

**ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ**  
**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ**  
**ΤΟΜΕΑΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ**

**Μελέτη αντοχής και τοπολογική βελτιστοποίηση  
εμπρόσθιου ψαλιδιού  
ηλεκτρικής μοτοσυκλέτας**



Εργασία που υπεβλήθη για την μερική ικανοποίηση των  
απαιτήσεων απόκτησης διπλώματος

υπό τον  
Ευάγγελο Δ. Χρήστενα

---

Επιβλέπων: Νικόλαος Χρ. Τσουρβελούδης, Καθηγητής

Συνεπιβλέπων: Πολυχρόνης Σπανουδάκης, ΕΔΙΠ

**XANIA 2020**

Μέρος αυτής της εργασίας δημοσιεύτηκε στο έγκριτο επιστημονικό περιοδικό Applied Sciences με τίτλο «Design and Structural Analysis of a Front Single-Sided Swingarm for an Electric Three-Wheel Motorcycle».

Copyright © Χρήστενας Δ. Ευάγγελος, 2020  
Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Αφιερώνεται στους γονείς μου  
Δημήτρη και Ευγενία



## Περίληψη

Η συγκεκριμένη εργασία έχει σαν αντικείμενο τη μελέτη αντοχής και την τοπολογική βελτιστοποίηση του εμπρόσθιου συστήματος της πρωτότυπης ηλεκτρικής μοτοσυκλέτας του Πολυτεχνείου Κρήτης. Στόχος της μελέτης είναι η μείωση του συνολικού βάρους και η ταυτόχρονη βελτίωση της ακαμψίας του. Με τη χρήση εξειδικευμένου λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων γίνεται η εφαρμογή των φορτίων που ασκούνται στο σύστημα και στη συνέχεια μέσω της προσομοίωσης αξιολογούνται τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων. Βάση αυτών πραγματοποιείται επανασχεδιασμός με στόχο τη βελτίωση της ακαμψίας του. Σε δεύτερο στάδιο γίνεται η τοπολογική βελτιστοποίηση για μείωση του βάρους. Λόγω των ελεύθερων μορφών που προκύπτουν το αποτέλεσμα είναι δύσκολο να κατασκευαστεί με τις κλασικές τεχνολογίες παραγωγής. Για το λόγο αυτό προσαρμόζεται το αποτέλεσμα της τοπολογικής βελτιστοποίησης στο σχεδιασμό του αρχικού ψαλιδιού με στόχο τη δυνατότητα κατασκευής. Τέλος γίνεται επανέλεγχος της αντοχής του πλέον ελαφρύτερου συστήματος στα ίδια φορτία.

## Abstract

This work is focused in the structural analysis and topology optimization of the front swingarm of a prototype electric motorcycle, manufactured in the Technical University of Crete. The main target is to reduce the overall weight while improving its stiffness. Using a dedicated software (CAE) the loads are applied to the system and then the results of stresses and displacements are evaluated by finite element analysis simulation. According to the results a redesign of the system occurs, targeting higher stiffness. Using the same software, topology optimization is performed in order to reduce weight. Due to the free forms that arise, the swingarm is difficult to be manufactured by standard production technologies. For this reason, the results of topology optimization are evaluated and adopted to redesign the original system, targeting feasible manufacturing. Finally, the lighter system is checked once more in simulation with the same loads and a final design is provided.

## Ευχαριστίες

Ολοκληρώνοντας την συγγραφή της παρούσας διπλωματικής, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Νικόλαο Τσουρβελούδη για την καθοδήγηση και την αμέριστη συνδρομή του κατά την εκπόνηση της εργασίας αυτής, αλλά και για την ευκαιρία που μου έδωσε να ολοκληρώσω τις σπουδές μου ερευνώντας ένα τόσο ενδιαφέρον θέμα.

Θερμές ευχαριστίες οφείλω να δώσω στο Διδάκτορα της Σχολής Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης κ. Σπανουδάκη Πολυχρόνη. Η συνεργασία μαζί του ήταν μεγάλη τιμή για μένα.

Δεν θα μπορούσα να μην ευχαριστήσω την οικογένειά μου και τους δικούς μου ανθρώπους τον καθένα ξεχωριστά για την στήριξη, την υπομονή και την κατανόηση που μου έδειξαν, τόσο κατά την εκπόνηση της διπλωματικής, όσο και καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.



# Περιεχόμενα

<b>Περίληψη .....</b>	<b>5</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>5</b>
<b>Ευχαριστίες .....</b>	<b>6</b>
<b>Περιεχόμενα .....</b>	<b>8</b>
<b>Λίστα Εικόνων .....</b>	<b>11</b>
<b>Λίστα Πινάκων .....</b>	<b>14</b>
<b>1 Εισαγωγή .....</b>	<b>15</b>
1.1 Ιστορική εξέλιξη εμπρόσθιων συστημάτων μοτοσυκλέτας .....	15
1.2 Εναλλακτικά εμπρόσθια συστήματα .....	20
1.2.1 Hub – Center Steering .....	23
1.3 Σχετικές ερευνητικές εργασίες.....	25
1.4 Daedalus Project.....	26
1.5 Στόχος Εργασίας .....	27
<b>2 Ανάλυση και Μοντελοποίηση .....</b>	<b>28</b>
2.1 Ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία .....	28
2.1.1 Εισαγωγή .....	28
2.1.2 Μέθοδος Πεπερασμένων Στοιχείων .....	29
2.1.3 Θεωρίες Αστοχίας .....	30
2.2 Φορτίσεις .....	31
2.2.1 Στατική φόρτιση εμπρόσθιου ψαλιδιού μοτοσυκλέτας .....	31
2.2.2 Δυνάμεις Πέδησης και φόρτιση εμπρόσθιου ψαλιδιού .....	32
2.2.3 Ιδανική Πέδηση .....	36
2.3 Μοντελοποίηση στατικής φόρτισης .....	38
2.3.1 Δημιουργία πλέγματος .....	38
2.3.2 Μοντελοποίηση συνδέσεων .....	39
2.3.3 Μοντελοποίηση υλικών .....	41
2.3.4 Μοντελοποίηση περιορισμών .....	41
2.3.5 Μοντελοποίηση βαρύτητας και δυνάμεων .....	42
2.3.6 Αρχείο επιλυτή .....	42
2.4 Μοντελοποίηση στην περίπτωση πέδησης .....	42
2.4.1 Μοντελοποίηση περιορισμών στην πέδηση .....	42
2.4.2 Μοντελοποίηση δυνάμεων πέδησης .....	44
2.5 Τοπολογική βελτιστοποίηση εμπρόσθιου ψαλιδιού .....	44
2.5.1 Κατηγορίες βελτιστοποίησης κατασκευών .....	45
2.5.2 Μαθηματικό μοντέλο βελτιστοποίησης .....	46
2.5.3 Καθορισμός του προβλήματος τοπολογικής βελτιστοποίησης .....	48



2.5.4	Διαδικασία επίλυσης του προβλήματος .....	49
2.5.4.1	Καθορισμός περιοχής σχεδιασμού .....	49
2.5.4.2	Καθορισμός αντικειμενικής συνάρτησης και περιορισμών .....	49
2.5.4.3	Καθορισμός κατασκευαστικών περιορισμών .....	50
2.5.4.4	Αρχείο επιλυτή για βελτιστοποίηση τοπολογίας .....	50
<b>3</b>	<b>Αποτελέσματα.....</b>	<b>52</b>
3.1	Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης .....	52
3.1.1	Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης με καταπόνηση σε φορτία λόγω βάρους .....	52
3.1.2	Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης κατά την πέδηση .....	55
<b>4</b>	<b>Αποτελέσματα Τοπολογικής Βελτιστοποίησης και Επανασχεδίαση ψαλιδιού .....</b>	<b>59</b>
4.1	Αποτελέσματα τοπολογικής βελτιστοποίησης ψαλιδιού .....	59
4.2	Μοντελοποίηση στατικής φόρτισης για το νέο ψαλίδι .....	63
4.2.1	Επιλογή νέων υλικών .....	63
4.3	Επίλυση του ανασχεδιασμένου μοντέλου και παρουσίαση αποτελεσμάτων .....	64
4.3.1	Επίλυση στατικού προβλήματος με φορτία λόγω βάρους .....	64
4.3.2	Επίλυση στατικού προβλήματος με μέγιστη καταπόνηση κατά τη πέδηση .....	67
<b>5</b>	<b>Συμπεράσματα .....</b>	<b>71</b>
5.1	Τελικά συμπεράσματα .....	71
5.2	Μελλοντικές αναλύσεις .....	72
	<b>Βιβλιογραφία .....</b>	<b>73</b>



## Λίστα Εικόνων

Εικόνα 1: Μπροστινό girder της Britten V1000 .....	15
<a href="https://grabcad.com/library/adjustable-girder-suspension">(<a href="https://grabcad.com/library/adjustable-girder-suspension">https://grabcad.com/library/adjustable-girder-suspension</a>)</a>	
Εικόνα 2: Druid girder, πατέντα του 1917 και το σύστημα girder των Webb & Brampton .....	16
<a href="https://de.wikipedia.org/wiki/Trapezgabel">(<a href="https://de.wikipedia.org/wiki/Trapezgabel">https://de.wikipedia.org/wiki/Trapezgabel</a>)</a>	
Εικόνα 3: BMW R60/2 με το μπροστινό σύστημα του Earle .....	18
<a href="https://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle_suspension#Single-sided">(<a href="https://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle_suspension#Single-sided">https://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle_suspension#Single-sided</a>)</a>	
Εικόνα 4: Moto Guzzi P250, μοντέλο του 1930 .....	18
<a href="https://motonetworks.com/britten-v1000-just-marvelous-now-built-25-years-ago/">(<a href="https://motonetworks.com/britten-v1000-just-marvelous-now-built-25-years-ago/">https://motonetworks.com/britten-v1000-just-marvelous-now-built-25-years-ago/</a>)</a>	
Εικόνα 5: Yamaha GTS1000 , 1993 .....	19
<a href="https://www.cycleworld.com/was-1993-yamaha-gts1000-quantum-leap-in-motorcycle-design/">(<a href="https://www.cycleworld.com/was-1993-yamaha-gts1000-quantum-leap-in-motorcycle-design/">https://www.cycleworld.com/was-1993-yamaha-gts1000-quantum-leap-in-motorcycle-design/</a>)</a>	
Εικόνα 6: Bimota Tesi 3D με το σύστημα Hub – steering και Britten V1000.....	20
<a href="https://www.cycleworld.com/1993-yamaha-gts1000-was-acura-nsx-bikes/">(<a href="https://www.cycleworld.com/1993-yamaha-gts1000-was-acura-nsx-bikes/">https://www.cycleworld.com/1993-yamaha-gts1000-was-acura-nsx-bikes/</a> και <a href="https://www.motorcyclespecs.co.za/model/bimota/bimota_tesi_3d_concept.htm">https://www.motorcyclespecs.co.za/model/bimota/bimota_tesi_3d_concept.htm</a>)</a>	
Εικόνα 7: Εναλλακτικά μπροστινά συστήματα μοτοσυκλέτας .....	22
Εικόνα 8: Πρωτότυπο μπροστινό σύστημα με μονόπλευρο ψαλίδι .....	23
Εικόνα 9: Τύποι πεπερασμένων στοιχείων για (a) μονοδιάστατα, (b) δισδιάστατα και (c) τρισδιάστατα προβλήματα .....	30
Εικόνα 10: Κατανομή βάρους μοτοσυκλέτας .....	32
Εικόνα 11: Αναπαράσταση δυνάμεων που ασκούνται κατά το φρενάρισμα της μοτοσυκλέτας.....	33
Εικόνα 12: Διάγραμμα κατανομής της δύναμης πέδησης .....	35
Εικόνα 13: Συναρμολόγηση μπροστινού ψαλιδιού και των επιμέρους εξαρτημάτων .....	38
Εικόνα 14: Τελική μορφή συστήματος μετά την ολοκλήρωση του πλέγματος .....	39
Εικόνα 15: Συνδέσεις μεταξύ των εξαρτημάτων με βίδες .....	40
Εικόνα 16: Συνδέσεις μεταξύ των εξαρτημάτων με χρήση της συνάρτησης Contact .....	40
Εικόνα 17: Σημεία πακτώσεων του μοντέλου .....	42

Εικόνα 18: Κατανεμημένη δύναμη στον άξονα του ψαλιδιού .....	42
Εικόνα 19: Το header file για τη γραμμική στατική ανάλυση .....	43
Εικόνα 20: Κατανεμημένη δύναμη $N_f$ και η ροπή της δύναμη πέδησης $M_{br}$ στον άξονα του ψαλιδιού.....	44
Εικόνα 21: Κατηγορίες βελτιστοποίησης κατασκευών .....	46
Εικόνα 22: Περιοχή επίλυσης του προβλήματος της τοπολογικής βελτιστοποίησης (Design area).....	49
Εικόνα 23: Το header file για την επίλυση της τοπολογικής βελτιστοποίησης του ψαλιδιού.....	51
Εικόνα 24: Κατανομή τάσεων στο ψαλίδι της κατά τη στατική καταπόνηση.....	53
Εικόνα 25: Κατανομή τάσεων στον άξονα του ψαλιδιού κατά τη στατική καταπόνηση .....	53
Εικόνα 26: Μετατοπίσεις ψαλιδιού κατά τη στατική καταπόνηση .....	54
Εικόνα 27: Μετατοπίσεις άξονα ψαλιδιού κατά τη στατική καταπόνηση .....	54
Εικόνα 28: Κατανομή τάσεων στο ψαλίδι κατά τη μέγιστη καταπόνηση .....	55
Εικόνα 29: Κατανομή τάσεων στον άξονα του ψαλιδιού στην μέγιστη καταπόνηση .....	56
Εικόνα 30: Μετατοπίσεις ψαλιδιού κατά τη μέγιστη καταπόνηση .....	57
Εικόνα 31: Μετατοπίσεις άξονα ψαλιδιού κατά τη μέγιστη καταπόνηση .....	57
Εικόνα 32: Αποτέλεσμα τοπολογικής βελτιστοποίησης ψαλιδιού .....	60
Εικόνα 33: Διαδοχικές επανασχεδιάσεις των εμπρόσθιων ψαλιδιών της μοτοσυκλέτας .....	61
Εικόνα 34: Αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων για κάθε ένα από τα νέα σχέδια του ψαλιδιού .....	62
Εικόνα 35: Τελική επανασχεδίαση του εμπρόσθιου ψαλιδιού .....	63
Εικόνα 36: Κατανομή τάσεων στο επανασχεδιασμένο ψαλίδι κατά τη στατική καταπόνηση .....	65
Εικόνα 37: Κατανομή τάσεων στον άξονα του νέου ψαλιδιού κατά τη στατική καταπόνηση.....	65
Εικόνα 38: Μετατοπίσεις επανασχεδιασμένου ψαλιδιού κατά τη στατική καταπόνηση.....	66
Εικόνα 39: Μετατοπίσεις άξονα νέου ψαλιδιού κατά τη στατική καταπόνηση.....	66
Εικόνα 40: Κατανομή τάσεων στο επανασχεδιασμένο ψαλίδι κατά τη μέγιστη καταπόνηση .....	67
Εικόνα 41: Κατανομή τάσεων στον άξονα του ψαλιδιού κατά τη μέγιστη καταπόνηση .....	68

Εικόνα 42: Μετατοπίσεις του νέου ψαλιδιού κατά τη μέγιστη καταπόνηση .....	69
Εικόνα 43: Μετατοπίσεις του άξονα του νέου ψαλιδιού κατά τη μέγιστη καταπόνηση .....	69

## Λίστα Πινάκων

Πίνακας 1.1: Προδιαγραφές πίσω ψαλιδιών στη βιβλιογραφία.....	26
Πίνακας 2.1: Σύνοψη των ρυθμών επιβράδυνσης πέδησης από διάφορες μελέτες σε στεγνό και σε βρεγμένο οδόστρωμα .....	37
Πίνακας 2.2 : Ιδιότητες υλικών που εισάγονται στον προ – επεξεργαστή για το αρχικό σύστημα .....	41
Πίνακας 3.1: Συνοπτικά τα αποτελέσματα τάσεων και παραμορφώσεων του αρχικού συστήματος για τα δύο σενάρια φόρτισης .....	58
Πίνακας 4.1: Ιδιότητες υλικών του τελικού συστήματος που εισάγονται στον προ – επεξεργαστή .....	64
Πίνακας 4.2: Συνοπτικά τα αποτελέσματα τάσεων και παραμορφώσεων του τελικού συστήματος για τα δύο σενάρια φόρτισης .....	70

# 1.

## Εισαγωγή

### 1.1 Ιστορική εξέλιξη μπροστινών συστημάτων

Κάνοντας μια ιστορική αναδρομή, παρατηρούμε ότι τα πρώτα εναλλακτικά μπροστινά συστήματα εμφανίζονται την ίδια περίοδο με τα τηλεσκοπικά πιρούνια προσπαθώντας αμφότερα να δώσουν τη βέλτιστη μορφή στα μπροστινά συστήματα ανάρτησης. Μάλιστα μέχρι και τον 2ο Παγκόσμιο Πόλεμο τα συστήματα girder (Εικόνα 1) (και όλες οι παραλλαγές τους) ήταν τα πιο διαδεδομένα, καθώς οι περισσότερες μοτοσυκλέτες εκείνης της περιόδου ήταν εφοδιασμένες με μια παραλλαγή αυτού του συστήματος [4]. Με την ονομασία girder εννοούμε ένα σύστημα στήριξης με δοκούς. Ένα σύστημα girder αποτελείται από ένα ζεύγος ορθοστατών οι οποίοι συνδέονται με συνδέσμους και μία ανάρτηση μεταξύ των άνω και κάτω συνδέσμων.

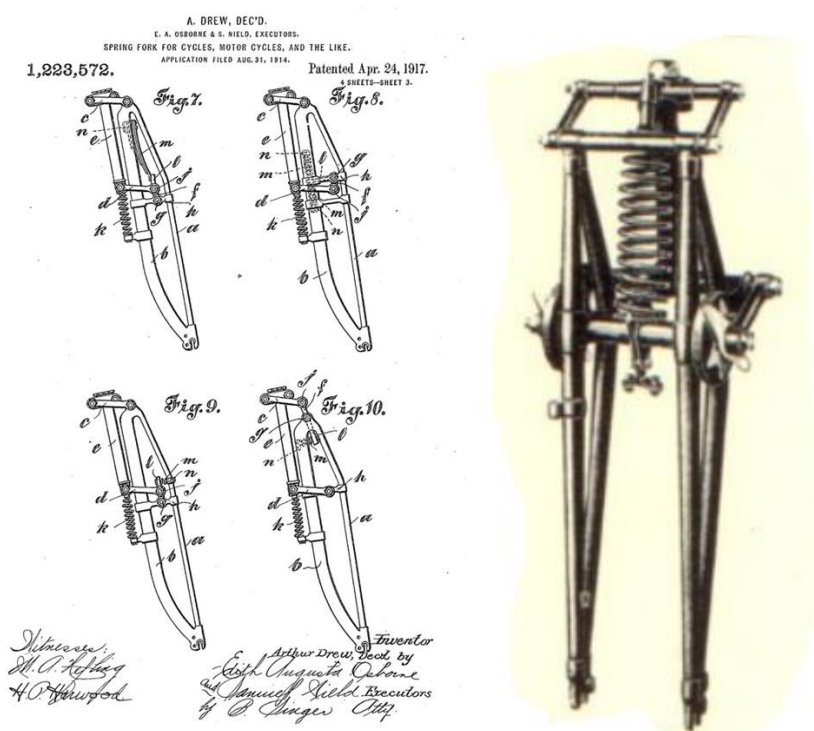


**Εικόνα 1:** Μπροστινό girder της Britten V1000 (Πηγή Grabcad)

Η πρώτη εμφάνισή τους έγινε το 1907. Μέχρι τότε οι μοτοσυκλέτες δεν είχαν καν αναρτήσεις καθώς η πρακτική έως τότε ήταν να χτίζονται οι μοτοσυκλέτες πάνω σε ποδηλατικού τύπου πλαίσια με άκαμπτα μπροστινά πιρούνια. Όμως, καθώς ήταν πιο βαριές και πολύ ταχύτερες από τα ποδήλατα έπρεπε να χρησιμοποιηθεί μία μπροστινή ανάρτηση.

