



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ Μ.Κ. & Α.Ε.

Εργαστήριο Οχημάτων

Διπλωματική Εργασία

**ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΜΟΝΟΘΕΣΙΟΥ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ
ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΩΝ FORMULA SAE**



Βαμβακάς Αλέξιος - Λώρενς

Επιβλέπων Καθηγητής: Ι. Αντωνιάδης

ΑΘΗΝΑ 2011

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΜΟΝΟΘΕΣΙΟΥ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΩΝ FORMULA SAE

Βαμβακάς Αλέξιος - Λώρενς

Περίληψη

Η παρούσα εργασία περιγράφει τον σχεδιασμό και την κατασκευή ενός αγωνιστικού μονοθέσιου αυτοκινήτου, που έγινε με σκοπό την επιτυχή συμμετοχή στο διεθνή διαγωνισμό Formula Student.

Ο διεθνής αυτός διαγωνισμός έχει ιστορία 30 ετών. Ξεκίνησε από τις ΗΠΑ, από τη SAE (Society of Automotive Engineers), απευθυνόμενος σε ομάδες φοιτητών πολυτεχνείων, για να εξελιχθεί σε ένα παγκόσμιο γεγονός που διεξάγεται σε 8-10 χώρες κάθε χρόνο συγκεντρώνοντας πάνω από 500 συμμετοχές. Οι περισσότερες μεγάλες αυτοκινητοβιομηχανίες, παρέχουν σημαντικές χορηγίες στα πολυτεχνεία των χωρών τους.

Η ομάδα του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου δημιουργήθηκε το 2008 και πήρε την τελική μορφή της το 2010. Ο σχεδιασμός και η κατασκευή ενός αγωνιστικού μονοθέσιου προδιαγραφών Formula Student εστιάζει στη δημιουργία ενός απλού, εργονομικού, χαμηλού βάρους και υψηλών επιδόσεων οχήματος. Η συμμόρφωση με τους κανονισμούς της SAE είναι απαραίτητη και αποτελεί σημαντικό κομμάτι του εγχειρήματος. Ταυτόχρονα στόχοι όπως η ασφάλεια, η ευκολία στην κατασκευή, η αξιοπιστία και η ευκολία χειρισμών από τον οδηγό είναι κύριες παράμετροι του σχεδιασμού. Κατά τη διάρκεια του διαγωνισμού ελέγχονται

- Η συμμόρφωση με τους κανονισμούς
- Η τήρηση των κανόνων ασφαλείας
- Ο σχεδιασμός του οχήματος
- Οι επιδόσεις του οχήματος, σε αγωνιστικό περιβάλλον

Στην πλειονότητα των εξαρτημάτων έγινε ανάλυση, με στόχο την αύξηση της αντοχής, μείωση του βάρους, βελτίωση της απόδοσης αλλά και την μείωση του κόστους και της πολυπλοκότητας της κατασκευής.

Ο δικός μας στόχος, με δεδομένη την έλλειψη εμπειρίας ενός τέτοιου διαγωνισμού ήταν ο αποκλεισμός της πιθανότητας να αποτύχουμε σε κάποια επιμέρους δοκιμασία και η συγκέντρωση εμπειριών για επόμενες συμμετοχές. Όλα αυτά βέβαια λειτουργώντας με περιορισμένους οικονομικούς πόρους λόγω της απροθυμίας των εταιρειών που απευθυνθήκαμε, αλλά και της σχολής, να προσφέρουν κάποια χορηγία για το έργο μας.

Τελικά, το 2011 συμμετείχαμε σε δύο διαγωνισμούς, σε αυτόν της Ιταλίας και της Ουγγαρίας, πετυχαίνοντας το στόχο μας, κατακτώντας μάλιστα αξιόλογες θέσεις για πρωτοεμφανιζόμενη ομάδα. Στον διαγωνισμό της Ουγγαρίας κερδίσαμε την πρώτη θέση στην επί μέρους δοκιμασία του κόστους κατασκευής.

Αξίζει εδώ να αναφέρουμε ότι μεγάλο μέρος της κατασκευής έγινε από μελή της ομάδας, χρησιμοποιώντας τον εξοπλισμό του εργαστηρίου. Έτσι μπορέσαμε αφ ενός να διατηρήσουμε το κόστος χαμηλά, αφ ετέρου να αντιληφθούμε τη σχέση μεταξύ σχεδιασμού-κατασκευής-συναρμολόγησης-κοστολόγησης.

Στην εργασία αναπτύσσονται διεξοδικά η μελέτη και κατασκευή του πλαισίου, της ανάρτησης και του ηλεκτρικού-ηλεκτρονικού συστήματος, καθώς και οι προσαρμογές του κινητήρα μοτοσυκλέτας σε ένα τετράτροχο όχημα. Αναλύονται οι στόχοι του σχεδιασμού στα παραπάνω επιμέρους στοιχεία του οχήματος, καθώς και οι δυσκολίες που αντιμετωπίστηκαν αλλά και οι τεχνικές που εφαρμόστηκαν για να ξεπεραστούν. Καταγράφεται επίσης το κόστος του εγχειρήματος, αλλά και χρήσιμα συμπεράσματα, καθώς και προτάσεις για μελλοντικές βελτιώσεις.

Τέλος, στα παραρτήματα υπάρχουν τεχνικά σχέδια αλλά και φωτογραφίες, οι αναφορές του σχεδιασμού και της κοστολόγησης, όπως αυτές παρουσιάστηκαν στους διαγωνισμούς, αλλά και οι αναλυτικοί κανονισμοί FSAE.

DESIGN AND MANUFACTURING A FORMULA SAE SINGLE SEATER RACE CAR

Alexios – Lorens Vamvakas

Abstract

This diploma thesis analyzes the design and manufacturing of a single seater racecar, which aimed to a successful participation in one of the Formula Student international competitions.

This international competition has a history of 30 years. It started in USA, from SAE (Society of Automotive Engineers), and it was addressed to technical university students. Now it is a global event, held in 8-10 countries every year, with more than 500 entries. Most large motor companies sponsor their countries universities.

National Technical University of Athens team, Prom Racing, was founded in 2008 and took its latest form in 2010. Designing and manufacturing a single seater race car, according to Formula Student regulations, focuses in creating a simple, ergonomic, lightweight and high performance vehicle. Compliance with regulations of SAE is necessary and is an important aspect of the project. Goals such as safety, ease of manufacture, reliability and ease of driver handling are the major objectives of the design. During the competition, the team is judged for:

- Rules compliance
- Safety precautions
- Vehicle design
- Vehicle performance under racing conditions

The majority of the parts were analyzed in order to maximize strength, minimize weight, improve performance and reduce manufacturing cost and complexity.

Our team's goal, considering the lack of experience in such an environment, was to ensure that we could compete in every event of the competition and to collect as much experience as possible, for future competitions. Another constraint that had to be overtaken was the limited budget, due to the reluctance of companies and the university to sponsor our project.

At last, we made it to participate in two competitions in 2011, Formula Student Hungary and FSAE Italy, achieving our goal. The vehicle was in accordance with every aspect of the regulations. In addition, we managed to take good rankings for a first-time team. In FS Hungary we took the 1st place in Cost and Manufacturing event.

It should be emphasized that the biggest part of the car was manufactured by the team, using Vehicle Laboratory's equipment. In that way, we kept the cost to a minimum and we understood the interaction between design-manufacture-assembly-cost.

In the thesis we explain in full detail the design and manufacture of the chassis, the suspension system, the electric and electronic circuits, as long as the modifications of the motorcycle engine in order to fit a four-wheel vehicle. We also present the difficulties in manufacturing and the techniques applied in order to overcome these difficulties. We also show the budget of the project, along with useful conclusions and recommendations for future development.

Finally, in the appendix are quoted the designs, some photographs and the design and cost reports, as they were presented in the competitions.

Ευχαριστίες

Με την παρούσα διπλωματική ολοκληρώνονται οι σπουδές μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του ΕΜΠ. Με την ευκαιρία αυτή θα ήθελα να ευχαριστήσω όσους συνέβαλλαν με άμεσο ή έμμεσο τρόπο στις σπουδές μου.

Ευχαριστώ ιδιαίτερα στον Αν. Καθηγητή κ Ι. Αντωνιάδη, που δέχτηκε να αναλάβει τη διπλωματική μου κάτω από τόσο δύσκολες συνθήκες.

Ευχαριστώ θερμά τον Καθηγητή κ. Κ.Ν. Σπέντζα που έδωσε την ευκαιρία σε μένα, αλλά και σε όλα τα μέλη της ομάδας Prom Racing, να κάνουμε ένα σχέδιό μας πράξη.

Ευχαριστώ τον τομέα MK&AE για την υπομονή τους και την ανοχή τους κατά την διάρκεια των εργασιών μας στο εργαστήριο οχημάτων, και συγκεκριμένα τους Δ. Βενετσάνο, Δ Κουλοχέρη και Γ. Καισαρλή, για τη συμβολή τους στην παρούσα εργασία.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω όλα τα μέλη της ομάδας Prom Racing, και συγκεκριμένα τον συνάδελφο Ι. Διονυσόπουλο, χωρίς τους οποίους θα ήταν αδύνατη η ολοκλήρωση του έργου αυτού.

Βαμβακάς Αλέξιος – Λώρενς
Αθήνα, 2011

Περιεχόμενα

Περίληψη.....	1
Abstract	3
Ευχαριστίες.....	5
1. Εισαγωγή	8
1.1. Σκοπός εργασίας	8
1.2. Δομή εργασίας	9
1.3. Διαγωνισμός FSAE	9
1.4. Ιστορία ομάδας	14
1.5. Βασικοί περιορισμοί κανονισμών	16
1.6. Στόχοι σχεδιασμού	17
1.7. Τεχνικά μέσα – περιορισμοί.....	18
1.8. Κόστος κατασκευής.....	19
2. Πλαίσιο	22
2.1. Εισαγωγή.....	22
2.2. Σχεδιασμός	22
2.3. Κατασκευή.....	38
3. Κινητήρας και Μετάδοση.....	42
3.1. Εισαγωγή.....	42
3.2. Επιλογή κινητήρα	44
3.3. Μετατροπές-Προσαρμογές.....	46
3.4. Κατασκευή.....	58
4. Ανάρτηση.....	63
4.1. Εισαγωγή.....	63
4.2. Κατασκευή.....	64
5. Ηλεκτρικά - Ηλεκτρονικά.....	73
5.1. Ηλεκτρικά ισχύος.....	73
5.2. Ηλεκτρονική διαχείριση κινητήρα	76
5.3. Ηλεκτρονικός έλεγχος αλλαγής σχέσεων κιβωτίου	78
6. Τεχνικά χαρακτηριστικά οχήματος	82
7. Συμπεράσματα – Προτάσεις για το μέλλον	85
7.1. Συμπεράσματα	85
7.2. Προτάσεις για το μέλλον.....	85
8. Βιβλιογραφία.....	86

9.	Παράρτημα Α.....	87
9.1.	Υπολογισμοί	87
9.2.	Κατασκευαστικά σχέδια	98
9.3.	Φωτογραφίες Κατασκευής.....	105
9.4.	Φωτογραφίες διαγωνισμών.....	108
10.	Παράρτημα Β.....	109
10.1.	Design report	109
10.2.	Cost Report	113

1. Εισαγωγή

1.1.Σκοπός εργασίας

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η παρουσίαση του σχεδιασμού και της κατασκευής των κυριότερων μερών ενός αγωνιστικού αυτοκινήτου προδιαγραφών Formula SAE, στα πλαίσια της ομάδας Prom Racing του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, με στόχο την επιτυχή συμμετοχή σε ένα διεθνή διαγωνισμό FSAE. Ο γράφων εργάστηκε σε ένα project τόσο σχεδιαστικό και κατασκευαστικό, όσο και οργανωτικό και διοικητικό, καθώς ταυτόχρονα ηγήθηκε της ομάδας. Έτσι καλείται να περιγράψει τον σχεδιασμό, τις προσπάθειες, τις λύσεις που δόθηκαν σε διάφορα σημεία και τις βελτιώσεις που έγιναν, την κατασκευή, τις δοκιμές και τις ρυθμίσεις, τη βελτιστοποίηση των επιδόσεων του οχήματος, και τέλος το κόστος της κατασκευής.

Η εργασία αυτή παρέχει ακόμα τη δυνατότητα σε όποιον επιθυμεί να συνεχίσει το έργο της ομάδας να έχει μια αναφορά σχετικά με το έχει ήδη γίνει, τι έχει δοκιμαστεί και τι όχι, αλλά και τη συνολική φιλοσοφία γύρω από το σχεδιασμό του οχήματος.

Η ενασχόληση με το συγκεκριμένο θέμα είναι μια άριστη ευκαιρία για εφαρμογή των αρχών μηχανολογικού σχεδιασμού πάνω σε πρακτικά ζητήματα. Υπάρχουν σαφείς προδιαγραφές που πρέπει να καλυφθούν από το υπό κατασκευή όχημα, αλλά και στενά όρια στις ημερομηνίες παράδοσης και αυστηρά χρονοδιαγράμματα που φέρνουν τον μηχανικό αντιμέτωπο με πραγματικές συνθήκες εργασίας. Σημαντική επίσης είναι η λειτουργία μέσα στα πλαίσια συγκεκριμένου προϋπολογισμού, χωρίς δυνατότητα υπέρβασής του. Στην πορεία δε, προκύπτουν και απρόβλεπτα προβλήματα που πρέπει να λυθούν το συντομότερο και οικονομικότερο δυνατό, κάτω από πιεστικές συνθήκες.

Ένα όχημα αποτελείται από πολλά υποσυστήματα, οπότε πρέπει να εμβαθύνει κανείς σε όλους σχεδόν τους τομείς της μηχανολογίας: απόκριση συστημάτων, δομική ανάλυση, μηχανισμοί, κατεργασίες, υδραυλικά κυκλώματα, στοιχεία μηχανών, ΜΕΚ, ρευστομηχανική, αυτόματος έλεγχος, ηλεκτροτεχνία.

Μάλιστα είναι μια σπάνια περίπτωση που το τελικό προϊόν όντως θα παρουσιαστεί και θα κριθεί από διεθνή επιτροπή στο κατά πόσο κοντά στο στόχο του έφτασε, στο να είναι δηλαδή σύμφωνο με τις προδιαγραφές αλλά και ανταγωνιστικό ανάμεσα σε άλλα οχήματα από ομάδες όλου του κόσμου.

Δίνεται ακόμα η δυνατότητα για κατασκευή των κομματιών που σχεδιάζονται. Έτσι ο μηχανικός βλέπει από κοντά τους περιορισμούς που θέτει η κατασκευασσιμότητα ενός αντικειμένου και μαθαίνει να σχεδιάζει τεμάχια πιο κοντά στην πραγματικότητα.

Όπως είναι βέβαια λογικό, στα πλαίσια λειτουργίας μιας ομάδας, κάποιοι συνάδελφοι ανέλαβαν εξ ολοκλήρου την μελέτη κάποιων υποσυστημάτων. Στη δική μου αρμοδιότητα, εκτός από τον συντονισμό των υπολοίπων, ήταν η μελέτη του πλαισίου, του κινητήρα, της μετάδοσης, των ηλεκτρολογικών, η κατασκευή της ανάρτησης καθώς και διάφορα άλλα δευτερευούσης σημασίας κομμάτια. Για τα τμήματα αυτά θα αναπτυχθεί αναλυτικά ο τρόπος σχεδιασμού καθώς και οι μελέτες/βελτιώσεις που έγιναν.

Τέλος, θα αναφερθεί το κόστος για το σύνολο της κατασκευής, όπως αυτό τελικά προέκυψε.

1.2.Δομή εργασίας

Η παρούσα εργασία ξεκινάει με μια εισαγωγή, όπου καταγράφονται οι βασικοί στόχοι, οι παράμετροι και ο διαγωνισμός. Δίνεται ακόμα μια σύντομη περιγραφή της μέχρι τώρα ιστορία της ομάδας Prom Racing του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Αναφέρονται επίσης οι δυνατότητες του εργαστηρίου οχημάτων και πως αυτές χρησιμοποιήθηκαν για την ολοκλήρωση του έργου, ενώ γίνεται αναφορά και στον προϋπολογισμό της κατασκευής.

Στη συνέχεια περνάμε στο κύριο μέρος της εργασίας, όπου περιγράφεται ο σχεδιασμός των υποσυστημάτων που είχε αναλάβει ο γραφών, καθώς και η κατασκευή τους. Δίνονται οι επιμέρους στόχοι και πως αυτοί επετεύχθησαν.

Ακολουθεί μια σύντομη αναφορά στα συμπεράσματα της εργασίας καθώς και στις προτάσεις για μελλοντική έρευνα στον τομέα. Εμφανίζονται επίσης συγκεντρωτικά όλα τα κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά του οχήματος.

Τέλος, επισυνάπτονται τα παραρτήματα, με τους βασικότερους υπολογισμούς, τα κατασκευαστικά σχέδια σημαντικών κομματιών αλλά και αναφορές, σχεδιαστικές και οικονομικές, όπως αυτές παρουσιάστηκαν στους διαγωνισμούς FS Hungary και FSAE Italy, κατά το έτος 2011.

1.3.Διαγωνισμός FSAE

Ο θεσμός του Formula SAE είναι ένας φοιτητικός σχεδιαστικός διαγωνισμός που διοργανώνεται από την SAE International (πρώην Society of Automotive Engineers). Ο πρώτος διαγωνισμός έγινε το 1978 και αρχικά ήταν γνωστός με το όνομα Mini Indy.

Το όλο σκεπτικό πίσω από τον θεσμό του FSAE είναι ότι μία φανταστική κατασκευάστρια εταιρεία έχει δώσει εργολαβία σε μία σχεδιαστική ομάδα να αναπτύξει ένα μικρό αγωνιστικό αυτοκίνητο σε στυλ Formula. Κατόπιν το πρωτότυπο αυτοκίνητο εξετάζεται ως προς το δυναμικό του ως ένα προϊόν που πρέπει να κατασκευαστεί και να πουληθεί. Το αγοραστικό κοινό ενός τέτοιου μονοθέσιου είναι ο ερασιτέχνης οδηγός που τα σαββατοκύριακα αρέσκεται να περνάει την ώρα του ευχάριστα σε πίστες. Κάθε φοιτητική ομάδα σχεδιάζει, κατασκευάζει και εν τέλει δοκιμάζει ένα πρωτότυπο βάσει κάποιων κανόνων των οποίων το πνεύμα είναι η ασφάλεια και το να εξασφαλίσουν και να προωθήσουν έξυπνες λύσεις σε διάφορα προβλήματα.

Σήμερα ο διαγωνισμός έχει επεκταθεί αρκετά και περιλαμβάνει μια σειρά από δρώμενα. Στις ΗΠΑ μόνο υπάρχουν 3 τοποθεσίες: California, Michigan και Virginia.

Διεθνώς, ως μέρος του επίσημου Formula SAE Series και με τους ίδιους κανονισμούς της SAE, κατόπιν συμφωνίας γίνονται οι ακόλουθοι διαγωνισμοί:

- Formula SAE Australasia
- Formula SAE Brazil
- Formula SAE Italy

- Formula Student UK
- Formula Student Germany
- Formula Student Hungary

Ο διαγωνισμός εξετάζει όλους τους τομείς δραστηριότητας ενός μηχανικού, από την αντίληψη και την ανάλυση σε σχεδιαστικό επίπεδο, μέχρι την κατασκευή και την κοστολόγηση σε πραγματικές συνθήκες.

Πιο αναλυτικά, ο κάθε διαγωνισμός αποτελείται από πολλές διαφορετικές δοκιμασίες, στις οποίες οι φοιτητές καλούνται να ανταπεξέλθουν. Αυτές χωρίζονται σε στατικές και δυναμικές, ως ακολούθως:

Static

- *Design*
- *Cost*
- *Presentation*

Dynamic

- *Tech inspection*
- *Acceleration*
- *Skidpad*
- *Sprint*
- *Endurance*
- *Fuel economy*

Για τις στατικές δοκιμασίες δεν είναι απαραίτητη η λειτουργία του οχήματος. Όλες διεξάγονται απέναντι από μια ομάδα κριτών, συνήθως καταξιωμένων ανθρώπων της αυτοκινητοβιομηχανίας. Η κάθε μια έχει διαφορετικά κριτήρια και εξετάζει διαφορετικά πράγματα.

Design

Στη δοκιμασία του Design η ομάδα κρίνεται για της σχεδιαστικές επιλογές που έχει κάνει. Καλείται να εξηγήσει ποια κριτήρια σχεδιασμού είχαν τεθεί και πως αυτά εκπληρώθηκαν. Δικαιολογεί την επιλογή των διαστάσεων, των υλικών και της μορφής για κάθε εξάρτημα πάνω στο όχημα, σύμφωνα πάντα με τις αρχικές προδιαγραφές. Για να πειστούν οι κριτές, η ομάδα παραθέτουν σχέδια, αναλύσεις, διαγράμματα και υπολογισμούς, ενώ γίνεται εκτενής συζήτηση πάνω σε όλες τις πτυχές του οχήματος.

Cost

Στη δοκιμασία του Cost το ζητούμενο είναι η ακριβής κοστολόγηση του οχήματος. Αυτό γίνεται βάση της παραδοχής ότι η παραγωγή είναι 1000 μονοθέσια το χρόνο. Αυτό σημαίνει ότι όλα τα κόστη ανάγονται σε σχετικά μεγάλες παρτίδες παραγωγής και δεν αντιπροσωπεύουν το κόστος του πρωτοτύπου που παρουσιάζει η ομάδα.

Presentation

Η δοκιμασία του Presentation περιλαμβάνει την κατάστρωση ενός επιχειρηματικού σχεδίου (bussiness plan) που αφορά την επένδυση σε εταιρία με σκοπό την παραγωγή μονοθέσιων παρόμοιων με το πρωτότυπο της ομάδας. Το πλάνο πρέπει να περιλαμβάνει όλα τα έξοδα, τα πάγια, σχέδια εργοστασίων, δίκτυα διανομής, πρέπει να δικαιολογεί πωλήσεις, και γενικότερα να πείσει τους κριτές-επενδυτές να παρέχουν τα απαιτούμενα κονδύλια για μια τέτοια επένδυση. Η ομάδα βαθμολογείται για την πληρότητα και τη ρεαλιστικότητα του bussiness plan της.

Τα δυναμικά αγωνίσματα απαιτούν τη λειτουργία του μονοθέσιου σε πραγματικές συνθήκες. Αντικειμενικός κριτής σε όλα είναι το χρονόμετρο, και η κάθε ομάδα προσπαθεί να πετύχει καλύτερο χρόνο από τις υπόλοιπες.

Tech inspection

Το πρώτο στάδιο των δυναμικών αγωνισμάτων είναι ο τεχνικός έλεγχος. Οι κριτές ελέγχουν αν το όχημα είναι σύμφωνο με τους κανονισμούς στατικά. Αφού ελέγξουν διεξοδικά το όχημα για παρατυπίες, αφιερώνοντας χρόνο σε κάθε άρθρο των κανονισμών, το όχημα εξετάζεται και δυναμικά. Το πρώτο στάδιο είναι η σταθερότητα έναντι ανατροπής. Χρησιμοποιείται ειδική διάταξη, και το όχημα πρέπει να μην ανατραπεί σε γωνία 60 μοιρών, σε πλήρως λειτουργική κατάσταση. Το επόμενο στάδιο είναι η μέτρηση του θορύβου του κινητήρα και ο έλεγχος ότι τα συστήματα ασφαλείας λειτουργούν σωστά. Τέλος, ελέγχεται η ικανότητα του συστήματος πέδησης να ακινητοποιήσει γρήγορα και ασφαλώς το όχημα. Μόνο όταν καταφέρει να περάσει τον τεχνικό έλεγχο ένα όχημα είναι έτοιμο να συμμετέχει στα υπόλοιπα δυναμικά αγωνίσματα.



Acceleration

Στο αγώνισμα του Acceleration κρίνεται η δυνατότητα του οχήματος να επιταχύνει. Σημαντικό ρόλο παίζει η ιπποδύναμη του κινητήρα, το συνολικό βάρος του οχήματος, η πρόσφυση των ελαστικών αλλά και το κιβώτιο ταχυτήτων με την τελική σχέση μετάδοσης. Σύμφωνα με τη διαδικασία, το κάθε μονοθέσιο πρέπει να καλύψει 75 μέτρα, με αρχική μηδενική ταχύτητα. Η ομάδα με τον μικρότερο χρόνο κερδίζει τους περισσότερους βαθμούς.



Skidpad

Η δοκιμασία του Skidpad εστιάζεται στην αξιολόγηση του συστήματος ανάρτησης-ελαστικών, υπολογίζοντας τη μέγιστη πλευρική επιτάχυνση που μπορεί να αναπτύξει το όχημα, κάτω από σταθερές συνθήκες (steady state). Καταλυτικό ρόλο παίζουν τα γεωμετρικά στοιχεία της ανάρτησης σε συνδυασμό με τα ελαστικά. Η διαδικασία περιλαμβάνει τη χρονομέτρηση μιας αριστερόστροφης καμπής 360 μοιρών και μιας αντίστοιχης δεξιόστροφης. Στόχος είναι και πάλι ο μικρότερος χρόνος.

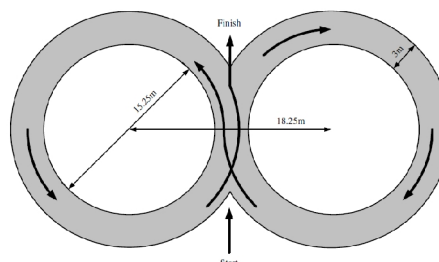
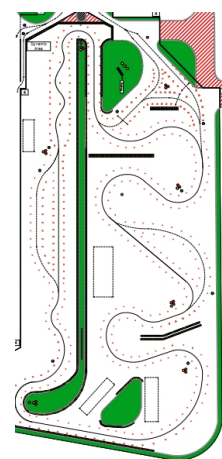


Figure 1.1. Skid-Pad layout and driving directions.

Sprint

Το αγώνισμα του Sprint αξιολογεί την ευκολία χειρισμών του οχήματος. Το μονοθέσιο πρέπει να διανύσει μια απόσταση 800 μέτρων περίπου, σε περιβάλλον πίστας, με διάφορες καμπές και ευθείες. Η διαδρομή οριοθετείται από κώνους. Επαφή με κώνο επιφέρει ποινή 2 δευτερολέπτων. Η ομάδα με τον καλύτερο χρόνο κερδίζει.



Η διαδρομή έχει τις εξής προδιαγραφές:

- *Straights* – No longer than 60m with hairpins at both ends or no longer than 45m with wide turns on the ends.
- *Constant Turns* – 23m to 45m in diameter.
- *Hairpin Turns* – Minimum of 9m outside diameter.
- *Slaloms* – Cones in a straight line with 7.62m to 12.19m spacing.
- *Miscellaneous* – Chicanes, multiple turns, decreasing radius turns, etc. The minimum track width will be 3.5m
- *Length* – Approximately 0.805km.

Endurance

Η δοκιμασία του Endurance κρίνει την αξιοπιστία του οχήματος. Το μονοθέσιο πρέπει να καλύψει μια απόσταση 22km χωρίς να υποστεί κάποια βλάβη. Στο μισό της απόστασης γίνεται αλλαγή οδηγού και οι κριτές κρίνουν αν το αυτοκίνητο είναι σε καλή λειτουργική κατάσταση για να συνεχίσει τη δοκιμασία. Η διαδρομή είναι παρόμοια με αυτή του Sprint, οπότε το όχημα καταπονείται συνεχώς. Οι προδιαγραφές της διαδρομής είναι οι εξής:

- *Straights* – No longer than 77m with hairpins at both ends or no longer than 61m with wide turns on the ends. There will be passing zones at several locations.
- *Constant Turns* – 30m to 54m in diameter.
- *Hairpin Turns* – Minimum of 9m outside diameter.
- *Slaloms* – Cones in a straight line with 9m to 15m spacing.
- *Miscellaneous* – Chicanes, multiple turns, decreasing radius turns etc. The minimum track width will be 4.5m.

Μεταξύ των οχημάτων που κατάφεραν να τερματίσουν, βαθμολογείται ο συνολικός τους χρόνος.

Fuel economy

Η δοκιμασία του Fuel economy αφορά την κατανάλωση καυσίμου κάθε μονοθέσιου. Γίνεται σε συνδυασμό με το Endurance. Μετά το τέλος του Endurance, μετράται η κατανάλωση κάθε οχήματος που τερμάτισε και έτσι προκύπτει η κατανάλωση ανά χιλιόμετρο. Η ομάδα με το πιο οικονομικό όχημα κερδίζει.

Όπως γίνεται αντιληπτό ο διαγωνισμός κρίνει την ομάδα σε πολλά επίπεδα και ο σχεδιασμός ενός ανταγωνιστικού μονοθέσιου είναι εξαιρετικά πολύπλοκος, αφού υπάρχουν αντικρουόμενοι στόχοι. Το κάθε αγώνισμα έχει ένα συντελεστή βαρύτητας, οπότε η συνολική βαθμολογία προκύπτει ως εξής:

Static Events	Points
Presentation	75
Engineering Design	150
Cost Analysis	100
Dynamic Events	
Acceleration	75
Skid-Pad	50
Sprint	150
Fuel Economy	50
Endurance	350
Total Points	1000

1.4.Ιστορία ομάδας

Η ομάδα δημιουργήθηκε στις αρχές του 2008 από τον συνάδελφο Βασίλη Τσινιά, υπό την εποπτεία του καθηγητή κ. Κ.Ν. Σπέντζα. Η ομάδα πήρε το συμβολικό όνομα “Prom Racing”, εμπνευσμένο από το Θεό Προμηθέα, σύμβολο του Ε.Μ.Π. Μέχρι τον Αύγουστο του 2008 απαρτιζόταν από 5 άτομα:

Βασίλης Τσινιάς
Γιάννης Μιχαλόπουλος
Γιώργος Γεωργιάδης
Γιώργος Ντέμος
Αλέξης Βαμβακάς

Τα μέλη της ομάδας σχεδίασαν ένα πλήρες μονοθέσιο προδιαγραφών FSAE, με κάθε λεπτομέρεια κάθε υποσυστήματος. Με τα σχέδια αυτά συμμετείχαν στον διαγωνισμό FSAE της Ιταλίας την ίδια χρονιά, κερδίζοντας το **1^ο βραβείο** του συνολικού σχεδιασμού, της κοστολόγησης και της κατάστρωσης επιχειρηματικού πλάνου.



Μετά από την επιτυχία αυτή και την πολύτιμη εμπειρία που συλλέχθηκε, η ομάδα έβαλε στόχο την κατασκευή του μονοθέσιου και τη συμμετοχή την επόμενη χρονιά στον ίδιο διαγωνισμό, με ένα ολοκληρωμένο πλέον όχημα. Στην προσπάθεια πλέον μπήκαν και άλλα άτομα, και η ομάδα μεγάλωσε αρκετά. Άρχισε ο σχεδιασμός ενός νέου μονοθέσιου, πιο κοντά στην πραγματικότητα, πιο εύκολο στην κατασκευή, και μάλιστα με περιορισμένους οικονομικούς πόρους. Διάφοροι λόγοι, όπως η απειρία της ομάδας, η μικρή υποστήριξη από τη σχολή, τα ελάχιστα χρήματα, δεν επέτρεψαν την ολοκλήρωση της κατασκευής και κατ' επέκταση τη συμμετοχή στο διαγωνισμό για το 2009.

Το γεγονός αυτό οδήγησε την ομάδα να ανασυνταχτεί και να αλλάξει τη δομή της. Στις αρχές του 2010 ο γραφών ανέλαβε την ηγεσία της ομάδας, η οποία πλέον αποτελούνταν από τους:

Αλέξης Βαμβακάς (Team leader)
Γιάννης Διονυσόπουλος
Μάνος Παπαγεωργίου
Γιάννης Μιχαλόπουλος
Χριστίνα Νικήτα
Άγγελος Τσιαπάρας
Ηλίας Πατσιαούρας
Μάκης Μπεκάκος

Βασίλης Γεωργούτσος
Θανάσης Μπουτσικάκης
Κωστής Μαυρογιαννάκης
Daniel Παναγιωτίδης

Αποφασίστηκε ότι ήταν μάταιο να γίνει πάλι κάτι πρόχειρο, οπότε στήθηκε ένα διετές πλάνο. Βασικός στόχος ήταν η εξεύρεση χορηγών, καθώς η σχολή απέρριψε την αίτηση για χρηματοδότηση της ομάδας. Ένα μονοθέσιο ξεκίνησε να σχεδιάζεται εκ νέου, απαλλαγμένο από τα λάθη των προηγούμενων ετών. Το σχεδιασμό και την κατασκευή πολλών κομματιών ανέλαβα ο ίδιος ενώ είχα την επίβλεψη όλης της προσπάθειας.

Η ομάδα ολοκλήρωσε τον Ιούνιο του 2011 το πρώτο πλήρες και λειτουργικό μονοθέσιο στην ιστορία της. Μετά από σύντομες δοκιμές, συμμετείχε στους εξής διαγωνισμούς:

- Formula Student Hungary 2011, συνολική κατάταξη 23οι/30



- FSAE Italy 2011, συνολική κατάταξη 32οι/50



Το μονοθέσιο πέτυχε τον αρχικό στόχο, ο οποίος ήταν η 100% συμμόρφωση με τους κανονισμούς. Αυτό φάνηκε όταν και στους δυο διαγωνισμούς πέρασε με ευκολία τον τεχνικό έλεγχο.

Πέραν τούτου σημείωσε και ένα πολύ θετικό αποτέλεσμα, για πρωτοεμφανιζόμενη ομάδα, αν αναλογιστεί κανείς ότι είχε να αντιμετωπίσει ομάδες με πολυετή εμπειρία και πολλαπλάσιο budget.

1.5.Βασικοί περιορισμοί κανονισμών

Οι κανονισμοί του διαγωνισμού έχουν δυο βασικές κατευθύνσεις. Η μια αφορά το τεχνικό κομμάτι, τις προδιαγραφές δηλαδή του οχήματος που καλούνται οι ομάδες να σχεδιάσουν και να κατασκευάσουν. Η δεύτερη σχετίζεται με τα διαδικαστικά θέματα του διαγωνισμού, τις προθεσμίες για την υποβολή εγγράφων, τις βαθμολογίες, τις ενστάσεις, κτλ.

Στην παρούσα μελέτη θα ασχοληθούμε μόνο με τους τεχνικούς κανονισμούς. Ας τους εξετάσουμε εδώ συνοπτικά (αναλυτικά, βλ Παράρτημα):

- B2.1 Το όχημα πρέπει να έχει ακάλυπτους τροχούς, ακάλυπτη θέση οδήγησης, με 4 τροχούς που να μην βρίσκονται σε ευθεία γραμμή.
- B2.3 Το μεταξόνιο του οχήματος πρέπει να είναι τουλάχιστον 1525mm.
- B3.1 Η κατασκευή του οχήματος πρέπει να περιλαμβάνει 2 τοξίδια ασφαλείας με αντηρίδες, εμπρός ζώνη παραμόρφωσης με κατάλληλη στήριξη και κατασκευή πλαϊνής σύγκρουσης
- B3.3.1 Υπάρχουν δεδομένες διατομές σωλήνων για τις παραπάνω κατασκευές.
- B3.21 Η ζώνη παραμόρφωσης πρέπει να μπορεί να επιβραδύνει μια μάζα 300kg, από ταχύτητα κρούσης 7m/s, με μέση επιτάχυνση μικρότερη από 20g και μέγιστη 40g.

- B4.1 Στον χώρο του οδηγού πρέπει να μπορεί να χωρέσει μια πλάκα δεδομένων διαστάσεων.
- B4.5 Πυρίμαχο κάλυμμα πρέπει να χωρίζει τον κινητήρα και τα θερμά μέρη από τον οδηγό.
- B4.8 Ο οδηγός πρέπει να μπορεί να βγαίνει από το όχημα σε λιγότερο από 5sec.
- B5.1 Πρέπει να χρησιμοποιηθούν ζώνες ασφαλείας 5, 6 ή 7 σημείων.
- B6.1 Πρέπει να υπάρχει σύστημα ανάρτησης σε όλους τους τροχούς με ενεργή διαδρομή τουλάχιστον 50mm.
- B6.3 Οι τροχοί πρέπει να έχουν διάμετρο τουλάχιστον 203mm.
- B6.5 Πρέπει να υπάρχει μηχανικό σύστημα διεύθυνσης.
- B7.2 Πρέπει να υπάρχει σύστημα πέδησης, ικανό να ακινητοποιήσει όλους τους τροχούς.
- B8.1.1 Ο κυβισμός του κινητήρα πρέπει να είναι το πολύ 610cc.
- B8.6.1 Η εισαγωγή του κινητήρα πρέπει να περιορίζεται από μια κυκλική διατομή διαμέτρου 20mm.
- B8.12 Μπορεί να χρησιμοποιηθεί οποιοδήποτε είδος μετάδοσης.
- B9.1 Το καύσιμο ορίζεται σε αμόλυβδη βενζίνη, με αριθμό οκτανίου 98 RON.
- B10.3 Το μέγιστο όριο θορύβου ορίζεται στα 110dBA.
- B11.2 Πρέπει να υπάρχει διακόπτης που να ανοίγει το ηλεκτρικό κύκλωμα και να μην επιτρέπει καμία δημιουργία ρεύματος.
- B14.2 Κάθε κοχλίας σε κρίσιμη θέση πρέπει να είναι ασφαλισμένος.
- B17.1 Οι οδηγοί πρέπει να φέρουν συγκεκριμένο εξοπλισμό ασφαλείας

Τέλος, επαφίεται στην διακριτική ευχέρεια κάθε κριτή να επισημάνει οποιαδήποτε κακή εφαρμογή μηχανικής (bad engineering practice) και να κρίνει ένα όχημα ανίκανο να συμμετέχει στο διαγωνισμό.

1.6.Στόχοι σχεδιασμού

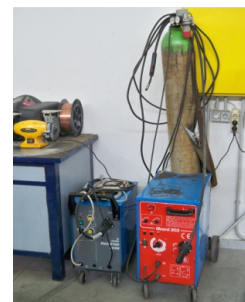
Ξεκινώντας το σχεδιασμό, είναι πολύ βασικό να θέσουμε ορισμένους γενικούς στόχους για τη συνολική κατασκευή:

- 100% συμμόρφωση με τους κανονισμούς-προδιαγραφές, ώστε το όχημα να είναι ικανό να συμμετέχει στο διαγωνισμό
- Μονοθέσιο μελετημένο ώστε η ταχύτητά του, η επιτάχυνσή του, το βάρος του και ο χειρισμός του να είναι ανταγωνιστικά στο δύσκολο περιβάλλον του διαγωνισμού
- Εύκολη κατασκευή, ώστε να μπορεί να υλοποιηθεί με τα μέσα της ομάδας, μέσα στο απαιτούμενο χρονοδιάγραμμα
- Χαμηλό κόστος, καθώς οι πόροι της ομάδας ήταν πολύ περιορισμένοι
- Απόκτηση εμπειρίας σε ένα ευρύ φάσμα μηχανολογικών εφαρμογών
- Η προβλεπόμενες ταχύτητες είναι σχετικά χαμηλές, οπότε δεν θα χρησιμοποιηθεί οποιασδήποτε μορφής αεροδυναμικό βοήθημα.
- Το όχημα πρέπει να είναι εύκολα επισκευάσιμο και φιλικό προς το χρήστη-οδηγό.

1.7.Τεχνικά μέσα – περιορισμοί

Οι βασικοί περιορισμοί που υπήρχαν κατά το σχεδιασμό ήταν το κόστος και η κατασκευασιμότητα με τα δεδομένα μέσα του εργαστηρίου. Τα μέσα του εργαστηρίου ήταν αρκετά περιορισμένα για το μέγεθος και την απαιτούμενη ποιότητα της κατασκευής, ειδικά σε σύγκριση με άλλες ομάδες πανεπιστημίων που συμμετέχουν στους διαγωνισμούς. Έγινε όμως μια προσπάθεια να φτιαχτούν όσο το δυνατόν περισσότερα κομμάτια μέσα στη σχολή, και συγκεκριμένα στο εργαστήριο οχημάτων, τόσο για λόγους μείωσης κόστους, όσο και για να αποκτηθεί πρακτική εμπειρία από τα μέλη της ομάδας. Τα βασικά μέσα για την κατασκευή ήταν τα ακόλουθα:

- **Κέντρο κατεργασίας CNC** της KRYLE, 3 αξόνων, με δυνατότητα ταυτόχρονης πρόωσης και στους 3 άξονες. Ο προγραμματισμός γίνεται στη γλώσσα προγραμματισμού G-code και εισάγεται στη μηχανή μέσω ηλεκτρονικού υπολογιστή. Ο κώδικας παράγεται με εξειδικευμένο λογισμικό (SolidCAM), σε συνδυασμό με λογισμικό CAD. Έτσι ο κώδικας γίνεται πιο αποτελεσματικός, η κατεργασία γρηγορότερη και ασφαλέστερη, ενώ μειώνονται τα λάθη. Χρησιμοποιήθηκαν μια σειρά από κοπτικά εργαλεία και φρεζοκεφαλές, διαμέτρου 2-45mm, σε διάφορες ταχύτητες περιστροφής και προώσεις, ανάλογα με τις εκάστοτε συνθήκες και απαιτήσεις ακρίβειας του κομματιού. Να σημειωθεί εδώ ότι η μηχανή ήταν παροπλισμένη κατά την έναρξη των εργασιών της ομάδας και επισκευάστηκε από μέλη της ομάδας.
- **Συμβατικός τόρνος** Pinacho, NC. Έγινε εκτεταμένη χρήση του τόρνου, τόσο για εξαρτήματα του οχήματος όσο και για ιδιοσυσκευές που χρειάστηκαν κατά καιρούς για τη διευκόλυνση της κατασκευής άλλων κομματιών. Για παράδειγμα μήτρες για σύνθετα υλικά, εξωλκείς, αποστάτες κτλ. Ο χειρισμός του τόρνου έγινε αποκλειστικά από μέλη της ομάδας.
- **Μηχανές συγκόλλησης MIG & TIG**, τόσο στο εργαστήριο οχημάτων όσο και στο εργαστήριο συγκολλήσεων, της σχολής Μηχανικών Μεταλλείων – Μεταλλουργών. Η συγκόλληση MIG χρησιμοποιήθηκε για την κατασκευή του πλαισίου αλλά και οποιουδήποτε χαλύβδινου εξαρτήματος. Η μηχανή TIG χρησιμοποιήθηκε για τη συγκόλληση εξαρτημάτων αλουμινίου. Ο χειρισμός έγινε από τον συνάδελφο Μάνο Παπαγεωργίου.



- **Γωνιακοί τροχοί**, τόσο για λείανση όσο και για κοπή. Χρησιμοποιήθηκαν για κατεργασία στο χέρι κομματιών με μειωμένες απαιτήσεις ακριβείας.
- **Πλήρης σειρά εργαλείων χειρός**, για τη συναρμολόγηση και αποσυναρμολόγηση του οχήματος και των παρελκόμενων εξαρτημάτων
- **3D scanner**, τεχνολογίας CMM, του εργαστηρίου ταχείας κατασκευής πρωτοτύπων και αντίστροφου σχεδιασμού. Βοήθησε πολύ στην μέτρηση πολύπλοκων γεωμετριών, κυρίως εξαρτημάτων του κινητήρα, ώστε να γίνει πιστή αντιγραφή τους.
- **Rapid Prototyping**, του εργαστηρίου ταχείας κατασκευής πρωτοτύπων και αντίστροφου σχεδιασμού, για την κατασκευή κάποιων μητρών με δύσκολες γεωμετρίες.

