



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΤΜΗΜΑ ΠΟΛΙΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΣΤΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΓΩΝΙΣΤΙΚΟΥ
ΜΟΝΟΘΕΣΙΟΥ ΓΙΑ ΤΟΝ ΔΙΑΓΩΝΙΣΜΟ
FORMULA STUDENT**



**ΣΠΟΥΔΑΣΤΡΙΑ: ΚΑΛΥΨΩ ΣΥΛΒΙΑ ΓΚΟΛΕΜΙ
ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΝΙΚΟΛΑΟΣ ΠΝΕΥΜΑΤΙΚΟΣ**

ΑΘΗΝΑ, 2021

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ
ΠΡΟΛΟΓΟΣ
ΠΕΡΙΛΗΨΗ
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. Γενικά περί Poseidon Team
2. Γενικά περί Διαγωνισμού FSAB
3. Προσέγγιση Σχεδιασμού

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. Σχεδιασμός μοντέλου αγωνιστικού μονοθεσίου αναρτήσεων και συστήματος διεύθυνσης.

1.1 Τεχνική Επισκόπηση	10
1.2 Ανάρτηση και Σύστημα Διεύθυνσης.....	10
1.3 Αρχή Άκερμαν	12
1.4 Στοιχεία Γεωμετρίας	13
1.5 Πλήμνη	15
1.6 Σασί και Αμάξωμα	16
1.7 Επιλογή Κινητήρα	19
1.8 Σύστημα Ψύξης	20
1.9 Φρένα	21

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. Έλεγχος και διαστασιολόγηση ψαλιδιών συστήματος ανάρτησης .

2.1 Γενικά	22
2.2 Το πρόβλημα της μοντελοποίησης	22
2.3 Καμπτικός λυγισμός λόγω αξονικής θλιπτικής δύναμης	23
2.4 Στατική ανάλυση και έλεγχος ψαλιδιών	26

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. Υπολογισμός φορτίων που καταπονούν τα συστήματα ανάρτησης.

3.1 Στόχοι	36
3.2 Μέθοδος υπολογισμού φορτίων για τα ψαλίδια	37
3.3 Μέθοδος υπολογισμού πλευρικών φορτίων.....	40
3.4 Μέθοδος υπολογισμού δυναμικών φορτίων γωνίας	46
3.5 Συνδεσμολογία	47
3.6 Ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων	49
3.7 Σενάρια	50
3.8 Συμπεράσματα	52

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. Κατασκευαστικά σχέδια

4.1 Κατασκευαστικά σχέδια των συστημάτων ανάρτησης	53
--	----

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΠΤΥΧΙΑΚΗΣ/ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

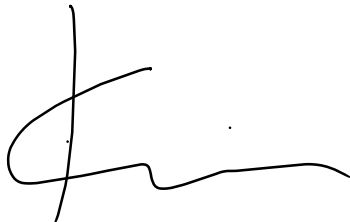
Η κάτωθι υπογεγραμμένη Καλυψώ Σύλβια Γκολέμι του Βαγγέλ, με αριθμό μητρώου 46018 φοιτήτρια του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Πολιτικών Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

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

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

Η Δηλούσα

Καλυψώ Σύλβια Γκολέμι



ΤΜΗΜΑ : ΠΟΛΙΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΚΑΤΕΥΘΥΝΣΗ : ΔΟΜΟΣΤΑΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Τίτλος Διπλωματικής Εργασίας

Στατική Ανάλυση Αγωνιστικού Μονοθέσιου για τον Διαγωνισμό Formula Student

Εγκρίθηκε από την παρακάτω τριμελή εξεταστική επιτροπή:

ΝΙΚΟΛΑΟΣ ΠΝΕΥΜΑΤΙΚΟΣ
Επιβλέπων Καθηγητής

(Όνομ/μο, Υπογραφή)

ΡΕΠΑΠΗΣ Χ. ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ
Αναπληρωτής Καθηγητής

(Όνομ/μο, Υπογραφή)

ΚΟΚΚΙΝΟΣ ΦΙΛΗΣ ΤΡΙΑΝΤΑΦΥΛΛΟΣ
Καθηγητής

(Όνομ/μο, Υπογραφή)

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα την διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στο τμήμα Πολιτικών Μηχανικών του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής και αφορά την μελέτη, ανάλυση, σχεδίαση και κατασκευή με την βοήθεια Η/Υ του συστήματος αγωνιστικών αναρτήσεων και συστήματος διεύθυνσης για το όχημα που κατασκευάζεται στο εργαστήριο Poseidon της σχολής.

Η σημασία της παρούσας πτυχιακής εργασίας έγκειται στην κατανόηση από την πλευρά των φοιτητών των διαφόρων παραγόντων που επηρεάζουν την συμπεριφορά ενός οχήματος στον τρόπο λειτουργίας και οδήγησης του καθώς και στην εξοικείωση με το λογισμικό πακέτο Inventor Autodesk.

Αρχικά γίνεται μια γενική αναφορά στον διαγωνισμό Formula SAE και στους κανόνες που πρέπει να τηρηθούν από την πλευρά των ομάδων που συμμετέχουν σε αυτόν. Ακολουθεί παρουσίαση των χαρακτηριστικών του οχήματος και ιδιαιτέρως των αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης τα οποία αποτελούν το κύριο αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας. Εν συνεχεία γίνεται ο σχεδιασμός βήμα-βήμα όλων των απαραίτητων τμημάτων που συνθέτουν τις αναρτήσεις με το σχεδιαστικό πρόγραμμα Inventor Autodesk και στατική ανάλυση λαμβάνοντας υπ' όψιν τα μέγιστα φορτία που θα αναπτύσσονται κατά την διάρκεια των αγωνισμάτων. Κλείνοντας, παρατίθενται κατασκευαστικά σχέδια ως προς την κατασκευή των εξαρτημάτων.

Σε αυτό το σημείο θα ήθελα να εκφράσω τις θερμές ευχαριστίες, προς τον επιβλέποντα της εργασίας, Καθηγητή κ. Νικόλαο Πνευματικό που προσέφερε για την πολύτιμη καθοδήγηση στην εκπόνηση της διατριβής. Τέλος, ευχαριστώ θερμά την οικογένεια και τους φίλους μου για την κατανόηση και συμπαράσταση που έδειξαν ολόκληρη την περίοδο εκπόνησης της εργασίας αυτής.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει σαν αντικείμενο την στατική ανάλυση, καθώς και την σχεδιαστική μελέτη και κατασκευή του συστήματος αγωνιστικών αναρτήσεων που κατασκευάζεται στο Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής. Αναλυτικότερα, οι στατικές αναλύσεις και τα μηχανολογικά σχέδια που απαιτούνται γίνονται με το λογισμικό ψηφιακής σχεδίασης Inventor Autodesk.

Το δεύτερο κεφάλαιο ασχολείται σχεδόν αποκλειστικά με την στατική ανάλυση και την ανάλυση λυγισμού των μελών και των εξαρτημάτων των δύο συστημάτων ανάρτησης. Στην αρχή του κεφαλαίου αναφέρονται όλες οι μέθοδοι υπολογισμού των φορτίων που αναπτύσσονται στο μονοθέσιο κατά την κίνηση του ,(είτε πρόκειται για πλευρικά φορτία, είτε για διαμήκη κτλ). Έχοντας κάποια αρχικά δεδομένα του συνολικού μονοθέσιου και εφαρμόζοντας τους μαθηματικούς τύπους των φορτίων υπολογίζονται όλες οι μεταφορές βάρους που καταπονούν τα μέλη των αναρτήσεων. Τα φορτία αυτά προκύπτουν για το δυσμενέστερο σενάριο κίνησης του μονοθέσιου, το οποίο θα αναφερθεί στο αντίστοιχο κεφάλαιο. Στην συνέχεια, μέσω του προγράμματος Inventor Autodesk και ειδικότερα μέσω του Simulation που διαθέτει, γίνονται οι αναλύσεις στα μοντέλα αναρτήσεων σύμφωνα με φορτία που υπολογίστηκαν. Ακολούθως, έχοντας μια αρχική εικόνα για την αντοχή των μελών των αναρτήσεων, τροποποιούνται τα σχέδια ώστε να γίνει μείωση βάρους (weight reduction) στα μέλη τα οποία φορτίζονται με μικρές τάσεις.

Κλείνοντας, παρατίθενται τα κατασκευαστικά σχέδια για όλα τα μέλη των αναρτήσεων και του συστήματος διεύθυνσης όπως αυτά μοντελοποιήση

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

y'' = offset του κέντρου βάρους του μονοθέσιου

W = βάρος του οχήματος

b = απόσταση κέντρου βάρους από τον πίσω άξονα

b_1 = οριζόντια απόσταση κέντρου βάρους από τον πίσω άξονα σε ανυψωμένη θέση

a = απόσταση κέντρου βάρους από τον μπροστά άξονα

H = απόσταση κέντρου βάρους από το roll axis

t = μετατρόχιο άξονα

t_f = μετατρόχιο μπροστά άξονα

t_r = μετατρόχιο πίσω άξονα

tm = μέση τιμή μετατροχίου μπροστά και πίσω άξονα

AX = διαμήκης επιτάχυνση

h = ύψος του κέντρου βάρους

l = μεταξόνιο του οχήματος

ΔW = φορτία τροχών

W_F, W_R = βάρη στον μπροστά ή πίσω άξονα

y' = απόσταση κέντρου βάρους οχήματος και κέντρου τροχού του πίσω άξονα

d = απόσταση κέντρων πίσω και μπροστά τροχών.

h_1 = ύψος κέντρου βάρους πάνω από την ευθεία που διέρχεται μεταξύ των μπροστά και πίσω τροχών

c = απόσταση κέντρου βάρους σε ανυψωμένη θέση σε σχέση με την απόσταση b_1

CG = κέντρο βάρους

R_{LR}, R_{LF} = ακτίνα τροχών υπό φορτίο

R_{LCG} = απόσταση ευθείας που συνδέει τα κέντρα τροχών στο οριζόντιο επίπεδο σε σχέση με το επίπεδο αυτό στην περίπτωση που οι τροχοί διαφέρουν ως προς την διάμετρο τους

R_L = απόσταση ευθείας που συνδέει τα κέντρα τροχών στο οριζόντιο επίπεδο σε σχέση με το επίπεδο αυτό για τροχούς ίδιου διαμετρήματος

θ = γωνία ανύψωσης οχήματος ή γωνία του άξονα κλυδωνισμού σε σχέση με το επίπεδο

γ = αναλογία του offset

γ_F, γ_R = αναλογία offset για τον μπροστά ή πίσω άξονα

C_X = συντελεστές για τον υπολογισμό των διαμήκη φορτίων

φ = γωνία κλίσης του αμαξώματος

W_S = βάρος αναρτώμενης μάζας

F_S = δύναμη που προκαλείται από την πλευρική επιτάχυνση και βάρος W_S

M_S = ροπή που προκαλείται από την πλευρική επιτάχυνση γύρω από το κέντρο βάρους της αναρτώμενης μάζας του οχήματος

L_{LT} = συνολικό μεταφερόμενο φορτίο ως μέρος του συνολικού βάρους του οχήματος.

W_L = βάρος στην αριστερή πλευρά του οχήματος στο επίπεδο Y - Z.

S_R, S_L = δύναμη που αναπτύσσεται από τα ελαστικά λόγω κίνησης του οχήματος υπό στροφή

a_y = πλευρική επιτάχυνση σε μονάδες m/sec²

a_x = διαμήκης επιτάχυνση σε μονάδες m/sec²

Δ_{WF}, Δ_{WR} = η μεταφορά βάρους από την μία πλευρά του οχήματος στην απέναντι στην περίπτωση που αναπτύσσονται πλευρικά φορτία

$\Delta_{W1}, \Delta_{W2}, \Delta_{W3}, \Delta_{W4}$ = φορτία που αναπτύσσονται σε κάθε τροχό(ανεξάρτητα του είδους του)

V = ταχύτητα οχήματος

A_Y = πλευρική επιτάχυνση

A_a = φυγόκεντρος επιτάχυνση

R = ακτίνα καμπής

$K_{F'} , K_{R'}$ = roll rate αξόνων υπολογισμένα για το σύστημα οχήματος τριών μαζών

W_{uF} , W_{uR} = βάρος μη αναρτώμενης μάζας για τους άξονες του οχήματος

a_s = απόσταση μεταξύ μη αναρτώμενης μάζας μπροστά άξονα και αναρτώμενης μάζας

ω = ride frequencies

ω_{Fnew} = αυξημένο ride frequency

K_{RF}, K_{RR} = ride rate αξόνων

$W_{FI}, W_{FO}, W_{RI}, W_{RO}$ = μεμονωμένα βάρη τροχών

$\Phi / A_Y , K_{\phi}$ = ευαισθησία roll

W_T = συνολικό βάρος οχήματος

W' = ενεργό βάρος οχήματος σε περίπτωση που το οδόστρωμα έχει κλίση

W'_{F}, W'_{R} = ενεργά βάρη αξόνων

$K_{\phi F}, K_{\phi R}$ = roll rate αξόνων

T_d = ροπή κινητήρα

Z_{RF}, Z_{RR} = απόσταση κέντρων κλυδωνισμού από το έδαφος

h_s = απόσταση αναρτώμενης μάζας και επιπέδου στο σύστημα οχήματος τριών μαζών

Z_r = ύψος του roll axis

x = διαδρομή ανάρτησης

α = γωνία κεκλιμένου επιπέδου

g = επιτάχυνση της βαρύτητας

A_x = Acceleration along X-axis

A_y = Acceleration along Y-axis

W_f =Weight on front

W_r =Weight on rear

HCG =CG height to the ground

$W_{Longitudinal}$ =Longitudinal load transfer on a wheel

$W_{Lateral}$ =Lateral load transfer on a wheel

FOS =Factor Of Safety Pact Actual Load

P_{cr} =Critical Load

E =Modulus of elasticity

d_c =Core Diameter d Nominal Diameter

d_i =Inner diameter

d_o =Outer diameter.

σ_t = Maximum tensile stress

KL = Equivalent length of column end condition

$\phi_{max} = 1,3$

ΓΕΝΙΚΑ ΠΕΡΙ POSEIDON TEAM

POSEIDON TEAM

Η ομάδα Poseidon Team από το Πανεπιστήμιο της Δυτικής Αττικής αγωνίζεται για πρώτη φορά στο διαγωνισμό Formula Student στην ιστορία της. Η Poseidon έχει 7 χρόνια εμπειρίας στα πρωτότυπα σχεδιαστικά αυτοκίνητα λόγω της συμμετοχής της στο Shell Eco Marathon από το 2013. Μετρά ως τώρα την κατασκευή δύο πρωτοτύπων ηλεκτρικών οχημάτων. Με το πρώτο κατέκτησε το πανελλήνιο ρεκόρ κατανάλωσης 528 km/kWh. Το δεύτερο και πιο εξελιγμένο όχημα κατάφερε να διακριθεί για τον σχεδιασμό του, λαμβάνοντας το Design Award του Shell Eco Marathon στην κατηγορία πρωτοτύπων οχημάτων, καθώς και μια θέση στη δεκάδα των πιο ενεργειακών οχημάτων. Το 2021 θα είναι η πρώτη φορά που η ομάδα θα συμμετάσχει στο Formula Student γνωρίζοντας αυτόν τον μαγικό κόσμο. Έτσι, αυτή η έκθεση σχεδίασης θα παρουσιάσει τη φιλοσοφία του σχεδιασμού, τους σχεδιαστικούς στόχους και φυσικά τις τεχνικές λεπτομέρειες του αυτοκινήτου.

ΔΙΑΓΩΝΙΣΜΟΣ FORMULA STUDENT

Το Formula Student είναι ένας διεθνής πανεπιστημιακός διαγωνισμός όπου λαμβάνουν μέρος πάνω από 180 ομάδες ετησίως σε περίπου 8 αγώνες εκ των οποίων οι περισσότεροι είναι στην Ευρώπη. Ο διαγωνισμός περιλαμβάνει την αναμέτρηση ανάμεσα στα πανεπιστημιακά μονοθέσια σε στατικά και δυναμικά αγωνίσματα, καθώς και στον τρόπο ανάπτυξης και σχεδιασμού των μονοθέσιων αυτών. Κατά τη διάρκεια αυτών των αγώνων είναι αξιοσημείωτος ο αριθμός των ενδιαφερομένων, καθώς ξεπερνά σε αριθμό τις 200.000. Ανάμεσα σε αυτούς μπορούμε να εντοπίσουμε από απλούς επισκέπτες μέχρι και στελέχη σπουδαίων αυτοκινητοβιομηχανιών, αλλά και εταιρειών γενικότερα, των οποίων η παρουσία είναι συνεχής διαχρονικά στον διαγωνισμό.

ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

Η προσέγγιση που ακολούθησε η ομάδα χωρίστηκε σε τρεις κύριες κατηγορίες: απλότητα, λειτουργικότητα και αξιοπιστία. Έτσι, ο στόχος της ομάδας ήταν να σχεδιάσει και να κατασκευάσει ένα αυτοκίνητο που μπορεί να επιτύχει σε όλες τις δυναμικές καταστάσεις και να είναι σύμφωνο με τους κανονισμούς. Πολλές ομάδες επέλεξαν να δημιουργήσουν πολύπλοκα σχέδια που είναι άσκοπα περίπλοκα. Με βάση αυτό απέτυχαν σε δυναμικά γεγονότα όπως η αποδοτικότητα. Με το σχεδιασμό λιγότερων σύνθετων ομάδων είναι σε θέση να ελέγχει κάθε πτυχή του αυτοκινήτου και τελικά να μειώνει την πιθανότητα αποτυχίας.

Μετά από μια ματιά στον αγώνα και λόγω του επιπέδου εισόδου, η ομάδα έθεσε τους βασικούς στόχους. Τα πλεονεκτήματα του διαγωνισμού σε συνδυασμό με τη βιβλιογραφία κάνουν την ομάδα να χρησιμοποιεί αποτελεσματικούς τρόπους για την επίτευξη των απαιτήσεων. Με βάση αυτό ήταν δυνατό να επικεντρωθούμε σε συγκεκριμένα συστήματα που η ομάδα θα μπορούσε να επιτύχει κάτι καλό, αντί να προσπαθήσει να δημιουργήσει δύσκολα και περίεργα πράγματα στον τομέα της δυναμικής, για παράδειγμα

ΤΕΧΝΙΚΗ ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ

ΑΝΑΡΤΗΣΗ ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑ ΔΙΕΥΘΥΝΣΗΣ

Η ομάδα αποφάσισε να χρησιμοποιήσει τους τροχούς των 13 ιντσών, για να προσφέρει περισσότερο χώρο σε ολόκληρο το σύστημα ανάρτησης παρά το πρόσθετο βάρος του μεγαλύτερου τροχού. Οι τροχοί μας επιτρέπουν να μειώσουμε τις δυνάμεις αντίδρασης στο πλαίσιο. Σχετικά με την μπροστινή ανάρτηση, επιλέξαμε μια διάταξη ράβδου έλξης και για το πίσω μέρος μια ράβδο ώθησης λόγω της καλύτερης συσκευασίας που παρέχουν με αυτό το τρέχον πλαίσιο. Το υλικό που επιλέχθηκε για τη κατασκευή των ψαλιδιών αποτελεί το AISI-4130 Steel καθώς εξασφαλίζει την ακαμψία και αξιοπιστία. Με το βραχίονα rocker πετύχαμε έναν καλά ισορροπημένο ρυθμό τροχών καθώς η ανάρτηση συμπιέζει δίνοντάς μας την επιθυμητή αναλογία κίνησης. Στόχος μας για την πρώτη μας χρονιά ήταν να οικοδομήσουμε ένα αξιοπρεπές σύστημα αναστολής που θα είναι αξιόπιστο καθ' όλη τη διάρκεια του διαγωνισμού.

Το σύστημα διεύθυνσης αποτελείται από έναν μηχανισμό σχάρας και γριναζιού. Ο σχεδιασμός του βασίζεται στην αρχή της Ackermann η οποία ικανοποιεί την απαγόρευση ολίσθησης για κάθε τροχό του μπροστινού συστήματος. Λόγω της υπερβολικής απλοποίησης της θεωρητικής γεωμετρίας, το ποσοστό του Ackermann που χρησιμοποιείται

για το αυτοκίνητό μας περιορίζεται στο 77%. Οι γωνίες διεύθυνσης καθορίστηκαν από την ελάχιστη ακτίνα στροφής του αγώνα που υπολογίζεται συνδυάζοντας δύο περιοριστικούς παράγοντες όπως η ελάχιστη εξωτερική διάμετρος στροφής και το ελάχιστο πλάτος τροχιάς με την υπόθεση ότι αυτές οι συνθήκες είναι ταυτόχρονα αληθινές. Η σχάρα τοποθετείται κάτω από τη γραμμή του άξονα του τροχού για να εξαλειφθεί η ανάγκη για μεγαλύτερες επεκτάσεις της σχάρας και τοποθετείται όσο το δυνατόν πλησιέστερα στον χαμηλότερο ψαλίδι ανάρτησης για να μειωθεί η γωνία της ράβδου πρόσδεσης σε σχέση με τη σχάρα μειώνοντας τη ροπή που απαιτείται να είναι εφαρμόζεται αλλά ταυτόχρονα αυξάνει το μήκος του τιμονιού για να παρέχει επαρκή μόχλευση μειώνοντας έτσι την προσπάθεια οδήγησης από τον οδηγό. Η τοποθέτηση της σχάρας στον διαμήκη άξονα του αυτοκινήτου καθορίζεται από τους στόχους της γωνίας τιμονιού, την κάθετη θέση της ράβδου πρόσδεσης στο τιμόνι, καθώς και από θέματα συσκευασίας της κολόνας τιμονιού. Η κλίση της ράβδου σε στατική κατάσταση επιλέγεται έτσι ώστε η ράβδος σύνδεσης να ευθυγραμμίζεται με το κέντρο στιγμιαίου που σχηματίζεται από τους ψαλίδια ανάρτησης

ΑΡΧΗ ΑΚΕΡΜΑΝ

Αυτή είναι μια από τις βασικές αρχές της κινηματικής του οχήματος (αν και η παλαιότερη αναφορά είχε προταθεί νωρίτερα από τον Erasmus Darwin) και αναπτύχθηκε από τον Rudolf Ackermann της Γερμανίας το 1817. (1764-1834) καθόρισε γεωμετρικά σχήματα για την εξάλειψη της φθοράς των ελαστικών. Όταν οι τροχοί ενός οχήματος είναι σταθερά συνδεδεμένοι στους άξονές τους τότε στην διάρκεια στροφής παρατηρείται η καταπόνηση του εσωτερικού που καλείται να περιστρέφει με την ίδια ταχύτητα με τον εξωτερικό ενώ διαγράφει μικρότερο τόξο. Με άλλα λόγια, ένα τετράτροχο όχημα δεν μπορεί να στρίψει αν οι εσωτερικοί του τροχοί δεν διαγράφουν μικρότερο τόξο από τους εξωτερικούς. Δεν αρκεί μόνο αυτό καθώς ο εσωτερικός όχι μόνο πρέπει να κινείται με μικρότερη περιστροφική ταχύτητα αλλά και να αποκλίνει από τον εξωτερικό. Το τετράπλευρο που σχηματίζεται είναι γνωστό και ως τετράπλευρο του Άκερμαν.

Σχήμα 1. : Γεωμετρία Άκερμαν.

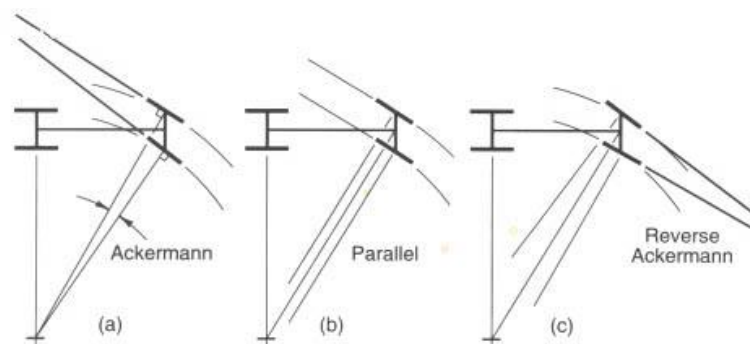


Figure 19.2 Ackermann steering geometry.