Μια από τις πρώτες πατέντες για μπροστινά girder ήταν αυτή του A. Drew το 1917 με την χαρακτηριστική ονομασία Druid forks (Εικόνα 2). Πολλοί κατασκευαστές επέλεξαν να κατασκευάσουν διαφορετικές εκδοχές του Druid fork, από το να αγοράσουν τις έτοιμες λύσεις και να πληρώσουν και τις αντίστοιχες χρεώσεις για να το κάνουν. Για το λόγο αυτό εμφανίστηκαν πολλές εκδοχές του Druid και μετέπειτα του Girder και όλες με διαφορετικές ονομασίες. Εντούτοις όλες πάνω κάτω χρησιμοποιούν την ίδια βασική σχεδιαστική δομή και γεωμετρία .

Τα Druid forks δουλεύουν παρόμοια με τα μεταγενέστερα Girder forks των Webb & Brampton (Εικόνα 2). Η δοκός που φέρει τον τροχύ μετακινείται πάνω – κάτω και συνδέεται με το πλαίσιο μέσω συνδέσμων και ελατηρίου. Τα Druid έχουν το ελατήριο κάτω και πίσω από τους συνδέσμους, ενώ τα girder έχουν το ελατήριο πιο ψηλά ανάμεσα στους συνδέσμους [4].



**Εικόνα 2:** Αριστερά το Druid girder, πατέντα του 1917 και δεξιά το σύστημα girder των Webb & Brampton (Πηγές [4] και Wikipedia)

Αυτοί οι σύνδεσμοι, συνδεδεμένοι με το πλαίσιο και το girder σχηματίζουν ένα 4 Bar Linkage, δηλαδή έναν τετραπλό γραμμικό σύνδεσμο. Τα “4 bars” είναι ένας βασικός τύπος μηχανισμού, με μόνο 4 άξονες περιστροφής και 4 συνδέσμους. Ο εκάστοτε σχεδιαστής μπορεί να μεταβάλλει το μήκος των άνω και κάτω συνδέσμων, την απόσταση και τη γωνία μεταξύ τους έτσι ώστε ανάλογα με τις επιδιώξεις του να κάνει το τροχύ να κινείται είτε κάθετα προς το επίπεδο του οδοστρώματος, είτε σε ελαφρά επικλινές επίπεδο ως προς το επίπεδο του οδοστρώματος [4].



Τα πρώτα girder, παρόλο που διέθεταν επαρκή στρεπτική ακαμψία, αρκετά έπασχαν στο τομέα της πλευρικής ακαμψίας, ωστόσο έγιναν ορισμένες αξιοσημείωτες προσπάθειες για τη βελτίωση αυτής της κατάστασης. Οι Rudge και Vincent (στο Girdraulik πιρούνι) ενίσχυσαν τη συναρμολόγηση των συνδέσμων σφυρηλατώντας τους συνδέσμους ενιαία με την έδραση του άξονα. Το πιρούνι του Webb που είχε τοποθετηθεί σε ορισμένες αρχικές Velocettes KTT, είχε τα καλάμια του πλευρικά διασυνδεδεμένα από δοκούς που ένωναν το μέσο του κάτω μέρους του περιβλήματος του άξονα με «νύχια» στα άκρα των καλαμιών .

Ουσιαστικά τα πρώτα σοβαρά girder εμφανίστηκαν στις μονοκύλινδρες μοτοσυκλέτες της Moto Guzzi τη δεκαετία του 1920 και του 1930. Μοντέλα της όπως το C4V, Sport 14 & 15, η Condor, η GTV 500 και η Airone διέθεταν μπροστινά girder τα οποία δούλευαν άψογα για την εποχή τους. Μια άλλη μοτοσυκλέτα της εποχής η οποία είναι άξια αναφοράς είναι η Velocette TT500 του 1937, η οποία διέπρεψε στον αγώνα του Isle of Man, με το girder της να αποτελεί μια κορυφαία για την εποχή κατασκευή. Πρέπει να αναφερθεί, επίσης, ότι και η Harley Davidson σε αρκετά μοντέλα της χρησιμοποίησε μια παραλλαγή του μπροστινού girder, τα γνωστά springers.

Μεταπολεμικά η εξέλιξη των girders άρχισε να φθίνει, παραδίδοντας την πρωτοκαθεδρία στα τηλεσκοπικά πιρούνια που διέθεταν υδραυλική απόσβεση, όταν πρώτη η BMW απέδειξε τα ανώτερα χαρακτηριστικά της υδραυλικής απόσβεσης στους αγώνες GP από το 1935 και ύστερα. Σε σύγκριση με τα girder, το τηλεσκοπικό σύστημα δεν απαιτούσε καμία γεωμετρική ρύθμιση συνδέσμων, ούτε συχνή λίπανση, ενώ παρείχε μεγαλύτερη διαδρομή ανάρτησης, σταθερό ίχνος κάτω από τις περισσότερες συνθήκες (εκτός από τη βύθιση του μπροστινού μέρους κατά τη πέδηση της μοτοσυκλέτας, όπου το ίχνος μειώνεται σημαντικά) και πολύ ανώτερα χαρακτηριστικά απόσβεσης από τα girder συστήματα.

Παρά τη τότε ανωτερότητά του από αρκετά συστήματα girder, αρκετές υλοποιήσεις του τηλεσκοπικού συστήματος υπολείπονταν σημαντικά τόσο σε στρεπτική όσο και σε πλευρική ακαμψία, ειδικά όσον αφορούσε την αγωνιστική χρήση. Η απόδοση της υδραυλικής του απόσβεσης, παρόλο που ήταν μεγάλη εξέλιξη σε σχέση με την απόσβεση τριβής, δεν ήταν τόσο εξευγενισμένη σε σχέση με αυτό που προσέφεραν τα κορυφαία girder της εποχής. Όπου το κόστος ήταν αμελητέο (πχ στους αγώνες GP) ή όπου ο κατασκευαστής έδινε περισσότερο βάρος στη συνολική ποιότητα παρά στο χαμηλό κόστος και την πιο απλή αισθητική, αρκετοί μηχανικοί απέρριψαν τη λύση του τηλεσκοπικού συστήματος και τα δομικά μειονεκτήματα τα οποία τη συνόδευαν και προτίμησαν πιο εξεζητημένες παραλλαγές του συστήματος girder, όπως τη παραλλαγή leading-link. Αυτή η παραλλαγή προσέφερε μεγαλύτερη στρεπτική και πλευρική ακαμψία, χαμηλότερο μη αναρτώμενο βάρος, καλύτερη απόσβεση και την δυνατότητα επιλογής να διατηρείται σταθερό είτε το ίχνος είτε το μεταξόνιο, ανάλογα με τη γεωμετρία των συνδέσμων [4].

Στο κορυφαίο αγωνιστικό επίπεδο GP, τόσο η NSU όσο και η DKW απέρριψαν τα τηλεσκοπικά πιρούνια για χάρη των leading links ενώ και η BMW υιοθέτησε το μπροστινό του Ernie Earle (Εικόνα 3), το οποίο αποτελείται από δύο μεγάλους συνδέσμους που συνδυάζονται σε ένα ενιαίο πιρούνι το οποίο περιστρέφεται πίσω από τον μπροστινό τροχό.



**Εικόνα 3:** BMW R60/2 με το μπροστινό σύστημα του Earle (Πηγή Wikipedia)

Στο ίδιο μοτίβο η Moto Guzzi (Εικόνα 4) ποτέ δε σκέφτηκε να χρησιμοποιήσει κάτι άλλο πέρα από leading links. Σε αυτό το επίπεδο δύο μέθοδοι εφαρμόστηκαν ώστε να συνδυαστεί το χαμηλό βάρος με την υψηλή ακαμψία. Μερικές σχεδιάσεις ένωναν τους δεξιούς και αριστερούς συνδέσμους μέσω ενός σωληνωτού βρόχου που διερχόταν πίσω από τον εμπρός τροχό. Η Moto Guzzi ωστόσο, της οποίας οι αγωνιστικές μοτοσυκλέτες της εποχής ήταν απαράμιλλες ως προς την οδηγική συμπεριφορά τους, κατάφερε να πετύχει επαρκή ακαμψία χωρίς τη προσθήκη του ενισχυτικού αυτού βρόχου, χρησιμοποιώντας έναν μεγάλου διαμέτρου κοίλο άξονα τροχού, ο οποίος ασφάλιζε σε μεγάλα πλατιά «νύχια» στα καλάμια με 4 βίδες.

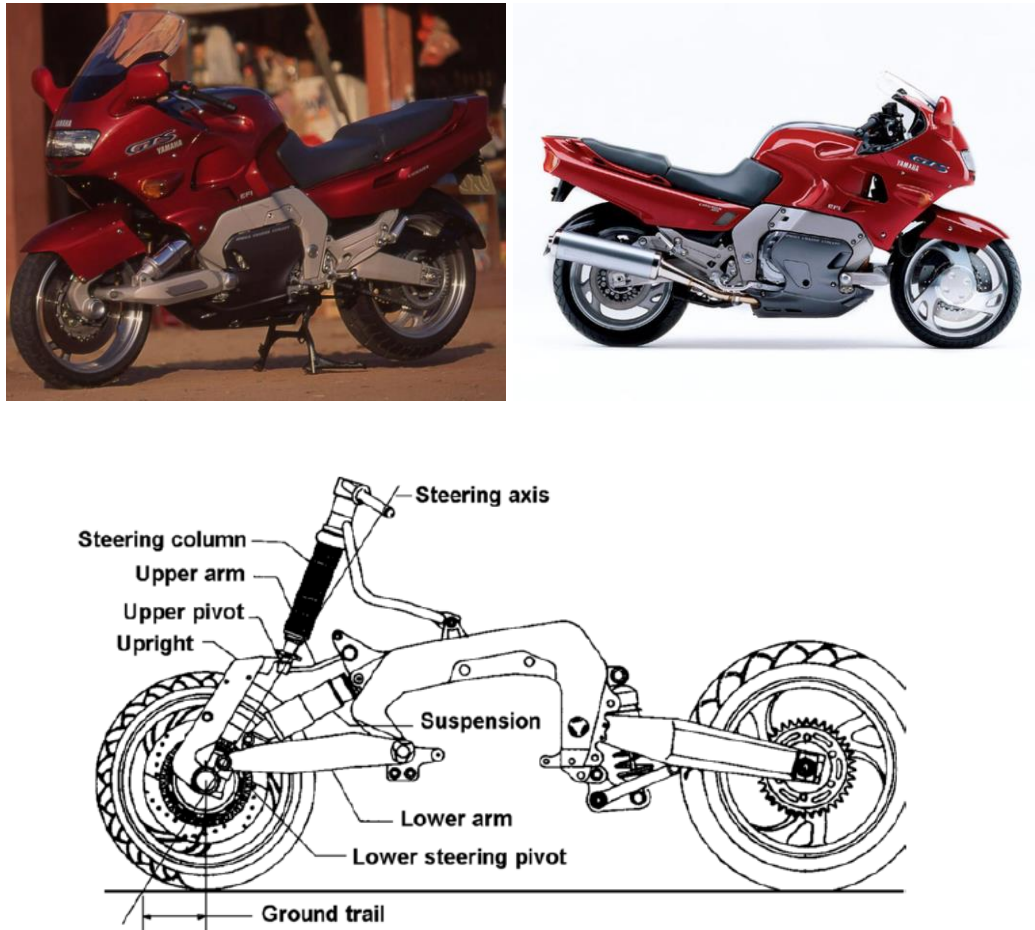


**Εικόνα 4:** Moto Guzzi P250, μοντέλο του 1930 [4]

Με δεδομένη την ίδια κλίση των συνδέσμων, ένα σύστημα trailing – link μπορεί να έχει τα ίδια χαρακτηριστικά με ένα leading – link, με τη μόνη διαφορά τη μεγαλύτερη αδράνεια του συστήματος διεύθυνσης. Ωστόσο η δυσκολία ώστε να κατασκευαστεί και να σχεδιαστεί σωστά ένα τέτοιο σύστημα αποθάρρυνε πολλούς κατασκευαστές από το να το δοκιμάσουν και να το ενσωματώσουν στα μοντέλα τους [4].

Μια άλλη σοβαρή προσπάθεια στο χώρο των εναλλακτικών μπροστινών ήταν αυτή του James Parker, με το σύστημα RADD. Στη σύγχρονη εποχή, μόνο το 1991 η εταιρία Bimota παρουσιάζει ένα μοντέλο της, το Tesi 1D, το οποίο είχε μοχλικό ως εμπρός σύστημα ανάρτησης (hub steering). Ενώ ήταν μια πολύ καλή ιδέα, στη συγκεκριμένη μοτοσυκλέτα

απέτυχε λόγω λάθος σχεδίασης των συνδέσμων. Επίσης πολύ τολμηρή κίνηση ήταν αυτή της Yamaha το 1993 με τη sport – touring μοτοσυκλέτα GTS1000 (Εικόνα 5) η οποία διέθετε σύστημα hub steering με μονόπλευρο μπροστινό ψαλίδι βασισμένη στο σύστημα RADD του James Parker. Στο σύστημα αυτό χρησιμοποιήθηκαν δύο βραχίονες, ο χαμηλότερος για να αναστείλει και να φρενάρει και ο επάνω για να κατευθύνει, με απόλυτα αξιοπρεπή οδική συμπεριφορά, η οποία όμως δεν είχε αξιόλογη εμπορική πορεία, καθώς τη χρονική περίοδο που εμφανίστηκε ήταν πολύ μπροστά από την εποχή της.



Εικόνα 5: Yamaha GTS1000 , 1993 (Πηγές Cycle World και [5])

Στον αντίποδα των εμπορικών αποτυχιών, έχουμε την BMW η οποία χρησιμοποίησε με επιτυχία στα μεγάλα touring μοντέλα της το σύστημα Telelever από το 1994 έως και σήμερα το οποίο και υποστηρίζει με συνεχή εξέλιξη και βελτίωση, καθώς και πιο πρόσφατα (2005 έως σήμερα) με το σύστημα Duolever στα σπόρ μοντέλα της K1200R / S & K1300R / S. Το 2005 η Bimota παρουσίασε μια ανανεωμένη έκδοση του μοντέλου Tesi, το Tesi2D με σημαντικές βελτιώσεις στο μοχλικό της σύστημα, για να ακολουθήσει το 2008 η ακόμα πιο βελτιωμένη Tesi 3D (Εικόνα 6). Το 2006 παρουσιάστηκε το μοντέλο Vyrus το οποίο είναι εξέλιξη της Tesi με βελτιστοποιημένο μπροστινό σύστημα και άκρως ικανοποιητική οδική συμπεριφορά.

Ειδική αναφορά πρέπει να γίνει για την αγωνιστική μοτοσυκλέτα του John Britten, ενός Νεοζηλανδού μηχανολόγου που έφτιαξε μόνος του το 1992 μια πραγματικά εκπληκτική μοτοσυκλέτα, τη Britten V1000 (Εικόνα 6) που πέρα από τις πολλές καινοτομίες και την

σχεδιαστική φιλοσοφία της, είναι αποδεδειγμένα η καλύτερη μέχρι στιγμής μοτοσυκλέτα με εναλλακτικό μπροστινό girder (κατασκευασμένο από carbon fiber). Απέδειξε την αξία της νικώντας σε μεγάλους αγώνες τις εργοστασιακές ομάδες της Ducati, Honda και άλλων μεγάλων κατασκευαστών. Μόνο 10 τέτοιες μοτοσυκλέτες κατασκευάστηκαν και κατά πολλούς είναι ίσως η καλύτερη αγωνιστική μοτοσυκλέτα που έχει κατασκευαστεί μέχρι και σήμερα [4].



**Εικόνα 6:** Αριστερά η Bimota Tesi 3D με το σύστημα Hub – steering (Πηγή Motorcycle Specs) και δεξιά η Britten V1000, μία από τις καλύτερες μοτοσυκλέτες που έχουν κατασκευαστεί (Πηγή Moto Networks).

## 1.2 Εναλλακτικά εμπρόσθια συστήματα

Τα τηλεσκοπικά πιρούνια χρησιμοποιούνται επί το πλείστον στα σκούτερ και στις μοτοσυκλέτες. Οι κύριοι λόγοι για αυτή την ευρέως διαδεδομένη λύση διεύθυνσης είναι ότι [13]:

- Τα τηλεσκοπικά πιρούνια έχουν πολύ μεγάλη περίοδο μελέτης και ανάπτυξης, για το λόγο αυτό δεν μπορούν να συγκριθούν με κανένα από τα εναλλακτικά σχέδια.
- Τα περισσότερα εξαρτήματα που συνθέτουν μια τηλεσκοπική περόνη παράγονται μαζικά, γεγονός που οδηγεί άμεσα σε μειωμένη τιμή παραγωγής.

Ωστόσο, ο κύριος λόγος είναι αισθητικός. Τα τμήματα του μάρκετινγκ και της έρευνας και ανάπτυξης των κατασκευαστών παραδέχονται ότι τα τηλεσκοπικά πιρούνια έχουν καθαρή και απλή εμφάνιση που ο μοτοσυκλετιστής τη βρίσκει ελκυστική. Οπότε, ο κίνδυνος να δοκιμαστούν εναλλακτικές λύσεις είναι υψηλός [13].

Τα τελευταία χρόνια ωστόσο, υπάρχει μια μεταβαλλόμενη τάση όσον αφορά τη χρήση εναλλακτικών επιλογών. Οι σύγχρονες μοτοσυκλέτες γίνονται όλο και πιο ισχυρές και τα πρότυπα ασφαλείας ενισχύουν την απαίτηση για μια πιο ακριβής δυναμική συμπεριφορά κάτω από ακραία φορτία [13]. Λόγω της μακριάς σωληνοειδούς κατασκευής τους, τα τηλεσκοπικά πιρούνια παρουσιάζουν μια σειρά από μειονεκτήματα [4]:

- Φτωχή λειτουργικότητα
- Ανικανότητα να προσφέρουν προοδευτική σκληρότητα και απόσβεση με αλλαγές στις συνθήκες οδήγησης
- Φτωχή στιβαρότητα
- Αλλαγή του ίχνους κατά τη συμπίεση της ανάρτησης
- Ανικανότητα να προσφέρουν άλλη τροχιά στο τροχό, πέραν της παράλληλης στον άξονα του πιρουνιού, που καθορίζει τη συμπεριφορά pro-dive
- Μεγάλο βάρος, ειδικά όσον αφορά τις μη αναρτώμενες μάζες.

Ο σύγχρονος σχεδιασμός, ωστόσο και η μεγάλη ανάπτυξη της τεχνολογίας (υλικά, λογισμικό σχεδιασμού και ανάλυσης, εργαλειομηχανές, υπολογιστές κτλ.) έχουν καταφέρει να περιορίσουν έως και να εξαλείψουν κάποια μειονεκτήματα του τηλεσκοπικού συστήματος. Ιδίως η χρήση προοδευτικών (μη γραμμικών) ελατηρίων καθώς και ο θάλαμος αέρα μέσα στα καλάμια, έκαναν δυνατή τη δημιουργία αναρτήσεων με χαρακτηριστικά δυσκαμψίας καλύπτοντας τη κάθε απαίτηση. Παρατηρώντας το σχετικό διάγραμμα δυσκαμψίας μιας σύγχρονης τηλεσκοπικής ανάρτησης, παρατηρούμε ότι στο πρώτο τμήμα της συμπεριφέρεται σχεδόν γραμμικά, ενώ καθώς η διαδρομή της ανάρτησης αυξάνει, η συνεισφορά του συμπιεσμένου αέρα αυξάνει, κάνοντας έτσι την ολική σκληρότητα της ανάρτησης προοδευτική. Επίσης για να γίνουν στιβαρότερες κατασκευές, η διάμετρος των καλαμιών έχει αυξηθεί αρκετά, ξεπερνώντας σε μερικές περιπτώσεις και τα 50 mm.

Όταν κατά τη πέδηση το πιρούνι συμπιέζεται, το ίχνος μικραίνει καθώς η γωνία κάστερ μειώνεται κατά 3 έως 4 μοίρες. Η γωνία κάστερ είναι η κλίση του πιρουνιού σε σχέση με την κατακόρυφο, όταν κοιτάμε τη μοτοσυκλέτα από το πλάι. Η κάστερ από μόνη της δεν παίζει κάποιο σημαντικό ρόλο στη γεωμετρία της μοτοσυκλέτας. Η βασική συνεισφορά της είναι η δημιουργία του ίχνους. Μεγάλη γωνία κάστερ δίνει μεγάλο ίχνος και το αντίστροφο. Το ίχνος είναι η οριζόντια απόσταση του σημείου που τέμνει ο άξονας του λαιμού το έδαφος, από το σημείο που εφάπτεται ο τροχός σε αυτό. Επίσης κατά την πέδηση όταν ο πίσω τροχός αναπηδά (λόγω μεταφοράς βάρους) σε βάρος του εμπρός συστήματος, η ροπή που αναπτύσσεται μπροστά είναι πολύ μεγάλη. Σε συνδυασμό με τη μειωμένη τιμή του ίχνους το στρίψιμο της μοτοσυκλέτας γίνεται αρκετά δύσκολο [4, 14].