1.8.Κόστος κατασκευής

Στα πλαίσια του διαγωνισμού έγινε μια λεπτομερής κοστολόγηση όλου του εγχειρήματος, καθώς αποτελεί από μόνο του μια δοκιμασία. Η κοστολόγηση αυτή αφορά την κατασκευή 1000 μονοθέσιων το χρόνο, οπότε έχει μια μικρή απόκλιση από την πραγματικότητα. Η κοστολόγηση γίνεται με βάση δεδομένους πίνακες των διοργανωτών, για να είναι δίκαιη η σύγκριση μεταξύ ομάδων από χώρες με πολύ διαφορετικές οικονομίες. Οι πίνακες αυτοί περιλαμβάνουν τα υλικά, τα εργαλεία αλλά και την εργασία που απαιτείται για κάθε κομμάτι του οχήματος. Συντάσσεται δηλαδή ένας αναλυτικός κατάλογος όλων των μερών της κατασκευής. Ενδεικτικά, για το ψαλίδι, που είναι ένα εξάρτημα της ανάρτησης και η κατασκευή του περιγράφεται παρακάτω, έχουμε τον παρακάτω πίνακα. Η τιμολόγηση χωρίζεται σε πρώτες ύλες, εργατικά, τιμές τυποποιημένων συνδετικών υλικών (κοχλίες, περικόχλια κτλ), καθώς και ειδικών εργαλείων (μήτρες, ιδιοσυσκευές, κτλ). Όλες οι τιμές είναι σε δολάρια, χάριν της κανονικοποίησης που επιβάλλει ο διαγωνισμός.

University	National Technical University of Athens	Car #	14	Part Cost	\$ 27,46			
System	Suspension			Qty	1			
Assembly	Front Suspension			Extended	\$ 27,46			
Part	Upper A-Arm							
P/N Base	71001							
Suffix	AA							
Details								

ItemOrder	Material	Use	UnitCost	Unit1	Area	Length	Density	Quantity	Sub Total
1	Steel,Alloy	Tubing 15mm x 1,5mm	\$ 2,25	kg	64	250,00	7,80E-06	1	\$ 0,28
2	Steel,Alloy	Tubing 15mm x 1,5mm	\$ 2,25	kg	64	280,00	7,80E-06	1	\$ 0,31
3	Steel,Alloy	Threaded Insert- Bar Stock	\$ 2,25	kg	254	15,00	7,80E-06	1	\$ 0,07
4	Steel,Alloy	Threaded Insert- Bar Stock	\$ 2,25	kg	254	15,00	7,80E-06	1	\$ 0,07
5	Steel,Alloy	Spherical Bearing Cup -Bar	\$ 2,25	kg	1.134	13,00	7,80E-06	1	\$ 0,26
6	Steel,Alloy	Pull Rod Bracket	\$ 2,25	kg	80	20,00	7,80E-06	2	\$ 0,06
								Sub Total	\$ 1,040

ItemOrder	Process	Use	UnitCost	Unit	Quantity	Multiplier	Mult. Val.	Sub Total
1	Tube cut	Tubing	\$ 0,15	cm	1,50		1	\$ 0,23
2	Tube cut	Tubing	\$ 0,15	cm	1,50		1	\$ 0,23
3	Machining, Lathe	Threaded Insert OD	\$ 0,04	cm^3	0,28	Steel	3	\$ 0,03
4	Machining, Lathe	Threaded Insert OD in tube	\$ 0,04	cm^3	2,26	Steel	3	\$ 0,27
5	Machining, Lathe	Threaded Insert OD	\$ 0,04	cm^3	0,28	Steel	3	\$ 0,03
6	Machining, Lathe	Threaded Insert OD in tube	\$ 0,04	cm^3	2,26	Steel	3	\$ 0,27
7	Machining Setup, Install and remove	Threaded Inserts	\$ 1,30	cm^3	1,00		1	\$ 1,30
8	Drilled holes < 25.4 mm dia.	Threaded Insert	\$ 0,35	hole	2,00		1	\$ 0,70
9	Tapping holes	Threaded Insert	\$ 0,35	hole	2,00		1	\$ 0,70
10	Machining, Lathe	Spherical Bearing Cup Top and Bottom	\$ 0,04	cm^3	1,85	Steel	3	\$ 0,22
11	Machining Setup, Install and remove	Spherical Bearing cup	\$ 1,30	cm^3	1,00		1	\$ 1,30
12	Machining, Lathe	Spherical Bearing Cup OD	\$ 0,04	cm^3	0,07	Steel	3	\$ 0,01
13	Machining, Lathe	Spherical Bearing Cup ID	\$ 0,04	cm^3	2,84	Steel	3	\$ 0,34
14	Tube End Prep for Weld	Tubing	\$ 0,75	end	4		1	\$ 3,00
15	Weld Round Tubing	Tube	\$ 0,38	cm	1,50		1	\$ 0,57
16	Weld Round Tubing	Tube	\$ 0,38	cm	1,50		1	\$ 0,57
17	Weld Round Tubing	Bearing Cup -Tube1	\$ 0,38	cm	1,50		1	\$ 0,57
18	Weld Round Tubing	Bearing Cup -Tube2	\$ 0,38	cm	1,50		1	\$ 0,57
19	Sheet metal punching	Pull Rod Bracket	\$ 0,03	cm^2	2,80		1	\$ 0,08
20	Weld	Pull Rod Bracket	\$ 0,15	cm	4,00		2	\$ 1,20
21	Assemble, 1 kg, Line-on-Line	Rod Ends	\$ 0,13	unit	2		1	\$ 0,25
22	Assemble, 1 kg, Interference	Spherical Bearing	\$ 0,19	unit	1		1	\$ 0,19
	Assemble, 1 kg, Line-on-Line	Pull Rod Bracket	\$ 0,13	unit	1		1	\$ 0,13
							Sub Total	\$ 12,76

ItemOrder	Fastener	Use	UnitCost	Size1	Unit1	Quantity	Sub Total
1	Rod End, Industrial	inboard	\$ 2,50	8	mm	2	\$ 5,00
2	Bearing, Spherical	outboard	\$ 8,00	10	mm	1	\$ 8,00
3	Nut, Grade 8.8 (SAE 5)	jam nut	\$ 0,04	8	mm	2	\$ 0,08
4	Retaining Ring, Internal	spherical bearing	\$ 0,08	19	mm	1	\$ 0,08
						Sub Total	\$ 13,16

ItemOrder	Tooling	Use	UnitCost	Unit	Quantity	PVF	Sub Total
1	Welds	Welds - Welding Fixture	\$ 500	point	3	3000	\$ 0,50
						Sub Total	0,5

Ο συγκεντρωτικός πίνακας παρατίθεται στο παράρτημα. Εδώ θα κάνουμε μια κοστολόγηση των πιο βασικών στοιχείων της κατασκευής, χωρίς να λαμβάνονται υπόψη οι εργατοώρες των μελών της ομάδας (τιμές σε €).

υποσύστημα	κόστος εξαρτημάτων	κόστος υλικών	κόστος εργαλείων	σύνολο
πλαίσιο				
σωλήνες		100	100	200
κουρμπάρισματα	100			100
υποπλαίσιο				
πλάκες αλουμινίου	50	350	100	500
ανάρτηση				
μπιγιέτες αλουμινίου		500	200	700
σωλήνες		50	10	60
έδρανα		300		300
αποσβεστήρες	1.000			1.000
ελατήρια	300			300
ηλεκτρονικά				
διαχείριση κινητήρα	500			500
καλωδιώσεις-αισθητήρες	500			500
κινητήρας				
κινητήρας (μεταχειρισμένος)	1.200			1.200
αλουμίνιο εισαγωγής		150	20	170
εξαγωγή	700			700
δοχείο καυσίμου		100	20	120
αντλία λαδιού	500			500
αμαξωμα				
αλουμίνιο		150		150
αυτοκόλλητα, χρώματα	200			200
κάθισμα	100	100		200
τροχοί				
ζάντες	500			500
ελαστικά (1 τετράδα)	1.000			1.000
μετάδοση				
διαφορικό	600			600
αλυσοτροχοί	100	50	10	
αλλαγές ταχυτήτων	400			400
ημιαξόνια	1.000	100		1.100
διεύθυνση				
κρεμαγιέρα	700			700
τιμόνι	200			200
φρένα				
δαγκάνες	450			450
δίσκοι	150			150
σωληνώσεις	250			250
			ΣΥΝΟΛΟ	12.750

2. Πλαίσιο

2.1.Εισαγωγή

Το πλαίσιο ενός οχήματος είναι το κύριο στοιχείο ενός οχήματος, και είναι εκείνο το οποίο συνδέει όλα τα υπόλοιπα μέρη. Ο ρόλος του είναι μεγάλης σημασίας, αφού αλληλεπιδρά με όλα τα υποσυστήματα του οχήματος. Πιο αναλυτικά, ένα πλαίσιο πρέπει να πληροί τις εξής προδιαγραφές, για κάθε όχημα:

- Στήριξη των στοιχείων της ανάρτησης
- Στήριξη του κινητήρα
- Στήριξη του φορτίου και των επιβαινόντων
- Μεταφορά των δυνάμεων από και προς τον δρόμο
- Στήριξη όλων των υποσυστημάτων
- Ασφάλεια για τους επιβαινόντες, σε περίπτωση σύγκρουσης ή ανατροπής
- Αντοχή & στιβαρότητα
- Αξιοπιστία

Ιδιαίτερως για το υπό κατασκευή αγωνιστικό μονοθέσιο, υπάρχουν πιο αυστηρά κριτήρια. Αυτά είναι:

- Πλήρης συμμόρφωση με τους κανονισμούς FSAE
- Υψηλή στρεπτική ακαμψία
- Χαμηλό βάρος
- Εργονομία για τον οδηγό (αφού επηρεάζει τη θέση οδήγησης)
- Ευκολία στην κατασκευή
- Ακρίβεια στις διαστάσεις

2.2.Σχεδιασμός

Τύπος

Το πρώτο βήμα είναι η επιλογή του τύπου του πλαισίου. Τα πιο κοινά είδη είναι:

- Μεταλλικό σωληνωτό χωροδικτύωμα
- Αυτοφερόμενο από μεταλλικά ελάσματα
- Αυτοφερόμενο από σύνθετα υλικά

Ο κάθε τύπος έχει τα δικά του πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Αυτά φαίνονται συνοπτικά στον παρακάτω πίνακα:

	Κόστος	Βάρος	Ακαμψία
χωροδικτύωμα	++	+	+
μεταλλικά ελάσματα	+	-	-
σύνθετα υλικά	--	++	++

Αν αναλογιστεί κανείς και την ευκολία κατασκευής, ειδικότερα με τα μέσα του εργαστηρίου, η επιλογή του μεταλλικού χωροδικτυώματος είναι μονόδρομος.

Υλικό

Τα πιθανά υλικά για μια τέτοια κατασκευή είναι:

- Κράμα αλουμινίου (πολύ ελαφρύ, χαμηλή αντοχή, χαμηλή συγκολλησιμότητα)
- Κοινός χάλυβας (σχετικά βαρύς, μέση αντοχή, υψηλή συγκολλησιμότητα)
- Κραματωμένος χάλυβας (σχετικά βαρύς, υψηλή αντοχή, υψηλή συγκολλησιμότητα)

Πρέπει να αναφερθεί εδώ ότι οι κανονισμοί επιβάλλουν συγκεκριμένες διατομές στα κρίσιμα για την ασφάλεια του οδηγού σημεία, ανεξαρτήτως της αντοχής του χάλυβα που χρησιμοποιείται. Οι κανονισμοί δηλαδή έχουν προβλέψει ότι ακόμα και ο κοινός χάλυβας έχει αρκετή αντοχή για την ασφάλεια που χρειάζεται. Έτσι η υψηλότερη αντοχή ενός κραματωμένου χάλυβα δεν επηρεάζει την απόφαση για την εκλογή του υλικού. Τέλος, πάντα στόχος είναι η μέγιστη ακαμψία, και είναι γνωστό ότι όλοι οι χάλυβες έχουν πρακτικά ίδιο μέτρο ελαστικότητας, επιλέγουμε κοινό χάλυβα, που είναι φτηνός και εμπορεύσιμος.

Σχέδιο

Η επόμενη παράμετρος που πρέπει να λάβουμε υπόψη μας είναι η συμμόρφωση με τους κανονισμούς. Το βασικό μέλημα των κανονισμών είναι η ασφάλεια του οδηγού. Έτσι υπάρχει μια σειρά άρθρων που υπαγορεύουν κάποιες βασικές διαστάσεις για το χώρο του οδηγού, κυρίως για να διευκολύνουν την έξοδο σε κατάσταση ανάγκης, αλλά και τις διατομές στα κρίσιμα σημεία, ώστε να παρέχεται αρκετή αντοχή σε περίπτωση σύγκρουσης ή ανατροπής. Οι κυριότεροι κανονισμοί είναι οι ακόλουθοι (πιο αναλυτικά στο Παράρτημα):

- *2.1 Vehicle Configuration – The vehicle must be open-wheeled and open cockpit (a formula style body) with four (4) wheels that are not in a straight line [1]*
- *The car's wheelbase must be a minimum of 60 inches*
- *3.1 General Requirements – Among other requirements, the vehicle's structure must include two roll hoops that are braced, a front bulkhead with support system and Impact Attenuator, and side impact structures. [1]*
- *Primary Structure – The Primary Structure is comprised of the following Frame components:
1)Main Hoop, 2)Front Hoop, 3)Roll Hoop Braces, 4)Side Impact Structure, 5)Front Bulkhead, 6)Front Bulkhead Support System and 7)all Frame Members, guides and supports that transfer load from the Driver's Restraint System into items 1 through 6. [1]*
- *The minimum material requirements states that the primary structure of the car must be constructed of either round, mild, or alloy steel tubing with a minimum of 0.1% carbon*
- *Figure 2.1 outlines how the driver must fit in the car in relation to the main roll hoop and*
- *Table 2.1 provides minimum material requirements for various parts of the vehicle*
- *Figure 2.2 shows the templates that should fit into the driver compartment*

HELMET CLEARANCE

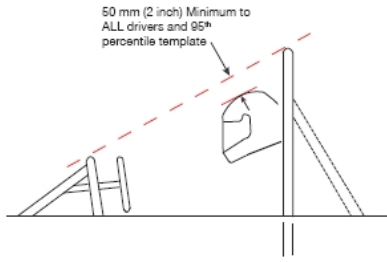


FIGURE 1a

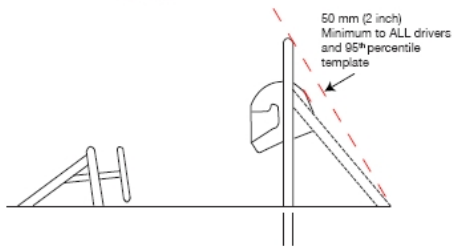


FIGURE 1b

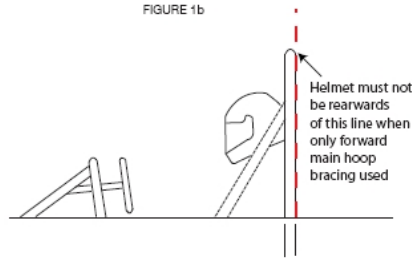
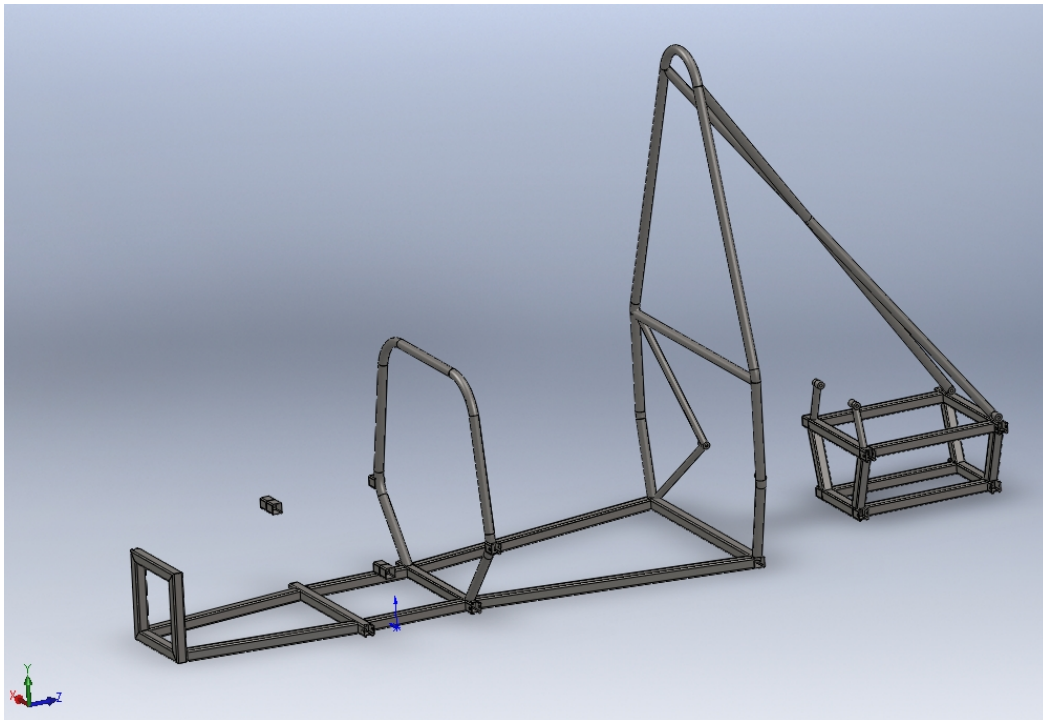


FIGURE 1c

ITEM or APPLICATION	OUTSIDE DIMENSION X WALL THICKNESS
Main & Front Hoops, Shoulder Harness Mounting Bar	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.095 inch (2.4 mm) or Round 25.0 mm x 2.50 mm metric
Side Impact Structure, Front Bulkhead, Roll Hoop Bracing, Driver's Restraint Harness Attachment (except as noted above)	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.065 inch (1.65 mm) or Round 25.0 mm x 1.75 mm metric or Round 25.4 mm x 1.60 mm metric or Square 1.00 inch x 1.00 inch x 0.049 inch or Square 25.0 mm x 25.0 mm x 1.25 mm metric or Square 26.0 mm x 26.0 mm x 1.2 mm metric
Front Bulkhead Support, Main Hoop Bracing Supports	Round 1.0 inch (25.4 mm) x 0.049 inch (1.25 mm) or Round 25.0 mm x 1.5 mm metric or Round 26.0 mm x 1.2 mm metric

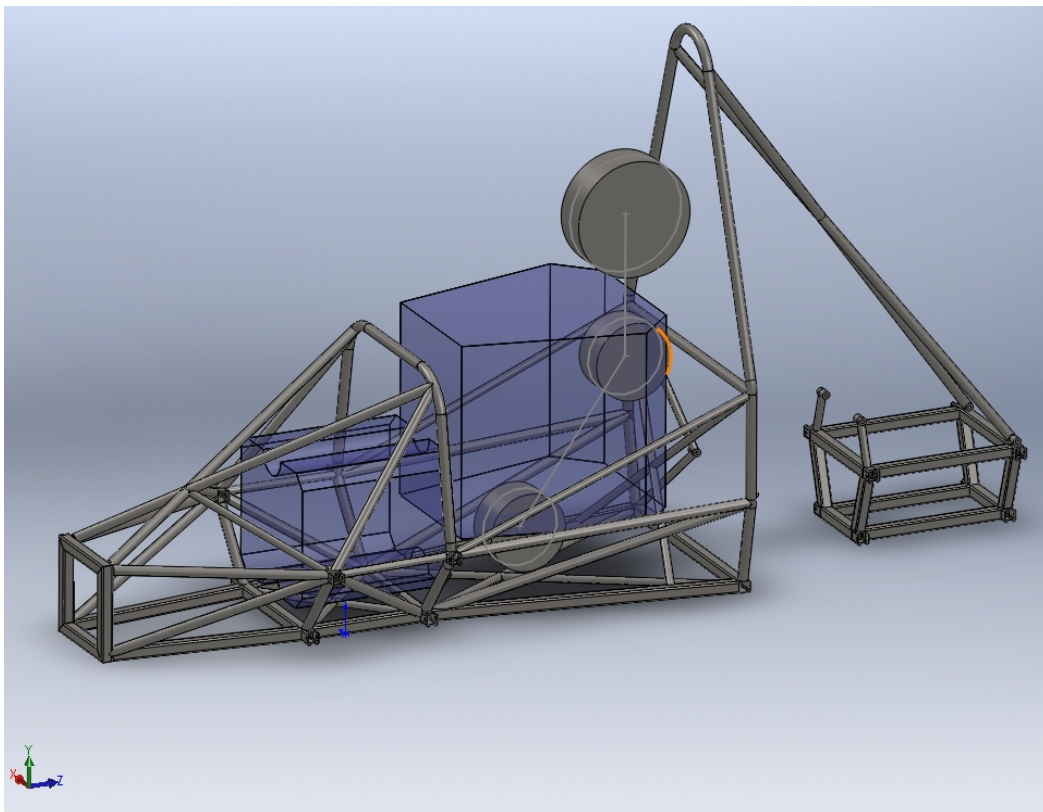
Ελάχιστες διατομές σύμφωνα με τους κανονισμούς

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, έγιναν τα πρώτα σχέδια:



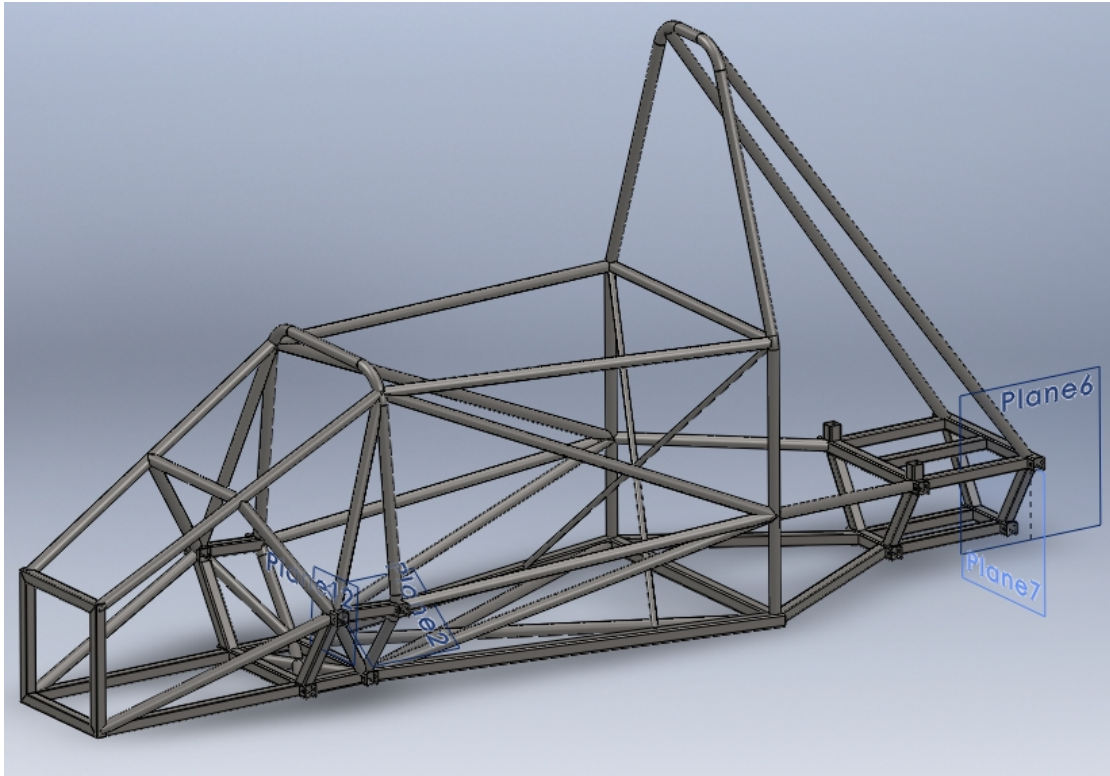
Αρχικό σχέδιο, μόνο με τα τοξύλια ασφαλείας

Στη συνέχεια προστέθηκαν και οι ελάχιστοι χώροι σύμφωνα με τους κανονισμούς, και το δικτύωμα τριγωνοποιήθηκε για βελτίωση της ακαμψίας.



Ολοκληρωμένο σχέδιο, με τους ελάχιστους όγκους των κανονισμών

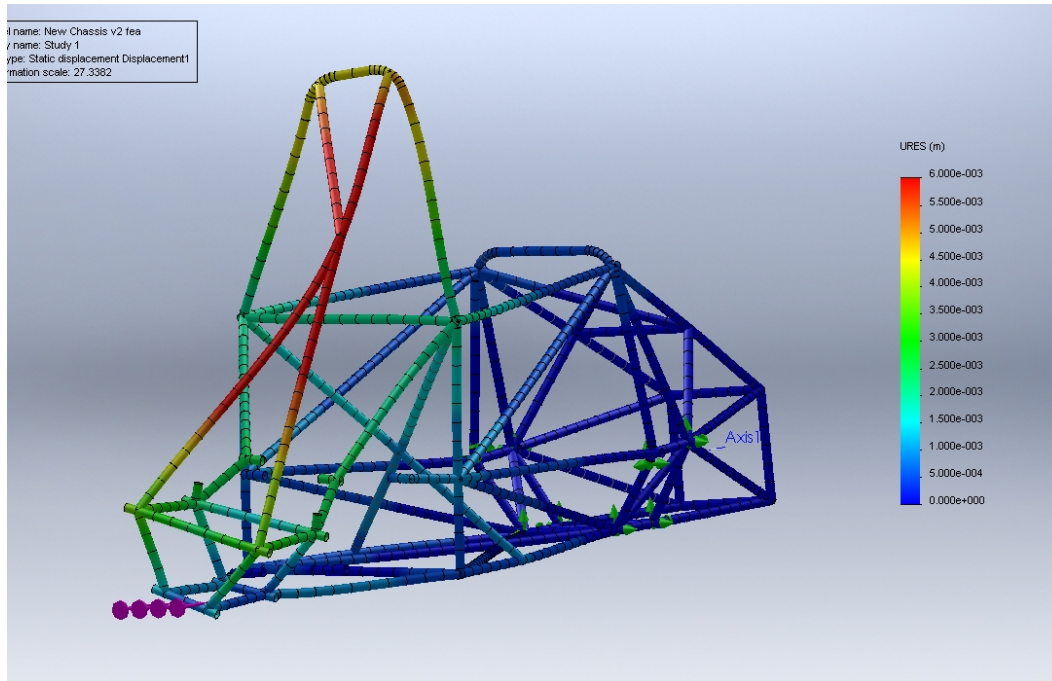
Οι όγκοι που φαίνονται στην παραπάνω φωτογραφία προκύπτουν από τους κανονισμούς. Πρόκειται για τους ελάχιστους χώρους που πρέπει να έχει ο οδηγός στη διάθεση του. Είναι δηλαδή υποχρεωτικό να χωράνε οι παραπάνω όγκοι μέσα στο πλαίσιο, χωρίς να υπάρχει επαφή με τα στοιχεία του δικτυώματος.



Βελτιωμένο σχέδιο, καλύτερη εργονομία

Βασική παράμετρος των παραπάνω σχεδίων ήταν τα σημεία έδρασης της ανάρτησης και του κινητήρα. Αυτά προέκυψαν από αντίστοιχες μελέτες (βλ. Κεφάλαιο **Ανάρτηση** και **Κινητήρας** αντίστοιχα). Να σημειωθεί εδώ ότι χρησιμοποιείται ανάρτηση τύπου διπλών συνδέσμων (διπλά ψαλίδια), και έχουν προνοηθεί αντίστοιχες εδράσεις στο πλαίσιο για τους συνδέσμους αυτούς.

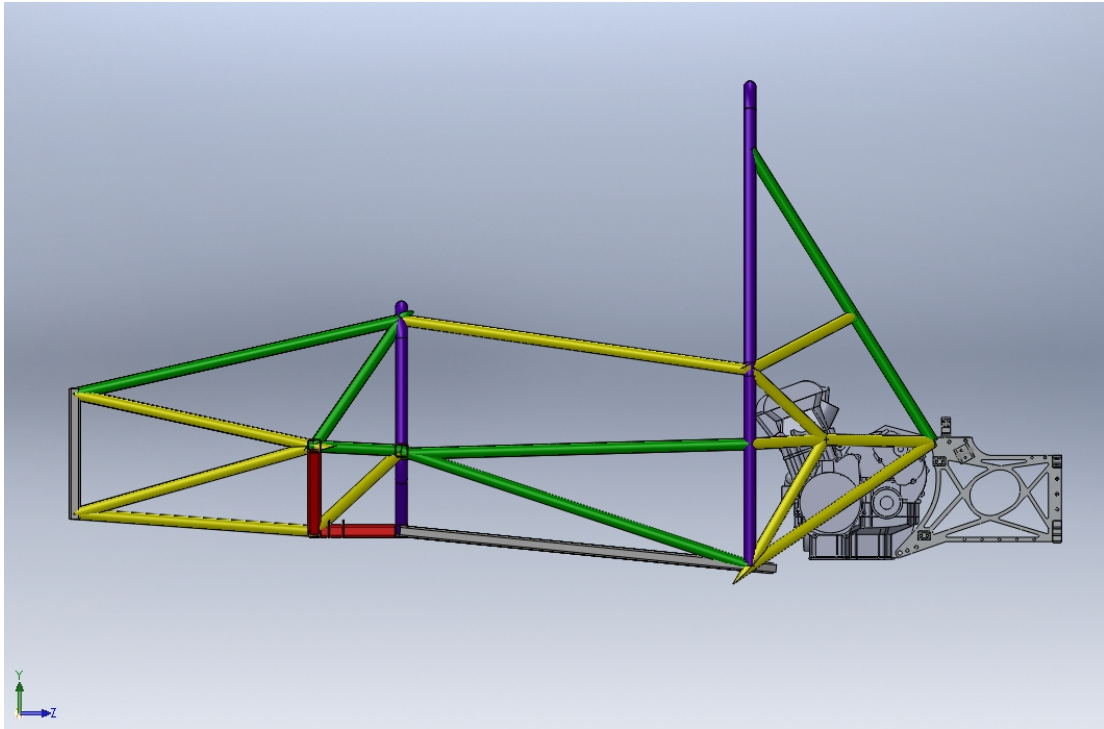
Το πρώτο αυτό σχέδιο φάνηκε να χωλαίνει, καθώς είχε χαμηλή ακαμψία, ειδικά στο πίσω μέρος, πίσω από τον κινητήρα. Η μέθοδος της ανάλυσης περιγράφεται στη συνέχεια. Εδώ μπορούμε να δούμε όμως τα αποτελέσματα:



Παραμορφώσεις πλαισίου με τα φορτία της ανάρτησης

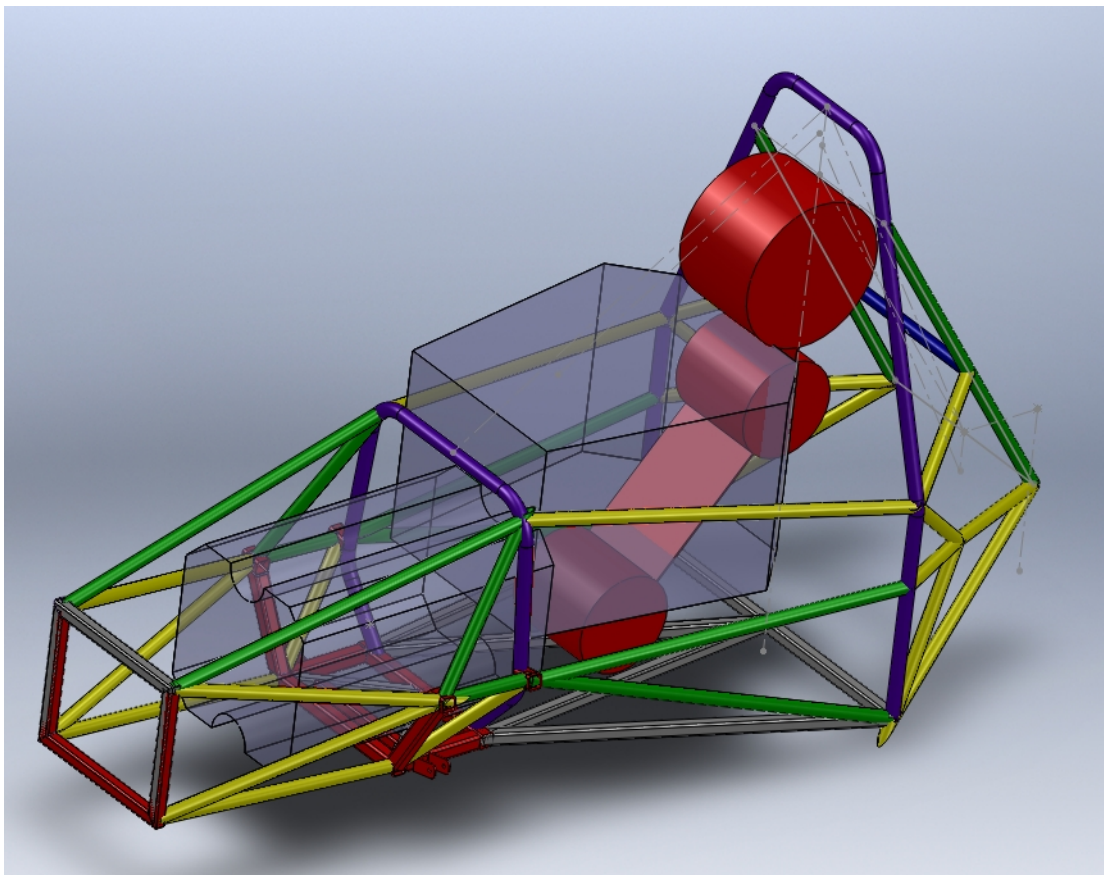
Επανασχεδίαση – Κινητήρας φέρων φορτία

Μετά τα πρώτα σχέδια, έγιναν ορισμένες αλλαγές με στόχο τη βελτιστοποίηση ως προς το βάρος και τη στιβαρότητα. Η πιο σημαντική ήταν η κατάργηση του πίσω σωληνωτού μέρους και η αντικατάστασή του με ένα υποπλαίσιο αλουμινίου, κατά πολύ ελαφρύτερου. Ταυτόχρονα, με την κατάλληλη διάταξη, μπορούν πλέον φορτία να περνάνε μέσα από το κέλυφος του κινητήρα. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την αξιοποίηση της πολύ στιβαρής κατασκευής του κινητήρα για να αυξήσει τη συνολική ακαμψία του πλαισίου, ενώ ταυτόχρονα απλοποιείται το δικτύωμα και ελαφραίνει ακόμα περισσότερο. Το υποπλαίσιο συνδέεται με το κυρίως πλαίσιο μέσου του κινητήρα. Επίσης, η επιλογή αυτής της λύσης ενισχύει την ακρίβεια της κατασκευής. Εδώ έχει ληφθεί υπόψη, ότι ο κινητήρας προέρχεται από μοτοσυκλέτα, στην οποία επίσης είναι φέρον τμήμα του πλαισίου.



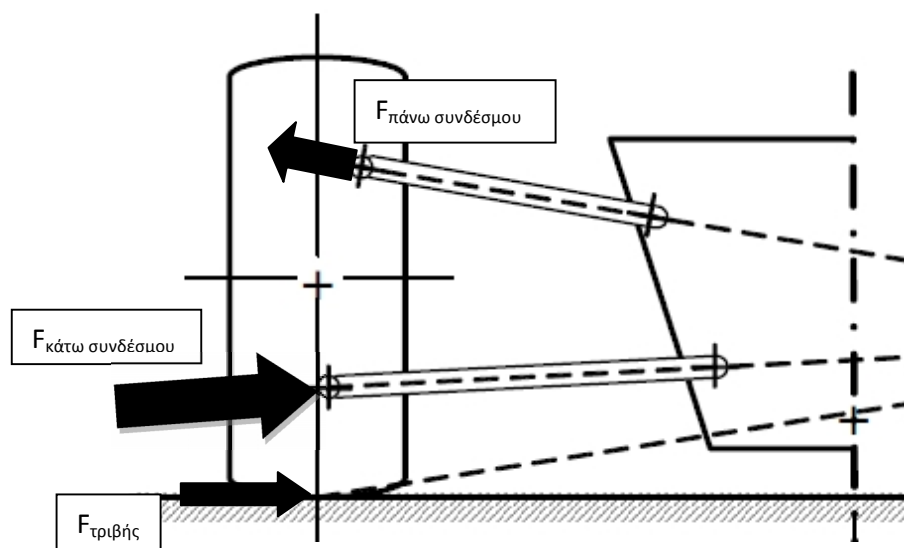
Φέρων κινητήρας: τα φορτία της πίσω ανάρτησης περνούν μέσα από το κέλυφος του κινητήρα

Και εδώ φαίνεται το τελικό σχέδιο του πλαισίου:



Ανάλυση

Για την ανάλυση του πλαισίου χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος των πεπερασμένων στοιχείων. Κατά αρχήν έγινε μια μοντελοποίηση των δυνάμεων που δέχεται το πλαίσιο, κατά τις περιπτώσεις της καμπής και επιβράδυνσης με μέγιστη πρόσφυση. Οι υπολογισμοί προκύπτουν μέσα από τη γεωμετρία της ανάρτησης (βλ. **Ανάρτηση**).



Ανάλυση δυνάμεων τροχού

Τα δεδομένα (για την περίπτωση της καμπής) είναι:

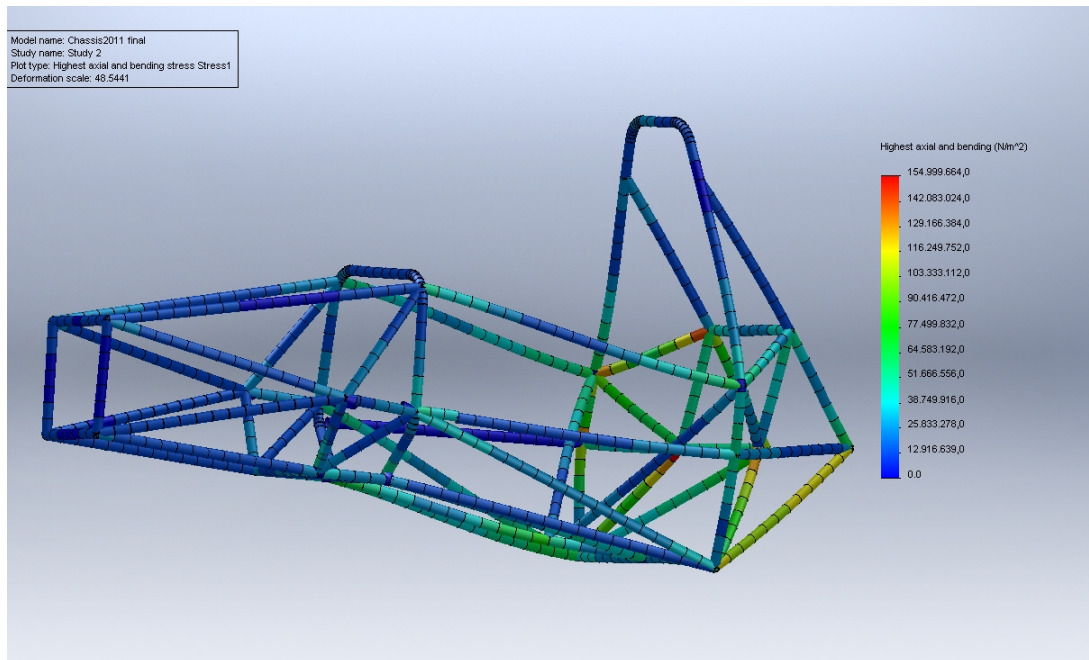
- Μάζα 400kg
- Επιτάχυνση 1.5g
- Ακτίνα τροχού 250mm
- Το όχημα στρίβει μόνο με τους δυο εξωτερικούς τροχούς (οριακή κατάσταση)
- Γνωστή γεωμετρία στοιχείων ανάρτησης

Με τα παραπάνω δεδομένα είναι εύκολος ο υπολογισμός των δυνάμεων (φαίνεται αναλυτικά στο παράρτημα) που μεταφέρονται από το οδόστρωμα στο πλαίσιο. Τα φορτία αυτά είναι:

- Άνω σύνδεσμος ανάρτησης: 1kN
- Κάτω σύνδεσμος ανάρτησης: 3kN
- Έδραση μοχλικού συστήματος: 3.5kN
- Έδραση αποσβεστήρα: 2kN

Αυτά τα φορτία εισάγονται και στο μοντέλο πεπερασμένων στοιχείων. Το λογισμικό που χρησιμοποιήθηκε ήταν το Simulation του πακέτου Solidworks, σε στατική γραμμική ανάλυση. Επιλέγονται στοιχεία ράβδου με πακτωμένες άκρες (συγκολλήσεις), καθώς θέλουμε να λυθεί το μοντέλο σαν δικτύωμα. Πακτώσεις είναι οι εδράσεις του κινητήρα (θεωρούμε πως είναι το μεγαλύτερο αδρανειακό φορτίο). Οι αρχικές διατομές επιλέγονται

με βάση τα ελάχιστα όρια των κανονισμών αλλά και την ποικιλία που υπάρχει στο εμπόριο. Η πρώτη δοκιμή δίνει τα εξής αποτελέσματα:



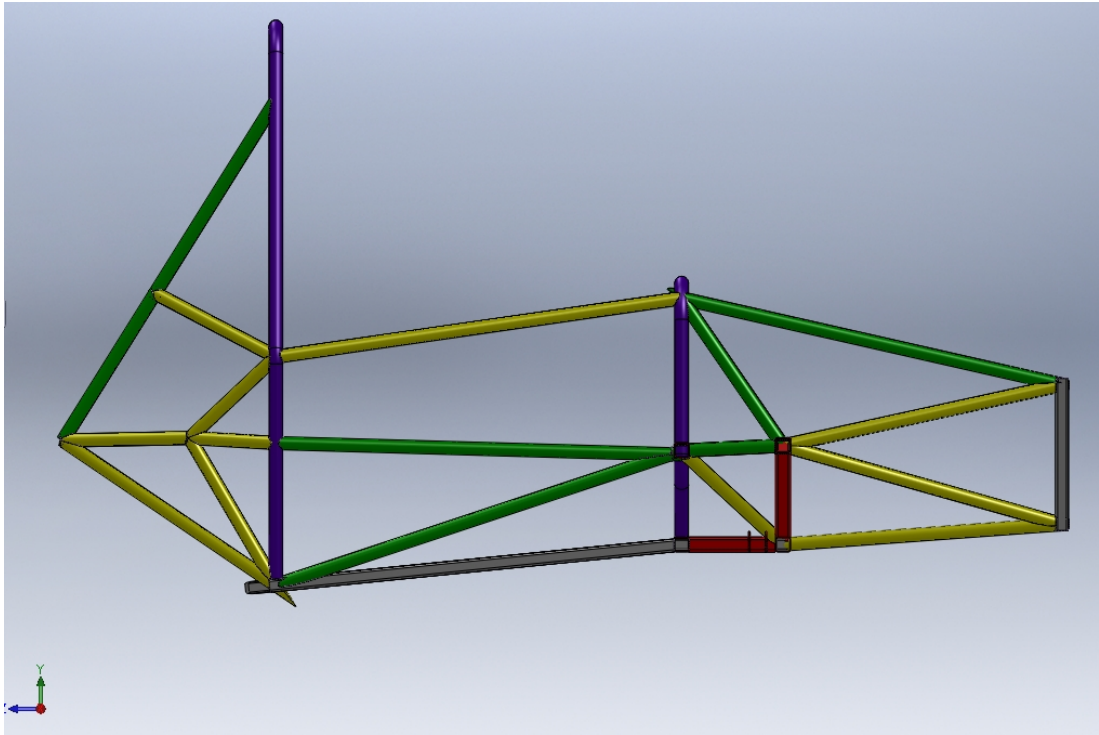
Συνολικές παραμορφώσεις τελικού σχεδίου

Στη συνέχεια γίνονται επαναλήψεις, αλλάζοντας παραμέτρους όπως:

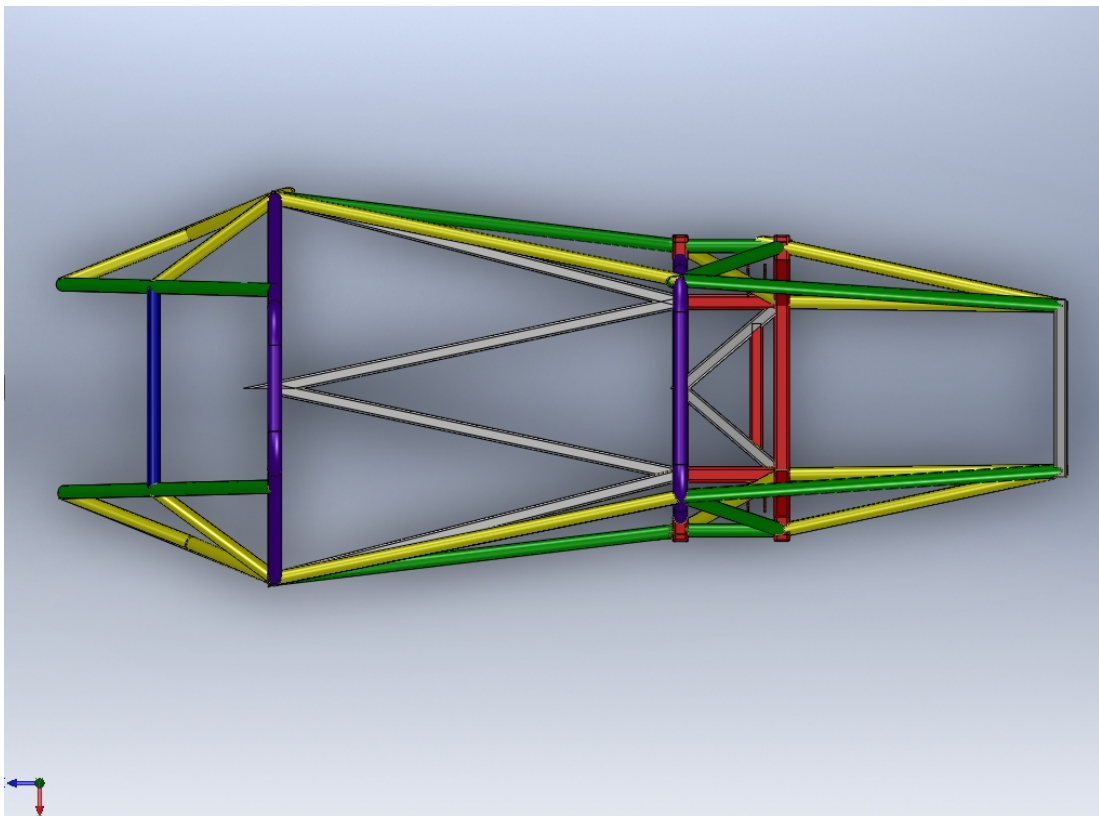
- Εξωτερική διάμετρος κάθε στοιχείου
- Πάχος τοιχώματος κάθε στοιχείου
- Διάταξη στοιχείων που δημιουργούν τρίγωνα
- Γενικές διαστάσεις που δεν περιορίζονται από κανονισμούς.