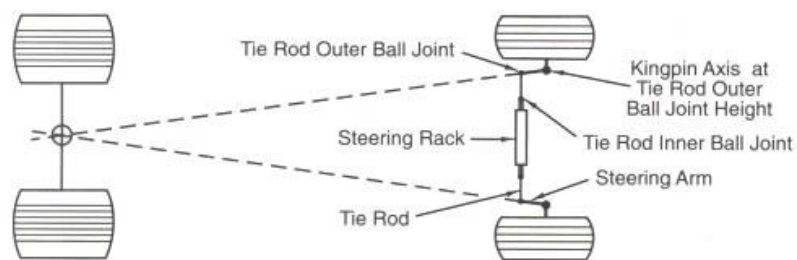


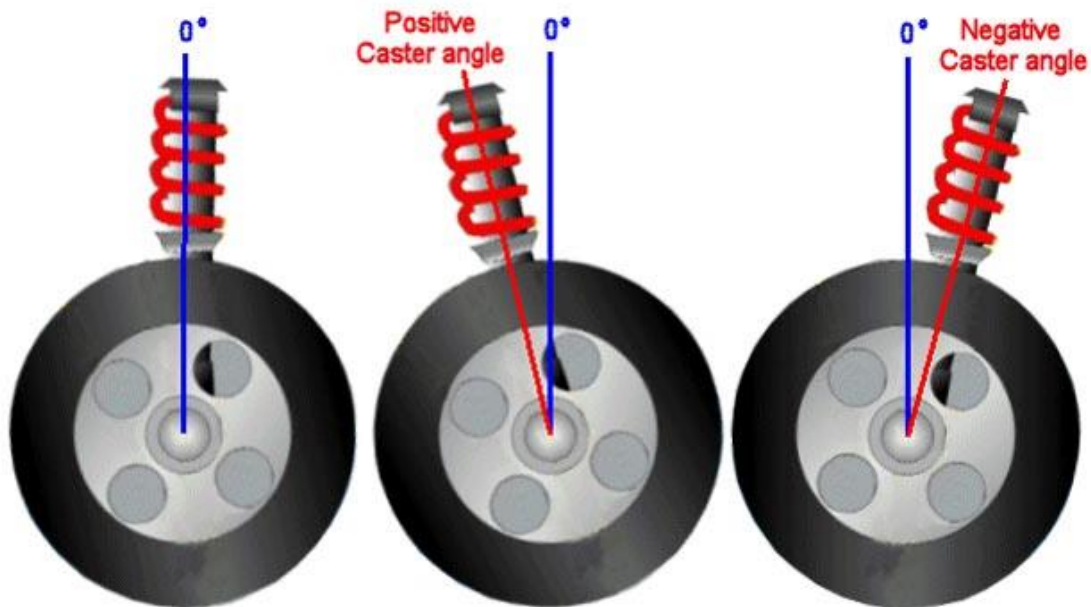
Figure 19.3 Ackermann geometry, with steering rack behind the axle line.

ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΓΕΩΜΕΤΡΙΑΣ

Ορισμένες από τις παραμέτρους που ορίζουν τη γεωμετρία και τις αλληλεπιδράσεις στο στήσιμο του εμπρός συστήματος αποτελούν:

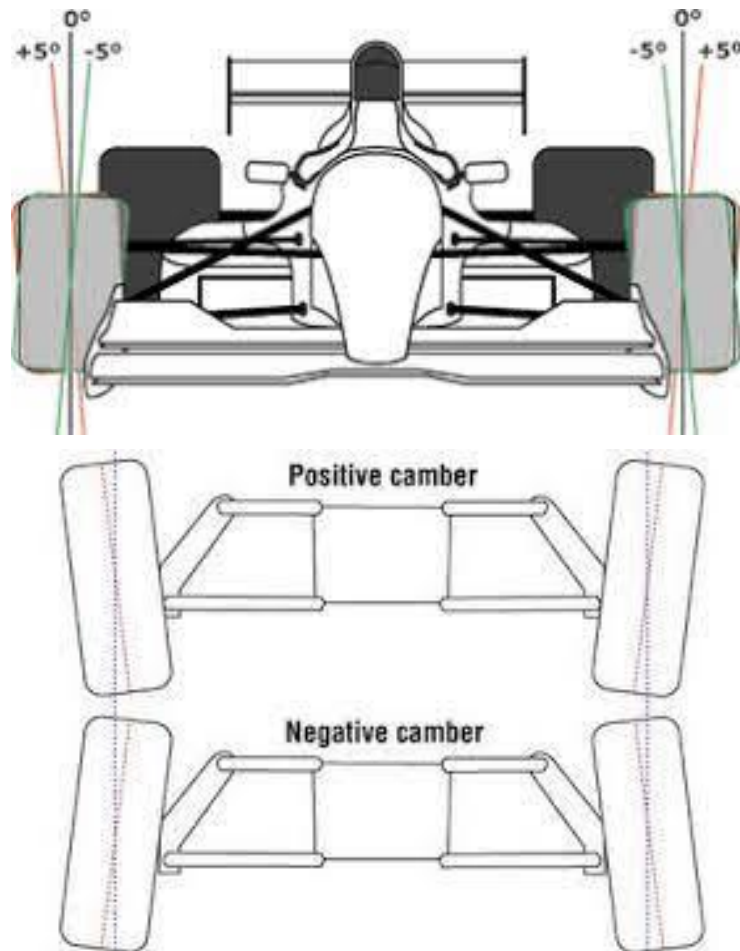
Ίχνος: σε περίπτωση που γίνει προέκταση του άξονα περιστροφής του τροχού μέχρι το σημείο που θεωρητικά συναντά το δρόμο, τότε η απόσταση του σημείου αυτού από το σημείο επαφής του τροχού με το δρόμο (μετρημένη κατά την διαμήκη διεύθυνση του αυτοκινήτου), είναι το ίχνος. Το μέγεθος του ίχνους καθορίζει εκτός από την αίσθηση / πληροφόρηση που μεταφέρεται στο τιμόνι και τον βαθμό επαναφοράς του τιμονιού, δηλαδή την τάση του τροχού να επανέρχεται από μόνος του στην θέση ισορροπίας του, τάση την οποία επίσης επηρεάζει και η γωνία κάστερ.

Γωνία Κάστερ: Η κάστερ είναι η γωνία που σχηματίζει ο άξονας της ανάρτησης από την κάθετη της προς το εμπρόσθιο ή προς το πίσω μέρος του αυτοκινήτου. Θετική κάστερ έχουμε όταν η νοητή κάθετη γραμμή είναι πιο μπροστά από την ανάρτηση και αρνητική κάστερ αν είναι πιο πίσω. Τυπικά, θετική κάστερ θα κάνει το όχημα πιο σταθερό στις υψηλές ταχύτητες, και θα αυξήσει την κλίση των ελαστικών στις στροφές. Αυτό μπορεί επίσης να δώσει μια πιο βαριά αίσθηση στο τιμόνι. Τα περισσότερα οχήματα έχουν αυτό που ονομάζεται cross-caster. Αυτά τα οχήματα έχουν ελαφρώς διαφορετικές κάστερ και κάμπερ, τα οποία τείνουν να παρασύρουν ελαφρώς προς τα δεξιά, τον τροχό. Αυτό είναι ένα χαρακτηριστικό ασφαλείας έτσι ώστε οι νέοι οδηγοί που χάνουν τον έλεγχο της διεύθυνσης να παρασύρουν το όχημα προς την πλευρά του πεζοδρομίου, αντί στο αντίθετο ρεύμα κυκλοφορίας.



Σχήμα 5. : Γωνία Κάστερ

Γωνία Κάμπερ : είναι η γωνία που σχηματίζει ο τροχός ως προς το κατακόρυφο επίπεδο καθώς τον παρατηρούμε από εμπρός ή πίσω. Είναι αρνητική όταν ο τροχός «γέρνει» προς την πλευρά του οχήματος και θετική όταν ο τροχός γέρνει προς τα έξω.

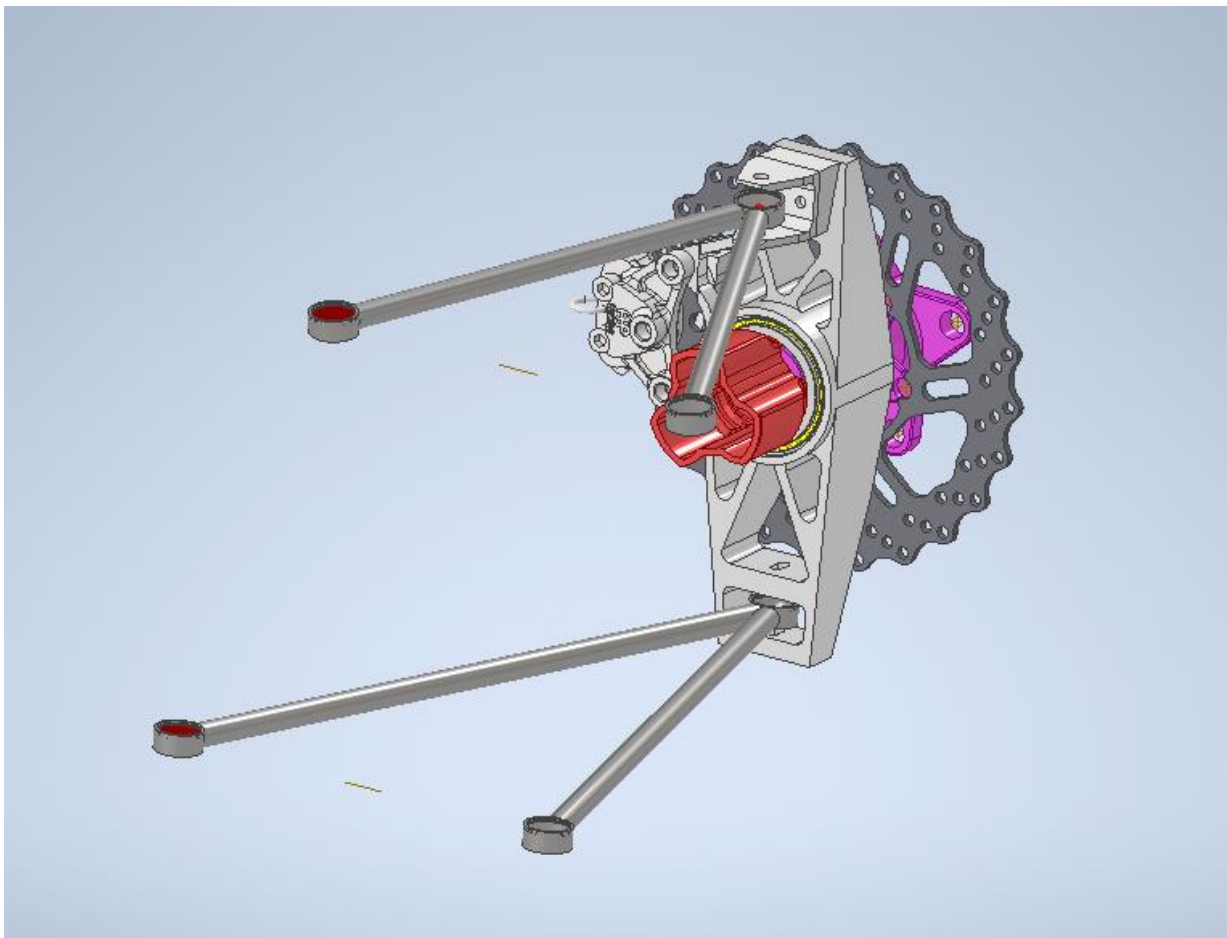


Σχήμα 6. : Γωνία Κάμπερ,

ΠΛΗΜΝΗ

Ο κύριος στόχος για το σχεδιασμό της πλήμνης ήταν να συνδεθεί με τα ψαλίδια και να έχει μια καλή προσαρμογή της γεωμετρίας ανάρτησης, όπως το camber toe. Μπορούμε να προσαρμόσουμε αυτές τις παραμέτρους αλλάζοντας απλώς τις πλάκες στήριξης.

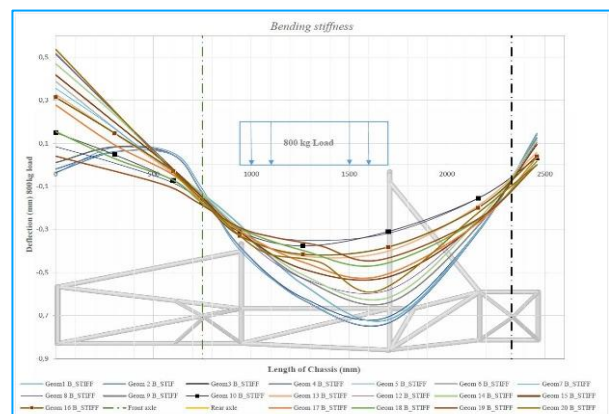
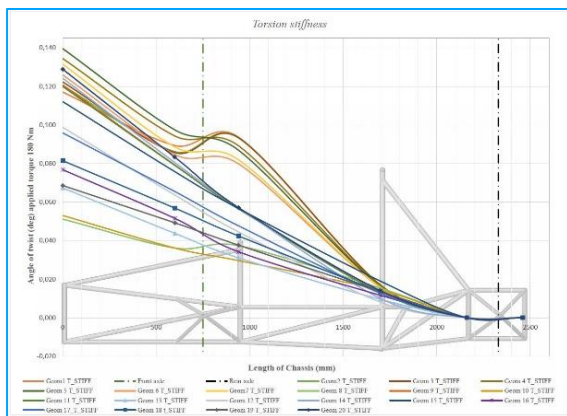
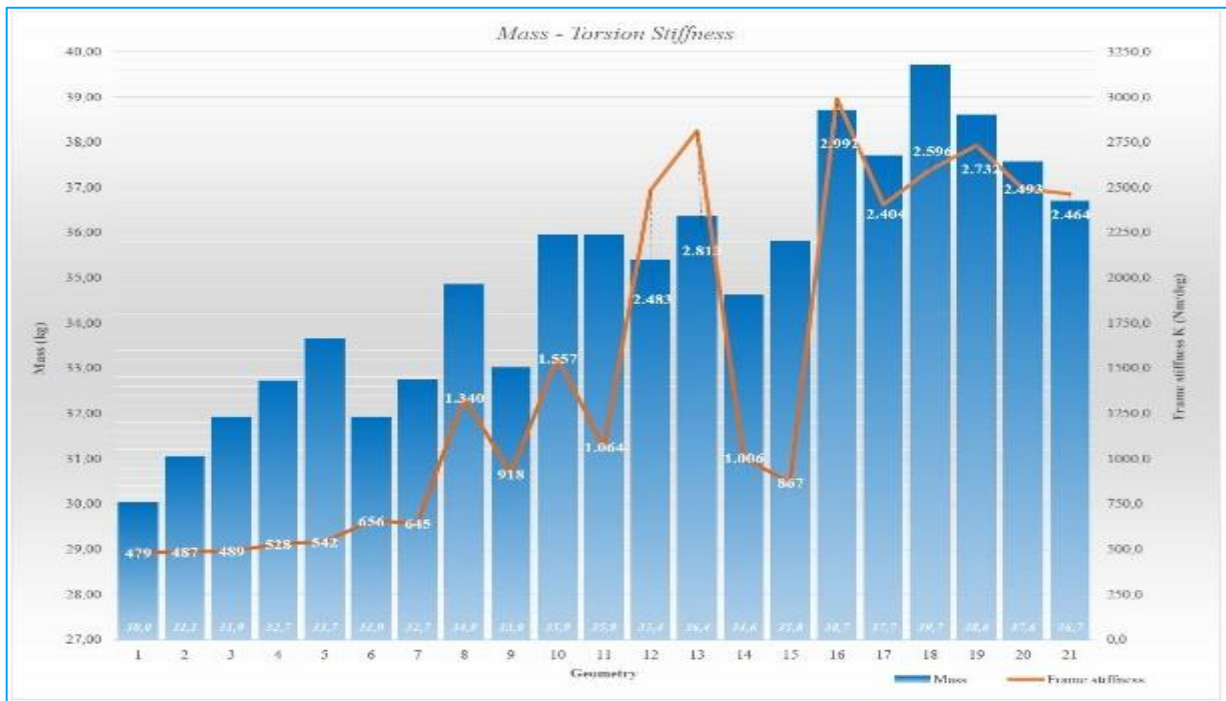
Χρησιμοποιήσαμε την ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων (FEA) για να διασφαλίσουμε ότι αυτό το μέρος μπορεί να αντέξει όλες τις δυνάμεις αντίδρασης από το δρόμο και να τις μεταφέρει στα ψαλίδια. Τέλος, κατασκευάσαμε τις πλήμνες από 7075 αλουμίνιο καθώς είναι ελαφρύ και παρέχει επίσης υψηλό όριο απόδοσης.



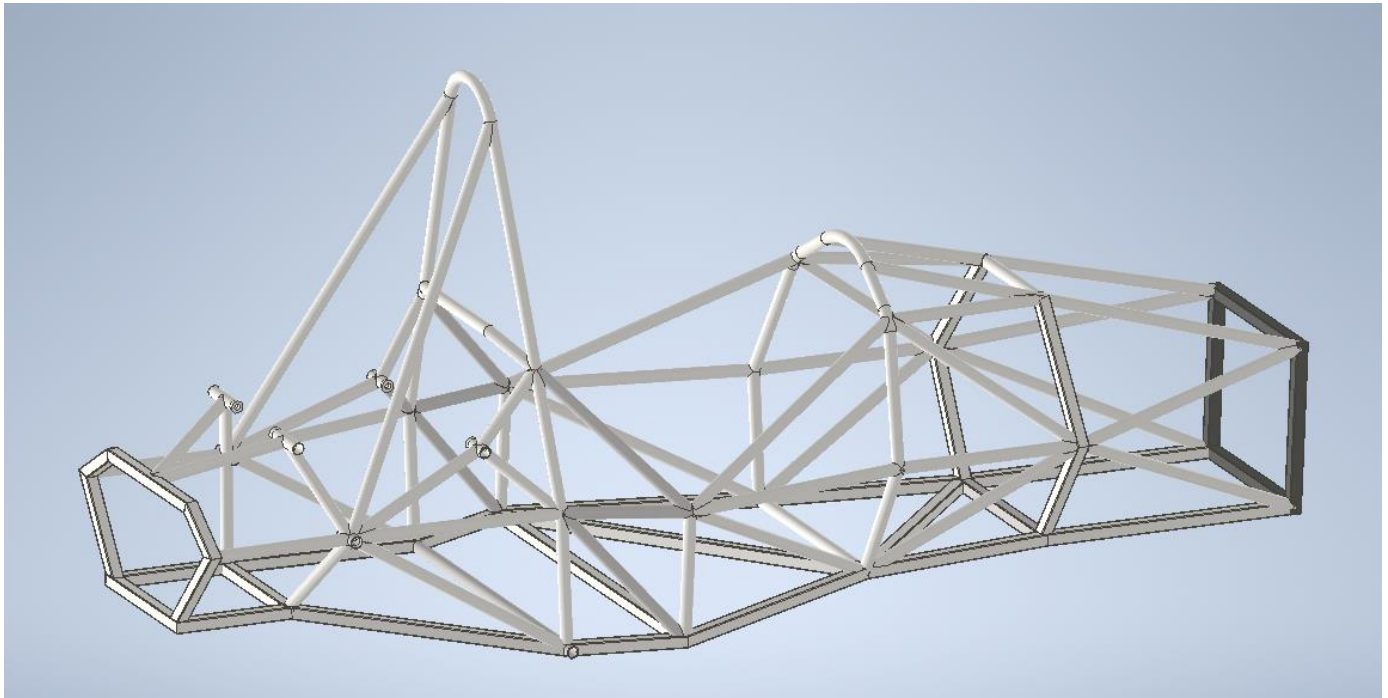
Σχήμα 3. : Πλήμνη

ΣΑΣΙ ΚΑΙ ΑΜΑΞΩΜΑ

Προκειμένου να σχεδιάσουμε το πλαίσιο του οχήματος, αντί να αναπτύξουμε ένα σύνθετο σασί υλικού που θα είχε ως αποτέλεσμα ένα έργο υψηλότερης τιμής, αποφασίσαμε να δημιουργήσουμε ένα σωληνοειδές πλαίσιο. Λαμβάνοντας υπόψη το συνολικό βάρος του οχήματος, συμπεριλαμβανομένου του βάρους του οδηγού (310kg) και της κατανομής του, την μπροστινή και την πίσω συχνότητα οδήγησης (3Hz / 2,7Hz) που αξιολογήσαμε με βάση τη βιβλιογραφία και επίσης την τιμή του λόγου κίνησης 0,67 (στο μπροστινό και το πίσω μέρος), και υπολογίζοντας την απαραίτητη κλίση ρολού μαζί με τις απαιτήσεις των ράβδων antiroll, αξιολογήθηκε η συνολική απαιτούμενη στρεπτική ακαμψία του πλαισίου. Η τιμή roll gradient, όπως υπολογίστηκε με τα αρχικά δεδομένα, είχε τιμή 1,42 η οποία υπολογίστηκε ως 0,8 με βάση τη βιβλιογραφία για αυτοκίνητα FSAE και η τελική απαιτούμενη ακαμψία της φήμης υπολογίστηκε στα 2048Nm / deg. Για να προσδιοριστεί η πιο κατάλληλη γεωμετρία, σχεδιάστηκαν και μελετήθηκαν 21 γεωμετρίες στις οποίες το μπροστινό, το μεσαίο και το πίσω μέρος του πλαισίου άλλαξαν ξεχωριστά για να κατανοήσουν το σημείο που θα οδηγούσε ψ (εικ. 1, 2,3). Η γεωμετρία που επιλέχθηκε ήταν αυτή με την καλύτερη αναλογία στρεπτικής δυσκαμψίας (2813Nm / deg) με συνολικό βάρος (36,4kg). Η ίδια διαδικασία ακολουθήθηκε για να βρεθεί η καταλληλότερη γεωμετρία για τα ρολά. Η αλλαγή της γεωμετρίας, η γωνία της τοποθέτησής τους στο πλαίσιο, η επίδραση της γωνίας στήριξής τους (εικ. 4) και η συμπεριφορά των γεωμετριών σε κάθε περίπτωση έχει νόημα. Η επιλογή των υλικών βασίστηκε αρχικά στην ασφάλεια (εικ. 5) και τη μικρότερη δυνατή παραμόρφωση όταν ασκήθηκε δύναμη, κυρίως από το σύστημα ανάρτησης του οχήματος. Το υλικό που συγκρίθηκε με χάλυβες όπως AISI1010, AISI1020 και επιλέχθηκε στο τέλος ήταν χάλυβας AISI4130. Οι συγκρίσεις κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η επιλογή τοποθέτησης αναστολών θα πρέπει πιθανώς να είναι σε ισχυρότερους κόμβους, ώστε το πλαίσιο να συγκεντρώνει χαμηλότερα φορτία και να έχει χαμηλότερο ρυθμό παραμόρφωσης κατά τη λειτουργία. Συμπερασματικά, πρέπει να δοθεί μεγαλύτερη έμφαση στην τοπική ακαμψία που απορρέει κατευθείαν από τις αναστολές και στη συνέχεια στη συνολική στρεπτική δυσκαμψία



Σχήμα 4.: Στρεπτική δυσκαμψία προς το συνολικό βάρος φορτίου οχήματος



Σχήμα 5. : Σασί μονοθέσιου οχήματος

POWER DRAIN

ΕΠΙΛΟΓΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Για την πρώτη χρονιά, η ομάδα αγώνων Poseidon επέλεξε έναν κινητήρα YZF R6 από το 2006. Αυτός ο κινητήρας, είναι αξιόπιστος, παρέχει άφθονη ισχύ και ροπή για το πρώτο μας αυτοκίνητο, είναι σχετικά συμπαγής και καταφέραμε να βρούμε μία μονάδα με ευκολία. Ως εκ τούτου, παρέχει την τέλεια αφετηρία για το σύστημα μετάδοσης κίνησης.

ΕΞΑΤΜΙΣΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Η μεθοδολογία που ακολουθήσαμε για να εξαγάγουμε το μέγιστο δυναμικό από τον κινητήρα ήταν να αποσυναρμολογήσουμε τον κύλινδρο κεφαλής, ώστε να μπορούμε να έχουμε όλες τις γεωμετρίες, τα προφίλ βαλβίδων και όλες τις διαστάσεις που απαιτούνται και να τα εισαγάγουμε ως εισόδους στην 1η προσομοίωση του λογισμικού Ricardo. Το πρώτο βήμα ήταν να σχεδιάσουμε το αρχικό μοντέλο και να το συγκρίνουμε με το μοντέλο προσομοίωσης 1d από τον κατασκευαστή. Στο τέλος, το μοντέλο μας είχε απόκλιση 2% από το αρχικό. Μετά από αυτό τρέχουμε διάφορα μοντέλα με διαφορετικές διαστάσεις πλήρους (3lt, 4lt και 5lt) και δρομείς (150mm έως 300mm). Με βάση τα αποτελέσματά μας, αποφασίσαμε να χρησιμοποιήσουμε ένα πλήρωμα 5lt και δρομείς στα 250mm με διάμετρο 38mm, ενώ το σώμα του γκαζιού της επιλογής μας έχει βαλβίδα πεταλούδας διαμέτρου 40mm με μηχανικό ενεργοποιητή. Αυτή η ρύθμιση παρέχει επαρκή ισχύ και σταθερή ποσότητα ροπής μεταξύ 6000rpm-12000rpm. Ταυτόχρονα, χρησιμοποιήσαμε το λογισμικό Ansys Fluent για να βρούμε την καλύτερη γεωμετρία για τον περιοριστή μας και καταλήξαμε σε μια είσοδο διαμέτρου 40 mm και 12 μοιρών και μια έξοδο με διάμετρο 6 μοιρών και 40 mm. Οι επιλεγμένες διαστάσεις θα μας βοηθήσουν να επιτύχουμε τη μέγιστη ροή αέρα ενώ περιορίζουμε την απώλεια πίεσης στην πρόσληψη. Ομοίως, με την εισαγωγή, η εξάτμιση είναι ένα κρίσιμο μέρος για τη μεγιστοποίηση της απόδοσης και της απόδοσης του κινητήρα. Χρησιμοποιώντας τα δεδομένα από το λογισμικό Ricardo, καταφέραμε να προσαρμόσουμε το σχεδιασμό μας και να το διαμορφώσουμε κατάλληλα, ώστε το αυτοκίνητο να λειτουργεί καλύτερα στο εύρος των 6000rpm και 12000rpm. Έγιναν διαφορετικά σχέδια και στο τέλος επιλέξαμε αυτό με τον μικρότερο αριθμό αιχμηρών άκρων, με ελάχιστη επίδραση στο αεροδυναμικό μας πακέτο και το πιο εύκολο στην κατασκευή. Οι διαστάσεις της εξάτμισης συνολικά φτάνουν τα 1026.594mm χωρίς το

σιγαστήρα, από το οποίο τα 613.145mm αναφέρονται στο τελευταίο τμήμα όπου ενώνονται οι 4 διαφορετικοί σωλήνες. Τέλος, σχεδιάσαμε και τα δύο μέρη (εξάτμιση και εισαγωγή) σε λογισμικό CAD και τα τοποθετήσαμε ανάλογα στην τελική μας συναρμολόγηση. Ο σχεδιασμός της πολλαπλής εξαγωγής έχει διάταξη 4-2-1, κάμπτεται και στρίβει γύρω από το κάτω μέρος του πλαισίου και καταλήγει στο πάνω πίσω μέρος του αυτοκινήτου. Όσον αφορά την πρόσληψη, ξεκινά ακριβώς πάνω από το κεφάλι του οδηγού μας, χρησιμοποιώντας τον καθαρό αέρα στο πάνω μέρος του αυτοκινήτου. Τέλος, χρησιμοποιήσαμε το Wave Mesher στο Ricardo για να συνδυάσουμε αυτά τα δύο μέρη και να τα χρησιμοποιήσουμε ξανά στην 1η προσομοίωσή μας. Τα αποτελέσματα ήταν ακόμη καλύτερα από τις πρώτες μας δοκιμές χρησιμοποιώντας τις δυνατότητες του λογισμικού, με μια σταθερή και ομαλή καμπύλη ροπής που κυμαίνεται μεταξύ 6000rpm και 12000rpm με την κορυφή στα 69,9 Nm και 8500rpm να μας δίνει ακόμα μεγαλύτερη ισχύ 68,9 Kw στις 10225rpm. Η πολλαπλή εισαγωγής θα κατασκευαστεί με τη μέθοδο FFF και θα χρησιμοποιούμε νήματα Petg-Carbon (ή PP). Αυτό γίνεται για να ελαχιστοποιηθεί το βάρος και να αποκτήσετε κάτι ανθεκτικό σε υψηλές θερμοκρασίες που θα είναι σε θέση να αντέχουν ισχυρές δονήσεις.