Οπότε τα πραγματικά όρια του τηλεσκοπικού συστήματος περιορίζονται από τους εξής παράγοντες: το stiction, δηλαδή τη στατική τριβή που αναπτύσσεται όταν το στεγανοποιητικό πιρούνι κολλάει στον εσωτερικό σωλήνα του συστήματος και τον εμποδίζει από το να κινείται ελεύθερα, το μεγάλο βάρος των μη αναρτώμενων μαζών και την ανικανότητα του ελέγχου της διαδρομής της ανάρτησης όσο εμείς θέλουμε.

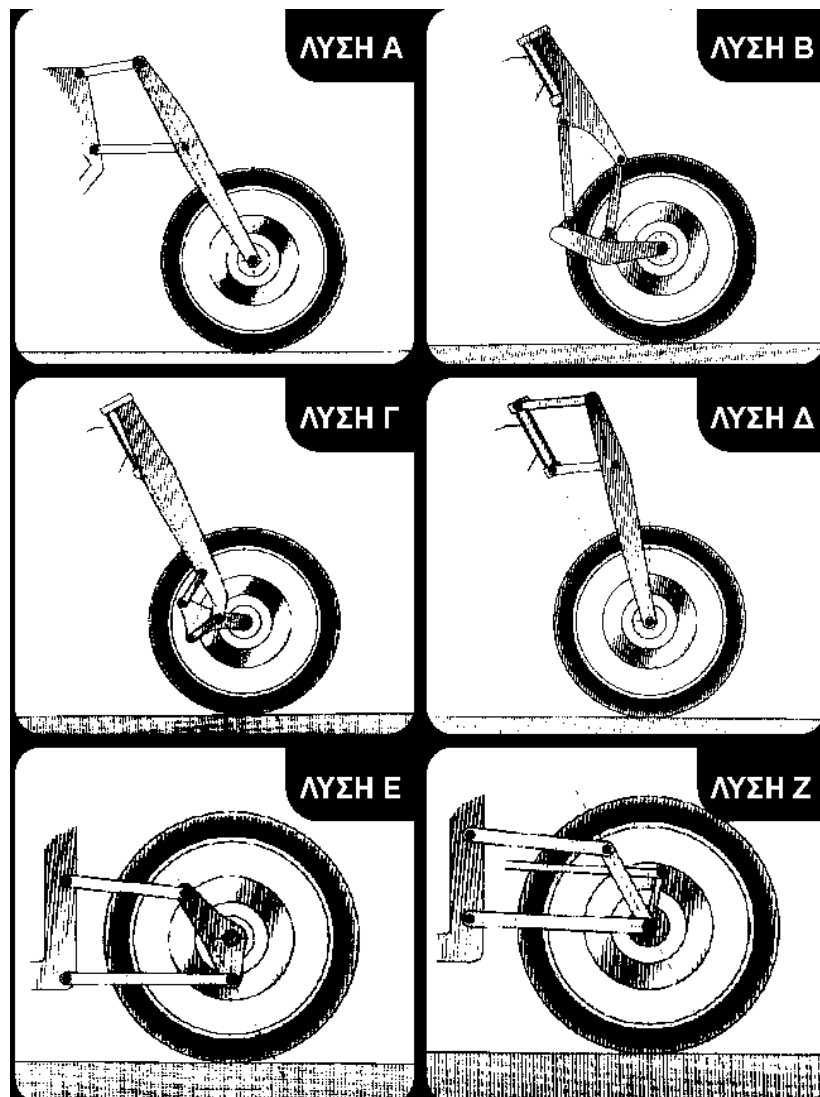
Υπάρχουν διάφορα είδη εναλλακτικών εμπρός συστημάτων ανάρτησης (Εικόνα 7) τα οποία κατατάσσονται αναλόγως του μηχανισμού τους στις εξής κατηγορίες [4]:

- A. Με περιστρεφόμενο πιρούνι
- B. GIRDER ή σύνδεση παραλληλόγραμμου (parallelogram linkage)
- C. Με ευθείς οδηγούς ολίσθησης
- D. Με σύνδεση Paralever - Duolever
- E. Με hub steering (σύστημα στο οποίο τα σημεία περιστροφής του τιμονιού βρίσκονται μέσα στην πλήμνη του τροχού)

Υπάρχει και μία παραλλαγή του συστήματος hub steering η οποία φαίνεται στην Εικόνα 7 (Λύση Z). Σε αυτή η διάταξη δεν επιτρέπει την ύπαρξη offset του τροχού σε σχέση με τον



άξονα του τιμονιού (μηδενικό offset). Με τον όρο offset εννοούμε την απόσταση ανάμεσα στο μέσο της ζάντας και της επιφάνειας στήριξης για την τοποθέτησή της. Μηδενικό offset έχουμε όταν η επιφάνεια στήριξης βρίσκεται στο κέντρο της ζάντας. Το σύστημα στην πλήμνη του τροχού γίνεται πιο περίπλοκο διότι πρέπει να έχει ρουλεμάν μεγάλης διαμέτρου, έτσι ώστε να χωράει σ' αυτό ο βασιλικός πύρος.



**Εικόνα 7:** Εναλλακτικά μπροστινά συστήματα μοτοσυκλέτας [4]

### 1.2.1 Hub – Center Steering σε εμπρόσθια συστήματα τροχών

Στην παρούσα μελέτη θα αναφερθούμε μόνο στο σύστημα hub – center steering (HCS) με εμπρόσθια ψαλίδια, καθώς αυτή η λύση και η ανάρτηση girder επίσης είναι οι μόνες που μπορούν να ξεπεράσουν σε απόδοση το τηλεσκοπικό σύστημα.

Υπάρχουν δύο βασικοί τύποι ψαλιδιών. Τα κλασικά ψαλίδια με δύο βραχίονες και αυτά με μονό βραχίονα [14]. Αν και έχει επικρατήσει η χρήση των μονόπλευρων ψαλιδιών στους πίσω τροχούς των μοτοσυκλετών, έχουν γίνει παλαιότερα προσπάθειες ένταξής τους και στα μπροστινά συστήματα (Εικόνα 8).



**Εικόνα 8:** Πρωτότυπο μπροστινό σύστημα με μονόπλευρο ψαλίδι [5]

Το ψαλίδι με μονό βραχίονα είναι μία μη συμμετρική κατασκευή, με αποτέλεσμα να βρίσκεται σε συνεχή ροπή, αλλά με στιβαρή κατασκευή ώστε να αποτραπεί μία ανεπιθύμητη μετακίνηση του τροχού. Η ροπή εμφανίζεται ακόμα και όταν η μοτοσυκλέτα κινείται σε ευθεία και αυξάνεται όταν μεγαλώνει το κάθετο φορτίο, για παράδειγμα κατά τη διέλευση από μία λακκούβα. Συνεπώς ο τροχός δεν πρέπει να παρουσιάζει κλίση γιατί αυτό θα έχει επίδραση στην τροχιά της μοτοσυκλέτας επηρεάζοντας αρνητικά την ισορροπία της, αφού μεταβάλλεται η γυροσκοπική ροπή. Η έδραση του τροχού στο ψαλίδι είναι ελαφρώς αυξημένου μεγέθους ώστε να ξεπεραστούν τα τυχόν προβλήματα στιβαρότητας που αναφέρθηκαν παραπάνω [14].

Ένα ψαλίδι μονού βραχίονα παρουσιάζει τα εξής πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα σε σχέση με το κλασικό ψαλίδι [14]:

- Μειωμένος χρόνος αντικατάστασης ελαστικού.
- Μικρότερη αδράνεια κατά τον διαμήκη άξονα.
- Αυξημένο βάρος, το οποίο οφείλεται στην ενίσχυση του ψαλιδιού ώστε να μην επηρεάζεται από τις δυνάμεις και τις στρεπτικές ροπές που αναπτύσσονται κατά την κίνηση.
- Μειωμένη ψύξη του δίσκου του φρένου, ο οποίος βρίσκεται μέσα στη ζάντα και δεν είναι άμεσα εκτεθειμένος στον αέρα.
- Η διάμετρος του δίσκου δεν μπορεί να είναι πολύ μεγάλη γιατί δεν θα χωράει η δαγκάνα του φρένου στη ζάντα.
- Εφόσον η κατασκευή είναι ασύμμετρη, μπορεί να υπάρξουν διαφορές στον τρόπο αντίδρασης της μοτοσυκλέτας, για παράδειγμα σε μία αριστερή στροφή σε σχέση με μία δεξιά.

Το σύστημα hub – center steering χρησιμοποιείται στις πιο προηγμένες εφαρμογές, και στην ουσία συνενώνει όλα τα πλεονεκτήματα των διαφορετικών σχεδιάσεων girder. Βασίζεται στα συστήματα ανάρτησης των αυτοκινήτων. Οι σύνδεσμοι πρέπει να είναι αρκετά μεγάλοι ώστε να επιτρέπουν στο τροχό να στρίβει.

Το στρίψιμο ελέγχεται από τους συνδέσμους – ράβδους. Η όλη σχεδίαση του συστήματος επιτρέπει τη τοποθέτηση του αμορτισέρ σε περιοχές που κάνουν τη συναρμολόγηση στιβαρή και εύκολα κατασκευάσιμη.

Δύο πολύ σημαντικές παρατηρήσεις σε αυτό το σημείο είναι ότι το σύστημα αυτό των μοχλών δε δίνει σχέση στροφής τροχού – τιμονιού 1:1 και ότι η γωνία κάστερ μπορεί να λάβει εξαιρετικά χαμηλές τιμές (καλύπτοντας μια περιοχή από 6° έως 18°) δίνοντας στη μοτοσυκλέτα ακαριαία απόκριση, ιδίως στις στροφές, χωρίς να επηρεαστεί η ευστάθειά της στις υψηλές ταχύτητες [4].

Κάποια από τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα που προσφέρει αυτό το σύστημα είναι [11]:

- a. Η πηγή της πλευρικής μετατόπισης (σε σχέση με τον άξονα διεύθυνσης) μειώνεται.
- b. Η απόδοση πέδησης αυξάνεται καθώς τα φορτία του φρεναρίσματος κατανέμονται μεταξύ του ψαλιδιού και των συνδέσμων διεύθυνσης.
- c. Το σύστημα Hub – center steering διαχωρίζει τις λειτουργίες διεύθυνσης, πέδησης και ανάρτησης.
- d. Σε σύγκριση με τον συμβατικό σχεδιασμό, το HCS μπορεί να παρέχει μεγαλύτερη βάση τροχών.
- e. Η ποιότητα της οδήγησης βελτιώνεται καθώς μπορούν να χρησιμοποιηθούν καλύτερες αναρτήσεις (μονοαξονικά αμορτισέρ).
- f. Εξαλείφει τη χρήση αποσβεστήρα διεύθυνσης / σταθεροποιητή διεύθυνσης.
- g. Είναι πολύ χρήσιμο όταν ο συμβατικός τύπος μηχανισμού διεύθυνσης δεν μπορεί να τοποθετηθεί λόγω της θέσης του μπροστινού τροχού.
- h. Το σύστημα αυτό μπορεί να απαιτείται για ορισμένα σχέδια μοτοσυκλετών (αεροδυναμικός σχεδιασμός, ηλεκτρικές μοτοσυκλέτες).

Όμως το σύστημα HCS έχει και κάποια μειονεκτήματα, τα οποία είναι [11]:

- a. Καθώς όλη η πλευρική ακαμψία παρέχεται από τον βασιλιά – πείρο, αυτό το τμήμα είναι αρκετά φορτισμένο όταν ο τροχός υπόκειται σε πλευρική δύναμη.
- b. Πρόκειται για ένα πολύ περίπλοκο σύστημα, καθώς χρησιμοποιείται μεγάλος αριθμός εξαρτημάτων.
- c. Το κόστος του είναι υψηλό.

### 1.3 Σχετικές ερευνητικές εργασίες

Ένα ζήτημα στη σχεδίαση μίας μοτοσυκλέτας είναι η χρήση δύο ή τριών τροχών και συγκεκριμένα η διάταξη δύο τροχών μπροστά και ενός τροχού πίσω. Είναι σαφές ότι μέχρι τώρα στην αγορά κυριαρχούν οι δίκυκλες μοτοσυκλέτες. Ωστόσο, τα τελευταία χρόνια έχουν παρουσιαστεί διάφορα οχήματα τριών τροχών (Honda Neowing, Τόκιο, Ιαπωνία, Kawasaki J,



Τόκιο, Ιαπωνία), μοντέλα παραγωγής είναι ήδη στο δρόμο (Yamaha NIKEN, Shizuoka, Ιαπωνία) και οι κριτικές περιοδικών μοτοσυκλετών έχουν επισημάνει τα πλεονεκτήματα των δύο εμπρόσθιων τροχών για το χειρισμό, το φρενάρισμα και την αίσθηση ασφάλειας των αναβατών [21].

Η έρευνα σχετικά με τις τρίτροχες μοτοσυκλέτες που αναφέρεται στη βιβλιογραφία είναι περιορισμένη. Σχετικές μελέτες εστιάζουν κυρίως στη δυναμική μοντελοποίηση και την ανάλυση σταθερότητας αυτών των οχημάτων [22, 23]. Άλλοι ερευνητές επικεντρώνονται στις επιπτώσεις της διέλευσης επιφανειών με χαμηλό συντελεστή τριβής, όπου οι αναβάτες τρίκυκλων οχημάτων έχουν δείξει ότι ένα αξιοσημείωτο χαρακτηριστικό είναι η σταθερότητα του οχήματος κατά τη στροφή, σε μια επιφάνεια χαμηλής τριβής, όπως ολισθηρός ή βρεγμένος δρόμος. Όπως υποδεικνύεται, υπό αυτές τις συνθήκες, η μείωση της πλευρικής δύναμης στο ένα μπροστινό ελαστικό, που περνά πάνω από την επιφάνεια του δρόμου χαμηλής τριβής, αντισταθμίζεται από το άλλο μπροστινό ελαστικό [24].

Με βάση τη σχετική βιβλιογραφία, υπάρχουν πολλές δημοσιεύσεις οι οποίες επικεντρώνονται στην ανάλυση αντοχής ψαλιδιών μοτοσυκλέτας, αλλά όλες εξετάζουν τα πίσω ψαλίδια μονού βραχίονα [25 – 29] ή τα κλασικά ψαλίδια με δύο βραχίονες [30 – 32]. Σε όλες τις περιπτώσεις, εξετάζεται μια στατική ανάλυση, η οποία παρουσιάζει τις τάσεις και τις μετατοπίσεις με βάση διαφορετικές συνθήκες φόρτισης. Όσον αφορά τη χρήση υλικών, η πλειονότητα επικεντρώνεται σε κράματα αλουμινίου όπως το 7075-T6 [30], ενισχυμένο πλαστικό από ανθρακονήματα (CFRP) [33] και συγκρίνουν εκδόσεις ψαλιδιών αλουμινίου με τις αντίστοιχες εκδόσεις από χάλυβα [31, 32]. Με βάση την προαναφερθείσα βιβλιογραφία, συγκεντρώθηκαν και άλλες πολύτιμες πληροφορίες (Πίνακας 1.1) συμπεριλαμβανομένου: (α) το βάρος των ψαλιδιών, (β) την ισχύ του κινητήρα του οχήματος, (γ) τον συντελεστή ασφαλείας. Είναι προφανές ότι το βάρος του πίσω ψαλιδιού εξαρτάται από την ισχύ του κινητήρα που χρησιμοποιείται στη μοτοσυκλέτα, καθώς και αν είναι μονού ή διπλού βραχίονα.

Από όσο γνωρίζουμε, δεν υπάρχει άλλη ανάλυση εμπρόσθιου ψαλιδιού μονού βραχίονα στη σχετική βιβλιογραφία, καθώς η πλειονότητα της έρευνας σχετίζεται με τα πίσω ψαλίδια. Συγκρίνοντας τα φορτία που εφαρμόζονται σε ένα εμπρόσθιο ή πίσω ψαλίδι, υπάρχουν αρκετές διαφορές, όπως: (α) η επίδραση της ροπής κατά την επιτάχυνση, η οποία δεν λαμβάνεται υπόψη στο εμπρόσθιο ψαλίδι, (β) τα φορτία από την κατανομή του βάρους της μοτοσυκλέτας, όπως επίσης (γ) οι υψηλότερες δυνάμεις πέδησης που εφαρμόζονται στους εμπρόσθιους τροχούς. Είναι εύκολα κατανοητό, ότι το βάρος και η ακαμψία των πίσω ψαλιδιών δεν μπορούν να συγκριθούν άμεσα με εκείνα ενός μπροστινού ψαλιδιού.

**Πίνακας 1.1:** Προδιαγραφές πίσω ψαλιδιών στη βιβλιογραφία.

Αναφορά	Διπλού (Δ)/ Μονού (Μ) βραχίονα	Υλικό	Βάρος (kg)	Συντελεστής ασφάλειας	Ισχύς κινητήρα (KW)
<b>Airolidi [25]</b>	M	Αλουμίνιο A356.0T6 CFRP	5 4.1	-	129.7
<b>Patiil [27]</b>	M	Χάλυβας AISI 1018	9.26	2.07	-
<b>Badeschi [29]</b>	M	CFRP	4.2	-	158.1
<b>Smith [26, 28]</b>	M	CFRP	4.3	-	-
<b>Hasaan [30]</b>	Δ	Αλουμίνιο 7075 – T6 Αλουμίνιο S2008 Αλουμίνιο MS 2008	22.80 5.265 6.85	1.95 -	185
<b>Risitano [31]</b>	Δ	Αλουμίνιο BNG 2008 AISI – 4340	5.65 4.17	- 1.53 – 2.37	138
<b>Swathikrishnan [32]</b>	Δ	Αλουμίνιο 6061 – T6	2.6	2.34 – 2.39	10
<b>Nigel O’ Dea [33]</b>	Δ	CFRP	2.7	-	33

## 1.4 Daedalus Project

Με επίκεντρο την ανάπτυξη καινοτόμων οχημάτων και την αξιολόγηση του μέλλοντος των αστικών συγκοινωνιών, ο στόχος της ομάδας TUCER του Πολυτεχνείου Κρήτης είναι να κατασκευάσει μια ηλεκτροκίνητη μοτοσυκλέτα με ολοκληρωμένα καινοτόμα συστήματα και εξαιρετική αισθητική [10].

Το Daedalus είναι μια νέα ηλεκτρική μοτοσυκλέτα με τρεις τροχούς (δύο τροχούς μπροστά, έναν πίσω), η οποία μπορεί να κατηγοριοποιηθεί ως νέος τύπος sport-touring και θα ξεχωρίζει για τον σχεδιασμό της, τις πρωτοποριακές τεχνολογίες και προδιαγραφές της σε σχέση με τα προϊόντα τα οποία κυκλοφορούν αυτή τη στιγμή στην αγορά. Οι καινοτόμες λύσεις που αναπτύσσονται αναμένεται να θέσουν ένα νέο πρότυπο για αυτόν τον τύπο οχημάτων. Πρόκειται για ένα πρόγραμμα στο οποίο συμμετέχουν σημαντικοί εταίροι παγκόσμιας κλίμακας σε διάφορα τεχνικά θέματα, για την ανάπτυξη ενός προϊόντος υψηλής τεχνολογίας. Η μοτοσυκλέτα Daedalus περιλαμβάνει την ανάπτυξη καινοτόμων συστημάτων και τεχνολογιών αιχμής για τις μοτοσυκλέτες του προσεχούς μέλλοντος, όπως:

- Μοναδικός σχεδιασμός, απόδοση και μηδενικές εκπομπές ρύπων
- Αυτόνομη πλατφόρμα: Μια νέα καινοτόμος πλατφόρμα για την ενοποίηση αυτόνομων συστημάτων οδήγησης και τη δοκιμή αυτόνομων τεχνολογιών πλοήγησης.
- Μεγαλύτερη ασφάλεια: Η χρήση τριών τροχών, ένα νέο καινοτόμο σύστημα ανάρτησης και τα προηγμένα συστήματα πέδησης, στοχεύουν σε μεγαλύτερη ευστάθεια και πρόσφυση στις διάφορες συνθήκες του οδοστρώματος.

