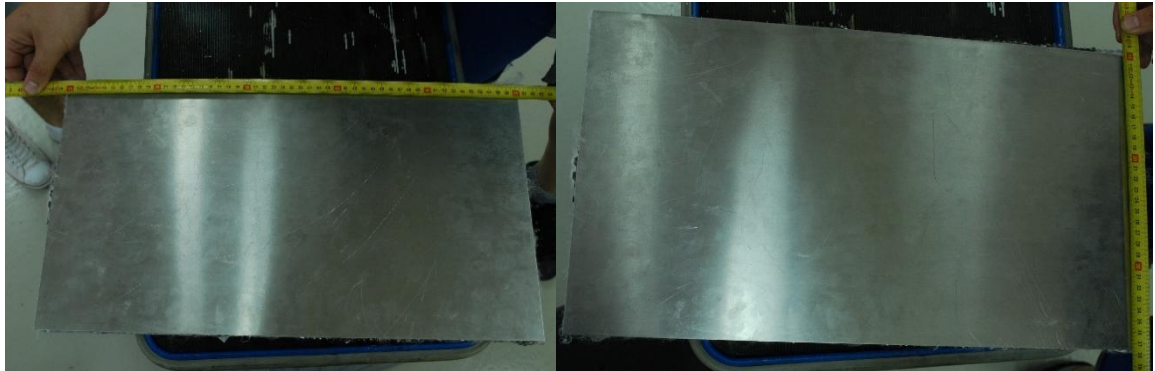
Σχήμα 4.2 Perimeter Shear Test

- Για τις συνδέσεις των ζωνών με το πλαίσιο απαιτείται, πέρα από του υπολογισμούς και φυσικό πείραμα. Άρα το τελευταίο πείραμα που θα κάνουμε είναι αυτό, για την σύνδεση της ζώνης μέσης με το πλαίσιο. Η ζώνη για τους ώμους συνδέεται σε σωλήνα και δεν χρειάζεται πείραμα. Η σύνδεση αυτή πρέπει να αντέχει 19 kN, η πειραματική διάταξη καθορίζεται και πάλι από τους κανονισμούς, όπου το δοκίμιο πρέπει να μην είναι πακτωμένο σε απόσταση μικρότερη από 125 mm, από το σημείο εφαρμογής της δύναμης (Σχήμα 4.3).



Σχήμα 4.3 Πειραματική διάταξη για σημείο σύνδεσης ζώνης

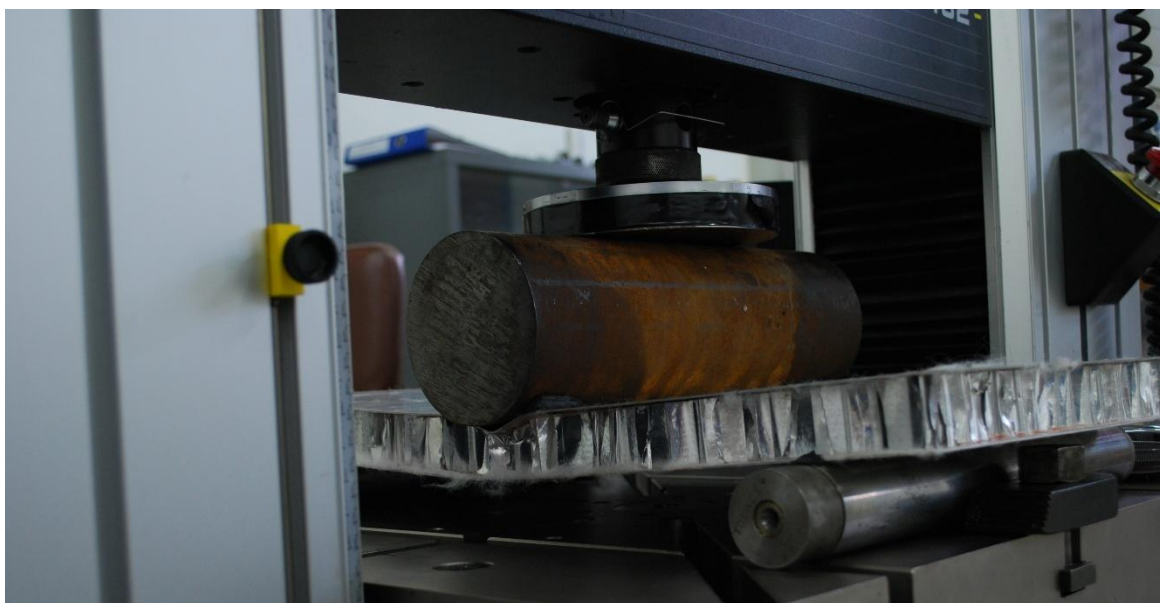
Κάμψη τριών σημείων



Σχήμα 4.4 Επιβεβαίωση διάστασης



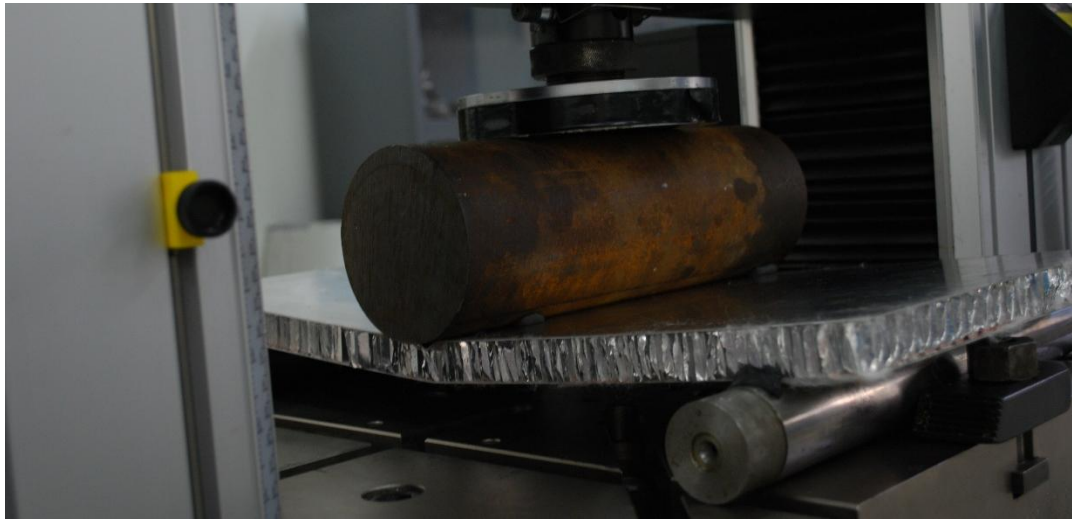
Σχήμα 4.5 Πειραματική διάταξη κάμψης-30mm core



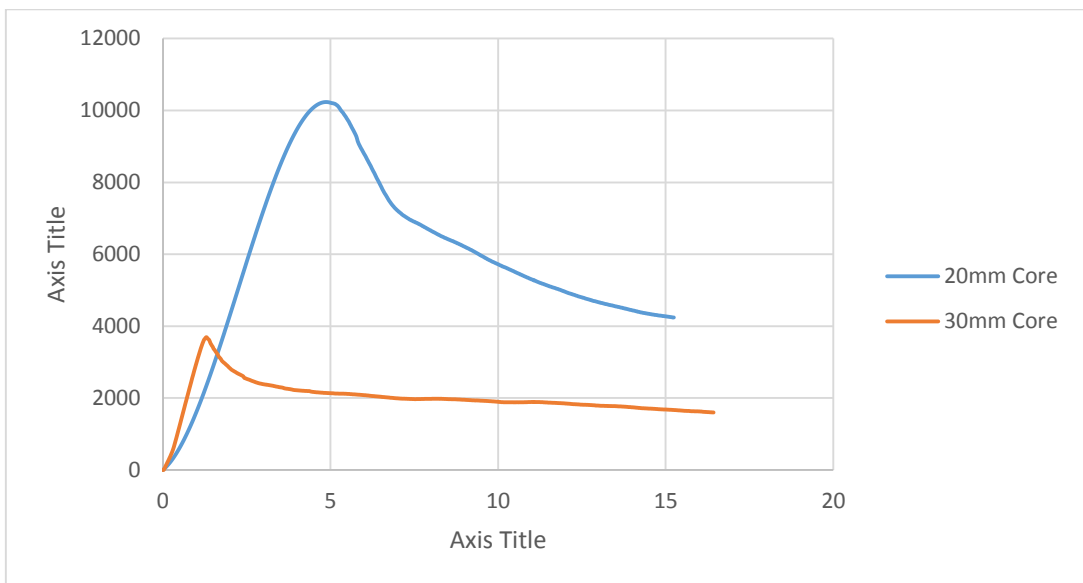
Σχήμα 4.6 Τελική παραμόρφωση



Σχήμα 4.7 Πειραματική διάταξη κάμψης - 20mm core



Σχήμα 4.8 Τελική παραμόρφωση - 20mm core



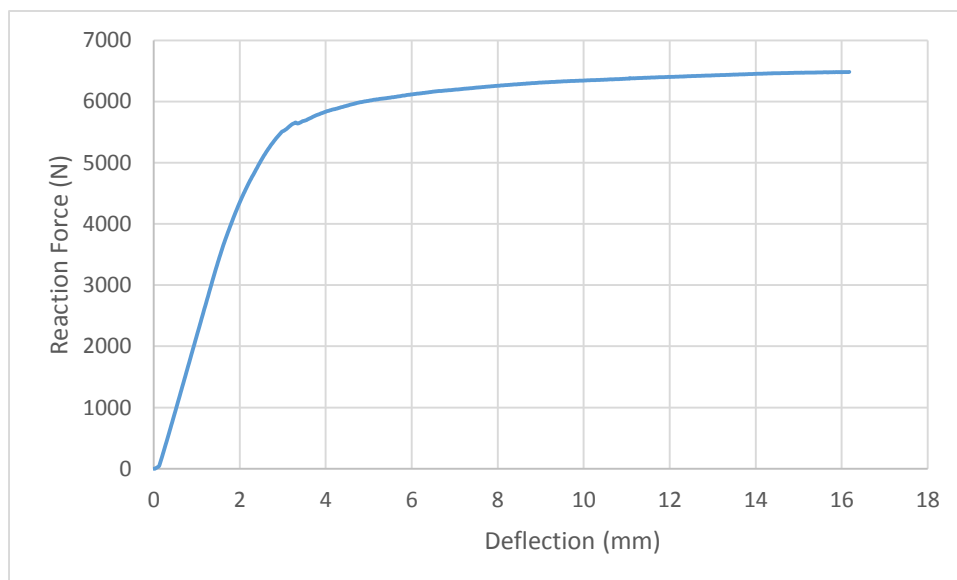
Σχήμα 4.9 Διάγραμμα τάσης παραμόρφωσης για τα δυο πειράματα



Σχήμα 4.10 Πειραματική Διάταξη κάμψης- Σωλήνων

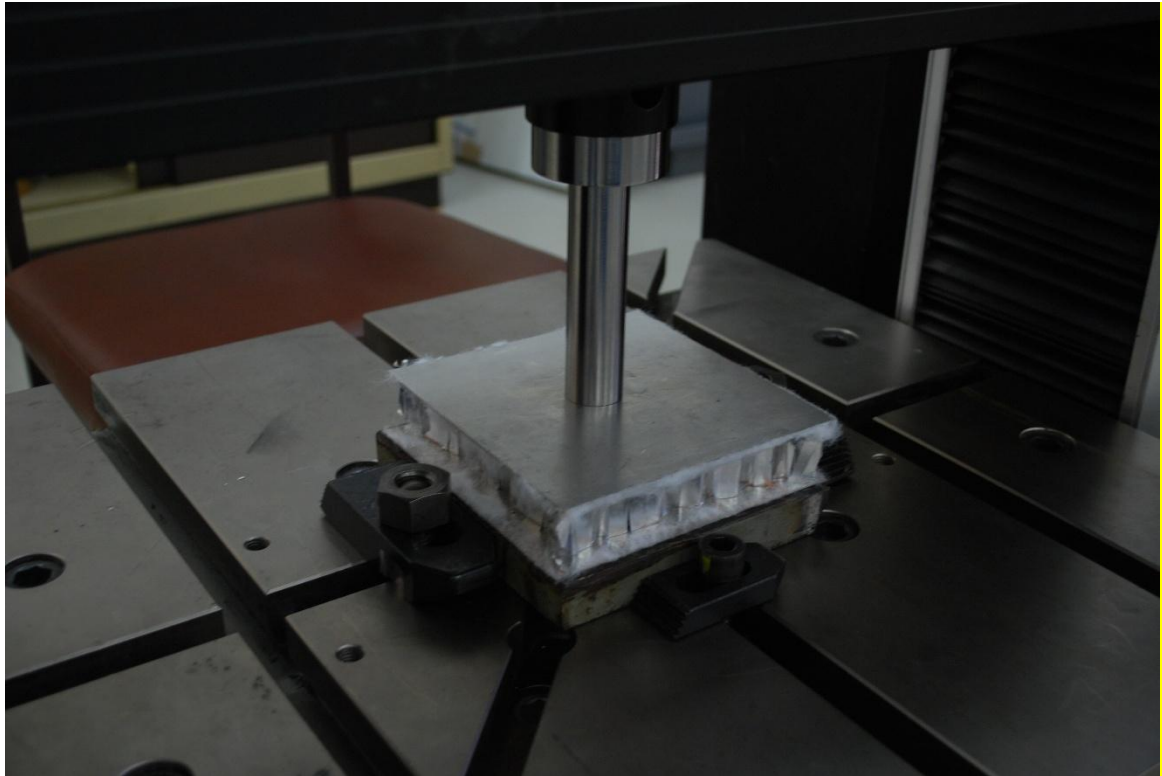


Σχήμα 4.11 Τελικά παραμόρφωση – Σωλήνων

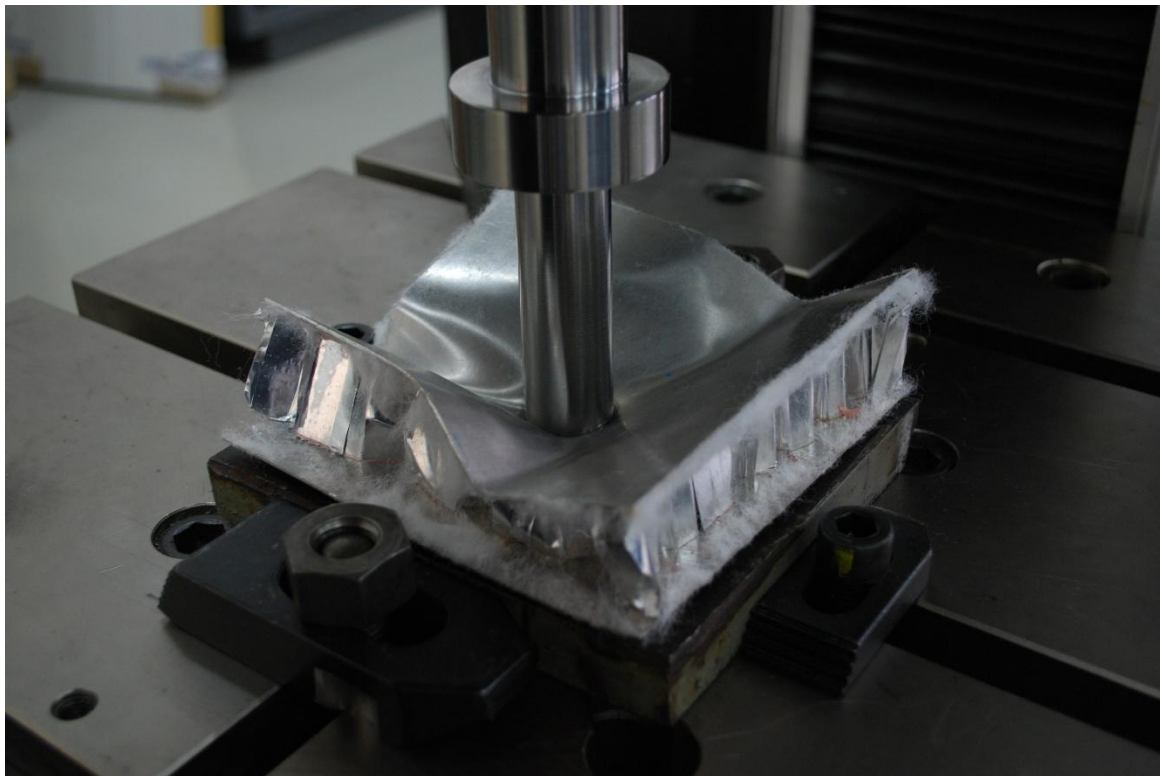


Σχήμα 4.12 Διάγραμμα τάσης παραμόρφωσης σωλήνων

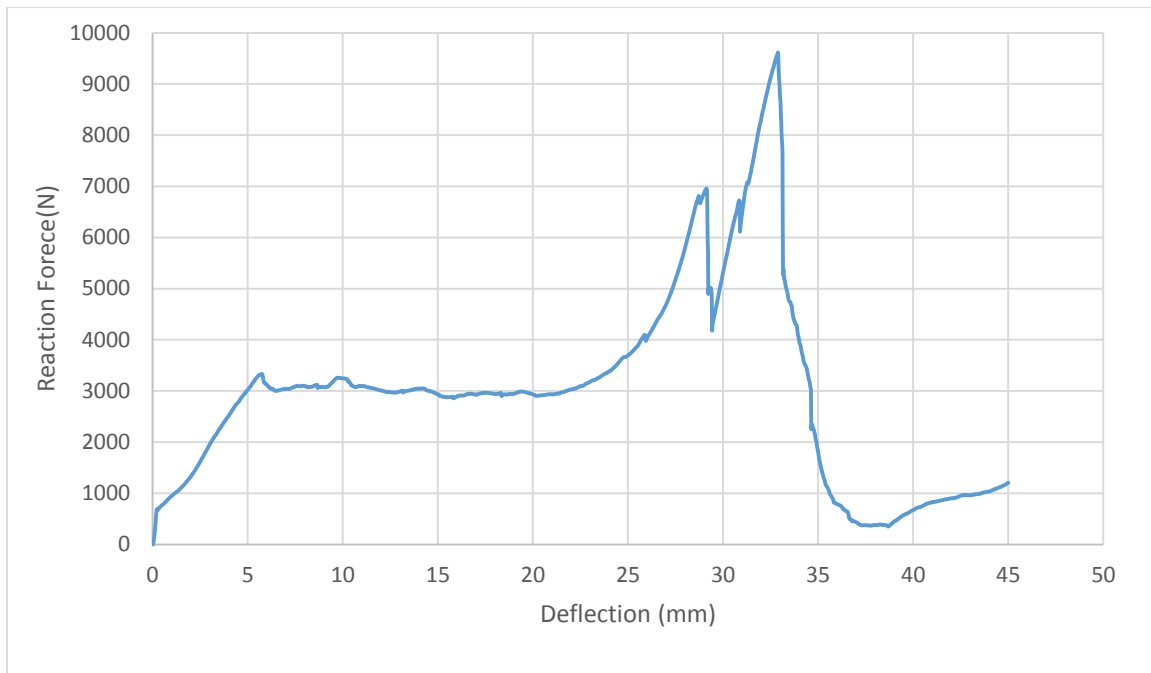
Διάτρηση



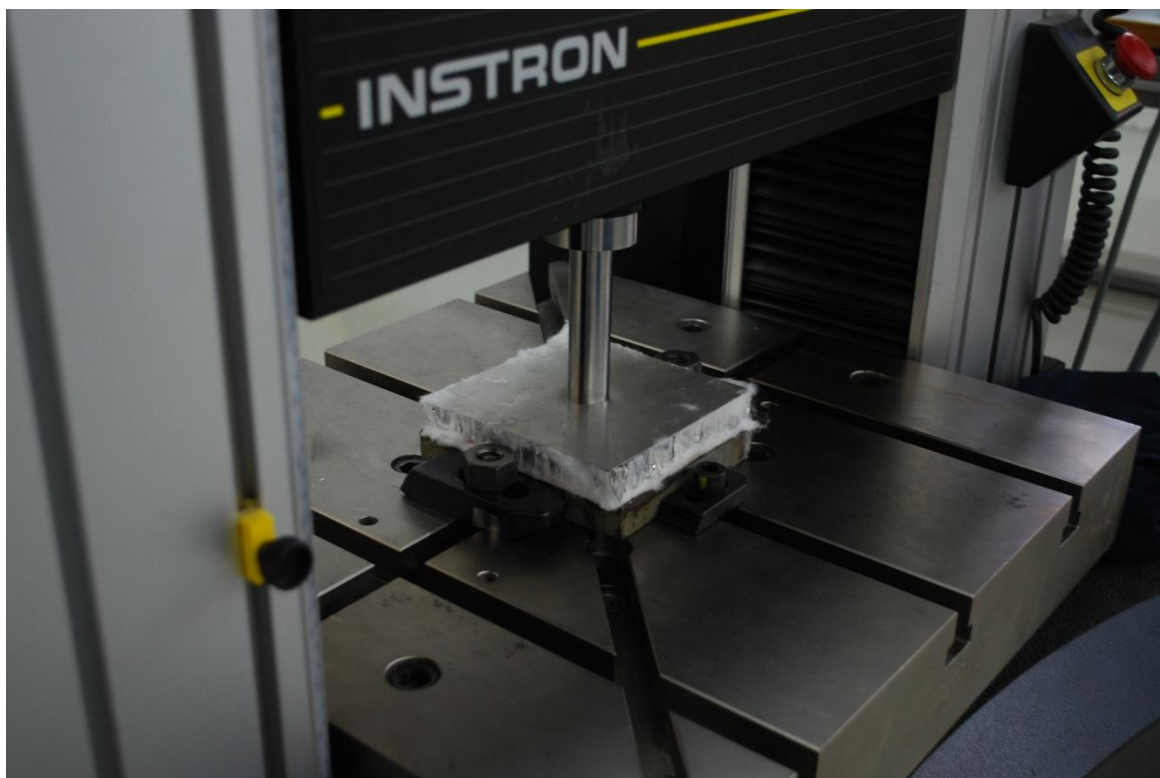
Σχήμα 4.13 Πειραματική διάταξη διάτρησης-30mm core



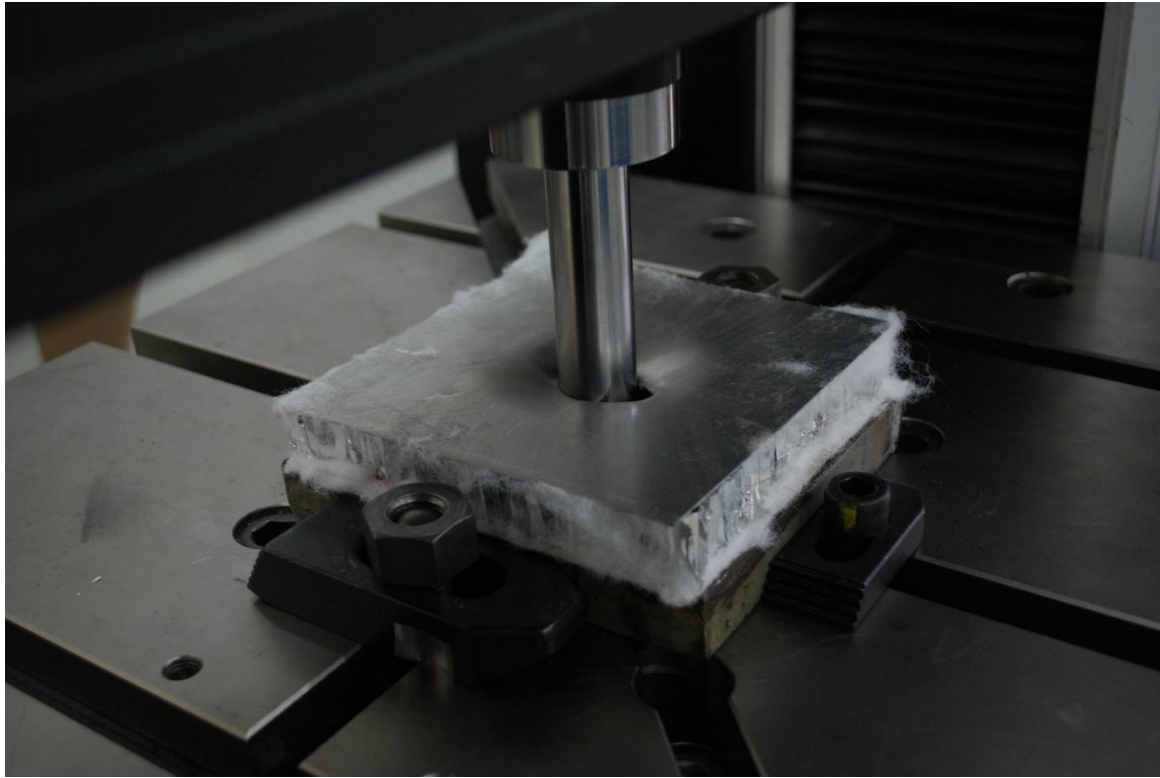
Σχήμα 4.14 Τελική παραμόρφωση- 30 mm core



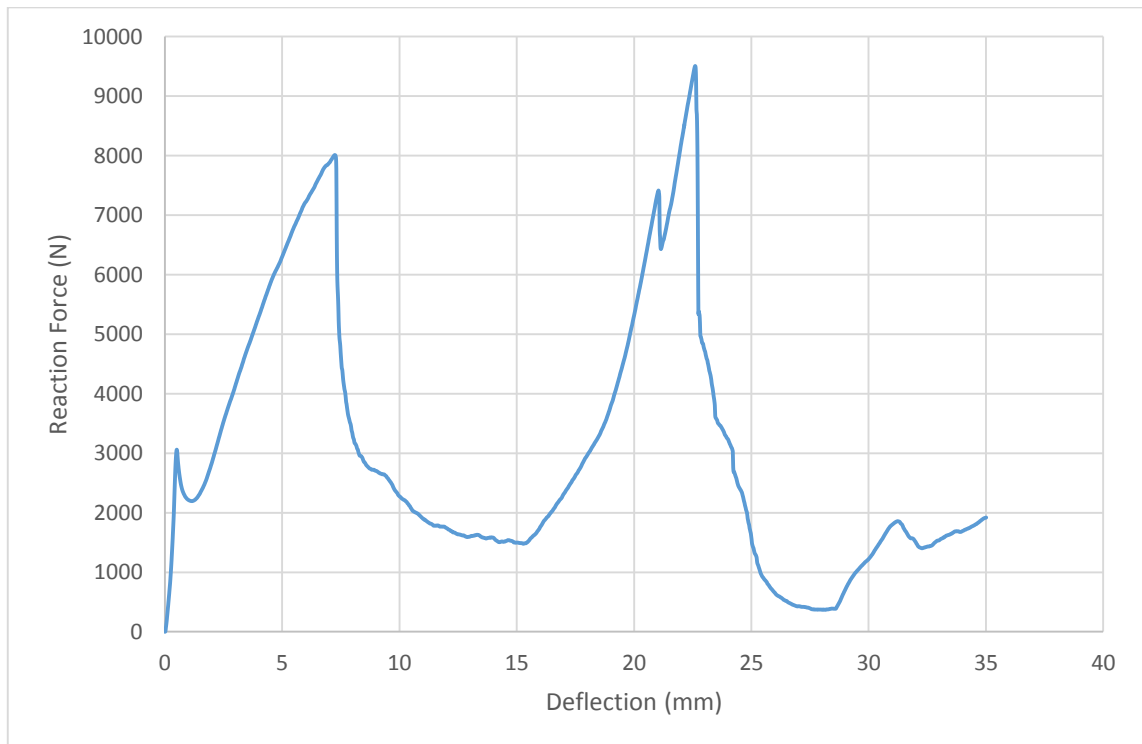
Σχήμα 4.15 Διάγραμμα τάσης παραμόρφωσης- 30mm core



Σχήμα 4.16 Πειραματική διάταξη διάτρησης-20mm core



Σχήμα 4.17 Τελική παραμόρφωση - 20 mm



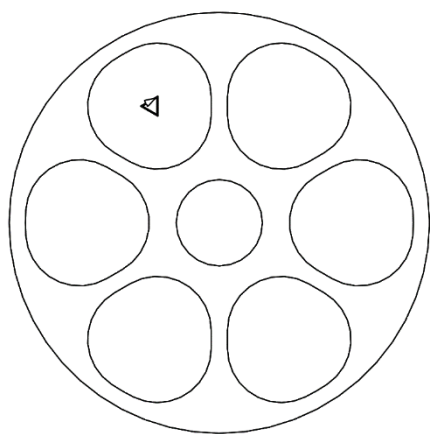
Σχήμα 4.18 Διάγραμμα τάσης παραμόρφωσης- 20mm core

Από τα παραπάνω διαγράμματα, παρατηρούμε ότι η κατασκευή με τον μεγάλο πυρήνα, των 30 χιλιοστών, έχει καλύτερη ακαμψία (κλίση στην γραμμική περιοχή του διαγράμματος τάσης παραμόρφωσης της κάμψης), αλλά λόγω της μικρότερης αντοχής του πυρήνα σε θλιπτικά φορτία, έχουμε κατάρρευση της κατασκευής πιο γρήγορα. Αυτό καθιστά αδύνατη την χρήση του μεγάλου πυρήνα, καθώς δεν μπορεί να απορροφήσει την ενέργεια που απαιτούν οι κανονισμοί. Στο διάγραμμα του πειράματος της διάτρησης τα δύο μέγιστα που εμφανίζονται, αντιστοιχούν στην διάτμηση του κελύφους. Θεωρητικά τα διαγράμματα θα έπρεπε να είναι ίδια και για τα δυο διαφορετικά είδη Sandwich, με διαφορά το σημείο εμφάνισης του δεύτερου μέγιστου. Παρόλα αυτά παρατηρήσαμε (Σχήμα 4.14) ότι, λόγω της μικρή αντοχής του μεγάλου πυρήνα σε θλίψη, υπήρχε μια γενική κατάρρευση του δοκιμίου, σε αντίθεση με αυτό με τον πυρήνα των 20 χιλιοστών, που είχαμε καθαρή διάτμηση του κελύφους.