Να σημειωθεί εδώ ότι τα αποτελέσματα κρίνονται μόνο ποιοτικά και οι ακριβείς παραμορφώσεις δεν λήφθηκαν υπόψη σαν απόλυτοι αριθμοί. Αυτό συμβαίνει διότι οι κανονισμοί υπαγορεύουν τις ελάχιστες διατομές, άρα το ζήτημα της ασφάλειας υπερκαλύπτεται. Έτσι η ανάλυση έχει στόχο την αποφυγή υπερδιαστασιολογημένων κομματιών.

Πάντα στόχος είναι η ελαχιστοποίηση του βάρους και της μετατόπισης των κρίσιμων σημείων (εδράσεις ανάρτησης). Μετά από αρκετές δοκιμές, καταλήγουμε στο τελικό σχέδιο, στο οποίο έχει εισαχθεί χρωματικός κώδικας, που υποδεικνύει την εκάστοτε διατομή:



Πλάγια όψη



Κάτοψη

Χρώμα	Διατομή (mm)
μπλε	κυκλική 26,9x2,4
πράσινο	κυκλική 26x1,8
κίτρινο	κυκλική 26x1,4
κόκκινο	τετράγωνη 30x30x2
γκρι	τετράγωνη 25x25x1,4

Χάριν της ευκολίας κατασκευής και της ακρίβειας που παρέχουν, έγινε εκτεταμένη χρήση σωλήνων τετράγωνης διατομής. Έχουν το πλεονέκτημα ότι μπορούν να έχουν εύκολα δεδομένους προσανατολισμούς λόγω των καθέτων εδρών τους. Ταυτόχρονα μπορούν να διατρηθούν και να χρησιμοποιηθούν για στήριξη άλλων εξαρτημάτων.

Το τελικό βάρος του πλαισίου είναι 33kg, κοντά στο μέσο όρο του διαγωνισμού, που κυμαίνεται από 27 έως 40kg.

Υποπλαίσιο

Το υποπλαίσιο είναι πολύ σημαντικό κομμάτι του αυτοκινήτου. Είναι το κομμάτι που συνδέει ολόκληρο το πίσω σύστημα της ανάρτησης με τον κινητήρα και το υπόλοιπο πλαίσιο. Πρόκειται ουσιαστικά για ενεργό μέρος του πλαισίου και φέρει πολύ μεγάλα φορτία.

Ο βασικός στόχος των οχημάτων προδιαγραφών Formula SAE είναι η ταχύτητα, όπως σε κάθε αγωνιστικό αυτοκίνητο. Οι παράγοντες που συμβάλουν στην ταχύτητα του οχήματος μέσα στην πίστα είναι πολλοί, μεταξύ των οποίων το βάρος, η υποδύναμη, η δυναμική συμπεριφορά κτλ. Ένας άλλος βασικός παράγοντας όμως, είναι η κατασκευασιμότητα του οχήματος, με τη χρήση κατά το δυνατό συμβατικών μεθόδων κατεργασίας των υλικών, ανάλογα βέβαια και με τους πόρους της εκάστοτε ομάδας. Έτσι, το υποπλαίσιο σχεδιάστηκε με βάση τα εξής κριτήρια:

- 100% συμμόρφωση με τις προδιαγραφές του διαγωνισμού
- ελάχιστο βάρος
- μέγιστη δυνατή ακαμψία, ώστε να μην αλλοιώνονται τα χαρακτηριστικά του οχήματος
- ασφάλεια του συνόλου
- συναρμογή του με το υπόλοιπο πλαίσιο
- αξιοπιστία
- εύκολη κατασκευή
- χαμηλό κόστος

Απαιτήσεις

Ο βασικός ρόλος του υποπλαισίου στη συγκεκριμένη περίπτωση είναι να μεταφέρει τα φορτία της ανάρτησης στο υπόλοιπο πλαίσιο, και ταυτόχρονα να εδράζει το διαφορικό και την υπόλοιπη μετάδοση. Τα παραπάνω θέτουν γεωμετρικούς περιορισμούς, αφού τα σημεία έδρασης της ανάρτησης πρέπει να είναι συγκεκριμένα, για τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας της, η θέση του διαφορικού επηρεάζει τη γωνία των ημιαξόνων και ο

διαθέσιμος χώρος για το γρανάζι της αλυσίδας μετάδοσης επηρεάζει τη συνολική σχέση μετάδοσης.

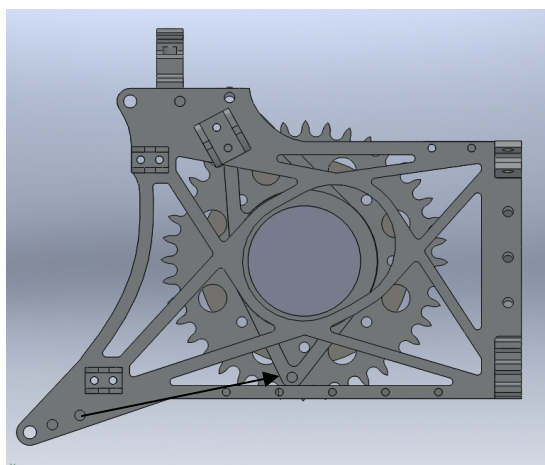
Όλα αυτά βέβαια πρέπει να γίνονται πάντα με γνώμονα την ακαμψία του συνόλου, η οποία παίζει σημαντικό ρόλο σε ένα αγωνιστικό όχημα.

Ταυτόχρονα, η ακρίβεια της κατασκευής πρέπει να είναι μεγίστη, ώστε να μην υπάρχουν σφάλματα που μπορεί να προσδώσουν κακή οδική συμπεριφορά στο όχημα, ή να κάνουν τις όποιες ρυθμίσεις πολύπλοκες, δύσκολες και χρονοβόρες.

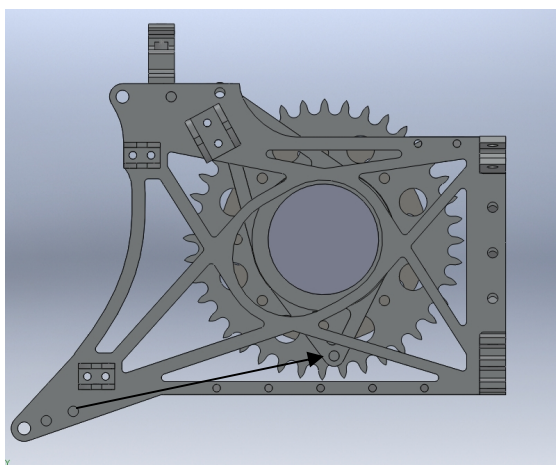
Μετάδοση

Το βασικό στοιχείο της μετάδοσης είναι το διαφορικό. Με δεδομένη τη μετάδοση κίνησης με αλυσίδα, θα πρέπει να υπάρχει απόλυτη ευθυγράμμιση των δύο αλυσοτροχών. Αυτό επιτυγχάνεται με την συναρμολόγηση κομματιών που έχουνε κάθετες επιφάνειες. Για να παραχθούν αυτές χρησιμοποιείται κέντρο κατεργασίας CNC.

Ταυτόχρονα, πρέπει η αλυσίδα να έχει τη δυνατότητα τάνυσης. Αυτό επιτυγχάνεται με το την έδραση διαφορικό να εδράζεται πάνω σε αρθρωτά στελέχη, τα οποία έχουν τη δυνατότητα ρύθμισης με κοχλίες. Αυτό καθιστά την ρύθμιση της τάνυσης εύκολη, γρήγορη και ακριβή.



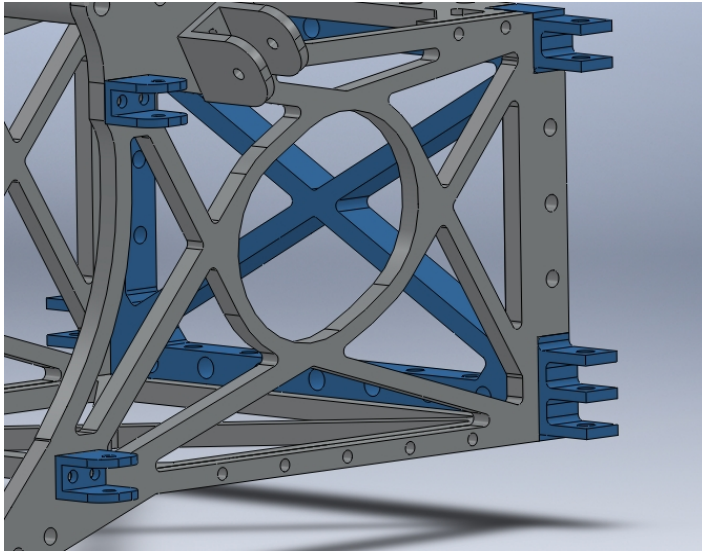
θέση ελάχιστης τάνυσης



θέση μέγιστης τάνυσης

Εδράσεις συνδέσμων ανάρτησης

Οι σύνδεσμοι της ανάρτησης εδράζονται πάνω στο υποπλαίσιο. Η ακριβής τους γεωμετρία είναι πολύ σημαντική, και προκύπτει από την κινηματική ανάλυση της ανάρτησης. Τα σημεία έχουν επιλεγεί με τέτοιο τρόπο ώστε να δίνουν τα χαρακτηριστικά που επιθυμούμε στο όχημα (κατευθυντικότητα, μεγιστοποίηση της πρόσφυσης κτλ) αλλά ταυτόχρονα να μειώνουν κατά το δυνατό τα φορτία που προκύπτουν για το όχημα (οι υπολογισμοί της ανάρτησης έχουν γίνει από τον συνάδελφο Άγγελο Τσιαπάρα). Αυτό επιτυγχάνεται με ψαλίδια σχετικά παράλληλα με το έδαφος και με κατάλληλη επιλογή του ανοίγματος τους ώστε να μειώνονται οι συνιστώσες των δυνάμεων, τόσο κατά τις εγκάρσιες όσο και κατά τις διαμήκεις επιταχύνσεις.

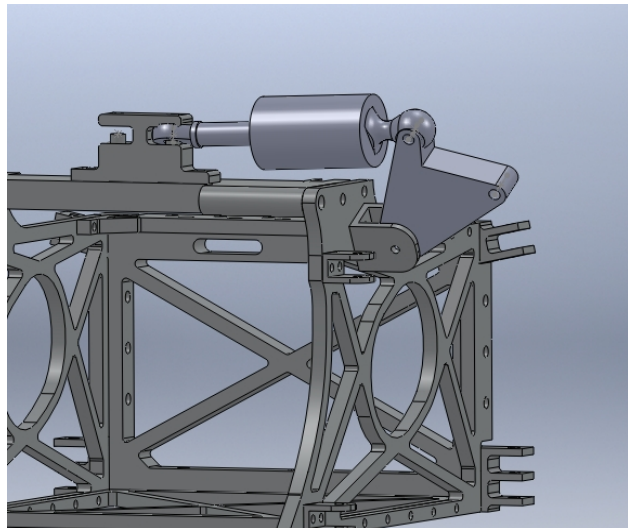


Σημεία έδρασης

Τα πίσω σημεία προκύπτουν από το κέντρο κατεργασίας, οπότε η ακρίβεια τους θεωρείται δεδομένη. Τα εμπρός σημεία χρησιμοποιούν κοχλίες και όχι κολλήσεις, τόσο για ακρίβεια στη θέση όσο και για να μην αλλοιωθούν τα χαρακτηριστικά του υλικού.

Εδράσεις μοχλικών συστημάτων και αποσβεστήρων

Οι αποσβεστήρες συνδέονται μέσω μοχλικών συστημάτων με τους τροχούς. Αυτό συμβάλει στον καλύτερο έλεγχο της δυναμικής των τροχών, στην εύκολη ρύθμιση κάποιων χαρακτηριστικών, όπως σκληρότητα ελατηρίου, επιθυμητή διαδρομή, απόσταση οχήματος από το έδαφος, κτλ. Ταυτόχρονα, μειώνεται η μη αναρτώμενη μάζα του αυτοκινήτου, ενώ μέρος των φορτίων των τροχών εξισορροπούνται από τις οριζόντιες συνιστώσες του βάρους, καθώς οι δύο αποσβεστήρες εφαρμόζουν περίπου ίσες και αντίθετες δυνάμεις στο υποπλαίσιο, σε πολύ κοντινά σημεία.



Χωροταξία

Όλος ο σχεδιασμός έγινε με γνώμονα τις συμπαγείς διαστάσεις του υποπλαισίου, τόσο για τον περιορισμό του βάρους, όσο και του συνολικού μεταξονίου και μετατροχίου του αυτοκινήτου, μεγέθη πολύ σημαντικά για τη διαδρομή προδιαγραφών Formula SAE, όπου ρόλο παίζει η κατευθυντικότητα και οι γρήγορες αλλαγές πορείας του αυτοκινήτου. Ο στόχος τελικά επετεύχθη, καθώς το μεταξόνιο ήταν στο κάτω όριο των κανονισμών, η

μετάδοση είχε τον επιθυμητό λόγο μετάδοσης και η ανάρτηση πέτυχε την επιθυμητή γεωμετρία.

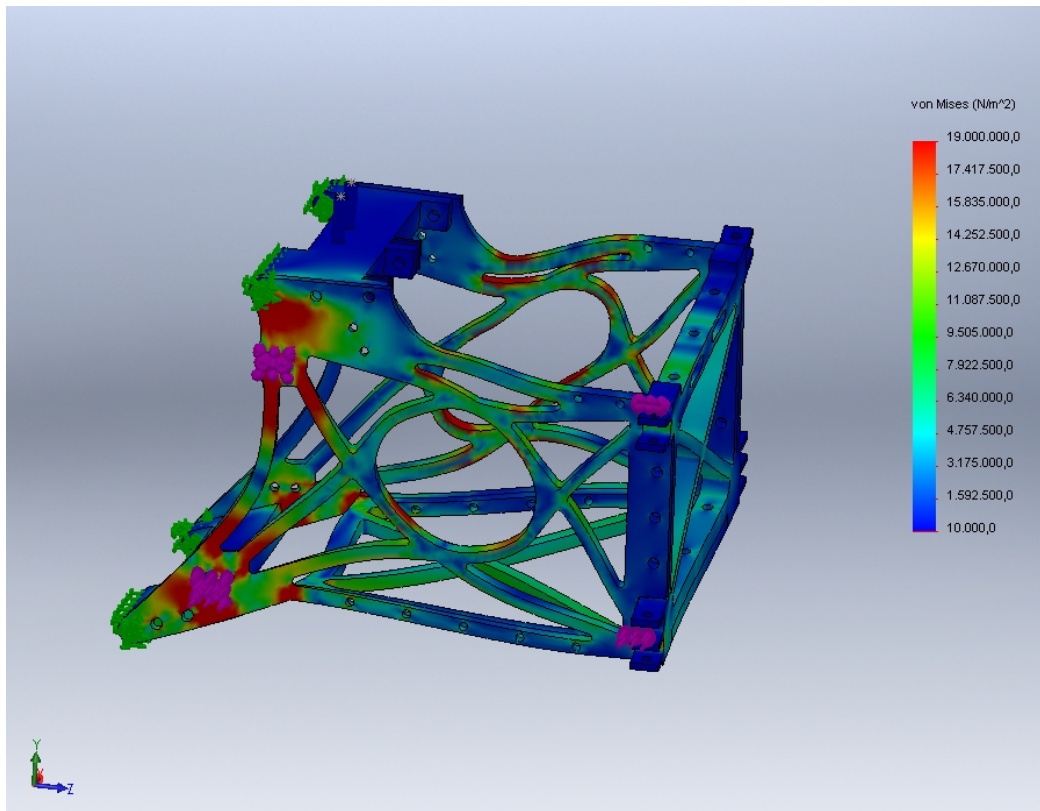
Ελαχιστοποίηση βάρους

Για να μειωθεί το βάρος, το σχέδιο μοντελοποιήθηκε και αναλύθηκε με μεθόδους πεπερασμένων στοιχείων, με το λογισμικό Solidworks Simulation, σε στατικές γραμμικές συνθήκες. Όλες οι δυνάμεις υπολογίστηκαν με μεγάλο σχετικά συντελεστή ασφαλείας, και ο στόχος ήταν αφενός η τάση να είναι παρόμοια παντού και αφ' ετέρου η πολύ μικρή παραμόρφωση στις οριακές συνθήκες, ώστε να μην αλλοιώνονται τα χαρακτηριστικά της ανάρτησης. Αρχικά εντοπίστηκαν τα load paths, και στη συνέχεια αφαιρέθηκε το υλικό που δεν φορτίζεται.

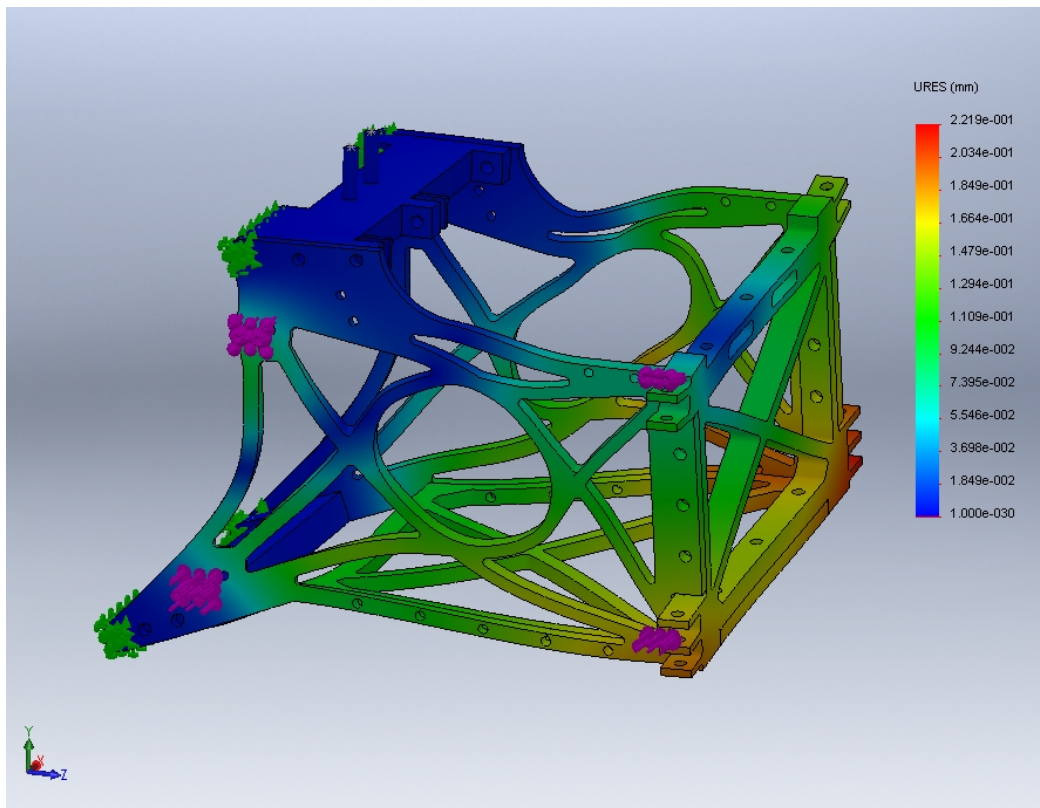
Η τεχνική αυτή εφαρμόζεται ως εξής: Αρχικά φορτίζουμε το τεμάχιο με τις πλήρεις διαστάσεις του, χωρίς κενά δηλαδή. Παρατηρώντας την κατανομή των τάσεων μετά την ανάλυση, βλέπουμε ότι υπάρχουν περιοχές που φορτίζονται πολύ λιγότερο από άλλες. Αυτές οι περιοχές δεν συνεισφέρουν έντονα στην συνολική στιβαρότητα του τεμαχίου και μπορούν να αφαιρεθούν. Στη συνέχεια ξαναγίνεται ανάλυση και παρατηρούμε μήπως κάποια περιοχή φορτίστηκε περισσότερο από πριν και πάντα ελέγχουμε τον ελάχιστο συντελεστή ασφαλείας και τις μέγιστες παραμορφώσεις, ώστε να μην φύγουν από τα όρια που έχουμε θέσει. Με πολλές διαδοχικές δοκιμές μπορούμε να πετύχουμε κάποια σύγκλιση σε μια γεωμετρία, που να έχει χαμηλό βάρος χωρίς υψηλές τάσεις.

Το υλικό που επιλέχθηκε είναι κράμα αλουμινίου τύπου 7075, το οποίο έχει χαρακτηριστικά παρόμοια με κοινούς χάλυβες στο ένα τρίτο του βάρους. Έτσι το βάρος μειώθηκε στο 20% του αρχικού. Το τελικό βάρος για όλο το υποπλαίσιο είναι 5kg. Αυτό είναι πολύ χαμηλό, ακόμα και για ένα όχημα συνολικού βάρους 250kg. Η μέγιστη παραμόρφωση στις οριακές συνθήκες (1.7g πλευρικής επιτάχυνσης) φτάνει το 0.2mm, το οποίο αλλοιώνει τη γωνία camber κατά 0.05 μοίρες, που πρακτικά θεωρείται αμελητέο.

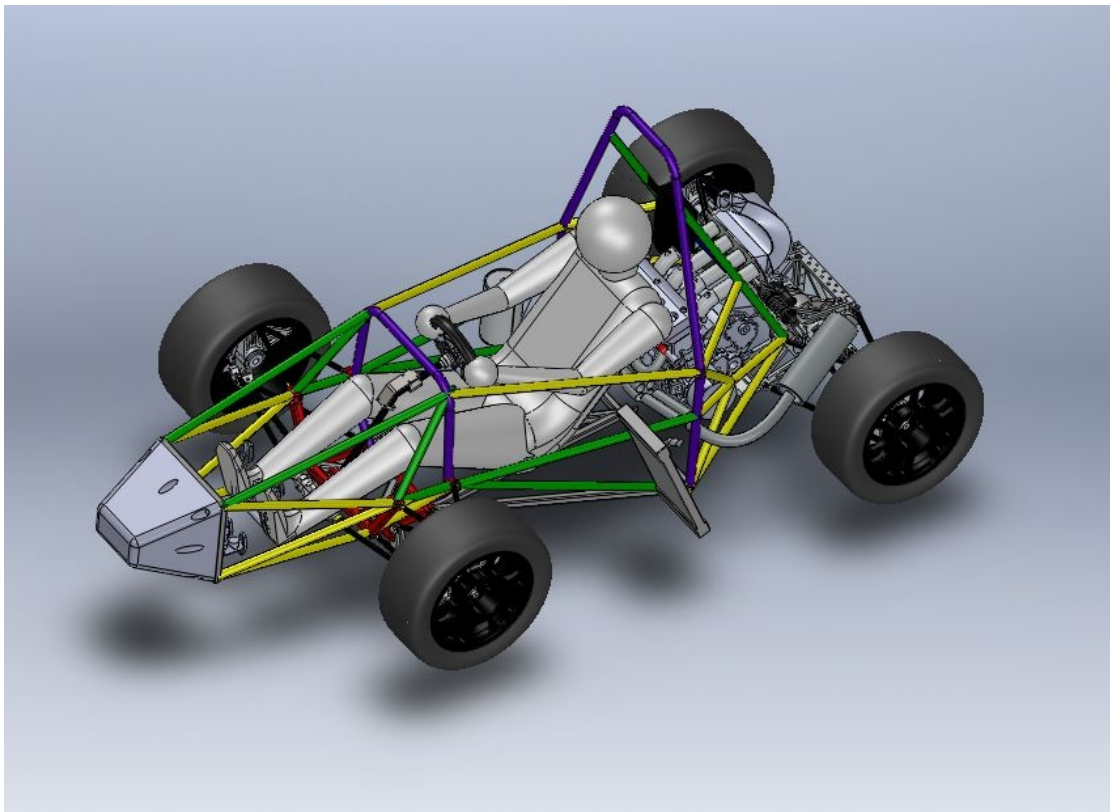
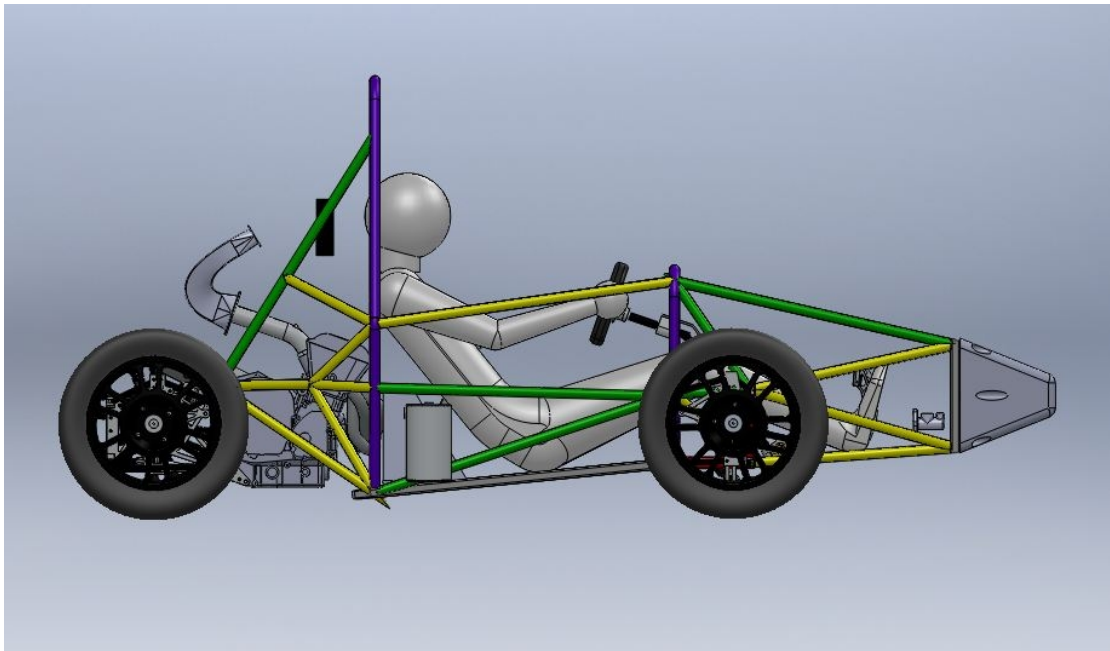
Εδώ φαίνονται οι τάσεις (μέγιστη 4 φορές κάτω από το όριο διαρροής):



Και εδώ οι παραμορφώσεις (μέγιστη 0.2mm):



Εδώ έχουμε δύο φωτογραφίες από το τελικό σχέδιο ολόκληρου του οχήματος, με τα περισσότερα κομμάτια συναρμολογημένα, ενώ φαίνεται και η θέση οδήγησης.



2.3.Κατασκευή

Πλαίσιο

Το σωληνωτό χωροδικτύωμα κατασκευάστηκε εξ' ολοκλήρου στο εργαστήριο. Έγινε με βάση ένα καθολικό σύστημα συντεταγμένων, τοποθετημένο σε ένα τραπέζι (jig). Το σημείο (0,0) ορίστηκε κάτω από το κυρίως τοξύλιο, στον άξονα συμμετρίας του αυτοκινήτου. Αυτό επέτρεψε όλες τις μετρήσεις να γίνουν από ένα σημείο, αυξάνοντας την ακρίβεια της κατασκευής, σε αντίθεση με διαδοχικές μετρήσεις από το ένα σημείο στο άλλο, με τα αθροιστικά σφάλματα που αυτό συνεπάγεται. Ένα άλλο εργαλείο που χρησιμοποιήθηκε ήταν εκτυπώσεις της κάτοψης του πλαισίου σε κλίμακα 1:1. Οι εκτυπώσεις αυτές τοποθετήθηκαν στο τραπέζι και όλα τα σημαντικά σημεία σημειώθηκαν. Στα σημεία αυτά το τραπέζι διατρήθηκε και προσαρμόστηκαν διάφορες ιδιοσυσκευές, ώστε να δοθεί και η τρίτη διάσταση στην κατασκευή. Έτσι επετεύχθη η απαιτούμενη ακρίβεια στα σημεία όπως:

- εδράσεις συστήματος ανάρτησης
- εδράσεις κινητήρα
- σύστημα διεύθυνσης
- καθοριστικά στοιχεία του δικτύωματος



Σύστημα συντεταγμένων

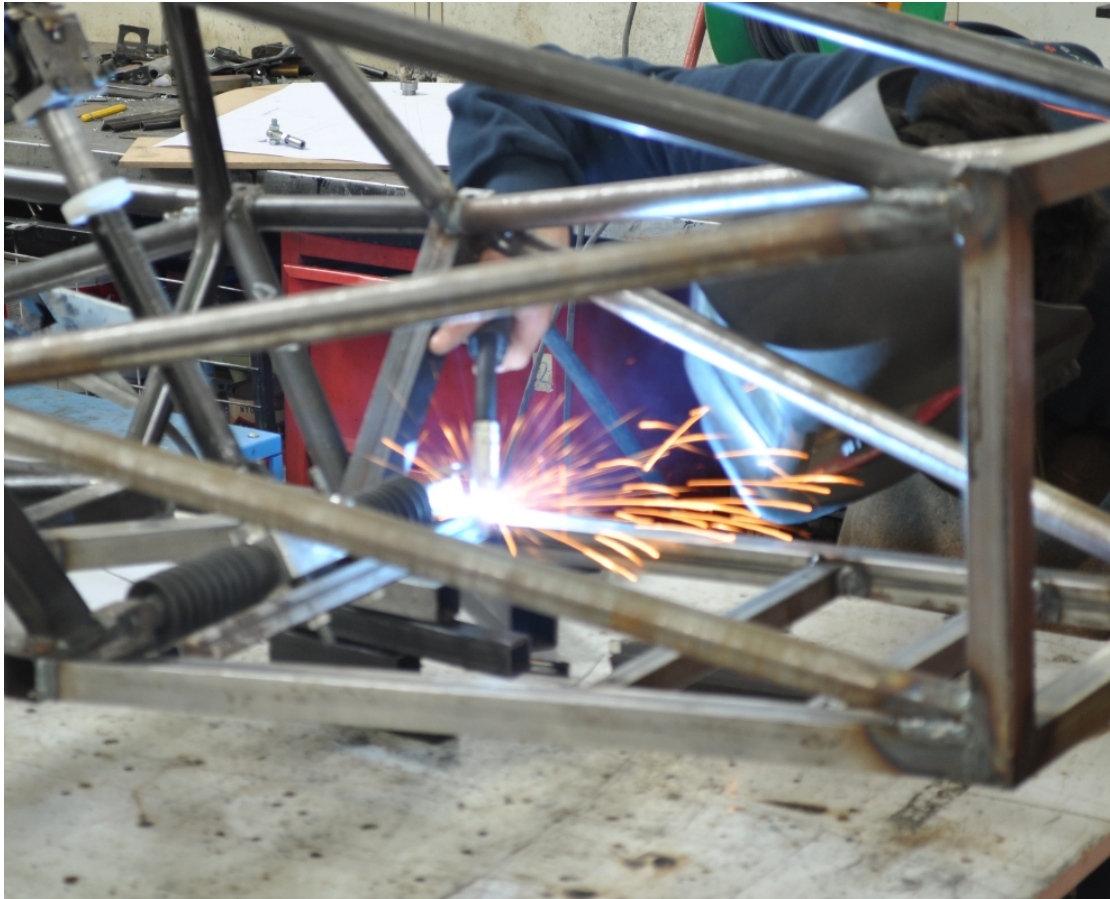
Αφού κατασκευάστηκαν κάποια επιμέρους επίπεδα κομμάτια (τοξύλια και bulkhead), αυτά στήθηκαν κατακόρυφα, και άρχισαν να τοποθετούνται όλα τα ενδιαμέσα στοιχεία. Κάθε

κομμάτι που έπρεπε να τοποθετηθεί δέχτηκε κατεργασία στα άκρα του, με διάφορα μέσα (γωνιακούς τροχούς λείανσης, τόρνο, φρέζα) με στόχο την βελτιστοποίηση της συναρμογής.



Προσαρμογή στοιχείων δικτύματος

Κατά τη διαδικασία της συγκόλλησης, η οποία έγινε από το Μάνο Παπαγεωργίου, υποψήφιο διδάκτορα στις συγκολλήσεις, δόθηκε ιδιαίτερη έμφαση στο να μην υπάρχουν παραμορφώσεις και παραμένουσες τάσεις, καταστροφικές τόσο για την αντοχή όσο και για την ακρίβεια της κατασκευής. Για την ελαχιστοποίηση της κίνησης κατά την ψύξη των κολλήσεων χρησιμοποιήθηκαν τεχνικές tack welding καθώς και φυσική ψύξη.



Συγκόλληση



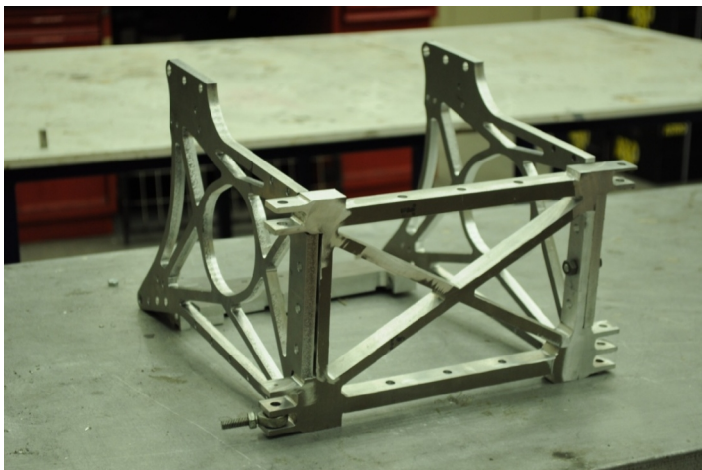
Το έτοιμο πλαίσιο

Υποπλαίσιο

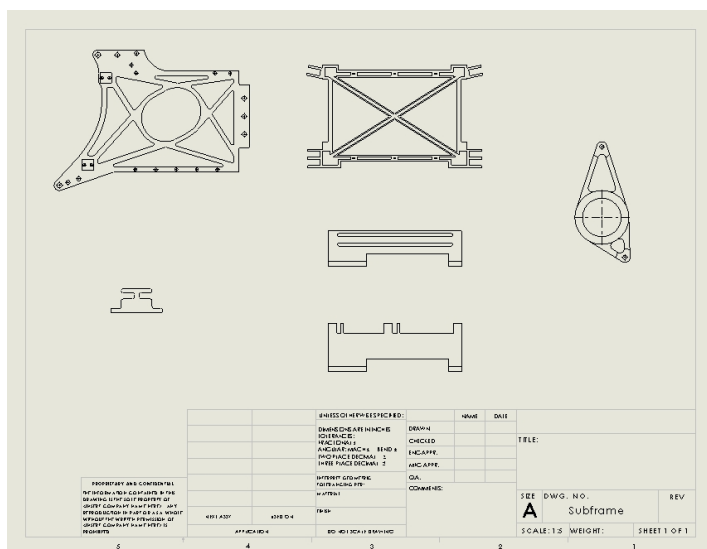
Για την κατασκευή έπαιξε μεγάλο ρόλο η δυνατότητα χρήσης του κέντρου κατεργασίας CNC KRYLE που υπάρχει στο εργαστήριο. Χωρίς αυτό ο σχεδιασμός θα έπρεπε να είναι πολύ διαφορετικός ώστε να είναι κατασκευάσιμο το σύνολο, και μάλιστα με την ίδια ακρίβεια. Το μόνο σίγουρο είναι ότι θα μεγάλωνε πολύ το βάρος της κατασκευής, ενώ θα ήταν απαραίτητη η χρήση συγκολλήσεων, που ως γνωστόν έχουν πολύ κακές επιδράσεις στις μηχανικές ιδιότητες του αλουμινίου.

Το υποπλαίσιο αποτελείται από 5 βασικές πλάκες. Κάθε μια από αυτές είναι 2 διαστάσεων, ώστε να κατασκευάζονται με ένα πιάσιμο στη μηχανή. Ο προγραμματισμός της μηχανής έγινε σε G-code, ενώ χρησιμοποιήθηκαν διάφορα κονδύλια και διάφορες ταχύτητες κοπής, ανάλογα με το απαιτούμενο αποτέλεσμα σε ποιότητα επιφάνειας και ακρίβειας διάστασης σε κάθε περίπτωση.

Παρακάτω παρατίθενται μερικές φωτογραφίες από την κατασκευή:



Ημέτοιμο υποπλαίσιο



Κατασκευαστικά σχέδια υποπλαισίου

3. Κινητήρας και Μετάδοση

3.1.Εισαγωγή

Το σύστημα μετάδοσης περιλαμβάνει όλα τα κομμάτια που συμβάλλουν στην παραγωγή ισχύος και στην μετάδοση της στους τροχούς, που συμβάλλουν δηλαδή στην επιτάχυνση και την κίνηση γενικότερα του οχήματος.

Ο ρόλος του κινητήρα είναι να παράγει τη μέγιστη δυνατή ισχύ, για τους δεδομένους περιορισμούς, ενώ ταυτόχρονα πρέπει να είναι οικονομικός, όσον αφορά την κατανάλωση καύσιμου, ελαφρύς, αφού πρόκειται για το κύριο φορτίο του οχήματος μαζί με τον οδηγό, αλλά και στιβαρός, αφού πλέον αποτελεί μέρος του πλαισίου.

Στη συνέχεια η ισχύς μεταφέρεται στο κιβώτιο ταχυτήτων, όπου μετατρέπεται σε ροπή κατάλληλη για τις συνθήκες λειτουργίας. Επειδή το εύρος στροφών λειτουργίας ενός βενζινοκινητήρα υψηλών επιδόσεων είναι συνήθως στενό, απαιτούνται περισσότερες από μια σχέσεις στο κιβώτιο. Ο χρόνος αλλαγής από τη μια στην άλλη είναι πολύ κρίσιμος, καθώς επηρεάζει τη συνολική επιτάχυνση.

Η ροπή μεταδίδεται στο διαφορικό, το οποίο τη μεταδίδει στους τροχούς. Αυτό συμβαίνει γιατί ο κάθε τροχός απαιτεί διαφορετική γωνιακή ταχύτητα, ανάλογα με τις συνθήκες (καμπή, ανωμαλίες του οδοστρώματος κτλ) που επικρατούν. Το διαφορικό παρέχει αυτή τη δυνατότητα, αλλά ταυτόχρονα δημιουργεί πρόβλημα όταν κάποιος τροχός χάσει πρόσφυση, αφού όλη η κίνηση μεταδίδεται σε αυτόν. Έτσι το όχημα στιγμιαία ακινητοποιείται. Για αυτόν το λόγο προτιμούνται διαφορικά περιορισμένης ολίσθησης, τα οποία με διάφορα συστήματα περιορίζουν τη διαφορά της κίνησης όταν αντιλαμβάνονται μεγάλη διαφορά ταχυτήτων στους τροχούς.

Τέλος, χρειάζεται ένας τρόπος η κίνηση να φτάσει στους τροχούς. Επειδή το διαφορικό ανήκει στην αναρτώμενη μάζα του οχήματος, χρειάζεται κάποιο σύστημα ημιαξονίων που να επιτρέπουν αλλαγή της γωνίας και του μήκους, καθώς το τροχός μετατοπίζεται με τη λειτουργία της ανάρτησης. Αυτό επιτυγχάνεται με συνδέσμους Cardan, ή και πιο εξελιγμένους όπως μπυλιοφόρους (CV-joints) ή τρίποδες.

Σε όλα τα παραπάνω μέρη πρέπει να δοθεί έμφαση ώστε να είναι όσο το δυνατόν ελαφρύτερα, καθώς η αδράνεια τους μετράει στη μέγιστη επιτάχυνση για δεδομένη ροπή, αλλά και αρκετά στιβαρά ώστε να αντέχουν τις καταπονήσεις ενός αγωνιστικού περιβάλλοντος (συνεχείς και έντονες επιταχύνσεις και επιβραδύνσεις). Είναι ακόμα σημαντικό να υπάρχουν όσο το δυνατόν λιγότερες τριβές, ώστε η ισχύς του κινητήρα να αξιοποιείται στο μέγιστο.

Έτσι, οι βασικοί στόχοι του σχεδιασμού είναι:

- Συμμόρφωση με τους κανονισμούς
- Επιλογή κατάλληλου κινητήρα και κιβωτίου ταχυτήτων
- Μέγιστη απόδοση κινητήρα με τους δεδομένους περιορισμούς
- Οικονομία καυσίμου
- Απόδοση κάτω από όλες τις συνθήκες του διαγωνισμού
- Επιλογή διαφορικού και προσαρμογή του στο πλαίσιο
- Κατασκευή ημιαξονίων
- Εναλλάξιμα κομμάτια για γρήγορες επισκευές
- Επίπεδα θορύβου λειτουργίας εντός προδιαγραφών

Οι βασικοί περιορισμοί των κανονισμών που αφορούν το κομμάτι του κινητήρα και της μετάδοσης είναι (αναλυτικότερα στο Παράρτημα):

B8.1 Engine Limitation

B8.1.1 The engine(s) used to power the car must be a piston engine(s) using a four-stroke primary heat cycle with a displacement not exceeding 610 cc per cycle. Hybrid powertrains, such as those using electric motors running off stored energy, are prohibited.

B8.3 Starter

Each car must be equipped with an on-board starter which, during the competition, must be used to start the car at all times. Push starts, or the use of a remote starter, are prohibited.

B8.5.1 Carburetor/Throttle Body

The car must be equipped with a carburetor or throttle body. The carburetor or throttle body may be of

any size or design.

B8.5.2 Throttle Actuation

The throttle must be actuated mechanically, i.e. via a cable or a rod system. The use of electronic throttle control (ETC) or “drive-by-wire” is prohibited.

B8.6 Intake System Restrictor

B8.6.1 In order to limit the power capability from the engine, a single circular restrictor must be placed in the intake system between the throttle and the engine and all engine airflow must pass through the restrictor.