- Προηγμένος χειρισμός και οδήγηση: Τα προηγμένα συστήματα διεύθυνσης και τιμονιού τα οποία θα χρησιμοποιηθούν στοχεύουν στο να προσφέρουν εξαιρετική εμπειρία οδήγησης και χειρισμού στον αναβάτη.

## 1.5 Στόχος Εργασίας

Στόχος της εργασίας είναι η μείωση του συνολικού βάρους και η ταυτόχρονη βελτίωση της ακαμψίας των εμπρόσθιων ψαλιδιών της μοτοσυκλέτας. Διαφορετικά σχέδια αξιολογήθηκαν κάτω από διαφορετικά σενάρια φόρτισης, λαμβάνοντας υπόψη τις δυνάμεις που ασκούνται όταν το όχημα βρίσκεται σε λειτουργία, αλλά και όταν βρίσκεται σε στατική κατάσταση, δηλαδή ακίνητο. Δεδομένου ότι οι συνθήκες πέδησης αντιστοιχούν σε σημαντικό παράγοντα εφαρμοζόμενων δυνάμεων, αυτή η κατάσταση είναι το χειρότερο σενάριο φόρτισης που εξετάστηκε. Για τη διαδικασία αξιολόγησης, χρησιμοποιήθηκε ένα ειδικό λογισμικό CAE (Computer Aided Engineering) για μια σειρά προσομοιώσεων ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων. Με βάση τα αρχικά αποτελέσματα των προσομοιώσεων, γίνεται φανερή η ανάγκη επανασχεδιασμού του ψαλιδιού, πάντα με στόχο την υψηλότερη δομική αποτελεσματικότητα και το χαμηλότερο βάρος.

Για τον σκοπό αυτό, πραγματοποιείται μια διαδικασία τοπολογικής βελτιστοποίησης, έτσι ώστε να διαμορφωθεί ο νέος σχεδιασμός. Τέλος, γίνεται μια αξιολόγηση διάφορων εκδόσεων ψαλιδιών υπό συγκεκριμένες συνθήκες φόρτισης. Λαμβάνοντας υπόψη τα αποτελέσματα των τάσεων και των μετατοπίσεων της προσομοίωσης, έγιναν οι τελικές τροποποιήσεις στον σχεδιασμό των ψαλιδιών της μοτοσυκλέτας.

Πρέπει να σημειωθεί ότι ο αρχικός σχεδιασμός των εμπρόσθιων ψαλιδιών της μοτοσυκλέτας Daedalus πραγματοποιήθηκε από τον κ. Πολυχρόνη Σπανουδάκη.

# 2.

## ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

### 2.1 Ανάλυση με πεπερασμένα στοιχεία

#### 2.1.1 Εισαγωγή

Η ανάγκη μελέτης της αντοχής των κατασκευών με μεγάλη ακρίβεια είναι το ζητούμενο σε κάθε επίπεδο εφαρμογών, όπως για παράδειγμα στην αυτοκινητοβιομηχανία, την αεροναυπηγική, την κατασκευή κτιρίων κλπ. Επιπλέον, η κατασκευή και η εν συνεχεία καταστροφή των υπό μελέτη αντικειμένων προκειμένου να καταλήξουμε σε ασφαλή συμπεράσματα για την αντοχή τους είναι οικονομικά ασύμφορη. Ακριβώς αυτή η ανάγκη είναι που οδήγησε στην ανάπτυξη υπολογιστικών μεθόδων ελέγχου της αντοχής, δηλαδή λογισμικών που έχουν την δυνατότητα να προσομοιώνουν σε H/Y τις φορτίσεις που δέχεται ένα αντικείμενο, ώστε στη συνέχεια να γίνεται η αξιολόγησή του χωρίς να υπάρχει η ανάγκη για την κατασκευή ενός φυσικού μοντέλου. Μία από αυτές τις υπολογιστικές μεθόδους είναι η Ανάλυση με Πεπερασμένα Στοιχεία (Finite Elements Analysis-FEA). Η μέθοδος αυτή μπορεί να δώσει αποτελέσματα ακριβείας για πολύπλοκες κατασκευές, απαιτεί όμως πολυάριθμους και χρονοβόρους υπολογισμούς. Αυτοί ωστόσο μπορούν να πραγματοποιηθούν μέσα σε πολύ σύντομο χρονικό διάστημα λόγω της ταχύτατης ανάπτυξης των H/Y στις μέρες μας. Η χρήση τέτοιου είδους λογισμικών σε συνδυασμό με άλλα εξειδικευμένα λογισμικά σχεδίασης (CAD – Computer Aided Design) αποτελούν εδώ και χρόνια τον βασικό πυρήνα για την ανάπτυξη και τον έλεγχο πολύπλοκων κατασκευών [7, 8].

Στην παρούσα εργασία έγινε χρήση του εξειδικευμένου πακέτου λογισμικών της εταιρίας BETA CAE Systems S.A. Χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό ANSA v20.1.1 ως προ-επεξεργαστής (pre – processor), υπεύθυνος για την προετοιμασία του μοντέλου, και το META v20.1.1 ως μέτα – επεξεργαστής (post – processor), όπου γίνεται δυνατή η ανάλυση και η

επεξεργασία των αποτελεσμάτων από τον επιλυτή (Solver). Ως επιλυτής χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό EPILYSIS.

Ο προ – επεξεργαστής ANSA θεωρείται ένας από τους κορυφαίους στο είδος του, λόγω του υψηλής ποιότητας πλέγματος πεπερασμένων στοιχείων που παράγει. Ο μέτα-επεξεργαστής META δίνει την δυνατότητα επεξεργασίας των αποτελεσμάτων του Solver σε γραφικό περιβάλλον [7, 8].

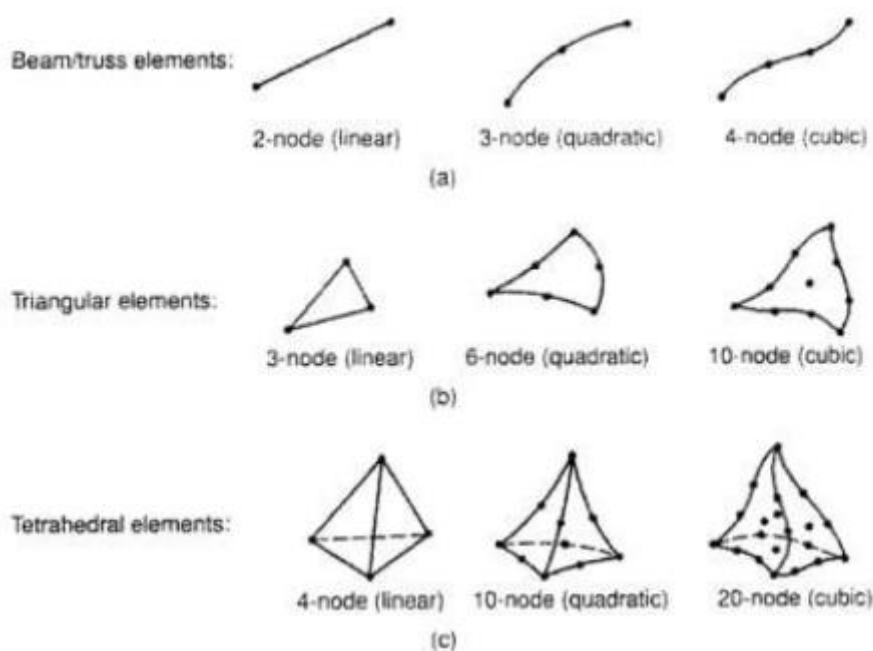
### 2.1.2 Μέθοδος Πεπερασμένων Στοιχείων

Η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων (Finite Element Method: FEM) επιτρέπει τη στατική και δυναμική ανάλυση τάσεων και μετατοπίσεων, τη θερμική ανάλυση, τη ρευστομηχανική και αεροδυναμική ανάλυση, την ακουστική ανάλυση, καθώς και την μελέτη κατανομής μαγνητικού πεδίου ή και άλλων πεδίων. Η εφαρμογή της FEM απαιτεί τη χρήση ενός απλουστευμένου αφαιρετικού μοντέλου που πρέπει να γεννηθεί είτε με αλληλεπίδραση του χρήστη είτε αυτόματα. Το λογισμικό που καθιστά δυνατή την κατασκευή του αφαιρετικού μοντέλου και τη γένεση των πεπερασμένων στοιχείων αποτελεί τον προ-επεξεργαστή (pre-processor). Μετά την εκτέλεση της ανάλυσης σε κάθε στοιχείο, ο H/Y συγκεντρώνει τα αποτελέσματα και τα εμφανίζει με ευανάγνωστο οπτικό τρόπο. Περιοχές υψηλών τάσεων, για παράδειγμα, μπορεί να παριστάνονται με κόκκινο χρώμα. Το λογισμικό τέτοιων απεικονίσεων αποτελεί τον λεγόμενο μέτα – επεξεργαστή ( post-processor) [9].

Η ανάλυση με χρήση πεπερασμένων στοιχείων αποτελεί το υπόβαθρο της βελτιστοποίησης τοπολογίας και περιλαμβάνει τα εξής στάδια:

- Εισάγεται η γεωμετρία της κατασκευής σε ένα πρόγραμμα CAD και δημιουργείται το τρισδιάστατο μοντέλο.
- Χωρίζεται το μοντέλο σε πεπερασμένα στοιχεία και αφού ετοιμαστεί το πλέγμα επιλέγεται το είδος της επίλυσης και εισάγονται τα επιπλέον δεδομένα που απαιτούνται. Παραδείγματος χάριν, αν επιλεγεί να λυθεί το μοντέλο σε στατική καταπόνηση θα πρέπει να δοθούν τα δεδομένα για τις δυνάμεις και τις στηρίξεις. Αυτή η διαδικασία γίνεται στον προ-επεξεργαστή.
- Όταν ετοιμαστούν όλα τα απαραίτητα δεδομένα, εισάγονται σε ένα πρόγραμμα το οποίο θα κάνει την επίλυση του προβλήματος. Τέτοιου είδους προγράμματα λέγονται επιλυτές (solvers) και χρησιμοποιούν για τις επιλύσεις με αριθμητικές μεθόδους.
- Όταν τελειώσει η επίλυση πρέπει να χρησιμοποιηθεί ο μέτα – επεξεργαστής, για να μπορέσει ο μελετητής να οπτικοποιήσει τα αποτελέσματα.

Τα διάφορα στοιχεία που υποστηρίζονται από ένα σύστημα ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων αποτελούν τη λεγόμενη βιβλιοθήκη στοιχείων (elements library). Όσο πιο μεγάλο το είδος των στοιχείων τόσο περισσότερα είδη προβλημάτων μπορούν να επιλυθούν. Η Εικόνα 9 δείχνει τυπικά πεπερασμένα στοιχεία που υποστηρίζονται από τους περισσότερους κώδικες. Να σημειωθεί ότι το ίδιο πλέγμα μπορεί να αντιστοιχεί σε διαφορετικά πεπερασμένα στοιχεία ανάλογα με τον αριθμό κόμβων που αποδίδονται σε αυτό [9].



**Εικόνα 9:** Τύποι πεπερασμένων στοιχείων για (a) μονοδιάστατα, (b) δισδιάστατα και (c) τρισδιάστατα προβλήματα [9]

Τα τρίγωνα (trias) και τα τετράγωνα (quads) είναι τα πιο απλά στοιχεία που χρησιμοποιούνται με δύο βαθμούς ελευθερίας ανά κόμβο (node). Προσθέτοντας κι άλλους κόμβους στις άκρες ή στο κέντρο μοντελοποιούνται καλύτερα καμπύλες και μέτωπα. Τρισδιάστατα μοντέλα έχουμε τα ισοπαραμετρικά τρίγωνα, τα τετράεδρα και τα εξαέδρα [8].

### 2.1.3 Θεωρίες Αστοχίας

Όταν ένα κομμάτι φορτίζεται ομοαξονικά, τότε η τάση και η αντοχή μπορούν να συγκριθούν απευθείας ώστε να υπολογιστεί ο συντελεστής ασφαλείας του ή για να γίνει φανερό εάν το κομμάτι θα αστοχήσει. Η μέθοδος αυτή είναι απλή, καθώς υπάρχει μόνο μία τιμή τάσης και μόνο μία τιμή αντοχής, είτε είναι διαρροής, είτε είναι η μέγιστη ή η διατμητική ή ότι αρμόζει στην μελετώμενη περίπτωση [6, 7, 8].

Το πρόβλημα όμως γίνεται αρκετά πιο περίπλοκο όταν έχουμε τάσεις σε δύο ή και τρεις διαστάσεις. Σε τέτοιες περιπτώσεις υπάρχουν πολλές τάσεις, αλλά μόνο μία σημαντική αντοχή. Για να γίνει δυνατός ο προσδιορισμός της ασφάλειας του κομματιού αναπτύχθηκαν διάφορες θεωρίες για να βοηθήσουν στον υπολογισμό αυτό [6].

Επιγραμματικά οι πιο συχνά χρησιμοποιούμενες θεωρίες είναι [7,8]:

- Η θεωρία μέγιστης ορθής τάσης
- Η θεωρία μέγιστης διατμητικής τάσης
- Η θεωρία ενέργειας παραμόρφωσης ή Von Mises Stress

Από τις παραπάνω επιλέχθηκε η θεωρία ενέργειας παραμόρφωσης ή Von Mises Stress. Σε αυτήν προβλέπεται ότι η αστοχία από διαρροή προκύπτει όταν η Von Mises ή αλλιώς η ισοδύναμη τάση  $\sigma_v$ , ισούται με το όριο διαρροής του υλικού. Η τιμή της τάσης αυτής προκύπτει χρησιμοποιώντας μια υπόθεση για την ενέργεια παραμόρφωσης και δίνεται από τον ακόλουθο τύπο [7].

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \sqrt{3J_2} \\ &= \sqrt{\frac{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{11} - \sigma_{33})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)}{2}} \\ &= \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}\end{aligned}$$

Το σημαντικό στοιχείο αυτής της θεωρίας είναι ότι μπορεί να αναπαραστήσει ολόκληρη την κατάσταση των τάσεων, όσο πολύπλοκη και αν είναι, ενώ παράλληλα δίνει ακριβέστερα αποτελέσματα από τις άλλες δύο [6].

## 2.2 Φορτίσεις

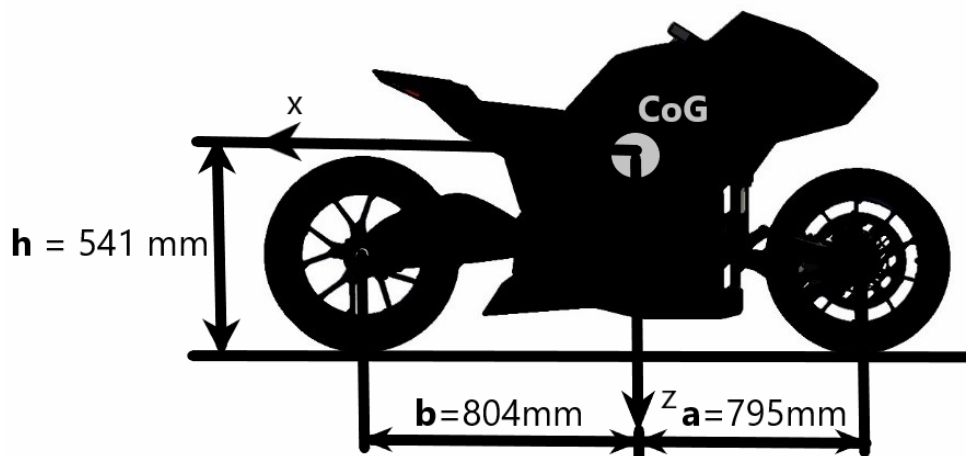
### 2.2.1 Στατική φόρτιση εμπρόσθιου ψαλιδιού – 1<sup>ο</sup> Σενάριο φόρτισης

Ως στατικά φορτία ορίζονται τα φορτία που παραμένουν αναλλοίωτα σε σχέση με το χρόνο και τις συνθήκες λειτουργίας του εξαρτήματος. Τα στατικά φορτία που αναπτύσσονται στα δύο εμπρόσθια ψαλίδια της μοτοσυκλέτας οφείλονται στην επίδραση της βαρύτητας και χαρακτηρίζονται ως αναρτώμενο βάρος. Το αναρτώμενο βάρος χωρίζεται σε δυο κατηγορίες [15]:

- Βάρος αναβάτη (Driver's weight)
- Βάρος οχήματος (Sprung weight) που στηρίζεται από το σύστημα ανάρτησης.

Η κατανομή των δυνάμεων στους τροχούς καθορίζεται από τη θέση του κέντρου βάρους (CoG) της μοτοσυκλέτας μαζί με τον αναβάτη. Η μοτοσυκλέτα Daedalus (Εικόνα 10) έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

- $a$  : Απόσταση μεταξύ μπροστινών τροχών και κέντρου βάρους = 795 mm
- $b$  : Απόσταση μεταξύ πίσω τροχού και κέντρου βάρους = 804 mm
- $W_b$  : Απόσταση μεταξύ μπροστινών και πίσω τροχού = 1599 mm
- $h_g$  : Απόσταση από το έδαφος του κέντρου βάρους = 541 mm
- $M_g = M_{moto} + M_{rider}$  : Συνολικό βάρος = 240 kg + 100 kg = 340 kg. Αφαιρούμαι το βάρος των τροχών οι οποίοι δεν παίζουν ρόλο στη στατική καταπόνηση και τελικά έχουμε  $M_g = 340 \text{ kg} - 21 \text{ kg} = 319 \text{ kg}$



**Εικόνα 10:**Κατανομή βάρους μοτοσυκλέτας

Η κατανομή βάρους της μοτοσυκλέτας Daedalus εκφρασμένη σε ποσοστά είναι 50.3% εμπρός και 49.7% πίσω.

Συνεπώς η αντίδραση από το έδαφος  $N_f$  στους εμπρόσθιους τροχούς στη στατική κατάσταση είναι :

$$N_f = M_g G \left( \frac{b}{W_b} \right) = 319 * 9.81 * \left( \frac{804}{1599} \right) = 1572.9 \text{ N} \quad (2.1)$$

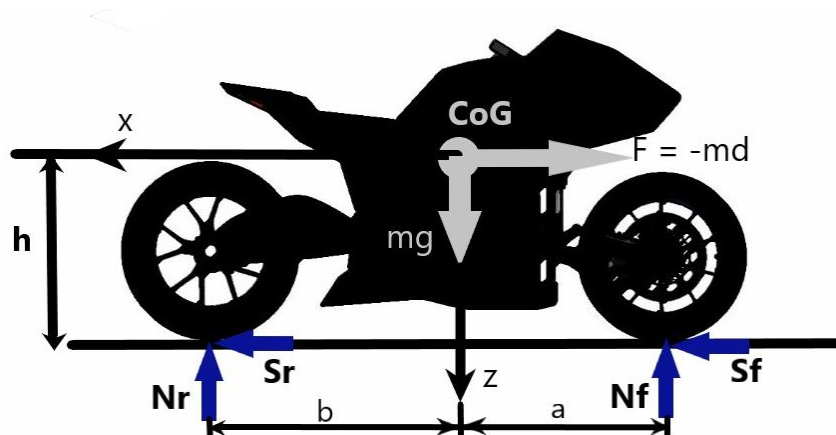
όπου  $G$  η επιτάχυνση της βαρύτητας.

Η δύναμη αυτή μοιράζεται στους δύο εμπρόσθιους τροχούς, συνεπώς έχουμε  $N_{fleft} = N_{fright} = 786.45 \text{ N}$  σε κάθε τροχό αντίστοιχα.

### 2.2.2 Δυνάμεις Πέδησης και φόρτιση εμπρόσθιου ψαλιδιού – 2<sup>ο</sup> Σενάριο φόρτισης

Ένα απλό μοντέλο μοτοσυκλέτας, όπως αυτό της Εικόνας 11, είναι χρήσιμο για την επισήμανση των βασικών μεγεθών κατά την πέδηση. Για τον υπολογισμό των δυνάμεων η μοτοσυκλέτα και ο αναβάτης διαμορφώνονται ως ένα άκαμπτο σώμα. Υποθέτοντας έναν επίπεδο δρόμο και αγνοώντας τη συμβολή από την αντίσταση κύλισης και τις αεροδυναμικές δυνάμεις, υπολογίζονται τα ασκούμενα φορτία [2].