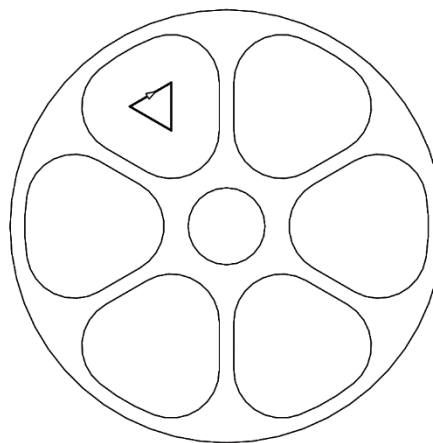
Πριν από το τελευταίο πείραμα (Σχήμα 4.3), υπολογίσαμε συμφωνά με τα δεδομένα του πειράματος της διάτρησης, την διατμητική αντοχή του κελύφους από αλουμίνιο. Αυτό υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την τιμή του πρώτου μέγιστου στο διάγραμμα (Σχήμα 4.18), δηλαδή την δύναμη που χρειάζεται για να κοπεί το πρώτο κέλυφος. Η δύναμη αυτή είναι, όπως φαίνεται στο διάγραμμα $F=8 \text{ kN}$. Η εξίσωση για την εύρεση της διατμητικής αντοχής (G_s) είναι:

$$G_s = \frac{F}{\pi D t_s} = 102 \text{ MPa} \quad (4.1),$$

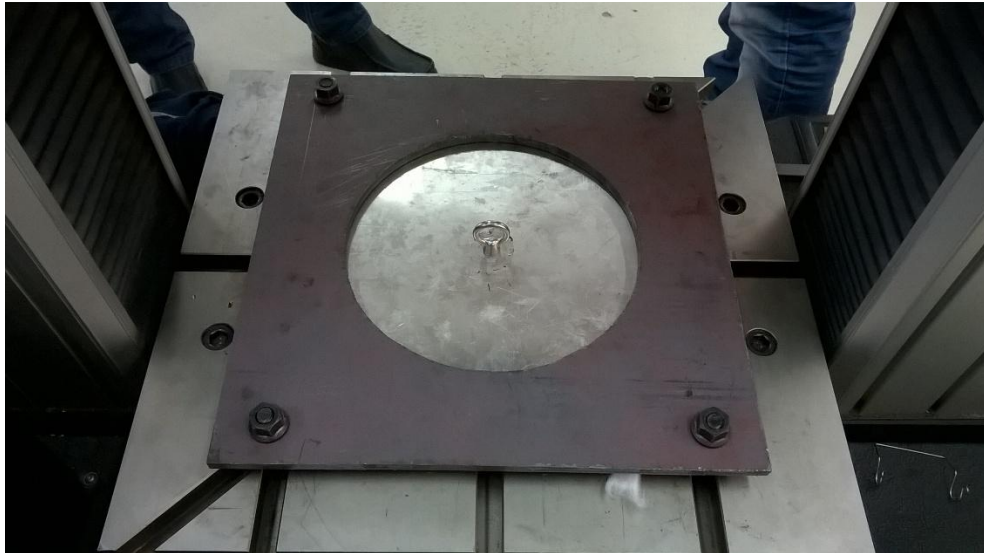
όπου D διάμετρος επενεργητή και t_s το πάχος κελύφους. Όπως βλέπουμε στο σχήμα 4.3 (Σχήμα 4.3), όταν ακούμε την δύναμη στον κρίκο, καταπονούνται διατμητικά και τα δυο κελύφη, το ένα από το insert και το άλλο από το ατσάλινο backing plate. Από απαίτηση των κανονισμών, πρέπει αυτό να μπορεί να φέρει δύναμη 25 kN. Άρα πρέπει να υπολογίσουμε την διάμετρο του insert και του backing plate από την (1) για $F=12.5 \text{ kN}$. Τελικά $D \geq 39\text{mm}$. Τα insert αυτά, όπως αναλύσαμε παραπάνω, θα κατασκευαστούν από αλουμίνιο σε CNC. Από την παρακάτω εικόνα (Σχήμα 4.20), φαίνεται, ότι λόγω μικρού μεγέθους, αν αφήσουμε την διάμετρο 39mm, το κονδύλι θα πρέπει να διανύσει, τριγωνική διαδρομή με πλευρές ενός χιλιοστού κάτι που μπορεί να οδηγήσει σε μεγάλα λάθη στις τελικές διαστάσεις. Έτσι, καθώς δεν μπορούμε να μικρύνουμε την διάμετρο του κοπτικού, η τελική διάμετρος που επιλέξαμε για τα insert αυτά είναι 45 mm, με πολύ μικρή αύξηση στο βάρος του τελικού τεμαχίου (3~4 gr).



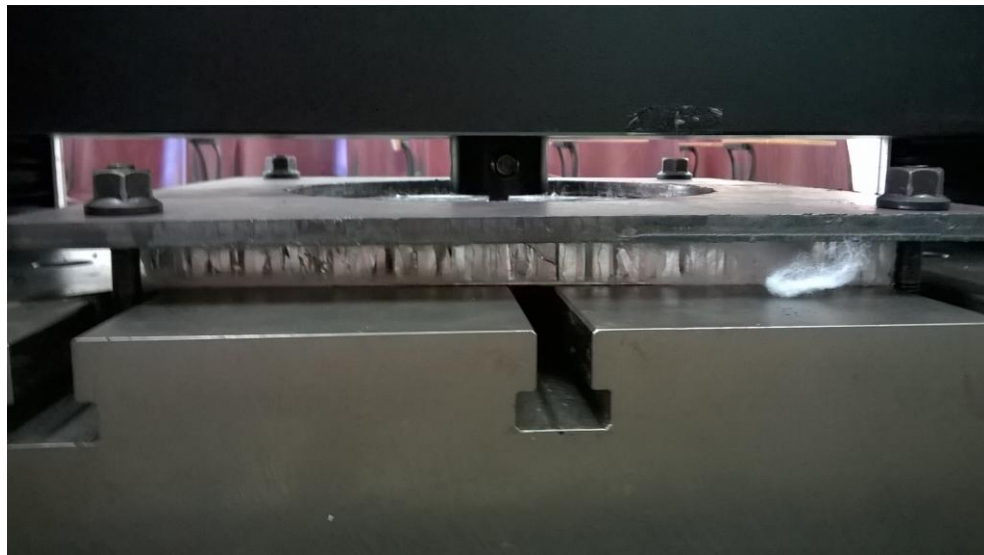
Σχήμα 4.20 Insert D=39mm



Σχήμα 4.19 Insert D=45mm



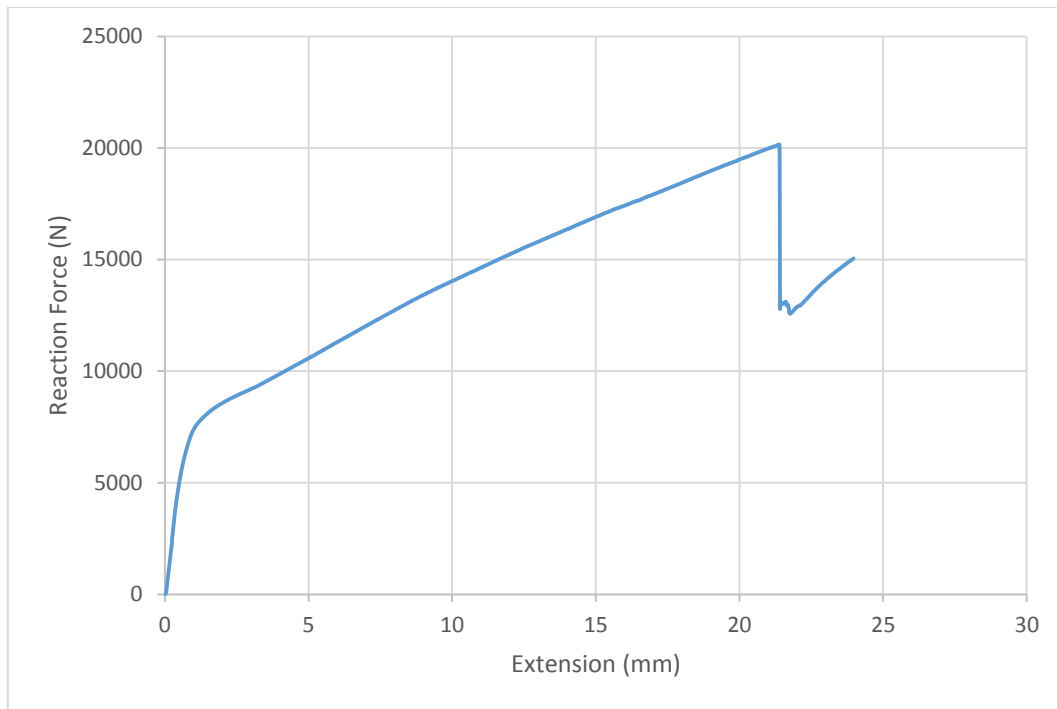
Σχήμα 4.21 Belt Mounting Test Rig



Σχήμα 4.22 Belt Mounting Test Rig



Σχήμα 4.23 Τελική Παραμόρφωση



Σχήμα 4.24 Διάγραμμα τάση παραμόρφωσης του συνδέσμου της ζώνης

4.2 Υπολογισμοί με βάση τα αποτελέσματα των πειραμάτων

Είδαμε ήδη από το τέλος του προηγούμενου κεφαλαίου, πως χρησιμοποιήσαμε τα νούμερα από τα πειράματα, για την πραγματική διατμητική αντοχή, για να υπολογίσουμε την διάμετρο του insert που θα χρησιμοποιηθεί, για την σύνδεση των ζωνών με το πλαίσιο. Παρόμοιους υπολογισμούς πρέπει να κάνουμε, για την σύνδεση των Hoops με το πλαίσιο. Επίσης για κάθε βασικό κομμάτι του οχήματος, πρέπει μέσω των αποτελεσμάτων από το πείραμα της κάμψης, να γίνει η εξίσωση με τους αντίστοιχους σωλήνες που αντικαθιστά.

Αρχικά θα υπολογίσουμε την ενέργεια που απορρόφησαν, κατά το πείραμα της κάμψης, οι δύο σωλήνες των κανονισμών. Αυτή ταυτίζεται με το εμβαδόν κάτω από την καμπύλη τάσης παραμόρφωσης (Σχήμα 4.12). Την υπολογίζουμε λοιπόν, από τις τιμές που πήραμε κατά το πείραμα, με την απλή μέθοδο Simpson 3/8 και την βρίσκουμε 69 Joule. Πρέπει λοιπόν η κατασκευή με τον πυρήνα των 20 mm να απορροφάει περισσότερα από 69 Joule, την υπολογίζουμε με τον ίδιο τρόπο με πριν και είναι 90 Joule, άρα περνάμε τα όριο των κανονισμών.

Ξέροντας την θεωρητική τιμή για την ακαμψία των σωλήνων, υπολογίσαμε από τα αποτελέσματα του πειράματος, την ακαμψία της πειραματικής μας διάταξης, για να την συμπεριλάβουμε στους παρακάτω υπολογισμούς. Από την στατική ξέρουμε ότι στην κάμψη ισχύει,

$$\delta = \frac{P l^3}{48 E I} \quad (4.2)$$

που χρησιμοποιήσαμε και προηγούμενα. Ξέροντας τα P και δ από τα δεδομένα του πειράματος, βρίσκουμε την πειραματική καμπτική δυσκαμψία (EI) και είναι 2.67E+9 N mm². Ξέρουμε όμως την διατομή των σωλήνων αλλά και το μέτρο ελαστικότητας άρα η καμπτική τους δυσκαμψία είναι 3.40E+9 N mm². Τελικά, λύνοντας την παραπάνω εξίσωση (1) ως προς P/δ, για τις δυο

διαφορετικές καμπτικές δυσκαμψίες (EI), υπολογίζουμε πόσο συμμετέχει η πειραματική διάταξη στην παραμόρφωση, και βρίσκουμε 553 (N/mm). Αυτό το νούμερο, το χρησιμοποιούμε σε παρακάτω υπολογισμούς, για να βρούμε πόσο είναι η πραγματική παραμόρφωση την κατασκευής Sandwich. Κάνοντας τώρα χρήση της ίδια εξίσωσης (1) και των αποτελεσμάτων του πειράματος της κάμψης, βρίσκουμε το πειραματικό μέτρο ελαστικότητας. Υπολογίζουμε από την εξίσωση 2.1 την ροπή αδράνειας $I=60683$. Από την εξίσωση (1) τελικά, χρησιμοποιώντας και την συμμετοχή της διάταξης που υπολογίσαμε παραπάνω, υπολογίζουμε το πειραματικό μέτρο ελαστικότητας του κελύφους, που είναι 65 GPa. Τελευταίος υπολογισμός που έχουμε να κάνουμε πριν αρχίσουμε τον έλεγχο των κανονισμών, είναι να υπολογίσουμε το πειραματικό όριο διαρροής του αλουμινένιου κελύφους της κατασκευής. Αυτή την υπολογίζουμε από τον τύπο:

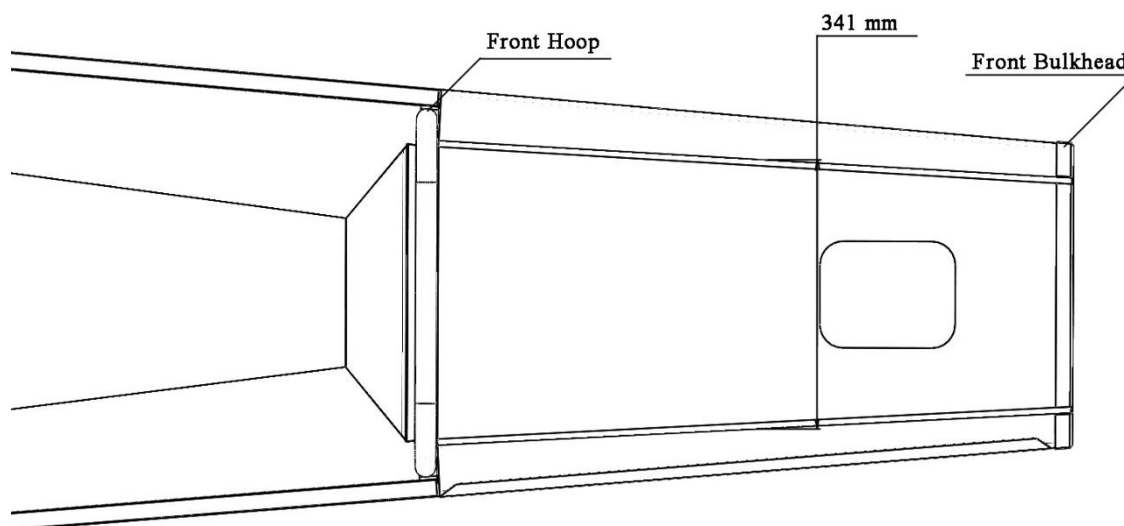
$$\sigma_{uts} = \frac{P_{max} l (2t_f + t_c)}{8 I} = 181 \text{ MPa} \quad (4.3)$$

Σε κάθε κομμάτι των κανονισμών από αυτά που θα ελέγξουμε παρακάτω πρέπει να εξισώνουμε, τα βασικά μηχανικά χαρακτηριστικά της κατασκευής μας με αυτά του/των σωλήνων που αντικαθιστά. Ο τρόπος που προτείνουν οι κανονισμοί να γίνει αυτό είναι, να θεωρείται το εκάστοτε κομμάτι της κατασκευής μας, σαν ένα επίπεδο panel, με πλάτος ανάλογο της περιοχής που μελετάτε κάθε φορά. Τα μηχανικά χαρακτηριστικά φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 4.1), για τα δύο διαφορετικά μεγέθη σωλήνων των κανονισμών και έχουν υπολογιστεί θεωρώντας ατσάλι με μέτρο ελαστικότητας $E=200\text{GPa}$, όριο διαρροής $YS= 300 \text{ MPa}$ και όριο θραύσης $UTS=385 \text{ MPa}$. Ακόμη το όριο διαρροής για την κόλληση θεωρείτε $YS= 180 \text{ MPa}$ και το όριο θραύσης $UTS=300 \text{ MPa}$.

OD, m	2.54E-02	2.54E-02
Wall, m	1.60E-03	1.20E-03
I, m⁴	8.51E-09	6.70E-09
EI	1.70E+03	1.34E+03
Yield tensile strength, N	3.65E+04	2.78E+04
UTS, N	4.37E+04	3.33E+04
Yield tensile strength, N as welded	2.15E+04	1.64E+04
UTS, N as welded	3.59E+04	2.74E+04
Max load at mid span to give UTS for 1m long tube, N	9.78E+02	7.70E+02
Max deflection at baseline load for 1m long tube, m	1.20E-02	1.20E-02
Energy absorbed up to UTS, J	5.86E+00	4.61E+00

Πίνακας 4.1 Μηχανικά χαρακτηριστικά σωλήνων κανονισμών

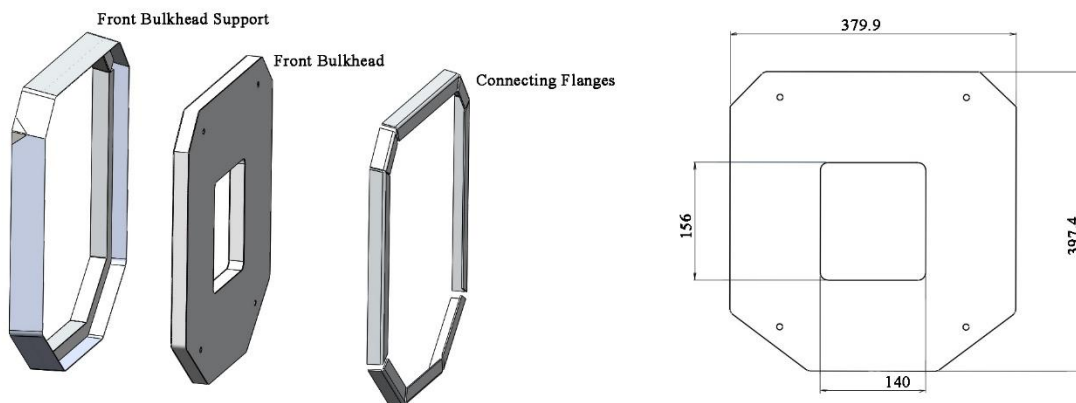
Πρώτος κανονισμός που πρέπει να πληρούμε είναι, το οριζόντιο κομμάτι του πλαισίου που συνδέει το μπροστά hoop με το μπροστά Bulkhead (Σχήμα 4.25), να αντέχει όσο και οι δυο σωλήνες που αντικαθιστά. Όπως φαίνεται στην εικόνα παρακάτω, το πλάτος αυτού κομματιού είναι 341 χιλιοστά, εμείς όμως θα χρησιμοποιήσουμε στους υπολογισμούς το ημιπλάτος και θα ελέγξουμε την συμβατότητα του με ένα σωλήνα των κανονισμών, εξωτερική διαμέτρου 25.4 χιλιοστά και πάχους 1.6. Υπολογίζουμε αρχικά το I από τον τύπο 2.2, που δείξαμε στο κεφάλαιο 2, με $b=170.5$ mm, και το βρίσκουμε τελικά $I=3.76E-8$. Η καμπτική δυσκαμψία του τεμαχίου μας είναι $EI_{sandwich}=2.45E+3 > E_{25.4 \times 1.6}=1.7E+3$.



Σχήμα 4.25 Πλάτος πάνελ για τον έλεγχο του Front Hoop Bracing

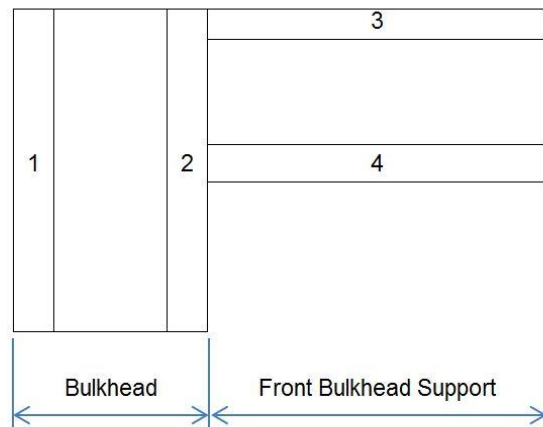
Εκτός από την καμπτική δυσκαμψία πρέπει το όριο διαρροής της κατασκευής μας να είναι μεγαλύτερο από όλα τα όρια των σωλήνων. Για να υπολογίσουμε το όριο διαρροής της κατασκευής, θεωρώντας ότι δεν συμμετέχει ο πυρήνας, διαιρούμε την $UTS=181$ MPa που βρήκαμε πριν από το πείραμα και την πολλαπλασιάζουμε με την διατομή των κελυφών της κατασκευής, και την βρίσκουμε $6.18E+4 > 4.37E+4$. Από την παραπάνω εξίσωση 4.3, υπολογίζουμε την μέγιστη δύναμη για να μπει στην πλαστική περιοχή ένα κομμάτι Sandwich ενός μέτρου, και την βρίσκουμε 2.48 KN > 978 N. Για την δύναμη αυτή υπολογίζουμε, από τον τύπο για την κάμψη που έχουμε δείξει στο δεύτερο κεφάλαιο, την μέγιστη παραμόρφωση που θα έχει μια κατασκευή ενός μέτρου και την βρίσκουμε 21mm. Τέλος θα υπολογίσουμε την ενέργεια που θα απορροφήσει αυτή η κατασκευή, όταν εφαρμόσουμε δύναμη 2.48KN, καθώς μέχρι αυτή την δύναμη θα βρισκόμαστε στην γραμμική περιοχή, θεωρώντας την το εμβαδόν του τριγώνου κάτω από την καμπύλη τάσης παραμόρφωσης και είναι $E=0.5 \cdot 2.48 \cdot 21 = 26$ joule > 5.86 joule που απορροφάει ο σωλήνας. Είδαμε λοιπόν ότι η κατασκευή μας αντικαθιστά επάξια τον σωλήνα των κανονισμών και δεν χρειάζεται κάποια αλλαγή στις παραμέτρους των σχεδίων. Με την ίδια διαδικασία θα ελέγξουμε και την συμβατότητα για της υπόλοιπες 3 περιοχές που απαιτείται.

Το επόμενο μέρος του οχήματος που πρέπει να ελεγχθεί είναι το μπροστινό Bulkhead. Εδώ πρέπει το μπροστινό bulkhead ,μαζί με ένα κομμάτι του μπροστινού μέρους του πλαισίου που εκτείνεται 25,4 mm (Σχήμα 4.26), πίσω από αυτό πρέπει να μπορούν επάξια να αντικαταστήσουν 2 σωλήνες διαμέτρου 25,4 mm και πάχους τοιχώματος 1.6mm. Στην παρακάτω εικόνα δείχνουμε ακόμα και της διαστάσεις του bulkhead, που θα χρησιμοποιήσουμε στους υπολογισμούς. Σημειώνουμε εδώ ότι η εγκοπή που έχει το Bulkhead, υπάρχει για να είναι προσβάσιμος ο χώρος της πεταλιέρας κατά την συναρμολόγηση του μονοθέσιου. Επίσης παρακάτω φαίνονται αναλυτικά (Σχήμα 4.27), οι υπολογισμοί που κάναμε, για να βρούμε την καμπτική δυσκαμψία (EI) της κατασκευής μας. Προχωράμε έτσι στους υπόλοιπους υπολογισμούς όπως ακριβώς έγινε και παραπάνω. Σαν πλάτος εδώ της κατασκευής παίρνουμε την διαφορά συνολικού πλάτους και εγκοπής, που είναι 241mm.



Σχήμα 4.26 Front Bulkhead Assembly και Διαστάσεις

	BH	FBHS		
b (m)	0.1205	0.001	b_3 (m)	
h_1 (m)	0.001	0.001	b_4 (m)	
h_2 (m)	0.001	0.0254	h (m)	
A_1 (m ²)	1.21E-04	I_1 (m ⁴)	1.00E-11	
A_2 (m ²)	1.21E-04	I_2 (m ⁴)	1.00E-11	
A_3 (m ²)	2.54E-05	I_3 (m ⁴)	1.37E-09	
A_4 (m ²)	2.54E-05	I_4 (m ⁴)	1.37E-09	
x_1 (m)	0.0005	Ic_1 (m ⁴)	2.58E-08	
x_2 (m)	0.0215	Ic_2 (m ⁴)	4.91E-09	
x_3 (m)	0.0347	Ic_3 (m ⁴)	1.11E-08	
x_4 (m)	0.0347	Ic_4 (m ⁴)	1.11E-08	
Centroid (m)	0.0151			
		Ic_{12} (m ⁴)	3.07E-08	
		Ic_{34} (m ⁴)	2.22E-08	
		E_{34}	6.50E+10	



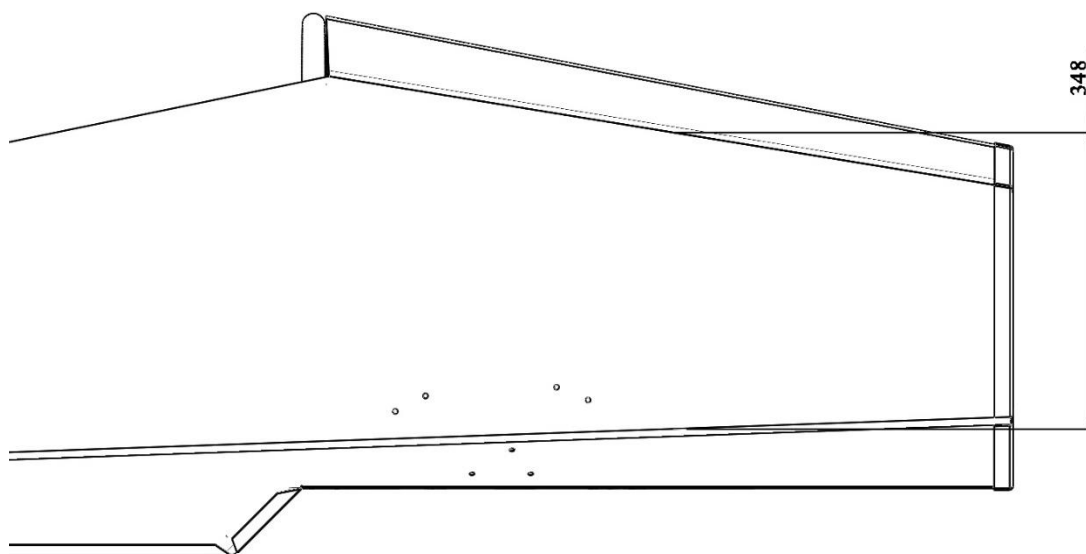
Σχήμα 4.27 Υπολογισμός των EI για το Front Bulkhead

Με το πλάτος αυτό και όλα τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά που υπολογίσαμε παραπάνω (Σχήμα 4.24), υπολογίζουμε όλα τα απαιτούμενα μηχανικά χαρακτηριστικά της κατασκευής που παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 4.2), και βλέπουμε ότι και αυτό το κομμάτι της κατασκευής μας πληροί της απαιτήσεις των κανονισμών. Υπάρχει όμως και ένας περεταίρω κανονισμός για το συγκεκριμένο κομμάτι του οχήματος, με τον οποίο θα καθορίσουμε το πάχος των συνδετικών φλατζών (Σχήμα 4.26). Λύνοντας την σχέση 4.1 ως προς t_s , με $F=510$ KN και $\pi*D=(379.9+397.4)*2=1554$ mm περίμετρο, παίρνουμε τελικά $t_s=3.225\approx 3.5$ mm.

Front Bulkhead	2 Tubes	Sandwich Panel
OD/Total Thickness, m	2.54E-02	2.2E-02
Wall/Skin Thickness, m	1.60E-03	1E-03
I, m⁴	8.51E-09	1.06E-07
EI	3.40E+03	6.88E+03
Yield tensile strength, N	7.30E+04	8.74E+04
UTS, N	8.73E+04	8.74E+04
Yield tensile strength, N as welded	4.31E+04	8.74E+04
UTS, N as welded	7.18E+04	8.74E+04
Max load at mid span to give UTS for 1m long tube, N	1.96E+03	6.97E+03
Max deflection at baseline load for 1m long tube, m	1.20E-02	5.93E-03
Energy absorbed up to UTS, J	1.17E+01	7.36E+01

Πίνακας 4.2 Σύγκριση Σωλήνων με Sandwich για το Front Bulkhead

Πριν ελέγξουμε το οριζόντιο panel που ενώνει μπροστά hoop και μπροστά Bulkhead. Τώρα πρέπει να ελεγχθεί αν το κάθετο panel, που ενώνει αυτά τα δυο, έχει αντάξιες μηχανικές ιδιότητες με τρεις σωλήνες διαμέτρου 25.4 mm και πάχους τοιχώματος 1.2 mm, που θα υπήρχαν κανονικά στην θέση του. Το ύψος αυτού του κομματιού, όπως φαίνεται και από την παρακάτω εικόνα (Σχήμα 4.25), είναι 348 mm, άρα υπολογίζουμε με αυτό όλες της μηχανικές ιδιότητες (Πίνακας 4.3).

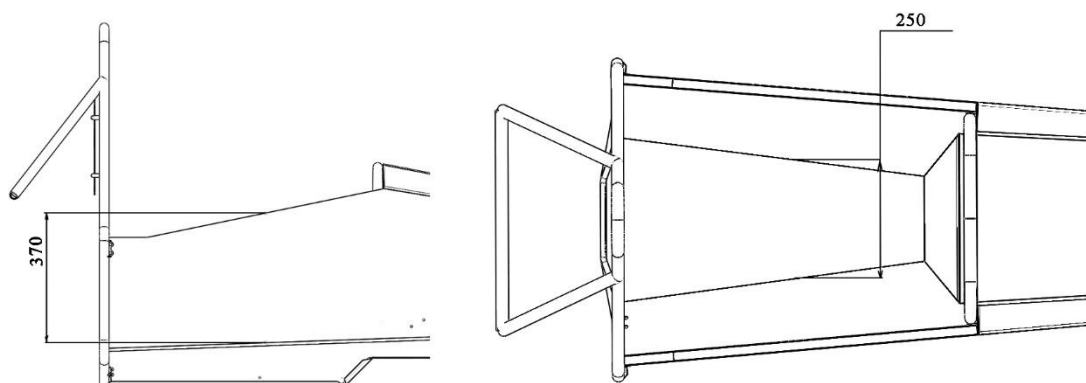


Σχήμα 4.28 Πλάτος πάνελ για τον έλεγχο του Front Bulkhead Support

Front Bulkhead Support	2 Tubes	Sandwich Panel
OD/Total Thickness, m	2.54E-02	2.20E+01
Wall/Skin Thickness, m	1.20E-03	1.00E+00
I, m⁴	6.70E-09	7.68E-08
EI	4.02E+03	4.99E+03
Yield tensile strength, N	8.35E+04	1.26E+05
UTS, N	9.99E+04	1.26E+05
Yield tensile strength, N as welded	4.93E+04	1.26E+05
UTS, N as welded	8.21E+04	1.26E+05
Max load at mid span to give UTS for 1m long tube, N	2.31E+03	5.06E+03
Max deflection at baseline load for 1m long tube, m	1.20E-02	9.63E-03
Energy absorbed up to UTS, J	13.8270135	53.4388652

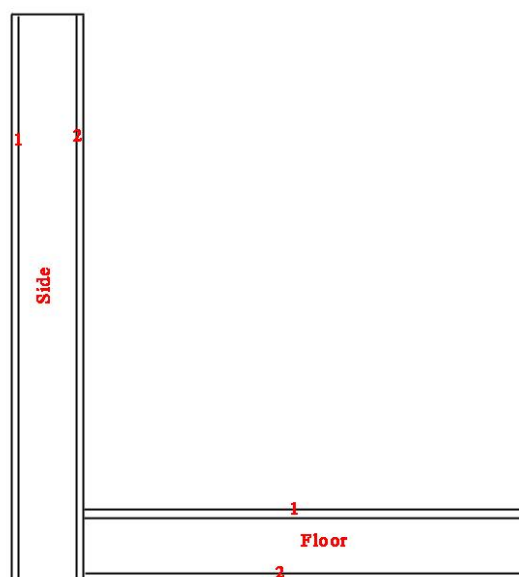
Πίνακας 4.3 Σύγκριση Σωλήνων με Sandwich για το Front Bulkhead Support

Τελευταίο κομμάτι που πρέπει να ελεγχθεί για την συμβατότητα του με τους κανονισμούς, είναι αυτό που περικλείει τον οδηγό ανάμεσα στα δύο hoop. Στην περίπτωση αυτή έχουμε 2 κομμάτια, το οριζόντιο τοίχωμα και το κάθετο πάτωμα, που πρέπει σε συνδυασμό να μπορούν να αντικαταστήσουν επάξια, 3 σωλήνες διαμέτρου 25.4mm και πάχους τοιχώματος 1.6mm. Το οριζόντιο κομμάτι της κατασκευής θεωρείται για τους υπολογισμούς 325 mm, κατά απαίτηση των κανονισμών, εφόσον είναι 370mm –μεγαλύτερο από 325mm (Σχήμα 4.29). Το πάτωμα επίσης όπως δείχνει η παρακάτω εικόνα θεωρείται με πλάτος 250 mm. Πρέπει και εδώ πριν αρχίσουν οι υπολογισμοί των μηχανικών χαρακτηριστικών, να υπολογιστεί η ροπή αδράνειας της σύνθετης αυτής διατομής (Σχήμα 4.30), όπως έγινε προηγουμένως και για την περίπτωση του Bulkhead. Τα αποτελέσματα για της μηχανικές ιδιότητες της διατομής αυτής, σε σύγκριση με των σωλήνων φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 4.4).