ΛΕΞΑΜΕΝΗ ΚΑΥΣΙΜΩΝ

Το ρεζερβουάρ καυσίμου έχει σχεδιαστεί με έναν αριθμό εσωτερικών διαφραγμάτων για να παρέχει δομική ακεραιότητα και να αποτρέπει την απώλεια καυσίμου κατά τη διάρκεια της σκληρής στροφής και επιτάχυνσης. Ο όγκος του προσαρμόστηκε στα δεδομένα που συλλέξαμε από το Ricardo, αυξάνοντάς το λίγο περισσότερο, έτσι ώστε να είμαστε σε θέση να αντιμετωπίσουμε τυχόν προβλήματα λιμοκτονίας καυσίμου. Ομοίως, το Ricardo μας βοήθησε να υπολογίσουμε τη μέση κατανάλωση καυσίμου που ήταν 18,27lt / hr στο εύρος των 6000rpm έως 12000rpm και συνολικά 14,84lt / hr για όλες τις rpm.

ΣΥΣΤΗΜΑ ΨΥΞΗΣ

Δεδομένου ότι η Poseidon Racing είναι μια ομάδα εισόδου, το σύστημα ψύξης έχει σχεδιαστεί για να περάσει στη χειρότερη περίπτωση. Η μεθοδολογία που χρησιμοποιείται είναι η μέθοδος αποτελεσματικότητας-NTU, λόγω του γεγονότος ότι υπήρχε έλλειψη πειραματικών δεδομένων, όπως οι θερμοκρασίες εξόδου και των δύο υγρών. Η κατά προσέγγιση ποσότητα θερμότητας που θα διασκορπιστεί από το σύστημα ψύξης, μετρήθηκε αρχικά με την εμπειρική συσχέτιση του Lahvic, σε πλήρες φορτίο. Αυτό βρίσκεται περίπου 51,4 kW. Δεύτερον, χρησιμοποιήσαμε τη μέθοδο ε-NTU για να προσδιορίσουμε πιο συγκεκριμένα τον ρυθμό μεταφοράς θερμότητας, χρησιμοποιώντας

την αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη θερμότητας. Το αποτέλεσμα ήταν ένας μέγιστος ρυθμός μεταφοράς θερμότητας 36,0 kW, που είναι ένα αναμενόμενο αποτέλεσμα σε σχέση με την απόδοση του κινητήρα μας. Τελευταίο αλλά όχι λιγότερο σημαντικό, χρησιμοποιήσαμε τον προσομοιωτή Ricardo 1D για να προσδιορίσουμε πολλές από τις διαμορφώσεις του κινητήρα. Η μελέτη έδειξε ρυθμό μεταφοράς θερμότητας περίπου στα 30,0 kW. Σε κάθε περίπτωση, όλα τα παραπάνω αποτελέσματα έχουν ληφθεί υπόψη για την αποφυγή βλάβης του συστήματος.

ΦΡΕΝΑ

Ο σκοπός του συστήματος πέδησης είναι να μετατρέψει την κινητική ενέργεια σε θερμική επιτρέποντας στο αυτοκίνητο να επιβραδύνει. Για να διαστασιολογήσουμε το σύστημα, πρέπει να γνωρίζουμε κάποια κοινά χαρακτηριστικά του αυτοκινήτου όπως το συνολικό βάρος, το ύψος CoG από το έδαφος, το μεταξόνιο και το μήκος μεταξύ των αξόνων και τη θέση CoG σε κατεύθυνση X. Σύμφωνα με τους κανόνες της FSAE, ήταν υποχρεωτικό το σύστημα να αποτελείται από δύο ανεξάρτητα υδραυλικά κυκλώματα. Επίσης, όλοι οι τροχοί πρέπει να ασφαλιζονται ταυτόχρονα. Προκειμένου να παρέχουμε περισσότερη ασφάλεια, χρησιμοποιούμε επίσης ένα διακόπτη φρένων πάνω από το ταξίδι. Το αυτοκίνητο διαθέτει πεντάλ φρένου που ενεργοποιεί τους κύριους κυλίνδρους μέσω της ράβδου ισορροπίας. Τέσσερις υδραυλικές γραμμές συνδέονται σε κάθε τροχό. Όλα τα κριτήρια που επιλέξαμε από εμάς για το σύστημα πέδησης ήταν κυρίως η παροχή ασφάλειας και τελικά (λόγω της συμμετοχής για πρώτη φορά) ώστε να είναι αρκετό για να φρενάρει επαρκώς. Οι δαγκάνες έχουν τέσσερα έμβολα που είναι χρήσιμα για να παρέχουν αρκετή δύναμη σύσφιξης στον ρότορα. Χρησιμοποιήσαμε ρότορες 220 mm από την RCV Performance. Παρέχεται η μεγαλύτερη διάμετρος του ρότορα με τη μεγαλύτερη ροπή φρένων.

ΈΛΕΓΧΟΣ ΚΑΙ ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΨΑΛΙΔΙΩΝ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα συστήματα ανάρτησης βασικά αποτελούνται από όλα τα στοιχεία που παρέχουν σύνδεση μεταξύ των ελαστικών και του αμαξώματος του οχήματος και έχουν σχεδιαστεί για να ανταποκρίνονται στις ακόλουθες απαιτήσεις:

- (1) Άνεση οδήγησης,
- (2) Κράτημα δρόμου και
- (3) Χειρισμός.

Συγκεκριμένα, είναι ένα σύστημα ράβδου έλξης διπλού ψαλιδιού (double-wishbone pull rod system) με αντικραδασμική ράβδο (anti-roll bar): ο τροχός συνδέεται με δύο ρουλεμάν (bearings) στο upright. Το τελευταίο συνδέεται με το πλαίσιο από ένα άνω και κάτω ψαλίδι. Μια ράβδος συνδέει το άνω ψαλίδι με ένα rocker, με το ελατήριο και το αποσβεστήρα συνδέονται. Επίσης, το anti-roll bar συνδέεται με το rocker χάρη στη δέσμη. Τέλος, μια άλλη ράβδος συνδέει το όρθιο με το πλαίσιο για τον έλεγχο της γωνίας των δακτύλων. Για τον αναλυτικό προσδιορισμό της στάθμης λυγισμού εξετάζεται η ισορροπία του μέλους στην παραμορφωμένη κατάσταση, αμέσως μετά τον λυγισμό. Η μικρότερη στάθμη φόρτισης για την οποία η ισορροπία αυτή είναι εφικτή αποτελεί τη φόρτιση λυγισμού, η οποία, εκφράζει την αντοχή του μέλους. Το φορτίο λυγισμού μπορεί να υπολογιστεί πειραματικά.

ΤΟ ΠΡΟΒΛΗΜΑ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ

Η προέλευση του πλαισίου αναφοράς του αυτοκινήτου καθορίζεται στην προβολή στο έδαφος των πιο απομακρυσμένων σημείων του πλαισίου, ενώ οι άξονες είναι προσανατολισμένοι στο πρόγραμμα inventor ως: Το X συμπίπτει με τη διαμήκη κατεύθυνση του οχήματος (που δείχνει προς τα εμπρός) και ο άξονας Y δείχνει προς δεξιά του αυτοκινήτου, ο άξονας Z δείχνει προς τα πάνω.

ΚΑΜΠΤΙΚΟΣ ΛΥΓΙΣΜΟΣ ΛΟΓΩ ΑΞΟΝΙΚΗΣ ΘΛΙΠΤΙΚΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ

Η επάρκεια ενός θλιβόμενου μέλους με σταθερή διατομή έναντι καμπτικού λυγισμού ελέγχεται με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$\frac{N_{Ed}}{N_{b,Rd}} \leq 1,0$$

(1.1)
όπου

N_{Ed} η τιμή σχεδιασμού της θλιπτικής δύναμης.

$N_{b,Rd}$ η αντοχή του θλιβόμενου μέλους σε λυγισμό.

Η αντοχή ενός θλιβόμενου μέλους σε λυγισμό λαμβάνεται από τις σχέσεις:

$$N_{b,Rd} = \frac{\chi A f_y}{\gamma_{M1}}$$

(1.2)
όπου

χ μειωτικός συντελεστής

Κατά τον καθορισμό των A δεν χρειάζεται να λαμβάνονται υπόψη τυχόν οπές για κοχλίες στα άκρα του θλιβόμενου μέλους.

Σε μέλη υπό αξονική θλίψη, η τιμή του μειωτικού συντελεστή χ υπολογίζεται σύμφωνα με τη σχέση (1.3), ως συνάρτηση της ανηγμένης λυγηρότητας λa και του συντελεστή ατελειών α , ο οποίος εξαρτάται από την αντίστοιχη καμπύλη λυγισμού:

$$\chi = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \lambda a^2}}$$

αλλά $\chi \leq 1,0$

όπου

$$\Phi = 0,5[1 + \alpha(\lambda\alpha - 0,2) + \lambda\alpha^2]$$

$$\lambda\alpha = \sqrt{\frac{Afy}{Ncr}} = \frac{Lcr}{i} \frac{1}{\lambda 1} = \frac{\lambda}{\lambda 1}$$

α συντελεστής ατελειών, που αντιστοιχεί σε κάθε καμπύλη λυγισμού και λαμβάνεται από τον πίνακα 3.2, σε σχέση με τον πίνακα 3.3

$$Ncr = \frac{\pi^2 EI}{L^2 cr}$$

όπου

Ncr το ελαστικό κρίσιμο φορτίο για την αντίστοιχη μορφή λυγισμού, βασισμένο στις ιδιότητες της πλήρους διατομής.

$$\sigma_{cr} = \frac{Ncr}{A} = \frac{\pi^2 EI}{Lcr^2 A} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

σ_{cr} η κρίσιμη τάση Euler

Lcr το ισοδύναμο μήκος λυγισμού στο υπό θεώρηση επίπεδο λυγισμού

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

i η ακτίνα αδρανείας περί τον αντίστοιχο άξονα, υπολογιζόμενη χρησιμοποιώντας τις ιδιότητες της πλήρους διατομής

$$\lambda = \frac{Lcr}{i}$$

λ λυγηρότητα για την ανάλογη μορφή λυγισμού

$$\lambda_1 = \pi \sqrt{\frac{E}{f_y}} = 93,9\varepsilon$$

όπου

λ_1 η οριακή λυγηρότητα ως το σημείο τομής P της οριζόντιας ευθείας για $\sigma = f_y$, με την καμπύλη Euler. Το σημείο τομής P αντιστοιχεί στην λυγηρότητα για την οποία η κρίσιμη τάση λυγισμού κατά Euler είναι ίση με το όριο διαρροής.

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}}$$

(f_y σε N/mm^2)

ΣΤΑΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΛΕΓΧΟΣ ΨΑΛΙΔΙΩΝ

Για χαλύβδινη διατομή τύπου 4130 τάσης διαρροής $\sigma_y = 517 \text{ MPa}$ και τιμή σχεδιασμού της θλιπτικής δύναμης $N_{Ed} = 4 \text{ KN}$ και μήκους $L = 402,606 \text{ mm}$ με ένα ελεύθερο άκρο και ένα πακτωμένο άκρο, να βρεθεί η διάμετρος και η αντοχή των θλιβόμενων ψαλιδιών στο σύστημα ανάρτηση.

ΔΕΔΟΜΕΝΑ

Ανοξείδωτος Χάλυβας 4130	
Τάση διαρροής σ_y	517MPa -> 517 N/mm ²
Δύναμη σχεδιασμού N_{Ed}	4 KN
Αρθρωτά άκρα K	2
Μέτρο ελαστικότητας	193 GPa
E (σε GPa) Ανοξείδωτοι χάλυβες	
Συντελεστής ασφαλείας γ_{M1}	1
Ροπή αδράνειας κυκλικής διατομής	$S = \pi d^3/32$

ΖΗΤΟΥΜΕΝΑ

Διάμετρος διατομής A
Αντοχή θλιβόμενου μέλους $N_{b,Rd}$

Οι επί μέρους συντελεστές ασφαλείας γ_M θα λαμβάνονται ως ακολούθως για μέλη τα οποία συνδέονται μέσω συγκόλλησης, πριτσινίων ή κοχλιών:

Αντοχή	Συντελεστής ασφαλείας γ_M
Διατομή κατηγορίας 1	1,10
Διατομή κατηγορίας 2 ή 3	1,10
Διατομή κατηγορίας 4	1,10
Μέλους έναντι λυγισμού	1,10
Καθαρής διατομή σε οπές κοχλιών	1,25

Θέλουμε να ισχύει :

$$N b, R d \geq N E d \rightarrow$$

$$\frac{\chi A f y}{\gamma M 1} \geq N E d \rightarrow$$

$$A \geq \frac{\gamma M 1 \times N E d}{\chi \times f y} \rightarrow$$

$$A \geq \frac{1,00 \times 4KN}{\chi \times 517 MPa} \rightarrow$$

$$A \geq \frac{1,00 \times 4KN}{\chi \times 517 MPa} \rightarrow$$

$$A \geq \frac{1,00 \times 4KN}{0,10 \times 517 \times 10^3 \frac{KN}{m^2}} \rightarrow$$

$$A \geq 0,111 \times 10^{-5} m^2 \rightarrow$$

$$A \geq 0,11 cm^2$$

Συνεπώς γίνεται επιλογή διαμέτρου από πίνακα Circular Hollow Section της Performance την αμέσως επόμενη ίση με D: 12,7 mm και πάχος t: 1,47 mm.

D	T	A	I	i
mm	mm	cm²	cm⁴	cm
14,3	3,048	0,231	0,20	0,37

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \rightarrow$$

$$i = \sqrt{\frac{\frac{\pi d^3}{32}}{A}} \rightarrow$$

$$i = 0,366 \text{ cm}$$

$$i = 3,655 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{Lcr = KL}{i}$$

$$\lambda = \frac{1 \times 402,606 \text{ mm}}{3,655 \text{ mm}}$$

$$\lambda = 110,143$$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{fy}} = \sqrt{\frac{235}{517}} = 0,674$$

$$\varepsilon = 0,674$$

$$\lambda_1 = \pi \sqrt{\frac{E}{fy}} = \pi \sqrt{\frac{193000 \text{ Mpa}}{517 \text{ Mpa}}} = 93,9\varepsilon = 93,9 \times 0,674 = 60,699$$

$$\lambda_1 = 60,699$$

$$\lambda\alpha = \sqrt{\frac{Afy}{Ncr}} = \frac{Lcr}{i} \frac{1}{\lambda_1} = \frac{\lambda}{\lambda_1}$$

$$\lambda\alpha = \frac{\lambda}{\lambda_1}$$

$$\lambda\alpha = \frac{110,143}{60,699}$$

$$\lambda\alpha = 1,815 \text{ mm}^2$$

$$\chi = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \lambda\alpha^2}}$$

$$\chi = \frac{1}{2,542 + \sqrt{2,542^2 - 2,542^2}}$$

$$\chi = 0,231$$

αλλά $\chi \leq 1,0$

όπου

$$\Phi = 0,5[1 + c(\lambda\alpha - 0,2) + \lambda\alpha^2]$$

$$\Phi = 0,5[1 + 0,49(1,815 - 0,2) + 1,815^2]$$

$$\Phi = 0,5[1 + 0,49(1,815 - 0,2) + 1,815^2]$$

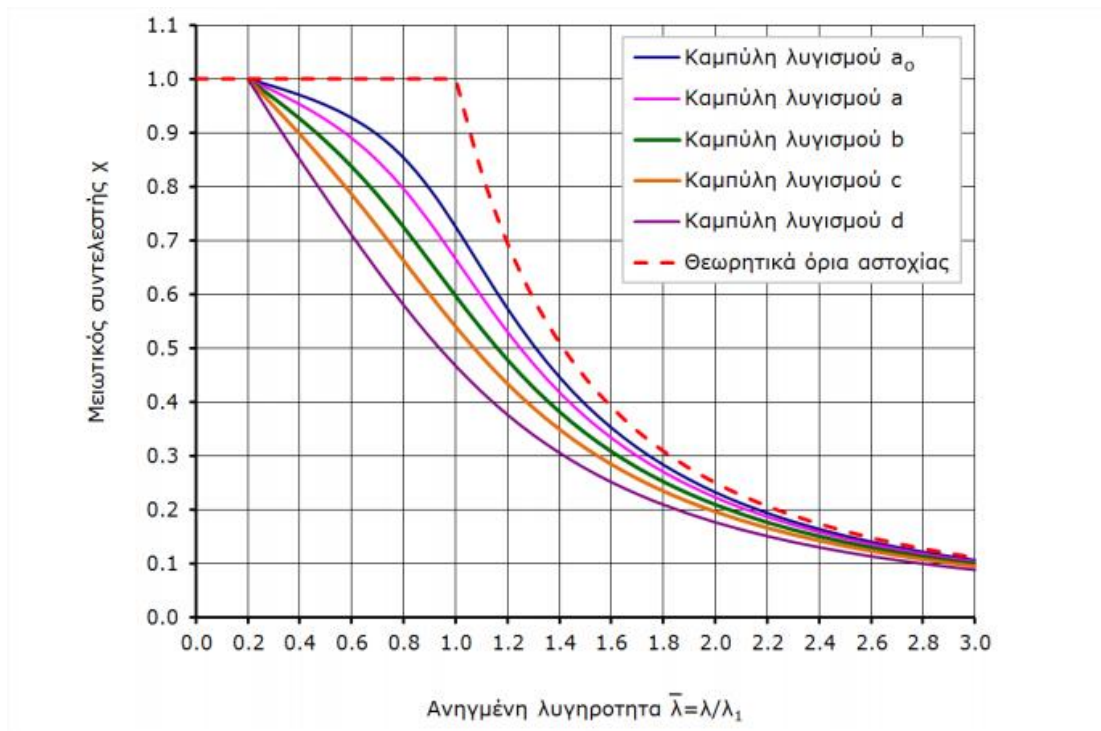
$$\Phi = 2,542$$

Για διευκόλυνση των μηχανικών έχουν υπολογιστεί τιμές του μειωτικού συντελεστή χ για όλο το εύρος ανηγμένων λυγηροτήτων που απαντώνται στην πράξη και για διάφορες τιμές του συντελεστή ατελειών α , τέτοιων ώστε οι υπολογιζόμενες αντοχές να συμφωνούν ικανοποιητικά με πειραματικά αποτελέσματα. γνωστά ως καμπύλες λυγισμού. Στο μέρος 1-1 του Ευρωκώδικα 3 (EN1993-1-1) προτείνονται πέντε καμπύλες λυγισμού που αντιστοιχούν στις τιμές συντελεστή ατελειών α του Πίνακα. Οι τιμές αυτές του χ είναι διαθέσιμες υπό μορφή πινάκων και διαγραμμάτων, που είναι γ1.1

Καμπύλη λυγισμού	a0	a	b	c	d
Συντελεστής ατελειών α	0.13	0.21	0.49	0.49	0.76

Πίνακας 1.1 Συντελεστές ατελειών για καμπύλες λυγισμού Ευρωκώδικα 3

Για την γραμμική επίλυση του μειωτικού συντελεστή χ προχωράμε στο σχήμα 1.2 καμπυλών λυγισμού Ευρωκώδικα 3 .



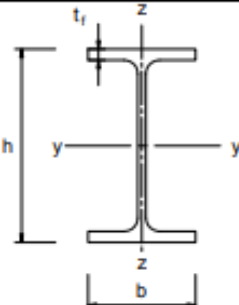
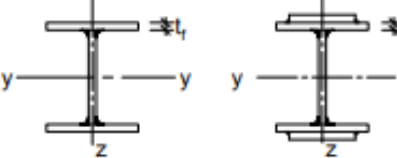

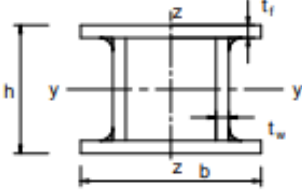
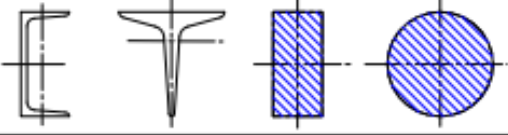
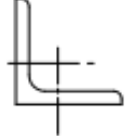
Σχήμα 1.2 Καμπύλες λυγισμού Ευρωκώδικα 3.

$\bar{\lambda}$	a_0	a	b	c	d
0.0	1	1	1	1	1
0.2	1	1	1	1	1
0.3	0.9859	0.9775	0.9641	0.9491	0.9235
0.4	0.9701	0.9528	0.9261	0.8973	0.8504
0.5	0.9513	0.9243	0.8842	0.8430	0.7793
0.6	0.9276	0.8900	0.8371	0.7854	0.7100
0.7	0.8961	0.8477	0.7837	0.7247	0.6431
0.8	0.8533	0.7957	0.7245	0.6622	0.5797
0.9	0.7961	0.7339	0.6612	0.5998	0.5208
1.0	0.7253	0.6656	0.5970	0.5399	0.4671
1.1	0.6482	0.5960	0.5352	0.4842	0.4189
1.2	0.5732	0.5300	0.4781	0.4338	0.3762
1.3	0.5053	0.4703	0.4269	0.3888	0.3385
1.4	0.4461	0.4179	0.3817	0.3492	0.3055
1.5	0.3953	0.3724	0.3422	0.3145	0.2766
1.6	0.3520	0.3332	0.3079	0.2842	0.2512
1.7	0.3150	0.2994	0.2781	0.2577	0.2289
1.8	0.2833	0.2702	0.2521	0.2345	0.2093
1.9	0.2559	0.2449	0.2294	0.2141	0.1920
2.0	0.2323	0.2229	0.2095	0.1962	0.1766
2.1	0.2117	0.2036	0.1920	0.1803	0.1630
2.2	0.1937	0.1867	0.1765	0.1662	0.1508
2.3	0.1779	0.1717	0.1628	0.1537	0.1399
2.4	0.1639	0.1585	0.1506	0.1425	0.1302
2.5	0.1515	0.1467	0.1397	0.1325	0.1214
2.6	0.1404	0.1362	0.1299	0.1234	0.1134
2.7	0.1305	0.1267	0.1211	0.1153	0.1062
2.8	0.1216	0.1182	0.1132	0.1079	0.0997
2.9	0.1136	0.1105	0.1060	0.1012	0.0937
3.0	0.1063	0.1036	0.0994	0.0951	0.0882

Πίνακας 1.2 Καμπύλες λυγισμού Ευρωκώδικα 3 σε πινακοποιημένη μορφή (για ενδιάμεσες τιμές λυγηροτήτων μπορεί να γίνεται γραμμική παρεμβολή)

Οι διαφορές μεταξύ των πέντε καμπυλών λυγισμού αποτυπώνουν την διαφορετική ευπάθεια

που έχει παρατηρηθεί σε πειραματικές δοκιμές να έχουν διάφορες θλιβόμενες ράβδοι στην αλληλεπίδραση διαρροής και λυγισμού υπό την παρουσία ατελειών. Παράμετροι που επηρεάζουν αυτή την ευπάθεια είναι το είδος και το σχήμα της διατομής, τα πάχη των ελασμάτων της, η ποιότητα του χάλυβα και ο άξονας περί τον οποίο εξετάζεται ο λυγισμός. Η επιλογή της κατάλληλης καμπύλης λυγισμού γίνεται βάσει του Πίνακα 1.3 του EN1993-1-1, με κριτήριο τη συμφωνία με πειραματικά αποτελέσματα.