**Εικόνα 11:** Αναπαράσταση δυνάμεων που ασκούνται κατά το φρενάρισμα της μοτοσυκλέτας.

Θεωρώντας ισορροπία δυνάμεων ως προς τους άξονες X και Z και ισορροπία των ροπών γύρω από το κέντρο βάρους της μηχανής βγάζουμε τις εξισώσεις κίνησης, οι οποίες είναι [2]:

- $S_f + S_r = md$  [ως προς τον άξονα X]
- $N_f + N_r = mg$  [ως προς τον άξονα Z] (2.2)
- $N_r b - N_f a + (S_r + S_f)h = 0$  [Ροπές γύρω από το κέντρο βάρους]

όπου,

$N_f$ : Η αντίδραση από το έδαφος στον εμπρόσθιο τροχό

$N_r$ : Η αντίδραση από το έδαφος στον πίσω τροχό

$S_f$ : Η δύναμη πέδησης εμπρός

$S_r$ : Η δύναμη πέδησης πίσω

$d$ : Η επιβράδυνση

$m*d$ : Η αδρανειακή δύναμη από την επιβράδυνση

Λύνοντας τις παραπάνω εξισώσεις ως προς  $N_f$  και  $N_r$  έχουμε:

$$N_f = mg \frac{b}{a+b} + md \frac{h}{a+b} \quad (2.3)$$

$$N_r = mg \frac{a}{a+b} - md \frac{h}{a+b} \quad (2.4)$$

και η συνολική δύναμη πέδησης είναι:

$$S_{tot} = S_f + S_r = md \quad (2.5)$$

Προκειμένου να αποφευχθεί η ανύψωση του πίσω τροχού η επιβράδυνση θα πρέπει να περιοριστεί ως εξής:

$$d < g \frac{a}{h} \quad (2.6)$$

Μία άλλη κατάσταση που πρέπει να αποφευχθεί έτσι ώστε το φρενάρισμα να είναι ασφαλές, είναι η ολίσθηση των ελαστικών. Η πρόσφυση  $D$  των ελαστικών στο οδόστρωμα είναι περιορισμένη και η αναλογία  $\mu$ , δηλαδή η δύναμη τριβής (ή αλλιώς η κανονικοποιημένη δύναμη πέδησης) μεταξύ της δύναμης πέδησης  $S$  και του κάθετου φορτίου  $N$  δεν πρέπει να ξεπερνάει τη μέγιστη τιμή της πρόσφυσης των εμπρόσθιων και πίσω ελαστικών αντίστοιχα [2], δηλαδή:

$$\mu_f = \frac{S_f}{N_f} < D_f \quad \text{και} \quad \mu_r = \frac{S_r}{N_r} < D_r \quad (2.7)$$

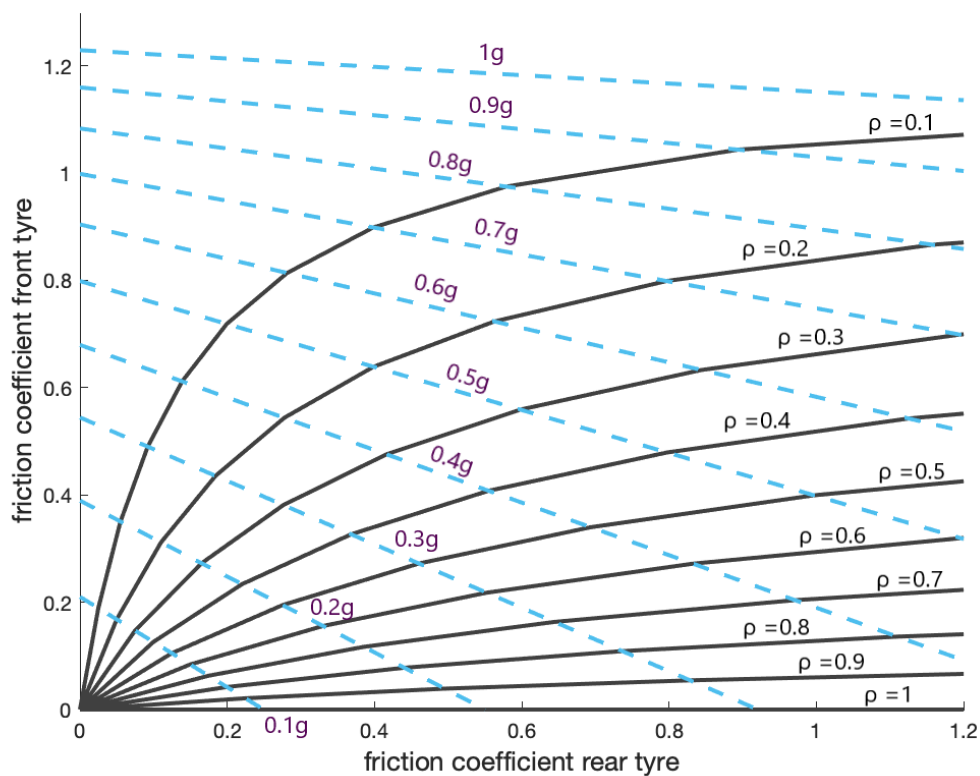
Καθώς αυξάνεται η συνολική δύναμη πέδησης, η ολίσθηση των ελαστικών μπορεί να συμβεί πρώτα είτε στο μπροστινό, είτε στο πίσω ελαστικό ανάλογα με την κατανομή της δύναμης αυτής. Για να εξετάσουμε αυτό το φαινόμενο εισάγουμε την αναλογία  $\rho$  μεταξύ της δύναμης πέδησης στον πίσω τροχό και της συνολικής δύναμης πέδησης, δηλαδή:

$$\rho = \frac{S_r}{S_f + S_r} = \frac{S_r}{S_{tot}} \quad (2.8)$$

Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις κίνησης (2.2) οι δυνάμεις τριβής για κάθε τροχό μπορούν να εκφραστούν συναρτήσει της επιβράδυνσης  $d$  και της αναλογίας πέδησης  $\rho$  [2], ως εξής:

$$\mu_f = (1 - \rho) \frac{(a + b)d}{ag + hd} \quad \text{και} \quad \mu_r = \rho \frac{(a + b)d}{ag - hd} \quad (2.9)$$

Λύνοντας αυτές τις σχέσεις για διάφορες τιμές της επιβράδυνσης και για διαφορετικές αναλογίες  $\rho$ , προκύπτει το γράφημα της Εικόνας 12, στο οποίο φαίνεται η κατανομή της δύναμης πέδησης στον πίσω και στους εμπρόσθιους τροχούς.



**Εικόνα 12:** Κατανομή της δύναμης πέδησης ( $m=319$  kg,  $a= 0.795$  m,  $b=0.804$  m,  $h=0.541$  m)

Στον άξονα X έχουμε τιμές για τον συντελεστή τριβής του πίσω τροχού και στον άξονα Y για τον συντελεστή τριβής των εμπρόσθιων τροχών της μοτοσυκλέτας. Από το διάγραμμα παρατηρούμε ότι διάφορες τιμές επιβράδυνσης (μπλε διακεκομμένες γραμμές) μπορούν να επιτευχθούν με διαφορετικές αναλογίες πέδησης  $\rho$  [2]. Έχοντας πλέον αυτό το διάγραμμα στη διάθεσή μας δεν χρειάζεται να κάνουμε όλη αυτή τη διαδικασία για να υπολογίσουμε τις δυνάμεις πέδησης  $S$  και τις κάθετες δυνάμεις  $N$ , σε περίπτωση αλλαγής των συνθηκών πέδησης. Παραδείγματος χάρη αν αλλάξουμε την αναλογία πέδησης  $\rho$  και τους συντελεστές τριβής των ελαστικών  $\mu$  τότε εύκολα βρίσκουμε την επιβράδυνση της μοτοσυκλέτας και έπειτα τις δυνάμεις οι οποίες μας ενδιαφέρουν.

Αντιλαμβανόμαστε όμως ότι αναλόγως το οδόστρωμα στο οποίο βρισκόμαστε (συντελεστής τριβής  $\mu$ ) και την επιβράδυνση την οποία θέλουμε να επιτύχουμε υπάρχουν διαφορετικοί τρόποι πέδησης, δηλαδή διαφορετικές αναλογίες που μπορεί να χρησιμοποιήσει ο οδηγός της μοτοσυκλέτας μας. Υπάρχει όμως μία βέλτιστη τακτική την οποία χρησιμοποιούν οι έμπειροι αναβάτες και προσπαθούν να προσεγγίσουν με τα συνδυασμένα συστήματα πέδησης οι κατασκευαστές, η ιδανική κατάσταση πέδησης.

### 2.2.3 Ιδανική Πέδηση

Η ιδανική κατάσταση πέδησης για κάθε όχημα είναι όταν όλα τα ελαστικά φορτίζονται ισοδύναμα, δηλαδή όταν πλησιάζουν το όριο πρόσφυσης ταυτόχρονα [3]. Η ιδανική κατάσταση πέδησης εκφράζεται μαθηματικά ως:

$$\frac{\mu_f}{\mu_r} = \frac{D_f}{D_r} \quad (2.10)$$

Αν επιβληθεί η σχέση (2.10) τότε μπορεί να επιτευχθεί η μέγιστη επιβράδυνση χωρίς να έχουμε ολίσθηση [3]. Αν τα ελαστικά έχουν τον ίδιο συντελεστή πρόσφυσης (καλή προσέγγιση), δηλαδή  $D_f = D_r$ , τότε έχουμε ότι  $\mu_f = \mu_r$ . Συνδυάζοντας, λοιπόν, τις εξισώσεις (2.10), (2.7) και (2.8) προκύπτει η ιδανική αναλογία της δύναμης πέδησης  $\rho_{id}$  ως [2]:

$$\rho_{id} = \frac{a - h \frac{d}{g}}{a + b} \quad (2.11)$$

Ο υπολογισμός της ιδανικής αναλογίας της δύναμης πέδησης σε όλο το εύρος της επιβράδυνσης είναι εφικτός με τη σχέση (2.11). Ωστόσο, για να υπολογίσουμε τον λόγο πέδησης στα πρόθυρα της ολίσθησης πρέπει να γνωρίζουμε την τιμή της επιβράδυνσης σε αυτό το σημείο [3]. Εφόσον τα ελαστικά έχουν τον ίδιο συντελεστή τριβής, η συνολική δύναμη πέδησης στο σημείο ολίσθησης υπολογίζεται από τη σχέση:

$$F_{skid} = (N_f + N_r)\mu = mg\mu \quad (2.12)$$

Η εξίσωση (2.5) περιγράφει επίσης τη συνολική δύναμη πέδησης και τον τρόπο με τον οποίο αυτή συσχετίζεται με την αδρανειακή δύναμη [3]. Εξισώνοντας την (2.5) με την (2.12) προκύπτει η έκφραση για τη μέγιστη επιβράδυνση:

$$F_{skid} = S_{tot} \Rightarrow d = -\mu g \quad (2.13)$$

όπου το αρνητικό σύμβολο υποδηλώνει ότι το όχημα βρίσκεται σε κατάσταση επιβράδυνσης.

Σύμφωνα με τη μελέτη του Joakim Lange έχουμε ότι για στεγνό οδόστρωμα ο συντελεστής τριβής των ελαστικών ισούται περίπου με 0.8 [3]. Οπότε η μέγιστη επιβράδυνση σε αυτή την περίπτωση θα είναι 0.8g. Συνεπώς η ιδανική κατανομή της δύναμης πέδησης βάσει της σχέσης (2.11) θα είναι:

$$\rho_{id} = 0.227$$

Συνεπάγεται λοιπόν ότι κατά την ιδανική πέδηση το εμπρόσθιο φρένο συμμετέχει με ποσοστό 77.3 %.

Από διάφορες μελέτες, κάποιες από τις οποίες σχετίζονται και με τις ικανότητες φρεναρίσματος και επιβράδυνσης των μοτοσυκλετιστών και έχουν διεξαχθεί στο παρελθόν από επαγγελματίες οδηγούς και με διαφορετικά μοντέλα μηχανών, έχουν προκύψει τα αποτελέσματα του Πίνακα 2.1:

**Πίνακας 2.1:** Σύνοψη των ρυθμών επιβράδυνσης πέδησης από διάφορες μελέτες (στεγνό και βρεγμένο οδόστρωμα)

Μελέτη	Επιβράδυνση (g)		
	Μπροστινό φρένο μόνο (χωρίς ABS)	Πίσω φρένο μόνο (χωρίς ABS)	Συνδυασμός εμπρός και πίσω φρένων (χωρίς ABS)
<b>Tolhurst &amp; McKnight [15]</b>	0.764	-	0.935
<b>Fries, Smith, Cronrath [15]</b>	-	0.31-0.52	0.54-0.88
<b>Hunter [20]</b>	0.64 - 0.74	0.35 - 0.36	0.63 - 0.96
<b>Bartlett [35]</b>	0.88 - 0.89	0.38 - 0.46	0.96
<b>Ecker [36]</b>			0.51-0.75
<b>Vavryn [37]</b>	-	-	0.67
<b>Bartlett, Baxter, Robar [38]</b>	0.44 - 0.76	0.31 - 0.43	0.59 – 0.89
<b>Anderson, Baxter, Robar [39]</b>	0.65	0.42	0.71
<b>Dunn, et al. [34]</b>	0.518 - 0.709	0.345 - 0.386	0.61 - 0.71
<b>Ariffin (βρεγμένο οδόστρωμα) [19]</b>	0.5	0.35	0.48-0.83
<b>Σύνοψη εύρους min-max</b>	<b>0.44-0.89</b>	<b>0.31-0.52</b>	<b>0.51-0.96</b>
<b>Μέσες τιμές min-max</b>	<b>0.62-0.75</b>	<b>0.34-0.43</b>	<b>0.58-0.83</b>

Παρατηρούμε ότι η μέγιστη τιμή επιβράδυνσης χρησιμοποιώντας μόνο το εμπρόσθιο φρένο (χωρίς ABS) είναι 0.89g. Όμως το εύρος των επιβραδύνσεων ποικίλλει από δοκιμή σε δοκιμή. Για τον λόγο αυτόν υπολογίζουμε μία μέση τιμή για όλες τις μέγιστες και όλες τις ελάχιστες επιβραδύνσεις, η οποία θεωρείται ως επαρκές μέγεθος αναφοράς για τους υπολογισμούς μας. Σύμφωνα με τις τιμές αυτές και θεωρώντας επιβράδυνση της μοτοσυκλέτας με τη χρήση μόνο του εμπρόσθιου φρένου, η μέση τιμή για την μέγιστη επιβράδυνση είναι  $d = 0.75g$ .

Συγκρίνοντας το πειραματικό αποτέλεσμα με την τιμή την οποία υπολογίσαμε από το θεωρητικό μοντέλο προηγούμενως ( $d = 0.8g$ ), παρατηρούμε ότι υπάρχει μία μικρή διαφορά (6.25%) μεταξύ της θεωρητικής και της πειραματικής τιμής. Λαμβάνοντας υπόψη αυτές τις τιμές, επιλέγουμε να χρησιμοποιήσουμε μια μέγιστη τιμή επιβράδυνσης  $d = 0.8g$  για τους υπολογισμούς των μέγιστων δυνάμεων πέδησης, ως την μέγιστη που βρέθηκε.

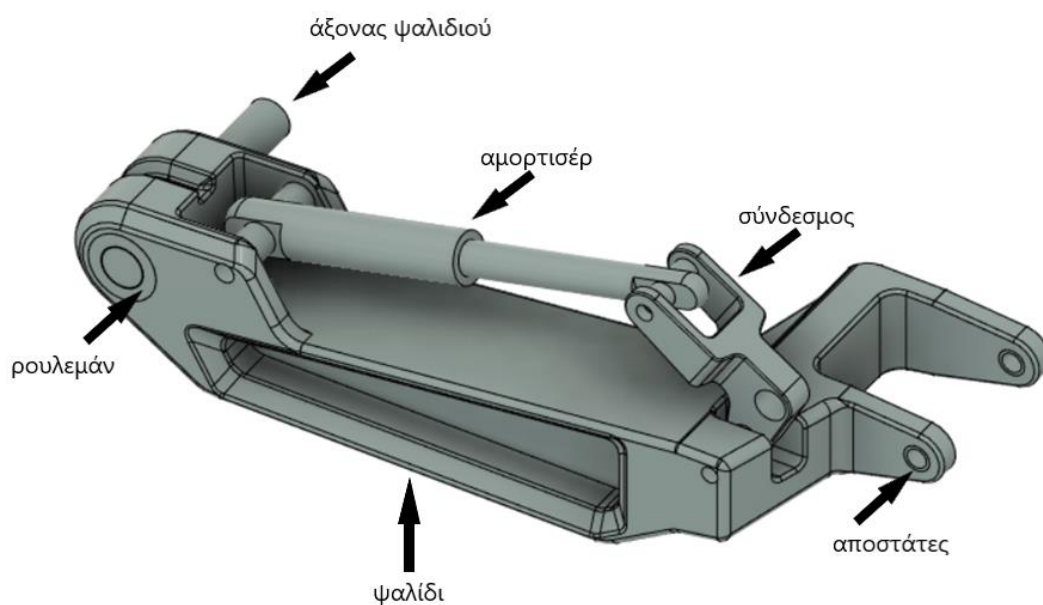
Συνεπώς στην περίπτωση κατά την οποία θα χρησιμοποιηθεί μόνο το μπροστινό φρένο ( $\rho = 0$ ) και με συντελεστή με μέγιστη επιβράδυνση 0.8g, έχουμε ότι:  $S_{tot} = S_f \Rightarrow S_f = 2503.5 \text{ N}$ , οπότε 1251.75 N σε κάθε τροχό, αφού η μοτοσυκλέτα Daedalus έχει δύο τροχούς μπροστά. Σε αυτή την περίπτωση η κάθετη δύναμη σε κάθε τροχό ισούται με:  $N_f = 1210 \text{ N}$ .

## 2.3 Μοντελοποίηση στατικής φόρτισης

Για να πραγματοποιηθεί μία ανάλυση αντοχής με χρήση λογισμικού πεπερασμένων στοιχείων είναι απαραίτητη η μοντελοποίηση του σχεδίου που έχει προκύψει από το πρόγραμμα CAD. Αυτό περιλαμβάνει την μοντελοποίηση των φορτίσεων, των περιορισμών, των συνδέσεων των επιμέρους κομματιών, τα χρησιμοποιούμενα υλικά και την δημιουργία του πλέγματος από τα κατάλληλα στοιχεία [7, 8].

### 2.3.1 Δημιουργία πλέγματος

Αρχικά εισάγεται το τρισδιάστατο μοντέλο του εμπρόσθιου συστήματος της μοτοσυκλέτας (Εικόνα 13) στον προ – επεξεργαστή (ANSA). Τα εξαρτήματα του εμπρόσθιου συστήματος τα οποία μοντελοποιήθηκαν είναι: το ψαλίδι μονού βραχίονα, ο άξονας του ψαλιδιού, το αμορτισέρ, ο σύνδεσμος, ο ρουλεμάν, οι αποστάτες και το πλαίσιο της μηχανής.