B8.6.2 Any device that has the ability to throttle the engine downstream of the restrictor is prohibited.

B8.6.3 The maximum restrictor diameters are:

- Gasoline fueled cars - 20.0 mm (0.7874 inch)

- E-85 fueled cars – 19.0 mm (0.7480 inch)

B8.13.1 Exposed high-speed final drivetrain equipment such as Continuously Variable Transmissions (CVTs), sprockets, gears, pulleys, torque converters, clutches, belt drives and clutch drives, must be fitted with scatter shields in case of failure. The final drivetrain shield must cover the chain or belt from the drive sprocket to the driven sprocket/chain wheel/belt or pulley. The final drivetrain shield must end parallel to the lowest point of the chain wheel/belt/pulley.

B10.3 Maximum Sound Level

The maximum permitted sound level is 110 dBA, fast weighting.

3.2.Επιλογή κινητήρα

Ο κυριότερος περιορισμός για τον κινητήρα είναι ο κυβισμός του, που είναι και το πιο δύσκολο να τροποποιηθεί. Έτσι καταλήγουμε σε έναν κυβισμό κοντά στα όρια των κανονισμών, δηλαδή 610cc.

Η κατασκευή ενός κινητήρα από το μηδέν είναι εξαιρετικά δύσκολη, οπότε θα έπρεπε να εκλεγεί ένας κινητήρας εμπορίου. Σε αυτή την κατηγορία, οι μόνοι κινητήρες που είναι ευρέως διαθέσιμοι είναι κινητήρες μοτοσυκλετών. Οι πλειοψηφία των κινητήρων αυτών είναι υπερτετράγωνοι και υψηλόστροφοι, γεγονός το οποίο συμβαδίζει με το αγωνιστικής φιλοσοφίας όχημα. Ταυτόχρονα έχουν ενσωματωμένο κιβώτιο ταχυτήτων, το οποίο είναι σχεδιασμένο για τη ροπή τους, ενώ συνήθως είναι και σειριακού τύπου, πράγμα το οποίο κάνει τις αλλαγές πολύ γρήγορες και τον χειρισμό από την πλευρά του οδηγού πολύ απλό. Τέλος, οι κινητήρες αυτοί είναι σχεδιασμένοι ώστε να πακτώνονται πάνω στο πλαίσιο της μοτοσυκλέτας χωρίς ελαστικές βάσεις, και άρα να μεταφέρουν φορτία, το οποίο ομοιάζει με την εφαρμογή μας.

Σημαντική παράμετρος για τη λειτουργία ενός κινητήρα είναι επίσης ο αριθμός κυλίνδρων. Ο αριθμός των κύλινδρος επηρεάζει ταυτόχρονα το μέγιστο ρυθμό περιστροφής (άρα και την ιπποδύναμη), τους κραδασμούς που προκαλεί, το βάρος του αλλά και το κόστος, τόσο του ίδιου του κινητήρα όσο και όλων των περιφερειακών του. Τέλος ο εξωτερικός όγκος του κινητήρα, που συναρτάται άμεσα με τον αριθμό των κυλίνδρων, επηρεάζει έντονα τον σχεδιασμό του πλαισίου.

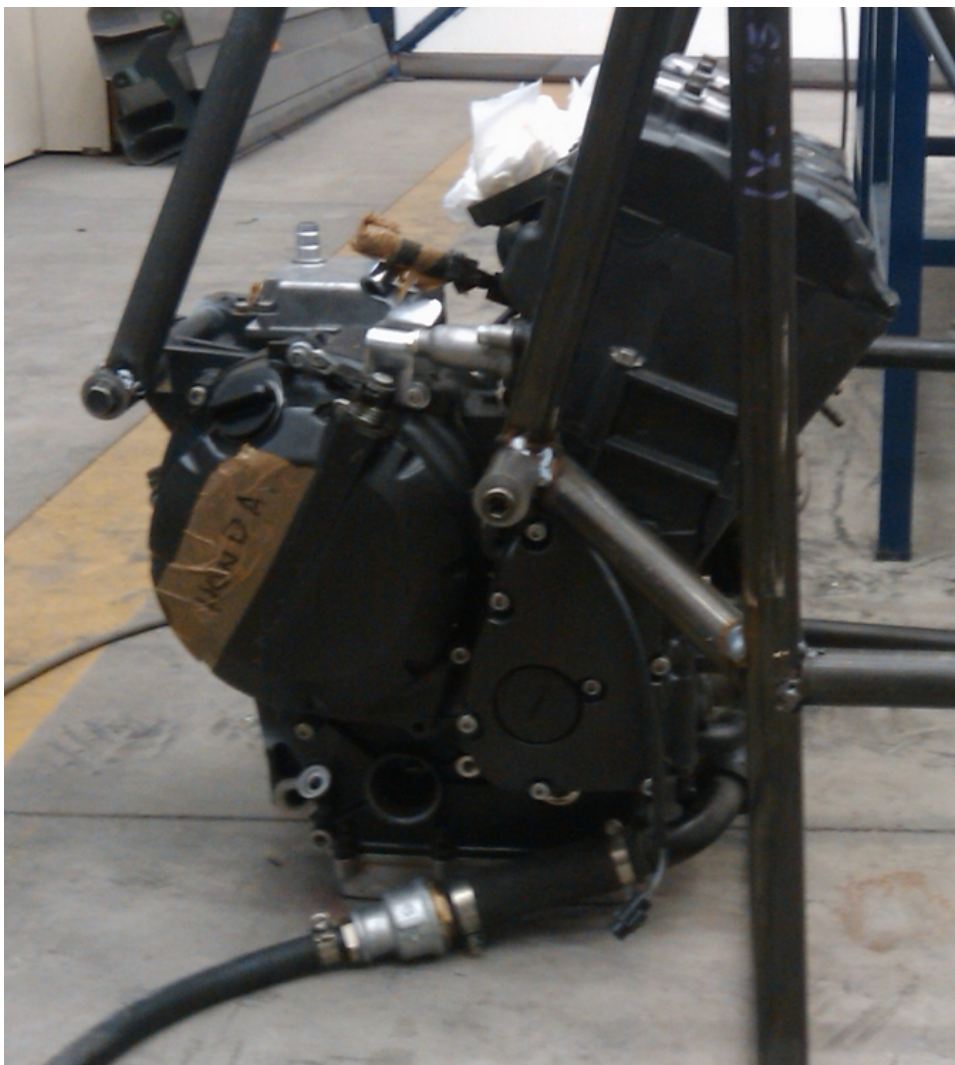
Ένας άλλος προβληματισμός είναι η υπετροφοδότηση ή όχι. Οι κινητήρες του εμπορίου είναι σπάνια υπετροφοδοτούμενοι, οπότε ο σχεδιασμός και η προσαρμογή θα έπρεπε να γίνει από την ομάδα, το οποίο κρίθηκε ασύμφορο. Μάλιστα, ο περιορισμός της διατομής των 20mm στην εισαγωγή κάνει την υπετροφοδότηση λιγότερο αποδοτική. Οπότε η λύση της φυσικής αναπνοής (ΦΑ) προτιμήθηκε.

Οι κυριότεροι κινητήρες που είναι διαθέσιμοι αξιολογούνται ως εξής:

	ισχύς	βάρος	τιμή	διαθεσιμότητα	αξιοπιστία	Ευκολία μετατροπών
1-κυλ ΦΑ	-	+++	++	+++	+	+
1- κυλ υπερ/δοτηση	+	++	-	+	-	++
2- κυλ ΦΑ	+	++	+	-	+	+
4- κυλ ΦΑ	++	+	+	+++	++	++
4- κυλ υπερ/δοτηση	+++	-	-	+	-	-

Με βάση τα παραπάνω, επιλέχθηκε ο κινητήρας της μοτοσυκλέτας Yamaha YFZ-R6, τετρακύλινδρος εν σειρά, φυσικής αναπνοής, υδρόψυκτος, με κιβώτιο 6 σχέσεων. Τα χαρακτηριστικά του φαίνονται παρακάτω:

Κύλινδροι	4
Χρόνοι	4
Ανάφλεξη	Ανάφλεξη με σπινθηριστή
Διάμετρος εμβόλου	65.5 mm
Διαδρομή εμβόλου	44.5 mm
Μήκος διωστήρα	100 mm
Λόγος συμπίεσης	12.2:1
Βάρος	50kg
Ισχύς (κατασκευαστή)	125bhp



Ο κινητήρας

Ο κινητήρας χρειάστηκε αρκετές μετατροπές για να προσαρμοσθεί με το υπόλοιπο σύνολο. Ο κύριος λόγος ήταν ότι προέρχεται από μοτοσυκλέτα, που έχει διαφορετικά χαρακτηριστικά από ένα 4-τροχο όχημα. Ένας άλλος λόγος είναι ότι ένα αγωνιστικό

μονοθέσιο δεν χρειάζεται να είναι σύμφωνο με τους περιορισμούς που έχει ένα όχημα με έγκριση τύπου για καθημερινή χρήση, και ως εκ τούτου μπορεί να απαλλαγεί από περιττά εξαρτήματα, ώστε να αυξηθεί περαιτέρω η απόδοσή του.

Τις μετατροπές αυτές θα εξετάσουμε αναλυτικότερα παρακάτω.

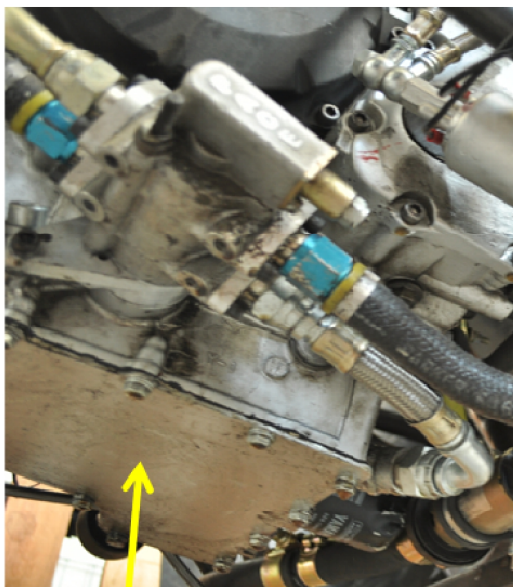
3.3.Μετατροπές-Προσαρμογές

Λίπανση

Ο κινητήρας διαθέτει ένα σύστημα λίπανσης, το οποίο χρησιμοποιεί ελαιολεκάνη, στην οποία συγκεντρώνεται το λιπαντικό, και στη συνέχεια τροφοδοτείται στο κύκλωμα λίπανσης μέσω αντλίας. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να υπάρχει ένας μεγάλος όγκος λιπαντικού κάτω από τον στραφαλοθάλαμο, ο οποίος επηρεάζει το συνολικό ύψος του κινητήρα. Καταργώντας αυτόν τον όγκο, το κέντρο μάζας του κινητήρα μειώθηκε κατά 100mm, τα οποία είναι πολύ σημαντικά για τη δυναμική του οχήματος.



Αρχική ελαιολεκάνη



Τελική ελαιολεκάνη

Ταυτόχρονα, μειώθηκε ο κίνδυνος να μην υπάρχει λιπαντικό στην ελαιολεκάνη κατά τη διάρκεια κάποιας καμπής, λόγω φυγοκέντρου. Έτσι σημειώθηκε και βελτιωμένη αξιοπιστία.

Το σύστημα του ξηρού καρτερ αποτελείται από μια εξωτερική αντλία δυο σταδίων και ένα εξωτερικό δοχείο λιπαντικού. Το πρώτο στάδιο της αντλίας συγκεντρώνει το λιπαντικό από την –ελαχίστων διαστάσεων πλέον- ελαιολεκάνης στο εξωτερικό δοχείο. Το δεύτερο στάδιο οδηγεί το λιπαντικό στο κύκλωμα λίπανσης, ακριβώς πριν το φίλτρο. Έτσι το κύκλωμα αυτό καθαυτό δεν επηρεάζεται.

Ο όγκος του λιπαντικού που χρησιμοποιείται υπολογίζεται από τον όγκο που προτείνει ο κατασκευαστής και τον όγκο του εξωτερικού δοχείου. Έτσι έχουμε:

$$V_{τελ} = 4lt$$

Τέλος, με την μετατροπή αυτή παρέχεται καλύτερη ψύξη στο λιπαντικό, και κατ' επέκταση στον κινητήρα, καθώς ο κύριος όγκος λιπαντικού απομακρύνεται από τις πηγές θερμότητας του κινητήρα και μεταφέρεται σε χώρο με έντονη κυκλοφορία ατμοσφαιρικού αέρα. Το υλικό κατασκευής του δοχείου είναι αλουμίνιο, για χαμηλό βάρος και υψηλότερη αγωγή θερμότητας.

Ακριβώς για επιπλέον ψύξη έχει προστεθεί στο εσωτερικό του δοχείου έλασμα, ώστε να εκτρέπει τη ροή περιμετρικά, για όσο το δυνατόν μεγαλύτερη επιφάνεια επαφής με τα τοιχώματα του δοχείου και κατ' επέκταση με τον ατμοσφαιρικό αέρα.



Δοχείο λιπαντικού κατά την κατασκευή



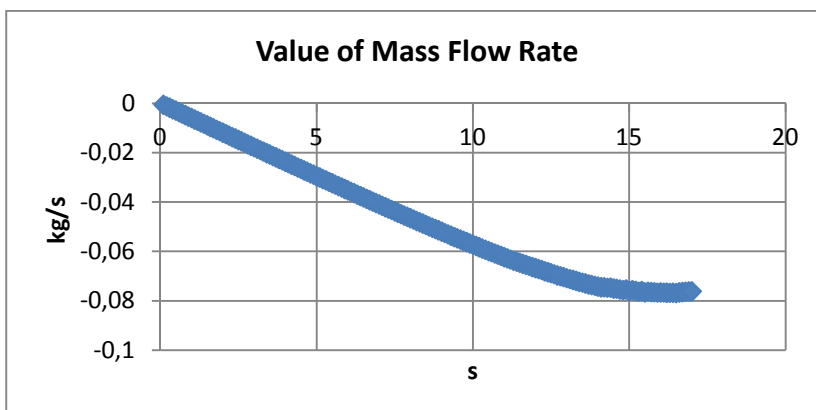
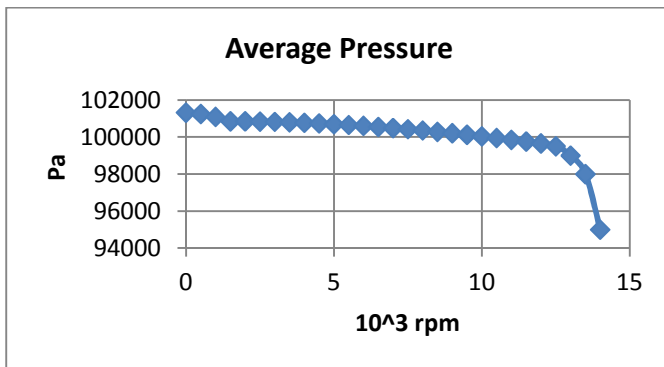
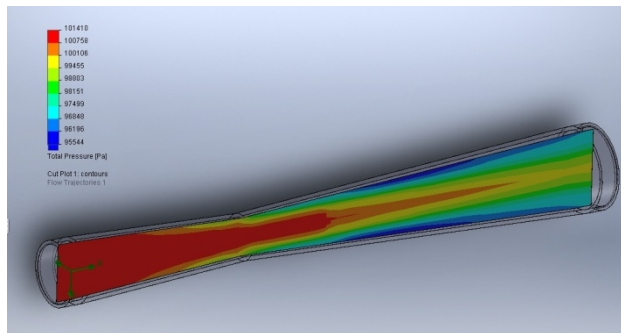
Τοποθετημένο δοχείο με σωληνώσεις

Σχεδιασμός εισαγωγής/εξαγωγής κινητήρα

Ο βασικός παράγοντας σχεδιασμού της εισαγωγής είναι ο περιοριστής των 20mm που θέτουν οι κανονισμοί. Αυτός ουσιαστικά θέτει ένα άνω όριο στην υποδύναμη του κινητήρα, καθώς οι δυναμικές του απώλειες δεν επιτρέπουν στην παροχή αέρα να αυξηθεί, όσο και αν αυξηθεί ο ρυθμός περιστροφής του κινητήρα. Με δεδομένο αέρα προς καύση, και δεδομένους βαθμούς απόδοσης, η υποδύναμη δεν μπορεί να αυξηθεί περαιτέρω.

Ο κανονισμός αυτός έχει σκοπό τον περιορισμό της υποδύναμης στα μονοθέσια οχήματα των ομάδων, για λόγους ασφαλείας. Ταυτόχρονα, οδηγεί στην ανάπτυξη εναλλακτικών καινοτόμων ιδεών για την υπερπήδηση του εμποδίου αυτού.

Κάνουμε ένα απλό τρισδιάστατο μοντέλο του περιοριστή και το αναλύουμε με υπολογιστική ρευστομηχανική. Χρησιμοποιείται το λογισμικό Solidworks Flow. Βάζουμε παραμέτρους την ατμοσφαιρική πίεση σαν πίεση εισόδου και την παροχή όπως προκύπτει από τις στροφές του κινητήρα. Δοκιμάζοντας διάφορες τιμές ταχύτητας περιστροφής κινητήρα, και κατ' επέκταση παροχές όγκου, παρατηρούμε ότι η πτώση πίεσης είναι πολύ μεγάλη καθώς ανεβαίνει η παροχή. Παρατηρούμε ακόμα ότι η παροχή μάζας πρακτικά σταθεροποιείται από ένα σημείο και πάνω, λόγω της συμπίεσότητας του αέρα. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να μην μπορούμε να έχουμε περαιτέρω αύξηση της ισχύος.



Όπως φαίνεται από τα παραπάνω γραφήματα, το όριο στροφών στο οποίο η πτώση πίεσης είναι πολύ μεγάλη και η παροχή σταθεροποιείται προκύπτει περίπου στις 13.000rpm, οπότε κάπου εκεί θα είναι και το όριο περιστροφής του κινητήρα.

Καθώς η ροή του εισερχόμενου αέρα διέρχεται από την ρυθμιστική δικλείδα στον κύριο όγκο της πολλαπλής εισαγωγής και μέσω των αυλών καταλήγει στους οχετούς εισαγωγής (όπου κι αναμειγνύεται με το καύσιμο το οποίο ψεκάζεται σε αυτό ακριβώς το σημείο), έχουμε να μελετήσουμε ένα πολύπλοκο φαινόμενο. Δεν είναι μόνο η ροή που εμφανίζεται με μορφή παλμών, αλλά και η διαφορετική γεωμετρική διαδρομή του αερίου και η υγροποίηση του καυσίμου με την εμφάνιση ενός φιλμ στα τοιχώματα του οχετού εισαγωγής. Η μελέτη περιπλέκεται περαιτέρω για τον κινητήρα μας λόγω της χρήσης για την οποία σχεδιάζεται. Σε έναν αγώνα το φορτίο μεταβάλλεται συνεχώς ενώ ο κινητήρας πρέπει ν' αποδίδει σε ένα μεγάλο εύρος ταχυτήτων. Άρα έχουμε να προσθέσουμε στις μεταβλητές μας την παροχή μάζας αέρα (άρα και καυσίμου λόγω της στοιχειομετρίας της καύσης), αλλά και την ταχύτητα περιστροφή του κινητήρα.

Σε αυτήν την μελέτη θα επικεντρωθούμε στην μορφή της πολλαπλής εισαγωγής μόνο, χωρίς να επεκταθούμε στην εξαγωγή των καυσαερίων ή σε πιο επεμβατικές αλλαγές στον κινητήρα όπως η αλλαγή του προφίλ κινήσεως των βαλβίδων ή αλλαγές στις βασικές διαστάσεις της κυλινδροκεφαλής (διάμετροι και μήκη οχετών εισαγωγής). Σε πολυκύλινδρους κινητήρες (σαν και τον δικό μας), η κατασκευή της πολλαπλής εισαγωγής αποσκοπεί στην εκμετάλλευση της παλμοειδούς μορφής της ροής. Το σύστημα πρέπει να είναι κατάλληλα σχεδιασμένο ώστε να μην συναντώνται παλμοί που προκαλούνται από διαφορετικούς κυλίνδρους στον ίδιο αγωγό, μιας και κάτι τέτοιο οδηγεί σε αυξημένη πτώση πίεσης και μείωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης. Είναι γενικώς επιθυμητό 2 ή 3 κύλινδροι που βρίσκονται σε διαφορετική φάση να είναι συνδεδεμένοι σε κοινή πολλαπλή εισαγωγής. Βέβαια ο κινητήρας μας έχει μόνο 4 κυλίνδρους εν σειρά, οπότε δεν απαιτούνται ακραίες λύσεις διπλών όγκων για ομαδοποίηση κυλίνδρων. Θα χρησιμοποιήσουμε την πιο συνηθισμένη και πιο απλή μορφή της πολλαπλής εισαγωγής η οποία αποτελείται από ένα δοχείο απόσβεσης παλμών (plenum) από το οποίο ξεκινάει ξεχωριστή σωλήνωση που καταλήγει σε κάθε κύλινδρο. Σημαντικές παράμετροι σχεδιασμού είναι τα ακόλουθα:

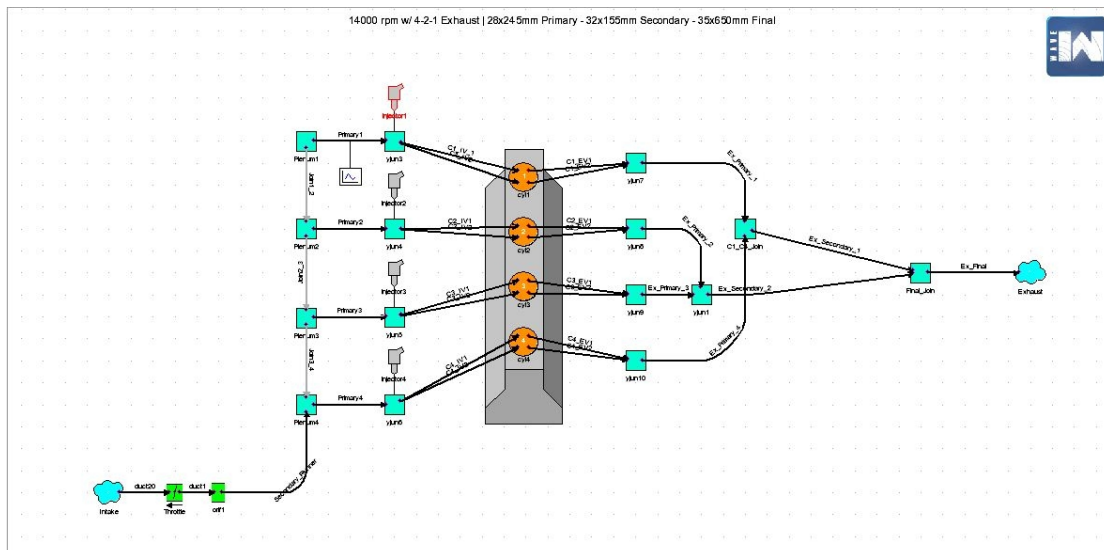
- Χαμηλή αντίσταση στην ροή, δηλαδή η πτώση πίεσης κατά μήκος του οχετού να είναι κατά το δυνατόν μικρή. Αυτό επιτυγχάνεται με ελαχιστοποίηση των καμπυλώσεων των αυλών, και καλή ποιότητα επιφανείας.
- Ομοιόμορφη διανομή του αέρα στους κυλίνδρους ώστε να πληρούνται όλοι οι κύλινδροι με ίσες ποσότητες μίγματος. Αυτό επιτυγχάνεται με συμμετρικό σχεδιασμό της πολλαπλής εισαγωγής.
- Το μήκος των αυλών (runners) προς κάθε κύλινδρο να είναι τέτοιο ώστε να γίνεται εκμετάλλευση των φαινομένων ανακοπής και συντονισμού σε αυτούς. Επίσης οι αυλοί πρέπει να έχουν αρκετά μικρή διάμετρο ώστε να επιταχύνουν ικανά την ροή σε μικρές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα, αλλά κι αρκετά μεγάλη ώστε να μην στραγγαλίζουν την ροή όταν αυτή φτάνει υψηλές ταχύτητες λόγω υψηλής ταχύτητας του κινητήρα.

- Κατάλληλο μέγεθος του plenum. Πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο για να μπορεί να παρέχει αρκετή μάζα αέρα σε κάθε κύλινδρο όταν αυτός είναι στην φάση της εισαγωγής, αλλά κι αρκετά μικρό για λόγους αδρανείας του αέρα. Όταν αλλάζει το φορτίο, αλλάζει και η γωνία της ρυθμιστικής δικλείδα άρα και η παροχή του αέρα. Λόγω αδρανείας όμως η αλλαγή στην γωνία δεν οδηγεί σε άμεση απόκριση του κινητήρα. Όσο μικρότερο το plenum, τόσο λιγότερος αέρα υπάρχει σε αυτό, άρα μικρότερη αδράνεια άρα και αμεσότερη απόκριση.

Για τις ανάγκες του σχεδιασμού χρησιμοποιήθηκε ένα εμπορικό πακέτο μονοδιάστατης ανάλυσης της ροής σε κινητήρες. Ο κώδικας αυτός χρησιμοποιείται επί σειρά ετών από σχεδιαστές συστημάτων αναπνοής κινητήρων, από απλές εφαρμογές σε κινητήρες παραγωγής έως και εφαρμογές υψηλών απαιτήσεων όπως κινητήρες μονοθέσιων Formula 1. Το λογισμικό αυτό ονομάζεται WAVE και μας το παραχώρησε η εταιρία RICARDO.

Ο κώδικας, ως μέρος εμπορικού πακέτου εμπεριέχει επίσης πλήρες pre-processor για το στήσιμο του μοντέλου (WaveBuild), και post-processor (WavePost) για ανάλυση των αποτελεσμάτων.

Παρακάτω παρατίθεται γενική εικόνα του μοντέλου και ακολουθεί ανάλυση των διαφόρων παραμέτρων:



Κατ' αρχήν θέτουμε τις βασικές παραμέτρους της προσομοίωσής μας. Θέτουμε την διάρκεια της προσομοίωσης στους 30 κύκλους του κινητήρα, αριθμός ικανός για να επιτευχθεί σύγκλιση. Ο κώδικας ρυθμίζεται ώστε να θεωρεί ότι η σύγκλιση έχει επιτευχθεί όταν για 2 συνεχόμενους κύκλους έχει αποτελέσματα που διαφέρουν λιγότερο από 1% στις τιμές της πίεσης και της ταχύτητας του ρευστού σε κάθε υπολογιστικό κελί στο τέλος κάθε κύκλου. Σε περίπτωση σύγκλισης σταματά να τρέχει την συγκεκριμένη περίπτωση άσχετα με το αν έχει ολοκληρώσει 30 κύκλους.

Επίσης ορίζουμε ως καύσιμο το Indolene (C₁₈H₂₅NO – CAS# 68527-79-7), αντί της εμπορικής βενζίνης μιας και αυτό είναι και το τυποποιημένο καύσιμο που χρησιμοποιείται κατά την US Federal Test Procedure για την πιστοποίηση οχημάτων μιας κι επιτρέπει για απόλυτα αναπαράξιμα αποτελέσματα λόγω χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο και έλλειψης προσθέτων.

Έχοντας ολοκληρώσει πλέον τον ορισμό των επιμέρους στοιχείων του μοντέλου μας προχωρούμε στην μοντελοποίηση της πολλαπλής εισαγωγής.

Στόχος είναι να γίνει ένα πλήρως παραμετροποιήσιμο μοντέλο προκειμένου αλλαγές στις βασικές διαστάσεις αλλά και στην γεωμετρία να γίνονται άμεσα κι εύκολα. Έτσι γίνεται πολύ πιο εύκολη η βελτιστοποίηση του σχεδίου, αφού ουσιαστικά όλα τα βασικά χαρακτηριστικά της πολλαπλής εισαγωγής παραμένουν ρευστά.

Τέλος ορίζουμε τα χαρακτηριστικά της πολλαπλής εισαγωγής ως εξής:

Χωρίζουμε το plenum σε 4 ίσους κυλινδρικούς όγκους ενώνοντάς τους με αγωγούς μηδενικού μήκους χάριν συμμορφώσεως με τις απαιτήσεις του κώδικα. Προφανώς θέτουμε την διάμετρο και το μήκος του κυλίνδρου ως μεταβλητές (Plenum_D, Plenum_L αντίστοιχα) για να γίνει δυνατή η βελτιστοποίηση του όγκου.

Επίσης ορίζουμε ως μεταβλητή και το μήκος των αυλών εισαγωγής (Primary_L), και το μήκος του δευτερεύοντος αυλού εισαγωγής (Secondary_L).

Τέλος θέτουμε θερμοκρασία ρευστού 300 K και πίεση 1.0 bar σε όλο το μήκος της εισαγωγής και θεωρούμε τέλεια επιφάνεια επαφής ρευστού/τοιχωμάτων.

Επίσης θέτουμε μήκος κάθε υπολογιστικού κελιού 35 mm.

Για την ολοκλήρωση του μοντέλου μας μοντελοποιούμε ένα σύστημα πολλαπλής εξαγωγής 4-2-1, με τα εξής χαρακτηριστικά:

Πρωτεύοντες αυλοί εξαγωγής:

Μήκος	EL_P
Διάμετρος	ED_P
Θερμοκρασία Τοιχώματος	750 K
Θερμοκρασία Ρευστού	1100 K
Πίεση Ρευστού	1.05 bar
Συντ. τριβών	0.0
Συντ. μεταφοράς θερμότητας	1.5

Δευτερεύοντες αυλοί εξαγωγής:

Μήκος	EL_S
Διάμετρος	ED_S
Θερμοκρασία Τοιχώματος	750 K
Θερμοκρασία Ρευστού	1100 K
Πίεση Ρευστού	1.05 bar

Συντ. τριβών	1.0
Συντ. μεταφοράς θερμότητας	1.0

Τελικό δοχείο εξαγωγής (σιλανσιέ):

Μήκος	EL_F
Διάμετρος	ED_F
Θερμοκρασία Τοιχώματος	500 K
Θερμοκρασία Ρευστού	1100 K
Πίεση Ρευστού	1.05 bar
Συντ. τριβών	1.0
Συντ. μεταφοράς θερμότητας	1.0

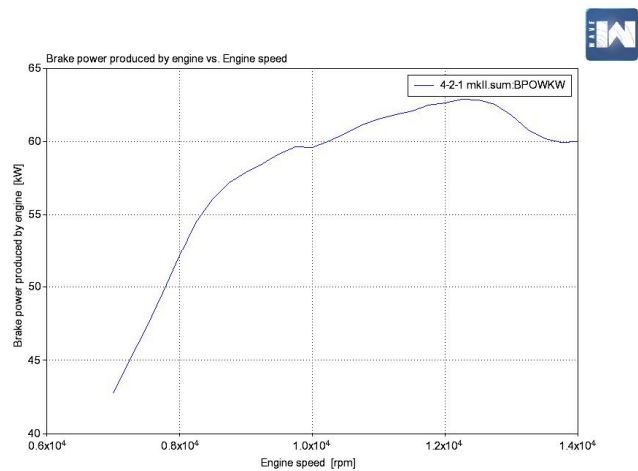
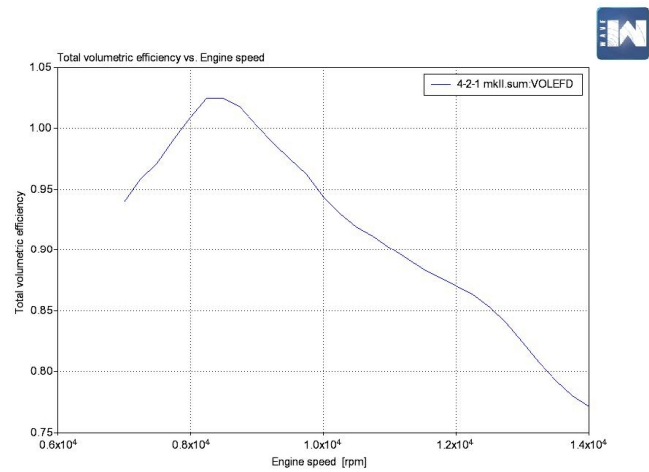
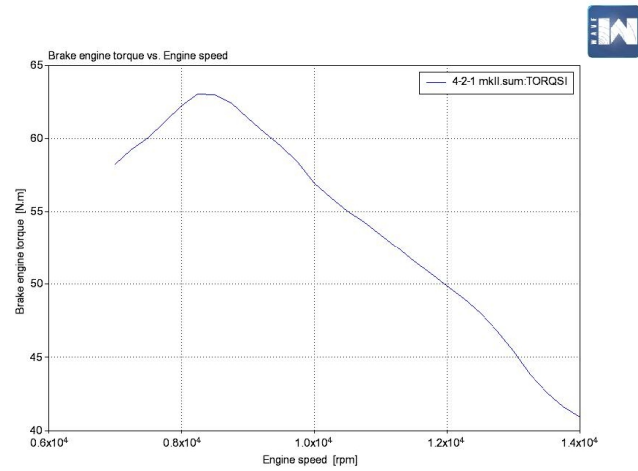
Μήκος υπολογιστικού κελιού καθ' όλο το μήκος της εξαγωγής 40 mm.

Αποτελέσματα

Κατόπιν επαναληπτικής βελτιστοποίησης και δοκιμών διαφορετικών διαστάσεων, η ανάλυση κατέληξε στις διαστάσεις που αναφέρονται στον συγκεντρωτικό πίνακα μεταβλητών παρακάτω.

Απόλυτη ένδειξη της επιτυχίας του σχεδίου αποτελεί ο βαθμός ογκομετρικής απόδοσης ο οποίος ξεπέρασε το 1.00 και μάλιστα στην επιθυμητή περιοχή των 8,000 rpm και 10,000 rpm, λίγο κάτω από το όριο λειτουργίας δηλαδή.

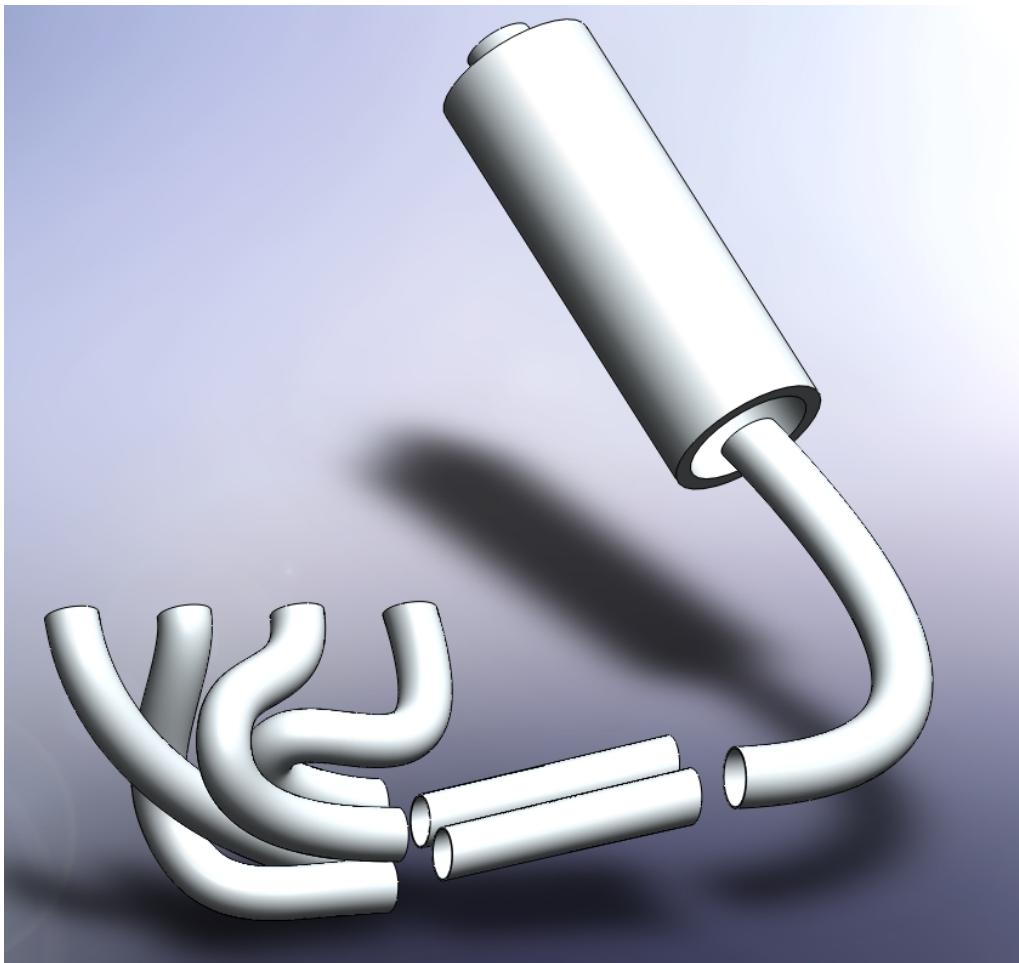
Παρατίθενται επίσης διαγράμματα απόδοσης ροπής, ισχύος και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης.



Και τα τελικά σχέδια, με βάση τις παραπάνω διαστάσεις αλλά και τη χωροταξία του οχήματος στα δεδομένα σημεία, προκύπτουν:



Εισαγωγή



Εξαγωγή

Μετάδοση ισχύος

Ο στόχος της μετάδοσης ήταν μια τελική ταχύτητα της τάξης των 120kph. Αυτό προκύπτει από τη μορφολογία της πίστας. Η μεγαλύτερη δυνατή ευθεία είναι 75m, στην οποία με τη δεδομένη υποδύναμη δεν είναι εφικτή η ανάπτυξη μεγαλύτερης ταχύτητας. Σύμφωνα με αυτό πρέπει να εκλεγεί η τελική σχέση μετάδοσης. Βέβαια, είναι ασύμφορο να χρησιμοποιούνται και οι 6 σχέσεις, αφού θα χάνεται περισσότερος χρόνος στις αλλαγές από αυτόν που θα κερδίζεται λόγω της καλύτερα χρησιμοποιούμενης ροπής. Άλλωστε το κιβώτιο χρησιμοποιείται σε μια μοτοσυκλέτα με τελική ταχύτητα 280kph.

Ένα δεδομένο είναι η πρωτεύουσα σχέση μετάδοσης του κιβωτίου: $i_{\text{πρωτ}} = 2.07$

Το δεύτερο δεδομένο είναι η διάμετρος των τροχών, που επιλέχτηκε με βάση τα χαρακτηριστικά του ελαστικού και της ανάρτησης, με στόχο τη βέλτιστη λειτουργία της, αλλά και τη διαθεσιμότητα τους στο εμπόριο: $D_{\text{τροχού}} = 508\text{mm}$

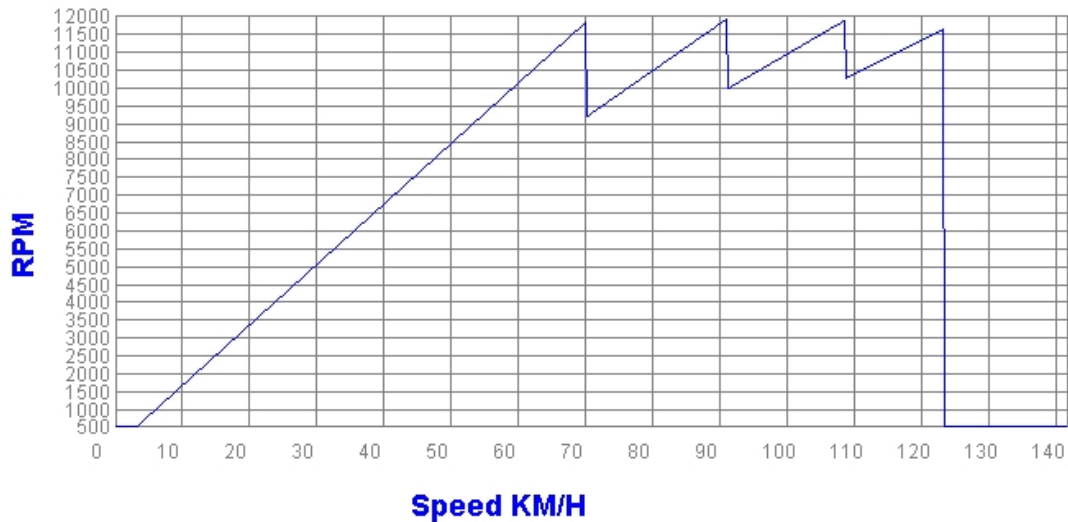
Ο υπολογισμός της ταχύτητας του οχήματος προκύπτει ως εξής:

$$v = \frac{f_{\text{κιν}} * P_{\text{τροχ}}}{i_{\text{πρωτ}} * i_{\text{τελ}} * i_{\text{σχέσης}}}$$

top speed (@12.000rpm)							
gear		$i_{\text{τελ}}$					
#	i	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75
1st	2,58	84	76	70	64	60	56
2nd	2,00	108	98	90	83	77	72
3rd	1,67	130	118	108	100	93	86
4th	1,44	150	136	125	115	107	100
5th	1,29	168	153	140	129	120	112
6th	1,15	188	171	157	144	134	125

Με βάση τον παραπάνω πίνακα, την επιθυμητή τελική ταχύτητα αλλά και την αποφυγή των υπερβολικών αλλαγών σχέσεων κατά τη διάρκεια του αγώνα, η βέλτιστη τελική σχέση μετάδοσης είναι:

$$i_{\text{τελ}} = 3.00$$



Διάγραμμα σχέσης κιβωτίου-ταχύτητας οχήματος

Διαφορικό

Υπάρχουν 3 βασικά είδη διαφορικών:

- Ανοιχτό διαφορικό
- Διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης (LSD)
- Απουσία διαφορικού (100% σύμπλεξη)

Κάθε λύση έχει τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματά της. Το ανοιχτό διαφορικό είναι η σχετικά απλή και φτηνή λύση, αλλά είναι πιθανό κάποιος τροχός να χάνει πρόσφυση και να καθυστερεί την επιτάχυνση του οχήματος. Το διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης είναι πολύπλοκο και ακριβό, έχει όμως τα καλύτερα χαρακτηριστικά για τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος. Η τελευταία λύση της 100% σύμπλεξης είναι η πιο απλή και φτηνή λύση, και δεν επιτρέπει σε κανένα τροχό να ολισθαίνει. Είναι πιθανό όμως να κάνει τον έλεγχο του οχήματος δύσκολο, αφού και οι δυο κινητήριιοι τροχοί θα έχουν ίσες ταχύτητες και υπάρχει ο κίνδυνος εκτροπής του οχήματος.

Η επιλογή είναι διαφορικό περιορισμένης ολίσθησης, τύπου **torsen** (torque sensitive), καθώς συνδυάζει τα πλεονεκτήματα του ανοιχτού διαφορικού χωρίς την απώλεια πρόωσης, ενώ δεν επηρεάζει τη δυναμική συμπεριφορά του οχήματος. Τα διαφορικά τύπου torsen είναι ταυτόχρονα και τα πιο οικονομικά της οικογένειας περιορισμένης ολίσθησης.

Επιλέγεται μάλιστα έτοιμο διαφορικό εμπορίου, κλειστού τύπου, ώστε να μπορεί να εδρασθεί εύκολα, χωρίς ανάγκη για σύστημα λίπανσης. Αυτό το κάνει πιο ογκώδες και βαρύ μιας και είναι σχεδιασμένο για πολύ μεγαλύτερη ροπή, αλλά η κατασκευής ενός νέου ήταν ασύμφορη.

Το τελευταίο μέρος της μετάδοσης είναι τα ημιαξόνια. Αυτά διαστασιολογήθηκαν για τη ροπή που μεταφέρουν, η οποία είναι εύκολα υπολογίσιμη. Η μέγιστη ροπή προκύπτει για τη μέγιστη επιτάχυνση του οχήματος, η οποία προκύπτει για τη μέγιστη πρόσφυση. Με δεδομένη τη διάμετρο του τροχού, έχουμε:

$$M_d = \alpha * R_{\tau\text{ροχού}}$$

Θεωρούμε ότι σε ακραίες περιπτώσεις μπορεί η ροπή να περνάει μόνο από τον έναν τροχό.