Διατομή	Όρια	Λυγισμός περί τον άξονα	Καμπύλη λυγισμού	
			S 235 S 275 S 355 S 420	S 460
Ελαστές διατομές 	$h/b > 1,2$	$t_f \leq 40 \text{ mm}$ $y - y$ $z - z$	a	a_0
			$40 \text{ mm} < t_f \leq 100$ $y - y$ $z - z$	b
	$h/b \leq 1,2$	$t_f \leq 100 \text{ mm}$ $y - y$ $z - z$	b	a
			$t_f > 100 \text{ mm}$ $y - y$ $z - z$	d
Συγκολλητές I-διατομές 	$t_f \leq 40 \text{ mm}$	$y - y$ $z - z$	b	b
	$t_f > 40 \text{ mm}$	$y - y$ $z - z$	c	d
Κοίλες Διατομές 	Εν θερμώ έλαση	Κάθε	a	a_0
	Ψυχρή έλαση	Κάθε	c	c
Συγκολλητές κβωποειδείς διατομές 	Γενικά (εκτός των κατωτέρω)	Κάθε	b	b
	Μεγάλα πάχη ραφής: $a > 0,5t_f$ $b/t_f < 30$ $h/t_w < 30$	Κάθε	c	c
U-, T- και συμπαγείς διατομές 		Κάθε	c	c
L-διατομές 		Κάθε	b	b

Πίνακας 1.3 Επιλογή καμπύλης λυγισμού για έλεγχο αξονικά θλιβόμενων ράβδων σύμφωνα με τις διατάξεις του Ευρωκώδικα 3

Δεδομένα που αντλούμε από τους παραπάνω πίνακες:

Διατομή	Όρια	Λυγισμός περί άξονα	Καμπύλη Λυγισμού S 517
Κοίλη Διατομή	Εν Ψυχρώ Έλαση	Οποιοδήποτε	c

Ανηγμένη Λυγητότητα	Μειωτικός Συντελεστής
0,60	0,231

$$\frac{N E d}{N b, R d} \leq 1,0$$

$$\frac{\chi A f y}{\gamma M 1} \geq N E d \rightarrow$$

$$\frac{0,231 \times 153 \text{ mm}^2 \times 517 \frac{N}{\text{mm}}}{1} \geq N E d \rightarrow$$

$$\frac{0,231 \times 153 \text{ mm}^2 \times 0.517 K \frac{N}{\text{mm}}}{1} \geq N E d \rightarrow$$

$$18,339 \text{ KN} \geq N E d \rightarrow$$

Συνεπώς, η σωληνωτή τυποποιημένη διατομή διαμέτρου D = 12,7 mm του ψαλιδιού επαρκεί έναντι καμπτικού λυγισμού στο θλιβόμενο μέλος .

ΣΤΟΧΟΙ

1. Δεδομένου ότι πολλές δυνάμεις ασκούνται απευθείας σε δυναμικές συνθήκες όπως στροφή, επιτάχυνση και πρόσκρουση, είναι σημαντικό να αναπτυχθεί ένα συμπαγές, ελαφρύ και αξιόπιστο σύστημα ανάρτησης για τη βελτίωση της απόδοσης του οχήματος.
2. Η μείωση της ποσότητας της μη αναρτημένης μάζας.
3. Χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα εμπειρικών μετρήσεων σε συνδυασμό με το FEA για να παρέχει ένα καλό σημείο εκκίνησης για το σχεδιασμό.
4. Για να συνειδητοποιήσουμε το όφελος παρέχει η FEA κατά τη διαδικασία σχεδιασμού, είναι απαραίτητο να κατανοήσουμε πρώτα πώς γίνεται η έρευνα και η βελτιστοποίηση του σχεδιασμού χωρίς αυτήν.
5. Οι υπολογισμοί στο χαρτί ήταν καθοριστικοί για τον προσδιορισμό φορτίων, και ιδιοτήτων υλικού.
6. Είναι απαραίτητη η επαλήθευση των αποτελεσμάτων της FEA με μια ανεξάρτητη και αξιόπιστη συλλογή μετρήσεων.

ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΦΟΡΤΙΩΝ

Η αδράνεια μιας μάζας είναι η αντίστασή της να αλλάξει την κατάστασή της. Για την αλλαγή της κατάστασης ενός σώματος, πρέπει να αντιμετωπίσει επιτάχυνση στην κατεύθυνση κίνησης του. Η επιτάχυνση, το φρενάρισμα ή η στροφή δεν είναι τίποτα άλλο από την αλλαγή της κατάστασης του οχήματος, η οποία προσφέρει αντίσταση για λίγο και οδηγεί σε μεταφορά φορτίου σε κατεύθυνση αντίθετη από τη δύναμη που προκαλεί την αλλαγή. Χωρίς αμφιβολία, αυτή η μεταφορά φορτίου επιμένει για μικρό χρονικό διάστημα, αλλά η επίδρασή της στην απόδοση του αυτοκινήτου είναι πολύ πιο σημαντική.

ΦΟΡΤΙΑ ΜΠΡΟΣΤΙΝΩΝ ΨΑΛΙΔΙΩΝ:

Το συνολικό βάρος του οχήματος είναι W_{total} 320 kg.

$W_f: W_r = 40: 60$

$W_f = 192 \text{ kg} = 1883,52 \text{ N}$

$W_r = 128 \text{ kg} = 1255,68 \text{ N}$

Το βάρος σε μεμονωμένους τροχούς σε σταθερή κατάσταση είναι:

$$W_f = z_2 = \frac{W_f}{2} = \frac{1883.52}{2} = 941,76 \text{ N}$$
$$W_r = z_1 = \frac{W_r}{2} = \frac{1255.68}{2} = 627,84 \text{ N}$$

$$X_t = W_{fmax} \times \varphi_{max}$$

$$X_t = 941,76 \times 1,3 = 1224,288 \text{ N}$$

ΦΟΡΤΙΑ ΑΞΟΝΑ Ζ ΠΙΣΩ ΨΑΛΙΔΙΑ:

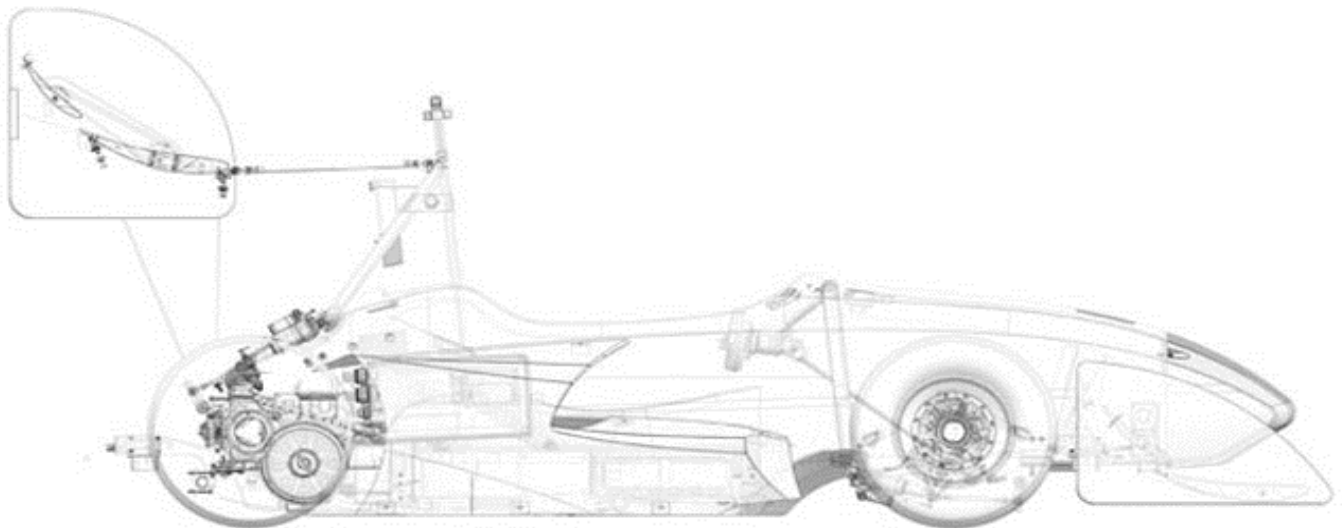
Για επιτάχυνση $a = 5,89 \text{ (m / s}^2\text{)}$

γωνία $\varphi = 0 \text{ (deg)}$

$$FZ = \frac{1}{2} \times W_{total} \text{ (kg)} \times g \left(\frac{m}{s^2} \right) \times \frac{Lf \text{ (m)}}{Weelbase \text{ (m)}} + \frac{1}{2} \times W_{total} \times a \left(\frac{m}{s^2} \right) \times \frac{GoG \text{ (m)}}{Wheelbase \text{ (m)}}$$

$$FZ = \frac{1}{2} \times 320 \text{ (kg)} \times 9,81 \left(\frac{m}{s^2} \right) \times \frac{0,912 \text{ (m)}}{1,52 \text{ (m)}} + \frac{1}{2} \times 320 \times 5,89 \left(\frac{m}{s^2} \right) \times \frac{0,32 \text{ (m)}}{1,52 \text{ (m)}}$$

$$FZ = 1140,16$$



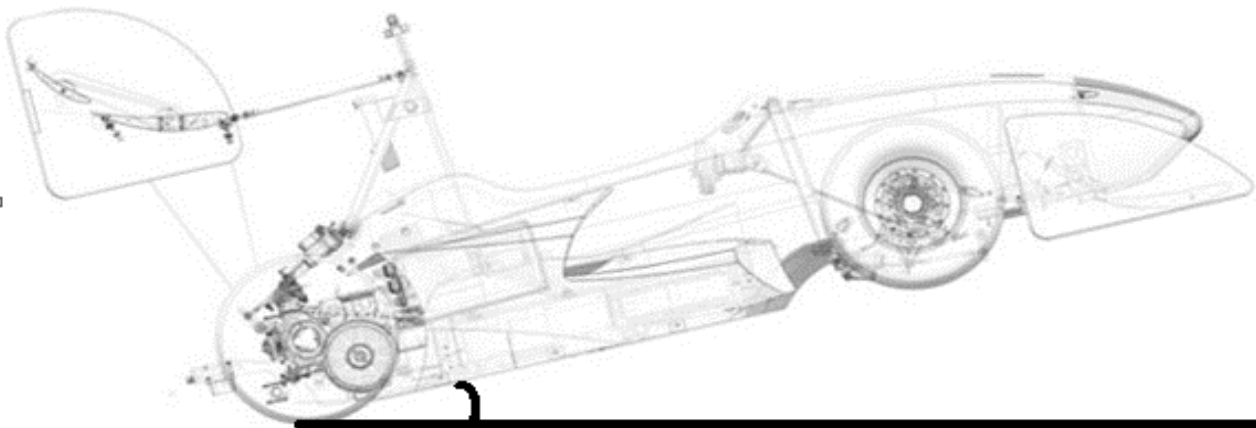
Για επιτάχυνση $a = 7,1 \text{ (m/s}^2\text{)}$

γωνία $\varphi = 3 \text{ (deg)}$

$$\begin{aligned}
 FZ = & \frac{1}{2} \times W_{total} (kg) \times g \left(\frac{m}{s^2} \right) \times \left(\frac{Lf (m)}{Wheelbase (m)} \times \cos(Radians (\Phi)) \right) \\
 & + \frac{GoG (m)}{Wheelbase (m)} \times \sin(Radians (\Phi)) \\
 & + \frac{1}{2} \times W_{total} \times a \left(\frac{m}{s^2} \right) \times \frac{GoG (m)}{Wheelbase (m)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 FZ = & \frac{1}{2} \times 320 (kg) \times 9,81 \left(\frac{m}{s^2} \right) \times \left(\frac{0,912 (m)}{0,608 (m)} \times \cos(Radians (3)) \right) \\
 & + \frac{0,32 (m)}{1,52 (m)} \times \sin(Radians (3)) + \frac{1}{2} \times 320 \times 7,1 \left(\frac{m}{s^2} \right) \times \frac{0,32 (m)}{1,52 (m)}
 \end{aligned}$$

$$\mathbf{FZ_{max} = 1196,92 N}$$



ΦΟΡΤΙΑ ΑΞΟΝΑ Χ ΠΙΣΩ ΨΑΛΙΔΙΑ:

$$F_x = F_Z \max \times \varphi_{\max} = 1196,92 \times 1,3$$

$$F_x = 1555,9976 \text{ N}$$

Πλευρική Μεταφορά Φορτίων στα Πίσω Ψαλίδια

Κατανομή βάρους στα πίσω ψαλίδια (%): 60%

$$A_a \text{ horizontal} = \frac{\left(\frac{\text{Velocity}}{3,6}\right)^2}{\text{Turn Radius (m)} \times g \left(\frac{m^2}{\text{sec}^2}\right)}$$

$$A_a \text{ horizontal} = \frac{\left(\frac{30}{3,6}\right)^2}{4 \text{ (m)} \times 9,81 \left(\frac{m^2}{\text{sec}^2}\right)}$$

$$A_a \text{ horizontal} = 1,77 \text{ (g)}$$

Lateral Weight Transfer:

$$\frac{(\text{Unsprung Mass (kg)} \times A_a \text{ horizontal (g)} \times \text{Unsprung CG height front \& rear (m)})}{\text{Wheel Track Rear}}$$

$$\text{Lateral Weight Transfer} = \frac{30 \text{ (kg)} \times 1,77 \text{ (g)} \times 0,254 \text{ (m)}}{1,15 \text{ (m)}}$$

$$\text{Lateral Weight Transfer} = 115,04 \text{ N}$$

Πλευρική Μεταφορά Γεωμετρική Αναρτημένης Μάζας για Πίσω Ψαλίδια

Wtotal: 320 kg

Κατανομή βάρους στα πίσω ψαλίδια (%): 60%

Rear Weight Axis: $320 \times 0,60 = 192$ kg

Sprung Mass Rear: $192 - 30 = 162$ kg

Lateral Geometric Sprung Mass Transfer:

$$= \frac{\text{Sprung Mass (kg)} \times Aa \text{ horizontal (g)} \times \text{Front Roll Centre Height (m)}}{\text{Wheel Track Rear}}$$

$$= \frac{162 \text{ (kg)} \times 1,77 \text{ (g)} \times 0,07 \text{ (m)}}{1,15 \text{ (m)}}$$

$$\text{Lateral Geometric Sprung Mass Transfer} = 171,20 \text{ N}$$

Πλευρική Ελαστική Μαζική Μεταφορά για Πίσω Ψαλίδια

Wtotal: 320 kg

Weight distribution for rear (%): 60%

Rear Weight Axis: $320 \times 0,60 = 192$ kg

Sprung Mass Rear: $192 - 30 = 162$ kg

Lateral Elastic Sprung Mass Transfer:

$$= \frac{\text{Total Sprung Mass (kg)} \times Aa \text{ horizontal (g)} \times \text{Sprung Mass CG to Roll Axis "H"(m)}}{\text{Wheel Track Rear}} \times$$

$$\times \frac{\text{Sprung Mas Distribution}}{\text{Wheel Track Rear}}$$

$$= \frac{262 \text{ (kg)} \times 1,77 \text{ (g)} \times 0,26 \text{ (m)} \times 0,382}{1,15 \text{ (m)}}$$

$$\text{Lateral Elestic Sprung Mass Transfer} = 392,51 \text{ N}$$

Συνολική Μεταφορά Πλευρικών Φορτίων για Πίσω Ψαλίδια FY

Total Lateral Load Transfer

= Lateral Weight Transfer + Lateral Geometric Sprung Mass Transfer
+ Lateral Elastic Sprung Mass Transfer

$$FY = \text{Total Lateral Load Transfer} = 115,04 \text{ N} + 171,20 \text{ N} + 392,51 \text{ N} = 678,74 \text{ N}$$

ΦΟΡΤΙΑ ΓΙΑ ΜΠΡΟΣΤΑ ΨΑΛΙΔΙΑ

$$\text{Bore} = \frac{15,9}{1000} = 0,0159 \text{ (m)}$$

$$A_{MC} = \frac{\pi}{4} \times \text{Bore}^2 = 0,0002 \text{ (m}^2\text{)}$$

Balance bar width: 62 mm

Balance bar set [x]: 34

Balance bar bias %: Balance bar set/ Balance bar width= 34/62=55 %

Force on push-rod (N): Foot force (N) x Pedal ratio = 350 N x 3=1050 N =107,03 kg

Force at MC (N): Force on push-rod (N) x (Balance bar set / Balance bar width) =575,8 N

MC line pressure (Mpa): (Force at MC (N)/ A_{MC})/ 10^6 = 2,9 Mpa = 420,6 psi

MC line pressure bias %: MC line pressure/(MC line pressure+ MC line pressure)= 64%

Piston diameter (m) =25,4/1000 = 0,0254 m

Piston Area (m²) =(π/4 x (Piston diameter²)) x 2 = 0,001013 (m²)

Caliper Force (N) =(MC line pressure (Mpa) x Piston Area (m²)) x 10^6 =2938,9 N

Clamping Force on rotor (N) = Caliper Force (N) X 2 =5877,7 N

Pad height-depth (mm) =28,84

Pad $\mu = 0,41$

Brake rotor output force-Friction force (N) = Clamping Force on rotor (N) X Pad $\mu = 2409,9$
N

Max dia of rotor (mm) =220 mm

Effective radius of rotor (m)=0,097

Torque at rotor (Nm)= Brake rotor output force-Friction force (N)x Effective radius of rotor
(m)=232,7 N

Loaded tire radius (m)= 0,249 m

Reaction force at tire thread (N)= Torque at rotor (Nm)/ Loaded tire radius (m)= 935 N

ΦΟΡΤΙΑ ΣΤΟΝ ΧΑΞΟΝΑ ΓΙΑ ΜΠΡΟΣΤΑ ΨΑΛΙΔΙΑ

$$FX = \frac{\text{Reaction force at tire thread N}}{\text{Loaded tire radius (m)}} = 935 \text{ N}$$

Πλευρική Μεταφορά Φορτίων στα Μπροστά Ψαλίδια

Κατανομή βάρους στα μπροστά ψαλίδια (%): 60%

$$\text{Αα horizontal} = \frac{\left(\frac{\text{Velocity}}{3,6}\right)^2}{\text{Turn Radius (m)} \times g\left(\frac{\text{m}^2}{\text{sec}}\right)}$$

$$A\alpha_{\text{horizontal}} = \frac{\left(\frac{30}{3,6}\right)^2}{4 (m) \times 9,81 \left(\frac{m^2}{sec}\right)}$$

$$A\alpha_{\text{horizontal}} = 1,77 (g)$$

Lateral Weight Transfer:

$$\frac{(\text{Unsprung Mass (kg)} \times A\alpha_{\text{horizontal}} (g) \times \text{Unsprung CG height front \& rear (m)})}{\text{Wheel Track Front}}$$

$$\text{Lateral Weight Transfer} = \frac{28 (kg) \times 1,77 (g) \times 0,254 (m)}{1,2 (m)}$$

$$\text{Lateral Weight Transfer} = 102,89 \text{ N}$$

Πλευρική Μεταφορά Γεωμετρική Αναρτημένης Μάζας για Μπροστά Ψαλίδια

Wtotal: 320 kg

Weight distribution for rear (%): 60%

Rear Weight Axis: 320 x 0,60 = 192 kg

Front Weight Axis: 320-192 = 128 kg

Unsprung Mass Front: 28 kg

Sprung Mass Rear: 128 – 28 = 100 kg

Lateral Geometric Sprung Mass Transfer:

$$= \frac{\text{Sprung Mass (kg)} \times A\alpha_{\text{horizontal}} (g) \times \text{Front Roll Centre Height (m)}}{\text{Wheel Track Front}}$$

$$= \frac{100 (kg) \times 1,77 (g) \times 0,07 (m)}{1,2 (m)}$$

$$\text{Lateral Geometric Sprung Mass Transfer} = 101,27 \text{ N}$$

Lateral Elastic Sprung Mass Transfer for Front Wishbones

Wtotal: 320 kg

Weight distribution for rear (%): 60%

Rear Weight Axis: $320 \times 0,60 = 192$ kg

Sprung Mass Rear: $192 - 30 = 162$ kg

Lateral Elastic Sprung Mass Transfer:

$$= \frac{\text{Total Sprung Mass (kg)} \times \text{Aa horizontal (g)} \times \text{Sprung Mass CG to Roll Axis "H" (m)}}{\text{Wheel Track Front}} \times$$

$$\times \frac{\text{Sprung Mas Distribution}}{\text{Wheel Track Front}}$$

$$= \frac{262 \text{ (kg)} \times 1,77 \text{ (g)} \times 0,26 \text{ (m)} \times 0,382}{1,2 \text{ (m)}}$$

$$\text{Lateral Elestic Sprung Mass Transfer} = 379,16 \text{ N}$$

ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΠΛΕΥΡΙΚΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΓΙΑ ΜΠΡΟΣΤΑ ΨΑΛΙΔΙΑ

Total Lateral Load Transfer:

$$= \text{Lateral Weight Transfer} + \text{Lateral Geometric Sprung Mass Transfer} \\ + \text{Lateral Elestic Sprung Mass Transfer}$$

$$\mathbf{FY = Total Lateral Load Transfer =} \\ \mathbf{102,89 \text{ N} + 101,27 \text{ N} + 379,16 \text{ N} = 580,32 \text{ N}}$$

ΔΥΝΑΜΙΚΑ ΦΟΡΤΙΑ ΣΤΡΟΦΗΣ ΜΠΡΟΣΤΙΝΗ ΔΕΞΙΑ ΓΩΝΙΑ

$$FZ = \frac{\text{Front Weight Axis}}{2} \times g \text{ (m2/sec)} + \text{Total Lateral Load Transfer (N)}$$

$$= \frac{128 \text{ Kg}}{2} \times 9,81 \left(\frac{\text{m2}}{\text{sec}} \right) + 580,32 \text{ (N)}$$

$$FZ = 1208,16 \text{ N}$$

ΣΥΝΔΕΣΜΟΛΟΓΙΑ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΦΟΡΤΙΩΝ

Η αδράνεια μιας μάζας είναι η αντίστασή της να αλλάξει την κατάστασή της. Για την αλλαγή της κατάστασης ενός σώματος, πρέπει να αντιμετωπίσει επιτάχυνση στην κατεύθυνση κίνησης του. Η επιτάχυνση, το φρενάρισμα ή η στροφή δεν είναι τίποτα άλλο από την αλλαγή της κατάστασης του οχήματος, η οποία προσφέρει αντίσταση για λίγο και οδηγεί σε μεταφορά φορτίου σε κατεύθυνση αντίθετη από τη δύναμη που προκαλεί την αλλαγή. Χωρίς αμφιβολία, αυτή η μεταφορά φορτίου επιμένει για μικρό χρονικό διάστημα, αλλά η επίδρασή της στην απόδοση του αυτοκινήτου είναι πολύ πιο σημαντική,

Όπως υπολογίστηκε παραπάνω, οι μέγιστες δυνάμεις στους τροχούς είναι:

Για Πίσω Ψαλίδια :

$$F_x = 1555,9976 \text{ N}$$

$$F_y = 678,74 \text{ N}$$

$$F_z = 1196,92 \text{ N}$$

Αναλυτικοί Υπολογισμοί για :

Threaded Joints

$$P_{act} = \sqrt{(F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)}$$

$$\sqrt{[(F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)]^2 + (\text{spring force})^2}$$

$$\sqrt{[(1555,9976^2 + 678,74^2 + 1196,92^2)^2 + (\text{spring force})^2]}$$

Pact = 4321,81664 N

Syt=215 MPa
FOS=2

Για επιτρεπόμενο εφελκυσμό:

$$\sigma_t = \text{Syt}/\text{FOS} = 215/2 = 107.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_t = \text{Pact} / [(\pi/4) \times d_c^2] = 285$$

Οπότε,

$$d_c = \sqrt{[(\text{Pact} \times 4)/\pi \times \sigma_t]} = 7.15 \text{ mm}$$

$$d_i = 7.15/0.8 = 8,94 \text{ mm } [(h=0.8d) \text{ τα νήματα που καθορίζουν τον παράγοντα δεν θα αποτύχουν στη διάτμηση}]$$

$$d_i = 8.94 \approx 9 \text{ mm}$$

Χρησιμοποιούνται λεπτά σπειρώματα όπου υποβάλλονται τα μέρη σε δυναμικά φορτία και καταπονήσεις.

Κοίλες διατομές με λεπτό τοίχωμα όπου είναι χονδροειδές σπείρωμα που

Ως εκ τούτου, από τον τυπικό πίνακα αναφοράς των λεπτών σειρών, εμείς έχουν επιλέξει M8 x 1

$$d_o = \sqrt{\sqrt{((2 \times (2 \times 247,85)^2 \times \text{Pact} \times 64)/(\pi \times 205 \times 10^3 \times \pi) + d_i^4))}}$$

$d_o = 16,46 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$

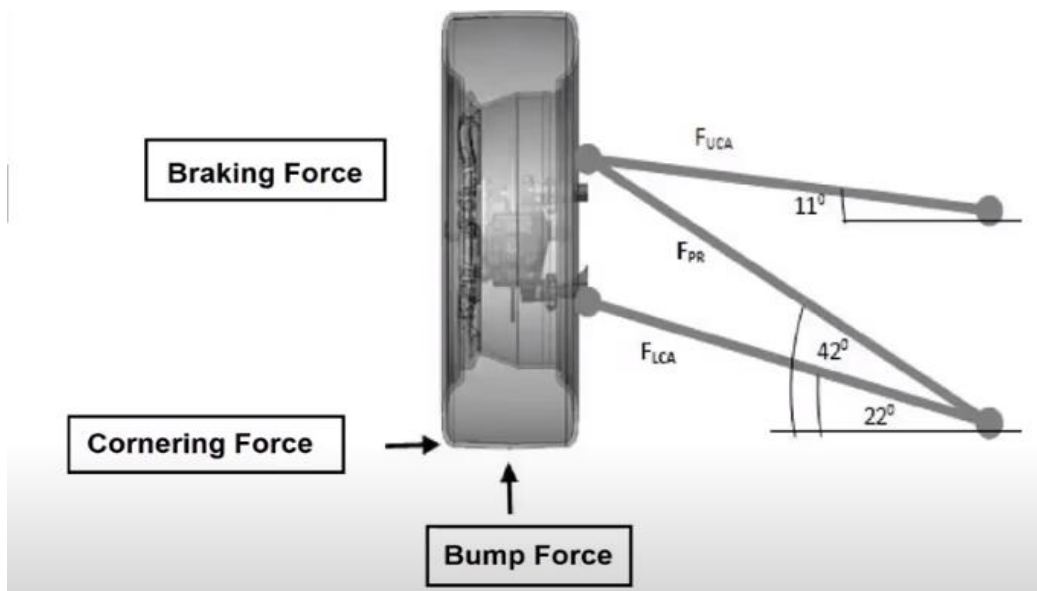
ΑΝΑΛΥΣΗ ΠΕΠΕΡΑΣΜΕΝΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

Η διαστασιολόγηση των ψαλιδιών αποτελεί μια μη γραμμική ανάλυση και είναι σημαντικό να επωφεληθούμε από νέες προσεγγίσεις στην κατασκευή και το σχεδιασμό, οι οποίες επιτρέπουν τη χρήση υπολογιστικών εργαλείων για τη βελτίωση του κύκλου σχεδιασμού των μηχανικών εξαρτημάτων, όπως η χρήση του προγράμματος Inventor Autodesk. Ένα σύστημα ανάρτησης σε κακές συνθήκες, με υπερβολική φθορά ή λάθος σχεδιασμένο, δεν μπορεί να διατηρεί τη σταθερότητα του οχήματος. Υπό αυτήν την έννοια, η ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων (FEA) επιτρέπει το σχεδιασμό μηχανικά μέρη εκτιμώντας τη μηχανική τους απόκριση στις συνθήκες φόρτωσης.