Σχήμα 4.29 Πλάτος Πάνελ για το οριζόντιο πάτωμα

Side	Outer	Inner		
b (m)	0.325	0.325		
h (m)	0.001	0.001		
A_1 (m ²)	3.25E-04	I_1 (m ⁴)	2.71E-11	
A_2 (m ²)	3.25E-04	I_2 (m ⁴)	2.71E-11	
x_1 (m)	0.0005	I_{c_1} (m ⁴)	3.59E-08	
x_2 (m)	0.0215	I_{c_2} (m ⁴)	3.59E-08	
Centroid (m)	0.0110	$I_{c_{12}}$ (m ⁴)	7.17E-08	
Floor	Outer	Inner		
b (m)	0.001	0.001		
h (m)	0.125	0.125		
A_1 (m ²)	1.25E-04	I_1 (m ⁴)	1.04E-11	
A_2 (m ²)	1.25E-04	I_2 (m ⁴)	1.04E-11	
y_1 (m)	0.0005	I_{c_1} (m ⁴)	1.38E-08	
y_2 (m)	0.0215	I_{c_2} (m ⁴)	1.38E-08	
Centroid (m)	0.0110	$I_{c_{12}}$ (m ⁴)	2.76E-08	

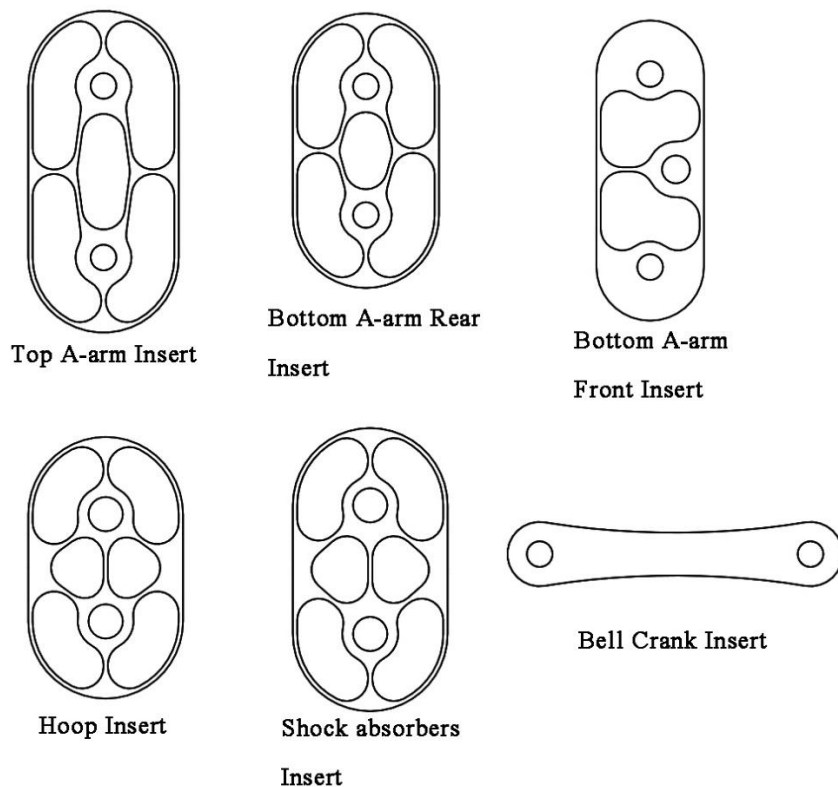


Σχήμα 4.30 Υπολογισμός EI για το Side Impact Structure

Side Impact + Floor	3 Tubes	Sandwich Panel
OD/Total Thickness, m	2.54E-02	2.20E+01
Wall/Skin Thickness, m	1.60E-03	1.00E+00
I , m ⁴	8.51E-09	9.93E-08
EI	5.11E+03	6.46E+03
Yield tensile strength, N	1.09E+05	1.63E+05
UTS, N	1.31E+05	1.63E+05
Yield tensile strength, N as welded	6.46E+04	1.63E+05
UTS, N as welded	1.08E+05	1.63E+05
Max load at mid span to give UTS for 1m long tube, N	2.93E+03	6.55E+03
Max deflection at baseline load for 1m long tube, m	1.20E-02	3.71E-02
Energy absorbed up to UTS, J	1.76E+01	6.91E+01

Πίνακας 4.4 Σύγκριση σωλήνων με Sandwich για το Side Impact

Πέρα από αυτά, από το πείραμα της διάτρησης επηρεάζονται τα τελικά μεγέθη των ένθετων (Insert). Οι κανονισμοί επιβάλλουν κάθε σημείο σύνδεσης, των βασικών κομματιών (Hoops, ανάρτηση) να μπορεί να αντέχει 30kN δύναμης. Είδαμε από την σχέση 4.1 πώς επιλέγουμε διάμετρο για, κυλινδρικά insert, ανάλογα με την δύναμη που θέλουμε να αντέχουν. Τα Insert όμως για τα υπόλοιπα κομμάτια δεν μπορούν να είναι κυλινδρικά. Άρα θα επιλέξουμε πάλι από την 4.1 αλλά στην θέση του $\pi \cdot D$ θα βάλουμε μια μεταβλητή L_s , η οποία για να αντέχει 30kN γίνεται $L_s=150\text{mm}$. Τα τελικά σχέδια για τα Insert φαίνονται παρακάτω (Σχήμα 4.31).



Σχήμα 4.31 Hardpoint Inserts

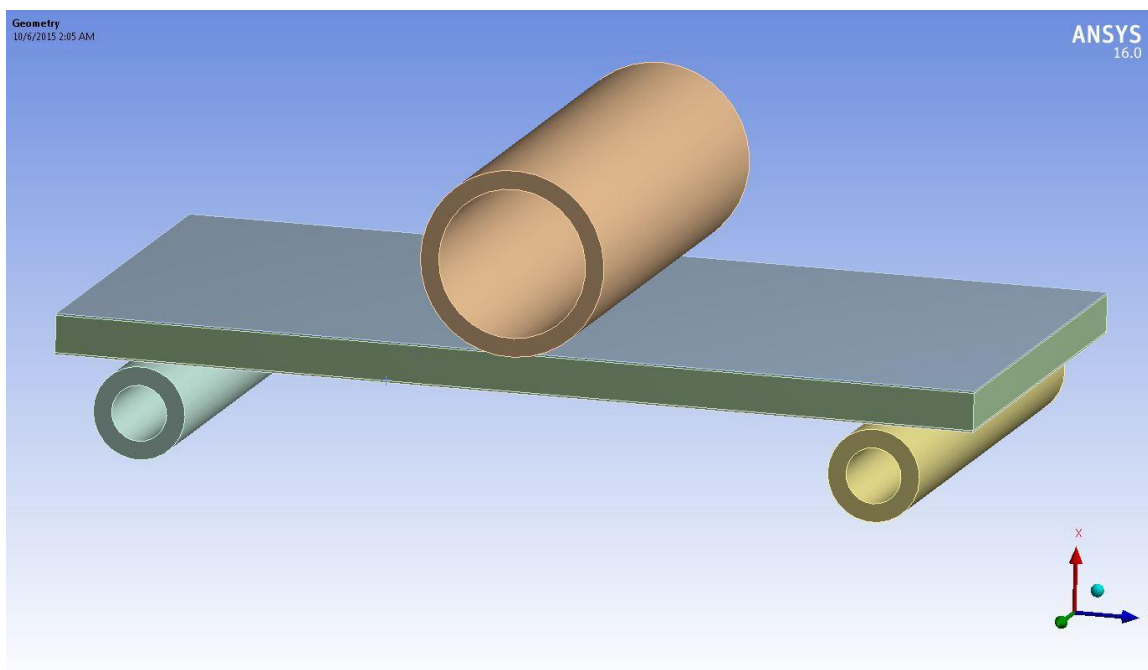
4.3 Μοντέλο προσομοίωσης πειράματος κάμψης

Σε αυτό το κεφάλαιο θα δείξουμε πως καταλήξαμε, στο είδος του μοντέλου που θα χρησιμοποιήσουμε αργότερα στα FEA, για το συνολικό πλαίσιο, σύμφωνα με τα αποτελέσματα του πειράματος της κάμψης. Είναι προφανές ότι για ένα μέσο υπολογιστικό σύστημα, είναι αδύνατον να προσομοιωθεί, ο πυρήνας της κατασκευής Sandwich, με την ακριβή του γεωμετρία, για την μελέτη του πλαισίου. Βέβαια ακόμα και με ένα ισχυρό υπολογιστικό σύστημα, που κάτι τέτοιο θα ήταν εφικτό, ένας μηχανικός πάντα αναζητά, την λύση που θα του δώσει τον καλύτερο λόγο υπολογιστικού κόστους και αξιοπιστίας αποτελεσμάτων. Αυτό καλούμαστε να κάνουμε σε αυτό το κομμάτι της εργασίας, καθώς θα προσπαθήσουμε να πλησιάσουμε όσο καλύτερα γίνεται τα αποτελέσματα του πειράματος με όσο το δυνατόν μικρότερο υπολογιστικό κόστος. Έχουμε λοιπόν τέσσερα μοντέλα, προσομοίωσης των υλικών που παρουσιάζουμε παρακάτω με φθίνουσα σειρά υπολογιστικού κόστους. Να διευκρινίσουμε εδώ ότι η μελέτη γίνεται θεωρώντας ότι βρισκόμαστε πριν αυτό την πλαστική περιοχή των υλικών. Αυτό γιατί η προσομοίωση φαινομένων και μετά την πλαστική περιοχή είναι εξαιρετικά ακριβή και δεν προσφέρει τίποτα στην μελέτη της ακαμψίας του πλαισίου μας. Επίσης σε όλα τα παρακάτω μοντέλα FEA στοχεύουμε αποκλειστικά στην εξίσωση των παραμορφώσεων και όχι των τάσεων του πειράματος, καθώς οι κανονισμοί επιβάλλουν όπως είδαμε παραπάνω, αρκετές προϋποθέσεις για τον έλεγχο της αντοχής, στα σημαντικά μέρη του πλαισίου και δεν θεωρούμε ότι χρειάζεται περαιτέρω μελέτη. Άρα προσπαθούμε να έχουμε την ίδια κλίση στην γραμμική περιοχή, της καμπύλης τάσης παραμόρφωσης, που στο πείραμα, μετά και την προσάρτηση της παραμόρφωσης της διάταξης, είναι 2600 N/mm.

Το πρώτο μοντέλο που στήσαμε, βρίσκεται πολύ κοντά στην πραγματικότητα με μόνη διαφορά ότι ο πυρήνας αντικαταστάθηκε με ένα μονοκόμματο τεμάχιο και είναι το ποιο ακριβό. Έχουμε γνώση για τις ιδιότητες, όπως δείξαμε και στο δεύτερο κεφάλαιο, όλων των υλικών που χρησιμοποιήσαμε και τις παρουσιάζουμε παρακάτω (Πίνακας 4.5). Επίσης στην παρακάτω εικόνα φαίνεται και το μοντέλο των FEA (ANSYS-Static Structural)(Σχήμα 4.32).

	Aluminum 5754-H22	Steel Alloy	Aluminium Honeycomb
Young Modulus X	68 Gpa	210 Gpa	1 Gpa
Y			≈ 0
Z			≈ 0
Poisons Ration XY	0.33	0.3	≈ 0
YZ			
ZX			
Shear Modulus XY	25.5 Gpa	80 Gpa	220 Mpa
YZ			≈ 0
ZX			440 Mpa

Πίνακας 4.5 Μηχανικά Χαρακτηριστικά υλικών για το μοντέλο 1 και 2



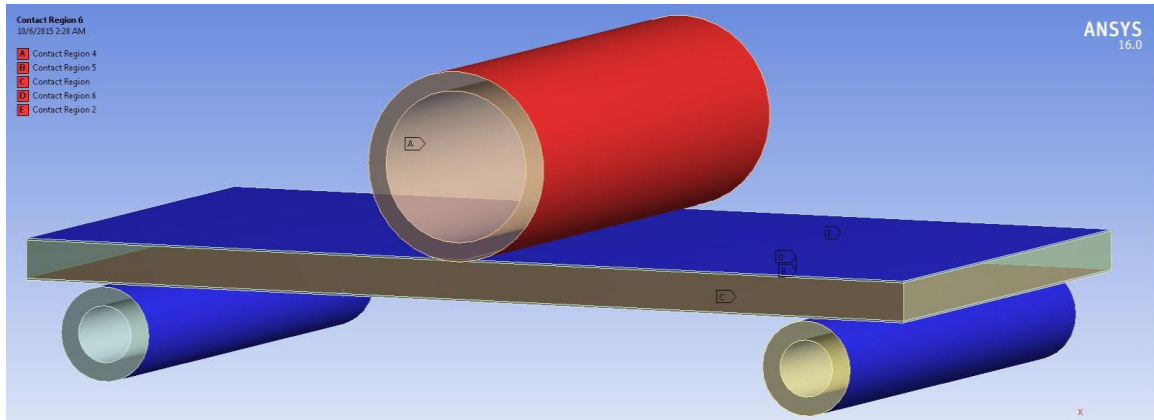
Σχήμα 4.32 Μοντέλο 1

Η διαδικασία που ακολουθούμε σε όλα τα παρακάτω μοντέλα, μετά από την κατασκευή της γεωμετρίας, έχει ως εξής :

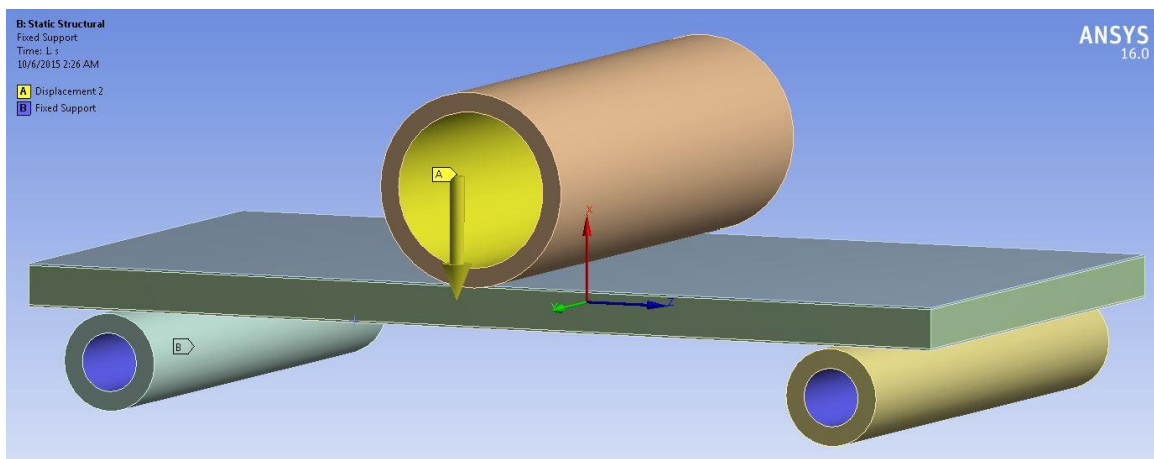
- Ορίζουμε τα υλικά. Είδαμε στο πρώτο μοντέλο ότι κάνουμε χρήση ακριβούς μοντέλου για τα υλικά ενώ παρακάτω θα δούμε περιπτώσεις που γίνονται παραδοχές για τα μηχανικά χαρακτηριστικά τους.
- Ορίζουμε τα Boundary Conditions. Σε αυτό περιλαμβάνονται οι επαφές, που στην περίπτωση μας είναι επιφάνειες τριβής μεταξύ ασάλινων επεργητών και εξωτερικών

κελυφών την κατασκευής και πακτωμένες επιφάνειες μεταξύ πυρήνα και κελυφών(Σχήμα 4.33). Οι στηρίξεις πακτώνονται στον χώρο και στον πάνω επενεργητή εφαρμόζεται μια μετατόπιση 2.5 mm στα αρνητικά του άξονα X.(Σχήμα 4.34)

- Ελέγχεται η ανεξαρτησία του πειράματος από το πλέγμα, μέχρι να επιλεγθεί ο τελικός αριθμός των στοιχείων, σύμφωνα με το αποτέλεσμα και τον χρόνο επίλυσης.
- Ελέγχετε η συμφωνία των αποτελεσμάτων, με τα αποτελέσματα του πειράματος.

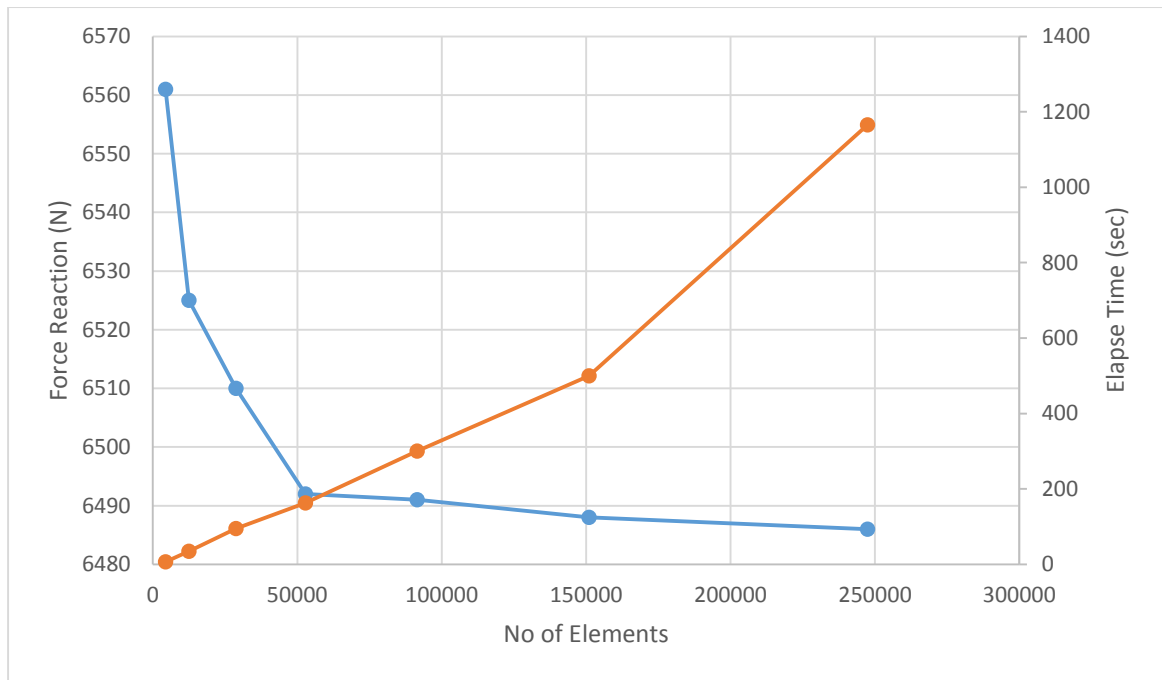


Σχήμα 4.33 Επαφές στοιχείων, κοινές σε όλα τα μοντέλα



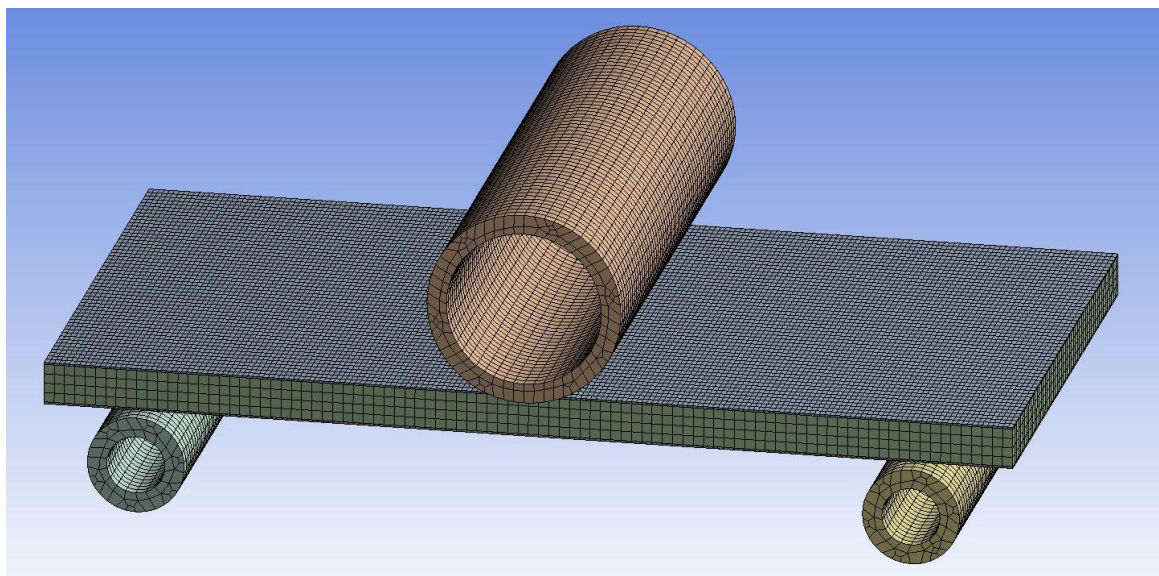
Σχήμα 4.34 Οριακές συνθήκες, Κοινές σε όλα τα μοντέλα

Στο παρακάτω διάγραμμα (Σχήμα 4.35) παρουσιάζεται πως επηρεάζεται το αποτέλεσμα, η δύναμη αντίδρασης στον επενεργητή και το υπολογιστικό κόστος, χρόνο επίλυσης ανάλογα με τον αριθμό των στοιχείων για το πρώτο μοντέλο. Αυτό που βλέπουμε είναι ότι το αποτέλεσμα συγκλίνει στα 6485 N, με μικρή εξάρτηση από το πλέγμα, με διαφορές τις τάξης του 1.5%. Αντιθέτως το υπολογιστικό κόστος επηρεάζεται αισθητά από το πλέγμα οπου η ακριβότερη από την φθηνότερη λύση , αγγίζουν διαφορές της τάξης του 15 000 %.

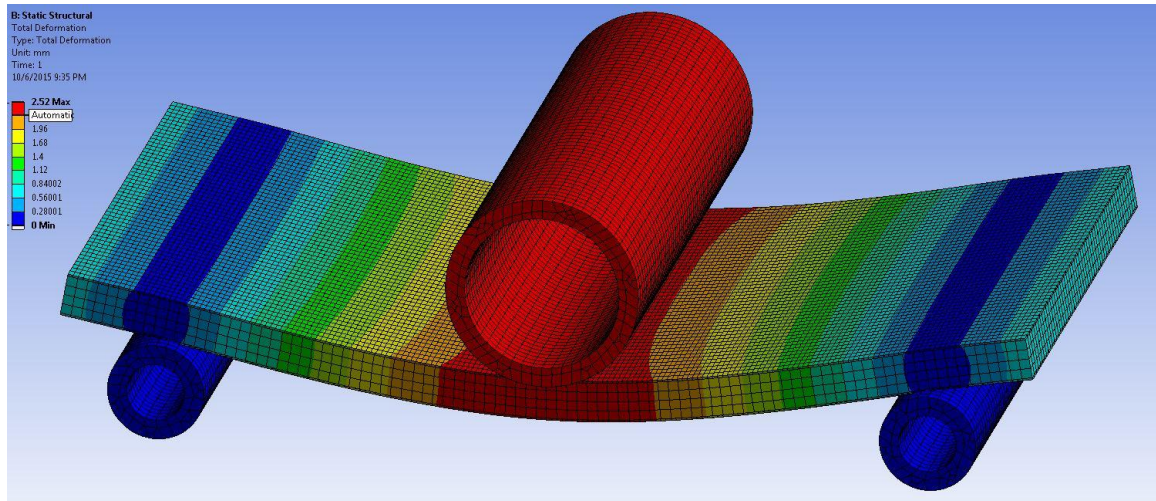


Σχήμα 4.35 Αποτέλεσμα ανάλογα με τον αριθμό των στοιχείων και το υπολογιστικό κόστος.

Στην παρακάτω εικόνα (Σχήμα 4.36) φαίνεται το πλέγμα που επιλέξαμε με 52800 στοιχεία, που επιλέχθηκε για τον καλό συνδυασμό αποτελέσματος και υπολογιστικού κόστους (0.1% σφάλμα και 160 Sec χρόνος επίλυσης).

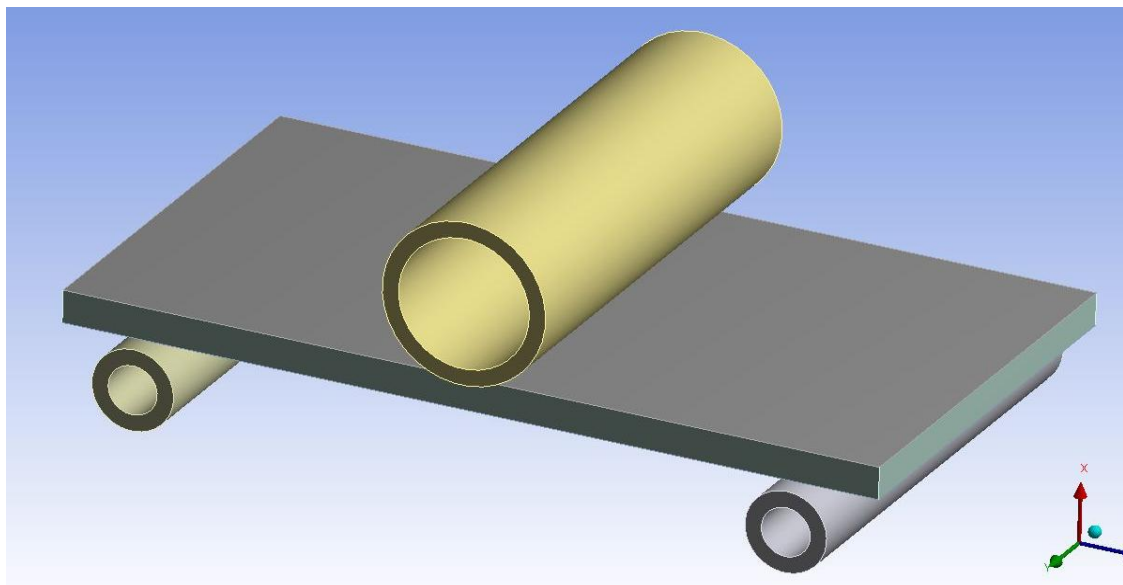


Σχήμα 4.36 Mesh μοντέλο 1, 52800 elements

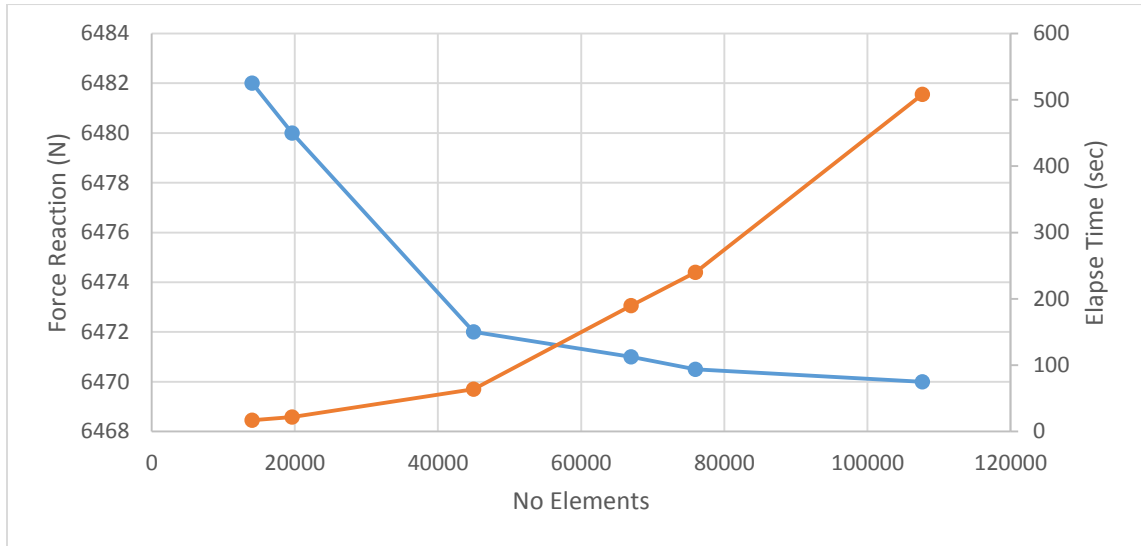


Σχήμα 4.37 Deformation μοντέλο 1

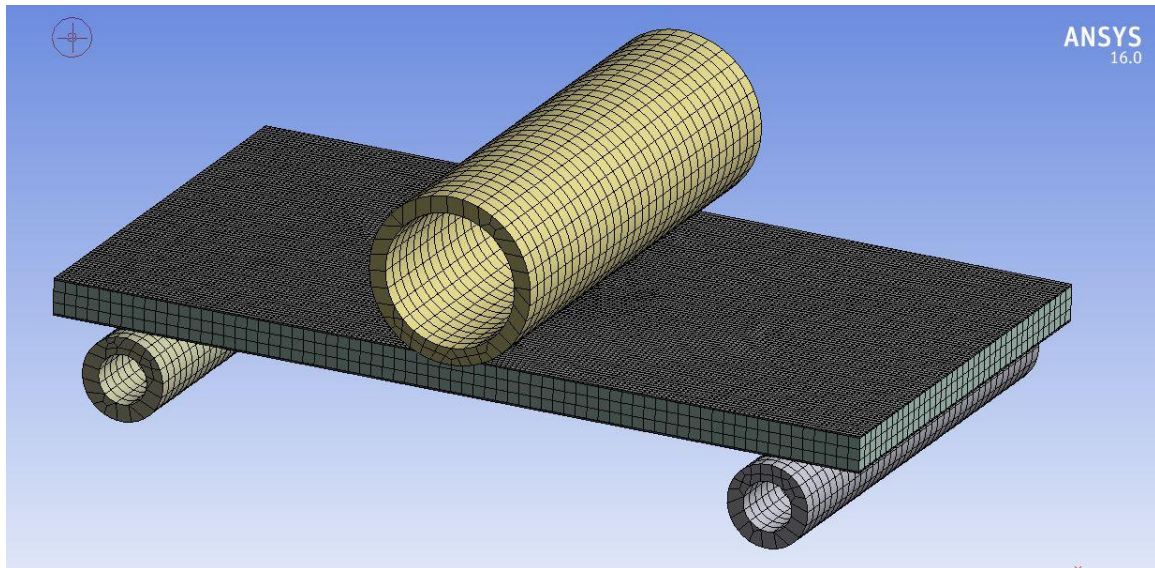
Παρότι το παραπάνω μοντέλο μοιάζει να είναι, όσο πιο κοντά γίνεται, στην πραγματικότητα, έχει ένα βασικό πρόβλημα στην προσομοίωση. Λόγο πολύ λεπτής διατομής των κελυφών της κατασκευής, το πλέγμα που δημιουργείται είναι κακή ποιότητας καθώς οι επιφάνειες των εδρών, κάθε 6-εδρου στοιχείου, έχουν μεγάλες διαφορές μεταξύ τους. Γι' αυτό οδηγηθήκαμε στην δημιουργία ενός μοντέλου όπου τα πολύ λεπτά κελύφη θα προσομοιωθούν με δυσδιάστατη επιφάνεια και αντίστοιχα τα στοιχεία θα είναι δυσδιάστατα. Στις παρακάτω εικόνες φαίνονται όλα τα βήματα, που είναι τα ίδια που κάναμε και για το πρώτο μοντέλο (Σχήμα 4.38.39.40.41). Σημειώνουμε εδώ ότι και τα μηχανικά χαρακτηριστικά για τα υλικά είναι ίδια με το πρώτο μοντέλο. (Πίνακας 4.5)



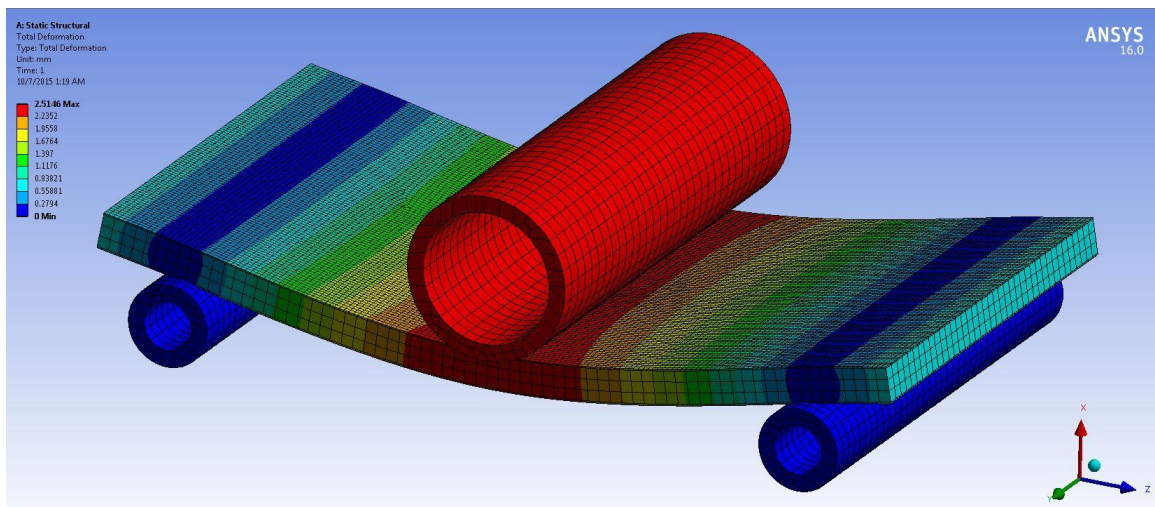
Σχήμα 4.38 Μοντέλο 2



Σχήμα 4.39 Ανεξαρτησία Πλέγματος/ Χρόνος Υπολογισμού



Σχήμα 4.40 Mesh μοντέλο2, 45 000 Elements



Σχήμα 4.41 Deformation Μοντελο2

Βλέπουμε ότι σε αυτό το μοντέλο έχουμε παρόμοια συμπεριφορά όσο αναφορά το πλέγμα, με την λύση εδώ να συγκλίνει στα 6470 (N) με μέγιστο σφάλμα 0.18%. Επίσης έχουμε διαφορά μόλις 0.21% από το πρώτο μοντέλο μειώνοντας τον χρόνο επίλυσης κατά 60%.