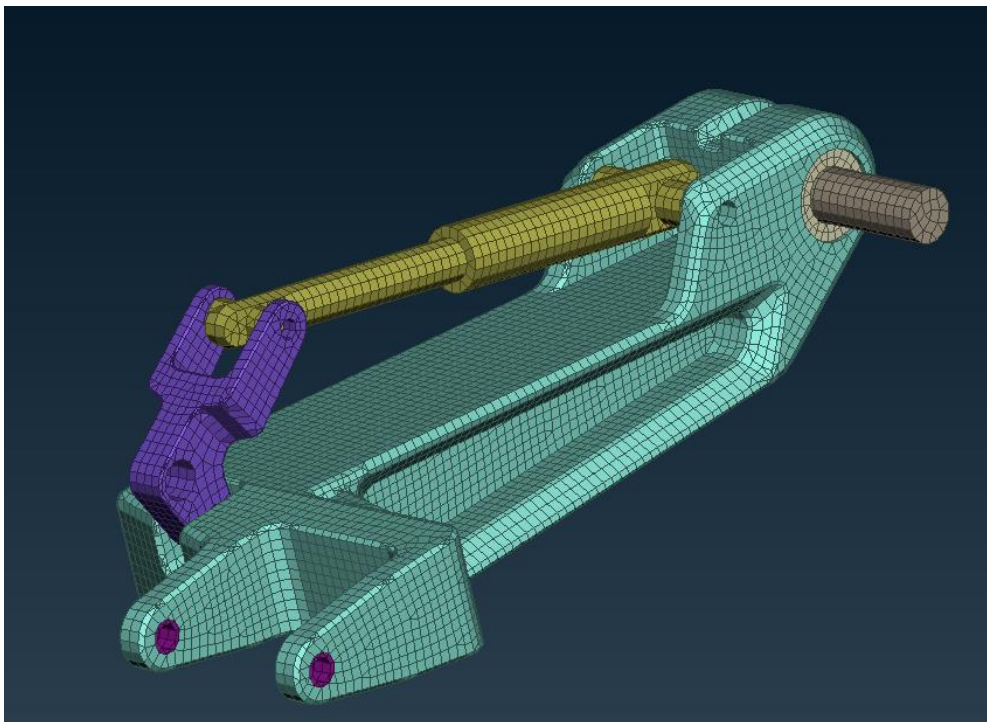
**Εικόνα 13:** Συναρμολόγηση ψαλιδιού και των επιμέρους εξαρτημάτων

Πρώτα δημιουργείται πλέγμα στοιχείων κελύφους (Shell Mesh) με χρήση του αλγορίθμου Free σε όλα τα εξαρτήματα. Ο συγκεκριμένος αλγόριθμος επιλέχθηκε διότι παράγει όσο το δυνατόν λιγότερα στοιχεία προσπαθώντας να διατηρήσει την καλύτερη δυνατή ποιότητα [1]. Το ANSA δίνει την δυνατότητα διόρθωσης τυχόν ασυνέχειας στο πλέγμα που προκύπτει, πράγμα που μπορεί να οφείλεται στο αρχικό σχέδιο που προέρχεται από το πρόγραμμα σχεδίασης (CAD) [7, 8].

Τα στοιχεία πλέγματος που επιλέχθηκαν για την ανάλυση είναι μικτής γεωμετρίας, δηλαδή στο μοντέλο μας έχουμε και τετράπλευρα και τριγωνικά στοιχεία κελύφους. Αυτό έγινε λόγω της περίπλοκης γεωμετρίας του μοντέλου. Το μέγεθος των στοιχείων του πλέγματος είναι 5 x 5 mm.

Λόγω του αυξημένου πάχους των επιμέρους εξαρτημάτων του συστήματος η ανάλυση δεν μπορεί να πραγματοποιηθεί με στοιχεία δύο διαστάσεων, οπότε δημιουργούμε πλέγμα στερεού όγκου (solid mesh ή volume mesh). Η δημιουργία των στοιχείων του όγκου πραγματοποιήθηκε με τον αλγόριθμο Tetra Rapid ο οποίος παράγει τετράεδρα στοιχεία πλέγματος και στοιχεία πυραμίδας εάν το επιφανειακό πλέγμα περιέχει τετραγωνικά στοιχεία, τα λεγόμενα quad [1].

Στην Εικόνα 14 φαίνεται το εμπρόσθιο σύστημα της μοτοσυκλέτας μετά την ολοκλήρωση του πλέγματος. Με τους διάφορους χρωματισμούς αναπαρίστανται τα επιμέρους εξαρτήματα που αναγνωρίζει ο προ – επεξεργαστής.



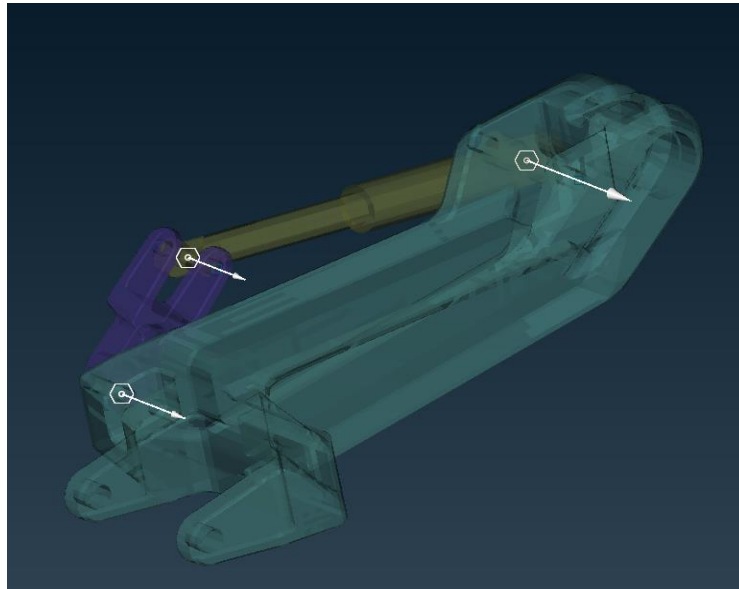
**Εικόνα 14:** Τελική μορφή συστήματος μετά την ολοκλήρωση του πλέγματος.

### 2.3.2 Μοντελοποίηση συνδέσεων

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, το τελικό μοντέλο προς μελέτη, αποτελείται από διαφορετικά εξαρτήματα. Ορισμένα από αυτά είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους με βίδες (Εικόνα 15), ενώ κάποια άλλα θα συνδεθούν με χρήση της συνάρτησης Contact του ANSA (Εικόνα 16).

Με βίδες συνδέονται τα εξής εξαρτήματα:

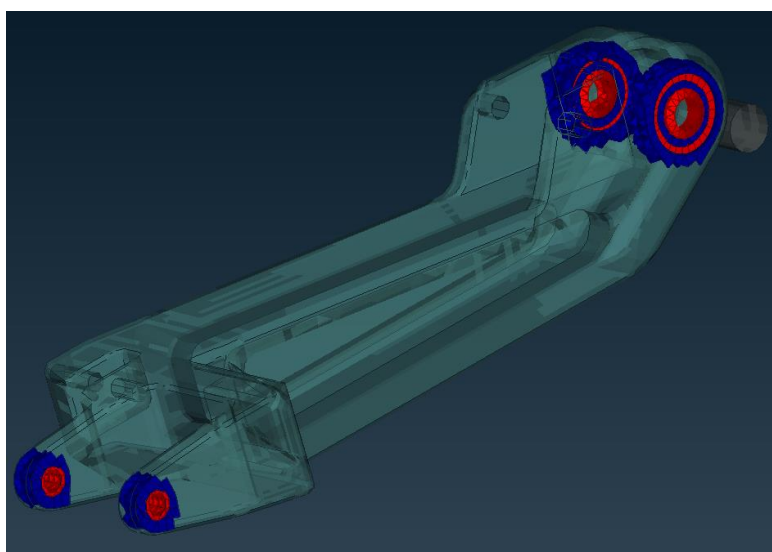
- το αμορτισέρ με το ψαλίδι
- το αμορτισέρ με τον σύνδεσμο του ψαλιδιού και
- ο σύνδεσμος με το ψαλίδι



**Εικόνα 15:** Συνδέσεις μεταξύ των εξαρτημάτων με βίδες

Όπου δεν ήταν δυνατή η σύνδεση με βίδες χρησιμοποιήσαμε τη συνάρτηση Contact. Τα εξαρτήματα που ενώθηκαν με αυτή είναι:

- ο άξονας του ψαλιδιού με τα ρουλεμάν του ψαλιδιού
- τα ρουλεμάν με το ψαλίδι και
- οι αποστάτες με το ψαλίδι



**Εικόνα 16:** Συνδέσεις μεταξύ των εξαρτημάτων με χρήση της συνάρτησης Contact



### 2.3.3 Μοντελοποίηση υλικών

Αφού συνδεθούν όλα τα επιμέρους εξαρτήματα του μπροστινού συστήματος της μοτοσυκλέτας, σειρά έχει η εισαγωγή των υλικών κατασκευής και των δομικών χαρακτηριστικών τους. Ως υλικό κατασκευής του ψαλιδιού επιλέχθηκε το κράμα αλουμινίου - ψευδαργύρου 7075 – T6, γιατί έχει κάποια καλά χαρακτηριστικά όπως ευκολία κατεργασιμότητας, υψηλή ανθεκτικότητα και υψηλή αναλογία αντοχής ως προς το βάρος [12]. Το αλουμίνιο έχει ακόμα μία εξαιρετική ιδιότητα, κατά τη διάρκεια μιας πρόσκρουσης κατανέμει το φορτίο σε ολόκληρο το εξάρτημα, μειώνοντας έτσι την παραμόρφωσή του, σε αντίθεση με τον χάλυβα [12].

Επίσης το ίδιο υλικό επιλέχθηκε για τον σύνδεσμο του ψαλιδιού με το αμορτισέρ. Ανοξείδωτος χάλυβας AISI 304 (stainless steel) ωστενιτικής κατηγορίας επιλέχθηκε για τον άξονα του ψαλιδιού και τους αποστάτες του ψαλιδιού. Χάλυβας AISI 4130 επιλέχθηκε για το αμορτισέρ και τα ρουλεμάν.

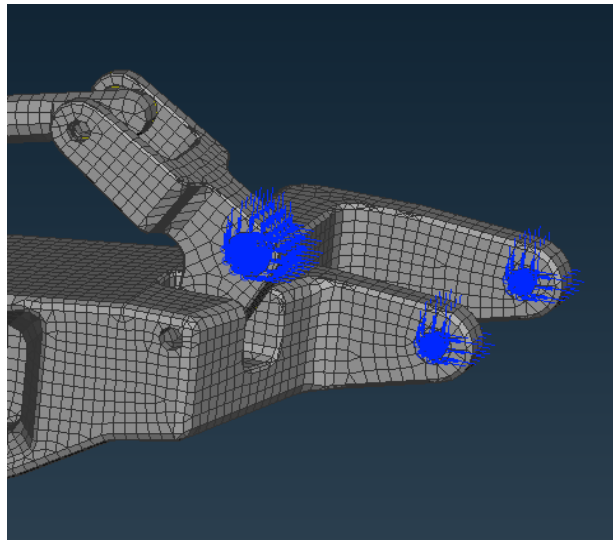
Όσον αφορά τις ιδιότητες των υλικών (Πίνακας 2.2) ο προ – επεξεργαστής χρειάζεται σαν είσοδο το μέτρο ελαστικότητας, τον λόγο Poisson, την πυκνότητα, το μέτρο διάτμησης και το όριο διαρροής.

**Πίνακας 2.2 :** Ιδιότητες υλικών του αρχικού συστήματος που εισάγονται στον προ – επεξεργαστή

	<b>7075 – T6</b>	<b>AISI 304</b>	<b>AISI 4130</b>
<b>Μέτρο ελαστικότητας, E (GPa)</b>	71.7	200	205
<b>Λόγος Poisson, <math>\nu</math></b>	0.33	0.29	0.29
<b>Μέτρο διάτμησης, G (GPa)</b>	26.9	86	80
<b>Πυκνότητα, <math>\rho</math> (<math>\times 10^3</math> kg/m<sup>3</sup>)</b>	2.81	8	7.85
<b>Όριο διαρροής (MPa)</b>	503	215	435

### 2.3.4 Μοντελοποίηση περιορισμών

Οι περιορισμοί που πρέπει να χρησιμοποιηθούν στη στατική ανάλυση του συστήματος είναι πακτώσεις στα σημεία όπου το ψαλίδι και ο σύνδεσμος του ψαλιδιού συνδέονται με το πλαίσιο της μοτοσυκλέτας. Επομένως οι πακτώσεις στο μοντέλο τοποθετούνται στο πίσω τμήμα του συστήματος, όπως φαίνονται στην Εικόνα 17.

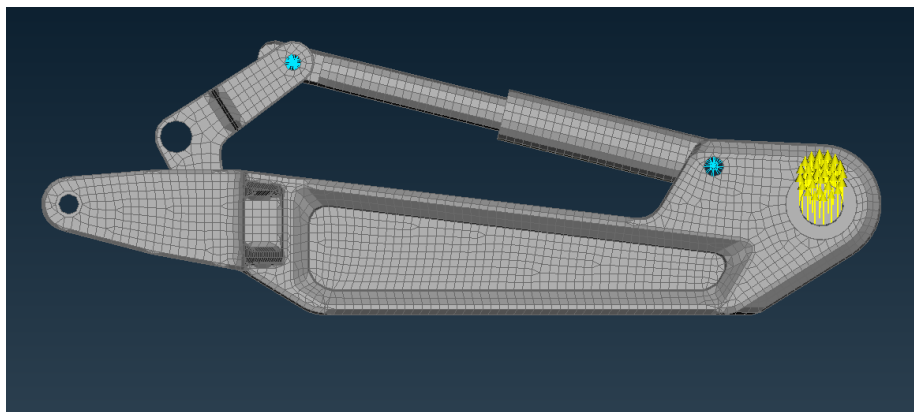


**Εικόνα 17:** Σημεία πακτώσεων του μοντέλου

### 2.3.5 Μοντελοποίηση βαρύτητας και δυνάμεων

Για την εφαρμογή της βαρύτητας και των διαφόρων βαρών στο εμπρόσθιο σύστημα υπάρχουν εξειδικευμένες εντολές στην «καρτέλα» του επιλυτή NASTRAN ο οποίος χρησιμοποιείται. Η χρήση αυτών των εντολών είναι πολύ κρίσιμη αφού οποιοδήποτε λάθος στην τοποθέτηση των μεγεθών μπορεί να παραποιήσει τα αποτελέσματα [6].

Η εντολή GRAV μοντελοποιεί τη δύναμη λόγω βαρύτητας σε όλο το μοντέλο και η χρήση της είναι απλή. Για την εφαρμογή του βάρους που δέχεται το ψαλίδι και όλα τα επιμέρους εξαρτήματα από τα μέρη του οχήματος και τον αναβάτη, γίνεται η μετατροπή των κιλών σε Newton ώστε να μοντελοποιηθούν σαν δυνάμεις. Αυτό γίνεται για διευκόλυνση της μοντελοποίησης με τη χρήση κατανεμημένης δύναμης στον άξονα του ψαλιδιού (Εικόνα 18). Εδώ τα στοιχεία εισόδου στον προ – επεξεργαστή είναι το μέτρο, η περιοχή εφαρμογής και η κατεύθυνση της δύναμης.



**Εικόνα 18:** Κατανεμημένη δύναμη στον άξονα του ψαλιδιού

### 2.3.6 Αρχείο επιλυτή

Το τελευταίο βήμα της μοντελοποίησης είναι η συγγραφή του αρχείου ανάγνωσης του επιλυτή. Το αρχείο αυτό θα δώσει την πληροφορία για το είδος της ανάλυσης που πρέπει να εκτελεστεί. Επιπλέον οι πληροφορίες που πρέπει να δοθούν είναι οι πακτώσεις και οι δυνάμεις που έχουν ομαδοποιηθεί και κωδικοποιηθεί κατάλληλα. Τέλος με συγκεκριμένες εντολές διευκρινίζονται τα δεδομένα που πρέπει να προκύψουν. Στην παρούσα ανάλυση αυτό που πρέπει να εξεταστεί είναι οι ισοδύναμες τάσεις κατά Von Mises και οι παραμορφώσεις. Από τη στιγμή που θα ετοιμαστεί και το header file (Εικόνα 19) η εργασία στον προ – επεξεργαστή έχει τελειώσει. Αυτό που έχει σειρά είναι η εξαγωγή του αρχείου και η επίλυση.

```
1 SOL 101
2 CEND
3
4 DISPLACEMENT(PLOT) = ALL
5 STRESS(PLOT) = ALL
6 STRAIN(PLOT) = ALL
7 SPC = 1
8 LOAD = 1
9 BCONTACT = 1
10
11 PARAM, POST, -1
```

Εικόνα 19: Το header file για τη γραμμική στατική ανάλυση

## 2.4 Μοντελοποίηση στην περίπτωση πέδησης

Στην περίπτωση της πέδησης θα γίνει μελέτη της ακραίας περίπτωσης φρεναρίσματος με χρήση μόνο του εμπρόσθιου φρένου και με τη μέγιστη δυνατή επιβράδυνση. Για την μοντελοποίηση του εμπρόσθιου συστήματος της μηχανής ώστε να μελετηθεί η αντοχή του στις δυνάμεις πέδησης ακολουθήθηκε η ίδια διαδικασία με προηγούμενως. Χρησιμοποιήθηκε το ίδιο πλέγμα στερεού όγκου, με την ίδια συνδεσμολογία μεταξύ των εξαρτημάτων και με τα ίδια υλικά κατασκευής. Οι διαφορές με την προηγούμενη ανάλυση είναι οι δυνάμεις του μοντέλου.

### 2.4.1 Μοντελοποίηση περιορισμών στην πέδηση

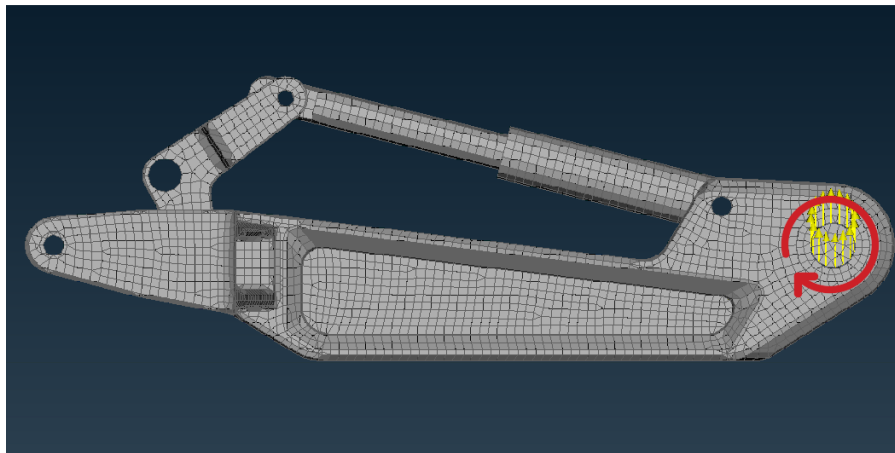
Οι περιορισμοί που πρέπει να χρησιμοποιηθούν στη στατική ανάλυση του συστήματος κατά το φρενάρισμα είναι οι πακτώσεις στα σημεία όπου το ψαλίδι και ο σύνδεσμος του ψαλιδιού συνδέονται με το πλαίσιο της μοτοσυκλέτας, όπως και προηγούμενως (Εικόνα 17).

### 2.4.2 Μοντελοποίηση δυνάμεων πέδησης

Κατά την πέδηση έχουμε την κανονική δύναμη  $N_f$ , η οποία είναι κάθετη στον άξονα του ψαλιδιού και η οποία μοντελοποιείται με τη χρήση κατανεμημένης δύναμης στον άξονα. Επίσης έχουμε την δύναμη πέδησης  $S_f$ , την οποία την εφαρμόζουμε στον άξονα του ψαλιδιού με τη μορφή ροπής  $M_{br}$  (Εικόνα 20), δηλαδή

$$M_{br} = S_f R$$

όπου  $R = 0.32 \text{ m}$  είναι η ακτίνα του τροχού με το ελαστικό. Συνεπώς  $M_{br} = 400.5 \text{ Nm}$



**Εικόνα 20:** Κατανεμημένη δύναμη  $N_f$  και η ροπή της δύναμη πέδησης  $M_{br}$  στον άξονα του ψαλιδιού.

Το header file το οποίο χρησιμοποιήθηκε σε αυτή την ανάλυση είναι ίδιο με αυτό της γραμμικής στατικής ανάλυσης.

## 2.5 Τοπολογική βελτιστοποίηση ψαλιδιού

Στον τομέα της μηχανικής των κατασκευών ο όρος "βελτιστοποίηση" επικεντρώνεται στην περιοχή του βέλτιστου σχεδιασμού, δηλαδή στο σχεδιασμό ο οποίος ικανοποιεί τις κατασκευαστικές προδιαγραφές και τις λειτουργικές απαιτήσεις, ενώ ταυτόχρονα ελαχιστοποιεί συγκεκριμένα κριτήρια, όπως είναι συνήθως το κόστος και το βάρος της κατασκευής. Η περιοχή της βελτιστοποίησης μηχανολογικών κατασκευών έχει τεράστια πρακτική αξία σε πολλούς διαφορετικούς τομείς όπως η αυτοκινητοβιομηχανία, η αεροπορική και η διαστημική βιομηχανία, η ναυπηγική βιομηχανία και γενικά ο χώρος των κατασκευών [15].