Στη συνέχεια, επιλέγουμε έναν κοινό χάλυβα εμπορίου(St70) και υπολογίζουμε την απαραίτητη διατομή:

$$A = \frac{M_d}{\tau_{max}} * c$$

Θεωρούμε συντελεστή ασφαλείας $c=8$, καθώς το φορτίο είναι εναλλασσόμενο και ίσως κρουστικό ορισμένες φορές. Οπότε η διάμετρος προκύπτει:

$$d = 15mm$$

Στα άκρα διαμορφώνονται πολύσφηνα, για σύνδεση με τους συνδέσμους σταθερής ταχύτητας (τρίποδες). Η θέση του διαφορικού επιλέγεται έτσι ώστε να έχουμε τις ελάχιστες δυνατές γωνίες ημιαξονίου-αξονα τροχού, ενώ προβλέπεται από το σχεδιασμό η ύπαρξη σταγανωτικού μέσου για το γράσο των συνδέσμων.

3.4.Κατασκευή

Εισαγωγή-εξαγωγή κινητήρα

Η πρώτη προσπάθεια για την κατασκευή της εισαγωγής έγινε με σύνθετα υλικά (ίνες άνθρακα και εποξική ρητίνη). Αυτά τα υλικά είναι πολύ ελαφρά και μπορούν να διαμορφωθούν σε διάφορα σχήματα, βελτιώνοντας έτσι τη ροή. Το τεμάχιο όμως δεν ήταν αρκετά στιβαρό ούτε αρκετά στεγανό, επειδή δεν είχε γίνει σωστός υπολογισμός της υποπίεσης που δέχεται από τον κινητήρα κατά τη φάση της επιβράδυνσης, η οποία μπορεί να φτάσει ακόμα και τα 0.2bar.

Η μήτρα έγινε με ταχεία κατασκευή πρωτοτύπων, στο εργαστήριο της σχολής. Η κατασκευή των σύνθετων έγινε με το χέρι.

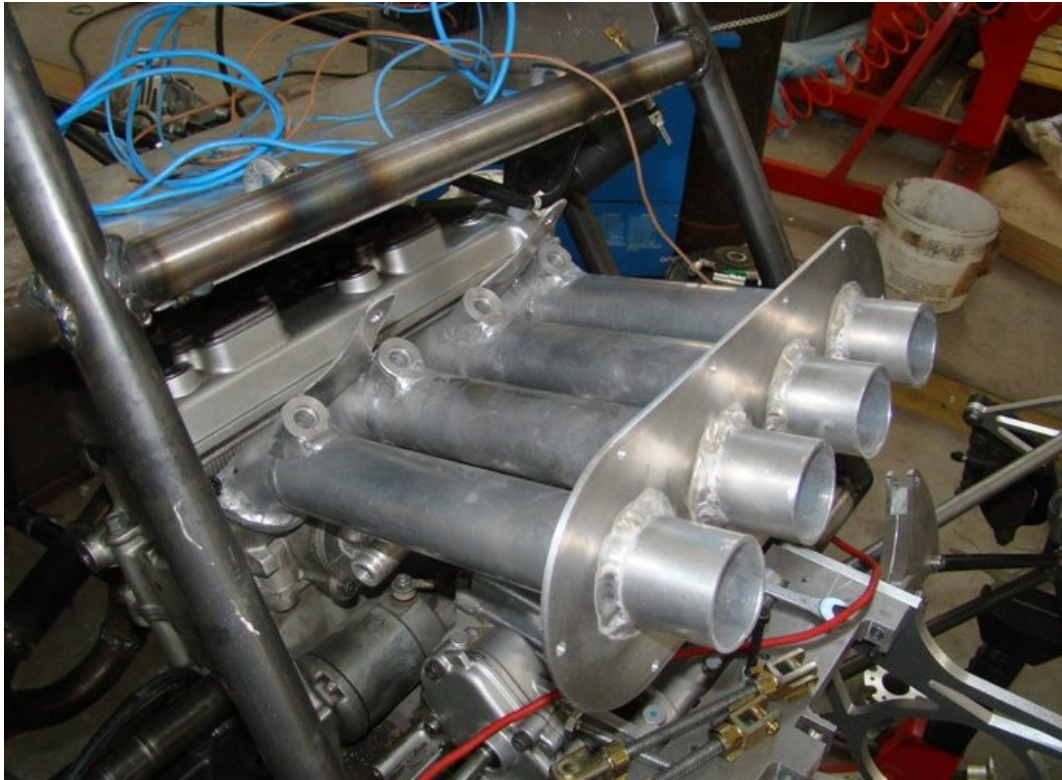


Μήτρα από Rapid Prototyping

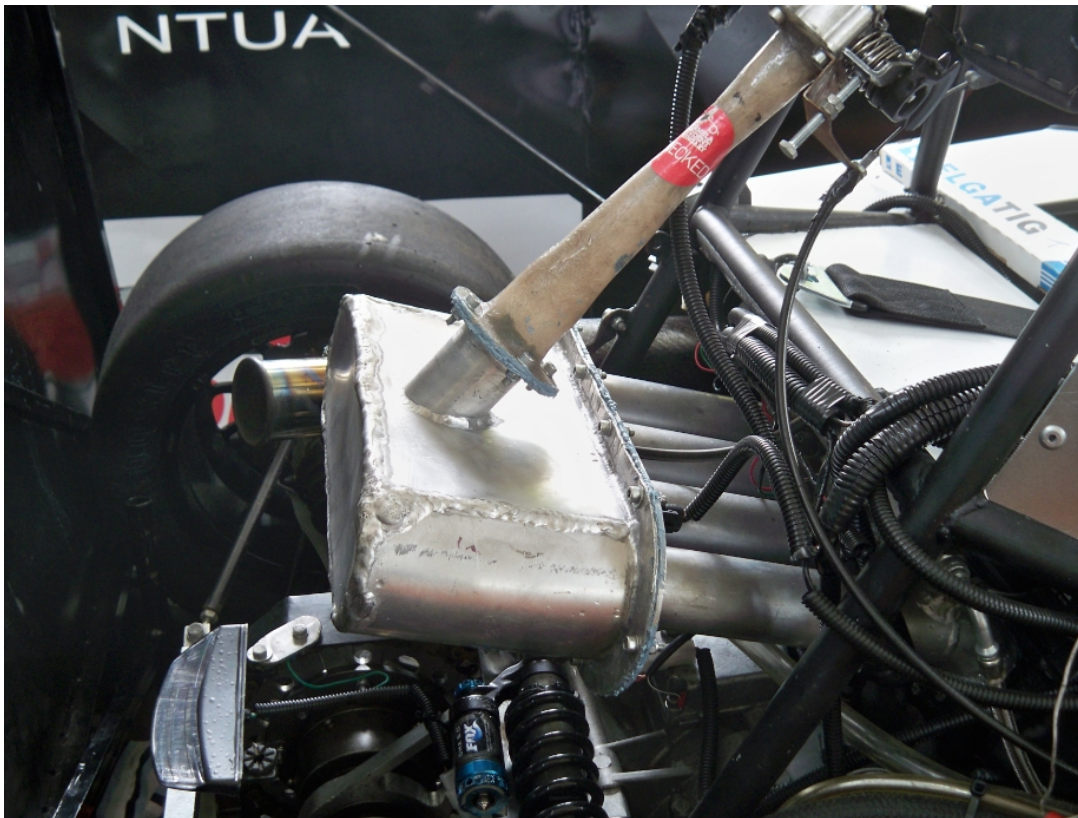


Η πρώτη πολλαπλή εισαγωγή κατά την κατασκευή

Η δεύτερη προσπάθεια έγινε με φύλλα αλουμινίου, συγκολλημένα μεταξύ τους. Έγινε προσπάθεια να σχεδιαστεί όσο πιο κοντά στις διαστάσεις του μοντέλου γίνεται, αλλά οι επίπεδες επιφάνειες βάζουν πολλούς περιορισμούς. Το αποτέλεσμα είναι βαρύτερο και έχει περισσότερες απώλειες πίεσης ροής, αλλά πολύ πιο στιβαρό, στεγανό και αξιόπιστο.



Οι αυλοί της τελικής εισαγωγής



Τελική εισαγωγή

Η κατασκευή της εξαγωγής θεωρήθηκε πολύπλοκη διαδικασία και για τον λόγο αυτό ανατέθηκε σε εξειδικευμένο μηχανουργείο.



Μετά το πέρας όλης μετατροπής και κατασκευής του κινητήρα, το όχημα πήγε για δυναμομέτρηση σε δυναμόμετρο υδραυλικής πέδης. Εδώ βλέπουμε το αποτέλεσμα:



Η μέγιστη ισχύς του κινητήρα, όπως μετράται στους άξονες των τροχών, συμπεριλαμβανόμενων δηλαδή των απωλειών, είναι:

- **63,7 PS στις 8750rpm**

Ενώ η μέγιστη ροπή είναι:

- **55Nm, στις 8350rpm**

Στο διάγραμμα παρατηρούνται κάποιες ιδιόμορφες καμπύλες. Αυτές αποτελούν θόρυβο της μέτρησης, καθώς το συγκεκριμένο δυναμόμετρο ήταν για πολύ πιο ισχυρά οχήματα και η διακριτική του ικανότητα σε τέτοιες ισχύεις δεν είναι η απαιτούμενη, οπότε αγνοήθηκε.

Παρόλο το θόρυβο, οι μέγιστες τιμές μπορούν να θεωρηθούν σχετικά ακριβείς. Η πτώση της απόδοσης σε σχέση με τον κατασκευαστή του κινητήρα είναι αναμενόμενη, καθώς έχουμε παρεμβάλει τόσο τον περιοριστή της εισαγωγής των 20mm όσο και το σύστημα μετάδοσης με τις απώλειες του. Σημειώνουμε εδώ ότι η εκ κατασκευής διατομή της εισαγωγής είναι 4 αυλοί των 36mm.

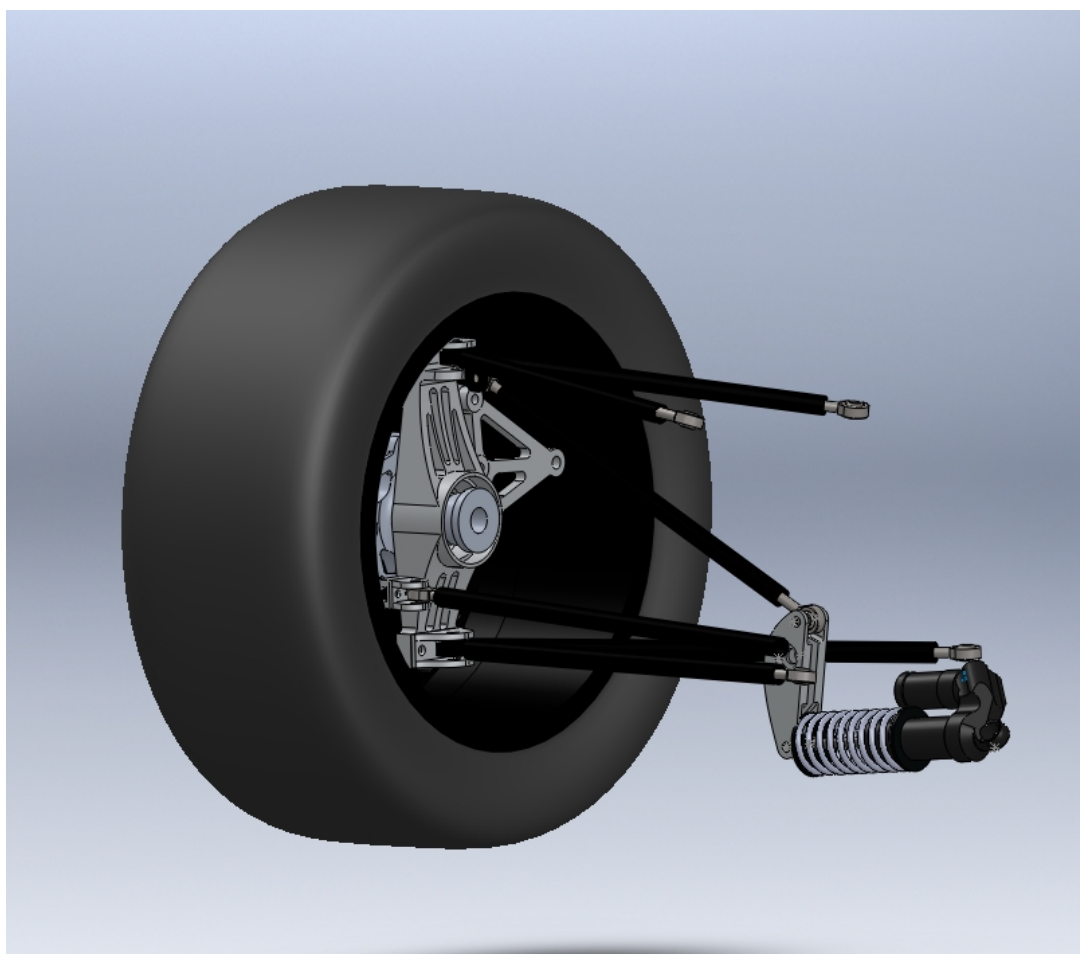
4. Ανάρτηση

4.1.Εισαγωγή

Η ανάρτηση αποτελεί ένα είδος ελαστικού συνδέσμου που διαχωρίζει τις αναρτημένες (όπως είναι το πλαίσιο, η μηχανή, οι επιβάτες, κτλ.) από τις μη αναρτημένες (οι τροχοί, οι δίσκοι πέδησης, οι άξονες του διαφορικού, κτλ.) μάζες ενός οχήματος. Κάθε σύστημα ανάρτησης αποτελείται από ένα σύνολο μηχανικών αρθρώσεων και συναρμογών, που συνεργάζονται με ελατήρια και αποσβεστήρες και λειτουργούν για να ελέγξουν την κατακόρυφη ταλάντωση των τροχών και τη συνεπαγόμενη αυξομείωση της απόστασης τους από το αναρτημένο κυρίως σώμα του οχήματος. Η λειτουργία των αναρτήσεων αφορά αφενός την άνεση, δηλαδή την μείωση των ταλαντώσεων που φτάνουν στο αμάξωμα και στην καμπίνα των επιβατών, και αφετέρου την οδηγισιμότητα του οχήματος.

Σε ένα αγωνιστικό όχημα για χρήση πίστας, η λειτουργία της ανάρτησης με σκοπό την άνεση δεν υφίσταται. Ο ρόλος της είναι αποκλειστικά να κρατάει τους τροχούς σε επαφή με το έδαφος και να μεγιστοποιεί την πρόσφυση.

Ο σχεδιασμός και η ανάλυση, τόσο κινηματική, όσο και δυναμική, καθώς και οι υπολογισμοί των στοιχείων της ανάρτησης, έγιναν από τον συνάδελφο Άγγελο Τσιαπάρα.



Συναρμολογημένο σύστημα εμπρός ανάρτησης

4.2.Κατασκευή

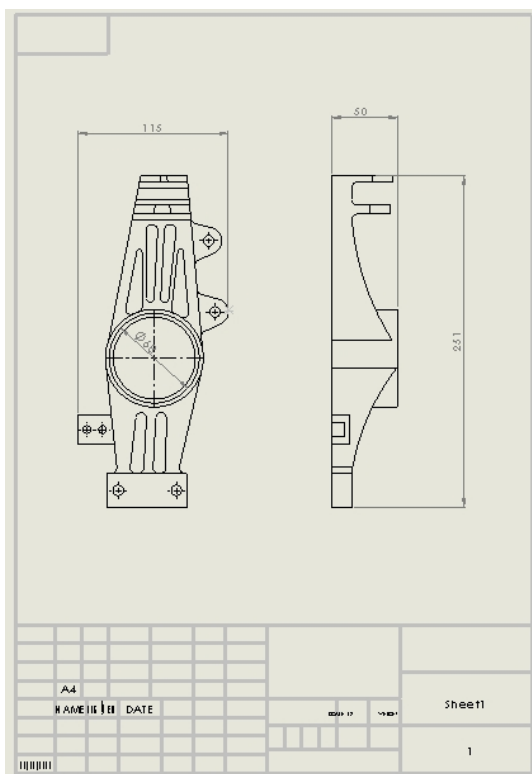
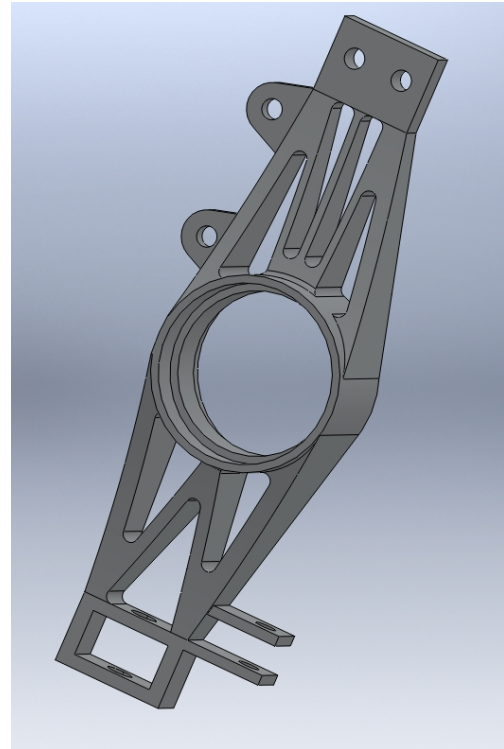
Η ανάρτηση αποτελείται από μια σειρά κομματιών. Τα περισσότερα κατασκευάστηκαν από κράμα αλουμίνιου αεροπορικού τύπου 7075 T6. Υπήρξε εκτεταμένη χρήση του κέντρου κατεργασίας CNC του εργαστηρίου, καθώς και του τόρνου. Υπήρχαν ακόμα κομμάτια από χάλυβα, τα οποία κατεργάστηκαν σε τόρνο και στη συνέχεια συγκολλήθηκαν.

Upright

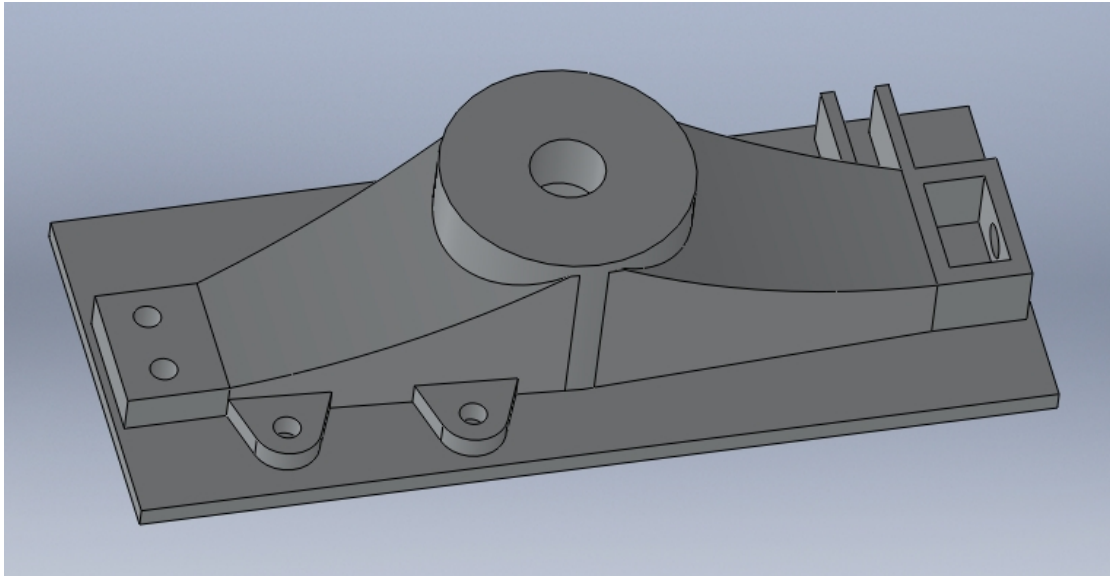
Το πρώτο κομμάτι που κατασκευάστηκε ήταν το Upright, το στοιχείο δηλαδή που φέρει τις εδράσεις του άξονα του τροχού.

Στόχος της κατεργασίας ήταν να γίνει με όσο το δυνατόν λιγότερα δεσίματα στη μηχανή. Έτσι η αρχική μπιγιέτα δέθηκε στη μέγγενη της μηχανής, έτσι ώστε να αφήνει ελεύθερο όλο το χώρο που απαιτεί το κομμάτι για να κατεργαστεί. Στη συνέχεια έγινε η παραγωγή του κώδικα με το λογισμικό SolidCAM, σε συνεργασία με το λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης Solidworks.

Η κατεργασία ξεκινάει με το ξεχόνδρισμα. Επιλέχθηκε φρεζοκεφαλή διαμέτρου 25mm, με δυο πλακίδια καρβιδίου, ώστε η κατεργασία να είναι γρήγορη. Από καταλόγους του κατασκευαστή επιλέγουμε τις εξής παραμέτρους:



- Ταχύτητα περιστροφής: 1200rpm
- Βάθος κοπής: 1.2mm
- Βαθμός επικάλυψης: 30%
- Ταχύτητα πρόωσης: 1200mm/min



Το τεμάχιο μετά το ξεχόνδρισμα

Στη συνέχεια έχουμε το φινίρισμα. Επιλέγεται η λειτουργία 3D Milling, καθώς η προς κατεργασία επιφάνεια είναι μια τρισδιάστατη καμπύλη στο χώρο, την οποία προσεγγίζουμε με διαδοχικές τομές κατά τον άξονα Z. Η διαδικασία αυτή είναι χρονοβόρα, αλλά είναι ο μόνος τρόπος να έχουμε το επιθυμητό αποτέλεσμα. Χρησιμοποιήθηκε κονδύλι διαμέτρου 16mm, με παραμέτρους:

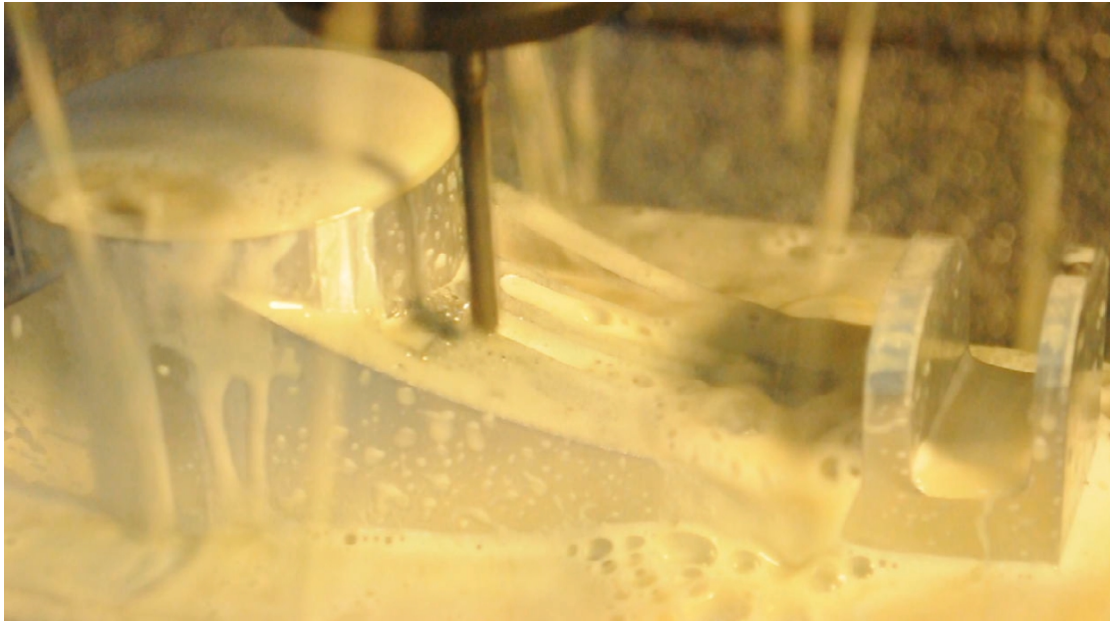
- Ταχύτητα περιστροφής: 4000rpm
- Βήμα κοπής: 0,15mm
- Ταχύτητα πρόωσης: 1200mm/min

Στη συνέχεια προγραμματίστηκαν οι ποκέτες, με κονδύλι διαμέτρου 6mm, ώστε να επιτευχθούν οι κατάλληλες ακτίνες καμπυλότητας. Οι παράμετροι κοπής ήταν:

- Ταχύτητα περιστροφής: 6000rpm
- Βάθος κοπής: 0,9mm
- Βαθμός επικάλυψης: 60%
- Ταχύτητα πρόωσης: 800mm/min

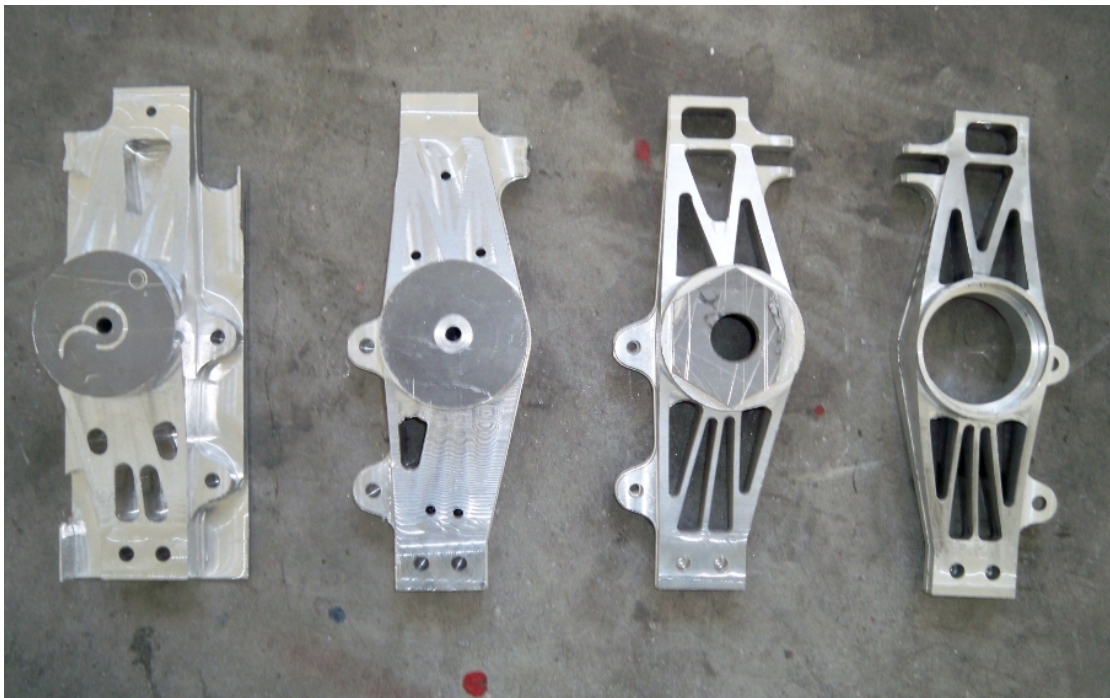
Τέλος, προγραμματίστηκε η διάτρηση των οπών, με κατάλληλα τρυπάνια.

Στη συνέχεια ο κώδικας ελέγχθηκε στο περιβάλλον προσομοίωσης του λογισμικού, ώστε να αποφευχθούν συγκρούσεις εργαλείων και λάθη. Αφού ο κώδικας ήταν σωστός, φορτώθηκε στη μηχανή, το κομμάτι δέθηκε και μηδενίστηκε και άρχισε η κατεργασία.



Κοπή ποκέτας, κονδύλι 6mm

Μετά την κατεργασία στη φρέζα, έπρεπε να αφαιρεθεί το υλικό που χρησίμευε για τη συγκράτηση του τεμαχίου. Αυτό έγινε στον τόρνο. Επίσης στον τόρνο έγινε η κατεργασία της εσωτερικής επιφάνειας, για την εφαρμογή των εδράνων.



Στην παραπάνω εικόνα βλέπουμε τα στάδια κατεργασίας ενός τεμαχίου, από αριστερά προς τα δεξιά.

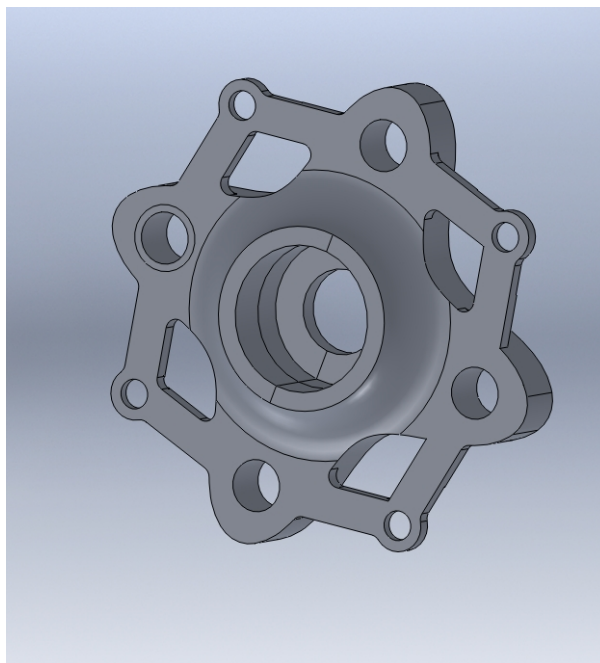
Η συνολική κατεργασία έφτασε τις 20 ώρες για κάθε κομμάτι, και χρειαστήκαν 4 κομμάτια συνολικά. Επισυνάπτονται ένας ενδεικτικός κώδικας, αυτός της κοπής του προφίλ γύρω από το κομμάτι.

%	G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
O5001	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4
G90 G17	G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G80 G49 G40	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.
G54	G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
G91	Y64.2	G0 Z10.
G90	Z-3.217	Y64.2
M01	G1 Z-6.087 F60	Z-9.304
	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-12.173 F60
G90 G00 G40 G54	G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G0 X134.5 Y64.2 Z50. S3000 M3	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8
M8	G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
(-----)	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4
(P-CONTOUR1-T4 - POCKET)	G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
(-----)	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.
X134.5 Y64.2 Z10.	G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
Z2.	Y64.2	G0 Z10.
G1 Z-0.869 F60	Z-4.087	Y64.2
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-6.956 F60	Z-10.173
G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-13.042 F60
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.
Y64.2	G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
Z1.13	Y64.2	G0 Z10.
G1 Z-1.739 F60	Z-4.956	Y64.2
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-7.826 F60	Z-11.042
G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-13.912 F60
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.
Y64.2	G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
Z0.261	Y64.2	G0 Z10.
G1 Z-2.609 F60	Z-5.826	Y64.2
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-8.695 F60	Z-11.912
G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-14.781 F60
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.
Y64.2	G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
Z-0.609	Y64.2	G0 Z10.
G1 Z-3.478 F60	Z-6.695	Y64.2
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-9.564 F60	Z-12.781
G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-15.651 F60
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.
Y64.2	G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
Z-1.478	Y64.2	G0 Z10.
G1 Z-4.347 F60	Z-7.564	Y64.2
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-10.434 F60	Z-13.651
G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-16.521 F60
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4	G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4	G1 Y75.4
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.	G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.	G1 Y81.
Y64.2	G0 Z10.	G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
Z-2.348	Y64.2	G0 Z10.
G1 Z-5.217 F60	Z-8.434	Y64.2
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-11.304 F60	Z-14.521
G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700	G1 Z-17.39 F60
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8	G1 Y69.8	G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700

G1 Y69.8
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y75.4
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G1 Y81.
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
G0 Z10.
Y64.2
Z-15.39
G1 Z-18.26 F60
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G1 Y69.8
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y75.4
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G1 Y81.
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
G0 Z10.
Y64.2
Z-16.26
G1 Z-19.129 F60
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G1 Y69.8
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y75.4
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G1 Y81.
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
G0 Z10.
Y64.2
Z-17.129
G1 Z-20. F60
G3 X134.5 Y64.2 IO. J-3.2 F700
G1 Y69.8
G3 X134.5 Y69.8 IO. J-8.8
G1 Y75.4
G3 X134.5 Y75.4 IO. J-14.4
G1 Y81.
G3 X134.5 Y81. IO. J-20.
G0 Z10.
M30

Πλήμνη τροχού

Το επόμενο κομμάτι που κατασκευάστηκε είναι η πλήμνη του τροχού. Το κομμάτι αυτό συνδέει τον τροχό με τον άξονα του, ενώ ταυτόχρονα εδράζει και το δίσκο τριβής του συστήματος πέδησης. Έχει μεγάλη σημασία η ακρίβεια κατασκευής του, καθώς πρόκειται για περιστρεφόμενη μάζα, και η παραμικρή εκκεντρότητα μπορεί να προκαλέσει μεγάλους κραδασμούς στον τροχό και κατ' επέκταση μεγάλα φορτία στα στοιχεία της ανάρτησης.



Το κομμάτι αυτό ξεκίνησε από άξονα, καθώς έτσι υπήρχε λιγότερη αποβολή υλικού. Ο άξονας δέθηκε με τσοκ στο τραπέζι της φρέζας και η αρχή των αξόνων μπήκε στο κέντρο του άξονα περιστροφής. Αυτό διευκόλυνε πολύ την δημιουργία κώδικα, καθώς δεν υπήρχε λάθος τοποθέτηση των αξόνων.

Τα πρώτο στάδιο της κατεργασίας είναι η διάτρηση των οπών, με κατάλληλα τρυπάνια.

Στη συνέχεια έχουμε ξεχόνδρισμα με τη φρεζοκεφαλή διαμέτρου 25mm με παραμέτρους:

- Ταχύτητα περιστροφής: 1200rpm
- Βάθος κοπής: 1.2mm
- Βαθμός επικάλυψης: 30%
- Ταχύτητα πρόωσης: 1200mm/min
- Offset: 0.5mm

Ακολουθεί φινίρισμα με το κονδύλι διαμέτρου 16mm:

- Ταχύτητα περιστροφής: 4000rpm
- Βήμα κοπής: 0,15mm
- Ταχύτητα πρόωσης: 1200mm/min

Το φινίρισμα έγινε δυο φορές για αύξηση της ακρίβειας της κοπής και της κυλινδρικότητας του σχήματος.

Τέλος ανοίχθηκαν οι ποκέτες και οι οπές με κονδύλι 6mm, γιατί απαιτούταν ακρίβεια μεγαλύτερη από αυτή ενός τρυπανιού. Παράμετροι:

- Ταχύτητα περιστροφής: 6000rpm

- Βάθος κοπής: 0,9mm
- Βαθμός επικάλυψης: 60%
- Ταχύτητα πρόωσης: 800mm/min

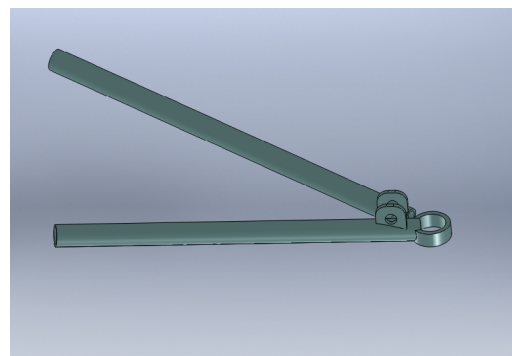
Κώδικας:

```
%
O5001
G90 G17
G80 G49 G40
G54
G91
G90
M01

G90 G00 G40 G54
G0 X-184.659 Y-38.579 Z50. S2000 M3
M8
(-----)
(F-CONTOUR13-T3 - PROFILE)
(-----)
  X-184.659 Y-38.579 Z5.
  Z-12.5
G1 Z-15.2 F60
  X-181.484 Y-33.487 F600
G2 X-200.487 Y-14.484 R59.5
G1 X-205.579 Y-17.659
G0 Z5.
  X-94.421
  Z-12.5
G1 Z-15.2 F60
  X-99.513 Y-14.484 F600
G2 X-118.516 Y-33.487 R59.5
G1 X-115.341 Y-38.579
G0 Z5.
  Y72.579
  Z-12.5
G1 Z-15.2 F60
  X-118.516 Y67.487 F600
G2 X-99.513 Y48.484 R59.5
G1 X-94.421 Y51.659
G0 Z5.
  X-205.579
  Z-12.5
G1 Z-15.2 F60
  X-200.487 Y48.484 F600
G2 X-181.484 Y67.487 R59.5
G1 X-184.659 Y72.579
G0 Z5.
M30
%
```

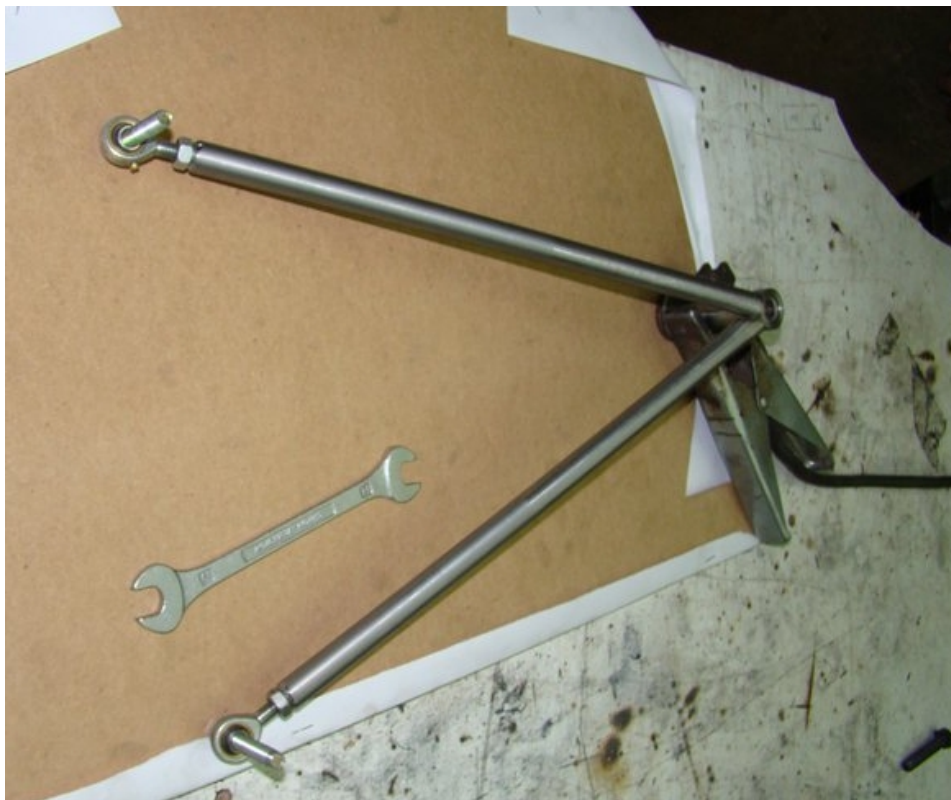
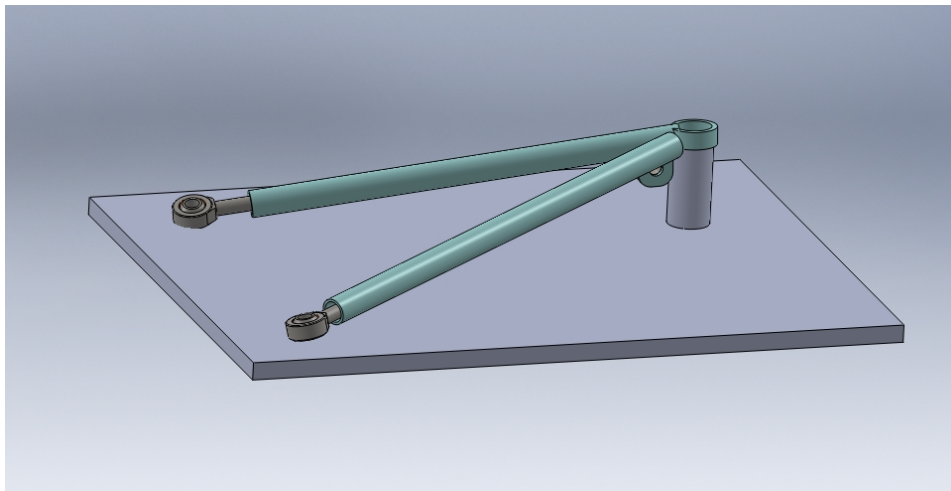
Σύνδεσμοι ανάρτησης (ψαλίδια)

Ένα άλλο στοιχείο της ανάρτησης που έπρεπε να κατασκευαστεί είναι τα ψαλίδια, τα στοιχεία δηλαδή εκείνα που συνδέουν τη πλήμνη του τροχού με το πλαίσιο. Τα ψαλίδια είναι σωληνωτά από κοινό χάλυβα εμπορίου.



Στο άκρο υπάρχει η φωλιά της έδρασης της πλήμνης. Πρόκειται για σφαιρικό έδρανο ολίσθησης, με πολύ αυστηρές προδιαγραφές ανοχών για την ομαλή λειτουργία του. Έτσι, η φωλιά κατασκευάστηκε στην αρχή στον τόρνο, με όλες τις απαιτούμενες διαμορφώσεις για δακτυλίους ασφαλείας κτλ.

Στη συνέχεια έπρεπε να συγκολληθεί με τα σωληνωτά στοιχεία του ψαλιδιού. Αυτό απαιτεί αυξημένη ακρίβεια, αφού κάποιο σφάλμα εδώ είναι δυνατόν να επηρεάσει δραματικά τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του οχήματος, και κατ' επέκταση τη δυναμική συμπεριφορά του. Για το λόγο αυτό δημιουργήθηκε ιδιοσυσκευή (καλίμπρα).

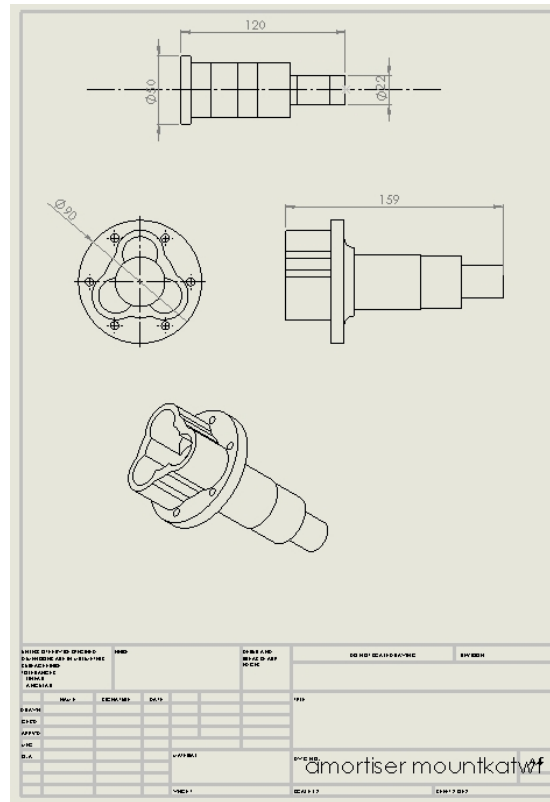
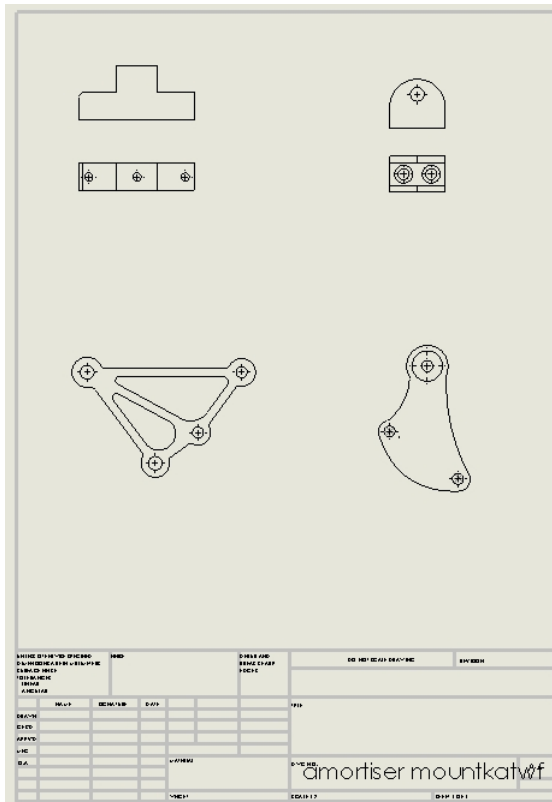


Ψαλίδι έτοιμο προς συγκόλληση

Όλα τα στοιχεία πακτώθηκαν με κοχλίες, οπότε η συναρμογή έγινε εύκολα, γρήγορα και με ακρίβεια. Όταν όλα ήταν έτοιμα, συγκολλήθηκαν στη τελική τους θέση, χρησιμοποιήθηκε πολύ λίγο ρεύμα συγκόλλησης, ώστε να μην χαλάσει η κυλινδρική της έδρασης και αλλοιωθεί η συναρμογή της, με αποτέλεσμα μεγάλες τριβές.