Το τρίτο μοντέλο στοχεύει στην περαιτέρω μείωση του υπολογιστικού κόστους, που μπορεί για το μοντέλο FEA του πειράματος να μην παρουσιάσει μεγάλη διαφορά, αλλά καταλαβαίνουμε ότι για το μοντέλο ενός ολόκληρου πλαισίου είναι σημαντικό. Για την μελέτη των κατασκευών Sandwich οι μηχανικοί, πάντα αναζητούσαν, ένα σύνολο εξισώσεων με μεταβλητές γεωμετρικά και μηχανικά χαρακτηριστικά, των συστατικών του, που θα έκαναν μια ικανοποιητική αναγωγή της κατασκευής σε μονοκόμματη πλάκα. Έτσι θεωρώντας πλέον μια πλάκα με μέτρο ελαστικότητας E_{eq} , μέτρο διάτμησης G_{eq} και συνολικό πάχος t_{eq} , παίρνουμε με τις εξής σχέσεις :

Από εφελκισμό,

$$2t_f E_f = t_{eq} E_{eq} \quad (4.4)$$

Από κάμψη,

$$\frac{1}{12} [(h_c + 2t_f)^3 - h_c^3] E_f = \frac{1}{12} t_{eq}^3 E_{eq} \quad (4.5)$$

$$G_{eq} t_{eq} = G_c t_{tot} \quad (4.6)$$

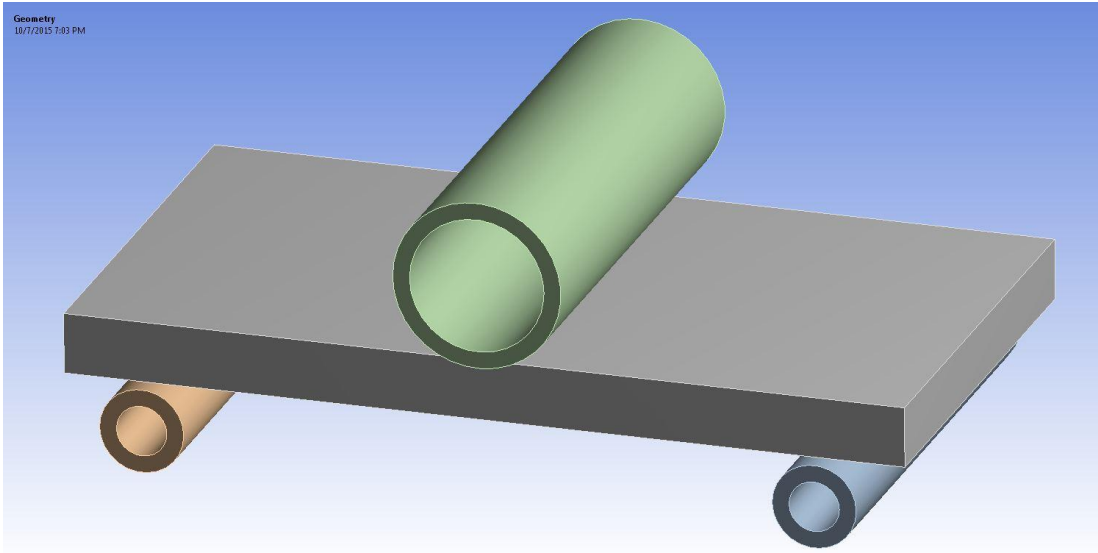
Λύνοντας λοιπόν αυτές τις 3 εξισώσεις παίρνουμε:

$$t_{eq} = \sqrt{3t_c^2 + 6h_c t_f + 4t_f^2} = 36 \text{ mm}$$

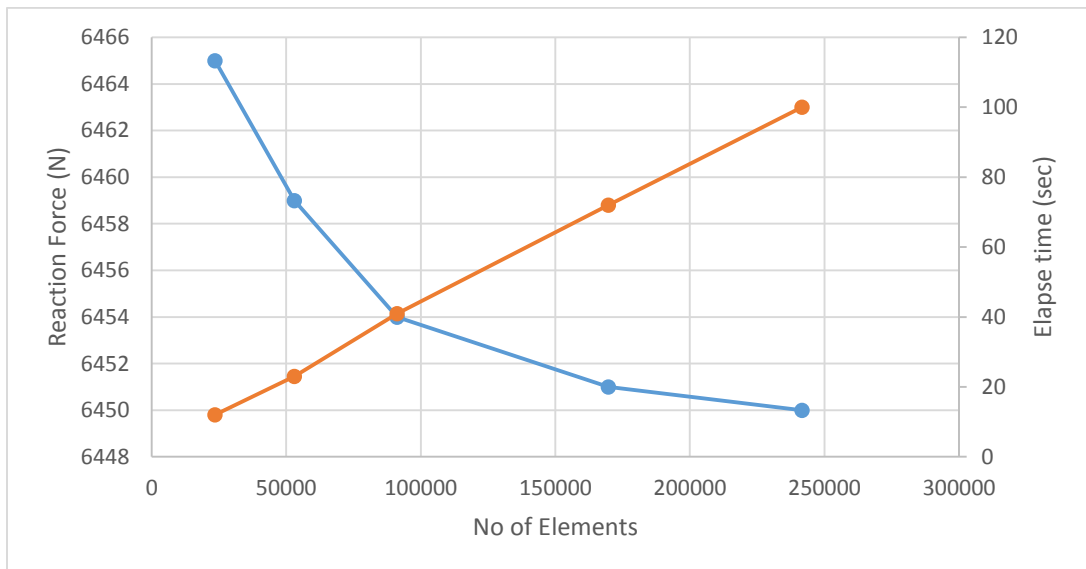
$$E_{eq} = \frac{2t_f}{t_{eq}} E_f = 3.7 \text{ GPa}$$

$$E_{eq} = \frac{t_{tot}}{t_{eq}} G_c = 195 \text{ MPa}$$

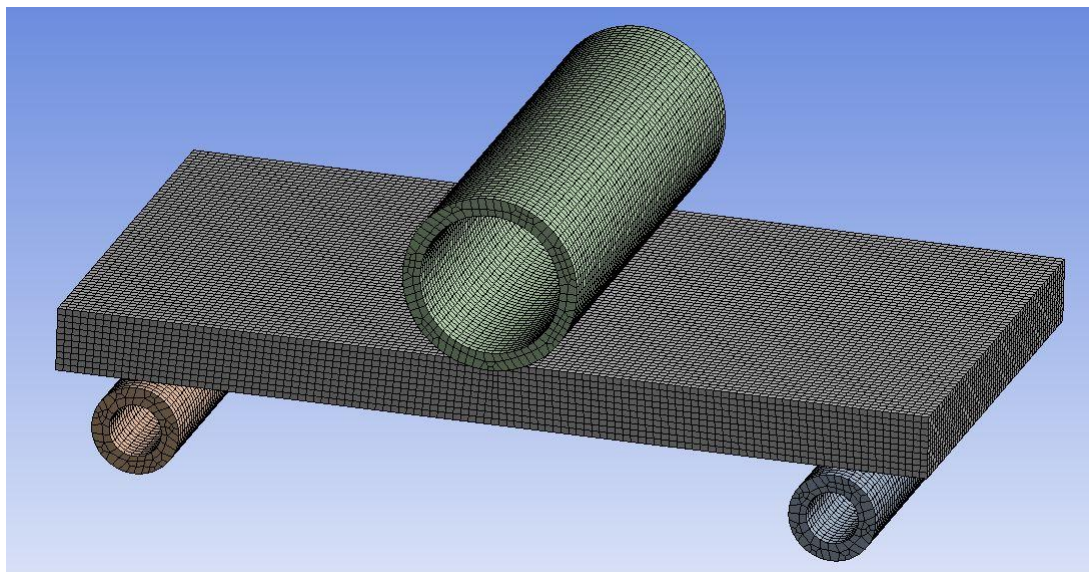
Με τα στοιχεία αυτά στήνουμε και λύνουμε το μοντέλο που φαίνεται στις παρακάτω εικόνες (Σχήμα 4.42.43.44.45)



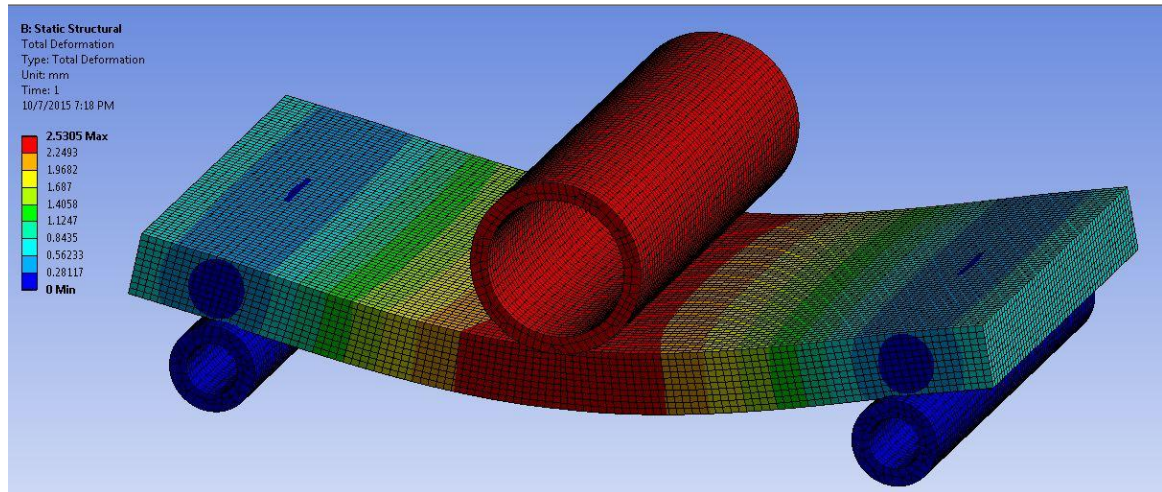
Σχήμα 4.42 Μοντέλο 3



Σχήμα 4.43 Ανεξαρτησία πλέγματος μοντέλο 3



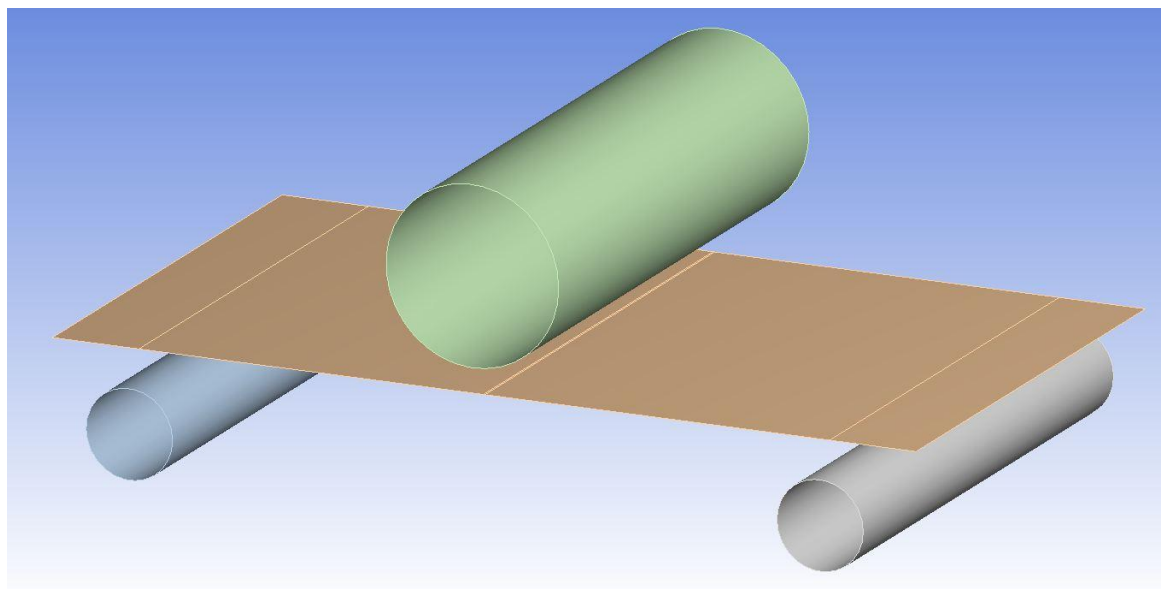
Σχήμα 4.44 Meshing Μοντέλο3, 90 000 Element



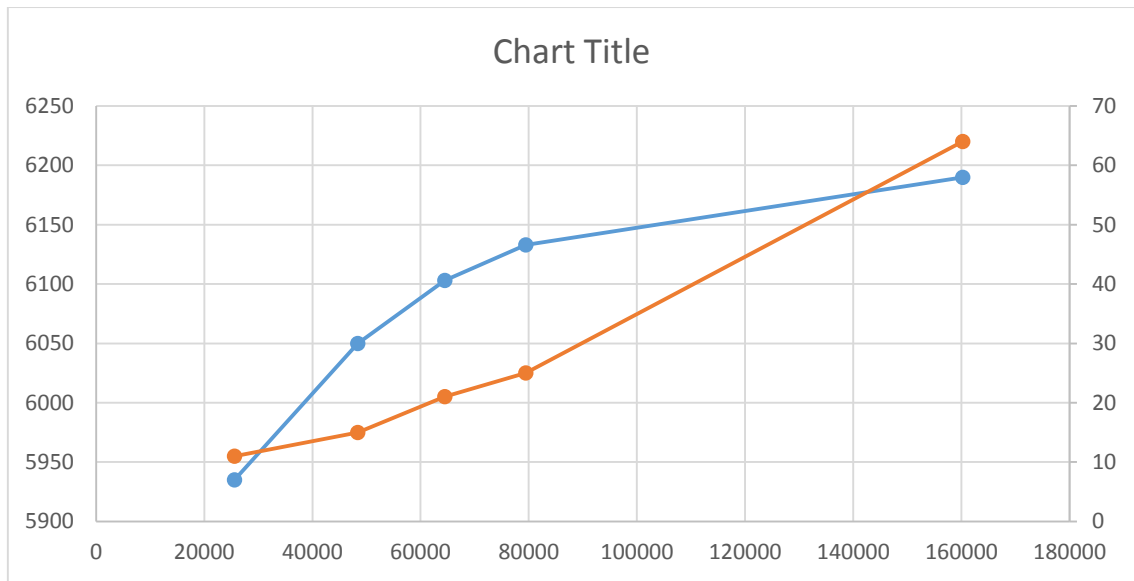
Σχήμα 4.45 Deformation Μοντέλο 3

Στο τρίτο αυτό μοντέλο η λύση συγκλίνει στην λύση 6450 N με μικρή εξάρτηση από το πλέγμα (0.23%). Βλέπουμε ότι με σχετικά μικρή απόκλιση από τα 2 πρώτα μοντέλα (0.5% από το πρώτο και 0.3% από το δεύτερο) μειώσαμε αρκετά το υπολογιστικό κόστος (73% από το πρώτο μοντέλο και 78% από το δεύτερο). Ένα μειονέκτημα σε αυτόν τον τρόπο μοντελοποίησης είναι ότι δεν μπορεί να μελετηθεί, η κατανομή των τάσεων στα διάφορα κομμάτια της κατασκευής, αλλά όπως αναφέραμε και παραπάνω δεν μας απασχολεί στην παρούσα μελέτη.

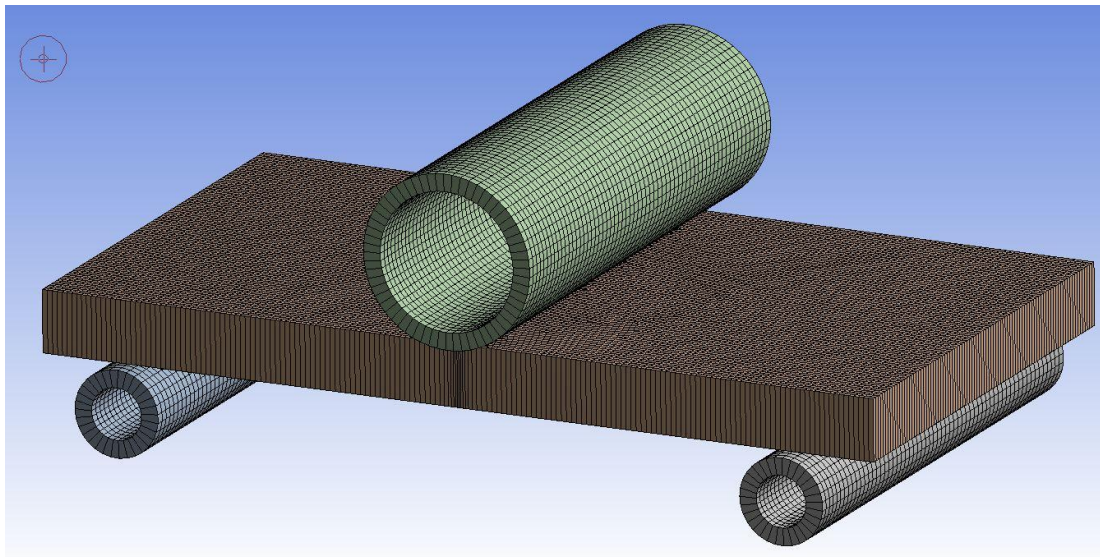
Το τελευταίο μοντέλο που θα χρησιμοποιήσουμε είναι το ίδιο με το παραπάνω με την διαφορά ότι θα μοντελοποιήσουμε και το panel και τους επενεργητές με δυσδιάστατα στοιχεία με στόχο να μειώσουμε ακόμα περισσότερο το υπολογιστικό κόστος.



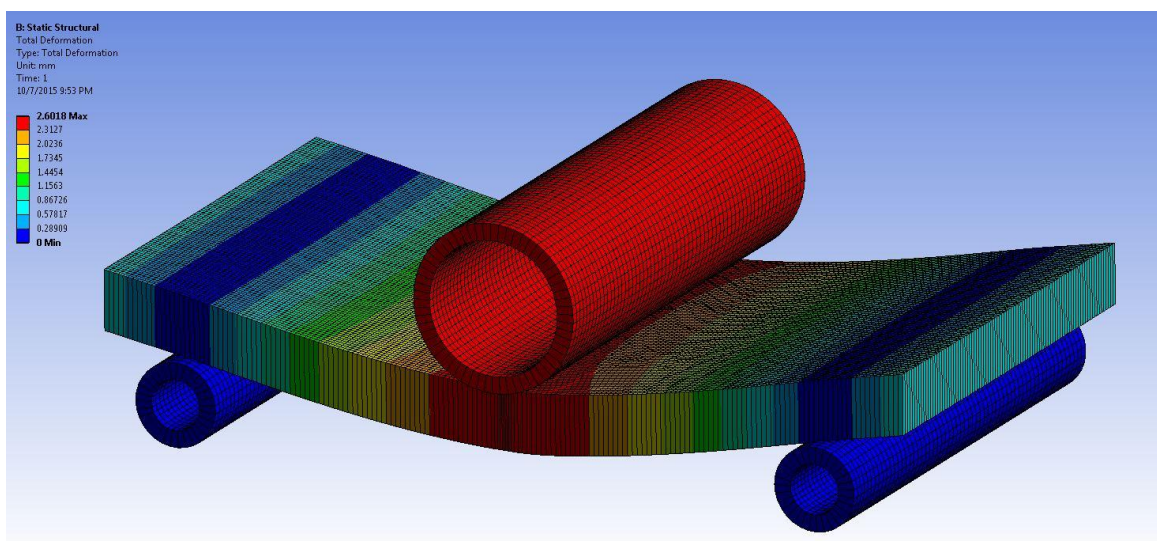
Σχήμα 4.46 Μοντέλο 4



Σχήμα 4.47 Ανεξαρτησία πλέγματος μοντέλο 4



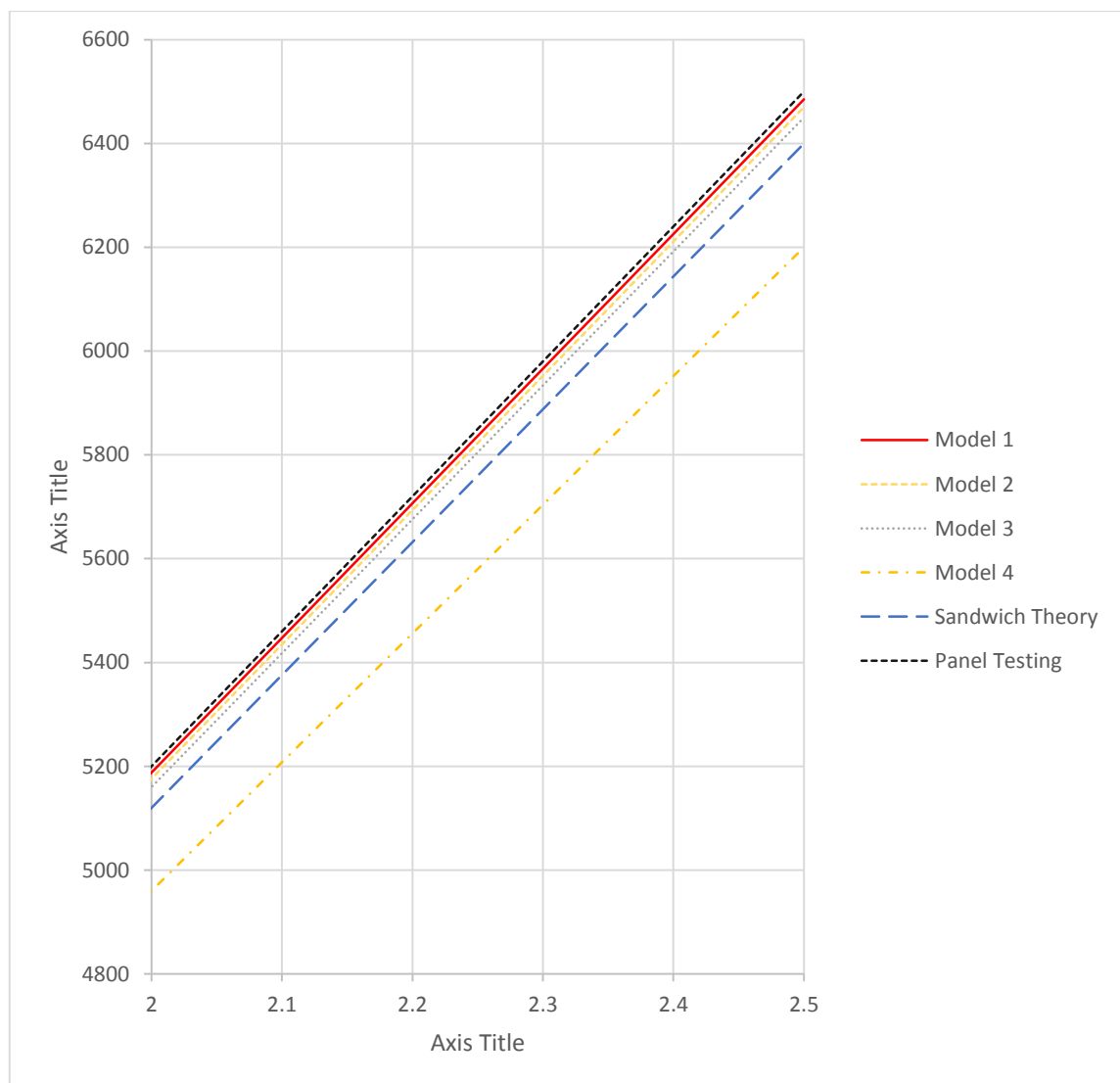
Σχήμα 4.48 Mesh Μοντέλο 4



Σχήμα 4.49 Deformation Μοντέλο 4

Το τελευταίο μοντέλο βλέπουμε ότι είναι αρκετά εξαρτημένο (4%) από το πλέγμα κάτι που το καθιστά αναξιόπιστο για την μελέτη του πλαισίου. Ο λόγος μπορεί να είναι η μεγάλη απόσταση μεταξύ των στοιχείων που ορίζουν της επαφές.

Εμείς όπως αναφέραμε και στην αρχή αναζητούμε το μοντέλο που θα είναι και κοντά στα αποτελέσματα του πειράματος και θα έχει μικρό σχετικά κόστος. Από το παρακάτω διάγραμμα, που δείχνει μια μικρή περιοχή του διαγράμματος για να είναι εμφανής η διαφορά, φαίνεται ότι τα τρία πρώτα μοντέλα που χρησιμοποιήσαμε, είναι πολύ κοντά στην πειραματική τιμή, με απόκλιση μικρότερη του 1%. Και η θεωρία που χρησιμοποιήσαμε ξεκινώντας την μελέτη έχει απόκλιση μόλις 1.5%. Καθώς είναι η πρώτη φορά που πραγματοποιούμε μελέτη πλαισίου Sandwich αποφασίσαμε να τρέξουμε FEA, για την πρόβλεψη της στρεπτικής δυσκαμψίας, για το πλαίσιο και με το μοντέλο 1 και με το μοντέλο 2. Με αυτό τον τρόπο, θα μπορούμε να ελέγξουμε, όταν μελλοντικά μελετήσουμε πειραματικά την στρεπτική δυσκαμψία του πλαισίου, ποιο από τα 2 μοντέλα είναι πιο κοντά στην πραγματικότητα. Επίσης με το μοντέλο 2, που είναι το πιο ακριβό από τα δύο αλλά μας δίνει εικόνα και για τις τάσεις πέρα από τις παραμορφώσεις, θα μπορούμε σε μελλοντική μελέτη να αφαιρέσουμε κομμάτια του πλαισίου για περαιτέρω μείωση βάρους, τα οποία όμως δεν θα επηρεάζουν την συμβατότητα με τους κανονισμούς.

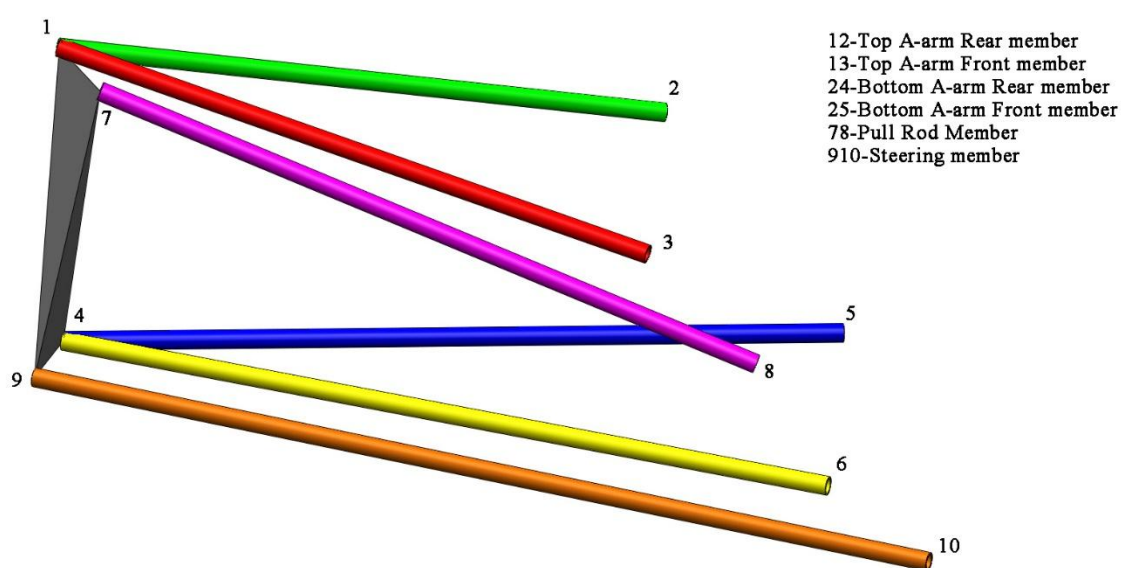


Σχήμα 4.50 Σύγκριση Αποτελεσμάτων

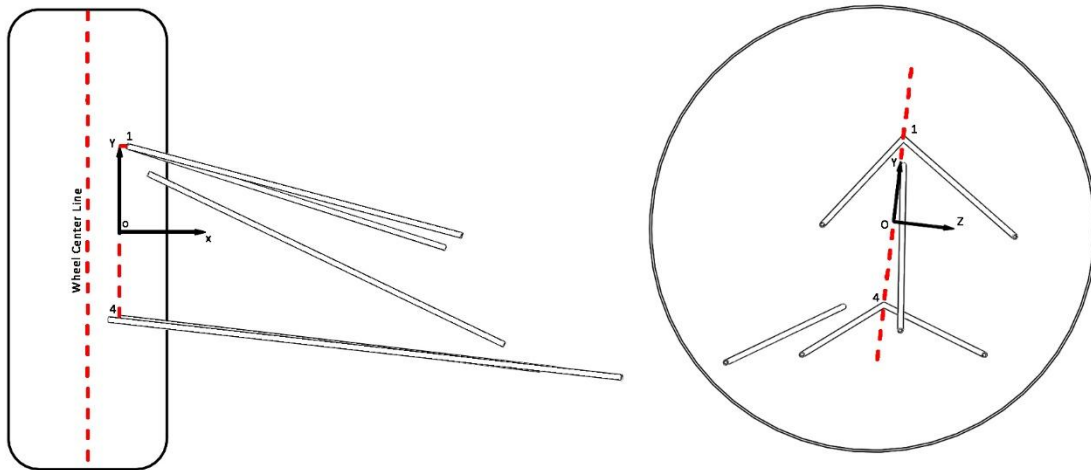
5 Φορτίσεις στο πλαίσιο και Ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων

5.1 Υπολογισμός φορτίσεων

Η τελευταία διαδικασία που πρέπει να γίνει για να ολοκληρωθούν τα σχέδια, είναι να μελετήσουμε την συμπεριφορά του πλαισίου σε φορτία, που αναπτύσσονται στα πλαίσια των διαγωνισμών, αλλά και να κάνουμε μια εκτίμηση για την στρεπτική δυσκαμψία του πλαισίου. Το πρώτο βήμα λοιπόν σε αυτή την διαδικασία είναι ο υπολογισμός των φορτίσεων σε κάθε σημείο σύνδεσης του πλαισίου με την ανάρτηση. Η ανάρτηση είναι ένα τρισδιάστατο δικτύωμα που αποτελείτε, όπως είδαμε και παραπάνω, από 6 ράβδους (Σχήμα 5.1), που αναλαμβάνουν να συνδέσουν το τεμάχιο που συγκρατεί τον τροχό (Upright) με το πλαίσιο. Στον υπολογισμό λοιπόν των φορτίσεων θεωρούμε ότι κάθε τέτοια ράβδος, μπορεί να μεταφέρει μόνο αξονικά φορτία και έτσι θα χρησιμοποιήσουμε τρισδιάστατη στατική δικτυωμάτων, για την εύρεση των φορτίων αυτών. Ο τρόπος υπολογισμού των φορτίσεων είναι ίδιος και για της 3 περιπτώσεις που θα μελετήσουμε, αλλάζουν μόνο το μέγεθος των φορτίσεων και τα σημεία της ανάρτησης. Αρχικά αριθμούμε κάθε σκέλος του δικτύωματος (Σχήμα 5.1) και στήνουμε σύμφωνα με τις παρακάτω εξισώσεις, ένα κώδικα σε matlab (Παράρτημα Α), που θα μας επιτρέπει αλλάζοντας κάθε φορά σημεία και φορτίσεις, να βρίσκουμε το αξονικό φορτίο σε κάθε σκέλος. Το σύστημα συντεταγμένων που χρησιμοποιούμε, για να γίνει το πρόβλημα πιο εύκολο, φαίνεται στην παρακάτω εικόνα (Σχήμα 5.2), άρα οι συντεταγμένες των σημείων, οι δυνάμεις καθώς και οι ροπές υπολογίζονται ως προς αυτό.