ΦΟΡΤΙΑ

Τα φορτία που καταπονούν τα ψαλίδια είναι:

- α) Πέδησης στον άξονα x, αντίθετα της κατεύθυνσης του οχήματος.
- β) Στροφής και οριζόντια φορτία στον άξονα y
- γ) Δυνάμεις αντίδρασης του εδάφους στον άξονα z

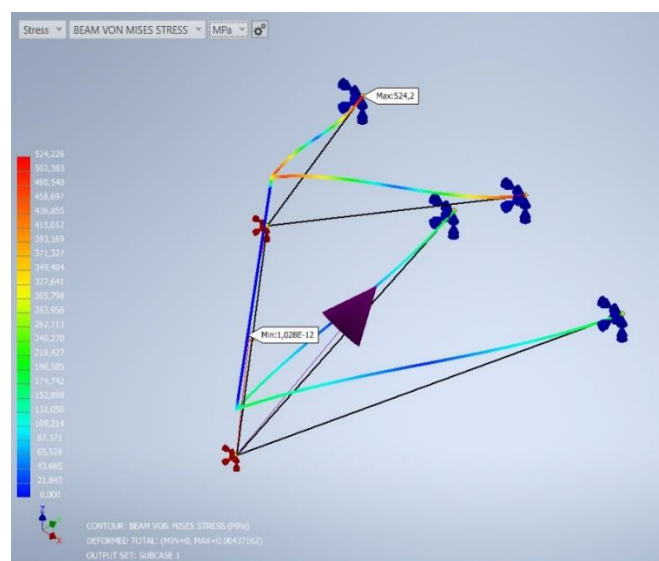


ΣΕΝΑΡΙΑ

Για τον ασφαλή σχεδιασμό των ψαλιδιών είναι απαραίτητο να εξεταστούν τα χειρότερα δυνατά σενάρια καταπόνησης τους. Ο κυριότερος αποτελεί το κλείδωμα των τεσσάρων τροχών με ρύθμιση κατανεμητή φρένων 50-50.

	Εμπρόσθιοι Τροχοί (N)	Οπίσθιος Τροχός (N)
Δύναμη αντίδρασης στο σπείρωμα των ελαστικών F(x)	852,5	562,0
Πλευρικά φορτία F(y)	515,84	603,83
Φορτία στροφής (Fy)	1143,68	1545,09
Μεταφορά βάρους οχήματος F(z)	1255,7	1883,5

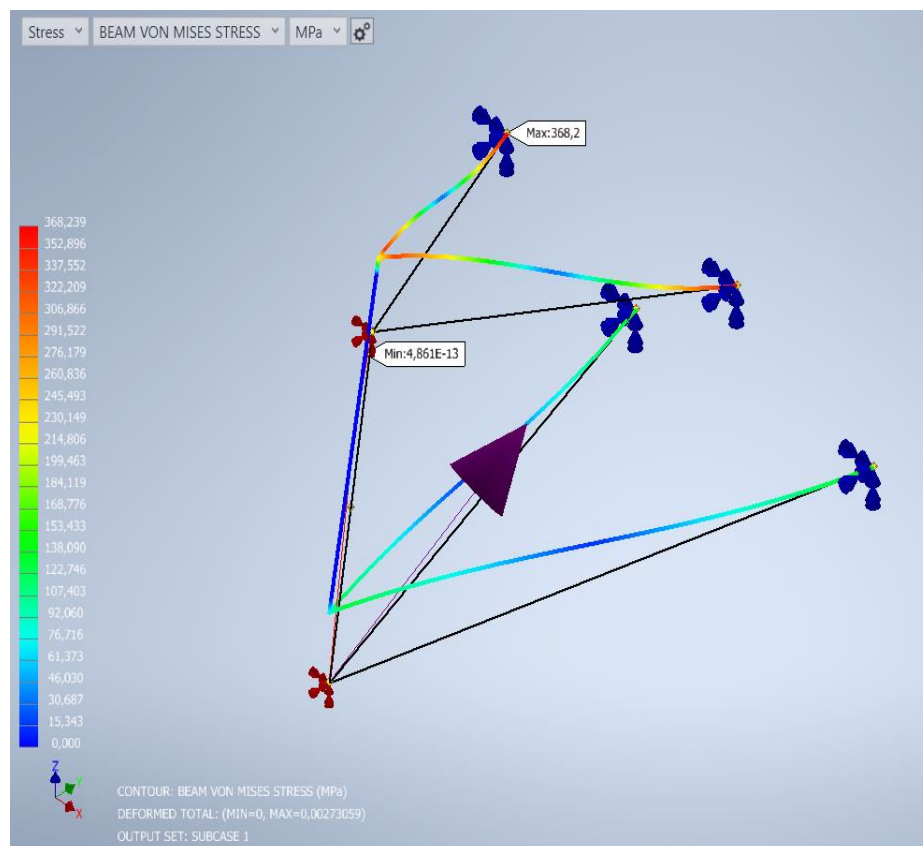
Βάση του καμπτικού λυγισμού λόγω αξονικής καταπόνησης προκύπτει ελάχιστη χαλύβδινη διατομή τύπου 4130 τάσης διαρροής $\sigma_y = 517 \text{ MPa}$, διαμέτρου των 12,7 mm και πάχους 1,47 mm. Έπειτα από έλεγχο πεπερασμένων στοιχείων στο πρόγραμμα Inventor η μέγιστη δύναμη κατά Von Mises είναι 524,226 Mpa, όπου έχει ως συνέπεια την διαρροή των ψαλιδιών.



Σχήμα 7 : Έλεγχος Von Mises διατομής 12,7 mm

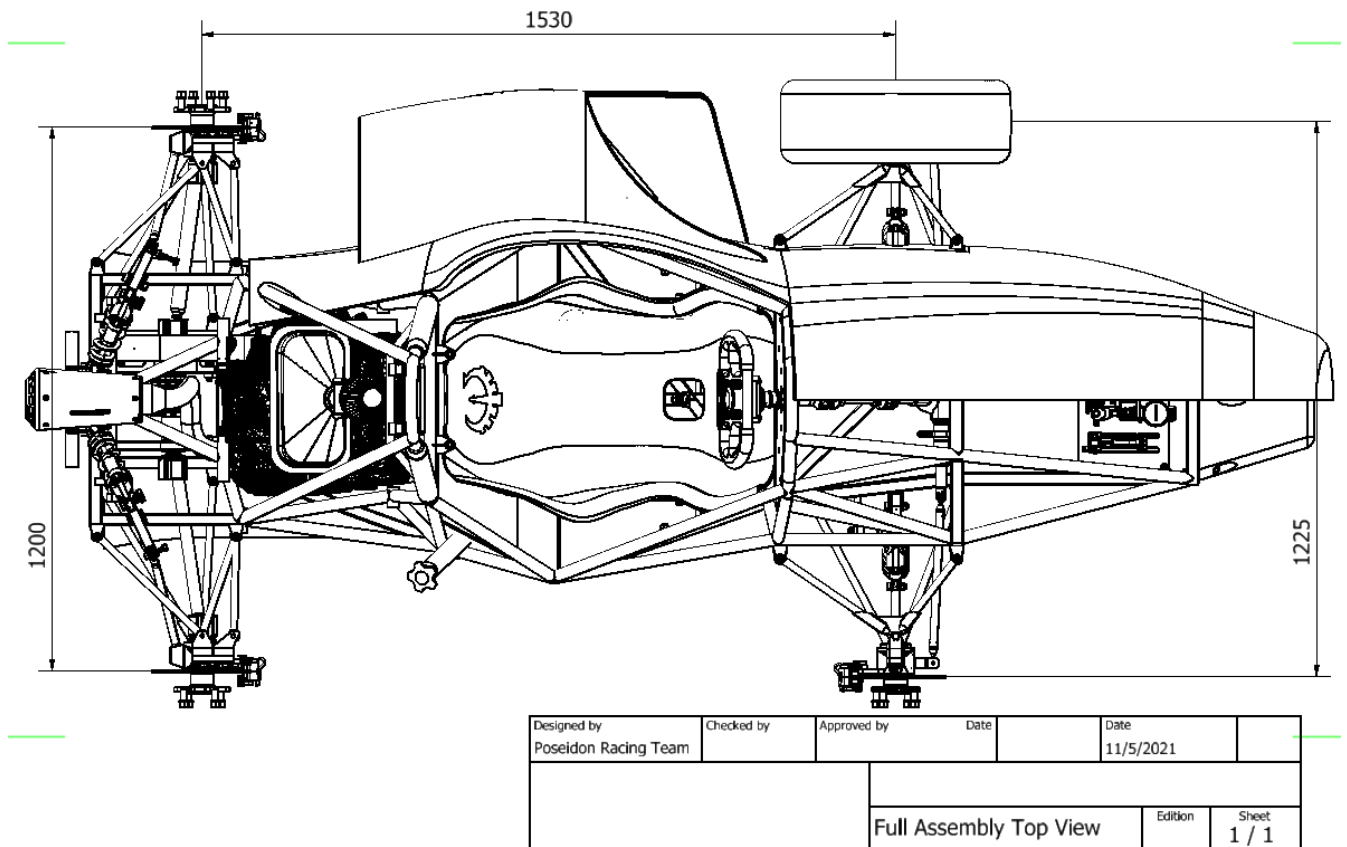
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑ

Μέσω αυτών των πειραματικών δοκιμών θα χρειαστεί να αυξήσουμε τη διάμετρο στα 14,3 mm και πάχος 3,048 mm για μεγαλύτερη ασφάλεια του οχήματος. Μετά την ανάλυση προκύπτει μέγιστη δύναμη κατά Von Mises είναι 368,239 MPa υπέρ της ασφαλείας καθώς είναι μικρότερη της τάσης διαρροής του υλικού AISI 4130. Συνεπώς, η σωληνωτή τυποποιημένη διατομή διαμέτρου $D = 14,3$ mm και πάχους 3,048 mm του ψαλιδιού επαρκεί έναντι λυγισμού.

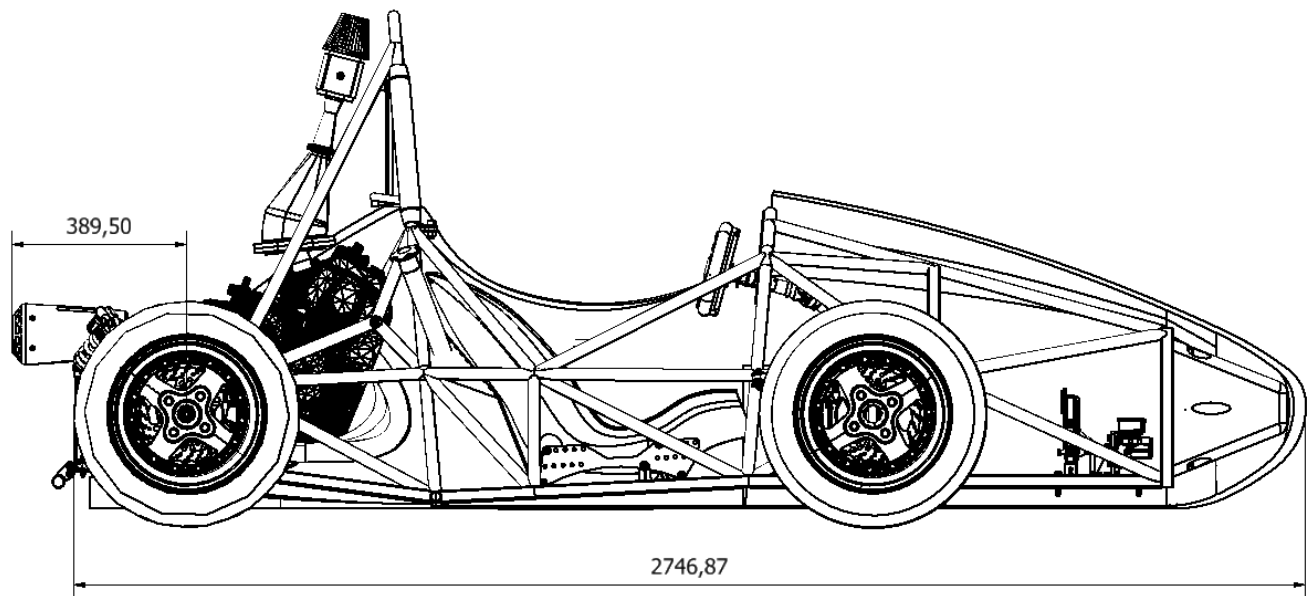


Σχήμα 7 : Έλεγχος Von Mises διατομής 14,3 mm

ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑ

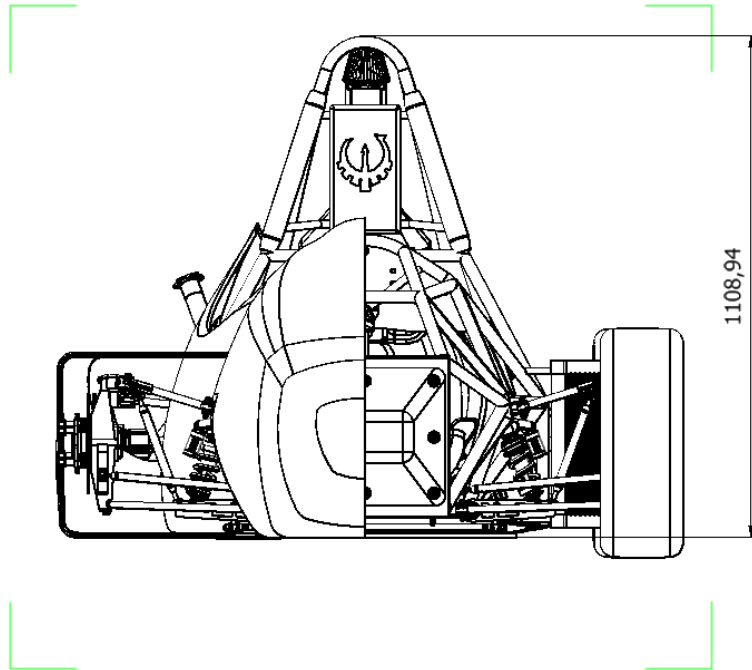


1.1 Κάτοψη μονοθέσιου αγωνιστικού οχήματος



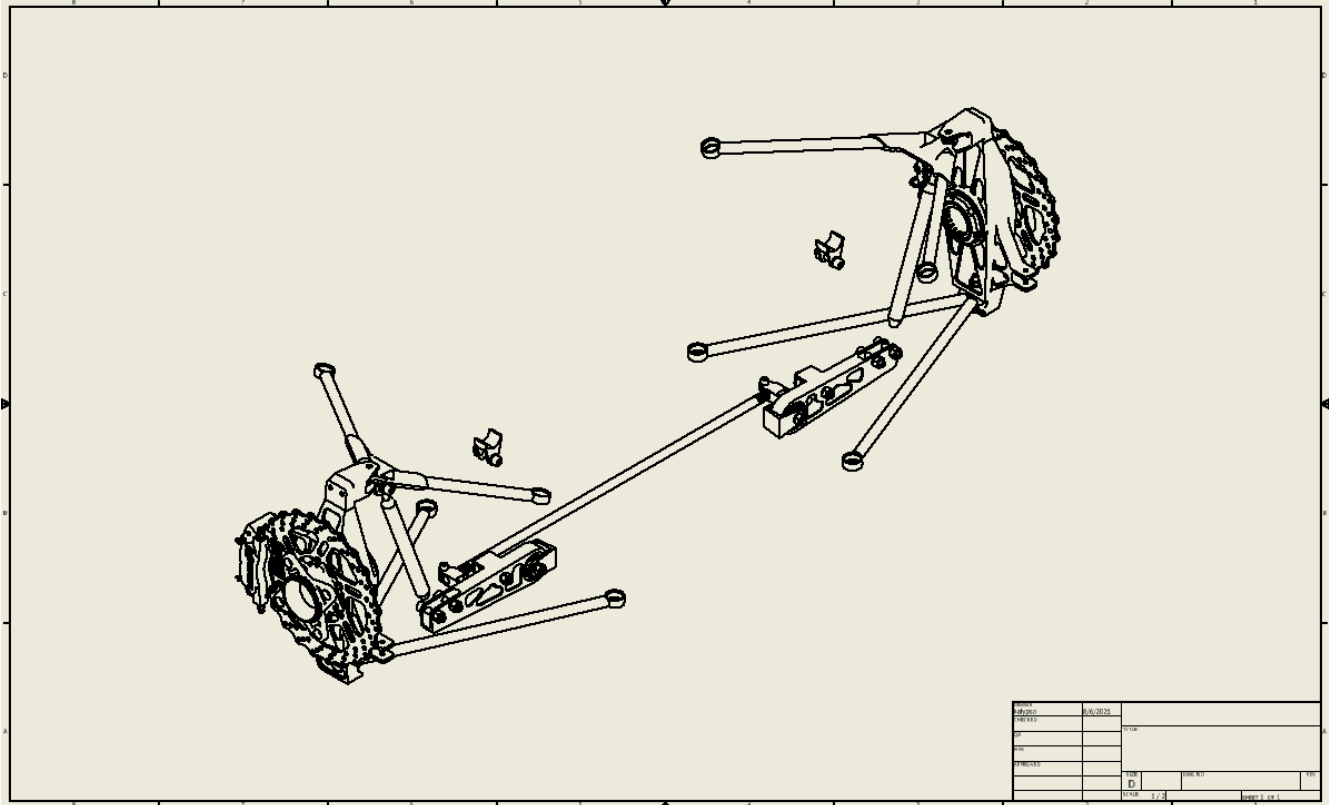
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
Poseidon Racing Team				11/5/2021	
			Full Assembly Side View		
				1 / 1	

1.2 Πλάγια όψη μονοθέσιου αγωνιστικού οχήματος

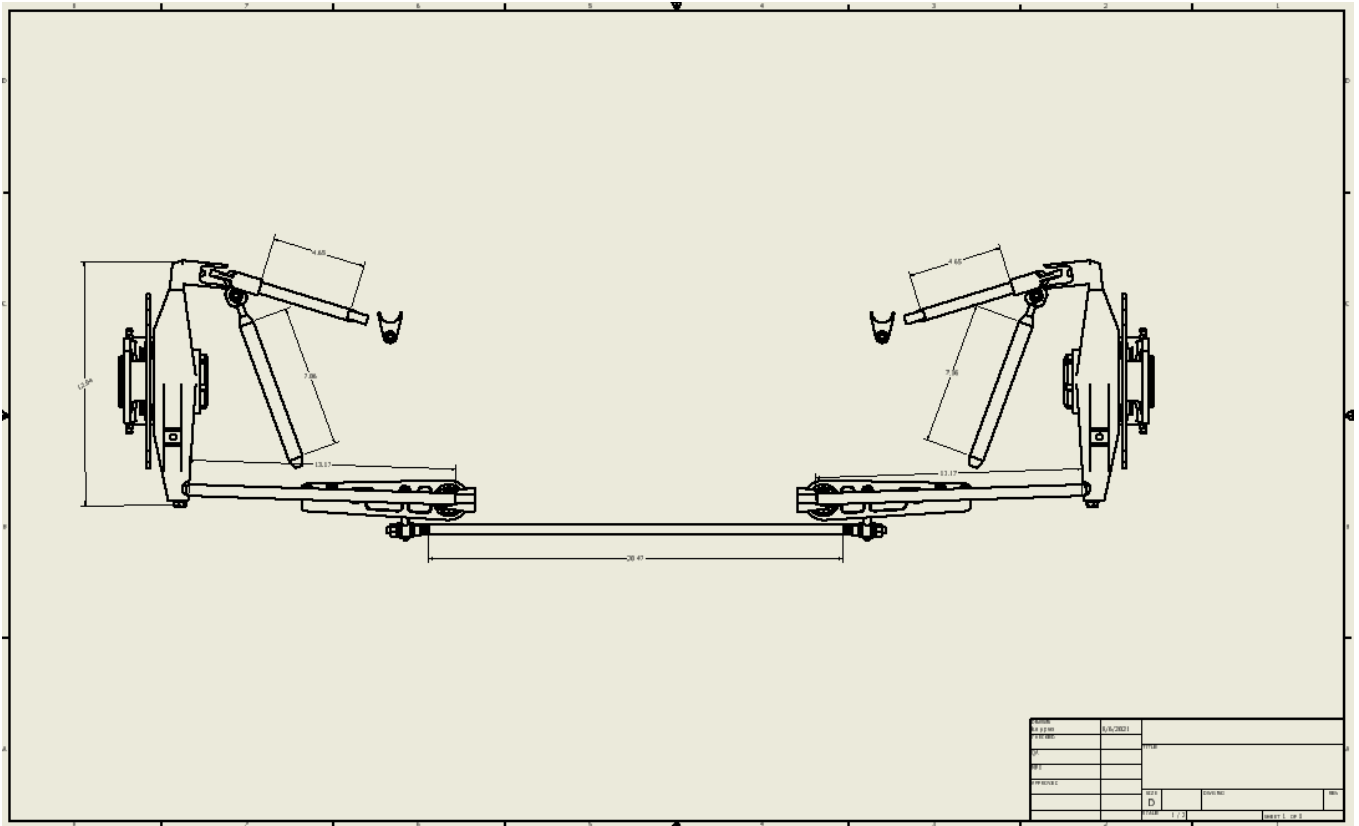


Designed by Poseidon Racing Team	Checked by	Approved by	Date	Date 11/5/2021	
Full Assembly Front View				Edition	Sheet 1 / 1