Άλλα κομμάτια

Υπάρχουν αρκετά κομμάτια της ανάρτησης που κατασκευάστηκαν στο εργαστήριο, είτε με το κέντρο κατεργασίας, είτε με τον τόρνο. Παρατίθενται εδώ κάποια ενδεικτικά σχέδια:



5. Ηλεκτρικά - Ηλεκτρονικά

Όπως κάθε σύγχρονη μηχανολογική κατασκευή, έτσι και το αγωνιστικό όχημα, έχει ένα αρκετά μεγάλο ηλεκτρικό και ηλεκτρονικό κομμάτι. Τα κυκλώματα που χρησιμοποιούνται χωρίζονται σε 3 κατηγορίες:

- Ηλεκτρικά ισχύος
- Ηλεκτρονική διαχείριση κινητήρα
- Ηλεκτρονικός έλεγχος αλλαγής σχέσεων κιβωτίου

Αποφασίστηκε ότι θα ήταν καλό κάθε κύκλωμα να είναι ανεξάρτητο, ώστε να είναι εύκολος ο εντοπισμός λαθών αλλά και η γρήγορη διόρθωση τους. Έτσι, μπορούμε να τα αναλύσουμε ξεχωριστά.

Ο ρόλος του κάθε κυκλώματος είναι συγκεκριμένος και διακριτός. Σε κάθε περίπτωση όμως, στόχος είναι η καλή λειτουργία του συνόλου και η αξιοπιστία, αλλά και η συμμόρφωση με τους κανονισμούς.

5.1. Ηλεκτρικά ισχύος

Το κύκλωμα των ηλεκτρικών ισχύος αφορά τις βασικές καταναλώσεις ενέργειας του οχήματος. Αποτελείται δηλαδή από κάθε πηγή ρεύματος αλλά κάθε ηλεκτρικό φορτίο. Τα βασικά στοιχεία είναι:

- Γεννήτρια κινητήρα
- Μπαταρία
- Σύστημα εκκίνησης
- Διακόπτες
- Αντλία καυσίμου
- Αντλία ψυκτικού μέσου
- Φυσητήρας εναλλάκτη

Το κύκλωμα αυτό είναι και το μόνο που έχει κανονισμούς να το περιορίζουν. Πιο αναλυτικά:

B11.1.1 The vehicle must be equipped with two (2) master switches. Actuating either switch must stop the engine.

B11.2.1 The primary master switch must:

- a. Be located on the (driver's) right side of the vehicle, in proximity to the Main Hoop, at shoulder height and be easily actuated from outside the car.*
- b. Disable power to ALL electrical circuits, including the battery, alternator, lights, fuel pump(s), ignition and electrical controls.*
- c. All battery current must flow through this switch.*
- d. Be of a rotary type and must be direct acting, i.e. it cannot act through a relay.*

B11.3.1 The cockpit-mounted master switch:

- a. Must be located to provide easy actuation by the driver in an emergency or panic situation.*
- b. Must be located within easy reach of the belted-in driver, alongside the steering wheel, and unobstructed by the steering wheel or any other part of the car. It is suggested that it be placed on the same side of the steering wheel as the shifter mechanism.*

- c. *Must be a push/pull Emergency switch. The switch must be installed such that:*
 - i. *From the ON position, pushing on the switch will disable power to the ignition and all fuel pumps, and*
 - ii. *From the OFF position, pulling on the switch will enable power to the ignition and fuel pump(s). Switches that require a twist or twist and pull to enable power are acceptable.*
- d. *May act through a relay.*

B11.4.1 All batteries, i.e. on-board power supplies, must be attached securely to the frame.

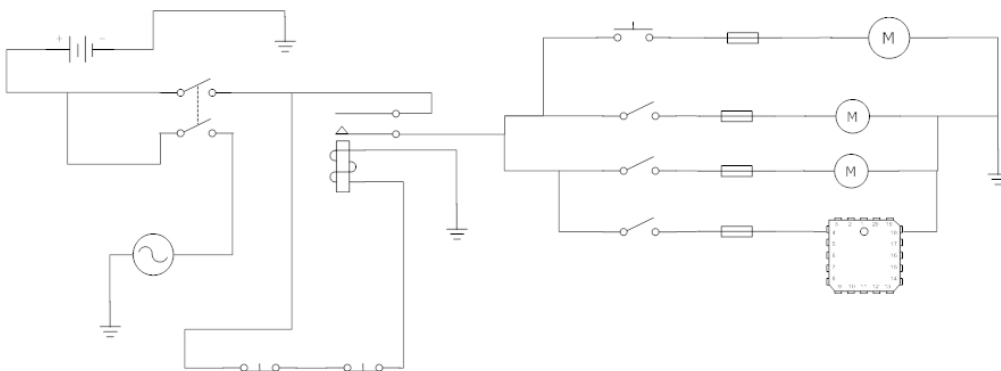
B11.4.2 Any wet-cell battery located in the driver compartment must be enclosed in a nonconductive marine- type container or equivalent.

Αρχικά, ξεκινάμε από τη μπαταρία, η οποία πρέπει να έχει αρκετή ενέργεια ώστε να εκκινεί τον κινητήρα. Έτσι, χρησιμοποιούμε μπαταρία ίδια με αυτή της μοτοσυκλέτας. Στη συνέχεια πρέπει η μπαταρία να φορτίζεται από τη γεννήτρια του κινητήρα. Πρέπει όμως και όλο το ρεύμα να περνάει μέσα από τον κεντρικό διακόπτη, ο οποίος θα είναι διπολικός. Ο έλεγχος όλων των καταναλώσεων πρέπει να γίνεται από τον οδηγό, άρα οι διακόπτες θα πρέπει να είναι κοντά στο τιμόνι, ενώ υπάρχει και φως φρένου, που ενεργοποιείται από το πεντάλ.

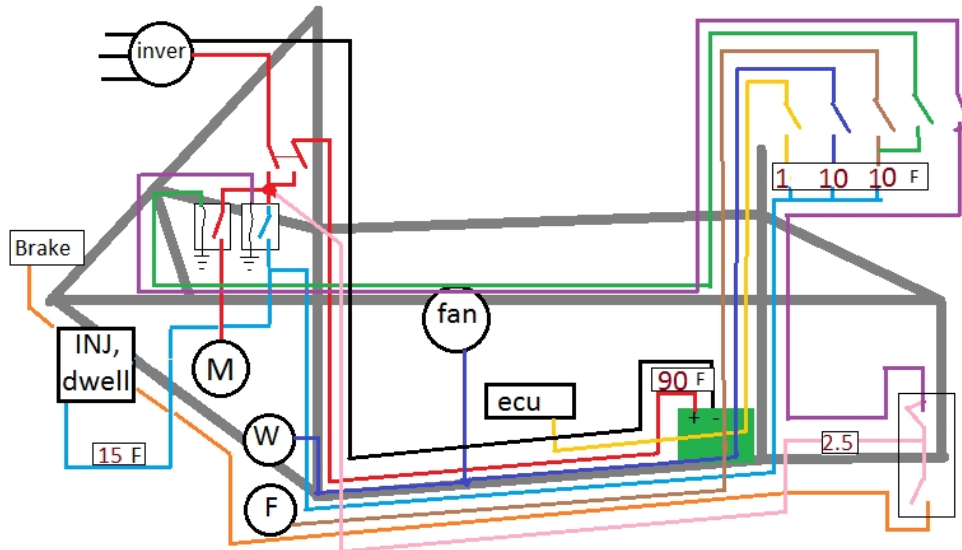
Πρέπει ακόμα να δοθεί προσοχή στους διακόπτες έκτακτης ανάγκης, ένας κοντά στο τιμόνι και ένας στο πεντάλ του φρένου, ώστε να κόβουν οποιοδήποτε ρεύμα σε περίπτωση κινδύνου. Είναι ακόμα σημαντική η χρήση ασφαλειών, καθώς λόγω της μπαταρίας, το παραμικρό βραχυκύκλωμα μπορεί να οδηγήσει σε πολύ μεγάλες εντάσεις ρεύματος και πιθανή πυρκαγιά.

Τέλος, χρησιμοποιήθηκε παντού το πλαίσιο για γείωση, για να μειωθεί το μήκος των καλωδίων. Η συνολική μελέτη έγινε με γνώμονα τη μείωση του μήκους των καλωδίων. Αυτό έχει διπλό όφελος, καθώς μειώνει το συνολικό βάρος της καλωδίωσης, που δεν είναι αμελητέο, αλλά μειώνει και τις πιθανότητες κάποια βλάβης ή βραχυκυκλώματος, οι οποίες είναι ανάλογες του μήκους.

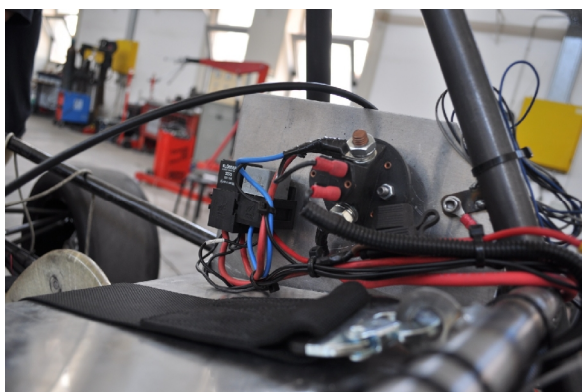
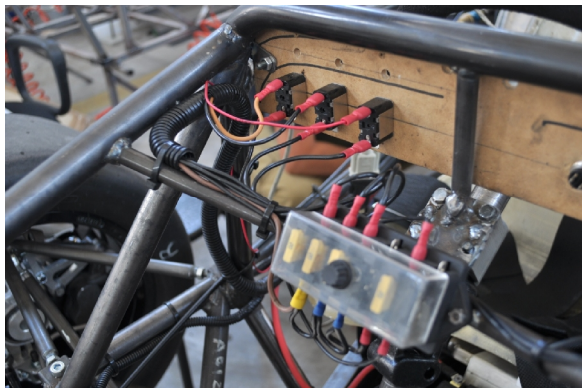
Έτσι καταλήξαμε στο παρακάτω διάγραμμα, όπου φαίνεται η συνδεσμολογία:



Και εδώ φαίνεται η συνδεσμολογία πάνω στο όχημα:



Και εδώ έχουμε κάποιες φωτογραφίες από την κατασκευή:



5.2. Ηλεκτρονική διαχείριση κινητήρα

Ο κινητήρας αποτελεί ένα πολύ σύνθετο μηχανολογικό εξάρτημα, που αποτελείται από πολλά υποσυστήματα. Ένα πολύ σημαντικό κομμάτι του κινητήρα είναι ο έλεγχος του. Ο έλεγχος της παραγόμενης ροπής εξαρτάται από τρεις μεταβλητές που μπορεί να ελέγξει, άμεσα ή έμμεσα ο οδηγός:

- Παροχή αέρα προς καύση
- Παροχή καυσίμου
- Προπορεία ανάφλεξης

Στον κινητήρα του οχήματος μας η πρώτη μεταβλητή, δηλαδή η παροχή του αέρα προς καύση ρυθμίζεται από στραγγαλιστική βαλβίδα, η οποία είναι μηχανικά συνδεδεμένη με το πεντάλ της επιτάχυνσης, έτσι ο οδηγός έχει άμεσο έλεγχο.

Οι άλλες 2 παράμετροι όμως καθορίζονται ηλεκτρονικά, από έναν μικροϋπολογιστή, που λαμβάνει υπόψη τις τιμές διάφορων αισθητήρων, μεταξύ των οποίων και τις εντολές του οδηγού, μέσα από κατάλληλο αισθητήρα στο πεντάλ επιτάχυνσης. Ο ηλεκτρονικός έλεγχος επιλέχτηκε καθώς δίνει μεγάλο εύρος ρυθμίσεων και μάλιστα σε πολύ μικρό χρόνο. Η έγχυση του καυσίμου δηλαδή γίνεται από σύστημα ηλεκτρονικού ψεκασμού, όπως και στη μοτοσυκλέτα. Όμως, εδώ οι συνθήκες είναι πολύ διαφορετικές, και το αρχικό σύστημα δεν μπορούσε να χρησιμοποιηθεί. Έτσι χρησιμοποιήθηκε ένα εμπορικό σύστημα, ονόματι Megasquirt v2, πλήρως παραμετροποιήσιμο, κατασκευασμένο στις δικές μας ανάγκες, από τα μέλη της ομάδας.

Μέσα από κατάλληλες πράξεις, ο μικροϋπολογιστής υπολογίζει τον εισαγόμενο αέρα, και έτσι, με γνωστή τη στοιχειομετρική αναλογία καύσης, δίνει εντολή για την κατάλληλη έγχυση καυσίμου, ώστε η καύση να είναι όσο το δυνατόν πιο τέλεια. Ταυτόχρονα υπολογίζει την προπορεία της ανάφλεξης, που για τις δεδομένες τιμές δίνει τη μέγιστη ροπή, χωρίς να βάζει σε κίνδυνο την μακροζωία του κινητήρα.

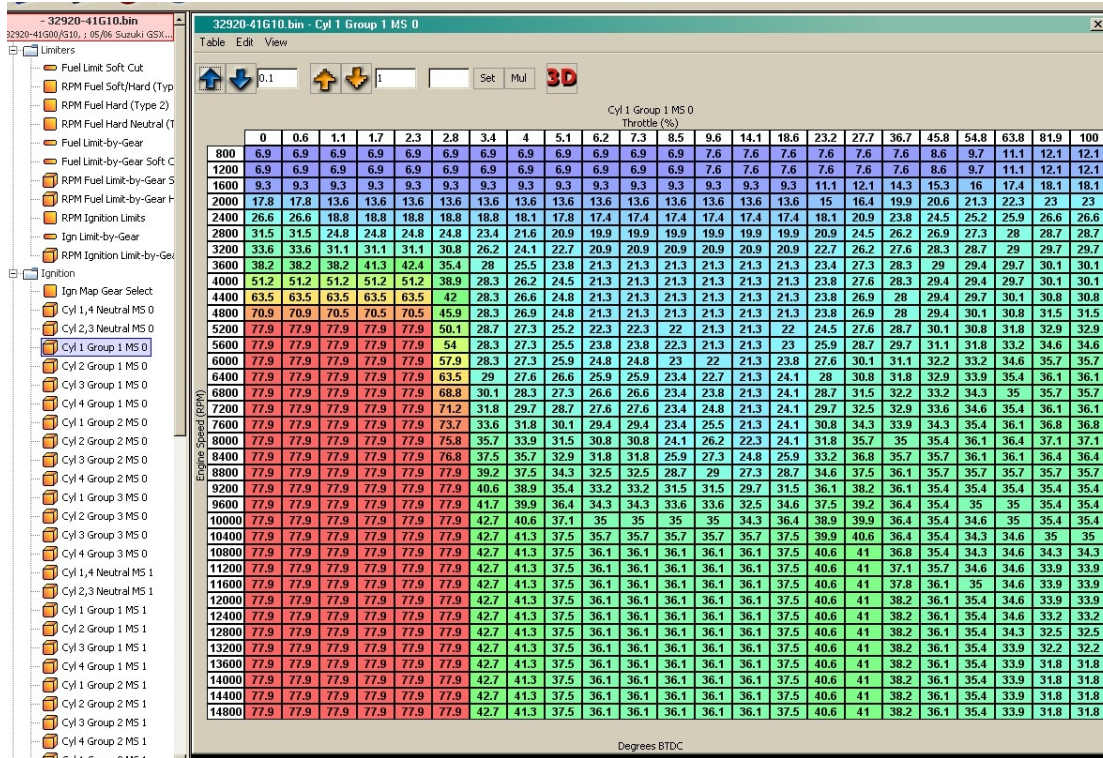
Οι αισθητήρες που υπάρχουν στον κινητήρα και τα περιφερειακά του, είναι:

- Ο αισθητήρας **θερμοκρασίας εισερχόμενου αέρα**
- Ο αισθητήρας **θερμοκρασίας ψυκτικού μέσου**
- Ο αισθητήρας **οξυγόνου** (αισθητήρας λ) μετράει την ποσότητα οξυγόνου στα καυσαέρια.
- Ο αισθητήρας **στροφών κινητήρα και άνω νεκρού σημείου (ΑΝΣ)** ανιχνεύει την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, καθώς και την τρέχουσα θέση του εμβόλου.
- Ο αισθητήρας **πίεσης** στην εισαγωγή του αέρα
- Ο αισθητήρας **ανοίγματος στραγγαλιστικής βαλβίδας** για τη ρύθμιση του εισαγόμενου αέρα
- Ο αισθητήρας **τάσης**, για τη διόρθωση των εντολών με τη μεταβολή της τάσης

Με βάση όλους τους παραπάνω αισθητήρες και ένα πολύπλοκο αλγόριθμο ελέγχου, ο μικροϋπολογιστής δίνει εντολή στους εγχυτήρες καυσίμου και στους σπινθηριστές για το πότε και το πόσο θα ενεργοποιηθούν. Ο έλεγχος όμως ξεκινάει από ορισμένες αρχικές τιμές, οι οποίες

προκύπτουν πειραματικά. Οι δυο κυριότερες μεταβλητές εδώ είναι η ταχύτητα περιστροφής και ο αέρας που εισάγεται.

Ο προγραμματισμός γίνεται με τη χρήση ηλεκτρονικού υπολογιστή, μέσω σειριακής σύνδεσης. Το λογισμικό διεπαφής που χρησιμοποιείται είναι το TunerStudio, και είναι ανοιχτού κώδικα. Εδώ βλέπουμε έναν χάρτη με τιμές που έχουν δοθεί πειραματικά, για τη ποσότητα του καυσίμου, συναρτήσει των στροφών και του φορτίου του κινητήρα:



Υπάρχουν και άλλοι πίνακες, οι οποίοι διορθώνουν τις εντολές του βασικού πίνακα, ανάλογα με τις τιμές των υπολοίπων μεταβλητών.

Ο προγραμματισμός έγινε με δοκιμές και καταγραφή των επιδόσεων του κινητήρα, με ειδικό καταγραφικό λογισμικό (MegaLog). Έτσι έγινε μια πρώτη προσέγγιση, ώστε ο κινητήρας να είναι λειτουργικός σε όλο το φάσμα λειτουργίας, χωρίς να απαιτεί ειδικούς χειρισμούς από τον οδηγό.

Σημαντικό ρόλο στην οριστικοποίηση των τιμών τόσο της προπορείας όσο και του εγγεόμενου καυσίμου έγινε κατά τη διάρκεια των δοκιμών του οχήματος στο δυναμόμετρο.

5.3. Ηλεκτρονικός έλεγχος αλλαγής σχέσεων κιβωτίου

Αρχικά, ο τρόπος αλλαγής των σχέσεων ήταν μηχανικός, δηλαδή με μια σειρά μοχλικών συστημάτων, που κατέληγαν σε ένα μοχλό, τον οποίο ενεργοποιούσε ο οδηγός σύμφωνα με τις συνθήκες του δρόμου. Μετά τις πρώτες δοκιμές του οχήματος, παρατηρήθηκε μια δυσχέρεια από την πλευρά του οδηγού στην αλλαγή σχέσεων κιβωτίου, καθώς και ανακρίβεια, λόγω της ελαστικότητας των πολλών συνδέσμων και της κακής συναρμογής τους.

Έτσι, άρχισε να εξελίσσεται ένα νέο σύστημα, με επενεργητές και ηλεκτρονικό έλεγχο, ώστε να διευκολύνει τον οδηγό. Το σύστημα αποτελείται από:

- Επενεργητή
- Κύκλωμα ελέγχου
- Διεπαφή οδηγού

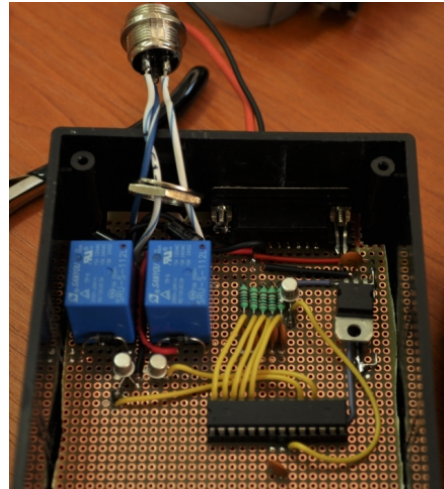
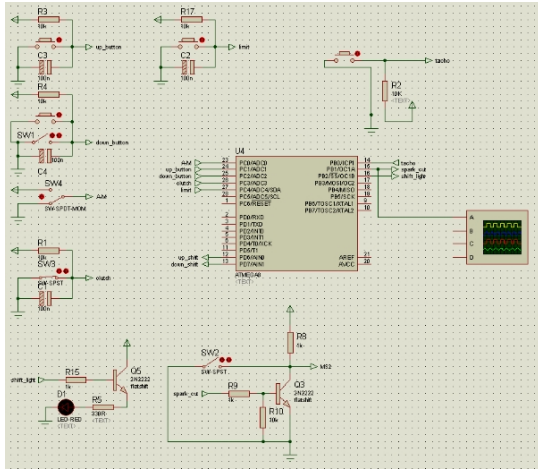
Για τον επενεργητή, αρχικά μελετήθηκε το είδος της κίνησης που χρειάζεται να κάνει. Όλες σχεδόν οι μοτοσυκλέτες χρησιμοποιούν κιβώτια ταχυτήτων σειριακού τύπου, στα οποία, τη σχέση την καθορίζει ένα τύμπανο που περιστρέφεται. Η περιστροφική αυτή κίνηση μετατρέπεται μέσα από ένα μοχλικό σύστημα με καστανίες σε παλινδρομικό. Στη μοτοσυκλέτα, ο μοχλός αυτός ενεργοποιείται από το πόδι του αναβάτη. Στην περίπτωση μας, επιλέξαμε να χρησιμοποιήσουμε τον ίδιο μηχανισμό με έναν γραμμικό επενεργητή. Αφού μετρήθηκε η απαιτούμενη δύναμη και διαδρομή, έπρεπε να επιλεγεί το είδος του επενεργητή. Οι πιο πιθανές λύσεις ήταν:

- Ηλεκτρομαγνητικός γραμμικός (πηνίο)
- Ηλεκτρομαγνητικός περιστροφικός (κινητήρα)
- Υδραυλικός
- Πνευματικός

Τελικά επιλέχθηκε ηλεκτρομαγνητικός επενεργητής, με πηνία. Είναι το μόνο είδος επενεργητή που έχει την απαιτούμενη δύναμη και ταχύτητα, με μικρό όγκο και βάρος. Τα πνευματικά και υδραυλικά συστήματα απορρίφθηκαν, καθώς απαιτούν ολόκληρο κύκλωμα για να τα υποστηρίξει, που συνήθως είναι ογκώδη, πολύπλοκα και ακριβά. Ο περιστροφικός κινητήρας απαιτούσε και μειωτήρα στροφών, που για το μέγεθος και τη ροπή που χρειαζόταν, είναι ιδιαίτερα δυσεύρετα.



Στη συνέχεια αναπτύχθηκε ο ελεγκτής του επενεργητή. Αποτελείται από έναν μικροϋπολογιστή τύπου AVR ATMEGA8. Αποτελείται ακόμα από κύκλωμα σταθεροποίησης της τάσης, pull-up αντιστάσεις για τις εισόδους και δύο μικρορελέ, που ενεργοποιούν τα πηνία του επενεργητή. Εδώ βλέπουμε το σχεδιάγραμμα του κυκλώματος καθώς και μια φωτογραφία κατά την κατασκευή.



Η διεπαφή με τον χρήστη γίνεται από διακόπτες πάνω στο τιμόνι. Έτσι δεν χρειάζεται να αφήνει τα χέρια του, με κίνδυνο την απώλεια ελέγχου του οχήματος, για αλλαγή σχέσης στο κιβώτιο. Οι βασικές εντολές που μπορεί να δώσει ο οδηγός είναι για επιλογή της επόμενης ή προηγούμενης σχέσης. Ο επεξεργαστής θα μεταφράσει τις εντολές αυτές σε παλμό στο πηνίο, κατάλληλου πλάτους και μήκους. Υπάρχουν ακόμα αισθητήρες για άλλες παραμέτρους, όπως η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, η θέση του συμπλέκτη κτλ, για περισσότερη ασφάλεια, σε περίπτωση λάθος εντολής από τον οδηγό.

Μια σημαντική παράμετρος είναι η επιλογή της νεκράς σχέσης. Στις μοτοσυκλέτες συνηθίζεται η σχέση αυτή να βρίσκεται ανάμεσα στην 1^η και στη 2^η σχέση. Η αλλαγή όμως από 1^η σε 2^η καθώς και το αντίστροφο, πραγματοποιείται και χωρίς την ενδιάμεση επιλογή της νεκράς. Η αλλαγή αυτή δηλαδή απαιτεί τη μισή διαδρομή του μοχλού. Αυτό είναι δύσκολο να επιτευχθεί, ακόμα και στη μοτοσυκλέτα. Μετά από δοκιμές η βέλτιστη λύση βρέθηκε με τη φόρτιση του πηνίου για κατάλληλο χρονικό διάστημα, ώστε η αλλαγή να γίνεται εύκολα, γρήγορα και αξιόπιστα. Η εντολή έρχεται από συνδυασμό των πλήκτρων, ώστε να μην προστεθεί κι άλλη είσοδος στο κύκλωμα.



Διακόπτες επιλογής σχέσης πάνω στο τιμόνι

Παρακάτω βλέπουμε τον κώδικα του επεξεργαστή:

```
#define F_CPU 8000000UL
#include<avr/io.h>
#include<avr/interrupt.h>
#include<util/delay.h>
#include<inttypes.h>
#define GEARBOX 0b01000000
#define UP 0
#define DOWN 1
#define UPTIME 200
#define DOWNTIME 200
#define NTIME 35
void manual_shift(void); //DECLARATIONS
void automatic_shift(void);
unsigned int i=0, j=0;
volatile unsigned int launch_flag=0, launch_counter=0;
int main()
{
//define I/O
DDRC = 0b11100000;//input pin 0:A-M, 1:up, 2:down, 3:clutch, 4:limit
DDRB = 0b11111110;//input ICP(RPM):shift pulse
DDRD = 0b11111111;
PORTC = 0;
PORTB = 0;
PORTD = 0;
// SYSTEM READY
//PROGRAM LOOP
while(1)
{
//SHIFT MODE
if (bit_is_set(PINC, PC0)) // shifting mode M-A
{
automatic_shift();
}
else
{
if(!(bit_is_set(PINB, PB0)))
{
PORTB |= _BV(PB2);//shift light on trigerled by shift pulse
}
else
{
PORTB &= ~_BV(PB2);
}
}
manual_shift();
}
}
return 0;
} //END OF MAIN

//MANUAL
void manual_shift(void)
{
if (!(bit_is_set(PINC, PC1))|(bit_is_set(PINC, PC2)))) //software filter for buttons
{
_delay_ms(30);
if (bit_is_set(PINC, PC1)) //upshift
{
```

```

        for(i = 0; i < UPTIME; i++)
        {
            PORTB |= _BV(PB1);          //spark cut
            PORTD |= (GEARBOX<<UP);     //up-shift
            if(!(bit_is_set(PINC, PC4))) break; //limit force break
            _delay_ms(1);
        }
PORTB = 0;          //stops shifting
PORTD = 0;
    while (!(bit_is_set(PINC, PC1)))
    {
        _delay_ms(10);
    }
    _delay_ms(100); //software dumping
}
if (!(bit_is_set(PINC, PC2))&!(bit_is_set(PINC, PC3))) //downshift & clutch
{
PORTD |= (GEARBOX<<DOWN); //downshift
_delay_ms(DOWNTIME); // full-way
PORTD = 0; //stops shifting
while (!(bit_is_set(PINC, PC2))) //while (-) is pressed
{
    _delay_ms(50);
    launch_counter++;
    if (!(bit_is_set(PINC, PC1))&!(bit_is_set(PINC, PC3))) //neutral combination
        {
            _delay_ms(200); //delay from previous shift
            PORTD |= (GEARBOX<<UP); //up-shift
            _delay_ms(NTIME); //half-way
            PORTD = 0; //stops shifting
            launch_counter = 0;
            while(!(bit_is_set(PINC, PC1)))//while (+) is pressed
            {
                _delay_ms(10);
            }
            _delay_ms(100);
        }
        else if(launch_counter>=40)
        {
            launch_flag = 1;
            launch_counter = 0;
            break;
        }
    }
}
launch_counter = 0; //se periptwsi pou to patiseis ligotero apo 2
_delay_ms(100); //software dumping
}
}
} //manual_shift

```


6. Τεχνικά χαρακτηριστικά οχήματος

FSAE Design Spec Sheet – Note: SI units

2011

Car No.	14
School	National Technical University of Athens

Dimensions	Front	Rear
Overall Length, Width, Height	2730mm long, 1420mm wide, 1190mm high	
Wheelbase	1540mm	
Track Width	1200mm	1150 mm
Weight with 68kg driver	148 kg	150 kg

Suspension Parameters	Front	Rear
Suspension Type	Double unequal length A-Arm. Pull rod actuated horizontally oriented spring and damper	Double unequal length A-Arm. Push rod actuated horizontally oriented spring and damper
Tire Size and Compound Type	20x7.5-13 R25B Hoosier	20x7.5-13 R25B Hoosier
Wheels (width, construction)	7 inch wide, 1 pc Al Rim, 22mm pos. offset	7 inch wide, 1 pc Al Rim, 22mm pos. offset
Center of Gravity Design Height	249 mm above ground	
Suspension design travel	26mm jounce/ 26 mm rebound	26mm jounce/ 26 mm rebound
Wheel rate (chassis to wheel center)	26 N/mm	27 N/mm
Roll rate (chassis to wheel center)	1.00 degrees per g	
Sprung mass natural frequency	2.1 Hz	2.1 Hz
Jounce Damping	Adjustable-to be determined during vehicle tuning	Adjustable-to be determined during vehicle tuning
Rebound Damping	Adjustable-to be determined during vehicle tuning	Adjustable-to be determined during vehicle tuning
Motion ratio / type	1.14 / progressive rate	1.1 / progressive rate
Camber coefficient in bump (deg / m)	32deg / m	37 deg / m
Camber coefficient in roll (deg / deg)	0.5 deg / deg	0.6 deg / deg
Static Toe	-0.5 deg toe (toe out)	0.5 deg toe in
Static camber and adjustment method	-1.5 deg, adj. via shim plates on upright	-1 deg, adj. via shim plates on upright
Front Caster and adjustment method	3 degrees non-adjustable	
Front Kingpin Axis	0 degrees non-adjustable	
Kingpin offset and trail	38mm offset, 38mm trail	
Static Ackermann and adjustment method	-50% to -30% (anti-ackerman), adjustable	
Anti dive / Anti Squat	12% anti dive	9% anti squat
Roll center position static	38mm above ground	48mm above ground
Roll center position at 1g lateral acc	38mm above ground, 20mm toward laden side	47mm above ground, 43 mm toward laden side
Steer location, Gear ratio, Steer Arm Length	Front steer, 72mm c-factor, 42mm steer arm	

Brake System / Hub & Axle	Front	Rear
Rotors	Floating, Cast Iron, hub mounted, 220mm dia. vented	Floating, Cast Iron, hub mounted, 220mm dia. vented

Master Cylinder	AP racing 15mm bore front and rear with adjustable bias bar	
Calipers	Dual piston, 25.4mm and 30mm dia., floating	Dual piston, 25.4mm and 30mm dia., floating
Hub Bearings	2x 6008 deep groove sealed	2x 6008 deep groove sealed
Upright Assembly	CNC 7075 T6-Al, integral caliper mount	CNC 7075 T6-Al, integral caliper mount
Axle type, size, and material	Rotating axle, 40mm OD, 7075 T6 Al	Rotating axle, 40mm OD, 7075 T6 Al

Ergonomics	
Driver Size Adjustments	Fixed seat, steering wheel and pedals
Seat (materials, padding)	Fiberglass kart seat, 40mm foam head support
Driver Visibility (angle of side view, mirrors?)	210 degree side visibility
Shift Actuator (type, location)	Electrically actuated, steering wheel buttons
Clutch Actuator (type, location)	Hand lever, steering wheel mounted, cable actuated
Instrumentation	Dash mounted temp gauge, 6 LED tach/shift light

Frame	
Frame Construction	Main tubular space frame / Rear Subframe
Material	Carbon alloy steel round tubing round 26mm to 26,9mm dia and square 25mmx25mm to 30mmx30mm / 7075 T6 Al
Joining method and material	Fusion welding / Bolted
Targets (Torsional Stiffness or other)	70000 N-m / rad
Torsional stiffness and validation method	67000 N-m/rad CAE beam model
Bare frame weight with brackets and paint	34 kg main frame + 5 kg rear subframe
Crush zone material	Dow Impaxx® 700 energy absorbing foam
Crush zone length	250mm
Crush zone energy capacity	Standard Impact Attenuator Design

Powertrain	
Manufacture / Model	Yamaha YFZ-R6 4 cylinder,
Bore / Stroke / Cylinders / Displacement	65.5mm bore / 44.5mm stroke / 4 cylinder / 600 cc
Compression ratio	12.2:1
Induction (natural or forced, intercooled)	Natural
Throttle Body / Mechanism	30mm, butterfly valve throttle actuation
Fuel Type	Petrol
Max Power design RPM	10500
Max Torque design RPM	8750
Min RPM for 80% max torque	6500
Fuel System (manf' r, and type)	Student des/built ,fuel injection, sequential
Fuel System Sensors (used in fuel mapping)	Air Temp, Coolant Temp, Throttle Pos, Crank Pos, Manifold Abs Pres
Fuel Pressure	4.0 bar
Injector location	180 mm before and pointing toward intake valve
Intake Plenum volume and runner length(s)	3000 cc, 250mm runners
Exhaust header design	4-2-1 equal length (+/- 20mm), 50mm collector
Effective Exhaust runner length	250mm
Ignition System	Student des/built ,dual coils, lost spark system
Ignition Timing	3-D map, RPM and Throttle position, 60 deg BTDC max advance
Oiling System (wet/dry sump, mods)	chain driven dry sump, 2 scavenge / 1 pressure pump

Coolant System and Radiator location	Side pod mounted radiator with controlled electric fan
Fuel Tank Location, Type	Floor mounted between firewall and engine, aluminum tank
Muffler	Single glass pack muffler, 3.5 liter volume
Other significant engine modifications	Height of engine reduced by 90mm with removal of oil sump volume

Drivetrain	
Drive Type	520 chain
Differential Type	Automating Torque Biasing Differential - Quaife
Final Drive Ratio	3,00
Vehicle Speed @ max power (design) rpm	
1st gear	70 kph
2nd gear	90 kph
3rd gear	108 kph
4th gear	125 kph
5th gear	140 kph
6th gear	157 kph
Half shaft size and material	15mm OD alloy steel tube
Joint type	Tripod CV joint

7. Συμπεράσματα – Προτάσεις για το μέλλον

7.1.Συμπεράσματα

- Μέσα από την παρούσα διπλωματική εργασία βλέπουμε ότι είναι εφικτό μια μικρή ομάδα φοιτητών να κατασκευάσει ένα πλήρως λειτουργικό αγωνιστικό μονοθέσιο όχημα, με περιορισμένο προϋπολογισμό και σε στενό χρονικό πλαίσιο
- Ο σχεδιασμός αλλά και η εφαρμογή ήταν σύμφωνα με τις αρχικές προδιαγραφές, αφού το όχημα πέρασε επιτυχώς τον τεχνικό έλεγχο δυο διαγωνισμών
- Οι σχεδιαστικές επιλογές έλαβαν τα καλά σχόλια των κριτών, διακεκριμένων ατόμων της αυτοκινητοβιομηχανίας
- Ο σχεδιασμός προϊόντων χωρίς να ληφθεί υπόψη η κατασκευαστική παράμετρος οδηγεί συνήθως σε μη κατασκευάσιμα ή οικονομικά ασύμφορα τεμάχια
- Οι επιλογές των διαστάσεων και των υλικών κρίνονται δια του αποτελέσματος επαρκείς, καθώς το όχημα κατάφερε να ολοκληρώσει επιτυχώς τις δοκιμές και διαγωνίστηκε σε 2 διαγωνισμούς, χωρίς κάποιο πρόβλημα
- Υπάρχει χώρος για περαιτέρω βελτίωση της συνολικής κατασκευής αλλά και του κάθε υποσυστήματος

7.2.Προτάσεις για το μέλλον

Με βάση τα όσα έχουν παρουσιαστεί στην παρούσα διπλωματική εργασία, προτείνεται στο μέλλον η εξέλιξη του μονοθέσιου, είτε ο σχεδιασμός και η κατασκευή ενός νέου, με στόχο την απόκτηση εμπειρίας από νέα μέλη της ομάδας αλλά και ένα καλύτερο αποτέλεσμα σε κάποιο μελλοντικό διαγωνισμό. Πιο συγκεκριμένα προτείνεται να βελτιωθούν τα εξής:

- Ανάρτηση: έχει περιθώρια βελτίωσης με στόχο τη μεγιστοποίηση της πρόσφυσης αλλά και τον καλύτερο έλεγχο του οχήματος
- Κινητήρας: μπορεί να βελτιωθεί η λειτουργία του, τόσο με αλλαγή των γεωμετρικών του χαρακτηριστικών όσο και της ηλεκτρονικής του διαχείρισης, με στόχο την μεγιστοποίηση της απόλυτης της ισχύς του, αλλά και την απόκριση του σε όλο το φάσμα, ώστε να διευκολύνει το χειρισμό από πλευράς οδηγού
- Μετάδοση: μπορεί να κατασκευαστεί ένα νέο διαφορικό, με πολύ μικρότερο βάρος, σχεδιασμένο για τα φορτία του συγκεκριμένου οχήματος και όχι υπερδιαστασιοποιημένο όπως το παρόν
- Χρηματοδότηση: πρέπει να καταβληθεί μεγαλύτερη και πιο οργανωμένη προσπάθεια για προσέλκυση χορηγών. Η μέχρι τώρα προβολή του εγχειρήματος πρέπει να αξιοποιηθεί.
- Διαχείριση έργου: βελτίωση καταμερισμού αρμοδιοτήτων, τήρηση επι μέρους χρονοδιαγραμμάτων
- Δοκιμές: ανεξαρτήτως του αν θα αναπτυχθεί νέο όχημα ή όχι, το παρόν όχημα θα πρέπει να δοκιμαστεί στην πράξη και να καταγραφούν οι επιδόσεις του. Τα δεδομένα αυτά μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να κριθούν οι σχεδιαστικές επιλογές και να βελτιωθούν. Μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν για να κριθεί το πόσο ακριβή είναι τα μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν.

8. Βιβλιογραφία

Κ.Ν. Σπέντζας-Μ. Demic, Θεωρία κινήσεως τροχοφόρων οχημάτων, Αθήνα 2004

Κ.Ν. Σπέντζας, Δυναμική οχημάτων, Αθήνα 2000

Σ. Τσαγγάρης, Μηχανική των ρευστών, Αθήνα 2005

Α. Κανάραχος, Μηχανισμοί και ρομποτικά συστήματα, Αθήνα 2001

Μ. Σφαντζικόπουλου, Σχεδιασμός μηχανολογικών κατασκευών, Αθήνα 2003

Θ. Κωστόπουλος, οδοντώσεις και μειωτήρες στροφών

Κ. Ρακόπουλος, αρχές εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Θ. Κωστόπουλος, υδραυλικά και πνευματικά συστήματα, Αθήνα 2009

W. Milliken, Race car vehicle dynamics, 1995

Α. Μάμαλη, Κατεργασίες των Υλικών

R. Norton, Machine Design

Τεχνική ατζέντα βασικής μηχανολογίας, 2008

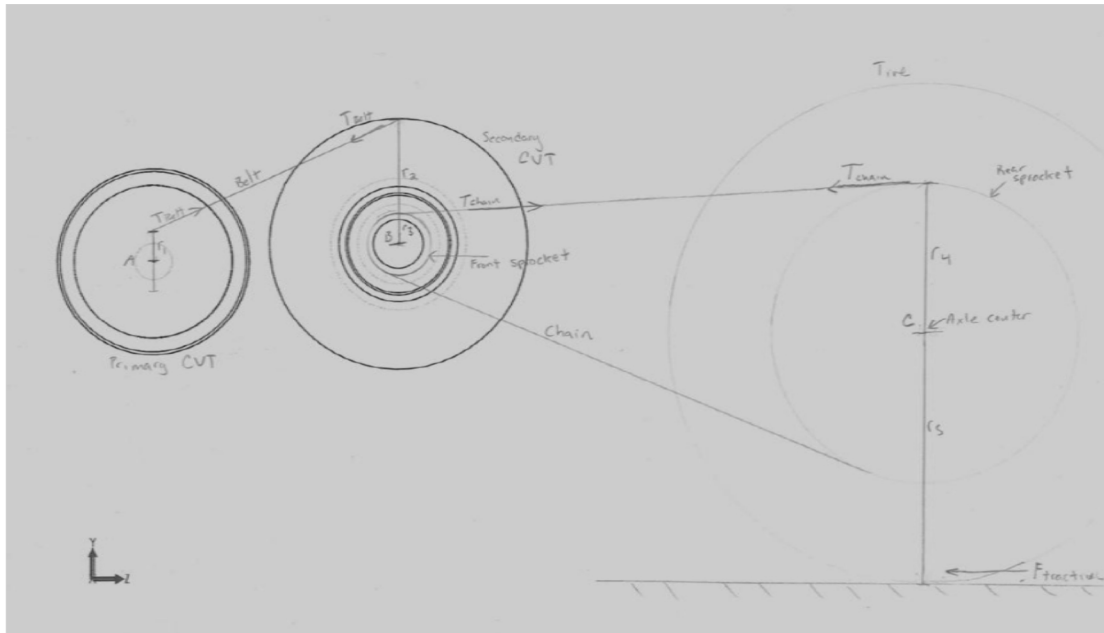
Formula SAE Rules, 2011

9. Παράρτημα Α

9.1.Υπολογισμοί

Παρατίθενται οι υπολογισμοί κάποιων κύριων στοιχείων της κατασκευής, όπως παρουσιάστηκαν στα πλαίσια του διαγωνισμού.

Μετάδοση



$$r_1=30\text{mm}$$

$$r_2=80\text{mm}$$

$$r_3=25\text{mm}$$

$$r_4=110\text{mm}$$

$$r_5=250\text{mm}$$

$$\mu=1.6$$

$$m=350\text{kg}$$

Worst case for tractive force

Tractive force

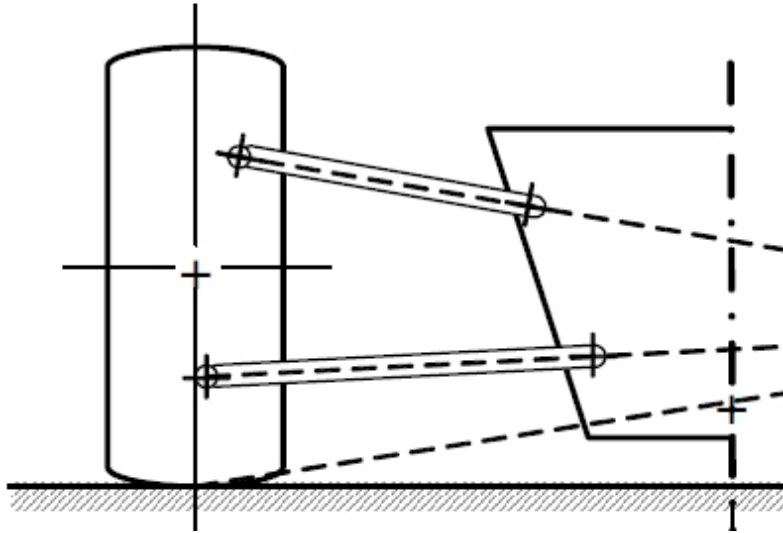
$$F = \mu * m * g = 5.6\text{kN}$$

Chain tension

$$T = F * \frac{r_5}{r_4} = 14\text{kN}$$

The same force goes also to the differential bearing carriers.