Σχήμα 5.1 Μοντέλο ανάρτησης για εύρεση φορτίων



Σχήμα 5.2 Σύστημα αξόνων που χρησιμοποιούμε

Για να κατανοήσουμε το σύστημα που θα λύσουμε παίρνουμε σαν παράδειγμα το σκέλος 12. Έστω ότι ο πίνακας A περιέχει τις συντεταγμένες του σημείου 1 και ο B της συντεταγμένες του σημείου 2 :

$$A = [1_x, 1_y, 1_z], B = [2_x, 2_y, 2_z], \quad (5.1)$$

Άρα ο πίνακας AB (Σχέση 5.2) περιέχει τις συντεταγμένες του διανύσματος που ενώνει τα σημεία 1-2 και ab είναι το μέτρο αυτού του διανύσματος (Σχέση 5.3)

$$AB = [1_x - 2_x, 1_y - 2_y, 1_z - 2_z], \quad (5.2)$$

$$ab = \sqrt{(2_x - 1_x)^2 + (2_y - 1_y)^2 + (2_z - 1_z)^2}, \quad (5.3)$$

Και έτσι το μοναδιαίο διάνυσμα υπολογίζεται (Σχέση 5.4)

$$n_{12} = \left[\frac{AB_x}{ab}, \frac{AB_y}{ab}, \frac{AB_z}{ab} \right], \quad (5.4)$$

Άρα με την ίδια μέθοδο κατασκευάζουμε τα μοναδιαία διανύσματα και για τα πέντε υπολειπόμενα σκέλη καταλήγοντας στα n_{13} , n_{45} , n_{46} , n_{78} , n_{910} . Αφού κάνουμε στατική ανάλυση η συνισταμένη ροπών και δυνάμεων πρέπει να είναι μηδέν. Με F_{12} να είναι η αξονική δύναμη του σκέλους 12 και F_x να είναι η δύναμη στον άξονα X, ανάλογα με το εκάστοτε σενάριο, η ισορροπία ως προς X μας δίνει

$$\sum F_x = F_{12} n_{12} + F_{13} n_{13} + F_{45} n_{45} + F_{46} n_{46} + F_{78} n_{78} + F_{910} n_{910} + F_x = 0, \quad (5.5)$$

Η ίδια διαδικασία ακολουθείται και για της $\sum F_y$ και $\sum F_z$. Για την ισορροπία των ροπών τώρα, για κάθε σημείο, καθώς ο αντίστοιχος του πίνακα A περιέχει τις αποστάσεις από το κέντρο των αξόνων, ισχύει

$$\Sigma M_X = M_X + F_{12}(n_{12Z} A_Y - n_{12Y} A_Z) + F_{13}(n_{13Z} B_Y - n_{13Y} B_Z) + F_{45}(n_{45Z} C_Y - n_{45Y} C_Z) + F_{46}(n_{46Z} D_Y - n_{46Y} D_Z) + F_{78}(n_{78Z} E_Y - n_{78Y} E_Z) + F_{910}(n_{910Z} F_Y - n_{910Y} F_Z) = 0, \quad (5.6)$$

Με M_X την ροπή στο κέντρο των αξόνων ανάλογα και με το εκάστοτε σενάριο. Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζουμε τις ροπές και για τους άξονες Y και Z . Το τελικό σύστημα που καλούμαστε να λύσουμε, φαίνεται παρακάτω σε μορφή πινάκων

$$[a] = \begin{bmatrix} n_{12X} & , & n_{13X} & , & n_{45X} & , & n_{46X} & , & n_{78X} & , & n_{910X} \\ n_{12Y} & , & n_{13Y} & , & n_{45Y} & , & n_{46Y} & , & n_{78Y} & , & n_{910Y} \\ n_{12Z} & , & n_{13Z} & , & n_{45Z} & , & n_{46Z} & , & n_{78Z} & , & n_{910Z} \\ (n_{12Z} A_Y - n_{12Y} A_Z), & (n_{13Z} A_Y - n_{13Y} B_Z), & (n_{45Z} C_Y - n_{45Y} C_Z), & (n_{46Z} D_Y - n_{46Y} D_Z), & (n_{78Z} E_Y - n_{78Y} E_Z), & (n_{910Z} F_Y - n_{910Y} F_Z) \\ (n_{12Z} A_X - n_{12X} A_Z), & (n_{13Z} A_X - n_{13X} B_Z), & (n_{45Z} C_X - n_{45X} C_Z), & (n_{46Z} D_X - n_{46X} D_Z), & (n_{78Z} E_X - n_{78X} E_Z), & (n_{910Z} F_X - n_{910X} F_Z) \\ (n_{12Y} A_X - n_{12X} A_Y), & (n_{13Y} A_X - n_{13X} B_Y), & (n_{45Y} C_X - n_{45X} C_Y), & (n_{46Y} D_X - n_{46X} D_Y), & (n_{78Y} E_X - n_{78X} E_Y), & (n_{910Y} F_X - n_{910X} F_Y) \end{bmatrix}$$

$$\{x\} = \begin{bmatrix} F_{12} \\ F_{13} \\ F_{45} \\ F_{46} \\ F_{78} \\ F_{910} \end{bmatrix}$$

$$\{b\} = \begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \\ F_Z \\ M_X \\ M_Y \\ M_Z \end{bmatrix}$$

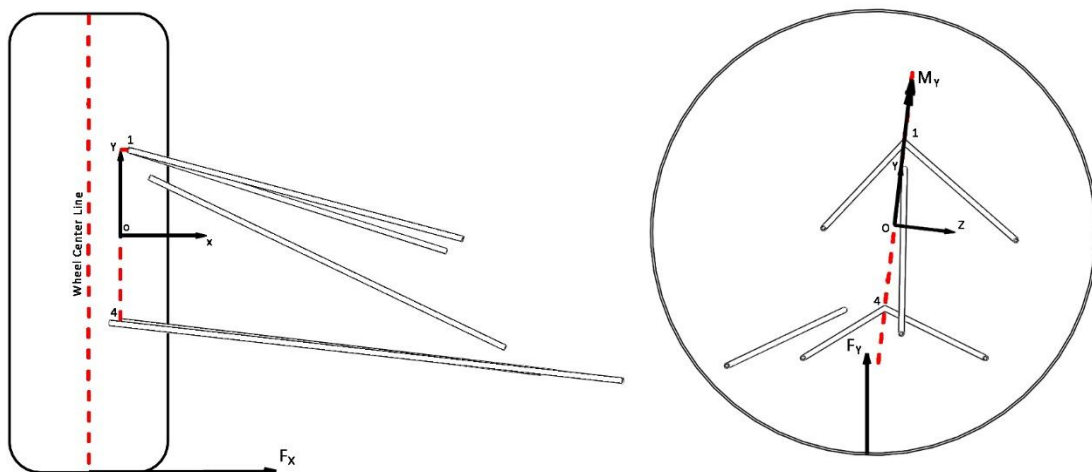
$$[a] \{x\} = \{b\}, \quad (5.7)$$

Λύνοντας λοιπόν την εξίσωση (5.7) παίρνουμε για κάθε σενάριο τις αξονικές δυνάμεις κάθε σκέλους ($F_{12}, F_{13}, F_{45}, F_{46}, F_{78}, F_{910}$), με αρνητικό πρόσημο είναι όσες θλίβουν το αντίστοιχο σκέλος. Διευκρινίζουμε εδώ ότι αυτή η μέθοδος χρησιμοποιείται χρόνια από τους μηχανικούς και για την δική μας περίπτωση, που μας αφορά πως φορτίζει η ανάρτηση το πλαίσιο αποτελεί μια καλή προσέγγιση. Σε περίπτωση όμως που θέλουμε να μελετήσουμε τα σκέλη, θα πρέπει να συνυπολογιστούν και καμπτικές δυνάμεις που εμφανίζονται στην σύνδεση του σκέλους 78 με τα 12-13. Προχωράμε τώρα στην επίλυση των εξισώσεων αυτών για τα τρία σενάρια.

5.1.1 Πλευρική επιτάχυνση 2G

Σε κάθε ένα από αυτά τα σενάρια πρέπει να μελετήσουμε την χειρότερη δυνατή περίπτωση που μπορεί να καταπονήσει το πλαίσιο. Ξέρουμε ότι η μεγαλύτερη επιτάχυνση που μπορούν να φέρουν τα ελαστικά που χρησιμοποιούμε είναι 2G. Οι υπολογισμοί θα γίνουν θεωρώντας το βάρος του οχήματος όπως το υπολογίσαμε στο 3^ο κεφάλαιο μαζί με τον βαρύτερο οδηγό 294.5 kg. Επίσης θα θεωρήσουμε την οριακή περίπτωση όπου έχουμε 100% μεταφορά βάρους στους εξωτερικούς τροχούς, λόγω της πλευρικής επιτάχυνσης. Η συνολική λοιπόν δύναμη $F_X = 2 * 294,5 * 9.86 = 5.8$ kN μοιράζεται σε 2.9 kN σε κάθε τροχό. Πέρα από αυτή το ελαστικό έχει στα 2G μια ροπή αυτόουθυγράμμισης $M_y = 60$ Nm. Τέλος η κάθετη δύναμη είναι $F_Y = 9.86 * 294.5 = 1450$ N, η οποία

είναι στον κατακόρυφο άξονα του οχήματος και αναλύεται στους Y και Z που έχουμε ορίσει (Σχήμα 5.2). Οι δυνάμεις αυτές ασκούνται όπως είναι λογικό στο σημείο επαφής του ελαστικού με το οδόστρωμα (Σχήμα 5.3) και τις μεταφέρουμε στο κέντρο των αξόνων. Στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 5.1) φαίνονται οι δυνάμεις με αυτή την μεταφορά αλλά και τα αποτελέσματα της επίλυσης του συστήματος που παρουσιάσαμε παραπάνω. Να σημειώσουμε εδώ ότι οι συντεταγμένες των σημείων στο πλαίσιο (2, 3, 5, 6, 8, 10) παραμένουν ίδιες και στα 3 σενάρια ενώ τα σημεία στο Upright αλλάζουν ανάλογα την περίπτωση. Εδώ πήραμε τα σημεία με τον τροχό στριμμένο κατά 20° και 15 mm πάνω από το νεκρό σημείο, που προκύπτει από το Roll του οχήματος 1°/G.



Σχήμα 5.3 Κατεύθυνση Δυνάμεων για 2g πλευρική επιτάχυνση

	2g lateral		Axial Load (N)
F_x	2800	F_{12}	-3695
F_y	1440	F_{13}	-1745
F_z	170	F_{45}	-2065
M_x	-40000	F_{46}	-5680
M_y	55000	F_{78}	8940
M_z	610900	F_{910}	1640

Πίνακας 5.1 Αποτελέσματα για 2G πλευρική επιτάχυνση

5.1.2 Διαμήκης επιβράδυνση

Από στοιχεία που έχουμε από τους διαγωνισμούς ξέρουμε ότι τα καλύτερα μονοθέσια επιβραδύνουν με μέγιστη επιβράδυνση 1.7G. Για άλλη μια φορά το συνολικό βάρος του οχήματος θεωρείτε 294.5 με τον βαρύτερο οδηγό. Επίσης οι υπολογισμοί γίνονται στην οριακή περίπτωση όπου έχουμε 100% μεταφορά βάρους στους μπροστά τροχούς του οχήματος, άρα κάθε τροχός φορτίζεται με $F_z = 9.86 * 1.7 * 294.5 / 2 = 2.47$ kN. Η κάθετη δύναμη στον τροχό είναι ίδια με πριν ίση με $F_y = 1450$ N. Όπως και πριν αυτές οι δυνάμεις ασκούνται στο σημείο επαφής ελαστικού οδοστρώματος και γίνεται μεταφορά στο κέντρο των αξόνων. Το αποτέλεσμα αυτής της μεταφοράς καθώς και τα αποτελέσματα του κώδικα για το φρενάρισμα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 5.2). Σημειώνουμε εδώ ότι οι συντεταγμένες εδώ, είναι για μηδενική γωνία στροφής του τροχού και 22mm πάνω από το νεκρό σημείο.

1.7G Braking		Axial Load (N)	
F_x	0	F_{12}	-576
F_y	1730	F_{13}	-6500
F_z	-2450	F_{45}	-10500
M_x	504000	F_{46}	9000
M_y	56000	F_{78}	7800
M_z	-50000	F_{910}	1000

Πίνακας 5.2 Αποτελέσματα για 1,7G φρενάρισμα

5.1.3 10G Κατακόρυφη επιτάχυνση.

Σαν κατακόρυφη επιτάχυνση (Bump), θεωρούμε την σχετική μετακίνηση της μη αναρτούμενης μάζας, του μπροστά τροχού με 10G. Άρα η κατακόρυφη δύναμη στον τροχό θα είναι $F_y = 10 \cdot 10 \cdot 9.86 + 9.86 \cdot 294.5/4 = 1750\text{N}$. Στην περίπτωση αυτή παίρνουμε της συντεταγμένες των σημείων, θεωρώντας την ανάρτηση συμπιεσμένη κατά 22mm (από τα 25 της συνολικής διαδρομής) και τον τροχό με μηδενική στροφή. Στον πίνακα παρακάτω (Πίνακας 5.3), φαίνονται οι δυνάμεις όπως αναλύονται σύστημα αξόνων του προβλήματος αλλά και τα αποτελέσματα (αξονικές δυνάμεις) αυτού του υπολογισμού.

10G Bump		Axial Load (N)	
F_x	0	F_{12}	-4080
F_y	1730	F_{13}	-3846.08
F_z	198.9	F_{45}	-1394
M_x	45390	F_{46}	136
M_y	0	F_{78}	8840
M_z	54060	F_{910}	129.2

Πίνακας 5.3 Αποτελέσματα για 10G κατακόρυφη επιτάχυνση

5.2 Μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων

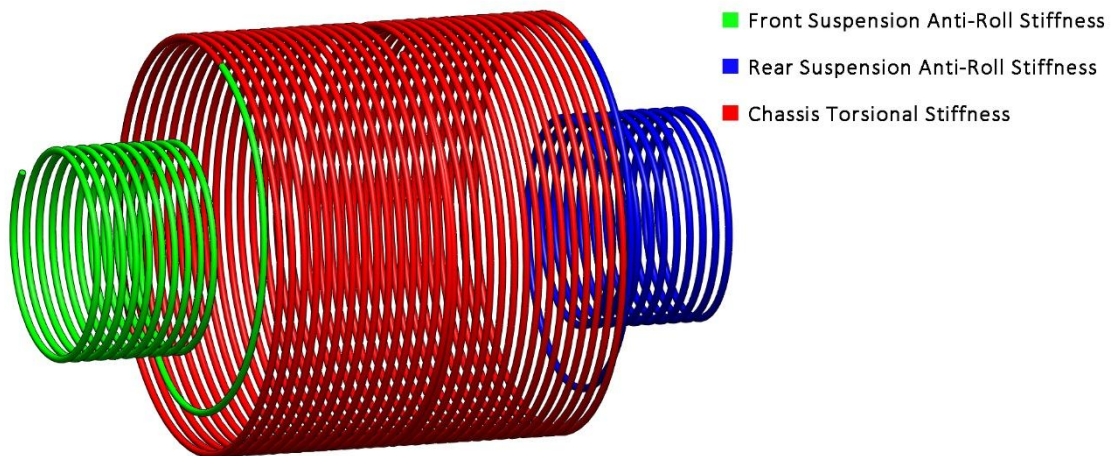
Σε αυτό το κεφάλαιο θα δείξουμε, πως έγινε η μελέτη με FEA, στο πλαίσιο για τα δύο μοντέλα προσομοίωσης του υλικού που δείξαμε στο 4^ο κεφάλαιο, και με τις φορτίσεις που υπολογίσαμε πριν. Θέλουμε επίσης να κάνουμε μια εκτίμηση για την στρεπτική δυσκαμψία του πλαισίου που είναι το σημαντικότερο χαρακτηριστικό για ένα πλαίσιο και ειδικά για αγωνιστικά οχήματα.

5.2.1 Στρεπτική δυσκαμψία

Πριν παρουσιάσουμε την μελέτη που κάναμε με την χρήση FEA (ANSYS), θα μιλήσουμε λίγο για την σημαντικότητα της στρεπτικής δυσκαμψίας για το πλαίσιο, ενός αγωνιστικού οχήματος. Για να βρεθεί το καλύτερο στήσιμο, για την ανάρτηση ενός αγωνιστικού μονοθέσιου, πρέπει ο οδηγός, το μοναδικό «αισθητήριο όργανο» που έχει ένας μηχανικός για την απόδοση του

οχήματος, να μπορεί να αντιληφθεί την παραμικρή αλλαγή στην πρόσφυση των ελαστικών. Αυτός είναι ένας βασικός λόγος που επιδιώκουμε υψηλή στρεπτική δυσκαμψία. Αλλά πέρα από την αίσθηση του οδηγού, η στρεπτική δυσκαμψία του πλαισίου επηρεάζει και την συμπεριφορά του οχήματος. Την στιγμή που το μονοθέσιο, εισέρχεται σε μια στροφή, οι μπροστινοί τροχοί λόγω της αλλαγής τη γωνίας, παράγουν πλευρική δύναμη, άρα και πλευρική επιτάχυνση, καθώς η πίσω δεν κάνουν κάτι ακόμα. Καταλαβαίνουμε λοιπόν, ότι με ένα πολύ μαλακό πλαίσιο η μεταφορά της δύναμης στους πίσω τροχούς θα αργήσει να έρθει, άρα και το όχημα θα αργήσει να αρχίσει να στρίβει ικανοποιητικά σε μία στροφή. Η στρεπτική δυσκαμψία επηρεάζει την δυναμική μεταφορά φορτίων μεταξύ των τροχών, με συνέπεια ένα όχημα με χαμηλή δυσκαμψία να τείνει να είναι υποστροφικό. Καθώς στους αγώνες FSAE η υποστροφή είναι ίσως το σημαντικότερο πρόβλημα των οχημάτων, αντιλαμβανόμαστε την σημαντικότητα της στρεπτικής δυσκαμψίας.

Η αύξηση, βέβαια, της στρεπτικής δυσκαμψίας δεν είναι «τσάμπα», αλλά συνοδεύεται πάντα από αύξηση του βάρους. Έτσι πρέπει να κάνουμε την επιλογή, για την τιμή που θα επιδιώξουμε για την στρεπτική δυσκαμψία του οχήματος. Αυτή είναι πάντα ανάλογη με την Anti-Roll στιβαρότητα της μπροστά και πίσω ανάρτησης, που στην περίπτωση μας είναι 900 Nm/deg. Αν θεωρήσουμε την συνολική στρεπτική δυσκαμψία του μονοθέσιου σαν τρία σε σειρά στρεπτικά ελατήρια (ένα για την μπροστά ανάρτηση, ένα για την πίσω και ένα για το πλαίσιο, (Σχήμα 5.4),

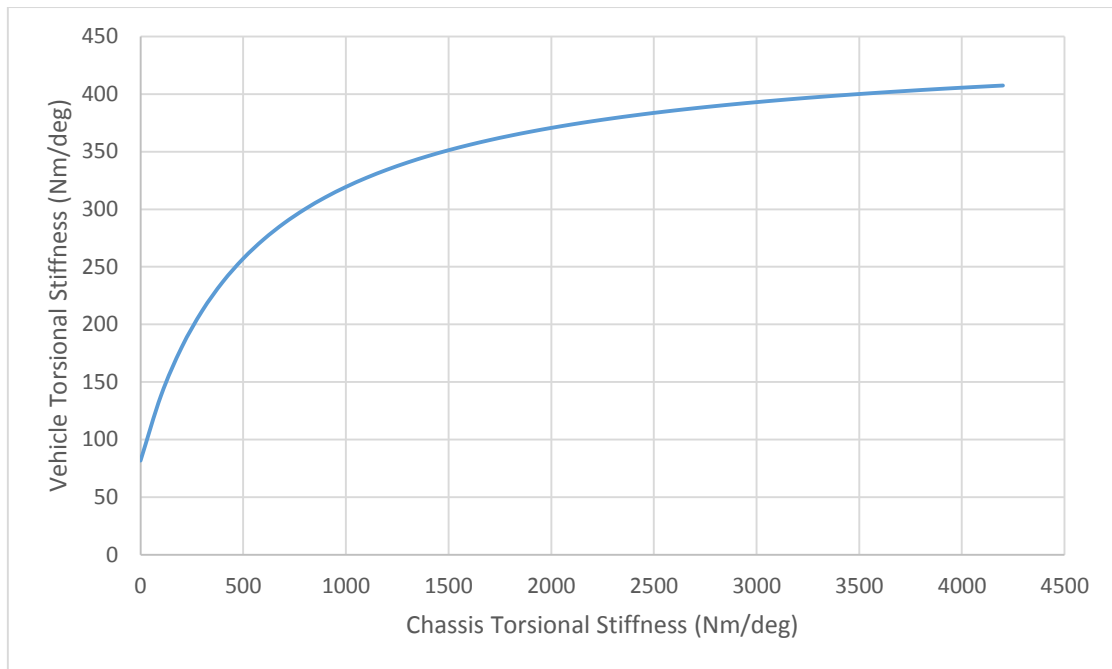


Σχήμα 5.4 Στρεπτικά Ελατήρια σε σειρά

τότε με K_{susp} την στρεπτική δυσκαμψία της μπροστά και πίσω ανάρτησης και με K_{cha} την στρεπτική δυσκαμψία του πλαισίου, η συνολική δυσκαμψία του οχήματος βρίσκεται από τον τύπο

$$\frac{1}{K_{veh}} = 2 \frac{1}{K_{susp}} + \frac{1}{K_{cha}}, \quad (5.8)$$

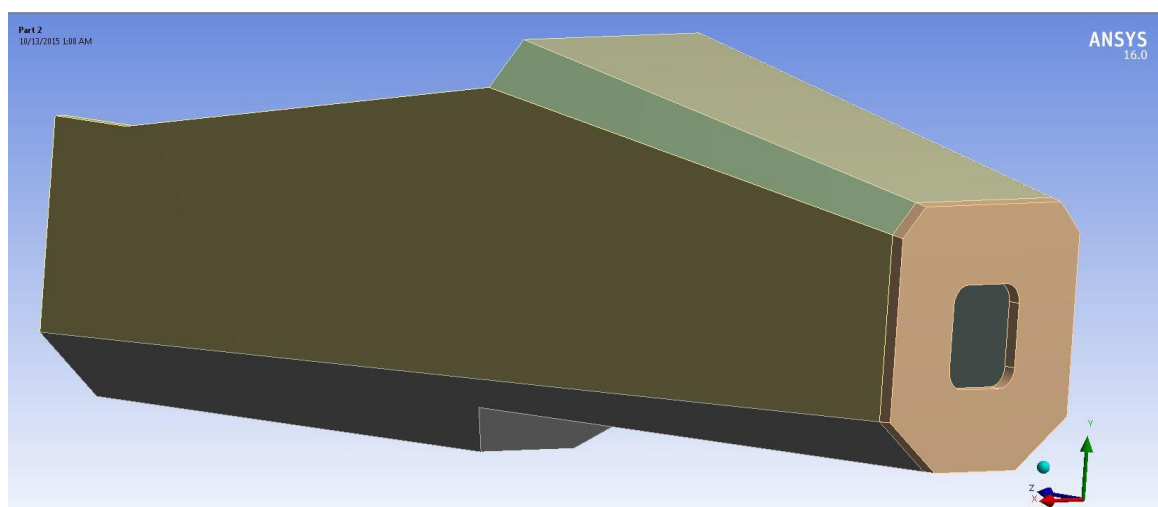
Κάνοντας το διάγραμμα μεταξύ K_{veh} και K_{cha} από την παραπάνω σχέση 5.8, βλέπουμε ότι για τιμές από 3000 Nm/deg, βρισκόμαστε στο 95% της δυσκαμψίας που μπορούμε να επιτύχουμε με την επιλεγμένη Anti-roll δυσκαμψία της ανάρτησης (Σχήμα 5.5). Αυτή την στιγμή, ο ανταγωνισμός κινείται μεταξύ 850 Nm/deg για ατσάλινα πλαίσια και 4000 Nm/deg για τα καλύτερα carbon.



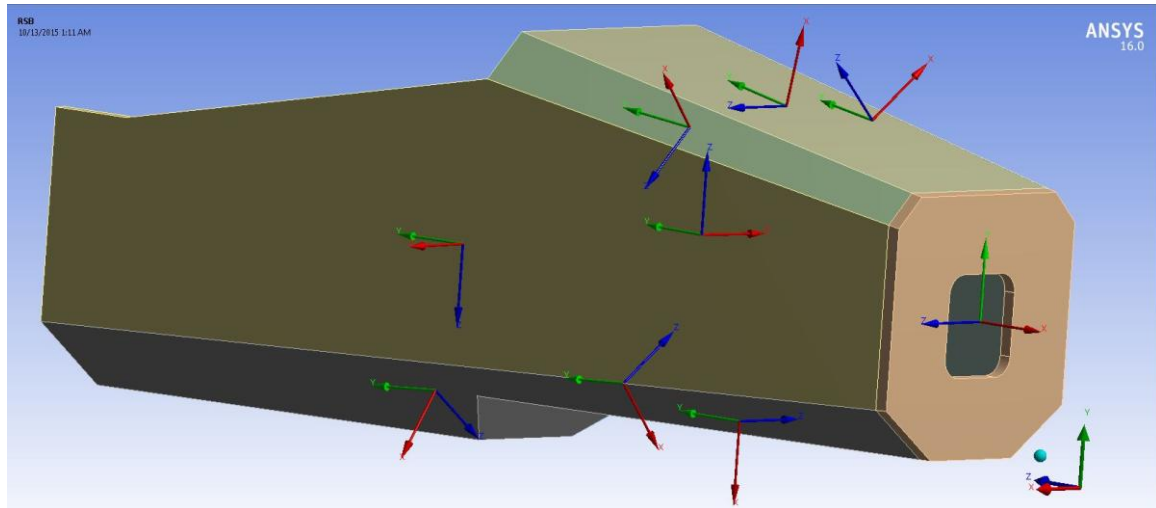
Σχήμα 5.5 Σχέση ακαμψία πλαισίου με ακαμψία οχήματος

5.2.2 FEA στο πλαίσιο με το 2^ο Μοντέλο υλικού

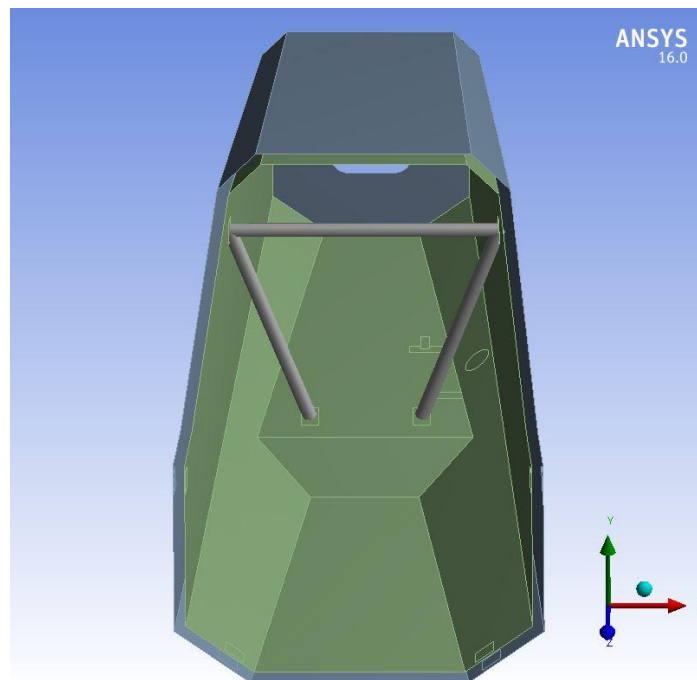
Με τις δυνάμεις που υπολογίσαμε παραπάνω, για κάθε σενάριο τρέξαμε FEA (ANSYS Static Structural) για να μελετήσουμε την συμπεριφορά του πλαισίου. Θυμίζουμε εδώ ότι το μοντέλο 2 (Μοντελοποίηση του κελύφους με δυσδιάστατο ισοτροπικό υλικό και του πυρήνα με τρισδιάστατα στοιχεία και ορθοτροπικό υλικό) μας δίνει την δυνατότητα να παρατηρήσουμε και της τάσεις πέρα από της παραμορφώσεις. Καθώς το υλικό του πυρήνα είναι ορθοτροπικό, δηλαδή οι μηχανικές του ιδιότητες εξαρτώνται από την διεύθυνση, στο στήσιμο αυτού του μοντέλου αναγκαζόμαστε να μοντελοποιήσουμε, κάθε επίπεδο κομμάτι του πυρήνα σαν ξεχωριστό σώμα. Έτσι ορίζοντας ένα τοπικό σύστημα συντεταγμένων για κάθε ένα από αυτά τα σώματα, καταφέρνουμε να καθορίσουμε την κατεύθυνση που έχουν οι κυψέλες του πυρήνα, σε κάθε κομμάτι του πλαισίου (Σχήμα 5.6-5.7).