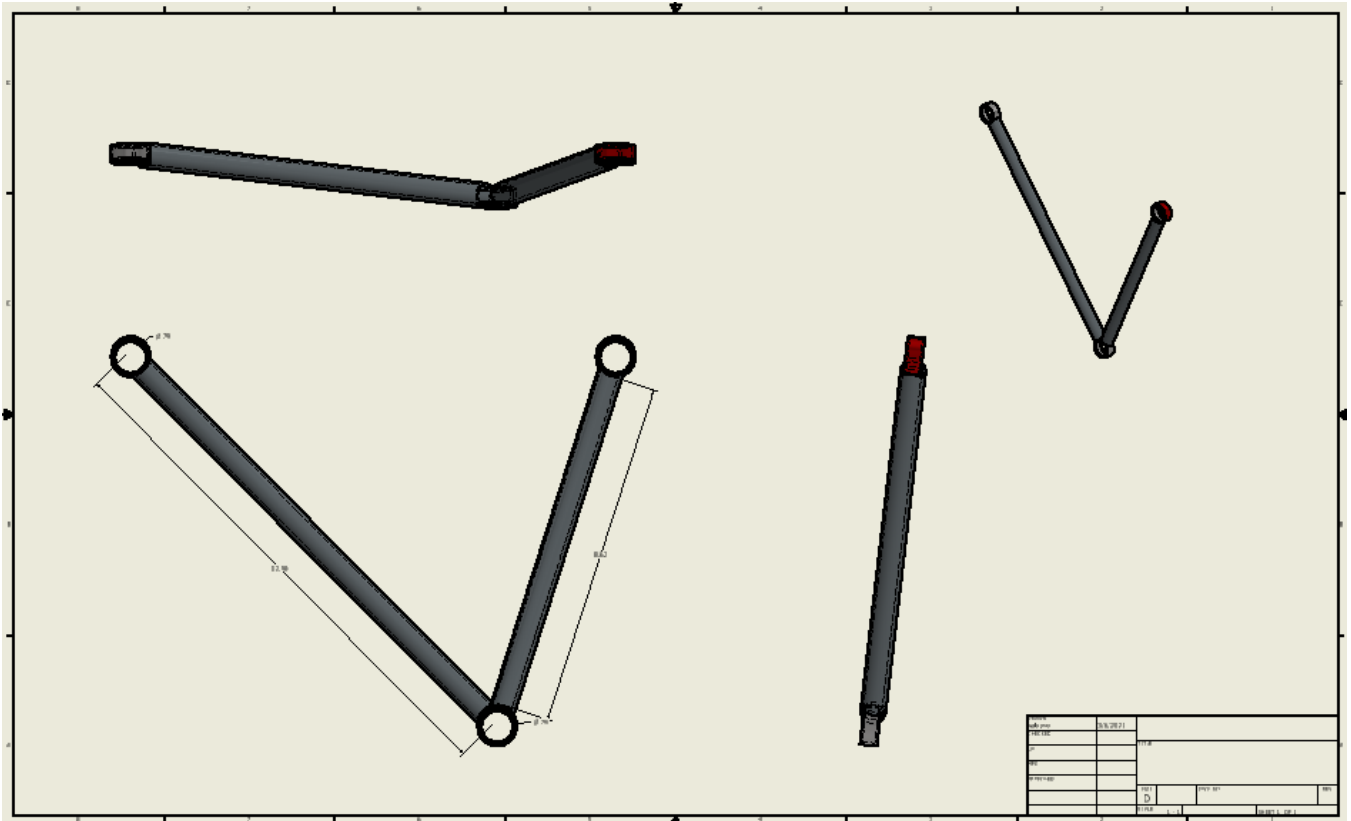
1.3 Όψη μονοθέσιου αγωνιστικού οχήματος



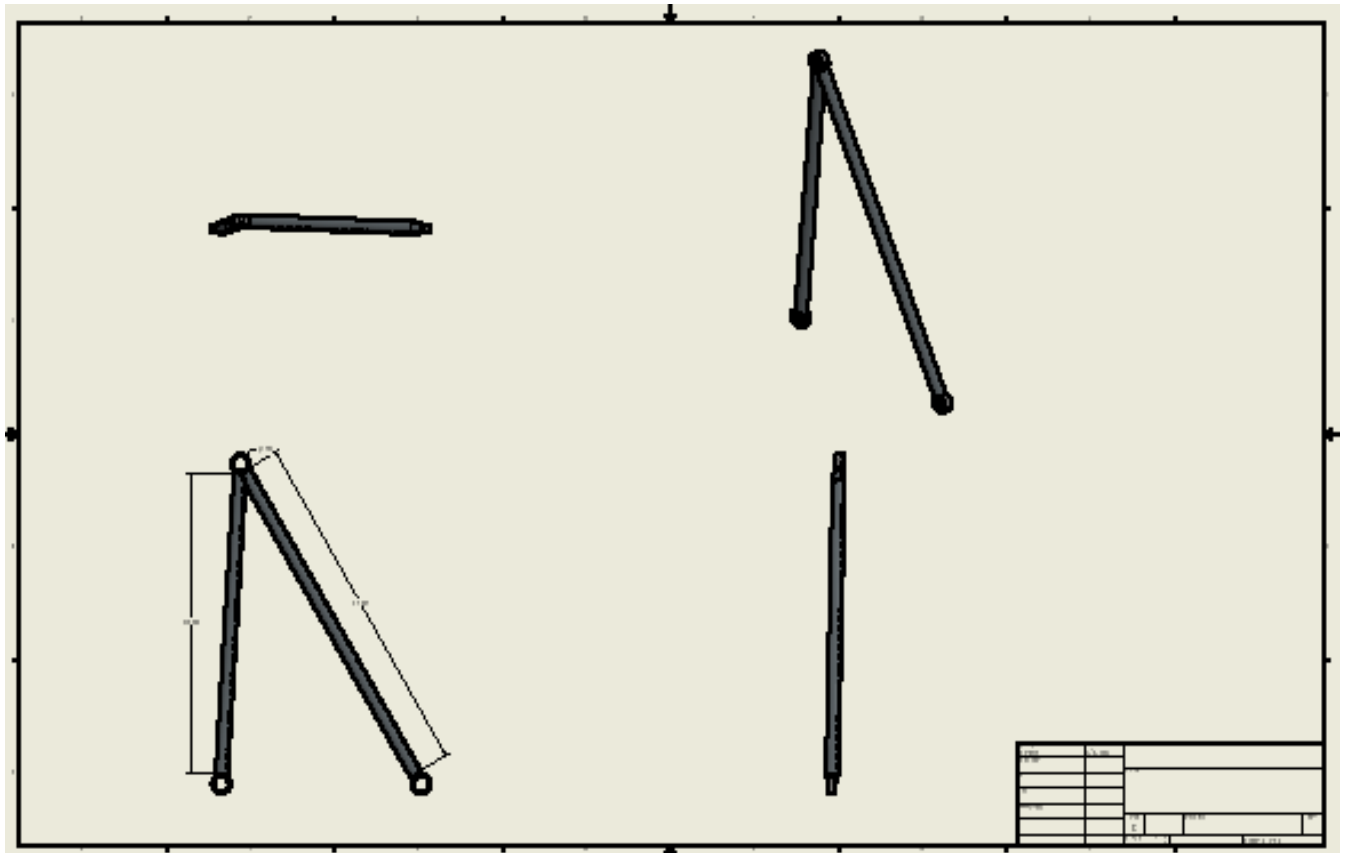
1.4 Σύστημα ανάρτησης



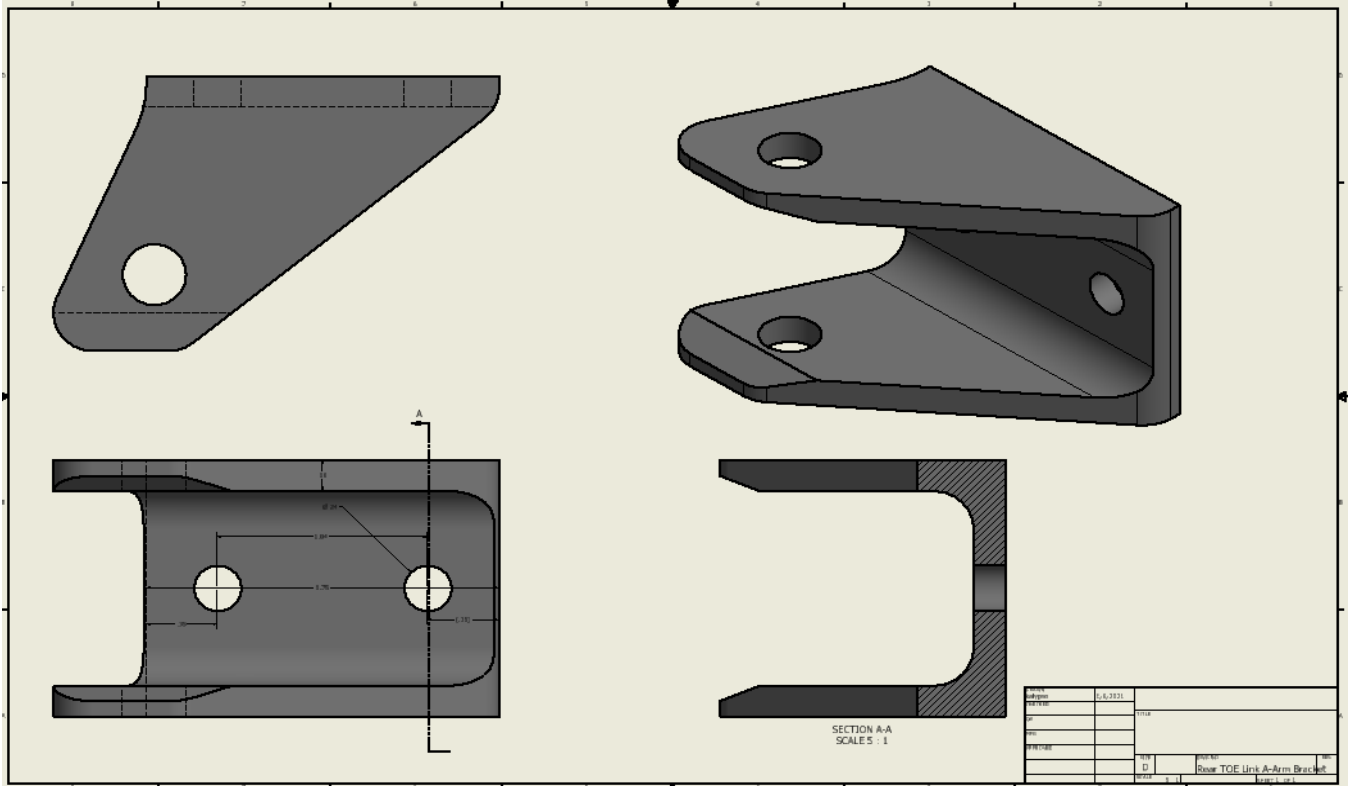
1.5 Σύστημα ανάρτησης όψη



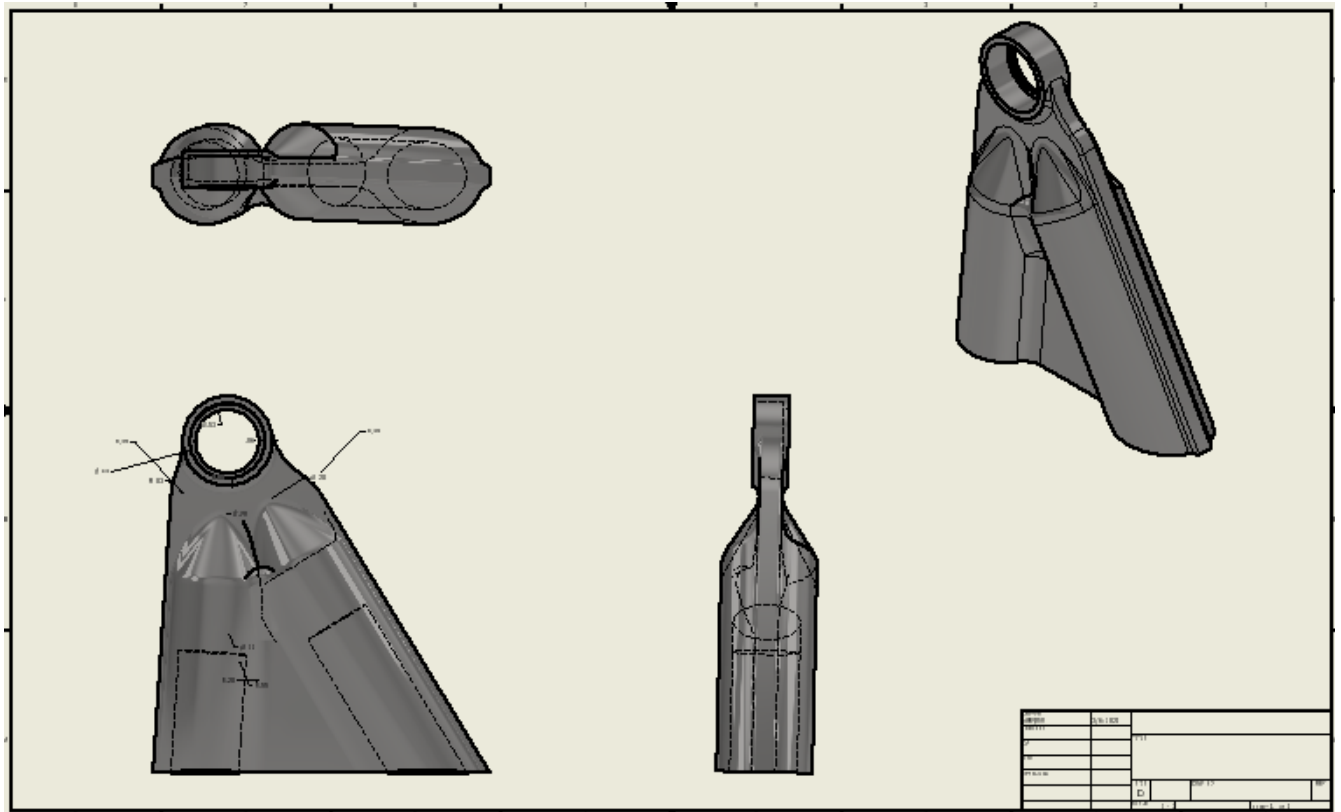
1.6 Πίσω Πάνω Ψαλίδια



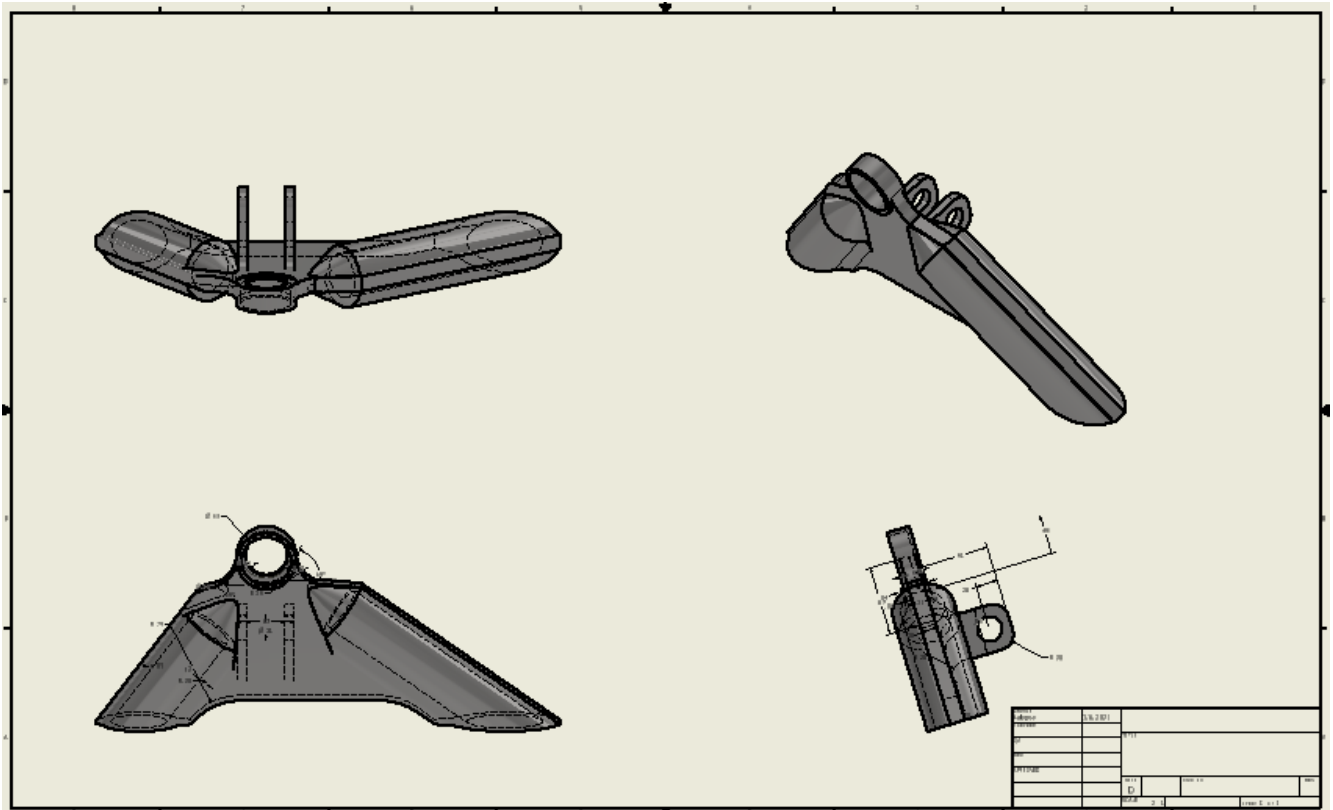
1.7 Πίσω Κάτω Ψαλίδια



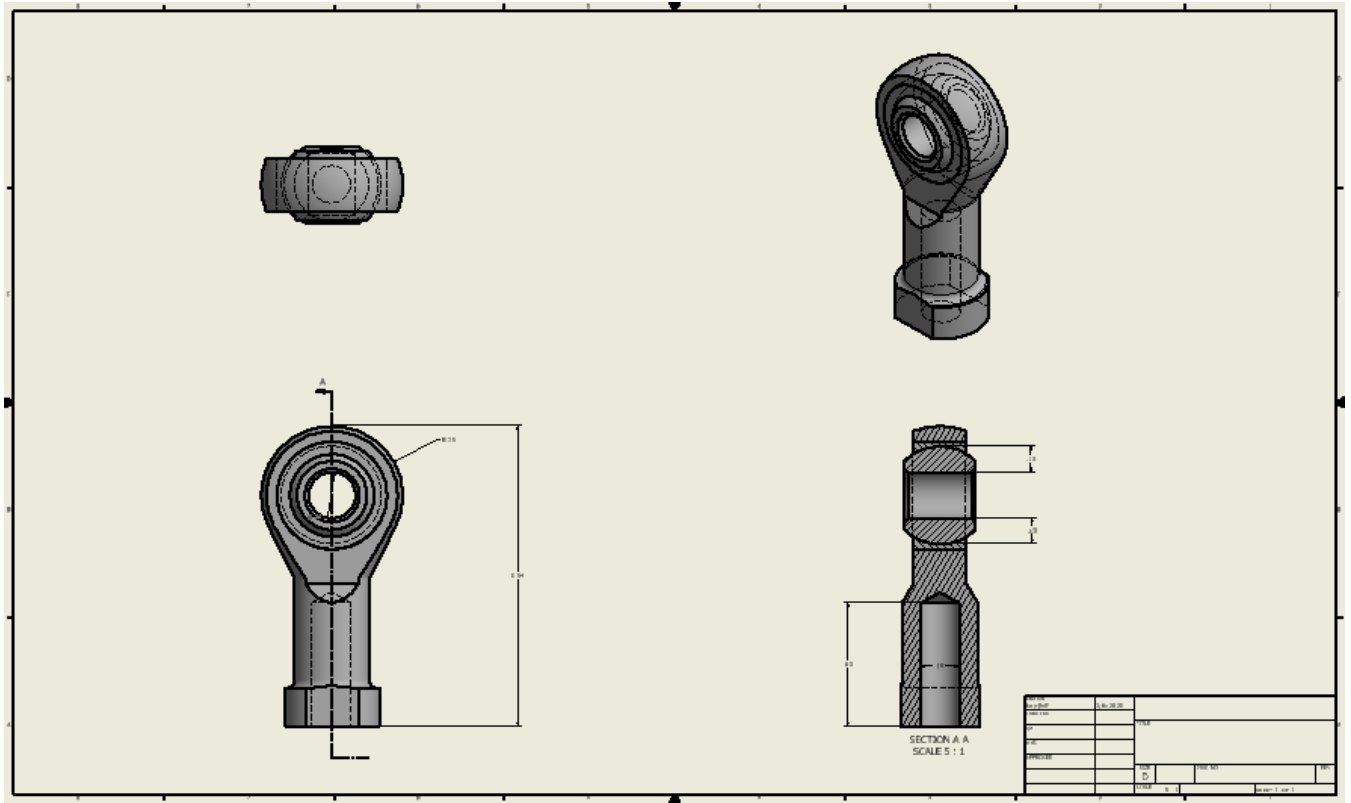
1.8 Άκρο σύνδεσης κάτω ψαλιδιών



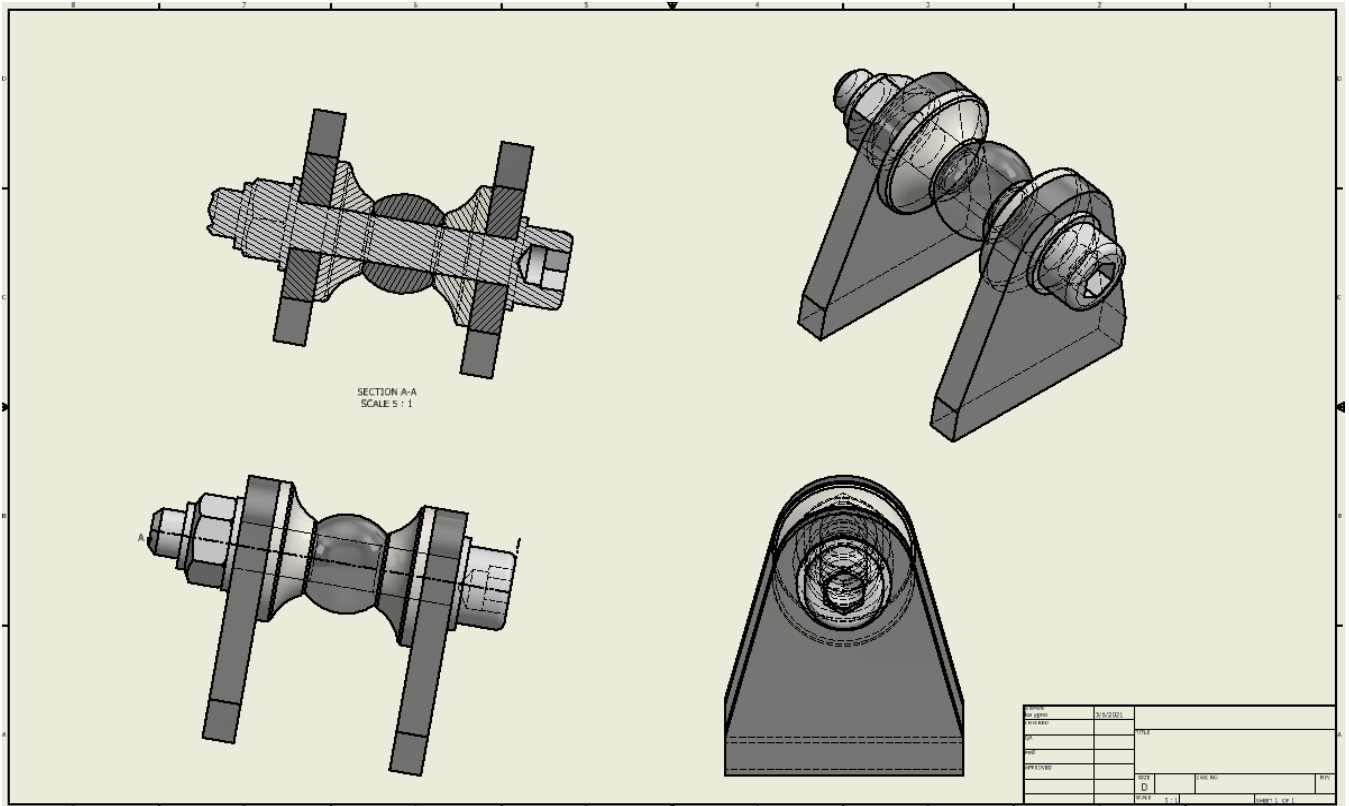
1.9 Άκρο σύνδεσης κάτω ψαλιδιών



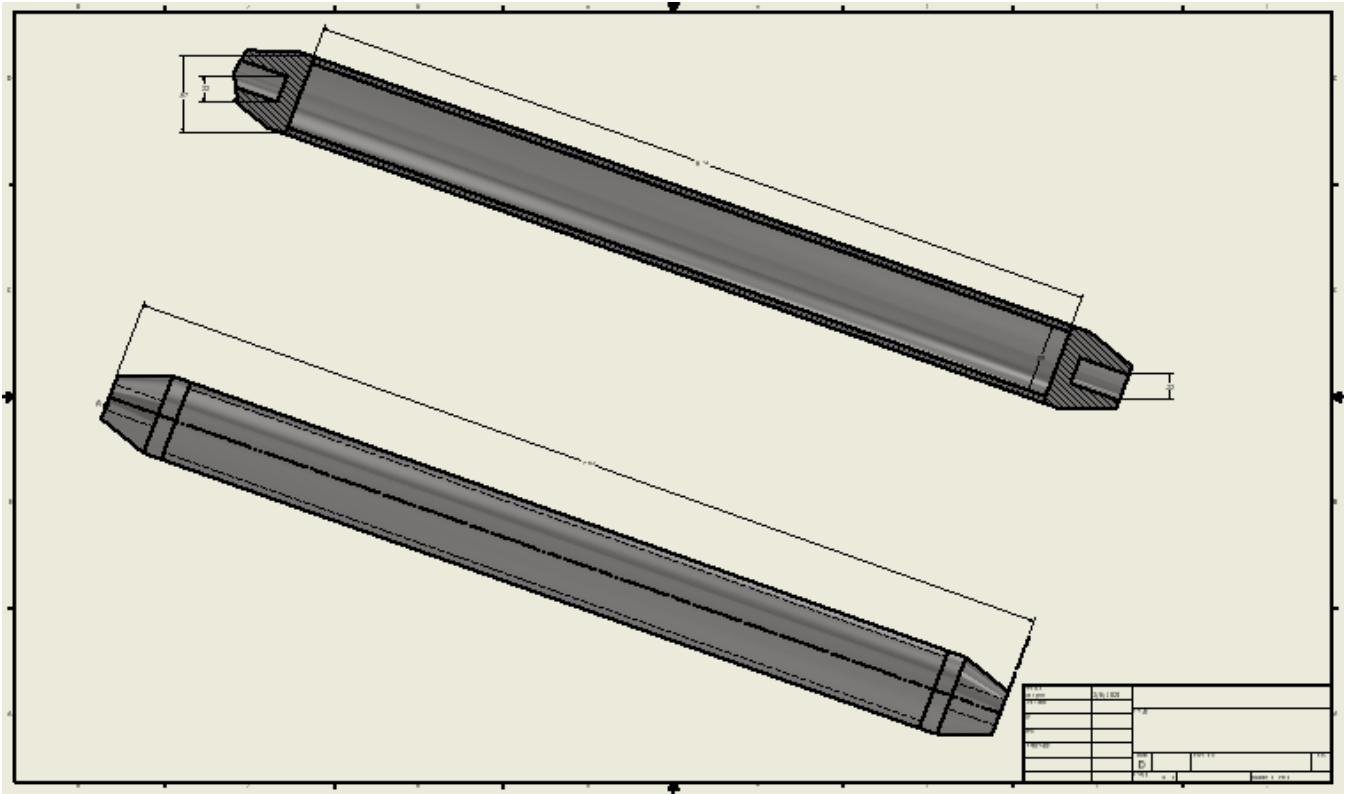
1.10 Άκρο σύνδεσης πάνω ψαλιδιών



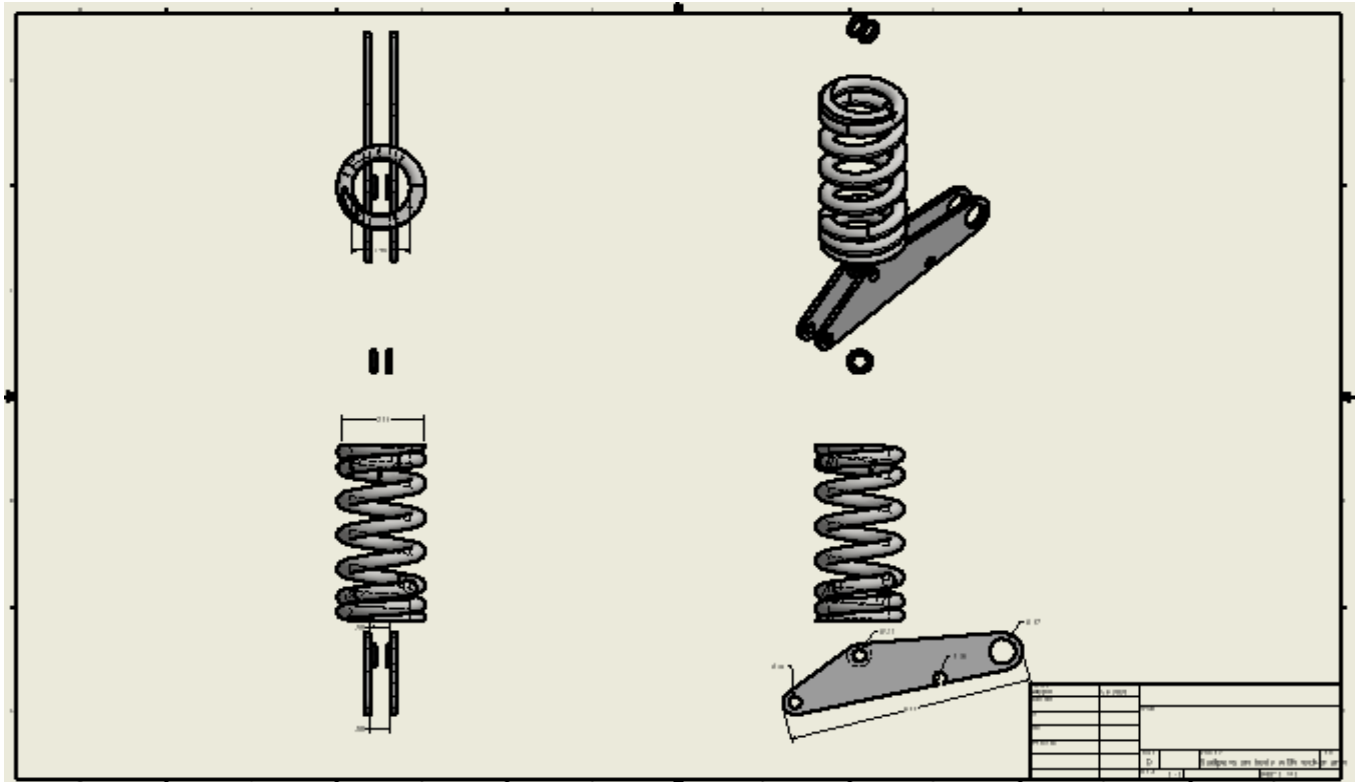
1.11 Ball Joint



1.12 Συνδεσμολογία