## 2.5.1 Κατηγορίες βελτιστοποίησης κατασκευών

Η βελτιστοποίηση κατασκευών χωρίζεται γενικά σε τρεις μεγάλες κατηγορίες (Εικόνα 21):

### a) Τη βελτιστοποίηση των μεγεθών των διατομών (Sizing optimization)

Το πρόβλημα της βελτιστοποίησης των μεγεθών των διατομών ενός φορέα συγκεκριμένης τοπολογίας και σχήματος είναι το πρώτο πρόβλημα βελτιστοποίησης με το οποίο ασχολήθηκαν εκτενώς οι ερευνητές. Στην αρχή ως παράμετροι σχεδιασμού χρησιμοποιούνταν οι διαστάσεις των διατομών δικτυωτών κατασκευών ή πλαισίων και αργότερα τα πάχη πλακών και κελυφών. Η συνηθέστερη αντικειμενική συνάρτηση για τέτοια προβλήματα ήταν και παραμένει το βάρος της κατασκευής, το οποίο ζητείται να ελαχιστοποιηθεί υπό κάποιους περιορισμούς (π.χ. τις τάσεις κάποιων μελών, τις μετατοπίσεις κάποιων κόμβων, κ.α.) [15].

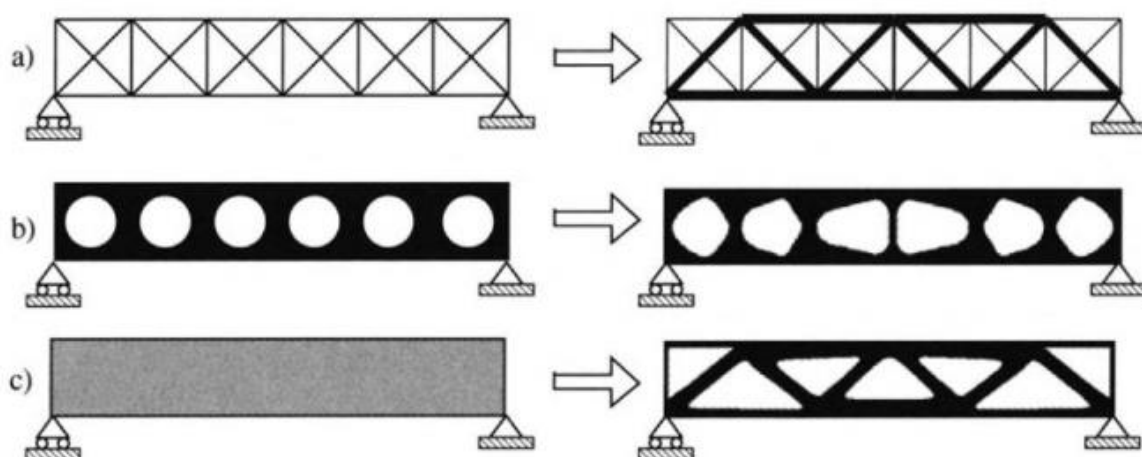
### b) Τη βελτιστοποίηση του σχήματος (Shape optimization)

Η βελτιστοποίηση σχήματος είναι ένα σχετικά καινούργιο πεδίο έρευνας στον χώρο του βέλτιστου σχεδιασμού κατασκευών. Με τη βελτιστοποίηση σχήματος, μεταβάλλονται το εσωτερικό και το εξωτερικό περίγραμμα της κατασκευής ώστε να επιτευχθεί η καλύτερη δυνατή κατανομή των τάσεων στο εσωτερικό της. Το πρόβλημα της βελτιστοποίησης του σχήματος των κατασκευών είναι ιδιαίτερα δύσκολο, καθώς η γεωμετρία και το μοντέλο ανάλυσης μεταβάλλονται συνεχώς, σε αντίθεση με το πρόβλημα της βελτιστοποίησης διατομών και ιδιοτήτων υλικών, όπου στόχος είναι η ελαχιστοποίηση του βάρους κάποιου φορέα συγκεκριμένου σχήματος και τοπολογίας. Συνήθως η βελτιστοποίηση του σχήματος μίας κατασκευής είναι το δεύτερο στάδιο του βέλτιστου σχεδιασμού της, λαμβάνοντας ως δεδομένο ότι έχει προηγηθεί ένα πρώτο στάδιο όπου έχει ευρεθεί η τοπολογία της κατασκευής, είτε αυτόματα μέσω κάποιου αλγόριθμου βελτιστοποίησης, είτε εμπειρικά από τον σχεδιαστή [15].

### c) Τη βελτιστοποίηση της τοπολογίας (Topology optimization)

Είναι η πλέον συνήθης μορφή βελτιστοποίησης κατασκευών. Σε αυτή οι μεταβλητές πυκνότητας μπορούν να πάρουν την τιμή 0 ή 1 και έτσι να αφαιρεθεί ή να διατηρηθεί υλικό από τον καθορισμένο χώρο προκειμένου να ικανοποιηθούν οι απαιτήσεις του προβλήματος. Σήμερα υπάρχει η τάση ένα γενικό πρόβλημα βελτιστοποίησης να εντοπίζεται αρχικά ως πρόβλημα εύρεσης της βέλτιστης τοπολογίας και στη συνέχεια ως πρόβλημα εύρεσης του βέλτιστου σχήματος ή εύρεσης των βέλτιστων διατομών [15].

Στον σχεδιασμό των κατασκευών είναι απαραίτητο να καθορισθεί μία όσο το δυνατόν καλύτερη τοπολογία. Η τοπολογία μίας κατασκευής συνήθως είναι προκαθορισμένη από τις απαιτήσεις του προβλήματος και τους κατασκευαστικούς περιορισμούς ή προέρχεται από κάποιο αρχικό σχεδιασμό του μηχανικού. Η βελτιστοποίηση αυτής της τοπολογίας είναι μια μαθηματική διαδικασία που αποσκοπεί στην εύρεση της βέλτιστης κατανομής του υλικού μιας κατασκευής, με ταυτόχρονη ικανοποίηση των συνθήκων στήριξης και των φορτίων της. Υλοποιείται με τον συνδυασμό πεπερασμένων στοιχείων για την ανάλυση και μαθηματικών προγραμματιστικών τεχνικών για την επίλυση. Οι τεχνικές αυτές βασίζονται είτε στον υπολογισμό παραγώγων (gradient-based), όπως είναι η Optimality Criteria (OC) και η Method of Moving Asymptotes (MMA) είτε και όχι (non gradient based), όπως για παράδειγμα είναι οι Γενετικοί Αλγόριθμοι (GA) [15, 16].



**Εικόνα 21:** Κατηγορίες βελτιστοποίησης κατασκευών. a) Sizing optimization μίας δομής δοκών, b) Shape optimization και c) Topology optimization. Το αρχικό πρόβλημα φαίνεται στην αριστερή πλευρά και η βέλτιστη λύση στην αριστερή [16].

## 2.5.2 Μαθηματικό μοντέλο βελτιστοποίησης

Τα προβλήματα βέλτιστου σχεδιασμού κατασκευών χαρακτηρίζονται από μία ευρεία γκάμα τύπων αντικειμενικής συνάρτησης και συναρτήσεων περιορισμών, οι οποίες συνήθως είναι έμμεσες ή πεπλεγμένες μη γραμμικές συναρτήσεις, μεγάλου βαθμού μη γραμμικότητας ως προς τις μεταβλητές σχεδιασμού. Αυτές οι συναρτήσεις είναι συνήθως ασυνεχείς και μη κυρτές (non-convex) με αποτέλεσμα τα προβλήματα αυτά να εμφανίζουν συχνότατα πολλά τοπικά ελάχιστα. Λόγω των εγγενών δυσχερειών των προβλημάτων αυτών, ακόμα και η εύρεση ενός τοπικού ελαχίστου δεν αποτελεί εύκολη υπόθεση για τους αλγόριθμους βελτιστοποίησης. Η σωστή μαθηματική διατύπωση ενός προβλήματος βελτιστοποίησης αποτελεί ίσως το πιο σημαντικό και κρίσιμο βήμα για την εύρεση του βέλτιστου σχεδιασμού [15]. Η γενική μαθηματική διατύπωση ενός προβλήματος βελτιστοποίησης είναι η ακόλουθη:

$$\begin{aligned}
 \{x\} &= [x_1, \dots, x_n]^T : \text{μεταβλητές σχεδιασμού} \\
 \min / \max f(x) &: \text{αντικειμενική συνάρτηση} \\
 &\text{subject to} \\
 h_i(x) &= 0, i = 1, \dots, m : \text{ισοτικοί περιορισμοί} \\
 g_j(x) &\leq 0, j = m + 1, \dots, l : \text{ανισοτικοί περιορισμοί} \\
 x &\in R^n
 \end{aligned}$$

### i. Μεταβλητές σχεδιασμού

Οι παράμετροι εκείνες οι οποίες όταν λάβουν συγκεκριμένη τιμή καθορίζουν πλήρως έναν σχεδιασμό, ονομάζονται μεταβλητές σχεδιασμού. Οι μεταβλητές σχεδιασμού ενδέχεται να είναι είτε συνεχείς, είτε διακριτές οπότε επιτρέπεται να λάβουν συγκεκριμένες τιμές. Η επιλογή των παραμέτρων σχεδιασμού με τις οποίες περιγράφονται διαστάσεις διατομών, σταθερές υλικών, παράμετροι σχήματος και τοπολογίας, είναι πολύ σημαντική για την αποτελεσματικότητα των μεθόδων βελτιστοποίησης. Ο μηχανικός με την επιλογή των παραμέτρων σχεδιασμού καθορίζει εκ των προτέρων σε ποια τμήματα της κατασκευής θα γίνουν βελτιωτικές παρεμβάσεις και με ποιόν τρόπο θα πραγματοποιηθούν οι μετατροπές στα τμήματα αυτά κατά τη διάρκεια της διαδικασίας βελτιστοποίησης. Η ανεξαρτησία των μεταβλητών σχεδιασμού είναι σημαντικός παράγοντας και πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή κατά την επιλογή τους. Είναι πιθανό αν δεν ληφθεί η απαραίτητη μέριμνα, να επιλεγούν μεταβλητές σχεδιασμού εξαρτημένες η μία από την άλλη, με αποτέλεσμα το μαθηματικό μοντέλο του προβλήματος να γίνει ιδιαίτερα πολύπλοκο [15].

### ii. Αντικειμενική συνάρτηση

Ένας σχεδιασμός μπορεί να είναι εφικτός ή μη εφικτός. Σε κάθε πρόβλημα βελτιστοποίησης υπάρχουν πολλοί εφικτοί σχεδιασμοί, εκ των οποίων κάποιοι υπερτερούν έναντι άλλων και ένας μόνο από αυτούς αποτελεί τη βέλτιστη λύση του προβλήματος. Για να γίνει αυτού του είδους η διάκριση μεταξύ καλού και ακόμη καλύτερου σχεδιασμού, είναι αναγκαία η ύπαρξη ενός κριτηρίου για τη σύγκριση και την αξιολόγηση των σχεδιασμών. Το κριτήριο αυτό είναι μια συνάρτηση η οποία λαμβάνει μια συγκεκριμένη τιμή για κάθε σχεδιασμό. Η συνάρτηση αυτή ονομάζεται αντικειμενική συνάρτηση και είναι εξαρτημένη από τις μεταβλητές σχεδιασμού. Στα προβλήματα βελτιστοποίησης κατασκευών, χαρακτηριστικά παραδείγματα αντικειμενικών συναρτήσεων είναι η ελαχιστοποίηση του βάρους, των τάσεων, των μετατοπίσεων και της ενέργειας παραμόρφωσης, η μεγιστοποίηση της δυσκαμψίας κ.ά. [15].

### iii. Περιορισμοί

Κάθε απαίτηση του σχεδιαστή εισάγεται στο μαθηματικό μοντέλο βελτιστοποίησης με τη μορφή ανισοτήτων και ισοτήτων οι οποίες ονομάζονται περιορισμοί. Κάθε τέτοια παράσταση πρέπει να είναι εξαρτώμενη τουλάχιστον από μία μεταβλητή σχεδιασμού του προβλήματος, καθώς μόνο τότε έχει νόημα η ύπαρξή της στο μαθηματικό μοντέλο. Στην περίπτωση που ένας σχεδιασμός, δηλαδή μια συγκεκριμένη τιμή των μεταβλητών σχεδιασμού δεν πληρεί κάποιον ή κάποιους από τους περιορισμούς του προβλήματος τότε ονομάζεται ανέφικτος (infeasible), ενώ σε αντίθετη περίπτωση όταν δηλαδή πληρούνται όλοι ανεξαιρέτως οι περιορισμοί - ονομάζεται εφικτός (feasible). Ένας εφικτός σχεδιασμός δεν είναι φυσικά πάντοτε βέλτιστος, είναι όμως σίγουρα υλοποιήσιμος [15].

Οι περιορισμοί που επιβάλλονται σε προβλήματα κατασκευών χρησιμεύουν γενικά για την επιβολή των απαιτήσεων ασφαλείας, λειτουργικότητας αλλά και κατασκευαστικών πολλών φορές απαιτήσεων και περιορίζουν τελικά σημαντικά τον χώρο των αποδεκτών λύσεων. Οι συναρτήσεις περιορισμών αφορούν συνήθως τάσεις και μετατοπίσεις, οι οποίες τις περισσότερες φορές δεν πρέπει να υπερβαίνουν κάποια άνω όρια. Συνηθέστερα, πραγματοποιείται για κάθε συγκεκριμένο σχεδιασμό και υπό τα φορτία σχεδιασμού μία αρχική

επίλυση με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων, από τα αποτελέσματα της οποίας ελέγχονται οι περιορισμοί του προβλήματος [15].

### 2.5.3 Καθορισμός του προβλήματος τοπολογικής βελτιστοποίησης

Το πρόβλημα της βελτιστοποίησης τοπολογίας καθορίζεται πλήρως ορίζοντας τις μεταβλητές σχεδιασμού, την αντικειμενική συνάρτηση και τις συναρτήσεις των περιορισμών. Εφόσον η τελική βέλτιστη λύση που θα προκύψει από τη μελέτη προχωρήσει στο στάδιο παραγωγής είναι απαραίτητο να εισαχθούν στο πρόβλημα και κατασκευαστικοί περιορισμοί που θα δράσουν καταλυτικά στην κατασκευή αυτής. Συνοπτικά η δομή των προβλημάτων βελτιστοποίησης τοπολογίας είναι [15]:

- Αντικειμενική συνάρτηση:
  - Minimizing compliance
  - Minimizing strain energy
  - Maximizing global stiffness
- Περιορισμοί:
  - Structural stiffness
    - i. Global bending stiffness of the structure
    - ii. Global torsional stiffness of the structure
    - iii. Global longitudinal stiffness of the structure
    - iv. Local stiffness of the suspensions, engine, and gearbox joints
    - v. Modal response of the structure
    - vi. Crash linearization
  - Volume fraction
  - Mass fraction
- Κατασκευαστικοί περιορισμοί:
  - Minimum member size control
  - Extrusion constraint
  - Symmetry constraint

### 2.5.4 Διαδικασία επίλυσης του προβλήματος

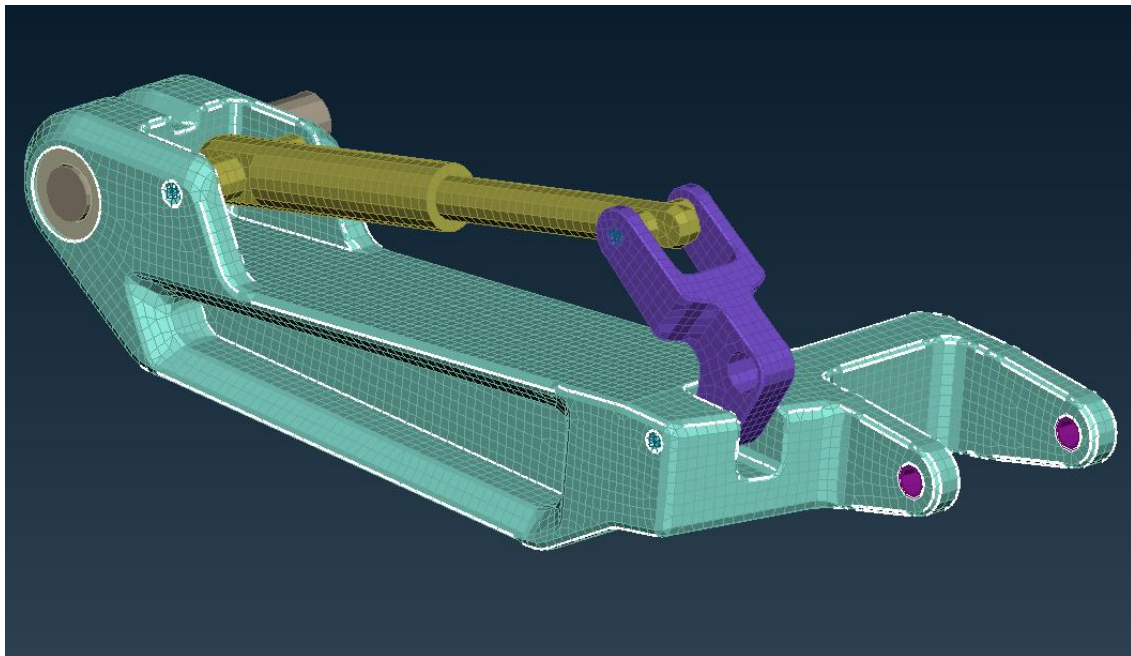
Για την μελέτη και ανάπτυξη του ψαλιδιού με εφαρμογή της βελτιστοποίησης τοπολογίας στην παρούσα εργασία έγινε χρήση της SOL 200 του ANSA. Για τη σωστή προετοιμασία ενός μοντέλου για τη συγκεκριμένη μέθοδο επίλυσης χρειάζεται [1]:



- Ορισμός των μεταβλητών σχεδιασμού (Design Variables)
- Ορισμός των αποκρίσεων σχεδίασης (Design Responses)
- Ορισμός των περιορισμών σχεδιασμού (Design Constraints)
- Ρύθμιση του αρχείου header για επίλυση

#### 2.5.4.1 Καθορισμός περιοχής σχεδιασμού

Αρχικά ορίζουμε την περιοχή σχεδιασμού (Design Area). Οι περιοχές σχεδιασμού είναι αυτές για τις οποίες θα επιλυθεί το πρόβλημα της τοπολογικής βελτιστοποίησης, ενώ αυτές οι οποίες δεν θα συμπεριληφθούν στη λύση ονομάζονται περιοχές μη – σχεδιασμού [15]. Στη δική μας περίπτωση η περιοχή σχεδιασμού είναι το ψαλίδι (Εικόνα 22).



**Εικόνα 22:** Περιοχή σχεδιασμού (Design area)

#### 2.5.4.2 Καθορισμός αντικειμενικής συνάρτησης και περιορισμών

Στη συνέχεια καθορίζεται η αντικειμενική συνάρτηση. Στο συγκεκριμένο πρόβλημα επιλέγεται η ελαχιστοποίηση της σταθμισμένης ενέργειας παραμόρφωσης (min compliance). Με τη χρήση αυτής της αντικειμενικής λαμβάνονται σαν περιορισμοί το ποσοστό εναπομένουσας μάζας (mass fraction) και το 2<sup>ο</sup> σενάριο φόρτισης [15], η μοντελοποίηση του οποίου αναφέρεται στην παράγραφο 2.4. Ο πρώτος περιορισμός αναφέρεται στο ποσοστό μάζας που έχουμε ως στόχο να αφαιρεθεί από το ψαλίδι. Συγκεκριμένα εμείς ζητήσαμε μία μείωση 40% σε σχέση με την αρχική μάζα.

Πρέπει να σημειωθεί ότι κατά την υλοποίηση των διαφόρων σεναρίων, εξετάστηκαν και υψηλότερα ποσοστά μείωσης με τα αποτελέσματα να υποδεικνύουν: α) ακόμη πιο περίπλοκες μορφές ψαλιδιού, που ήταν δύσκολο να κατασκευαστούν με τις δικές μας δυνατότητες παραγωγής (κατεργασία CNC) και β) παρόμοιες τάσεις και μετατοπίσεις. Για αυτούς τους λόγους, επιλέχθηκε το ειδικό ποσοστό μείωσης μάζας (40%).