Σχήμα 5.6 Μοντέλο 1



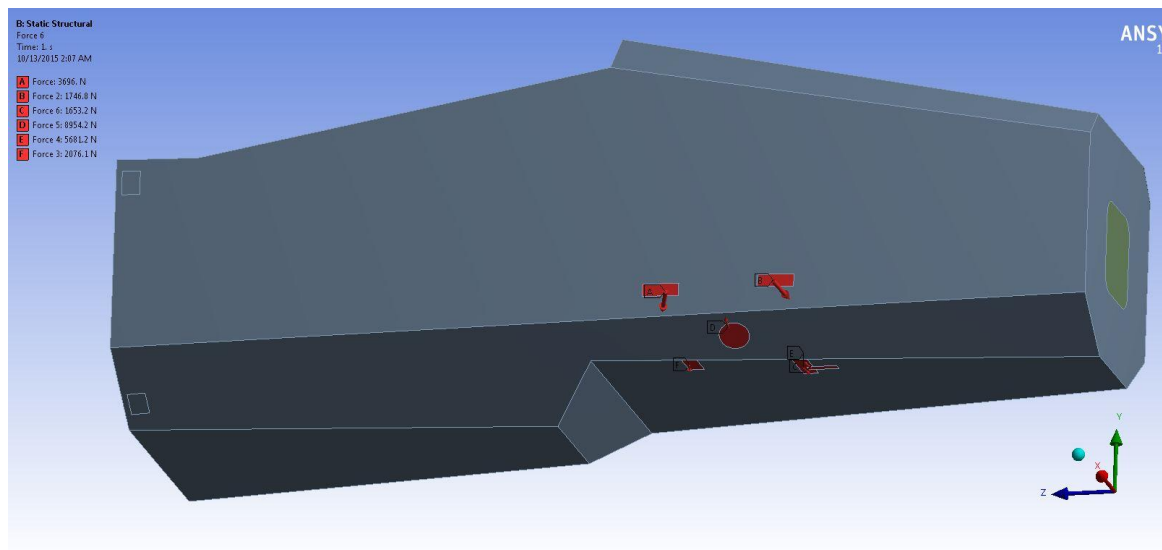
Σχήμα 5.7 Τοπικά συστήματα αξόνων για τον ορισμό την κατεύθυνσης του πυρήνα



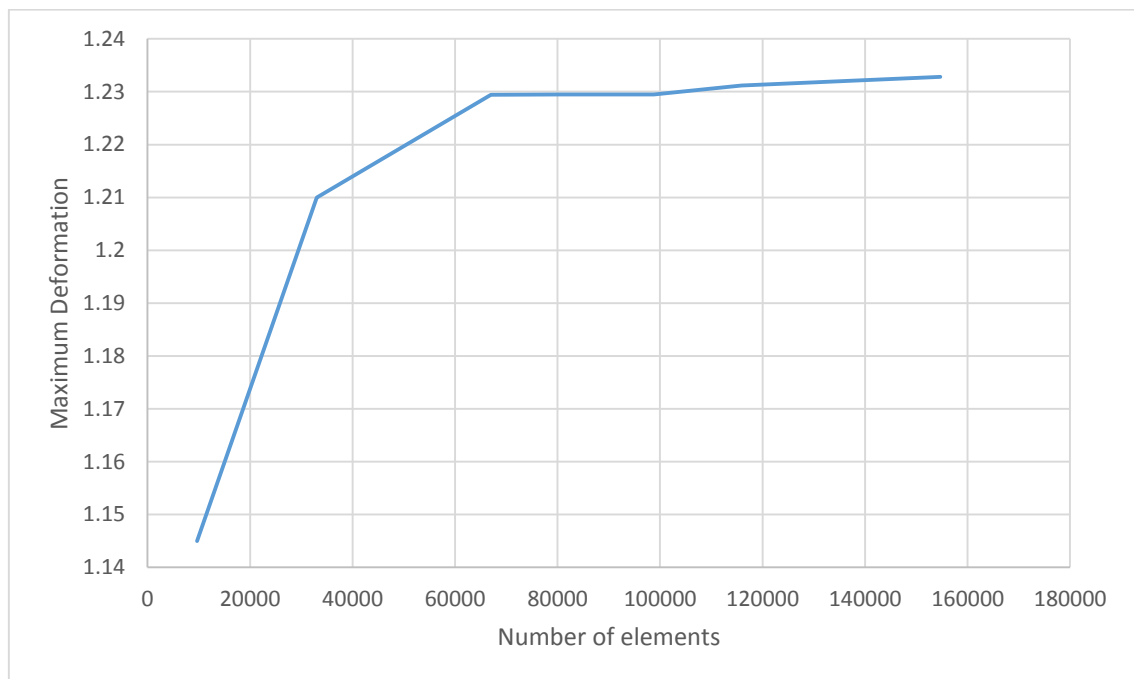
Σχήμα 5.8 Μοντελοποίηση Hoop

Στην παραπάνω εικόνα (Σχήμα 5.8) φαίνεται πως με rigid Beams προσομοιώνουμε το Μπροστά hoop. Για κάθε σενάριο επίσης, το μοντέλο πακτώνεται στις οκτώ επιφάνειες όπου το monopocoque συνδέεται με το Main Hoop. Ο λόγος που κάναμε χρήση rigid beams, αντί να σχεδιάσουμε το Hoop κανονικά, είναι να μειώσουμε το υπολογιστικό κόστος. Το Hoop μπορεί να θεωρηθεί απαραμόρφωτο, καθώς η παραμόρφωσή του είναι κατά πολύ μικρότερη αυτής του υπόλοιπου πλαισίου. Ορίζουμε επίσης και αμετακίνητες επαφές μεταξύ όλων των επιφανειών των κελυφών με τις αντίστοιχες επιφάνειες του πυρήνα. Όλα τα παραπάνω παραμένουν ίδια για κάθε σενάριο, που θα χρησιμοποιηθεί το μοντέλο 2. Το μόνο που αλλάζει κάθε φορά είναι οι δυνάμεις σε κάθε ένα από τα 6 σημεία σύνδεσης πλαισίου και ανάρτησης, της οποίες υπολογίσαμε στην ενότητα 5.1. Παρακάτω δείχνουμε με εικόνες, τις φορτίσεις, το πλέγμα, αφού πρώτα ελέγξουμε την ανεξαρτησία του, την παραμόρφωση και την κατανομή των τάσεων για κάθε σενάριο φόρτισης.

Πλευρική επιτάχυνση 2g

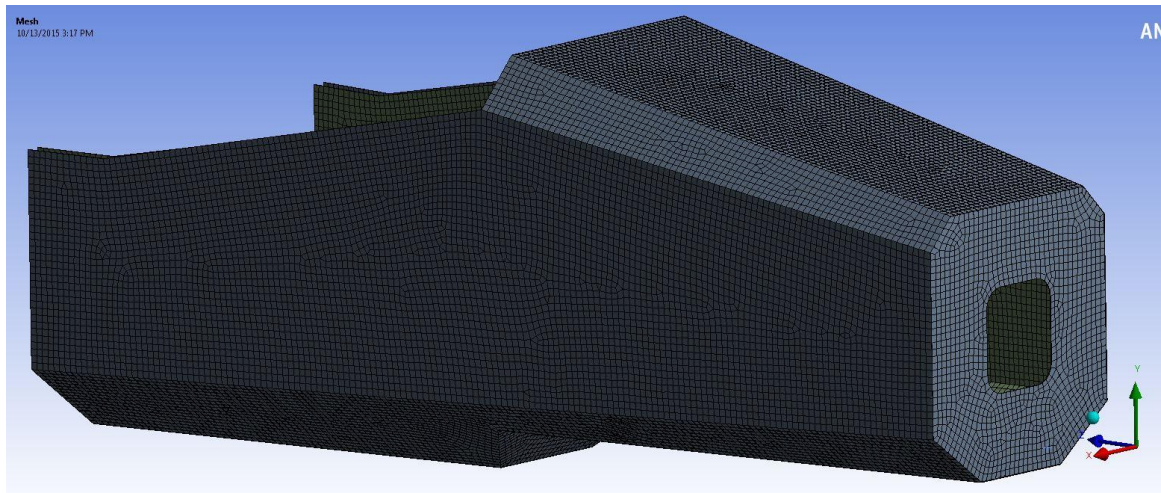


Σχήμα 5.9 Εφαρμογή δυνάμεων

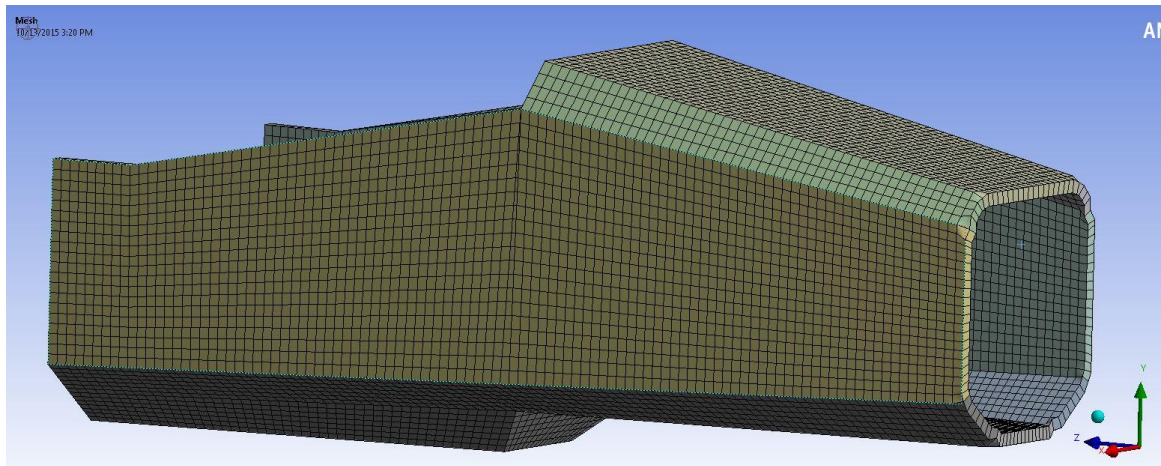


Σχήμα 5.10 Ανεξαρτησία πλέγματος

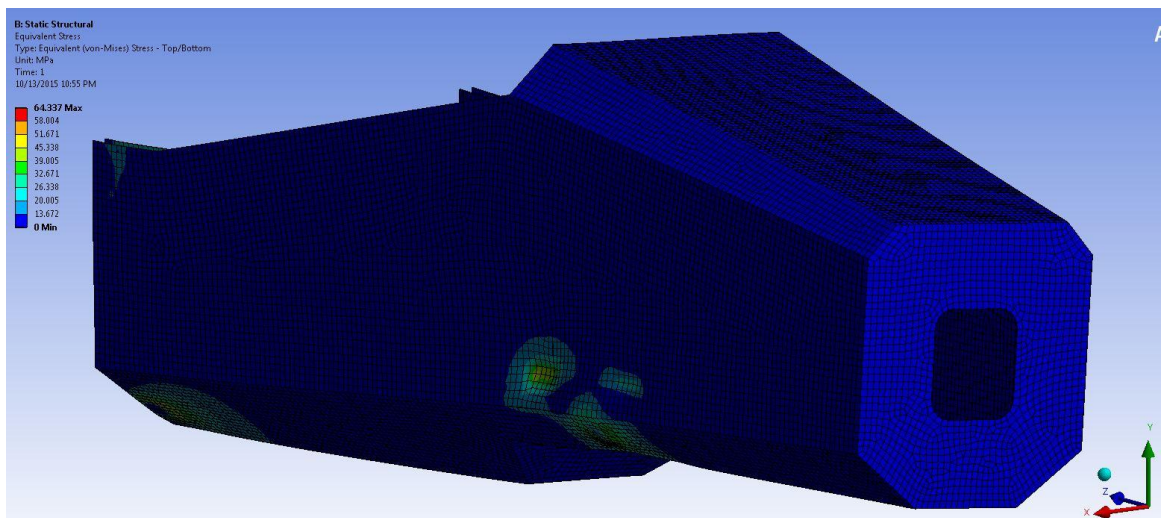
Από το παραπάνω βλέπουμε ότι για 67000 βρισκόμαστε στο 99% της λύσης. Θα χρησιμοποιήσουμε λοιπόν αυτό τον αριθμό στοιχείων για όλα τα σενάρια που θα λύσουμε με το μοντέλο 2. Στο πρώτο σενάριο που περιέχει την πλευρική επιτάχυνση μας ενδιαφέρει κυρίως να δούμε πόσο μετακινούνται τα σημεία της ανάρτησης στον χώρο λόγω της παραμόρφωσης του πλαισίου. Αυτό γιατί αλλαγή στα σημεία, σημαίνει αλλαγή στην γωνία camber του τροχού, κάτι που μπορεί να επηρεάσει αισθητά την πρόσφυση, σε μια στροφή.



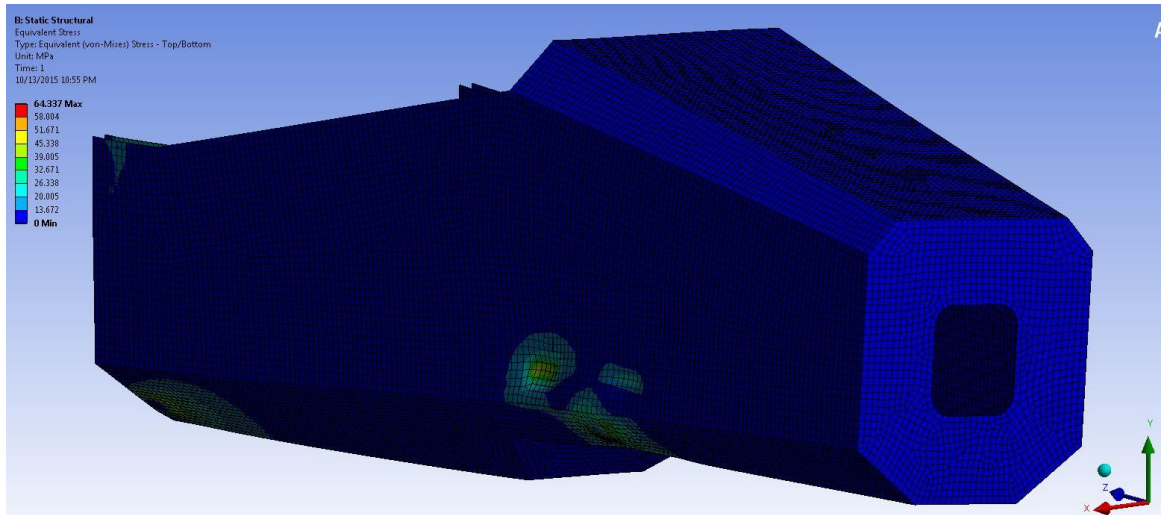
Σχήμα 5.11 Πλέγμα με 2D στοιχεία για το κέλυφος



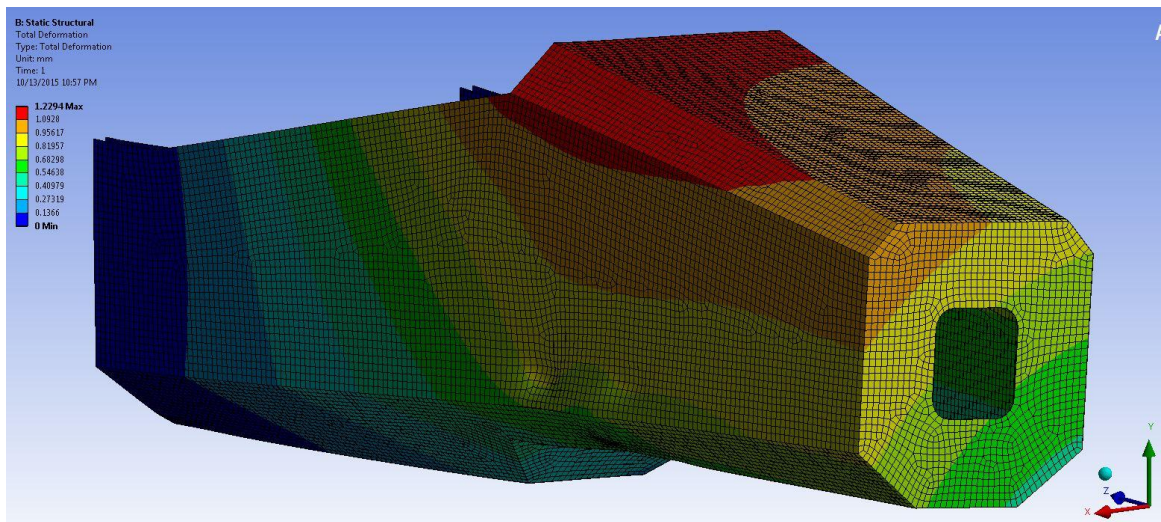
Σχήμα 5.12 Πλέγμα με Solid στοιχεία για τον πυρήνα



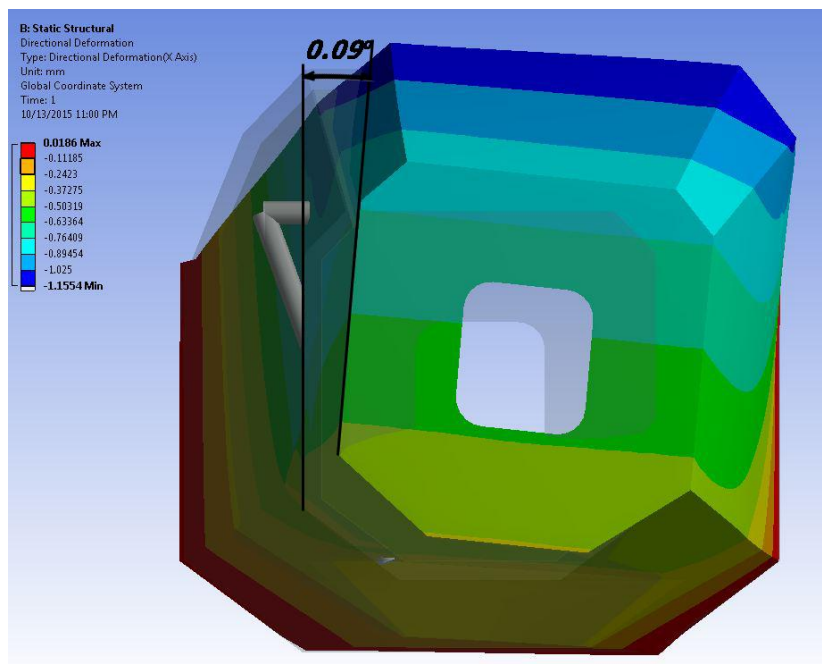
Σχήμα 5.13 Τάση στο κέλυφος για πλευρική επιτάχυνση



Σχήμα 5.14 Τάση στον πυρήνα για πλευρική επιτάχυνση



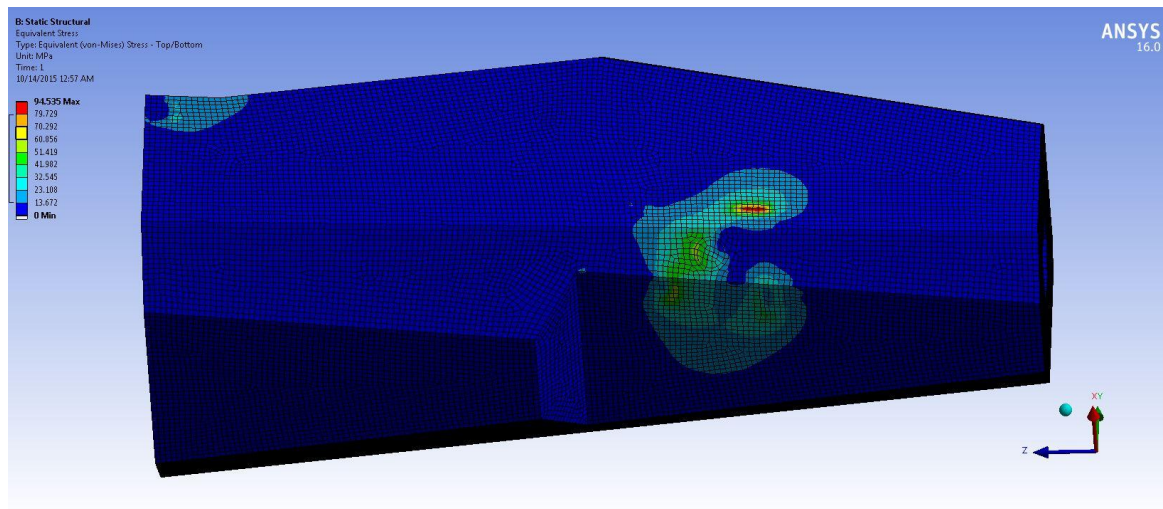
Σχήμα 5.15 Παραμόρφωση για πλευρική επιτάχυνση



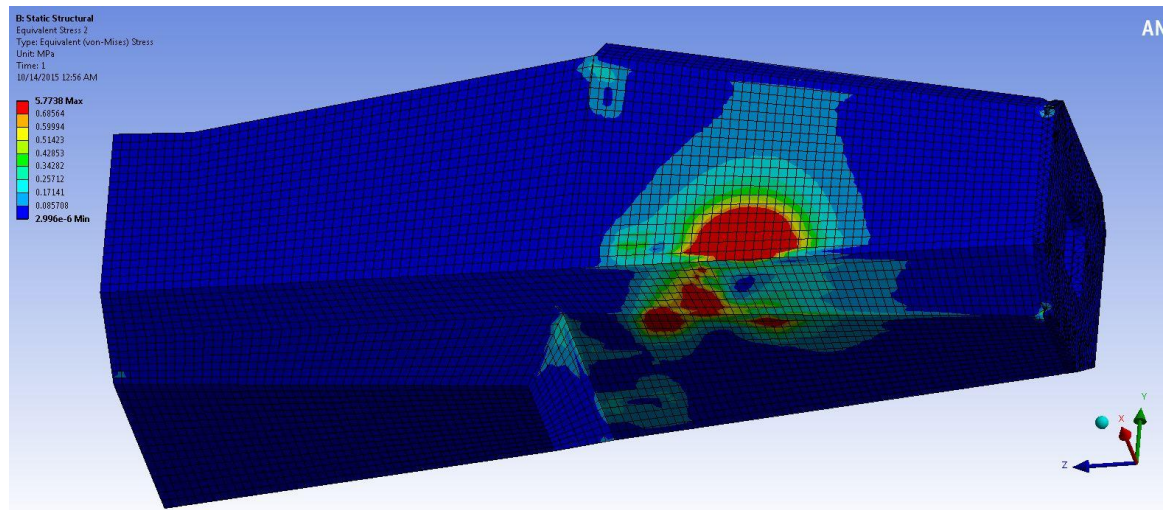
Σχήμα 5.16 Στρέψη για πλευρική επιτάχυνση

Από την εικόνα 5.14 βλέπουμε ότι η τάση είναι αυξημένη κοντά στα σημεία εφαρμογής των δυνάμεων, αλλά και στα σημεία σύνδεσης με το main Hoop. Η μέγιστη τάση για το κέλυφος δεν ξεπερνάει τα 65 MPa ενώ για τον πυρήνα τα 3 MPa, άρα είμαστε εντός των πλαισίων αντοχής των υλικών μας. Στην περίπτωση της πλευρικής επιτάχυνσης είναι σημαντική όπως ανεφέραμε η μεταβολή της γωνίας camber, που εδώ την βρίσκουμε 0.045°/g. Από αυτό και από την συνολική ροπή M_z που ασκείται στο πλαίσιο, κατά την πλευρική επιτάχυνση 2g να είναι $M_z = 1450 * 610 - 2900 * 220.16 = 250 \text{ Nm}$, κάνουμε την πρώτη εκτίμηση για την στρεπτική δυσκαμψία στα 2775 Nm/deg. Στα υπολειπόμενα δύο σενάρια θα παρατηρήσουμε μόνο την κατανομή των τάσεων καθώς το mesh μένει το ίδιο και η παραμόρφωση, παρότι επηρεάζει την γεωμετρία της ανάρτησης δεν επηρεάζει την εξέλιξη των φαινομένων.

Διαμήκης επιβράδυνση 1.7G.

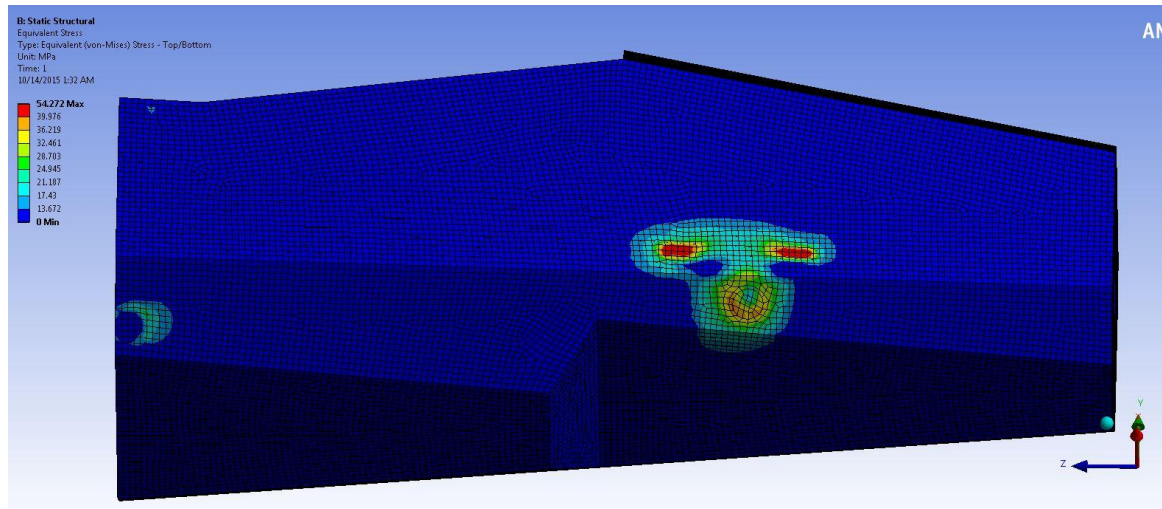


Σχήμα 5.17 Τάση κέλυφος για επιβράδυνση

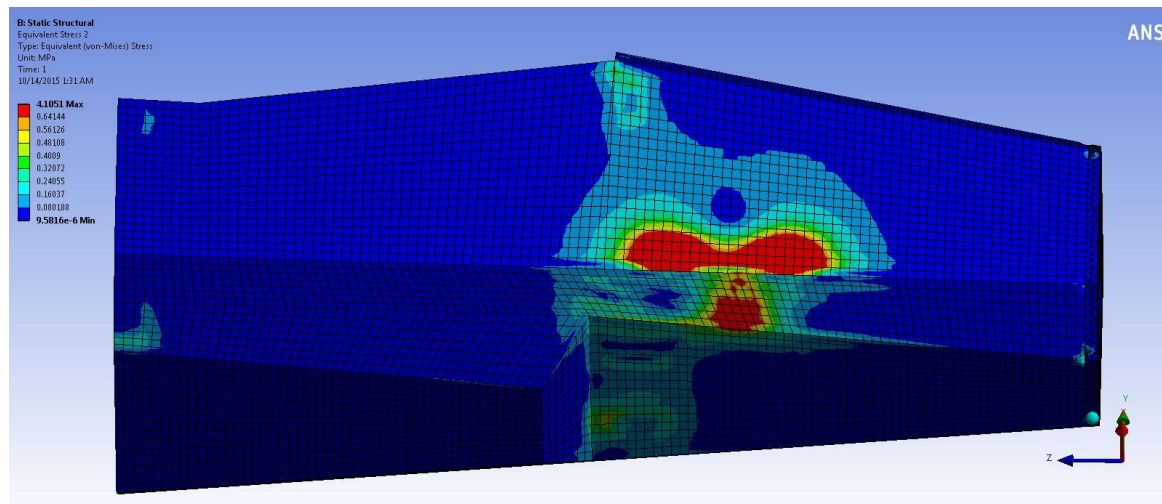


Σχήμα 5.18 Τάση Πυρήνας για την επιβράδυνση

Κατακόρυφη επιτάχυνση 10G



Σχήμα 5.19 τάση στο κέλυφος σε bump



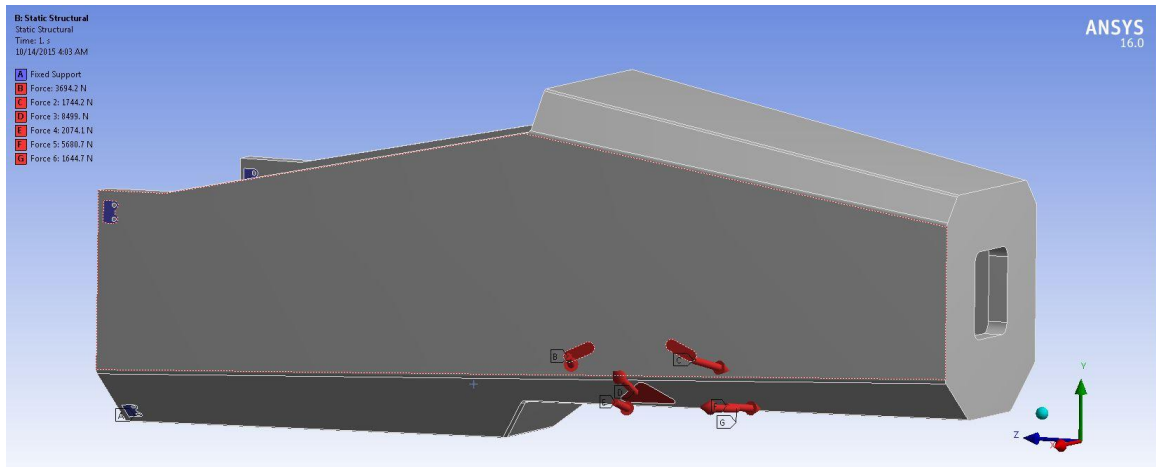
Σχήμα 5.20 τάση στον πυρήνα σε Bump

Βλέπουμε λοιπόν από τις παραπάνω εικόνες για την κατανομή των τάσεων, ότι είναι υψηλή κοντά στα σημεία της ανάρτησης κυρίως. Το πλαίσιο καταπονείται περισσότερο κατά την επιβράδυνση. Σε καμιά βέβαια από της παραπάνω περιπτώσεις δεν παρατηρούνται τάσεις μεγαλύτερες από τις αντοχές των υλικών. Μπορούμε λοιπόν σε μελλοντική μελέτη να αφαιρέσουμε κομμάτια του πλαισίου από περιοχές που δεν φορτίζονται, διατηρώντας την συμβατότητα με τους κανονισμούς και την στρεπτική δυσκαμψία κοντά στον στόχο που έχουμε θέσει

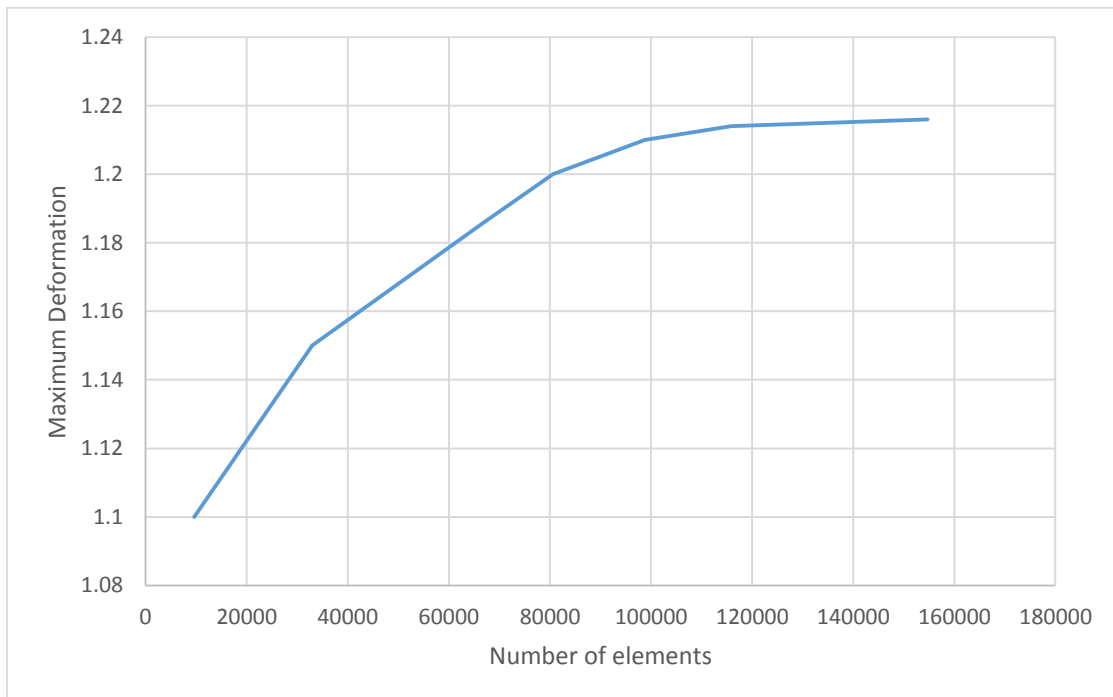
5.2.3 FEA στο πλαίσιο με το 3^ο Μοντέλο υλικού

Προχωράμε τώρα στην μελέτη με το μοντέλο που προσομοιώνει το πλαίσιο σαν ενιαίο υλικό, με ιστροπικές ιδιότητες. Όπως αναφέραμε και νωρίτερα κατά την διαδικασία εύρεσης του κατάλληλου μοντέλου, το μειονέκτημα αυτής της μεθόδου, είναι ότι δεν μας δίνει εικόνα, για την πραγματική κατανομή των τάσεων στα επιμέρους κομμάτια του πλαισίου. Αυτό σημαίνει ότι θα το χρησιμοποιήσουμε μόνο για να κάνουμε μια εκτίμηση της δυσκαμψίας του πλαισίου. Ο τρόπος

εφαρμογής των φορτίσεων και των πακτώσεων, δεν διαφέρει από την προηγούμενη περίπτωση. Παρακάτω φαίνεται το μοντέλο της προσομοίωσης και η ανεξαρτησία του πλέγματος.