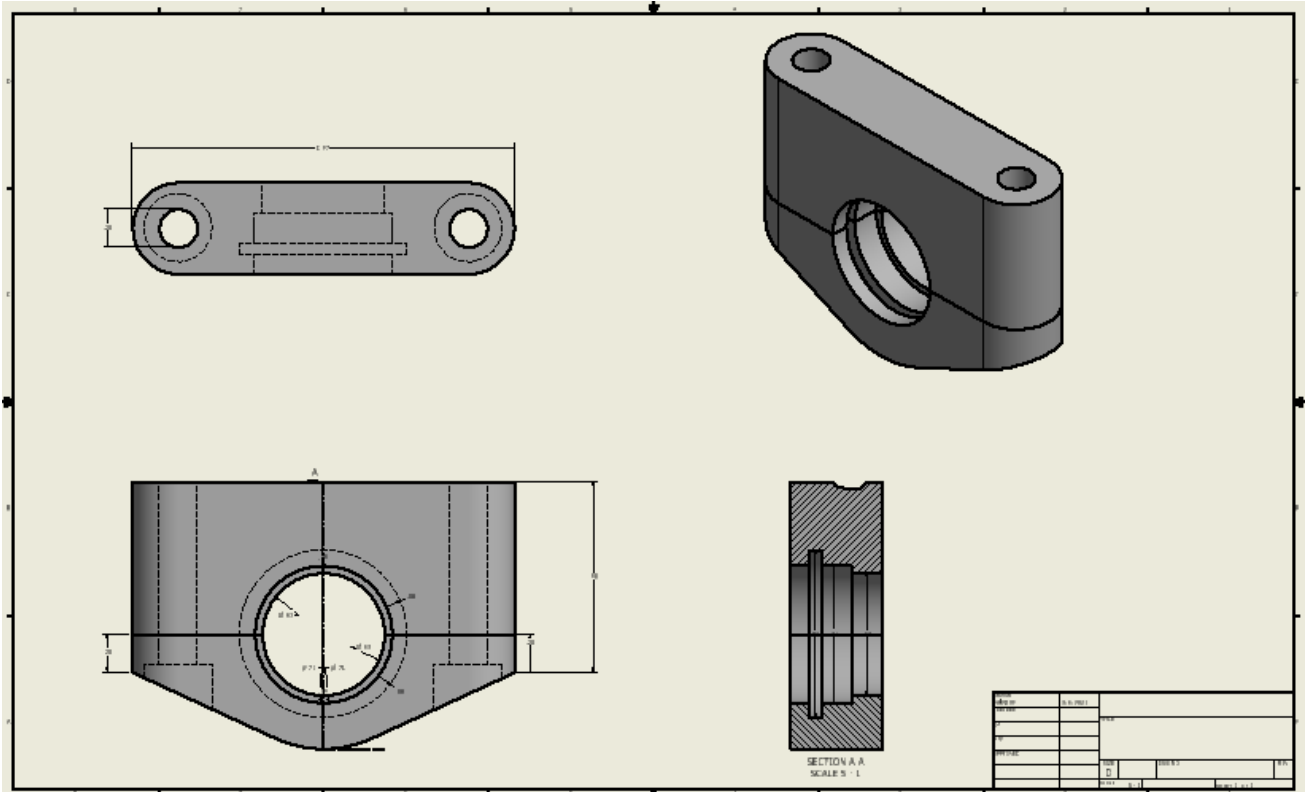


1.13 Push Rod

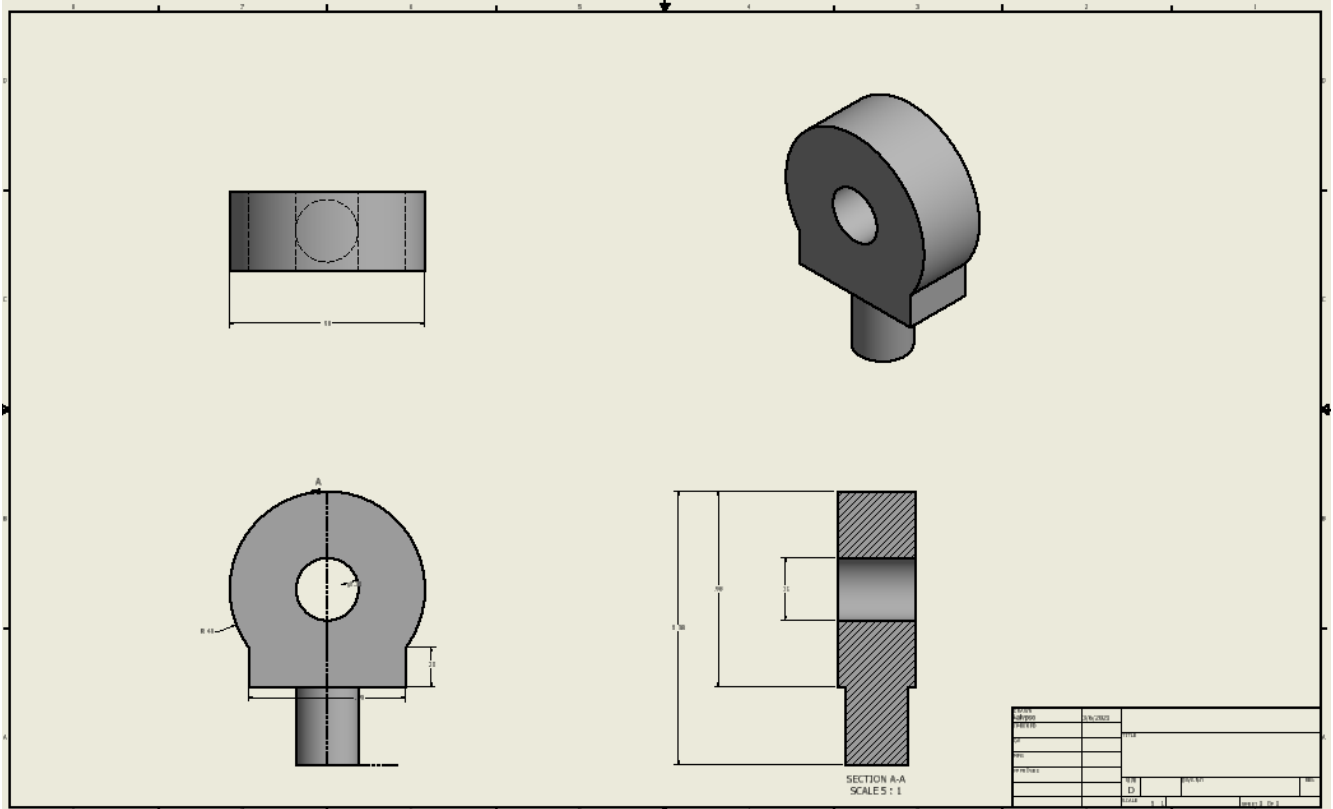




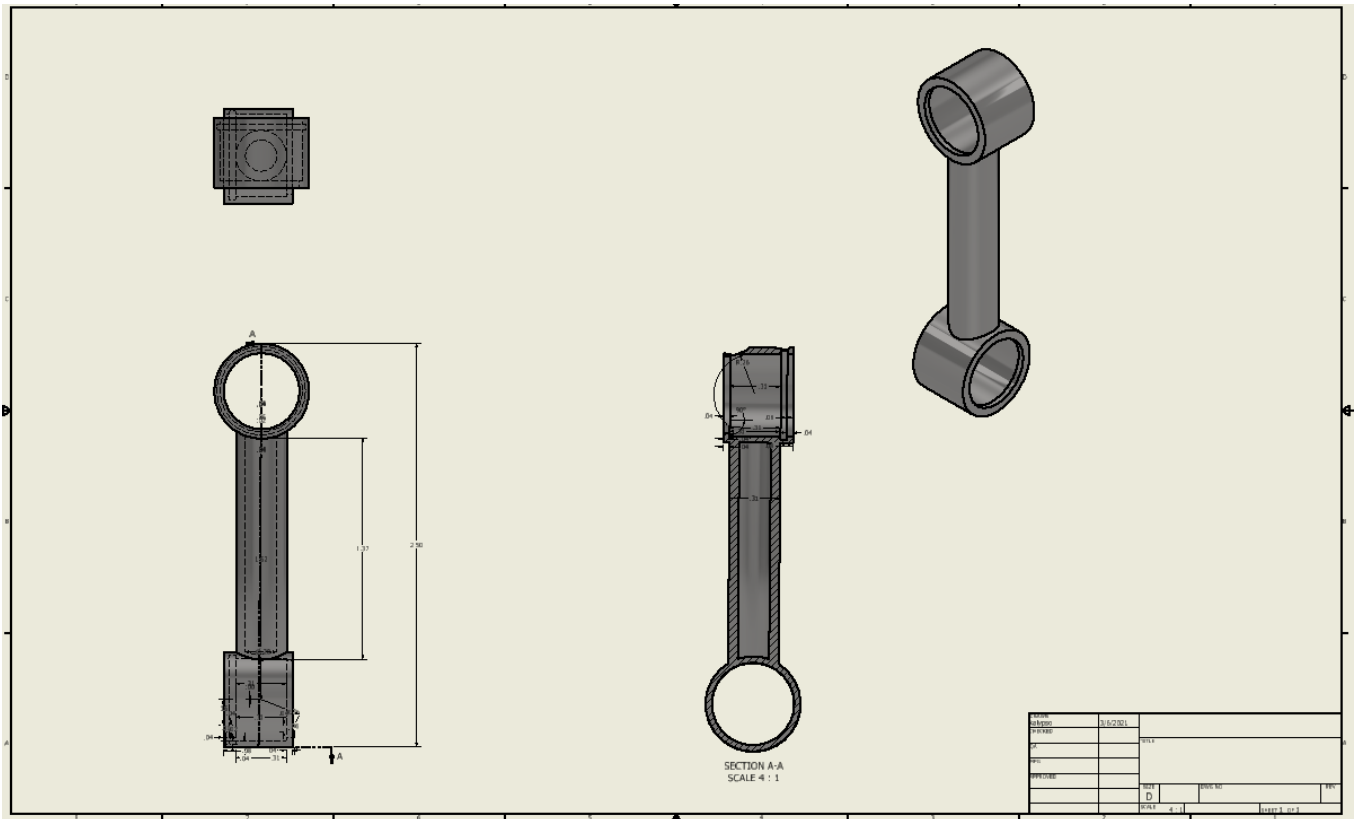
1.14a Αποσβεστήρας κραδασμών αμορτισέρ



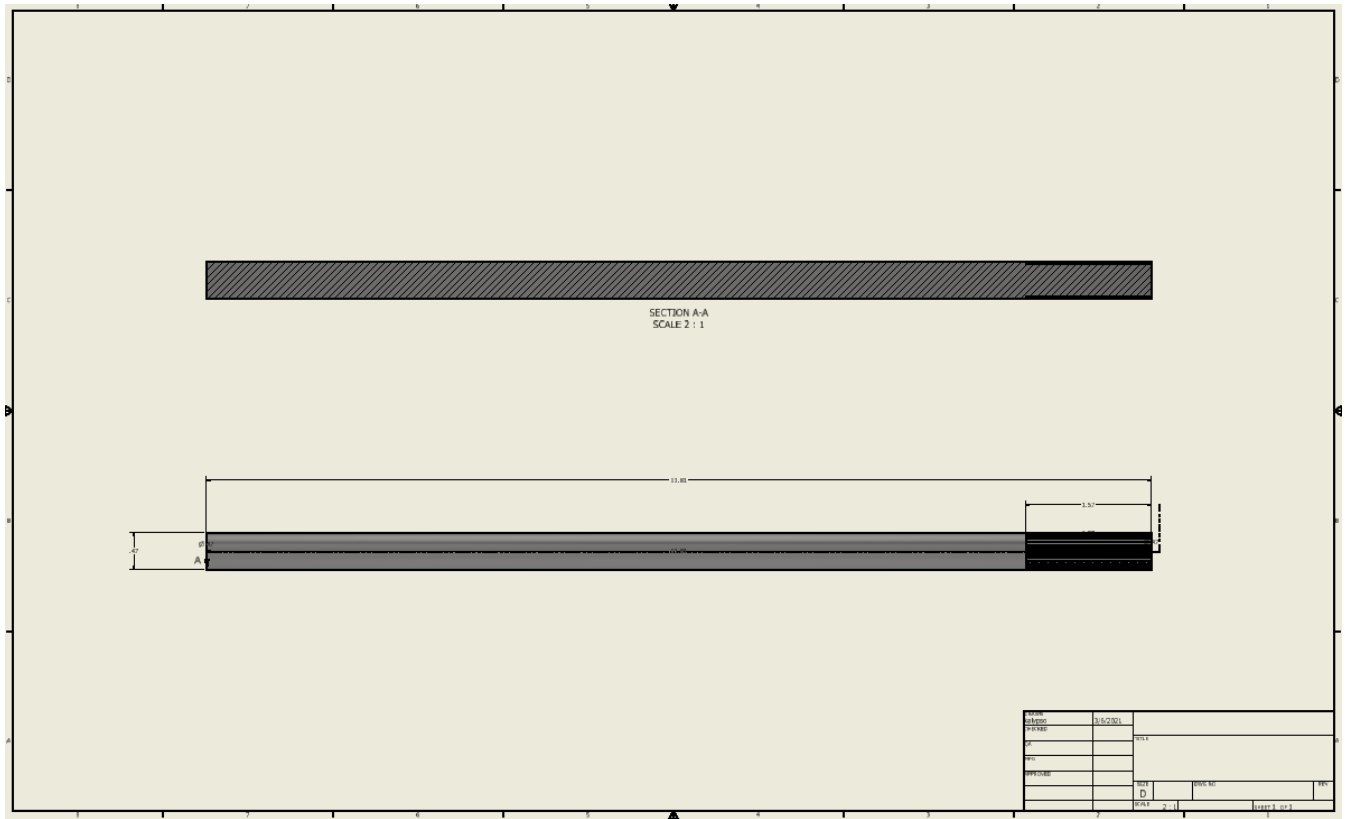
1.16 Καβαλέτο



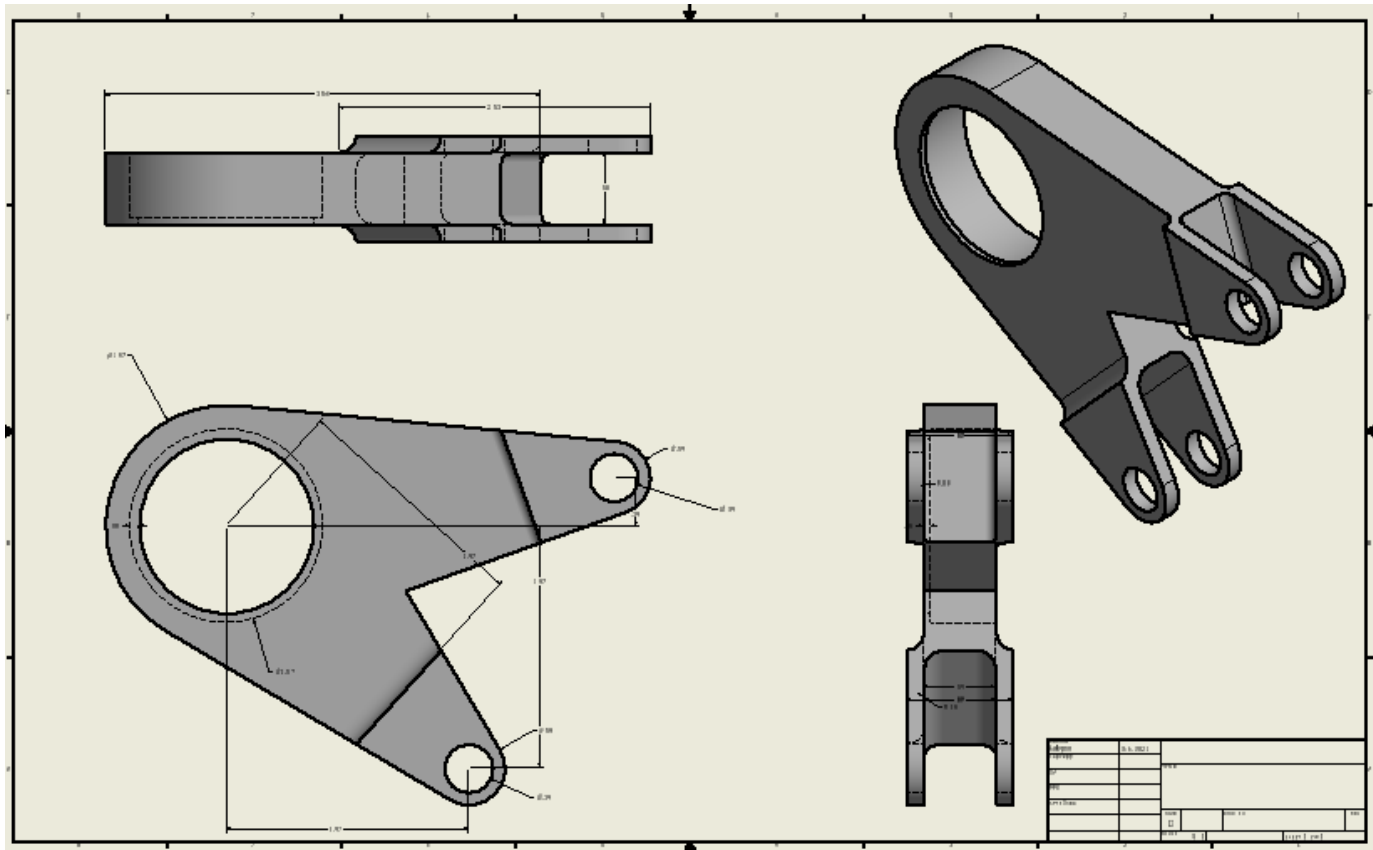
1.17 Μικρό Rod



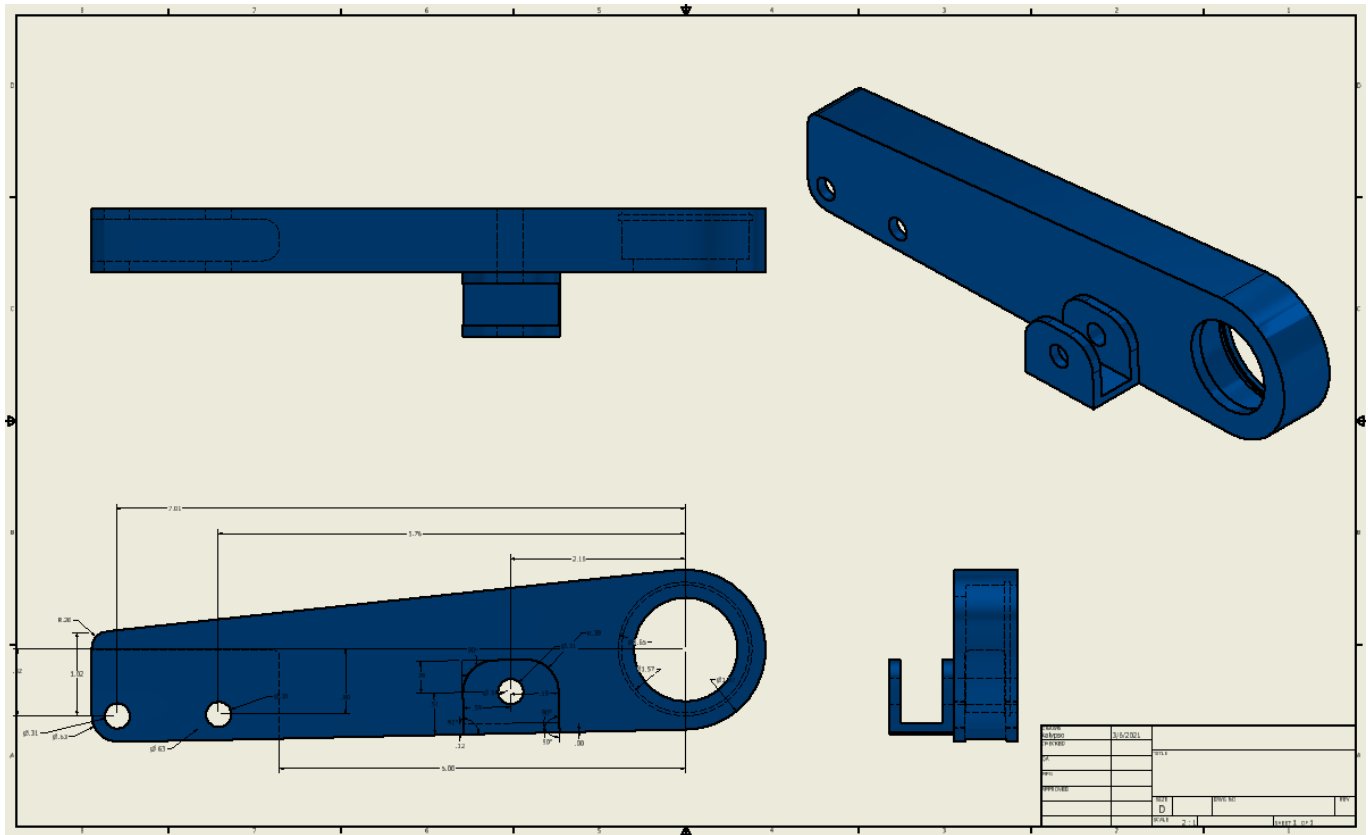
1.18 Σύνδεση



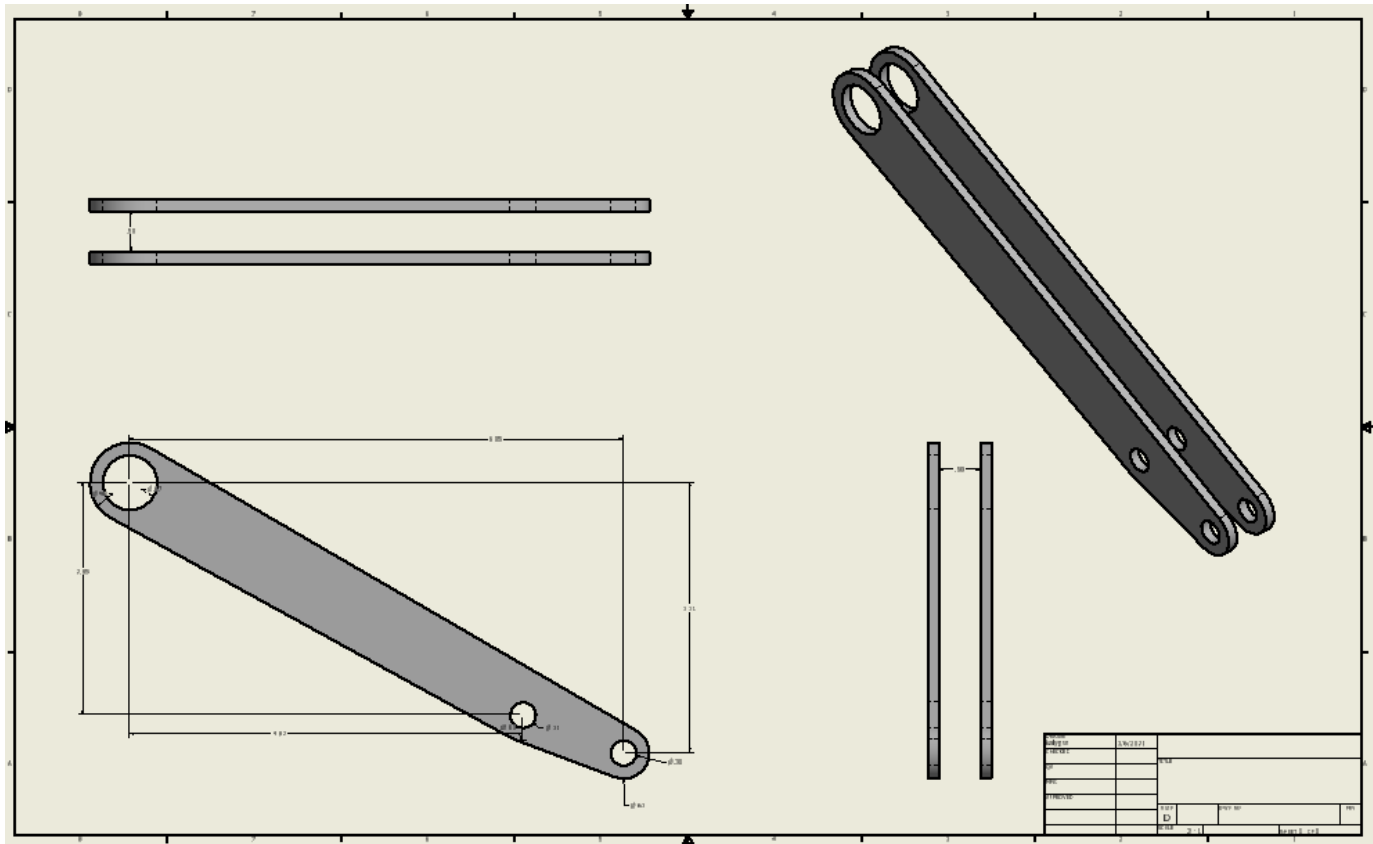
1.19 Push Rod



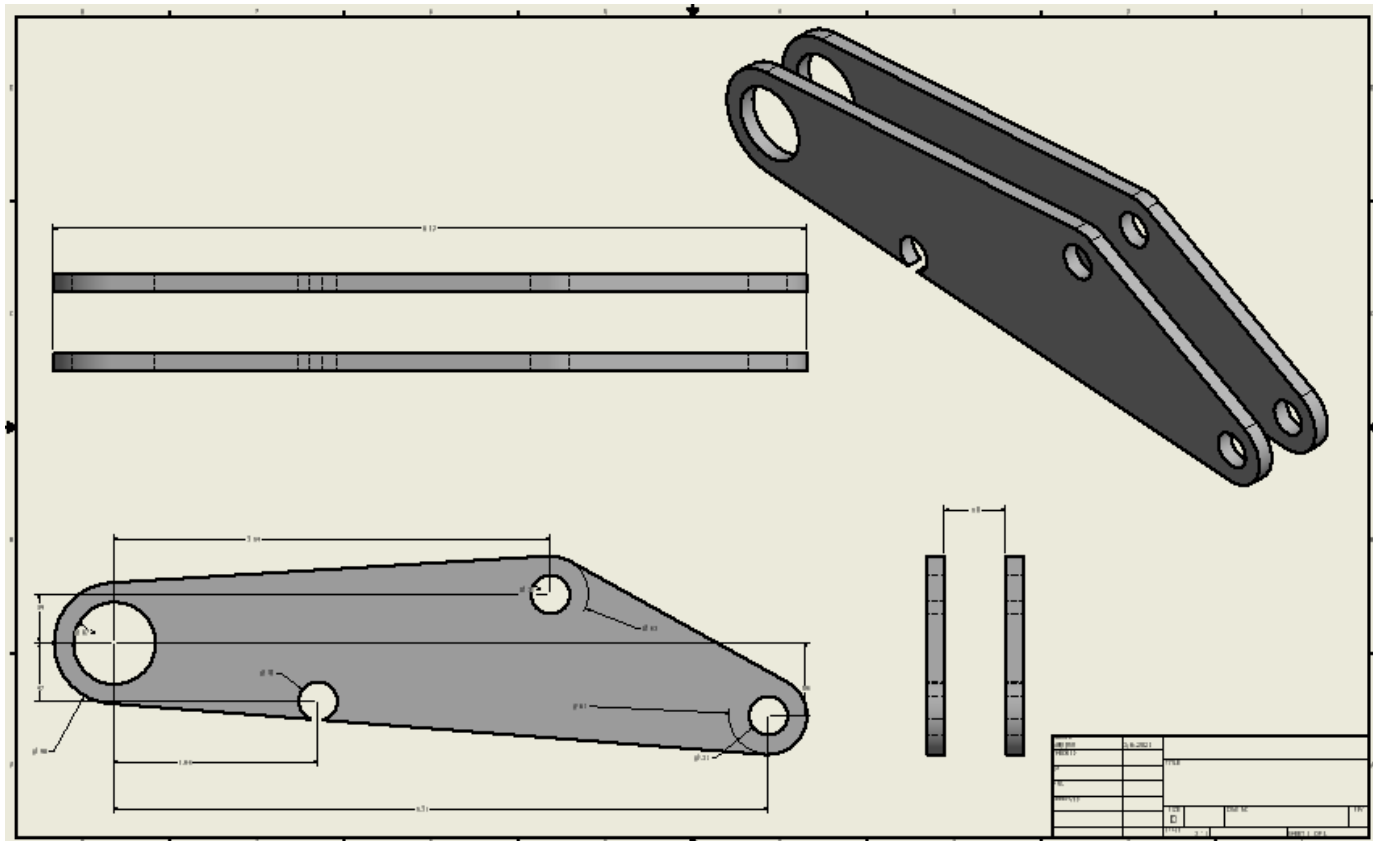
1.20 Rocker Arm Push Rod



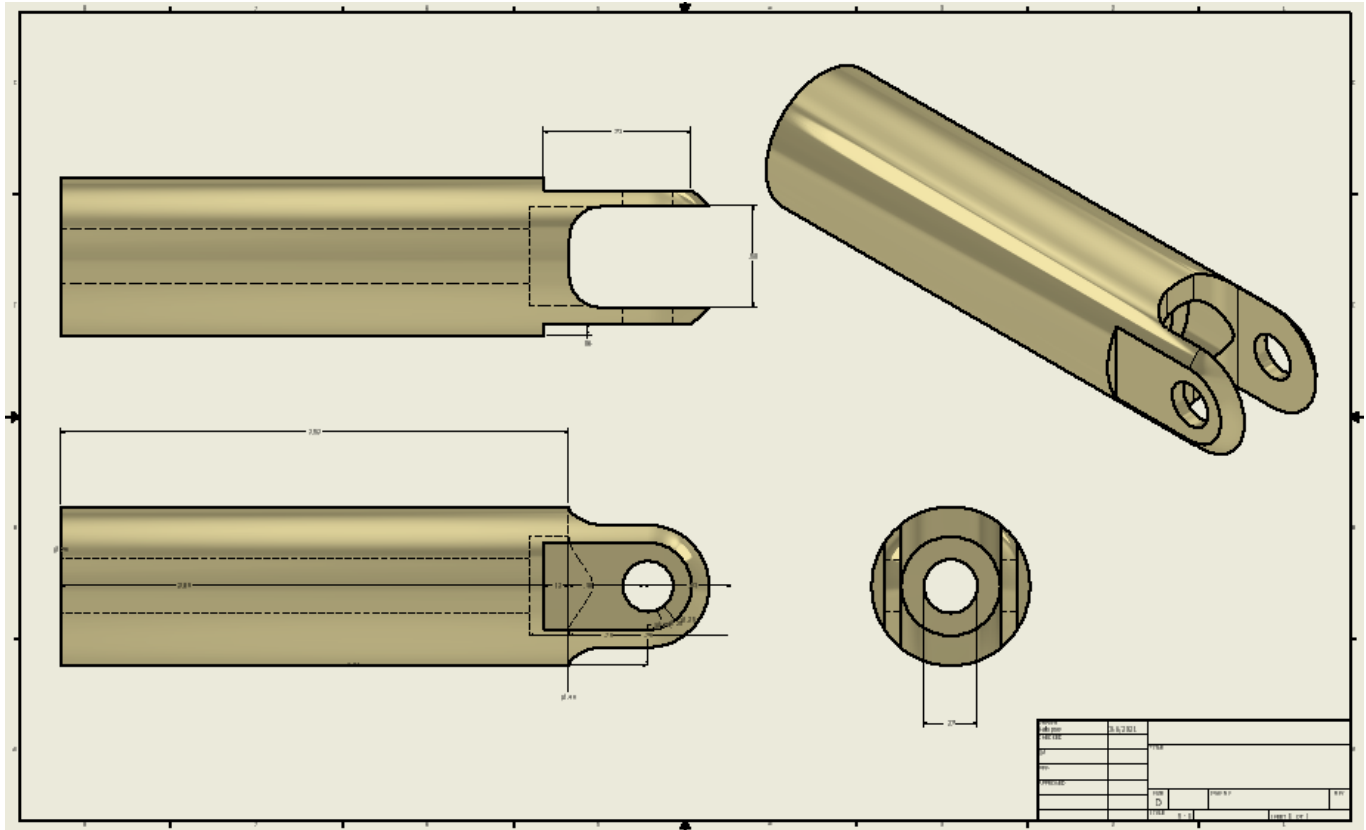
1.21 Rocker Arm



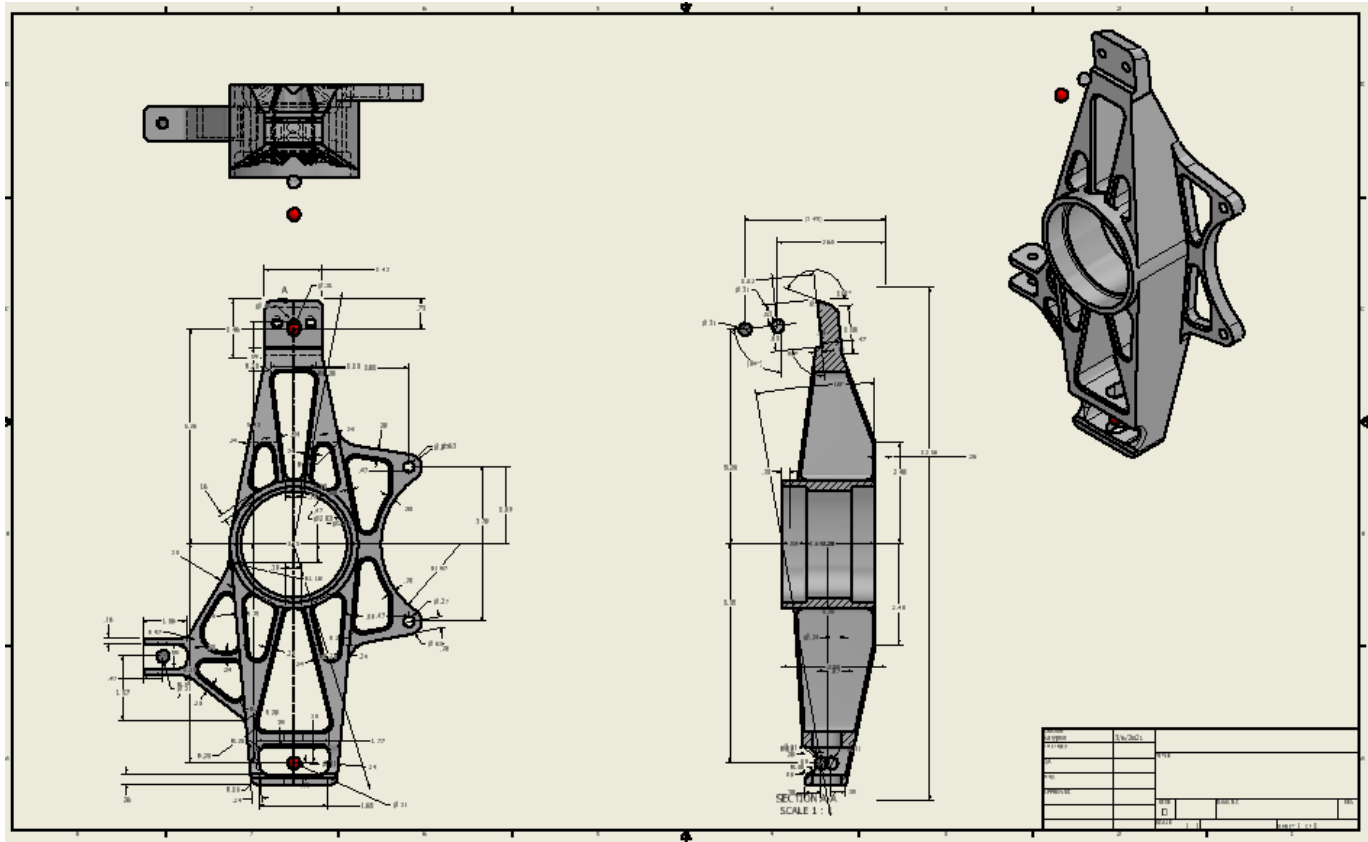
1.22 Rocker Arm



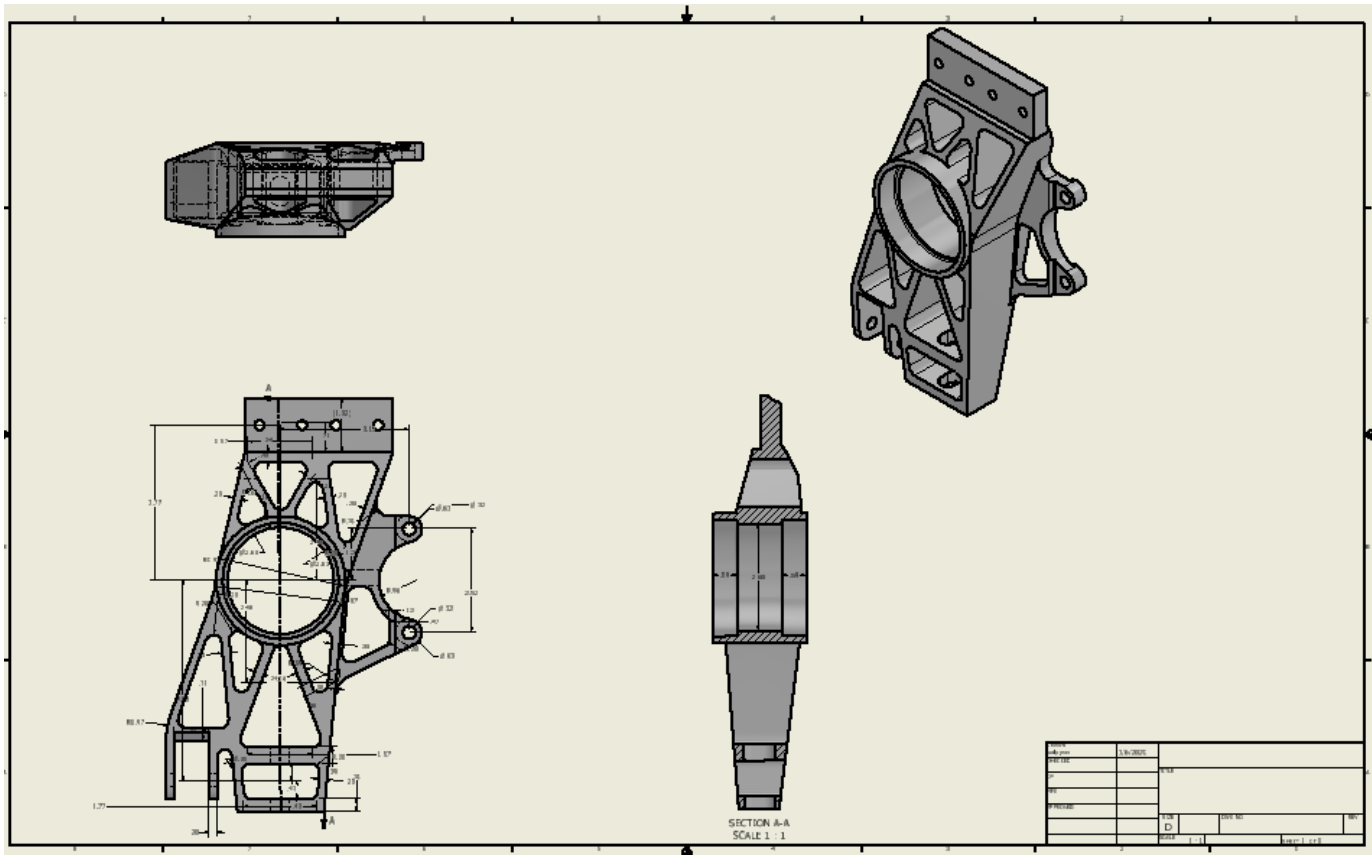