Υπολογισμοί φορτίων ανάρτησης



Car Data

$$m := 300\text{kg}$$

$$a_x := 1.5g = 14.71 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$a_y := 0g = 0 \cdot g$$

$$x_{cg} := 750\text{mm}$$

$$y_{cg} := 250\text{mm}$$

$$L_{car} := 1530\text{mm}$$

$$W_{car} := 1250\text{mm}$$

$$\theta_{caster} := 2\text{deg} = 0.035\text{rad} \quad (\text{measured from vertical})$$

$$r_{shock} := 2 \quad (\text{shock motion ratio})$$

Force Distributions

$$Y_R := \frac{(m \cdot g \cdot x_{cg} - m \cdot a_x \cdot y_{cg})}{L_{car}} = 397.56 \text{ N}$$

$$Y_F := m \cdot g - Y_R = 2.049 \times 10^3 \text{ N}$$

$$\frac{Y_F}{Y_F + Y_R} \cdot 100 = 83.75 \text{ \% on front tires}$$

$$Y_O := \frac{Y_F}{2} + \frac{(m \cdot a_y \cdot y_{cg})}{2W_{car}} = 1.024 \times 10^3 \text{ N} \quad = \text{Vertical force on outer tire}$$

$$Y_I := Y_F - Y_O = 1.024 \times 10^3 \text{ N} \quad = \text{Vertical force on inner tire}$$

Forces on outside tire

$$F_{tzO} := Y_O = 1.024 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{tyO} := \left(\frac{Y_O}{g} \right) \cdot a_y = 0$$

$$F_{txO} := - \left(\frac{Y_O}{g} \right) \cdot a_x = -1.537 \times 10^3 \text{ N}$$

Forces on inside tire

$$F_{tzI} := Y_I = 1.024 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{tyI} := \left(\frac{Y_I}{g} \right) \cdot a_y = 0$$

$$F_{txI} := - \left(\frac{Y_I}{g} \right) \cdot a_x = -1.537 \times 10^3 \text{ N}$$

Uprights

$$r_{\text{tire}} := 250 \text{ mm}$$

$$d_{\text{uppermount}} := 125 \text{ mm}$$

$$d_{\text{lowermount}} := 125 \text{ mm}$$

$$L_u := d_{\text{uppermount}} + r_{\text{tire}} = 375 \text{ mm}$$

$$L_m := d_{\text{uppermount}} + d_{\text{lowermount}} = 250 \text{ mm}$$

Forces on outside upright

$$F_{OLx} := \frac{F_{txO} L_u}{L_m} \cdot (1 + \tan(\theta_{\text{caster}})) = -2.509 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{OUx} := F_{txO} - F_{OLx} = 972.553 \text{ N}$$

$$F_{OLy} := \frac{F_{tyO} L_u}{L_m} = 0$$

$$F_{OUy} := F_{tyO} - F_{OLy} = 0$$

Forces on inside upright

$$F_{ILx} := \frac{F_{txI} L_u}{L_m} \cdot (1 + \tan(\theta_{\text{caster}})) = -2.509 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{IUx} := F_{txI} - F_{ILx} = 972.553 \text{ N}$$

$$F_{ILy} := \frac{F_{tyI} L_u}{L_m} = 0$$

$$F_{IUy} := F_{tyI} - F_{ILy} = 0$$

Upper A-arms

$L_U := 300\text{mm}$ = Y-length of A-arm, from spherical bearing to chassis mounts

$a_U := 245\text{mm}$ = X-distance from front pick-up to spherical bearing

$b_U := 200\text{mm}$ = X-distance from rear pick-up to spherical bearing

$k_U := \sqrt{a_U^2 + L_U^2} = 350\text{mm}$ = Length of front a-arm tube

Inside

$$F_{mUI} := m_U \cdot \frac{\left(F_{IUx} + \frac{a_U \cdot F_{IUy}}{L_U} \right)}{a_U + b_U} = 840.333\text{N}$$

$$F_{kUI} := k_U \cdot \left(\frac{F_{IUy}}{L_U} + \frac{F_{IUx} + \frac{a_U \cdot F_{IUy}}{L_U}}{a_U + b_U} \right) = 921.668\text{N}$$

Outside

$$F_{mUO} := m_U \cdot \frac{\left(F_{OUx} + \frac{a_U \cdot F_{OUy}}{L_U} \right)}{a_U + b_U} = 840.333\text{N}$$

$$F_{kUO} := k_U \cdot \left(\frac{F_{OUy}}{L_U} + \frac{F_{OUx} + \frac{a_U \cdot F_{OUy}}{L_U}}{a_U + b_U} \right) = 921.668\text{N}$$

Lower A-arms

$L_L := 400\text{mm}$ = Y-length of A-arm, from spherical bearing to chassis mounts

$a_L := 220\text{mm}$ = X-distance from front pick-up to spherical bearing

$b_L := 170\text{mm}$ = X-distance from rear pick-up to spherical bearing

$k_L := \sqrt{a_L^2 + L_L^2} = 350\text{mm}$ = Length of front a-arm tube

Inside

$$F_{mLI} := m_L \cdot \frac{\left(F_{ILx} + \frac{a_L \cdot F_{ILy}}{L_L} \right)}{a_L + b_L} = -2.384 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{kLI} := k_L \cdot \left(\frac{F_{ILy}}{L_L} + \frac{F_{ILx} + \frac{a_L \cdot F_{ILy}}{L_L}}{a_L + b_L} \right) = -2.577 \times 10^3 \text{ N}$$

Outside

$$F_{mLO} := m_L \cdot \frac{\left(F_{OLx} + \frac{a_L \cdot F_{OLy}}{L_L} \right)}{a_L + b_L} = -2.384 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{kLO} := k_L \cdot \left(\frac{F_{OLy}}{L_L} + \frac{F_{OLx} + \frac{a_L \cdot F_{OLy}}{L_L}}{a_L + b_L} \right) = -2.577 \times 10^3 \text{ N}$$

A-arm Mounts on Chassis

$$F_{AxUI} := \frac{a_U}{k_U} \cdot (F_{kUI}) = 559.955\text{N}$$

$$F_{AyUI} := \frac{L_U}{k_U} (F_{kUI}) = 732.067\text{N}$$

$$F_{BxUI} := \frac{b_U}{m_U} (F_{mUI}) = 412.598\text{N}$$

$$F_{ByUI} := -\frac{L_U}{m_U} (F_{mUI}) = -732.067\text{N}$$

$$F_{AxUO} := \frac{a_U}{k_U} \cdot (F_{kUO}) = 559.955\text{N}$$

$$F_{AyUO} := \frac{L_U}{k_U} (F_{kUO}) = 732.067\text{N}$$

$$F_{BxUO} := \frac{b_U}{m_U} (F_{mUO}) = 412.598\text{N}$$

$$F_{ByUO} := -\frac{L_U}{m_U} (F_{mUO}) = -732.067\text{N}$$

$$F_{AxLI} := \frac{a_L}{k_L} \cdot (F_{kLI}) = -1.445 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$F_{AyLI} := \frac{L_L}{k_L} (F_{kLI}) = -2.134 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{BxLI} := \frac{b_L}{m_L} (F_{mLI}) = -1.065 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{ByLI} := -\frac{L_L}{m_L} (F_{mLI}) = 2.134 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{AxLO} := \frac{a_L}{k_L} \cdot (F_{kLO}) = -1.445 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

$$F_{AyLO} := \frac{L_L}{k_L} (F_{kLO}) = -2.134 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{BxLO} := \frac{b_L}{m_L} (F_{mLO}) = -1.065 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{ByLO} := -\frac{L_L}{m_L} (F_{mLO}) = 2.134 \times 10^3 \text{N}$$

Forces on shock mounts

$$F_{\text{innershockmount}} := F_{\text{tzI}} \cdot r_{\text{shock}} = 2.049 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{\text{outershockmount}} := F_{\text{tzO}} \cdot r_{\text{shock}} \quad 10$$

Σύστημα πέδησης

Το σύστημα πέδησης αποτελείται από ένα υδραυλικό κύκλωμα. Το κύριο έμβολο ενεργοποιείται από το πεντάλ, με μια δεδομένη μοχλικότητα ως προς το πόδι του οδηγού. Η πίεση οδηγεί το έμβολο της δαγκάνας, το οποίο με τη σειρά του πιέζει το υλικό τριβής πάνω στο δίσκο. Η δύναμη της τριβής, σε συνδυασμό με τη διάμετρο του δίσκου, δημιουργούν τη ροπή επιβράδυνσης, η οποία δεν χρειάζεται να ξεπερνά την πρόσφυση των ελαστικών.

Weight Transfer Calculation

Deceleration :

$$a := 1.5g = 14.71 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

CG Height

$$y_{\text{cg}} := 250 \text{ mm}$$

Distance of CG from front Axle

$$x_{\text{cg}} := 750 \text{ mm}$$

Wheel Base:

$$l := 1530 \text{ mm}$$

Mass of Car:

$$m := 300 \text{ kg}$$

Tire Rolling Radius:

$$r_{\text{tire}} := 250 \text{ mm}$$

$$N_{\text{rear}} := \frac{(m \cdot g \cdot x_{\text{cg}} - m \cdot a \cdot y_{\text{cg}})}{l} = 756.198 \text{ N}$$

$$N_{\text{front}} := m \cdot g - N_{\text{rear}} = 1.913 \times 10^3 \text{ N}$$

Normal force on front & rear tires

$$\left(\frac{N_{\text{front}}}{N_{\text{front}} + N_{\text{rear}}} \right) \cdot 100 = 71.667$$

% on front tires

Brake Torque Required

$$\mu := \frac{a}{g} = 1.5$$

$$f_f := N_{\text{front}} \cdot \mu = 2.869 \times 10^3 \text{ N}$$

$$f_r := N_{\text{rear}} \cdot \mu = 1.134 \times 10^3 \text{ N}$$

Friction Force on front and rear tires

$$T = 765.19 \text{ Nm}$$

Brake Torque Required

$$T_{r_f} := r_{\text{tire}} \cdot f_f$$

$$T_{r_r} := r_{\text{tire}} \cdot f_r = 302.517 \text{ Nm}$$

Line Pressure Developed

$$F_{\text{pedal}} := 400 \text{ N}$$

Force Applied To Pedal

$$\text{PR} := \frac{6}{1}$$

Pedal Ratio

$$\text{balance}_f := 1$$

Brake Balance

$$\text{balance}_r := 1$$

$$F_{m_{c_f}} := F_{\text{pedal}} \cdot \text{PR} \cdot \text{balance}_f = 2.135 \times 10^3 \text{ N}$$

Forces on MC input shafts

$$F_{m_{c_r}} := F_{\text{pedal}} \cdot \text{PR} \cdot \text{balance}_r = 2.135 \times 10^3 \text{ N}$$

$$D_{m_{c_f}} := .625 \text{ in}$$

MC Piston Diameters

$$D_{m_{c_r}} := .75 \text{ in}$$

$$P_f := \frac{F_{m_{c_f}}}{\left[\pi \left(\frac{D_{m_{c_f}}}{2} \right)^2 \right]} = 1.565 \times 10^3 \text{ psi}$$

Line Pressures Developed

$$P_r := \frac{F_{m_{c_r}}}{\left[\pi \left(\frac{D_{m_{c_r}}}{2} \right)^2 \right]} = 1.086 \times 10^3 \text{ psi}$$

Brake Torque Developed

Front

$$r_{\text{rotor.f}} := 80\text{mm}$$

$$\mu_{\text{pad}} := .35$$

$$D_{\text{cp.f}} := 35\text{mm}$$

$$N_{\text{p.f}} := 1$$

$$N_{\text{c.f}} := 2$$

$$A_{\text{cp.f}} := \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{cp.f}}}{2} \right)^2 \cdot N_{\text{p.f}} \cdot N_{\text{c.f}} = 3.104 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F_{\text{clamp.f}} := P_f \cdot A_{\text{cp.f}} = 3.348 \times 10^4 \text{ N}$$

Effective Rotor Radius

Brake Pad Friction Coefficient

Caliper Piston Diameter

Number of Pistons per Caliper

Number of Calipers

Total Caliper Piston Area

Front Clamp Force

$$T_{d_f} := \mu_{\text{pad}} \cdot F_{\text{clamp}_f} \cdot r_{\text{rotor}_f} = 892.887 \text{ Nm}$$

Front Brake Torque Developed

Rear

$$r_{\text{rotor}_r} := 3.5 \text{ in} = 0.089 \text{ m}$$

$$D_{\text{cp}_r} := 1.75 \text{ in} = 0.044 \text{ m}$$

$$N_{\text{p}_r} := 1$$

$$N_{\text{c}_r} := 1$$

$$A_{\text{cp}_r} := \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{cp}_r}}{2} \right)^2 \cdot N_{\text{p}_r} \cdot N_{\text{c}_r} = 1.552 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Effective Rotor Diameter

Caliper Piston Diameter

Number of Pistons per Caliper

Number of Calipers

Total Caliper Piston Area

$$F_{\text{clamp}_r} := P_r \cdot A_{\text{cp}_r} = 1.162 \times 10^4 \text{ N}$$

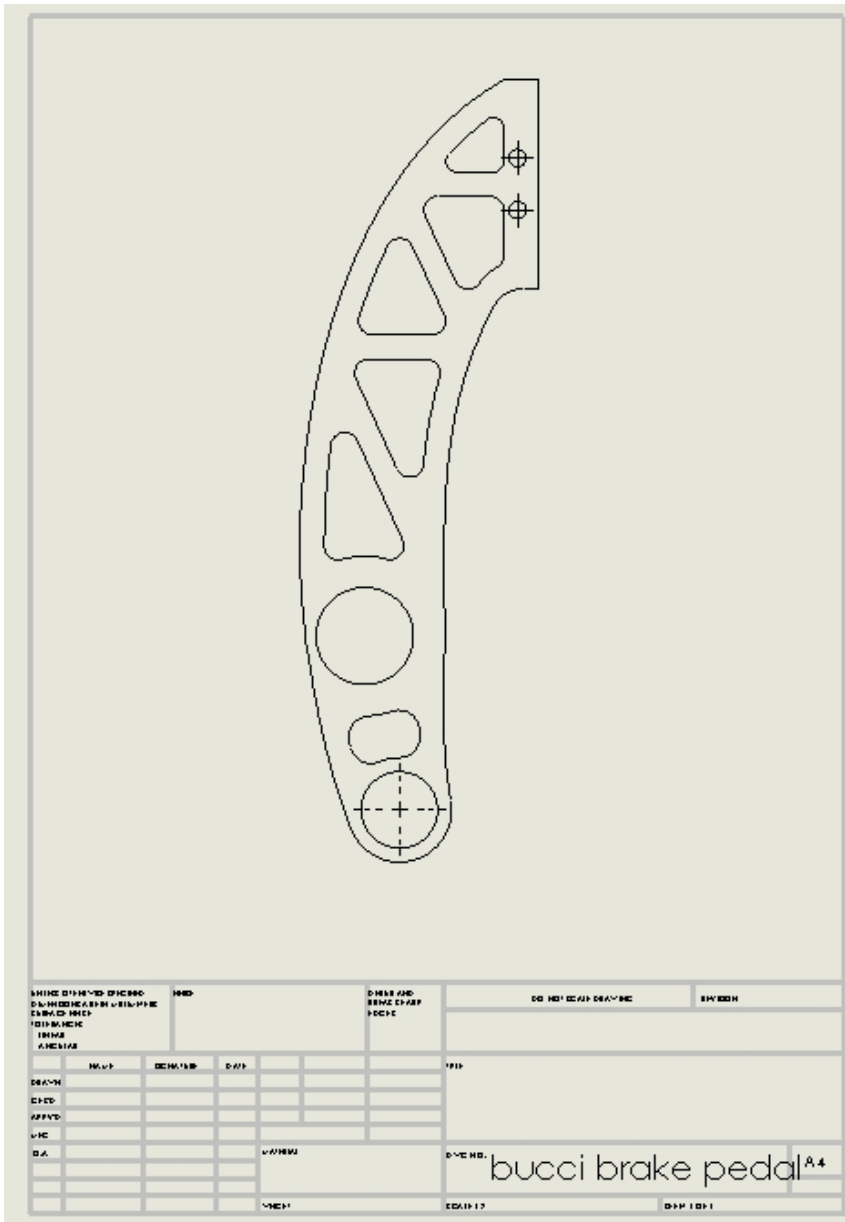
$$T_{d_r} := \mu_{\text{pad}} \cdot F_{\text{clamp}_r} \cdot r_{\text{rotor}_r} = 361.702 \text{ Nm}$$

Rear Clamp Force

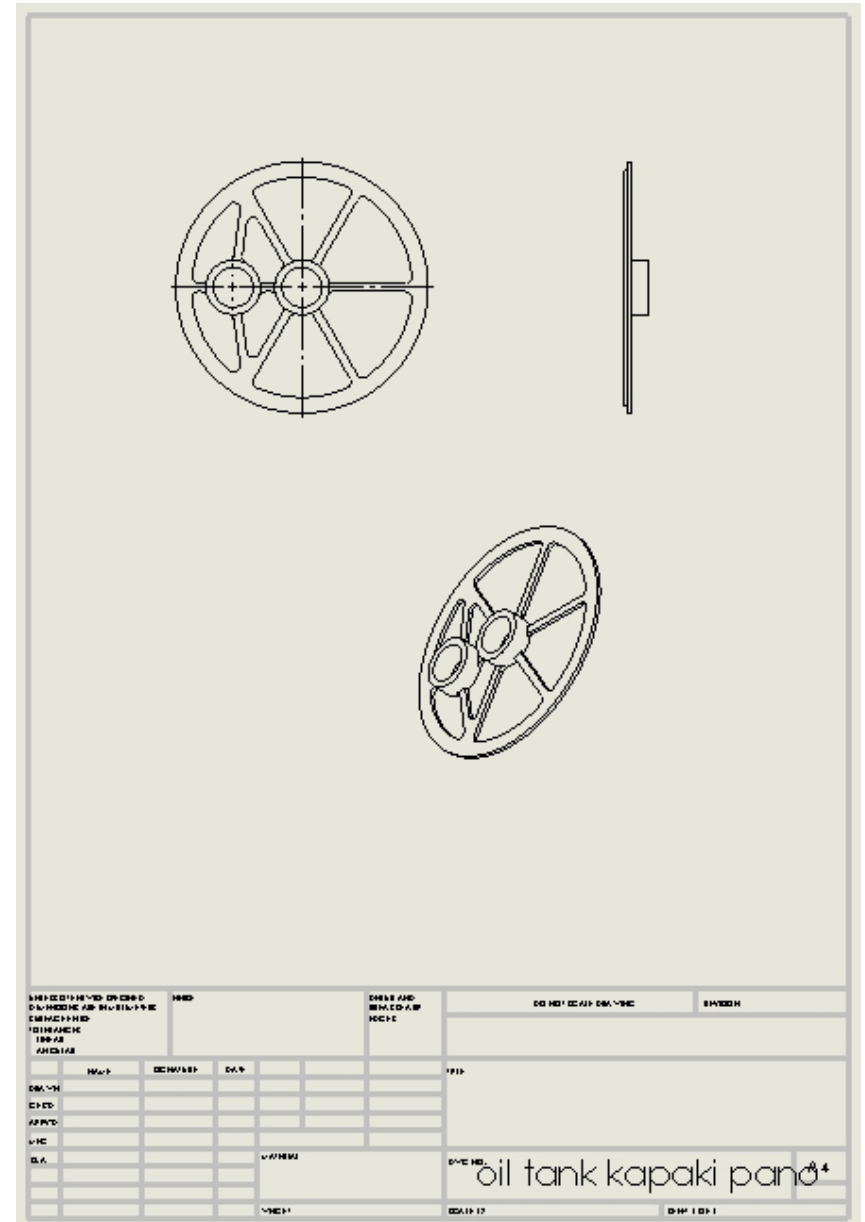
Rear Brake Torque Developed

$$T_{r_r} = 302.517 \text{ N}$$

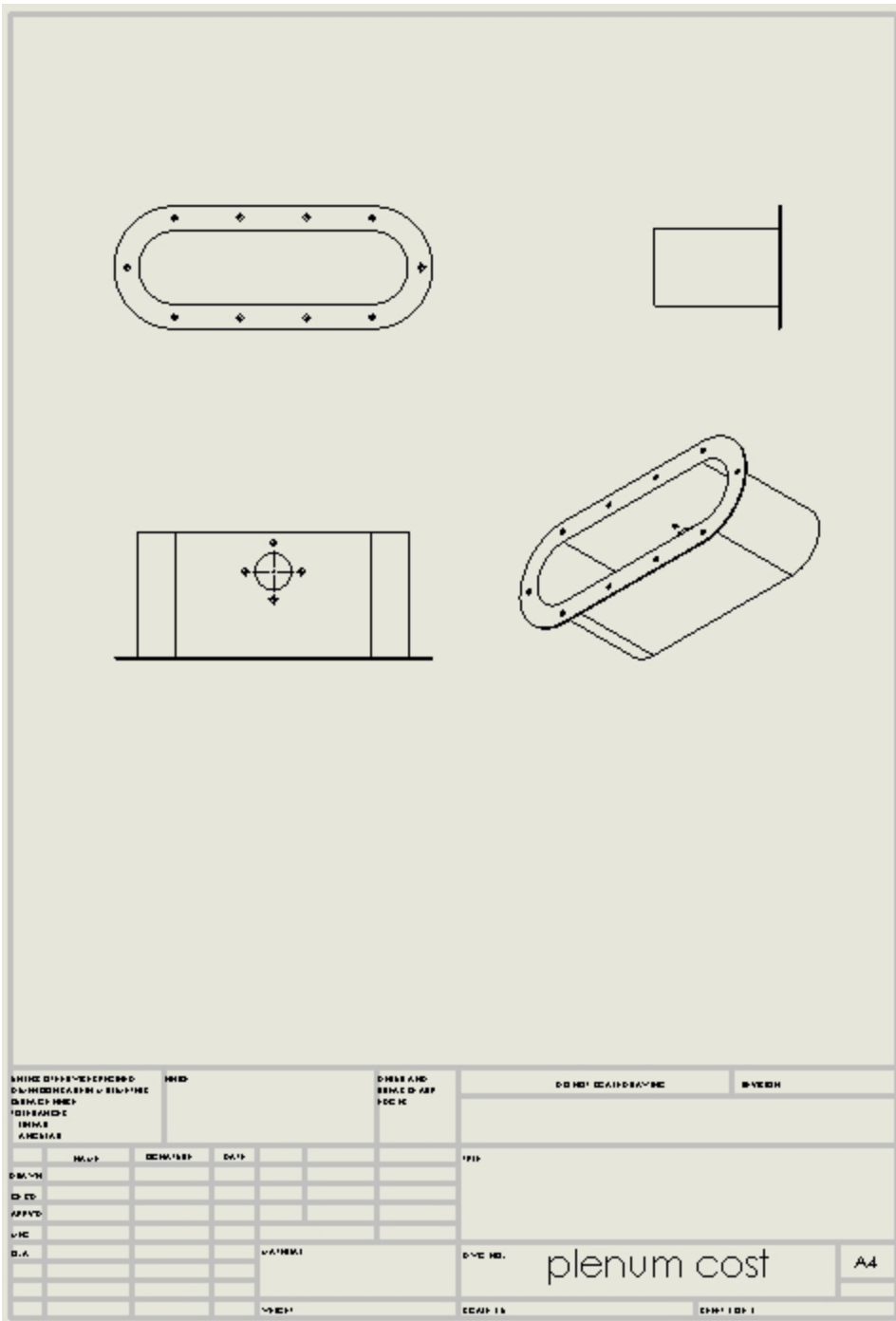
9.2.Κατασκευαστικά σχέδια



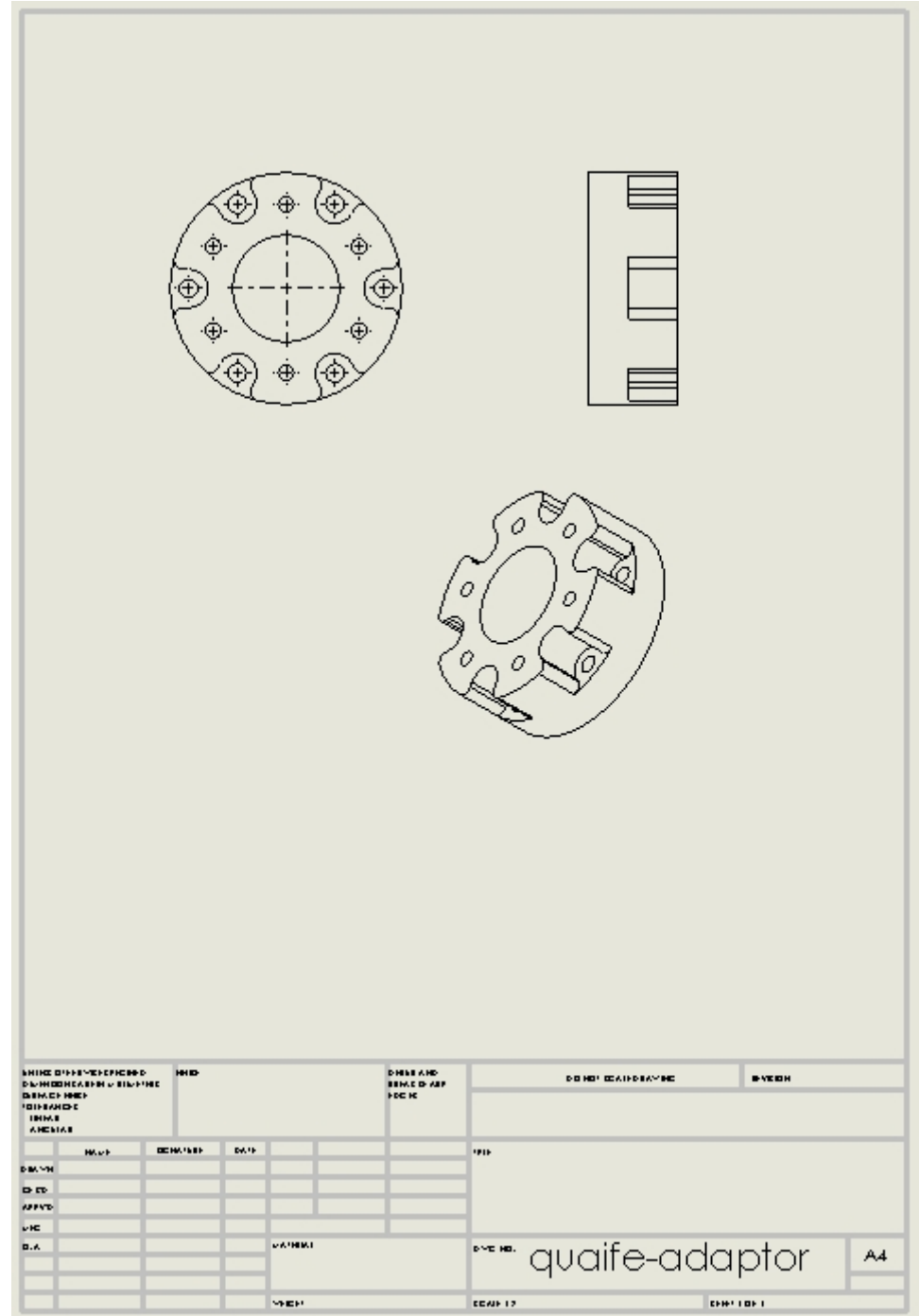
Πεντάλ φρένου



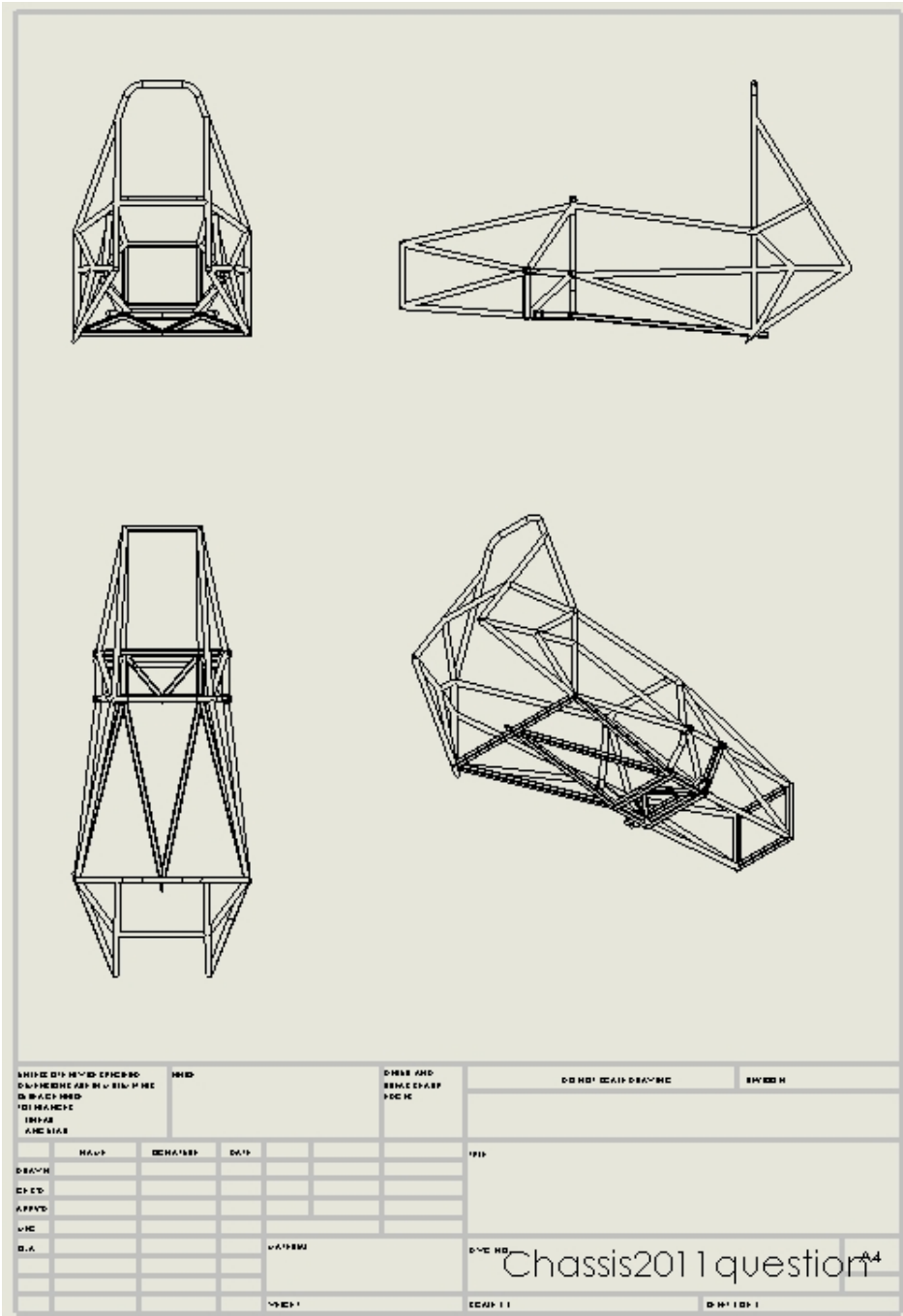
Καπάκι δοχείου λιπαντικού



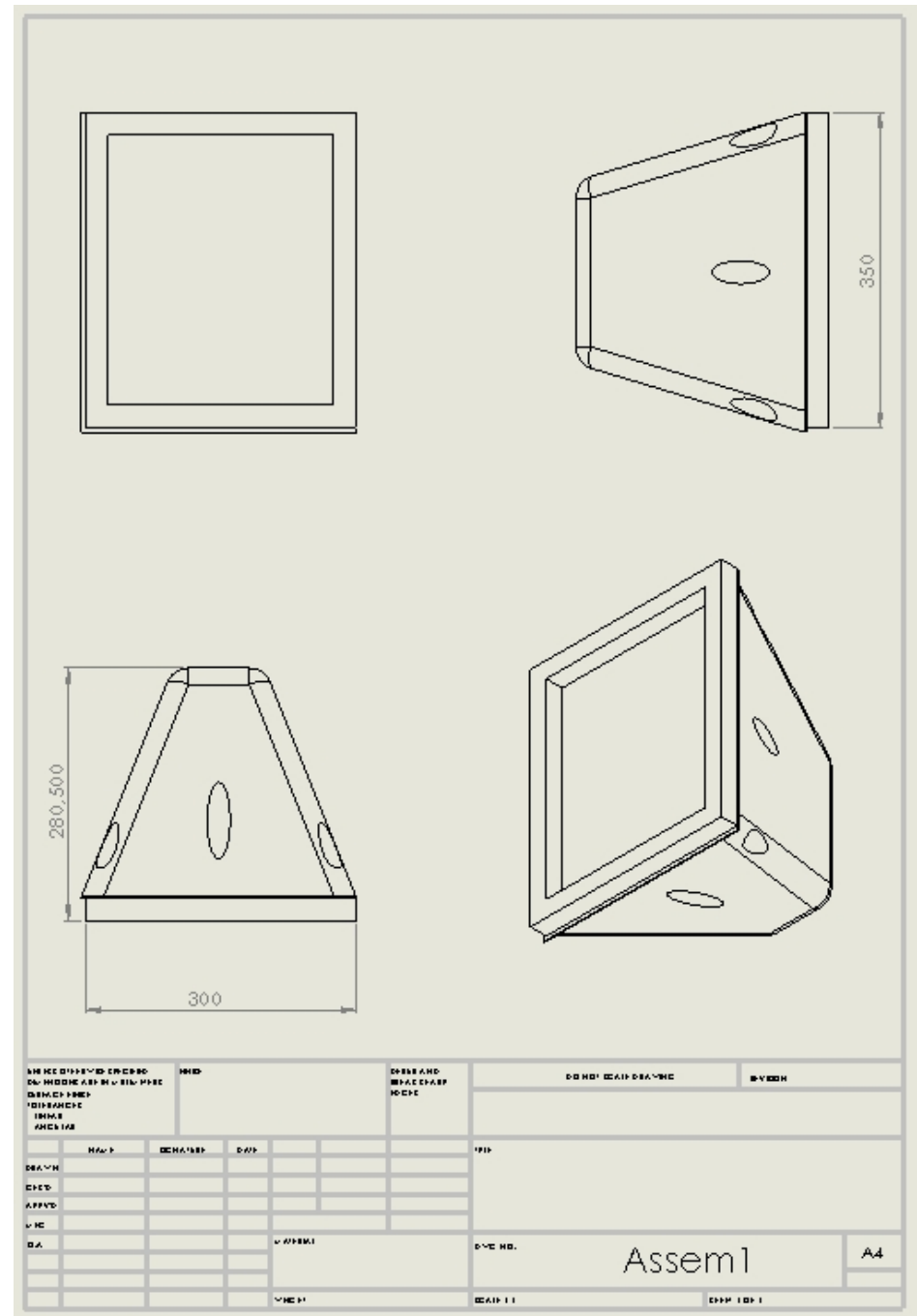
Plenum εισαγωγής



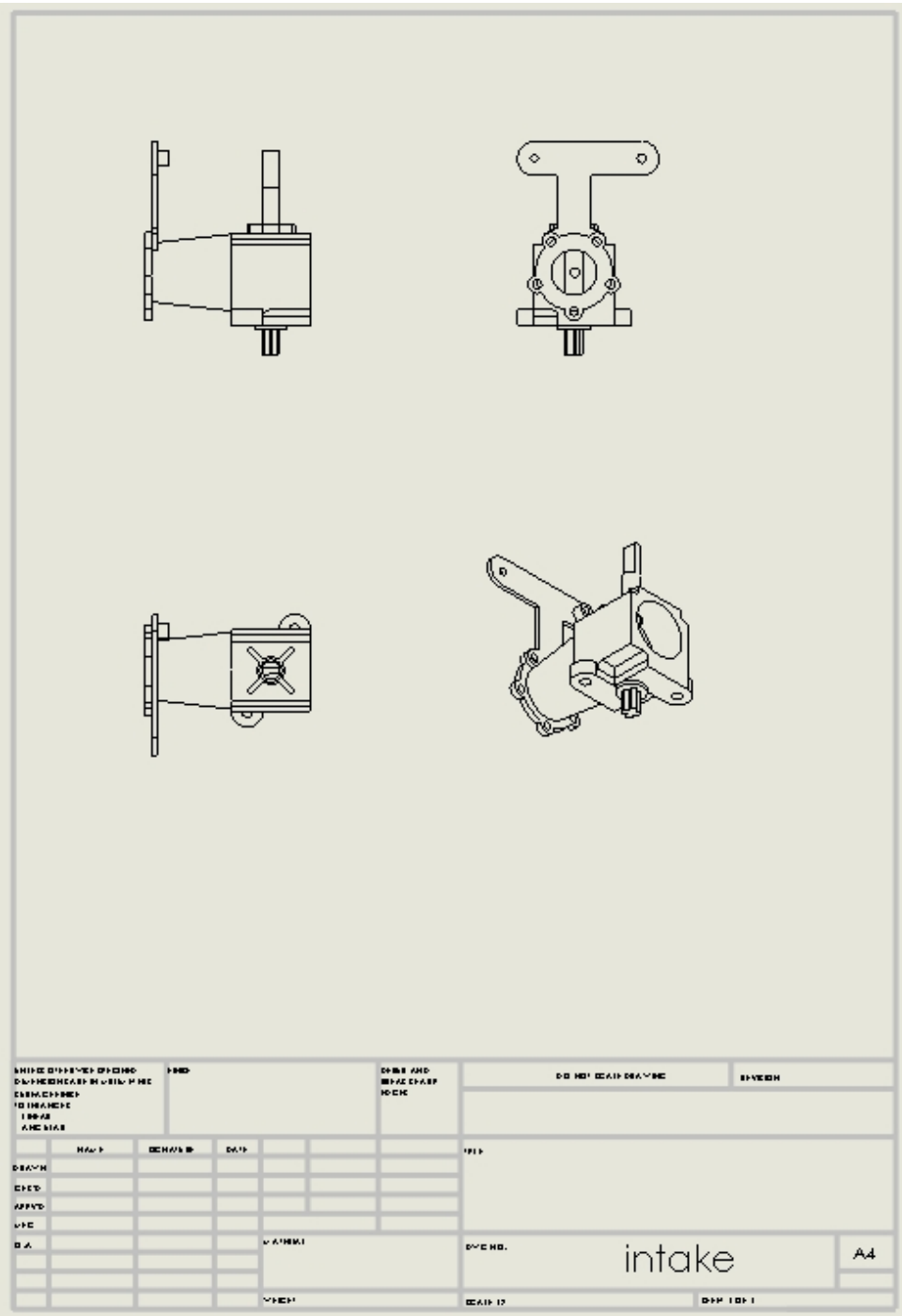
Αντάπτορας μετάδοσης ημιαξονίου



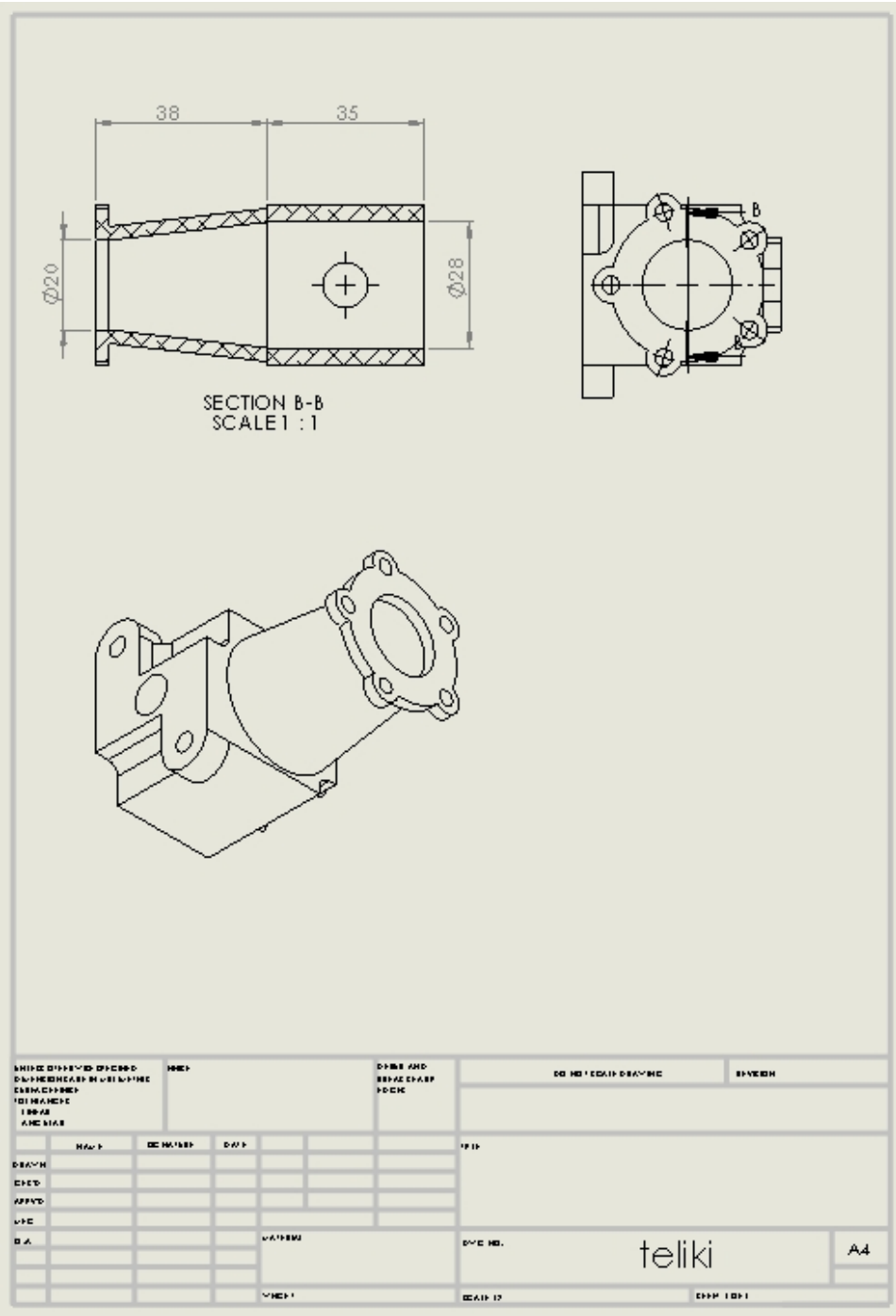
Πλαίσιο



Ζώνη παραμόρφωσης-απορόφησης ενέργειας

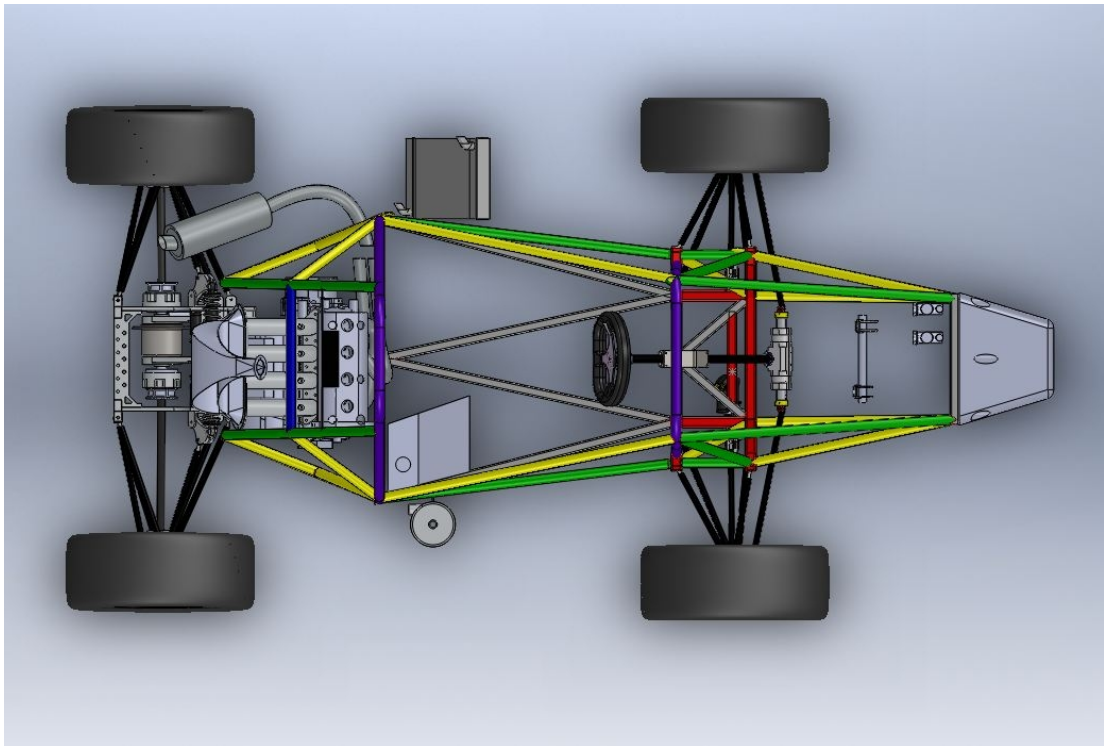
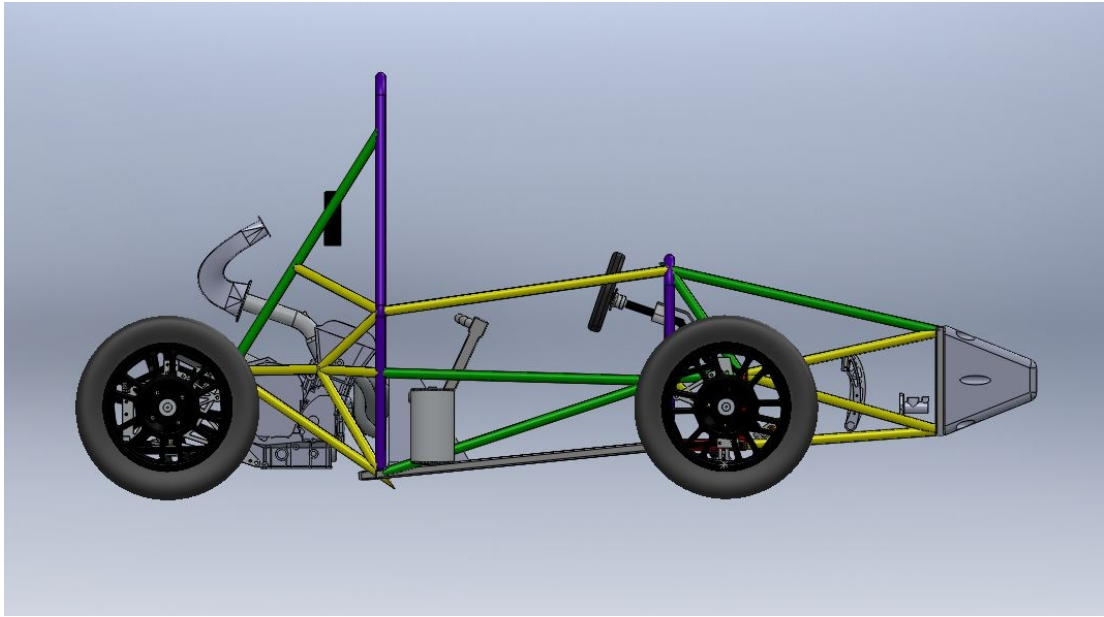


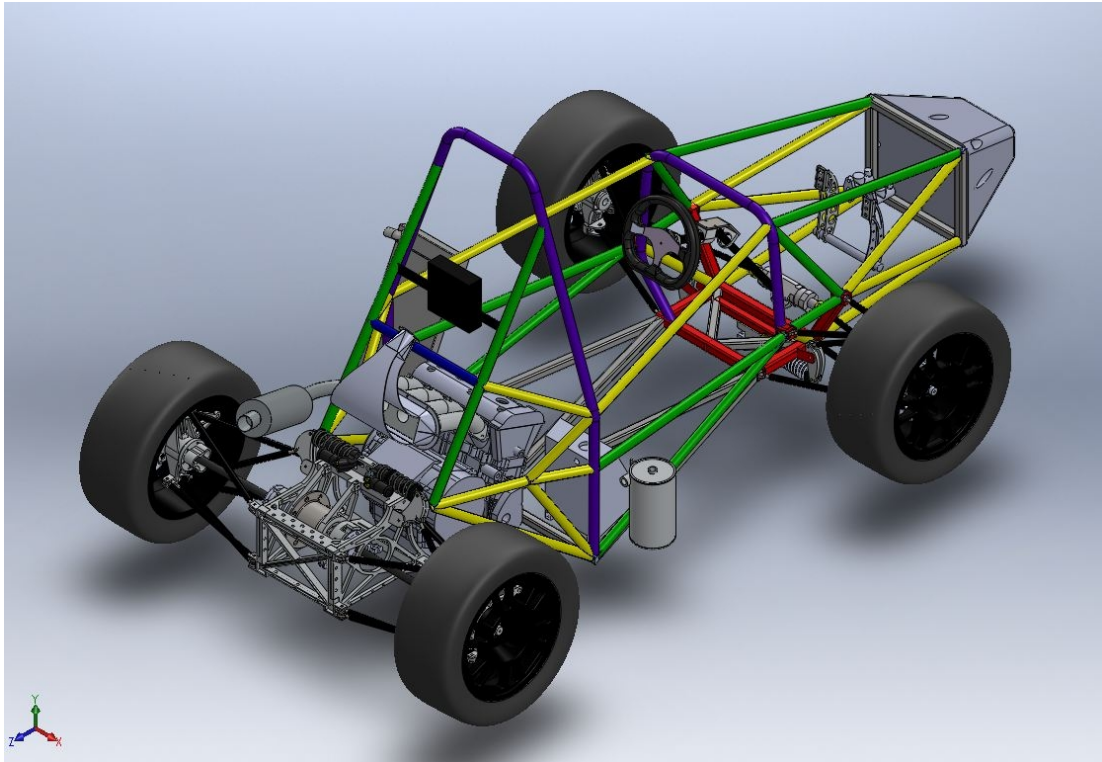
Στραγγαλιστική βαλβίδα εισαγωγής



Σώμα στραγγαλιστικής βαλβίδας εισαγωγής

9.3.Φωτογραφίες Κατασκευής







9.4.Φωτογραφίες διαγωνισμών



10. Παράρτημα Β

Παρατίθενται τα design και cost report, όπως αυτά παραδόθηκαν στους διαγωνισμούς FSAE Italy 2011 και FS Hungary 2011.