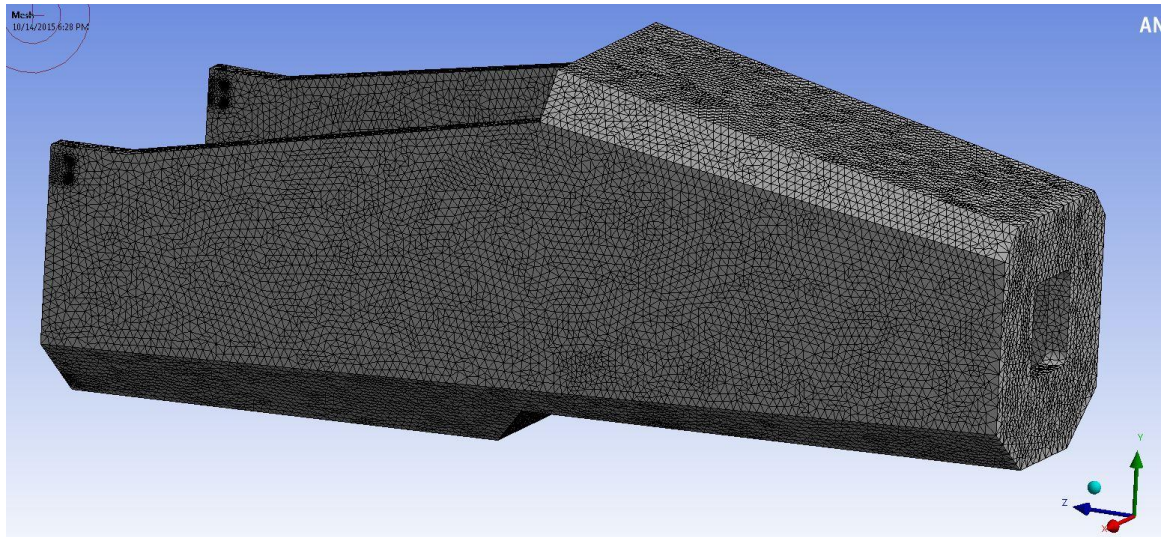


Σχήμα 5.21 Boundary Conditions

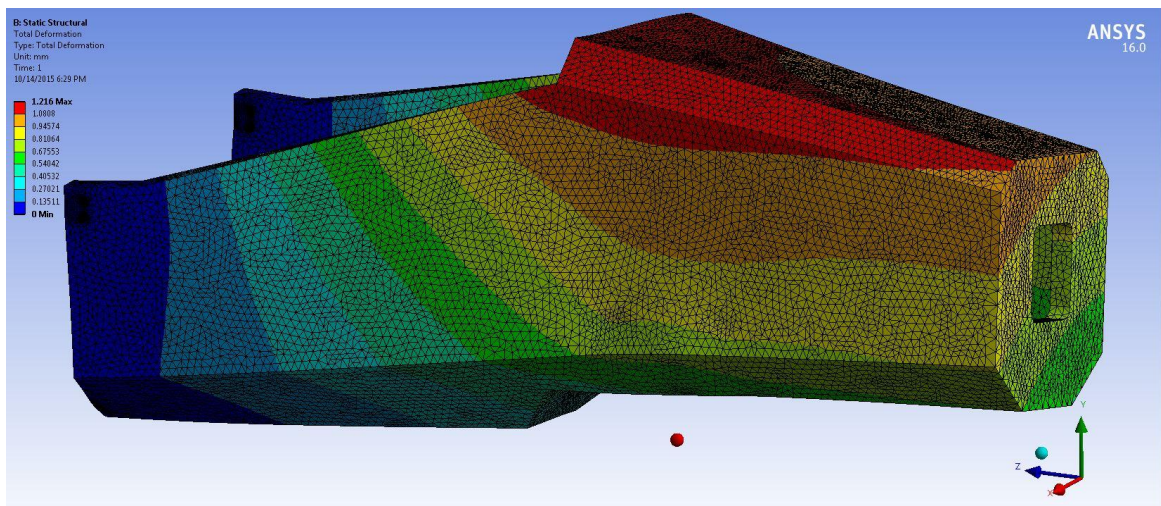


Σχήμα 5.22 Ανεξαρτησία πλέγματος

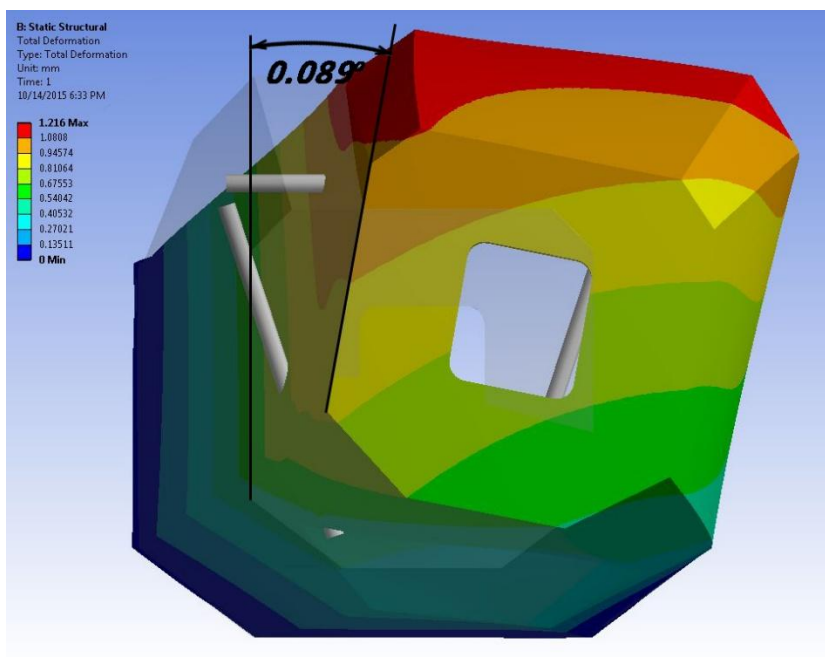
Βλέπουμε από το παραπάνω διάγραμμα (Σχήμα 5.22) ότι τα 100 000 Στοιχεία είναι μια καλή επιλογή. Παρακάτω φαίνεται το πλέγμα για αυτό τον αριθμό των στοιχείων, καθώς και τα αποτελέσματα της προσομοίωσης αυτής.



Σχήμα 5.23 Πλέγμα



Σχήμα 5.24 Παραμόρφωση



Σχήμα 5.25 Στρέψη

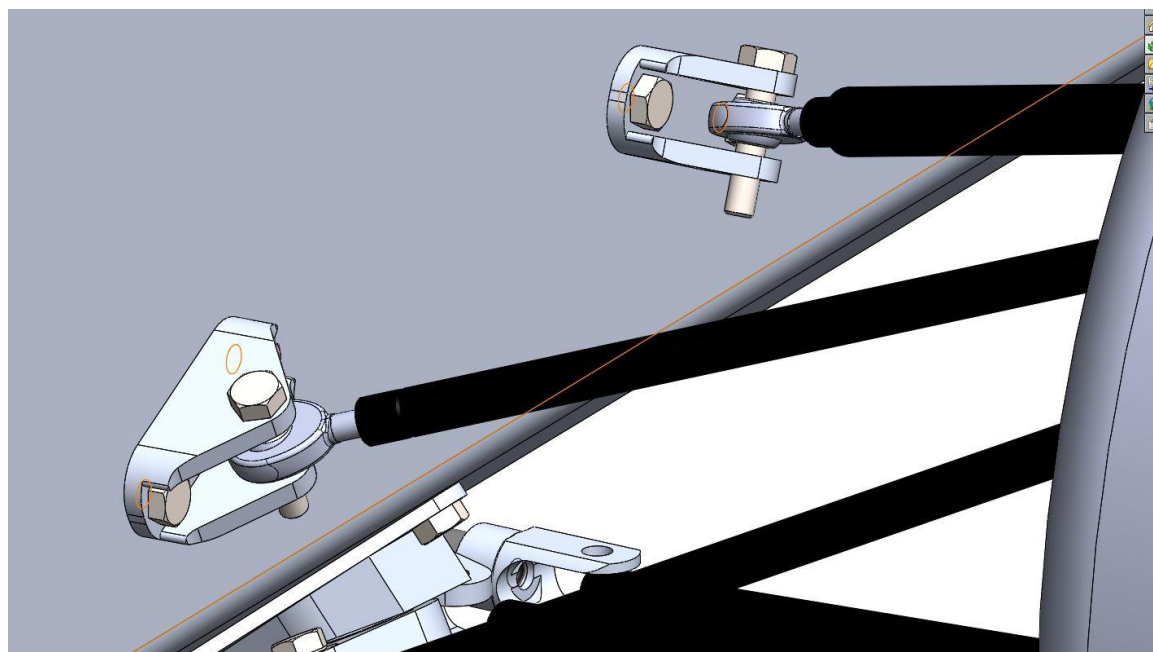
Από την παραπάνω εικόνα έχουμε την αλλαγή της Camper να είναι $0.0445^\circ/\text{G}$ και με την συνολική ροπή να είναι όπως και πριν $M_z = 250 \text{ Nm}$, υπολογίζουμε την στρεπτική δυσκαμψία σε 2810 Nm/deg . Βλέπουμε ότι τα δύο μοντέλα έχουν 1% διαφορά, στην εκτίμηση της στρεπτικής δυσκαμψίας του πλαισίου, με το δεύτερο να έχει πολύ μικρότερο υπολογιστικό κόστος. Αυτό σημαίνει ότι κατά τα πρώτα στάδια του σχεδιασμού του πλαισίου, και του μονοθέσιου συνολικά, μπορεί να γίνει εκτίμηση της δυσκαμψίας του πλαισίου με το δεύτερο και ποιο φθηνό μοντέλο, και στα τελευταία στάδια του σχεδιασμού να γίνει χρήση του πρώτου, έτσι ώστε να πάρουμε εικόνα και για την κατανομή των τάσεων στο πλαίσιο.

5.3 FEA σε επιμέρους τεμάχια

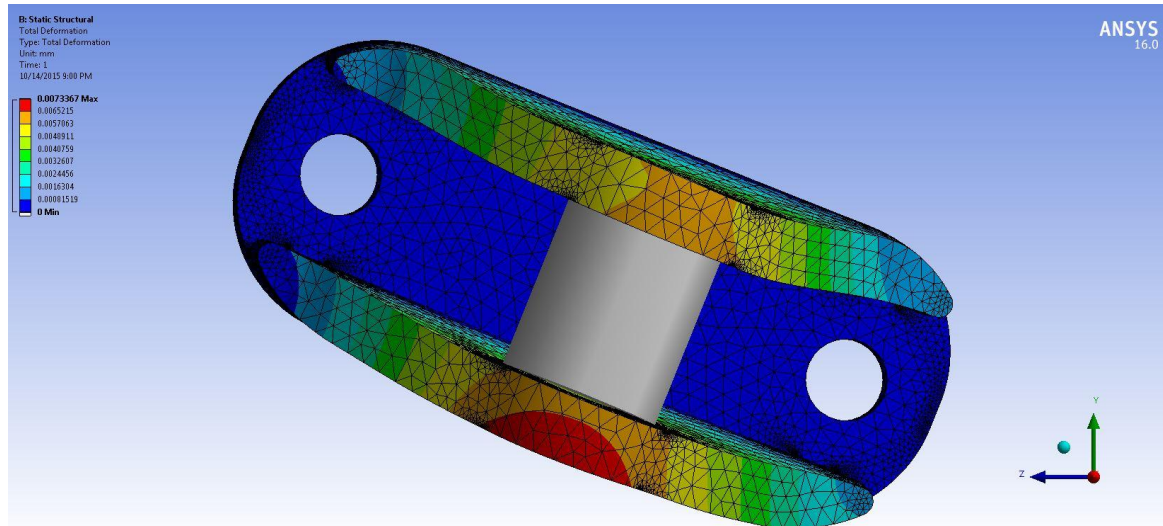
Πέρα από τον σχεδιασμό του πλαισίου αυτού κάθε αυτού, στην εργασία μας περιλαμβάνεται και ο σχεδιασμός και η μελέτη των τεμαχίων που θα χρησιμοποιηθούν για να συνδεθεί το πλαίσιο με την ανάρτηση. Πέρα από την αντοχή που πρέπει φυσικά να έχουν, σημαντικότερο στοιχείο για τα τεμάχια αυτά είναι, για άλλη μια φορά η ακαμψία του, που όπως έχουμε αναφέρει επηρεάζει την γεωμετρία της ανάρτησης. Καθότι η βελτίωση της ακαμψίας των συγκεκριμένων τεμαχίων, έχει μικρό κόστος σε βάρος λόγω του μικρού τους μεγέθους, θα επιδιώξουμε παραμορφώσεις μικρότερες από $100\mu\text{m}$.

Σύνδεσμος πάνω ψαλιδιών

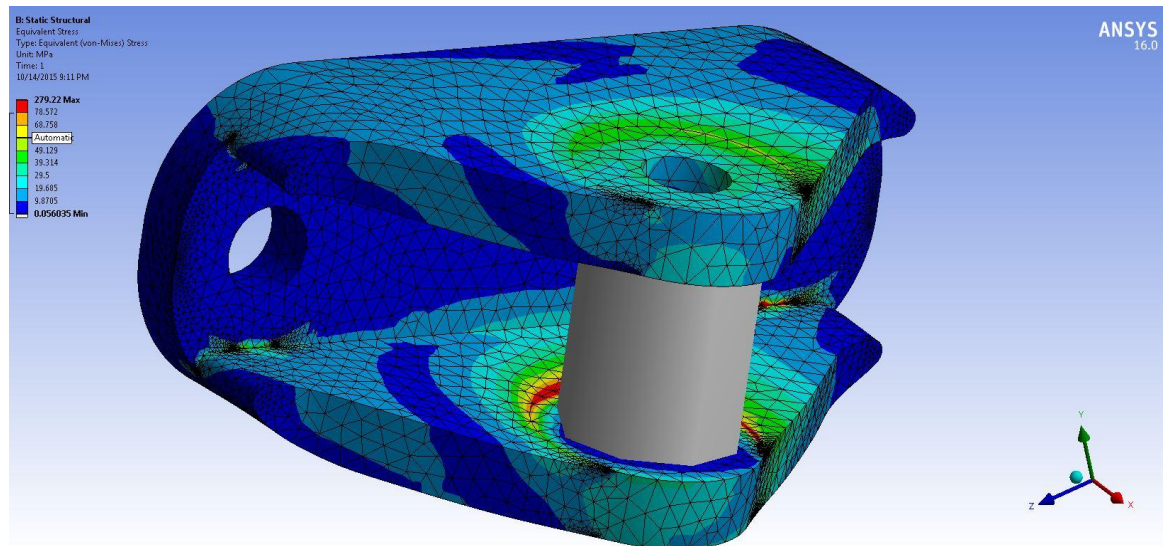
Βλέπουμε στην παρακάτω εικόνα (Σχήμα 5.26) τον τρόπο που συνδέεται το πάνω ψαλίδι με το πλαίσιο. Για τις 2 αυτές συνδέσεις το χειρότερο σενάριο είναι κατά την επιβράδυνση των 1.7G , θλιπτικό φορτίο 6.5 kN που ασκούνται στο μπροστινό σκέλος, άρα αυτή την περίπτωση θα εξετάσουμε. Τα τεμάχια κατασκευάζονται από αλουμίνιο 7075-T6 με μέτρο ελαστικότητας 72 GPa , αριθμό Poisson 0.33 και όριο διαρροής 505 MPa .



Σχήμα 5.26 Σύνδεσμοι πάνω ψαλιδιού με πλαίσιο



Σχήμα 5.27 Παραμόρφωση στον σύνδεσμο 13

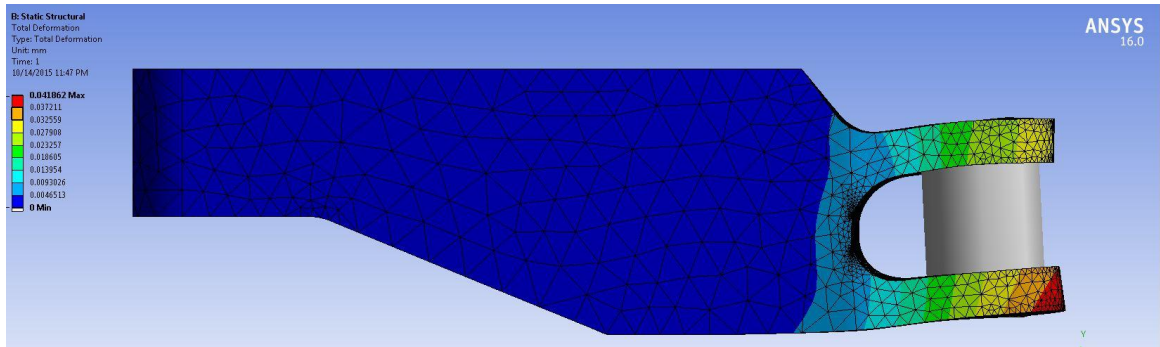


Σχήμα 5.28 Τάση στον σύνδεσμο 13

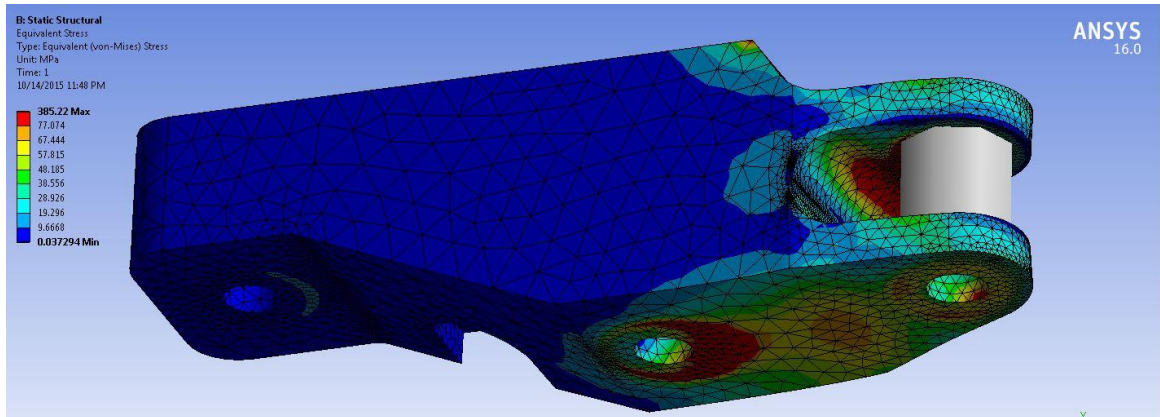
Βλέπουμε λοιπόν ότι πετυχαίνουμε κατά πολύ τον στόχο για παραμόρφωση κάτω από 50 μm και έχουμε ελάχιστο συντελεστή ασφαλείας 1.85.

Σύνδεσμοι κάτω ψαλιδιών

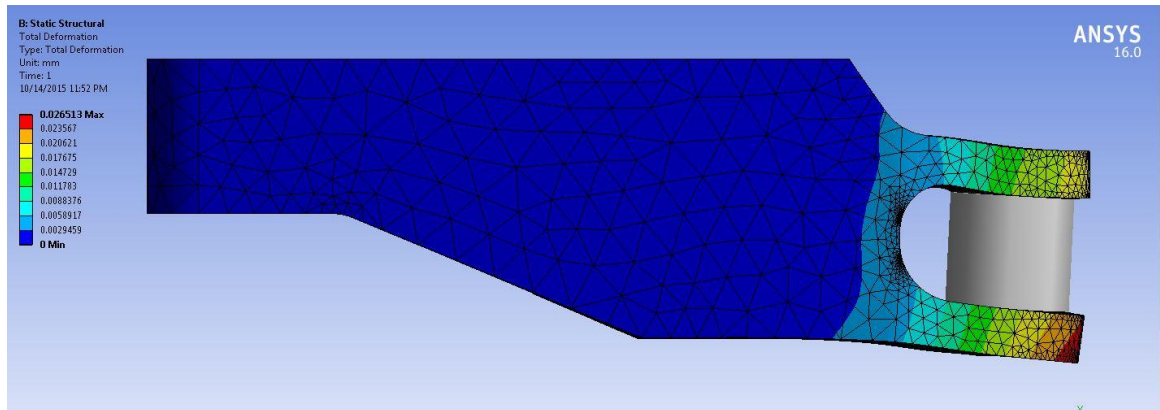
Τα κάτω ψαλίδια λόγο χωροταξίας έχουν διαφορετικούς συνδέσμους μεταξύ τους. Ο μπροστά δέχεται μέγιστη εφελκυστική δύναμη 9000 N και μέγιστη θλιπτική 5700 N, ενώ ο πίσω μέγιστη θλιπτική στα 10500 N. Είναι και οι 2 κατασκευασμένοι από το ίδιο αλουμίνιο, 7075-T6, που χρησιμοποιήσαμε και για τους συνδέσμους των πάνω ψαλιδιών. Μια ιδιαιτερότητα εδώ είναι ότι ο μπροστά φέρει εσοχή, για να μπορεί να εδράζεται στο πλαίσιο και η κρεμαγιέρα.



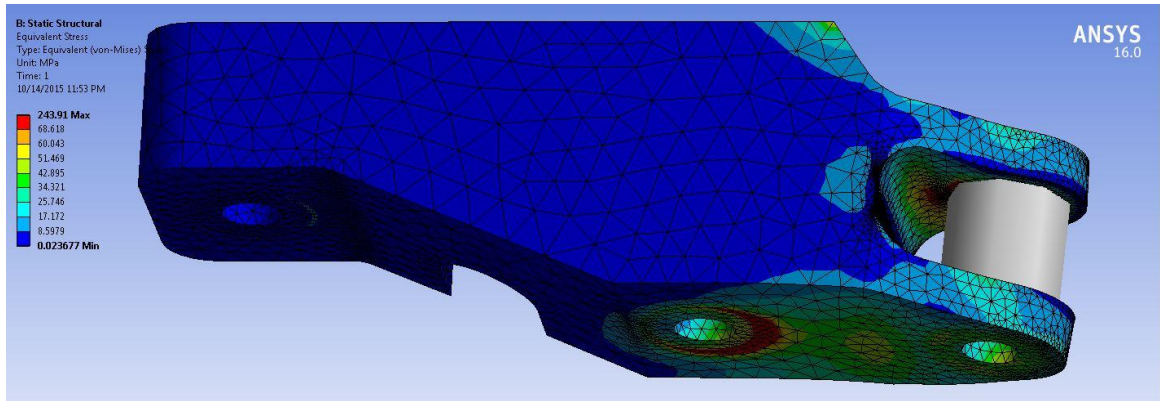
Σχήμα 5.29 Παραμόρφωση κατά τη επιβράδυνση στον σύνδεσμο 46



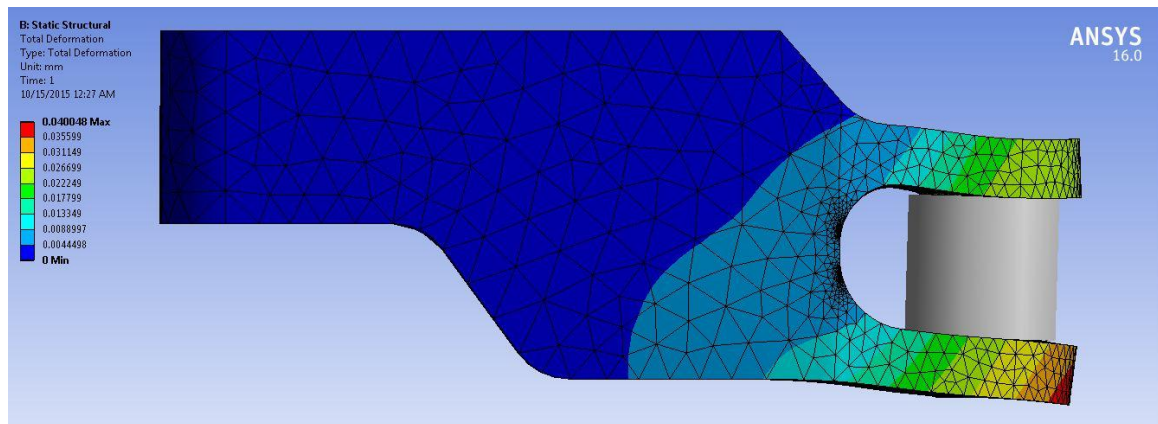
Σχήμα 5.30 Τάση κατά τη επιβράδυνση στον σύνδεσμο 46



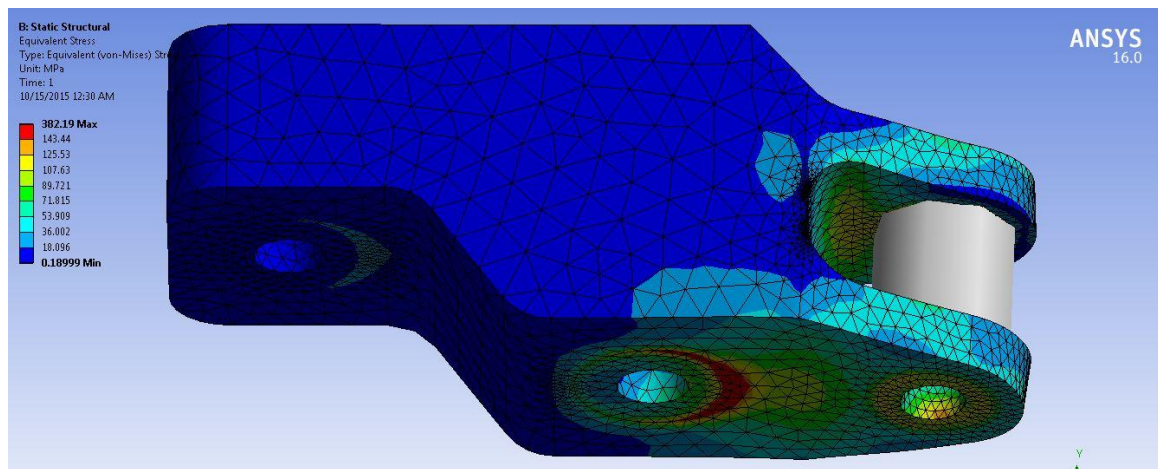
Σχήμα 5.31 Παραμόρφωση κατά τη πλευρική επιτάχυνση στον σύνδεσμο 46



Σχήμα 5.32 Τάσεις κατά τη πλευρική επιτάχυνση στον σύνδεσμο 46



Σχήμα 5.33 Παραμόρφωση κατά τη επιβράδυνση στον σύνδεσμο 45



Σχήμα 5.34 Τάσεις κατά τη επιβράδυνση στον σύνδεσμο 46

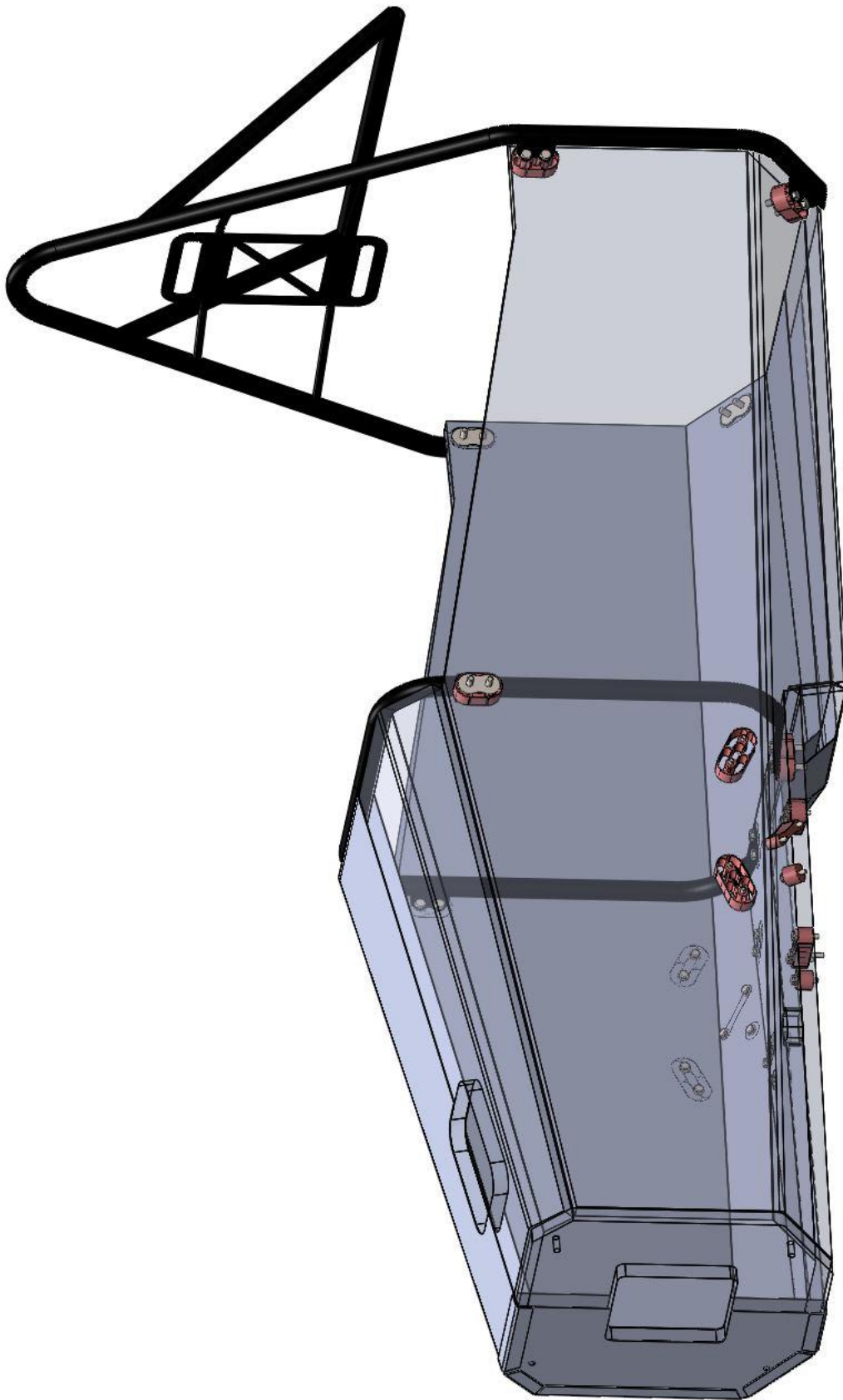
Για τον μπροστά σύνδεσμο των κάτω ψαλιδιών βλέπουμε ότι η παραμόρφωση μένει κάτω από 50 μm και εδώ και συγκεκριμένα στην περίπτωση της πλευρικής επιτάχυνσης είναι στο μισό, με τον συντελεστή ασφαλείας να φτάνει στο φρενάρισμα στο 1.35. Και για τον πίσω σύνδεσμο ισχύουν τα ίδια όπως φαίνεται και στις εικόνες παραπάνω με τον συντελεστή ασφαλείας εδώ να είναι στο 1.32.