1.23 Rocker Arm



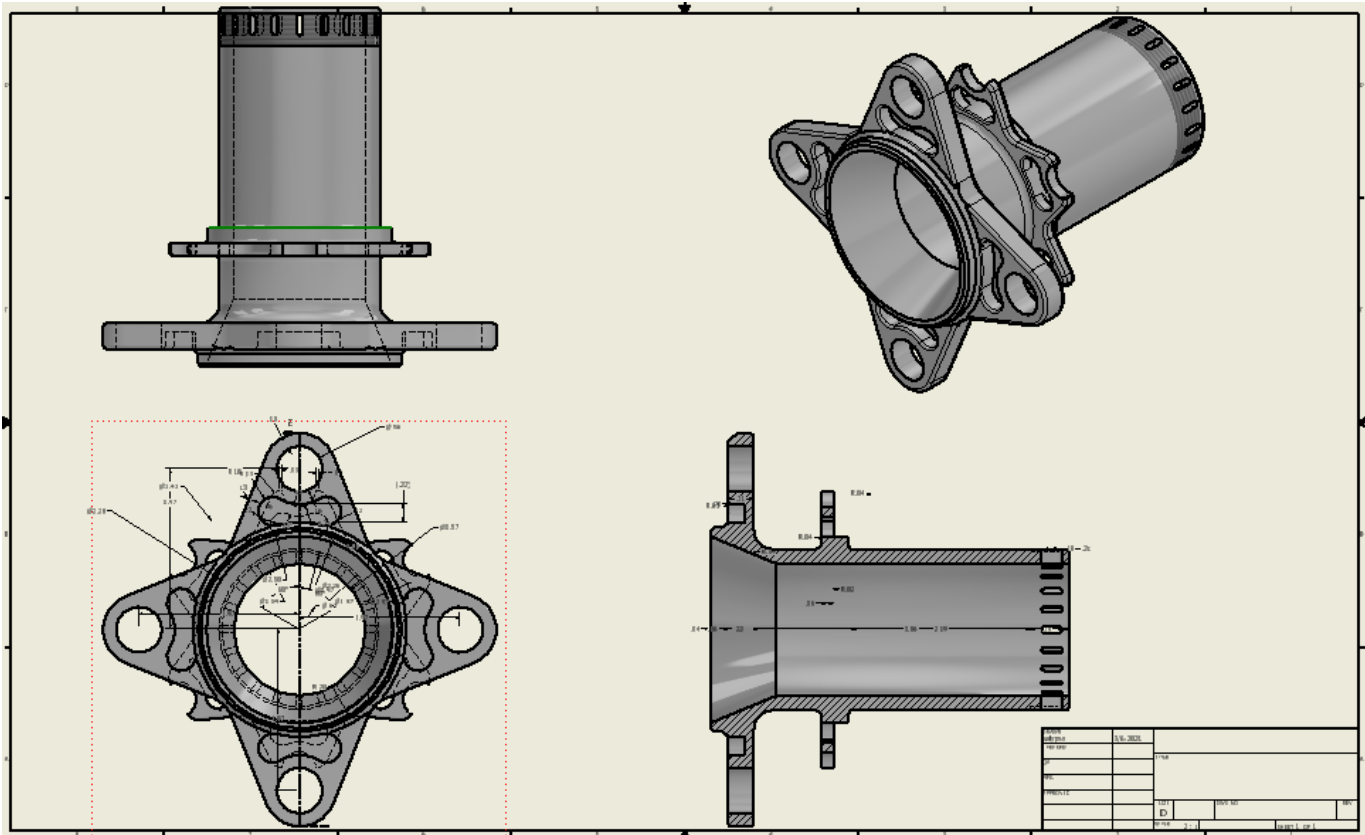
1.24 Επέκταση



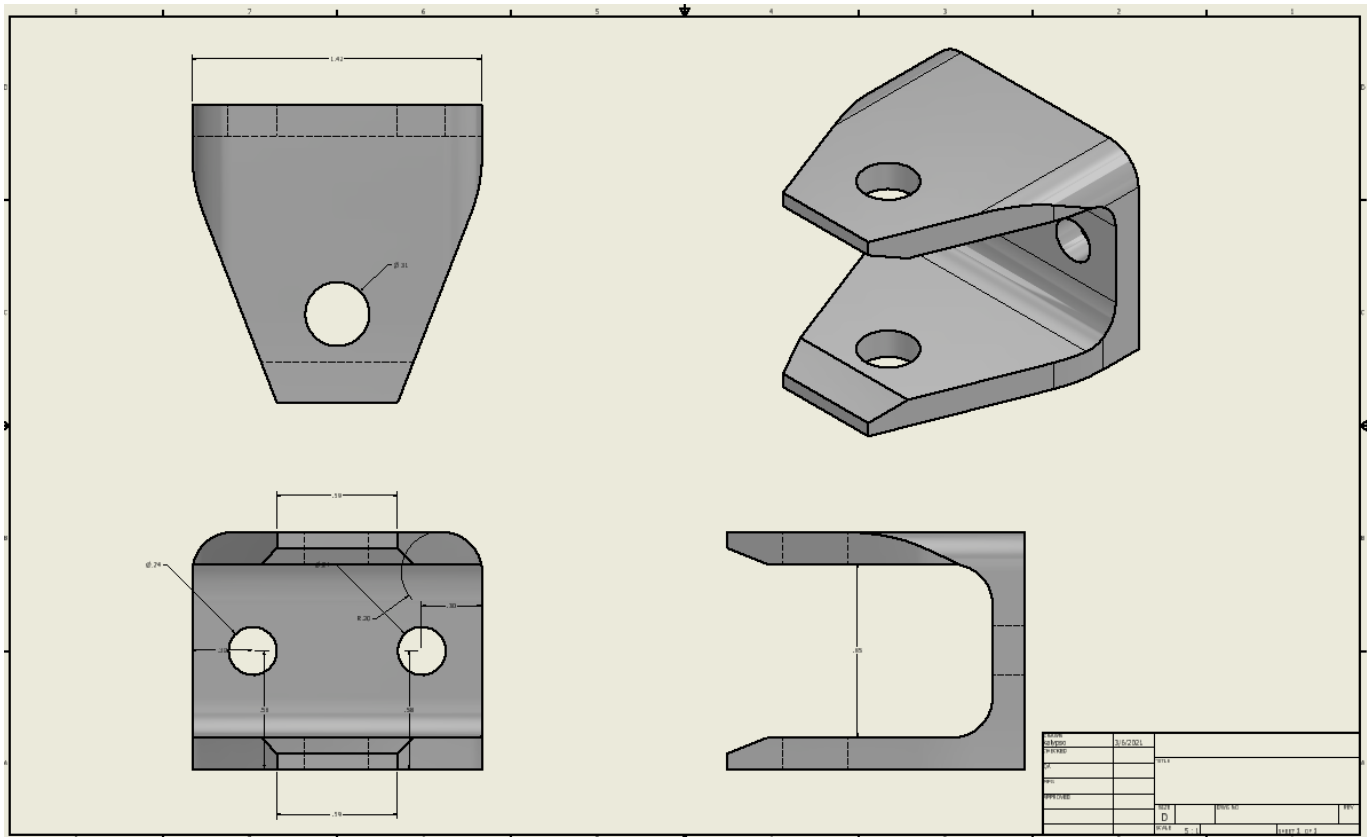
1.25 Knuckle Front



1.26 Knuckle Rear



1.27 Hub



1.28 Άκρο σύνδεσης άνω ψαλιδιών

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. John C. Dixon Suspension Geometry and Computation
2. SKF spherical plain bearings and rod ends
3. International Journal of Engineering Research & Technology ISSN: 2278-01
4. HAL Id: hal-01916247 Stress analysis of suspension control arm
5. Ιωάννης Κ. Βάγιας, Ιωάννης Χ. Ερμόπουλος, Γεώργιος Ι. Ιωννίδης
Σχεδιασμός Δομικών Έργων Από Χάλυβα Με Παραδείγματα Εφαρμογής
6. Ανεξάρτητες πηγές στο διαδίκτυο