10.1. Design report



Introduction

Having gained experience from previous years, the team was able to design the 2011 car from scratch which is a great step forward compared to the previous one.

The design philosophy aimed at 3 major targets. Keeping overall weight as low as possible by designing the car closer to the limits, maintaining the manufacturability at the levels set by our facilities and reducing cost because of our small budget.

Suspension

The purpose of the suspension is to make the job easier for the tires in order to function closer to the limit of their capacity. When designing a suspension there is a number of interacting factors

that influence the behavior of the suspension. Therefore, much work has been put into making a compromise that will function well in all the driving events on the competition.

Another very important aspect is that because the characteristics and the functioning of the suspension are greatly interactive with the chassis, the design process for both of them has been developed simultaneously.

The reference point of the suspension design is the type of tire being used, so every available information about the characteristics of the Hoosiers R25B 20x7,5x13, -such as their testing curves- was taken into account.

The front suspension design consists of double unequal wishbones with pull rod actuated springs and adjustable dampers. Design of rear suspension consists of double unequal wishbones too, with push rod actuated springs and adjustable dampers.

In order to keep the bell cranks design simpler and to avoid adding extra weight and mounting points on the chassis we decided not to use Anti Roll Bars.

For this reason the rates adjustment has been done by using different sets of springs.

Beginning from the wheelbase we tried to keep it as short as possible, having in mind the packaging of all the car's subsystems and it is finally 1540mm. With a short wheelbase and the masses concentrated around the CoG, the moment of inertia at the SAE-z axis has been kept low providing fast response in directional changes. On the other hand a shorter wheelbase has the advantages of smaller turning radius for the same steering input.

When designing a vehicle, track width is of major importance. It has influence on the vehicle cornering behaviour, tendency to roll and the total amount of lateral load transfer.

Also in such tight courses with slaloms and consecutive small radius corners the track width should be relatively small in order to provide space for under/oversteer without hitting cones and for the same reason the rear track width should be smaller than the front.

What should be also taken into consideration is our tires behavior through test data and the desired Ackerman geometry. Thus, 1200mm front and 1150mm rear track width have been chosen.

Continuing with the geometric and kinematic aspects of the suspension, we chose to have 0 King Pin Inclination in order not to have undesirable steer camber. The scrub radius is 38mm being delimited by the wheels offset and the tightest possible packaging.

The caster angle is 3 degrees and will cause the wheel to rise and fall with steer. This effect is opposite from side to side and causes roll and weight transfer, leading to an oversteering effect. It also has a positive effect on steer-camber. With positive caster angle the outside wheel will camber in a negative direction and the inner wheel in a positive direction, causing both wheels to lean into the turn.

The chosen amount of caster is not that much in order the size of the mechanical trail due to caster may not be too large compared to the Pneumatic trail from the tire. The pneumatic trail will approach zero as the tires reaches the slip limit. This will result in lowering the self-centring torque that is present due to the lever arm between the tires rotation point at the ground and the point of attack for the lateral force. This will be a signal to the driver that the tire is near breakaway. This "breakaway signal" may be lost if the mechanical trail is large compared to the pneumatic trail.

The position of the roll centre is determined by the location of the instant centres. High instant centres will lead to a high roll centre and vice versa. The roll centre establishes the force coupling point between the sprung and the unsprung masses of the car. When the car corners the centrifugal force acting on the centre of gravity can be translated to the roll centre and down to the tires where the reactive lateral forces are built up. The higher the roll centre is the smaller the rolling moment and the sprung mass moment of inertia around the roll centre is.

Also, camber change rate is a function only of the front view swing arm length, which is defined by the instant centres position.

Having all these in mind we chose the roll centers to be above the ground at 38mm in the front and at 48mm at the rear and more important their movement due to roll is very small.

The location of the tie rods is of major importance and it is such that Bump Steer effects are kept at a minimum and also give adjustment ability of toe settings through their length.

The anti features changes the amount of load going through the springs and the pitch angle of the car.

We chose 12% Anti Dive, which reduces the bump deflection during forward braking and 9% Anti Squat, which reduces the bump travel during forward acceleration.

The camber angle has influences on the tires ability to generate lateral forces. A cambered rolling pneumatic wheel produces a lateral force in the direction of the tilt.

This force is referred to as camber thrust when it occurs at zero slip angles. The adjustability of camber is of major importance and we adjust it by shims at the uprights.

In terms of structural design all suspension parts were designed and optimized using FEA.

The chosen material is 7075-T6 Al for uprights, hubs, hub axles-shafts, bell cranks and damper mounting points. Wishbones are made from Alloy Steel. The design procedure started by calculating the loads going through all the suspension components from the tyre contact patch. These calculations were made for all the worst loading scenarios such as 1,5g longitudinal braking and acceleration and 2g lateral acceleration with the whole car lifted by one side and the minimum Factors of Safety vary from 1,5 to 2.

Also the scenario of a 2g bump while cornering with 2g lateral acceleration was tested without having any failures. Keeping all these in mind the design of the suspension was optimized by working with the geometrical and dimensional characteristics of the components and testing them after every change with FEA, in order to finally achieve the lowest possible weight while keeping the desired Factors of Safety.

Chassis

A steel tubular spaceframe design has been chosen for our chassis. Aiming at constructing a relatively stiff chassis without compromising rules compliance we handled our design with many different cross section areas.

The use of pull rods in the front let us mount the bell crank between the chassis mounting points of the lower wishbone, helping the chassis loading, because the bell crank and the lower wishbone are loaded with opposite forces at the SAE-y direction. Furthermore, the pull rod mounting at the upper wishbone provides an opposite force at the SAE-y direction compared to the force that loads the upper wishbone from the upright. As a result the forces at the chassis mounting points of the upper wishbone are significant smaller.

The design was FEA optimized for desirable stiffness in cornering (turn-in and steady state) and minimum weight (34kg). Ease of manufacturing was also taken into account, in order to achieve the desired precision, for the suspension pick up points. The design allowed the driving seat to be as low as possible, in order to maintain a low center of mass. Emphasis was given in minimizing the wheelbase and thus improving agility in the autocross and endurance circuit.

Subframe

An aluminum subframe was integrated. It doubles as a suspension mount and a transmission box. Due to its mounting to the engine-transmission housing, it provides a load path travelling from the suspension points to the engine, reclaiming the housing's rigidity. It is designed and optimized using FEA, achieving very light weight and very good precision because of the CNC machining.

Steering

Our steering system consists of a rack and pinion configuration connected to the steering wheel via a U-joint arrangement.

The rack is positioned in front of the front axle in order to keep the angle of the steering column in a suitable for the u-joint angle and as a result the steering arms are in the front side of the upright.

The steering rack is connected to the steering arms with tie rods and there have been used rod ends. The most important factor of the steering system design is the Ackerman geometry, which gives the ability to have dynamic toe settings.

The FSAE race cars are often operated at high lateral accelerations and therefore all tires operate at significant slip angles and the loads on the curve inner wheels are much less than the curve outer wheels due to the lateral load transfer. Tires under low loads require less slip angle to reach the peak of the cornering force.

Using 100% Ackerman or even more pro-Ackerman on the car would cause the curve inner tire to be dragged along at much higher slip angles than needed and this would more result in raises in tire temperature and slowing down the car due to the slip angle induced drag, than in benefits from the generated "oversteering" force in the SAE -x direction and yaw moment from the inner wheel .

In addition by using anti-Ackerman we can use more effectively the outside tyres generating the higher possible cornering force from them in the SAE -y direction and totally more yaw moment when the weight transfer is high (without drag and overheating in the inside tyres) . Considering these, we have chosen an approximately 30% anti Ackerman geometry (or -30% Ackerman) , which comes together with static toe out. More specifically when the outside wheel turns maximum at about 28deg the inside wheel turns at about 24deg. The final steering ratio is such that the maximum wheel turn angle is translated at about 90 degrees at the steering wheel.

This Ackerman setting gives the following characteristic:

In low speed and tight corners and when the car turns in with relatively small steering angles the static toe out is still not affected by the anti-Ackerman and the inside tyre, which is still

not underloaded, can be used to give responsiveness in the fast change of direction during the turn in. Moving to the apex of the corner when the steering angles are big, the anti-Ackerman geometry has a bigger effect, generating a fast variation from toe out to toe in and the best use of the tyres by increasing the slip angle of the outside tyre and decreasing the one of the inside, producing a relatively high cornering force.

Engine

The engine used by our team is a 4 cylinder 600cc Yamaha engine, originally fitted and used in the 2006 Yamaha FZ6 sport motorcycle. The main reasons for this choice are exceptional reliability records and the very compact packaging that every motorcycle engine can provide by integrating the gearbox within a complete housing. Furthermore, its bore/stroke ratio is ideal for fast piston speeds and a vast rpm range in which the engine can easily operate giving out sufficient torque. The main body of the engine remains unchanged, as well as the camshafts and the valves, but the rest of the header is a new design. The intake now utilizes a single butterfly valve for throttling and a sheet aluminium manifold follows. Its volume is approximately 3 litres, allowing for a full torque curve and the 280mm runners aim at a maximum torque delivery at about 8,800 rpm and maximum power at 10,500rpm. The results of the unidimensional analysis are confirmed by "dyno" testing which validates that the aforementioned targets have been accomplished. The exhaust is also a new one, albeit a very similar design to the one used by Yamaha for the FZ6. The runners run a little longer and are a bit smaller in diameter, just to emphasise a little more on the very important rpm mid-range.

Apart from the engine breathing, its lubrication system is significantly changed. The wet-sump originally equipped by the manufacturer is replaced by a custom designed dry sump system that allows for uninhibited lubrication of the engine even at high lateral accelerations. Furthermore, the removal of the deep oil pan at the bottom of the engine and its replacement with a separate oil tank, allows for lowering the significant mass of the power plant which in turn results in a lower CoG.

Drivetrain

We decided to use a Torque sensitive differential. It is a lightweight, cost effective solution, which minimizes slip of the inner wheel, during acceleration. The sprocket is mounted directly on the differential, which allows tighter packaging.

For shifting, an electronically controlled system is used, actuated by coils, driven from steering wheel mounted buttons. This ensures fast gear changes, without the need for the driver to take his hands from the wheel.

Brakes

We used hydraulic disc brakes. The callipers are 2-piston, OEM motorbike. A balance bar allows quick adjustment of braking force distribution. Lightweight aluminium brake and throttle pedals were manufactured, mounted on the frame-integral pedal box.

10.2. Cost Report

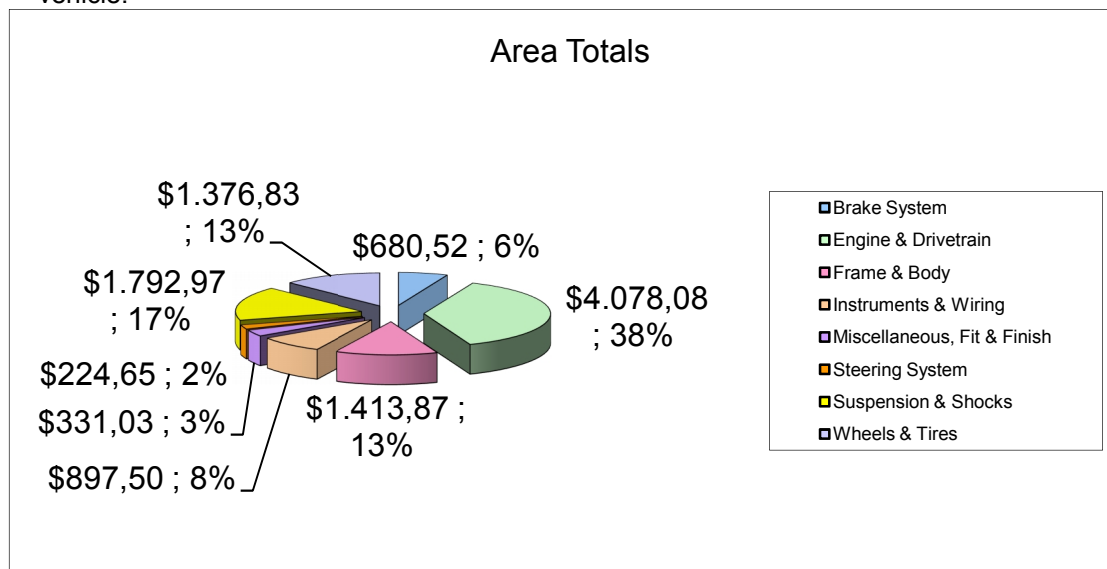
Cost Summary Basics

National Technical
University of Athens
Car # 14



Area Totals	Materials	Processes	Fasteners	Tooling	Total
Brake System	\$ 615,34	\$ 62,46	\$ 2,72	\$ -	\$ 680,52
Engine & Drivetrain	\$ 3.024,19	\$ 1.027,17	\$ 19,06	\$ 7,66	\$ 4.078,08
Frame & Body	\$ 660,51	\$ 640,22	\$ 24,36	\$ 18,92	\$ 1.413,87
Instruments & Wiring	\$ 665,45	\$ 90,29	\$ 1,95	\$ 0,03	\$ 897,50
Miscellaneous, Fit & Finish	\$ 230,81	\$ 97,46	\$ 0,77	\$ 2,00	\$ 331,03
Steering System	\$ 30,14	\$ 174,56	\$ 12,28	\$ 7,67	\$ 224,65
Suspension & Shocks	\$ 952,94	\$ 314,32	\$ 69,32	\$ 3,00	\$ 1.792,97
Wheels & Tires	\$ 1.271,16	\$ 93,89	\$ 11,78	\$ -	\$ 1.376,83
Total Vehicle	\$ 7.450,54	\$ 2.500,35	\$ 142,24	\$ 39,28	\$ 10.795

Composition for total vehicle:



University	National Technical University of Athens
Competition Code	FSAEI
Year	11
Car #	14

Total Vehicle Cost	10795,44
---------------------------	----------

Line Num.	Area of Commodity	Asm/Prt #	Asm	Component	Unit Cost	Qua	Material Cost	Process Cost	Fastener Cost	Tooling Cost	Total Cost
	Brake System	A1001		Brake Assembly 1	\$ 3,35	4		\$ 2,87	\$ 0,48		\$ 13,38
	Brake System	11001	Brake Assembly 1	caliper	\$ 55,00	1	\$ 55,00				\$ 55,00
	Brake System	11002	Brake Assembly 1	disc	\$ 34,22	1	\$ 5,66	\$ 28,56			\$ 34,22
	Brake System	10013	Brake Assembly 1	pads	\$ 5,66	2	\$ 5,66				\$ 11,33
	Brake System	A1002		Brake Assembly 2	\$ 15,39	1		\$ 14,59	\$ 0,80		\$ 15,39
	Brake System	12001	Brake Assembly 2	balance bar	\$ 270,00	1	\$ 270,00				\$ 270,00
	Brake System	12002	Brake Assembly 2	master cylinder	\$ 81,50	2	\$ 81,50				\$ 163,00
	Brake System	12003	Brake Assembly 2	hydraulic fluid reservoir	\$ 5,00	2	\$ 5,00				\$ 10,00
	Brake System	12004	Brake Assembly 2	brake lines front	\$ 51,43	1	\$ 47,65	\$ 3,78			\$ 51,43
	Brake System	12005	Brake Assembly 2	brake lines rear	\$ 56,78	1	\$ 52,70	\$ 4,07			\$ 56,78
	Brake System			Area Total			\$ 615,34	\$ 62,46	\$ 2,72	\$ -	\$ 680,52
	Engine & Drivetrain	A2001		Drivetrain	\$ 362,78	1	\$ 317,06	\$ 40,06	\$ 5,66		\$ 362,78
	Engine & Drivetrain	21001	Drivetrain	Differential, internals, Limited Slip, Quaife	\$ 165,00	1	\$ 165,00				\$ 165,00
	Engine & Drivetrain	21002	Drivetrain	Constant Velocity Joint Housing	\$ 21,72	2	\$ 2,52	\$ 19,20			\$ 43,44
	Engine & Drivetrain	21003	Drivetrain	Constant Velocity Joint Stub-shaft	\$ 28,80	2	\$ 13,95	\$ 14,85			\$ 57,60
	Engine & Drivetrain	21004	Drivetrain	Half Shaft 1	\$ 103,92	1	\$ 7,88	\$ 96,04			\$ 103,92
	Engine & Drivetrain	21005	Drivetrain	Half Shaft 2	\$	1	\$ 7,20	\$ 96,04			\$ 103,24

					103,24						
	Engine & Drivetrain	21006	Drivetrain	Chain Tensioner Pushrod	\$ 5,73	2	\$ 0,73	\$ 5,00			\$ 11,47
	Engine & Drivetrain	21007	Drivetrain	Chain Tensioner Bracket	\$ 2,71	4	\$ 0,20	\$ 2,51			\$ 10,83
	Engine & Drivetrain	21008	Drivetrain	Front Sprocket	\$ 5,53	1	\$ 0,42	\$ 5,11			\$ 5,53
	Engine & Drivetrain	21009	Drivetrain	Differential Housing 1	\$ 138,12	1	\$ 15,03	\$123,09			\$ 138,12
	Engine & Drivetrain	21010	Drivetrain	Differential Housing 2	\$ 78,66	1	\$ 7,57	\$ 71,09			\$ 78,66
	Engine & Drivetrain	21011	Drivetrain	Chain guard	\$ 9,64	1	\$ 1,02	\$ 8,62			\$ 9,64
	Engine & Drivetrain	21012	Drivetrain	Rear Sprocket	\$ 11,16	1	\$ 2,73	\$ 8,43			\$ 11,16
	Engine & Drivetrain	A2002		Intake	\$ 58,58	1	\$ -	\$ 55,82	\$ 2,76	\$ -	\$ 58,58
	Engine & Drivetrain	22001	Intake	Intake Plenum	\$ 30,92	1	\$ 5,65	\$ 23,94	\$ -	\$ 1,33	\$ 30,92
	Engine & Drivetrain	22002	Intake	Intake Runners	\$ 79,72	1	\$ 6,09	\$ 73,30	\$ -	\$ 0,33	\$ 79,72
	Engine & Drivetrain	22003	Intake	Restrictor	\$ 46,94	1	\$ 40,00	\$ 6,76	\$ -	\$ 0,18	\$ 46,94
	Engine & Drivetrain	A2003		Exhaust	\$ 12,33	1	\$ -	\$ 11,76	\$ 0,57	\$ -	\$ 12,33
	Engine & Drivetrain	23001	Exhaust	Headers	\$ 95,12	1	\$ 7,34	\$ 87,74	\$ 0,04	\$ -	\$ 95,12
	Engine & Drivetrain	23002	Exhaust	Silencer	\$ 82,45	1	\$ 2,87	\$ 78,75	\$ -	\$ 0,83	\$ 82,45
	Engine & Drivetrain	A2004		Fuel System	\$ 17,09	1	\$ 4,32	\$ 10,66	\$ 2,11	\$ -	\$ 17,09
	Engine & Drivetrain	24001	Fuel System	Fuel Check Valve, In-Line, Aluminum Rollover	\$ 15,00	1	\$ 15,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 15,00
	Engine & Drivetrain	24002	Fuel System	Fuel Pump, Fuel Injected, Gasoline	\$ 35,00	1	\$ 35,00	\$ -	\$ -		\$ 35,00
	Engine & Drivetrain	24003	Fuel System	Fuel Injector, Gasoline	\$ 10,00	4	\$ 10,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 40,00
	Engine & Drivetrain	24004	Fuel System	Fuel Pressure Regulator	\$ 30,11	1	\$ 14,69	\$ 15,30	\$ 0,12	\$ -	\$ 30,11
	Engine & Drivetrain	24005	Fuel System	Fuel Rail	\$ 19,92	1	\$ 16,44	\$ 3,15	\$ -	\$ 0,33	\$ 19,92
	Engine & Drivetrain	24006	Fuel System	Fuel Tank	\$ 34,72	1	\$ 8,19	\$ 25,86	\$ -	\$ 0,67	\$ 34,72
	Engine & Drivetrain	24007	Fuel System	Fuel Cap Base	\$ 5,97	1	\$ 1,21	\$ 4,76	\$ -	\$ -	\$ 5,97
	Engine & Drivetrain	24008	Fuel System	Fuel Lines	\$ 45,33	1	\$ 44,94	\$ 0,39	\$ -	\$ -	\$ 45,33
	Engine & Drivetrain	24009	Fuel System	Filler neck	\$ 0,98	1	\$ 0,98	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 0,98

	Engine & Drivetrain	24010	Fuel System	Filler cap	\$ 3,00	1	\$ 3,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 3,00
	Engine & Drivetrain	A2005		Lubrication system	\$ 43,69	1	\$ 6,36	\$ 35,57	\$ 1,76	\$ -	\$ 43,69
	Engine & Drivetrain	25001	Lubrication system	Dry Sump Pump, Pace, 2 Stage	\$ 315,00	1	\$ 315,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 315,00
	Engine & Drivetrain	25002	Lubrication system	Oil scavenging lines	\$ 106,01	1	\$ 105,49	\$ 0,52	\$ -	\$ -	\$ 106,01
	Engine & Drivetrain	25003	Lubrication system	Oil pressure lines	\$ 89,26	1	\$ 88,74	\$ 0,52	\$ -	\$ -	\$ 89,26
	Engine & Drivetrain	25004	Lubrication system	Oil tank	\$ 20,66	1	\$ 2,12	\$ 16,71	\$ -	\$ 1,83	\$ 20,66
	Engine & Drivetrain	25005	Lubrication system	Sump cover	\$ 17,95	1	\$ 16,88	\$ 1,07	\$ -	\$ -	\$ 17,95
	Engine & Drivetrain	25006	Lubrication system	Oil Pump Base	\$ 16,04	1	\$ 3,31	\$ 12,73	\$ -	\$ -	\$ 16,04
	Engine & Drivetrain	25007	Lubrication system	Filler Cap	\$ 3,00	1	\$ 3,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 3,00
	Engine & Drivetrain	A2006		Cooling System	\$ 23,79	1	\$ 6,80	\$ 10,95	\$ 6,04	\$ -	\$ 23,79
	Engine & Drivetrain	26001	Cooling System	Radiator	\$ 25,76	1	\$ 12,64	\$ 12,29	\$ -	\$ 0,83	\$ 25,76
	Engine & Drivetrain	26002	Cooling System	20mm hose	\$ 59,62	1	\$ 59,62	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 59,62
	Engine & Drivetrain	26003	Cooling System	25mm hose	\$ 45,36	1	\$ 45,36	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 45,36
	Engine & Drivetrain	26004	Cooling System	Coolant Pump, External Electric	\$ 20,00	1	\$ 20,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 20,00
	Engine & Drivetrain	26005	Cooling System	Heat Exchanger Fan	\$ 30,00	1	\$ 30,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 30,00
	Engine & Drivetrain	26006	Cooling System	Fan Shroud	\$ 4,37	1	\$ 1,04	\$ 2,00	\$ -	\$ 1,33	\$ 4,37
	Engine & Drivetrain	26007	Cooling System	Filler Cap	\$ 3,00	1	\$ 3,00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 3,00
	Engine & Drivetrain	A2100		Engine & Gearbox	\$ 2,50	600	\$ 2,50	\$ -	\$ -	\$ -	\$ 1,500
	Engine & Drivetrain			Area Total			\$ 3,024	\$ 1,027	\$ 19	\$ 8	\$ 4,078
	Frame & Body	A3001		Subframe	\$ 54,55	1		\$ 38,77	\$ 15,45	\$ 0,33	\$ 54,55
	Frame & Body	31001	Subframe	Back Part	\$ 29,65	1	\$ 15,86	\$ 13,79			\$ 29,65
	Frame & Body	31002	Subframe	Link	\$ 21,64	1	\$ 0,76	\$ 20,88			\$ 21,64
	Frame & Body	31003	Subframe	Bracket	\$ 2,71	4	\$ 0,20	\$ 2,51			\$ 10,83
	Frame & Body	31004	Subframe	Bracket Rocker	\$ 7,47	2	\$ 0,67	\$ 6,80			\$ 14,93
	Frame & Body	31005	Subframe	Side Part	\$ 23,56	2	\$ 12,26	\$ 11,30			\$ 47,13

	Frame & Body	31006	Subframe	Jacking Point Mounting	\$ 2,74	2	\$ 0,48	\$ 2,26			\$ 5,48
	Frame & Body	31007	Subframe	Down Part Linking Tube	\$ 5,82	1	\$ 0,97	\$ 4,85			\$ 5,82
	Frame & Body	31008	Subframe	Down Engine Mounting	\$ 12,91	1	\$ 4,28	\$ 8,63			\$ 12,91
	Frame & Body	31009	Subframe	Jacking Point Tube	\$ 9,97	1	\$ 0,97	\$ 9,00			\$ 9,97
	Frame & Body	31010	Subframe	Upper Side Engine Mounting Part	\$ 13,30	1	\$ 4,28	\$ 9,01			\$ 13,30
	Frame & Body	A3002		Bodywork	\$ -	1					\$ -
	Frame & Body	32001	Bodywork	nose	\$ 22,98	1	\$ 14,44	\$ 8,54			\$ 22,98
	Frame & Body	32002	Bodywork	nose_cone	\$ 83,65	1	\$ 40,00	\$ 42,72		\$ 0,92	\$ 83,65
	Frame & Body	32003	Bodywork	sidepod	\$ 17,95	2	\$ 12,72	\$ 5,24			\$ 35,91
	Frame & Body	32004	Bodywork	side panel	\$ 8,22	2	\$ 4,22	\$ 4,00			\$ 16,44
	Frame & Body	32005	Bodywork	suspension_lower_panel	\$ 1,78	2	\$ 0,36	\$ 1,42			\$ 3,57
	Frame & Body	A3003		Pedals	\$ 28,29	1		\$ 27,50	\$ 0,79		\$ 28,29
	Frame & Body	33001	Pedals	brake pedal	\$ 26,16	1	\$ 9,09	\$ 17,07			\$ 26,16
	Frame & Body	33002	Pedals	throttle pedal	\$ 26,36	1	\$ 8,89	\$ 17,47			\$ 26,36
	Frame & Body	A3004		Frame	\$ 86,79	1		\$ 79,99	\$ 6,80		\$ 86,79
	Frame & Body	34001	Frame	Chassis	\$ 397,49	1	\$ 112,31	\$ 268,02		\$ 17,17	\$ 397,49
	Frame & Body	34002	Frame	Dampers_Upper_Mount	\$ 2,23	1	\$ 0,26	\$ 1,97			\$ 2,23
	Frame & Body	34003	Frame	Dampers_Lower_Mount	\$ 4,30	1	\$ 1,02	\$ 3,28			\$ 4,30
	Frame & Body	A3005		Floor pan	\$ 1,20	1		\$ 0,48	\$ 0,72		\$ 1,20
	Frame & Body	35001	Floor pan	Front floor	\$ 7,05	1	\$ 3,42	\$ 3,63			\$ 7,05
	Frame & Body	35002	Floor pan	Rear floor	\$ 84,15	1	\$ 53,04	\$ 30,61		\$ 0,50	\$ 84,15
	Frame & Body	A3006		Shifter	\$ 1,10	1		\$ 0,50	\$ 0,60		\$ 1,10
	Frame & Body	36001	Shifter	Kliktronik	\$ 360,00	1	\$ 360,00				\$ 360,00
	Frame & Body			Area Total			\$ 660,51	\$ 640,22	\$ 24,36	\$ 18,92	\$ 1.414
	Instruments & Wiring	A4001		Dashboard Asm	\$ 29,25	1	\$ 14,70	\$ 14,39	\$ 0,16		\$ 29,25

	Instruments & Wiring	41001	Dashboard Asm	Dashboard	\$ 46,43	1	\$ 16,80	\$ 29,60		\$ 0,03	\$ 46,43
	Instruments & Wiring	A4002		back panel	\$ 4,60	1		\$ 4,25	\$ 0,35		\$ 4,60
	Instruments & Wiring	42001	back panel	relays & switch	\$ 31,70	1	\$ 17,95	\$ 13,40	\$ 0,35		\$ 31,70
	Instruments & Wiring	A4003		Battery & ECU	\$ 5,22	1		\$ 4,98	\$ 0,24		\$ 5,22
	Instruments & Wiring	43001	Battery & ECU		\$ 572,12	1	\$ 566,90	\$ 4,98	\$ 0,24		\$ 572,12
	Instruments & Wiring	A4004		sensors asm	\$ 15,00	1	\$ 3,60	\$ 11,24	\$ 0,16		\$ 15,00
	Instruments & Wiring	44001	sensors asm	sensors	\$ 24,00	1	\$ 24,00				\$ 24,00
	Instruments & Wiring	A4005		brake light & overtravel asm	\$ 0,40	1		\$ 0,26	\$ 0,14		\$ 0,40
	Instruments & Wiring	45001	brake light & overtravel asm	brake light & overtravel	\$ 26,51	1	\$ 21,50	\$ 4,70	\$ 0,31		\$ 26,51
	Instruments & Wiring	A4006		Electrical Harness	\$ 2,50	1		\$ 2,50			\$ 2,50
	Instruments & Wiring	46001	Electrical Harness	Relay Harness	\$ 52,80	1	\$ 40,00	\$ 12,36	\$ 0,44		\$ 52,80
	Instruments & Wiring	46002	Electrical Harness	ECU harness	\$ 74,72	1	\$ 55,35	\$ 19,13	\$ 0,24		\$ 74,72
	Instruments & Wiring	46003	Electrical Harness	starter & battery wire	\$ 12,26	1	\$ 8,00	\$ 3,86	\$ 0,40		\$ 12,26
	Instruments & Wiring			Area Total			\$ 665,45	\$ 90,29	\$ 1,95	\$ 0,03	\$ 897,50
	Miscellaneous, Fit & Finish	50001		Seat	\$ 218,88	1	\$ 160,00	\$ 56,88		\$ 2,00	\$ 218,88
	Miscellaneous, Fit & Finish	50002		Safety Harness	\$ 45,00	1	\$ 45,00				\$ 45,00
	Miscellaneous, Fit & Finish	A5003		Fire Wall	\$ 13,85	1	\$ -	\$ 13,08	\$ 0,77		\$ 13,85
	Miscellaneous, Fit & Finish	53001	Fire Wall	upper	\$ 8,29	1	\$ 5,05	\$ 3,24			\$ 8,29
	Miscellaneous, Fit & Finish	53002	Fire Wall	main	\$ 15,16	1	\$ 9,25	\$ 5,91			\$ 15,16
	Miscellaneous, Fit & Finish	53003	Fire Wall	upper side	\$ 5,06	1	\$ 1,51	\$ 3,55			\$ 5,06
	Miscellaneous, Fit & Finish	A5004		Headrest / Restraints	\$ 24,80	1	\$ 10,00	\$ 14,80			\$ 24,80
	Miscellaneous, Fit & Finish			Area Total			\$ 230,81	\$ 97,46	\$ 0,77	\$ 2,00	\$ 331,03
	Steering System	A6001		Links	\$ 0,02	1	\$ 0,02	Sub Total	\$ -		\$ 0,02
	Steering System	61001	Links	Rack Bracket	\$ 6,03	2	\$ 0,46	\$ 5,57			\$ 12,07
	Steering System	61002	Links	Steering Rod	\$ 13,02	2	\$ 0,54	\$ 6,90	\$ 5,08	\$ 0,50	\$ 26,04

	Steering System	61003	Links	Steering Arm Bracket	\$ 1,02	2	\$ 0,20	\$ 0,83			\$ 2,05
	Steering System	A6002		Steering Wheel	\$ 6,40	1	\$ 0,25	\$ 5,94	\$ 0,21		\$ 6,40
	Steering System	62001	Steering Wheel	Wheel	\$ 8,63	1	\$ 3,83	\$ 4,80			\$ 8,63
	Steering System	62002	Steering Wheel	Quick Release	\$ 42,59	1	\$ 2,54	\$ 33,18	\$ 0,21	\$ 6,67	\$ 42,59
	Steering System	A6003		Rack & Pinion	\$ 3,96	1		\$ 3,24	\$ 0,72		\$ 3,96
	Steering System	63001	Rack & Pinion	Rack Housing	\$ 9,04	1	\$ 5,08	\$ 3,24	\$ 0,72		\$ 9,04
	Steering System	63002	Rack & Pinion	Rack	\$ 31,05	1	\$ 2,01	\$ 29,04			\$ 31,05
	Steering System	63003	Rack & Pinion	Pinion	\$ 19,03	1	\$ 1,51	\$ 17,52			\$ 19,03
	Steering System	63004	Rack & Pinion	rack bushing	\$ 3,49	2	\$ 0,28	\$ 3,21			\$ 6,98
	Steering System	63005	Rack & Pinion	pinion bushing	\$ 3,53	1	\$ 0,32	\$ 3,21			\$ 3,53
	Steering System	A6004		Column	\$ 13,09	1	\$ 10,47	\$ 2,36	\$ 0,26		\$ 13,09
	Steering System	64001	Column	Column Bracket	\$ 4,31	1	\$ 0,30	\$ 4,01			\$ 4,31
	Steering System	64002	Column	Shaft	\$ 35,87	1	\$ 0,87	\$ 35,00			\$ 35,87
	Steering System			Area Total			\$ 30,14	\$174,56	\$ 12,28	\$ 7,67	\$ 224,65
	Suspension	A7001		Front Suspension	\$ 81,59	1	\$ 0,16	\$ 74,91	\$ 6,52		\$ 81,59
	Suspension	71001	Front Suspension	Upper A-Arm	\$ 27,46	2	\$ 1,04	\$ 12,76	\$ 13,16	\$ 0,50	\$ 54,92
	Suspension	71002	Front Suspension	Lower A-Arm	\$ 27,50	2	\$ 1,54	\$ 12,29	\$ 13,16	\$ 0,50	\$ 54,99
	Suspension	71003	Front Suspension	Pull Rod	\$ 12,71	2	\$ 0,47	\$ 6,65	\$ 5,08	\$ 0,50	\$ 25,41
	Suspension	71004	Front Suspension	Front Upright	\$ 81,70	2	\$ 20,00	\$ 61,70			\$ 163,41
	Suspension	71005	Front Suspension	Lower A-Arm Upright Bracket	\$ 6,20	2	\$ 0,74	\$ 5,46			\$ 12,41
	Suspension	71006	Front Suspension	Caliper Mounting	\$ 5,27	2	\$ 1,29	\$ 3,98			\$ 10,54
	Suspension	71007	Front Suspension	Front Spring	\$ 25,06	2	\$ 25,00	\$ 0,06			\$ 50,13
	Suspension	71008	Front Suspension	Front Damper	\$ 190,25	2	\$ 190,00	\$ 0,25			\$ 380,50
	Suspension	71009	Front Suspension	Front Rocker	\$ 11,72	4	\$ 6,85	\$ 4,87			\$ 46,89
	Suspension	A7002		Rear Suspension	\$ 83,22	1	\$ 0,19	\$ 76,51	\$ 6,52		\$ 83,22

	Suspension	72001	Rear Suspension	Upper A-Arm	\$ 26,22	2	\$ 1,21	\$ 11,35	\$ 13,16	\$ 0,50	\$ 52,43
	Suspension	72002	Rear Suspension	Lower A-Arm	\$ 28,33	2	\$ 1,60	\$ 13,07	\$ 13,16	\$ 0,50	\$ 56,66
	Suspension	72003	Rear Suspension	Push Rod	\$ 12,96	2	\$ 0,63	\$ 6,76	\$ 5,08	\$ 0,50	\$ 25,93
	Suspension	72004	Rear Suspension	Rear Upright	\$ 74,08	2	\$ 17,73	\$ 56,35			\$ 148,15
	Suspension	72005	Rear Suspension	Rear Upright Bracket	\$ 4,27	2	\$ 0,58	\$ 3,69			\$ 8,54
	Suspension	72006	Rear Suspension	Rear Caliper Mounting	\$ 9,22	2	\$ 1,91	\$ 7,31			\$ 18,44
	Suspension	72007	Rear Suspension	Rear Spring	\$ 25,06	2	\$ 25,00	\$ 0,06			\$ 50,13
	Suspension	72008	Rear Suspension	Rear Damper	\$ 210,25	2	\$ 210,00	\$ 0,25			\$ 420,50
	Suspension	72009	Rear Suspension	Rear Rocker	\$ 12,05	4	\$ 7,01	\$ 5,04			\$ 48,20
	Suspension & Shocks			Area Total			\$ 952,94	\$314,32	\$ 69,32	\$ 3,00	\$ 1.793
	Wheels & Tires	A8001		Wheel	\$ 14,32	1		\$ 7,92	\$ 6,40		\$ 14,32
	Wheels & Tires	81001	Wheel & Tires	Tire	\$ 85,00	4	\$ 85,00				\$ 340,00
	Wheels & Tires	81002	Wheel & Tires	Rim	\$ 115,00	4	\$ 115,00				\$ 460,00
	Wheels & Tires	A8002		Front Hub Assembly	\$ 1,46	1	\$ -	\$ 1,46	\$ -		\$ 1,46
	Wheels & Tires	82001	Front Hub Assembly	Hub	\$ -	2	\$ -	\$ -	\$ -		\$ -
	Wheels & Tires	82002	Front Hub Assembly	Hub Axle	\$ 12,60	2	\$ 3,23	\$ 9,38			\$ 25,20
	Wheels & Tires	A8003		Rear Hub Assembly	\$ 431,42	1	\$ 421,40	\$ 8,00	\$ 2,02		\$ 431,42
	Wheels & Tires	83001	Rear Hub Assembly	Hub	\$ 39,13	2	\$ 8,57	\$ 28,88	\$ 1,68		\$ 78,26
	Wheels & Tires	83002	Rear Hub Assembly	Hub Shaft	\$ 13,08	2	\$ 13,08	\$ -			\$ 26,16
	Wheels & Tires			Area Total			\$ 1.271	\$ 94	\$ 11,78	\$ -	\$ 1.377
	Vehicle Total			Total			\$ 7.451	\$ 2.500	\$142,24	\$ 39,28	\$ 10.795