6 Συμπεράσματα και μελλοντική ανάλυση

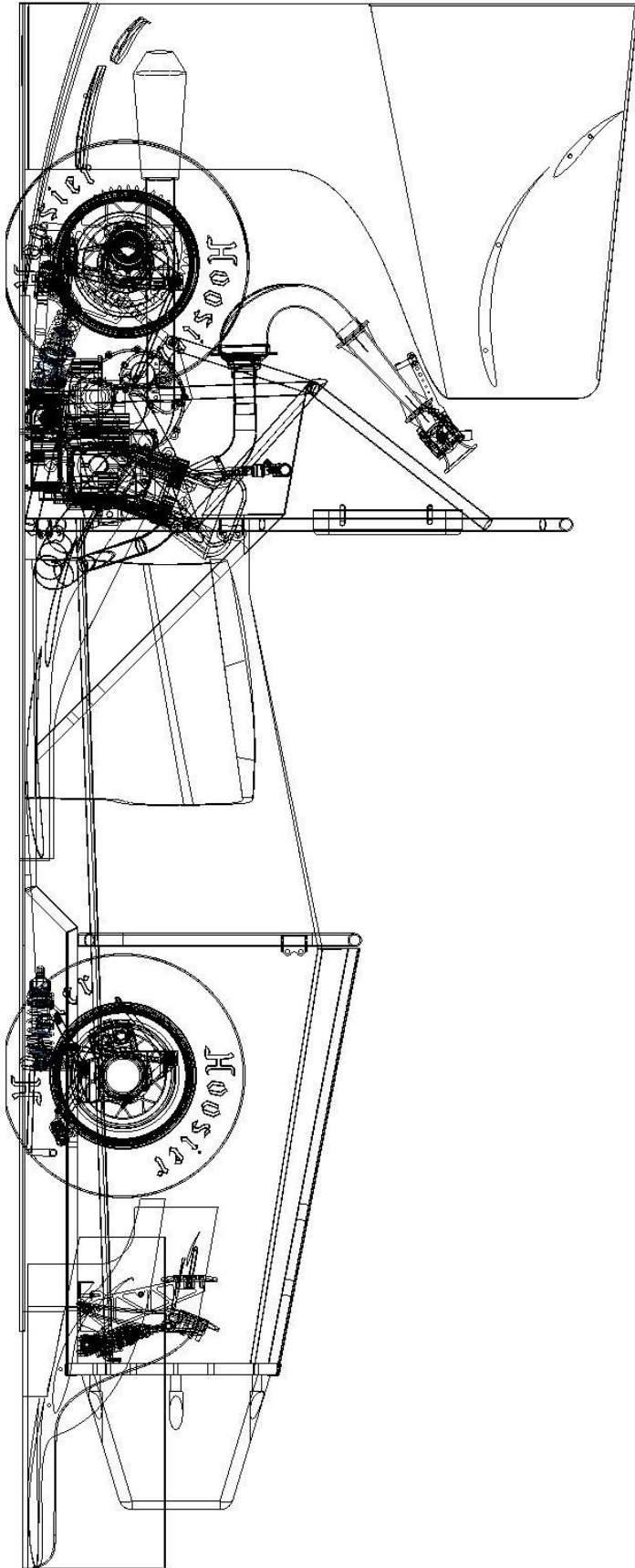
6.1 Συμπεράσματα

Είδαμε λοιπόν όλες τις διαδικασίες που ακολουθήσαμε για να ολοκληρώσουμε τον σχεδιασμό και την μελέτη, ενός αλουμινένιου Μονocoque πλαισίου, στα πλαίσια των κανονισμών του Formula Student. Καθώς πλέον έχουμε ολοκληρώσει 100% τα σχέδια (Κατασκευαστικά σχέδια όλων των τεμαχίων που σχεδιάστηκαν θα βρείτε στο παράρτημα Β), χρησιμοποιώντας το εργαλείο του σχεδιαστικού μας προγράμματος (Solidworks), για τον υπολογισμό της μάζας, διαπιστώνουμε ότι βρισκόμαστε κοντά στον αρχικό στόχο που έχουμε θέσει. Καθώς το Μονocoque κομμάτι του πλαισίου, μαζί με 1 kg κόλλα που δεν υπολογίζετε από το CAD, είναι 21 kg, 5% εκτός από τον στόχο μας. Βέβαια το τελικό νούμερο για το βάρος θα το πάρουμε, από την ζύγιση του πραγματικού πλαισίου αφού το κατασκευάσουμε. Πέρα από το αλουμινένιο κομμάτι του πλαισίου, υπάρχουν τα hoop, που ζυγίζουν μαζί 10 kg και ένα αλουμινένιο υποπλαίσιο με βάρος 5 kg. Η εκτίμηση λοιπόν για το συνολικό βάρος του πλαισίου είναι στα 36 Kg και μπορεί να σταθεί επάξια ενάντια στον ανταγωνισμό. Από την άλλη η εκτίμηση που έχουμε για την στρεπτική δυσκαμψία, από τα πεπερασμένα στοιχεία είναι 2775~2810 Nm/deg δηλαδή 6% εκτός από τον στόχο που είχαμε θέσει. Παρακάτω έχουμε μια εικόνα με το πλήρες πλαίσιο και μια του συνολικού σχεδίου του οχήματος που θέλουμε να κατασκευάσουμε για το 2016.

Μετά από όλη αυτή την διαδικασία, μπορούμε να πούμε πλέον, ότι η επιλογή στην μετάβαση από σωληνωτό σε αλουμινένιο Μονocoque πλαίσιο, ήταν μια καλή επιλογή. Σε προηγούμενα χρόνια, η διαδικασία που απαιτούνταν, για να πάρει ένα μη ατσάλινο πλαίσιο την έγκριση να συμμετέχει στους αγώνες, το καθιστούσαν απαγορευτικό. Μόνο ομάδες με υψηλούς προϋπολογισμούς και μεγάλο ανθρώπινο δυναμικό, κατάφερναν με ευκολία να ολοκληρώνουν αυτές της διαδικασίες και διευρύνονταν έτσι η ψαλίδα μεταξύ μικρών και μεγάλων ομάδων. Η διοργανωτές έτσι χρόνο με τον χρόνο διευκολύνουν αυτές της διαδικασίες, άρα η επιλογή που κάναμε για την κατασκευή αλουμινένιου πλαισίου, δεν μας στοίχησε πολύ σε κόστος εργασίας. Το βάρος μειώθηκε κατά 20 %, από το προηγούμενο πλαίσιο της ομάδας, ενώ ταυτόχρονα η στρεπτική δυσκαμψία τριπλασιάστηκε, χωρίς μάλιστα να αυξηθεί το κόστος κατασκευής. Μείναμε κοντά στους στόχους που είχαμε θέσει εξ αρχής και είχαμε ένα καλό αποτέλεσμα, το οποίο μένει μόνο να δοκιμαστεί πλέον και στην πράξη. Και μιας και μιλάμε για αγώνες, καλό αποτέλεσμα σημαίνει διάκριση.



Σχήμα 6.1 Τελικό σχέδιο πλαισίου



6.2 Wire Frame of our teams formula studen car

6.2 Μελλοντική μελέτη

Πρώτος στόχος για το μέλλον είναι φυσικά η κατασκευή του πλαισίου, έτσι ώστε να ελεγχθούν και στην πράξη όλες η διαδικασίες που ακολουθήσαμε για να καταλήξουμε εδώ. Στο κομμάτι της μελλοντικής εξέλιξης όπως αναφέραμε και νωρίτερα, είναι να μπορέσουμε να χρησιμοποιήσουμε, διαφορετικά πάχη για το κέλυφος, σε σημεία που δεν φορτίζονται ιδιαίτερα με στόχο την περαιτέρω μείωση του βάρους. Βελτίωση που θέλουμε να πετύχουμε επίσης είναι, στο μέλλον το πλαίσιο μας να αποτελείται εξ ολοκλήρου από Sandwich, για αύξηση του λόγου, στρεπτική δυσκαμψία προς βάρος. Σημαντικό πρόβλημα σε αυτή την περίπτωση αποτελεί η υψηλή θερμοκρασία που υπάρχει στους χώρους γύρω από τον κινητήρα και την εξάτμιση, που έχουν σαν αποτέλεσμα την πτώση της αντοχής της κόλας στο μισό. Κάτι που μας αναγκάζει να εισάγουμε και ένα νέο κεφάλαιο στην διαδικασία σχεδιασμού του πλαισίου, αυτό της διαχείρισης της θερμότητας στον χώρο του κινητήρα, με το οποίο δεν ασχοληθήκαμε στην παρούσα μελέτη. Τέλος η σημαντικότερη ίσως πρόοδος που θα μπορούσε να γίνει, είναι μέσω μετρητικών, να πάρουμε σε συνθήκες αγώνα πραγματικές τιμές για τις φορτίσεις που καταπονούν το πλαίσιο. Αυτό σημαίνει ότι όλη η μελέτη για την αντοχή του πλαισίου, αλλά και όλων των επιμέρους τεμαχίων, θα βασιστεί σε πραγματικά στοιχεία και όχι σε υποθέσεις, δίνοντάς μας την δυνατότητα να πάμε τον μηχανολογικό σχεδιασμό ένα βήμα παρακάτω και να κερδίσουμε σε βάρος, που πάντα είναι το σημαντικότερο χαρακτηριστικό σε ένα όχημα επιδόσεων.

Ίσως μετά από αυτή την πρώτη εμπειρία που αποκτήσαμε με τις κατασκευές Sandwich, να κάνουμε το επόμενο μεγάλο βήμα που είναι, η κατασκευή και η μελέτη ενός πλαισίου κατασκευασμένου εξ ολοκλήρου από ανθρακονήματα . Όπως είπαμε όμως αυτό προϋποθέτει ότι θα έχουμε αυξήσει τον προϋπολογισμό και ταυτόχρονα θα έχουμε αποκτήσει και τις γνώσεις, που διαφέρουν αρκετά από τις γνώσεις που απαιτούνται για τον σχεδιασμό του αλουμινένιου πλαισίου.

Βιβλιογραφία

- [1] 2016 Formula SAE Rules.
- [2] Μηχανική των υλικών ελαστικότητα αντοχή, Γ.Α. Παπαδόπουλος, Β.Γ. Βαδαλούκα
- [3] The strength characteristics of aluminum honeycomb sandwich panels, Jeom Kee Paik, Anil K. Thayamballi, Gyu Sung Kim
- [4] HexWeb™ Honeycomb Sandwich Design Technology
- [5] Racing & Sports Car Chassis Design, David Phipps
- [6] An Approach to Using Finite Element Models to Predict Suspension Member Loads in a Formula SAE Vehicle, Lane Thomas Borg
- [7] The equivalent Analysis of Honeycomb Sandwich Plates for Satellite Structure, XIA Li-juan JIN Xian-ding WANG Yang-bao
- [8] On the equivalent flexural rigidity of sandwich composite panels, Jason Gryzagoridis, Graeme Oliver, Dirk Findeis
- [9] Assessment of effective elastic properties of honeycomb cores by finite element analysis of sandwich panels, Altan Kayran
- [10] Design, development and manufacture of an aluminum honeycomb sandwich panel monocoque chassis for formula student competition, H C Davies, M Bryant, M Hope, C Meiler
- [11] Race Car Vehicle Dynamics, William F. Milliken, Douglas L. Milliken
- [12] The effect of chassis stiffness on race car handling balance, Andrew Deakin, David Crolla
- [13] Design of a Formula Student race car chassis, Jannis D.G. van Kerhoven
- [14] Engineering mechanics of composite materials, Isaac M. Daniel
- [15] 50 Years of technical development in formula one, ATLAS F1
- [16] History of Formula Student Competition, Formula SAE organization

Παράρτημα Α

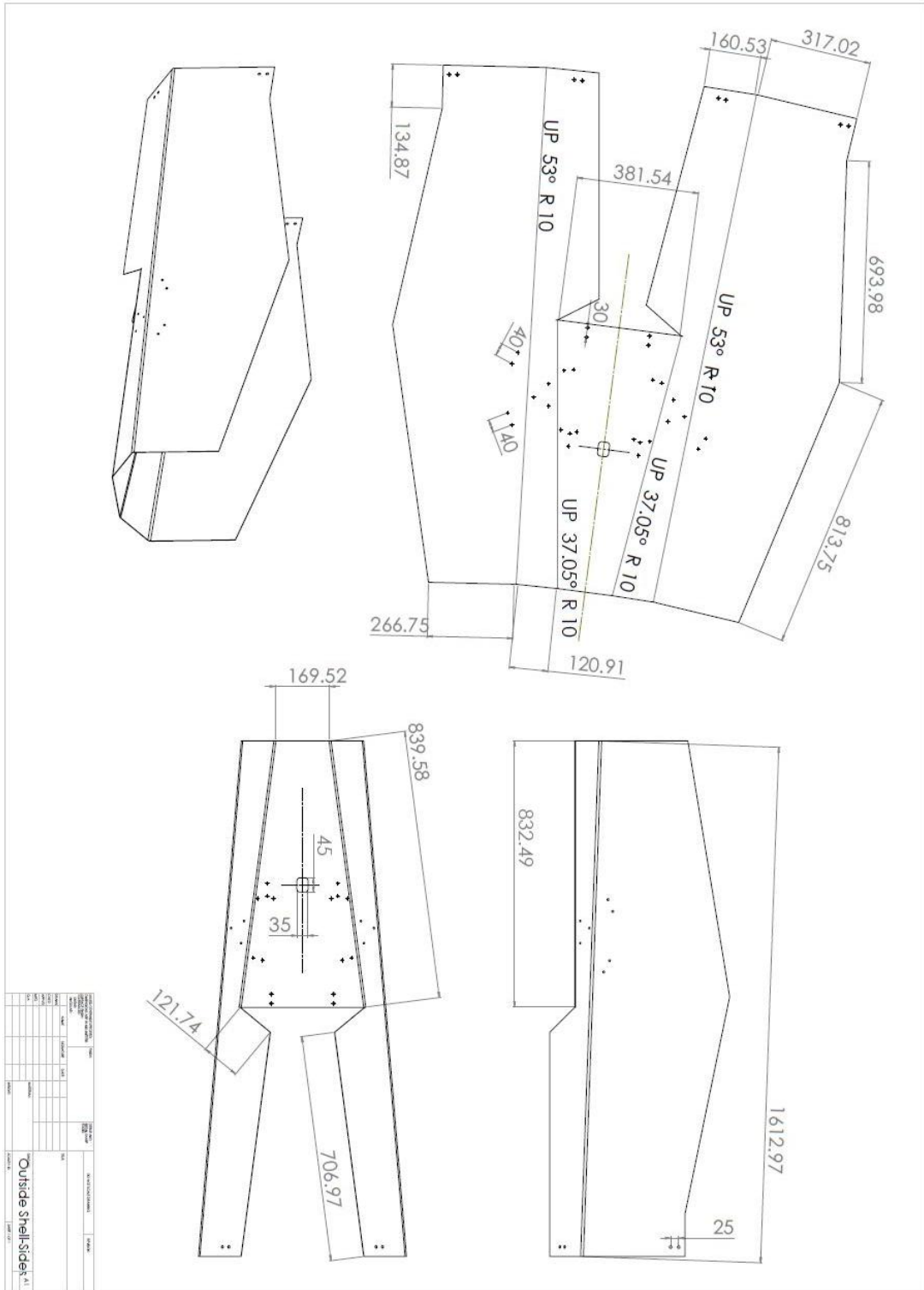
Κώδικας (MATLAB) για τον υπολογισμό φορτίσεων

```
Vect(1:3,1)=FP(1:3,2)-FP(1:3,1);
Vect(1:3,2)=FP(1:3,3)-FP(1:3,1);
Vect(1:3,3)=FP(1:3,5)-FP(1:3,4);
Vect(1:3,4)=FP(1:3,6)-FP(1:3,4);
Vect(1:3,5)=FP(1:3,8)-FP(1:3,7);
Vect(1:3,6)=FP(1:3,10)-FP(1:3,9);
for i = 1:6
n(1:3,i)=Vect(1:3,i)/norm(Vect(1:3,i));
end
Mr=[1,1,4,4,7,10];
for j = 1:6
R=Mr(j);
Mn(1,j) = n(3,j)*FP(2,R)-n(2,j)*FP(3,R);
Mn(2,j) = n(3,j)*FP(1,R)-n(1,j)*FP(3,R);
Mn(3,j) = n(2,j)*FP(1,R)-n(1,j)*FP(2,R);
end
X=[n;Mn];
L=X\FML

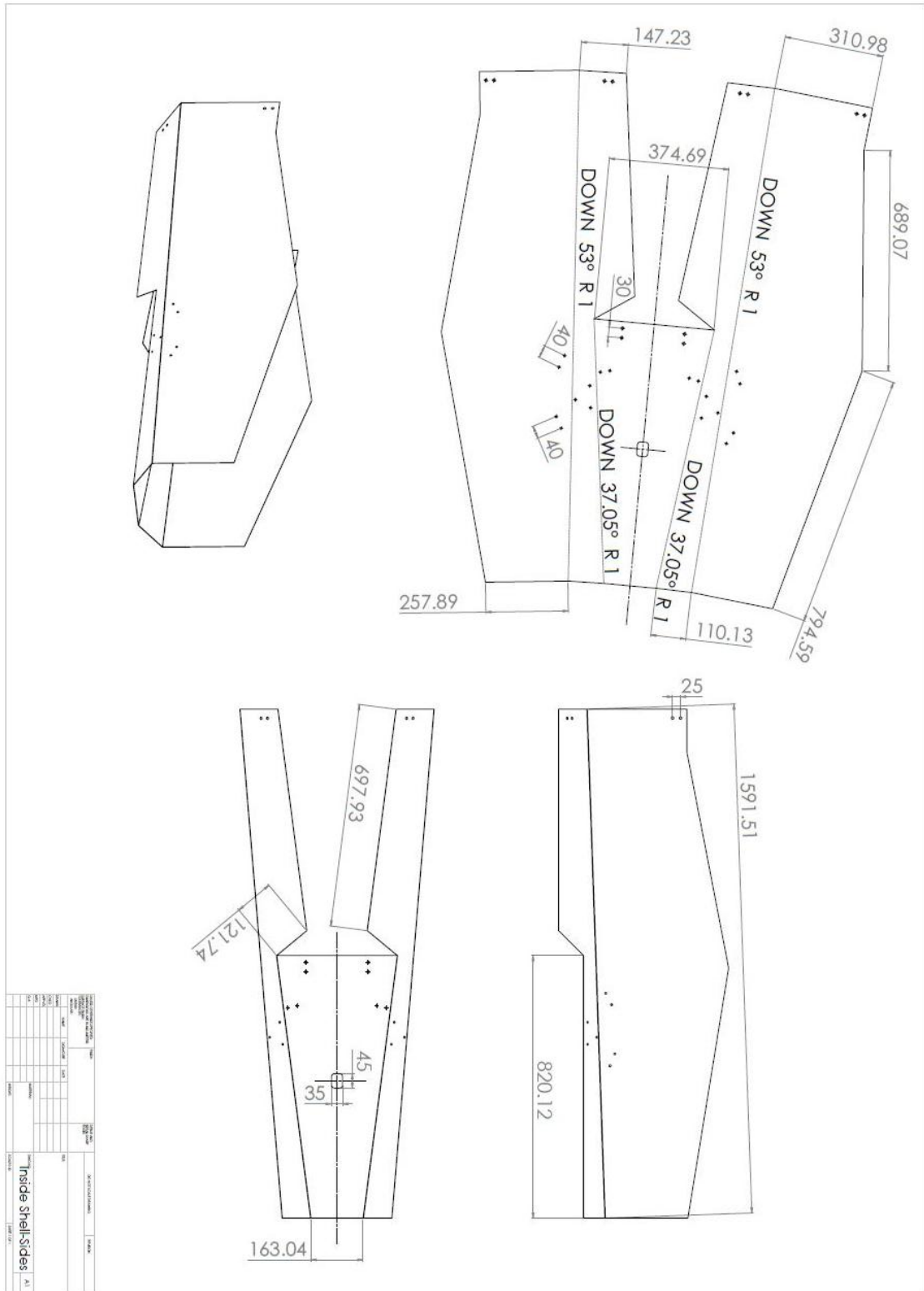
VectB(1:3,1)=FPb(1:3,2)-FPb(1:3,1);
VectB(1:3,2)=FPb(1:3,3)-FPb(1:3,1);
VectB(1:3,3)=FPb(1:3,5)-FPb(1:3,4);
VectB(1:3,4)=FPb(1:3,6)-FPb(1:3,4);
VectB(1:3,5)=FPb(1:3,8)-FPb(1:3,7);
VectB(1:3,6)=FPb(1:3,10)-FPb(1:3,9);
for i = 1:6
n(1:3,i)=VectB(1:3,i)/norm(VectB(1:3,i));
end
Mr=[1,1,4,4,7,10];
for j = 1:6
R=Mr(j);
Mn(1,j) = n(3,j)*FPb(2,R)-n(2,j)*FPb(3,R);
Mn(2,j) = n(3,j)*FPb(1,R)-n(1,j)*FPb(3,R);
Mn(3,j) = n(2,j)*FPb(1,R)-n(1,j)*FPb(2,R);
end
Y=[n;Mn];
LB=Y\FMBr
for k = 1:6
M(k,1)=max(abs(L(k)),abs(LB(k)));
if abs(M(k,1))==abs(L(k))
M(k,1)=L(k);
else
M(k,1)=LB(k);
end
end
```

Παράρτημα Β

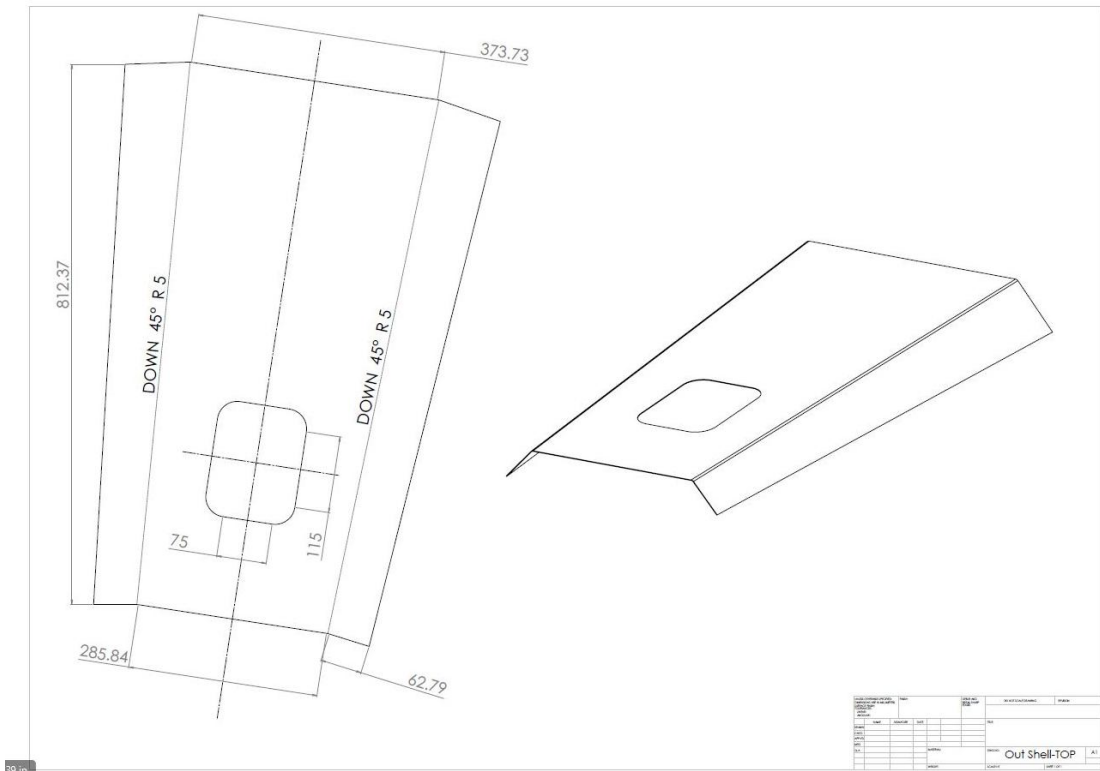
Κατασκευαστικά σχέδια επιμέρους τεμαχίων πλαισίου



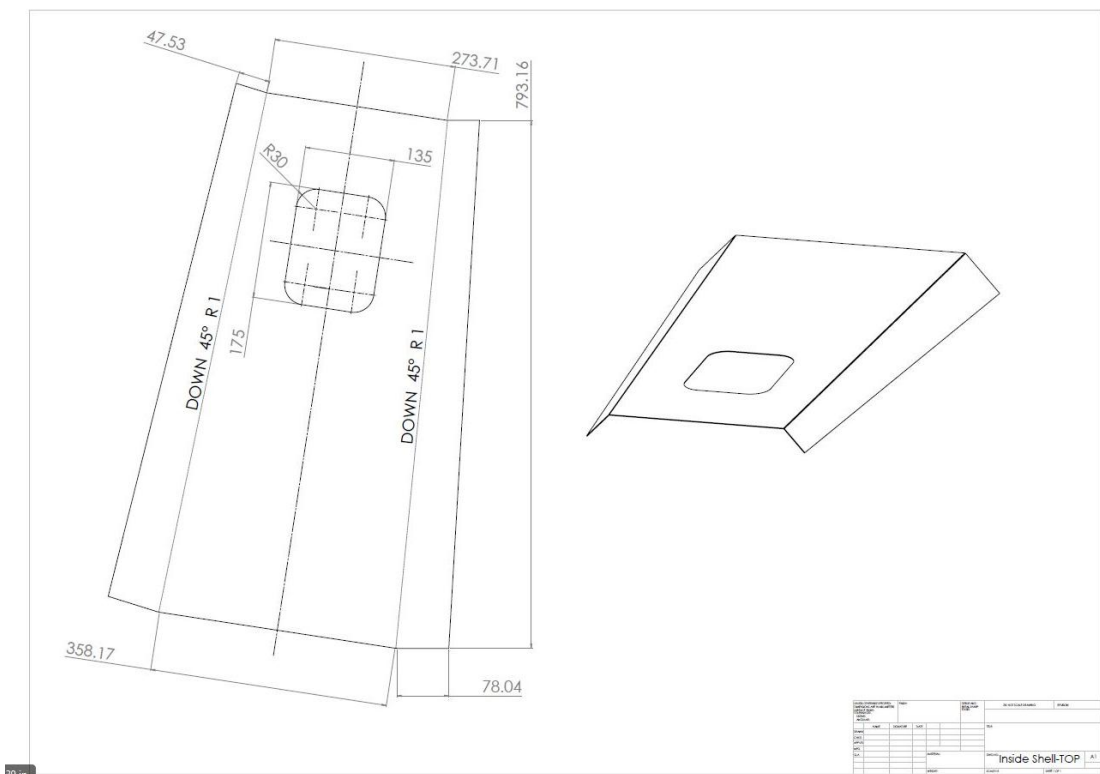
Σχήμα Β0.1 Κατασκευαστικό σχέδιο Εξωτερικού κελύφους Πλαϊνών



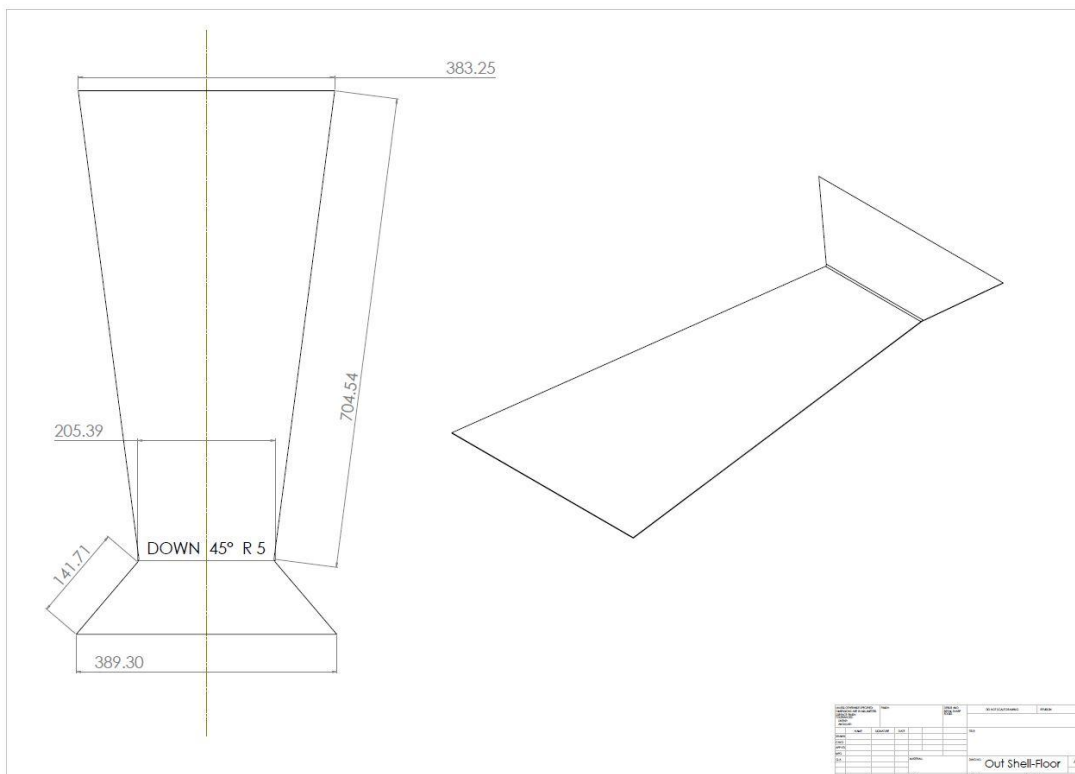
Σχήμα Β0.2 Κατασκευαστικό σχέδιο εσωτερικού κελύφους Πλαϊνών



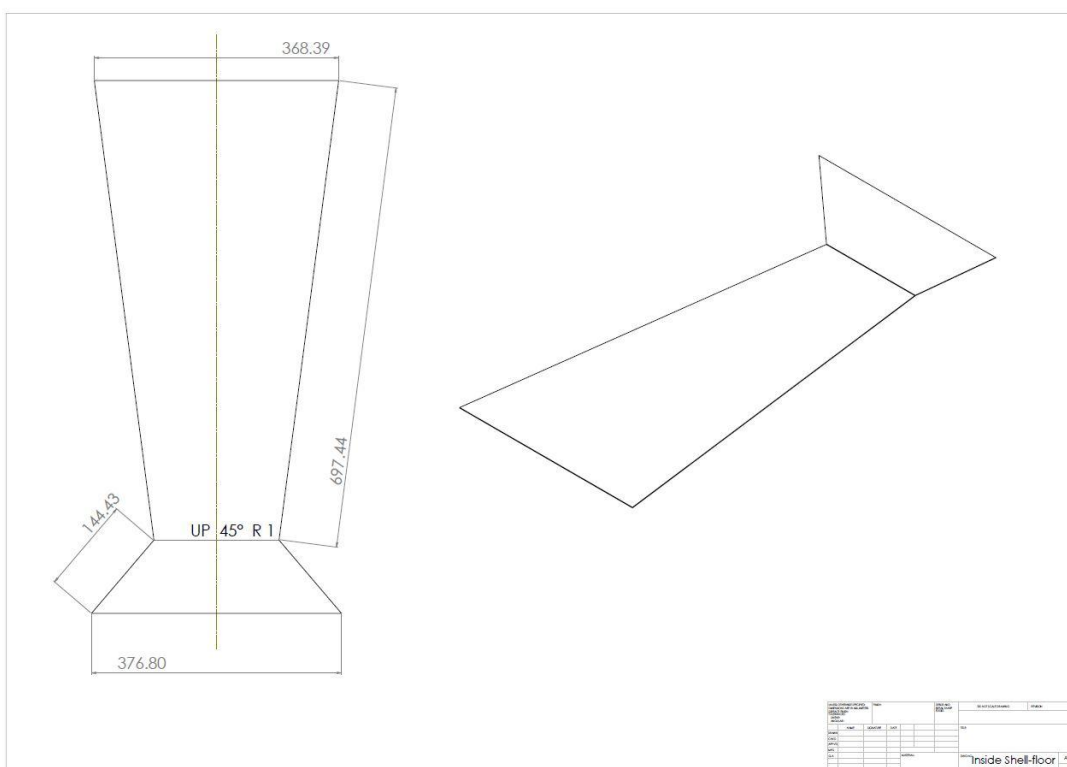
Σχήμα B0.3 Κατασκευαστικό σχέδιο Εξωτερικού πάνω κελύφους



Σχήμα B0.4 Κατασκευαστικό σχέδιο Εσωτερικού πάνω κελύφους



Σχήμα B0.5 Κατασκευαστικό σχέδιο Εξωτερικού κελύφους πατώματος



Σχήμα B0.6 Κατασκευαστικό σχέδιο Εσωτερικού κελύφους πατώματος



Σχήμα Β0.7 Φωτορεαλιστική απεικόνιση πλαισίου