#### 2.5.4.3 Καθορισμός κατασκευαστικών περιορισμών

Έπειτα εισάγονται οι κατασκευαστικοί περιορισμοί οι κυριότεροι των οποίων είναι [15]:

1. Βελτίωση της κατανομής τύπου σκακιέρας (Checkerboard)
2. Ελάχιστο/ Μέγιστο μέγεθος κατασκευαστικών μελών (Min/Max member size)
3. Συμμετρία κατασκευής (Symmetry construction)

Σε αυτή την επίλυση έγινε χρήση μόνο του δεύτερου κατασκευαστικού περιορισμού. Η επιλογή του ελάχιστου και μέγιστου μεγέθους των κατασκευαστικών μελών δίνει τη δυνατότητα επίτευξης κατασκευάσιμων λύσεων πλήρως ανεξαρτητοποιημένων από το υπολογιστικό πλέγμα, τις μικροδομές ή αντίστοιχα τις μεγάλες συγκεντρώσεις υλικού που είναι αδύνατο να κατασκευαστούν και εκτοξεύουν το κόστος κατασκευής [15].

Το ελάχιστο μέγεθος του κατασκευαστικού μέλους για τα τρισδιάστατα στοιχεία (3D elements) επιλέγεται ως ο μέσος όρος της κυβικής ρίζας του όγκου των στοιχείων. Στη πράξη συνήθως επιλέγεται μεταξύ τριών και δώδεκα φορές μεγαλύτερη από το μέσο μέγεθος των στοιχείων που χρησιμοποιούνται για την διακριτοποίηση της κατασκευής. Το μέγιστο μέγεθος του κατασκευαστικού μέλους πρέπει να είναι τουλάχιστον δύο φορές μεγαλύτερο από το ελάχιστο κάτι που ισοδυναμεί με έξι φορές μεγαλύτερο από το μέσο μέγεθος των στοιχείων του υπολογιστικού πλέγματος. Τέλος, το μέγιστο μέγεθος πρέπει να είναι μικρότερο από το ήμισυ του πλάτους του λεπτότερου τμήματος της περιοχής σχεδιασμού [15]. Σε αυτή την περίπτωση επιλέγεται ελάχιστο μέγεθος κατασκευαστικού μέλους ίσο με 15.

#### 2.5.4.4 Αρχείο επιλυτή για βελτιστοποίηση τοπολογίας

Το τελευταίο βήμα είναι η συγγραφή του αρχείου ανάγνωσης του επιλυτή (Εικόνα 23). Σε αυτό το στάδιο λαμβάνονται υπόψη και τα δεδομένα της αρχικής λύσης, δηλαδή της στατικής φόρτισης του εμπρόσθιου συστήματος της μοτοσυκλέτας. Επίσης ορίζεται και ένας μέγιστος αριθμός επαναλήψεων, ώστε να σταματήσει η επίλυση και ας μην έχει φτάσει στο βέλτιστο αποτέλεσμα. Ορίζουμε μέγιστο αριθμό επαναλήψεων τις 50.

```

1 SOL 200
2 CEND
3
4 ▾ DESGLB = 1
5 DESOBJ(MIN)=2
6
7 ✓ ▾ SUBCASE 1
8 ANALYSIS = STATICS
9 SPC = 1
10 LOAD = 1
11 BCONTACT = 1
12 DISPLACEMENT(PLOT) = ALL
13 FORCE = ALL
14 STRESS(PLOT) = ALL
15 STRAIN(PLOT) = ALL
16
17 DSAPRT(FORMATTED,NOEXPORT,START=FIRST,BY=1,END=LAST)=ALL
18 BEGIN BULK
19 PARAM, POST, -1
20 PARAM, NASPRT, 1
21 PARAM, DESPCH, 1

```

**Εικόνα 23:** Το header file για την επίλυση της τοπολογικής βελτιστοποίησης του ψαλιδιού

# 3.

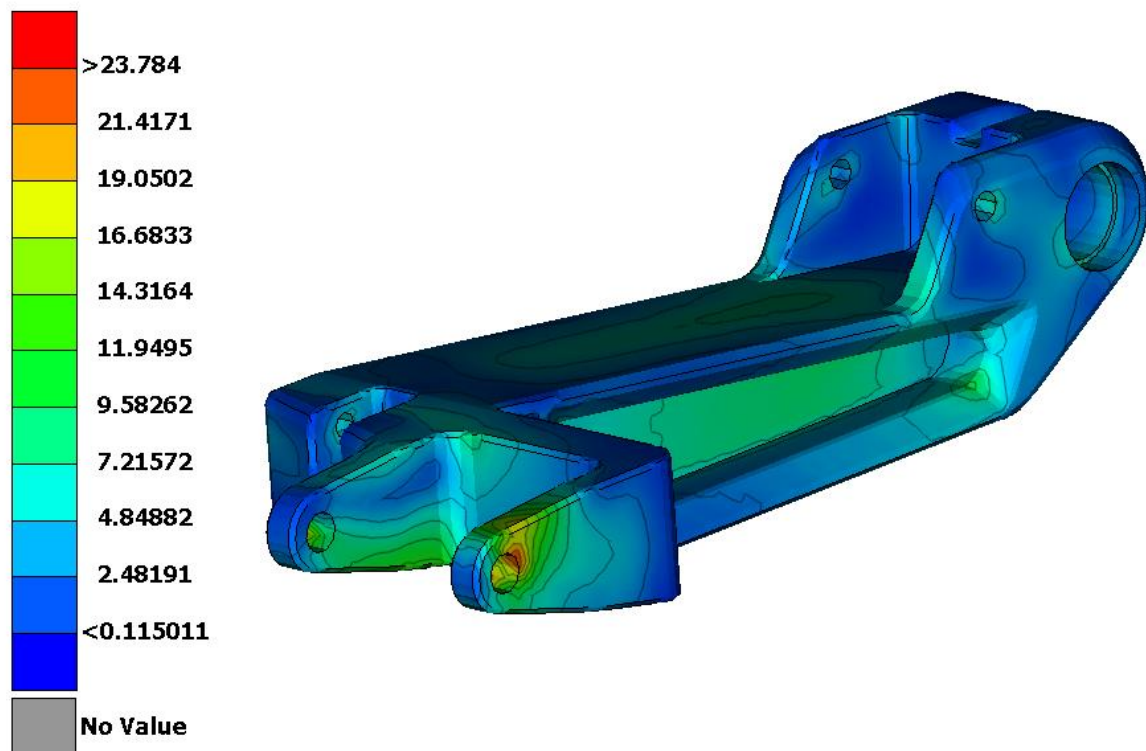
## ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

### 3.1 Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης

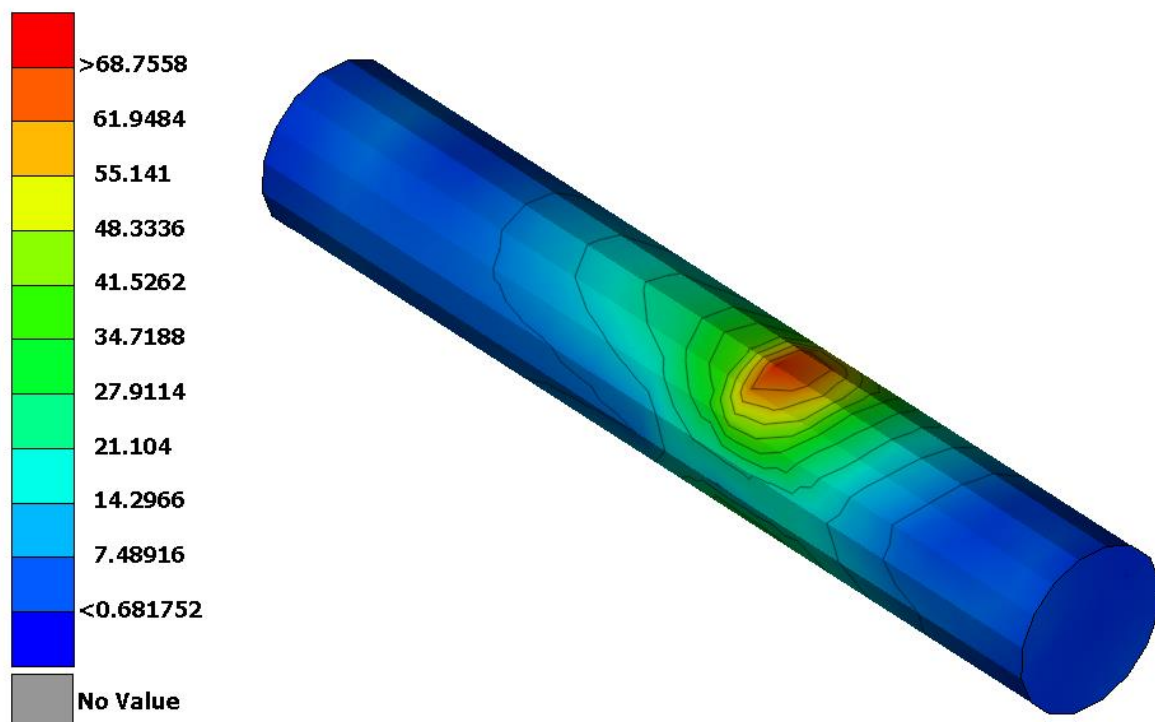
Η γραμμική στατική ανάλυση του εμπρόσθιου συστήματος του ψαλιδιού για τα δύο σενάρια φόρτισης που μελετάμε, δηλαδή τη στατική καταπόνηση από φορτία βαρύτητας και τη συνδυασμένη καταπόνηση κατά την πέδηση, εκτελέστηκε από τον επιλυτή Epilysis της εταιρίας BETA CAE Systems S.A. Για το μοντέλο ζητήθηκε από τον επιλυτή να υπολογίσει τις ορθές τάσεις κατά Von Mises (MPa) και τις μετατοπίσεις (mm) της κατασκευής. Στο τελικό στάδιο το επιλυμένο αρχείο εισάγεται στον post processor META ώστε να γίνει η γραφική αναπαράσταση και επεξήγηση των αποτελεσμάτων.

#### 3.1.1 Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης με καταπόνηση σε φορτία λόγω βάρους

Το πρώτο σενάριο φόρτισης αφορά την επιβολή του στατικού φορτίου που λαμβάνει ο ένας από τους δύο εμπρόσθιους τροχούς, δηλαδή την κάθετη δύναμη  $N_f$  η οποία ισούται με 786.45 N. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν για τις τάσεις και τις μετατοπίσεις του ψαλιδιού και του άξονά του, που παρουσιάζονται στις Εικόνες 24, 25.



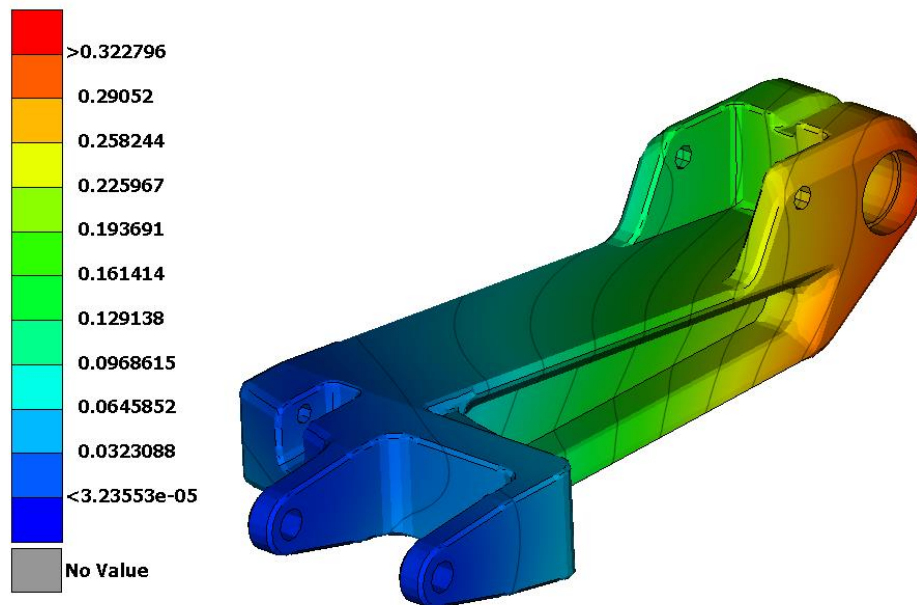
Εικόνα 24: Κατανομή τάσεων στο ψαλίδι



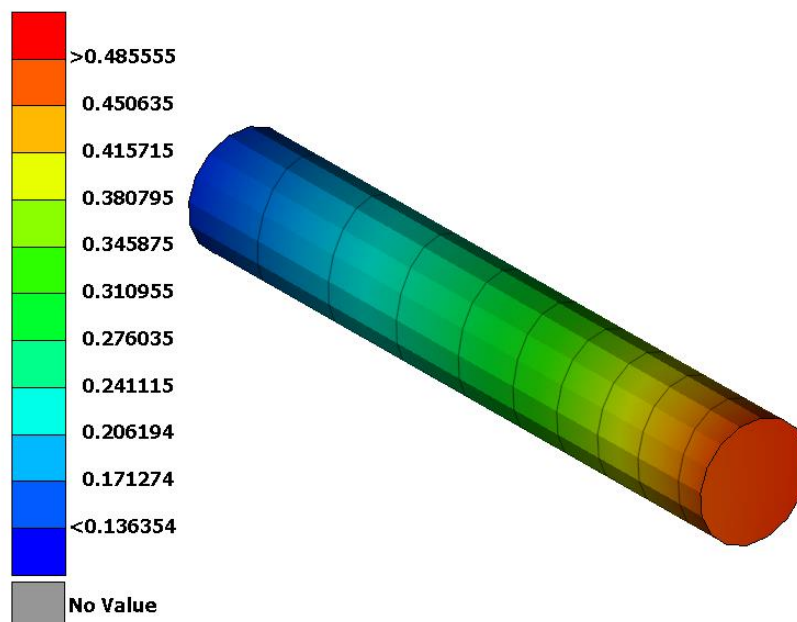
Εικόνα 25: Κατανομή τάσεων στον άξονα του ψαλιδιού

Αυτό που φαίνεται στις Εικόνες 24 και 25 είναι η κατανομή τάσεων κατά Von Mises στο ψαλίδι και στον άξονα του ψαλιδιού. Είναι εμφανές ότι δεν αντιμετωπίζουμε κάποιο πρόβλημα αντοχής. Συγκεκριμένα οι τάσεις στην πλειονηφία του συστήματος βρίσκονται κάτω από τα 20 MPa, ενώ η μέγιστη τάση του συστήματος είναι **68.75 MPa** και παρατηρείται στον άξονα του ψαλιδιού, ο οποίος έχει όριο διαρροής τα 215 MPa. Το ψαλίδι εμφανίζει μέγιστη τάση 23.8 MPa με όριο διαρροής 503 MPa.

Τα αποτελέσματα των μετατοπίσεων του συστήματος από την επιβολή μόνο της στατικής φόρτισης παρουσιάζονται στις Εικόνες 26, 27:



Εικόνα 26: Μετατοπίσεις ψαλιδιού

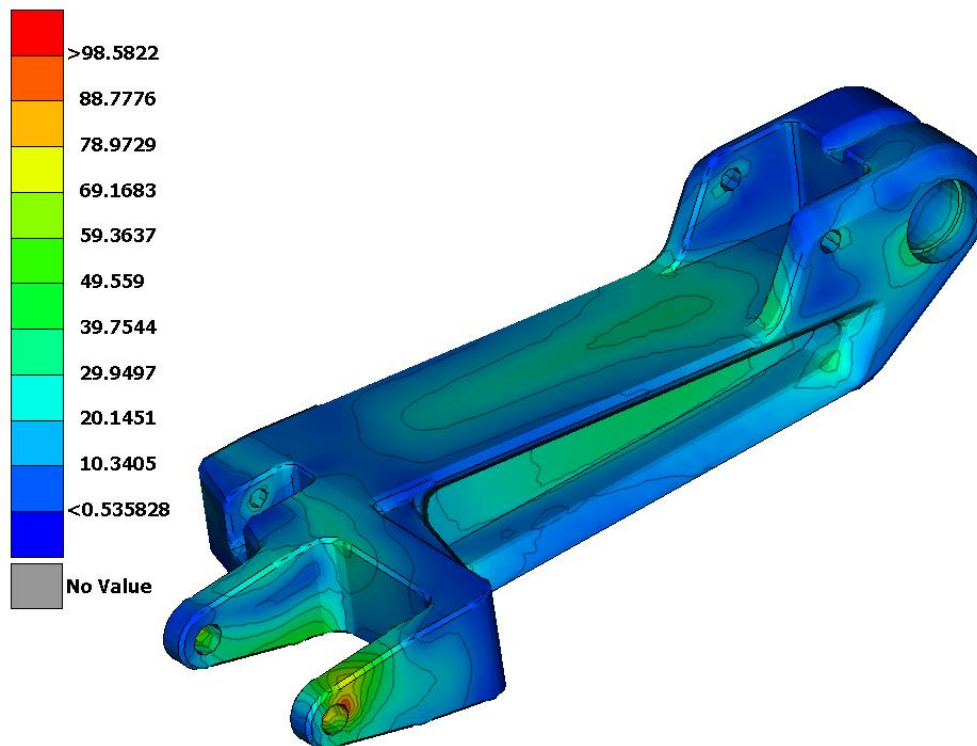


Εικόνα 27: Μετατοπίσεις άξονα ψαλιδιού

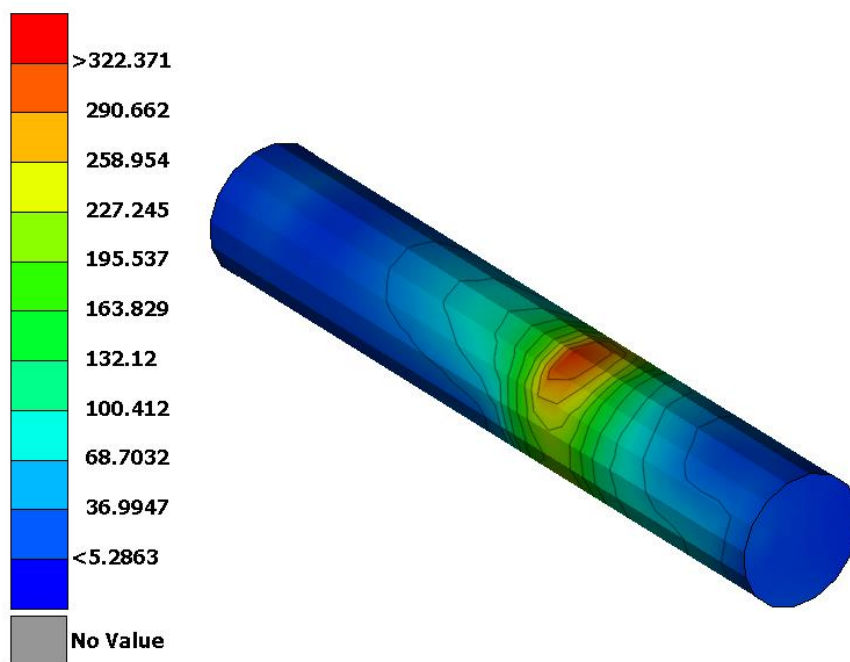
Οι μέγιστες μετατοπίσεις του ψαλιδιού και του άξονά του είναι 0.32 mm (Εικόνα 26) και 0.485 mm (Εικόνα 27) αντίστοιχα. Τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων σε αυτή την περίπτωση είναι αναμενόμενα και έχουν χαμηλό μέγεθος που δεν χρειάζονται περαιτέρω αξιολόγηση.

### 3.1.2 Αποτελέσματα στατικής ανάλυσης κατά την πέδηση

Το δεύτερο σενάριο φόρτισης αφορά την επιβολή των φορτίσεων στον έναν εκ των δύο εμπρόσθιων τροχών,  $N_f = 1210$  N και  $M_{br} = 400.5$  Nm οι οποίες εμφανίζονται κατά την ακραία περίπτωση πέδησης με χρήση μόνο του εμπρόσθιου φρένου με τη μέγιστη δυνατή επιβράδυνση  $d = 0.8g$ . Τα αποτελέσματα για τις τάσεις και τις μετατοπίσεις του ψαλιδιού και του άξονά του, που παρουσιάζονται στις Εικόνες 28, 29 :



**Εικόνα 28:** Κατανομή τάσεων στο ψαλίδι κατά τη μέγιστη καταπόνηση

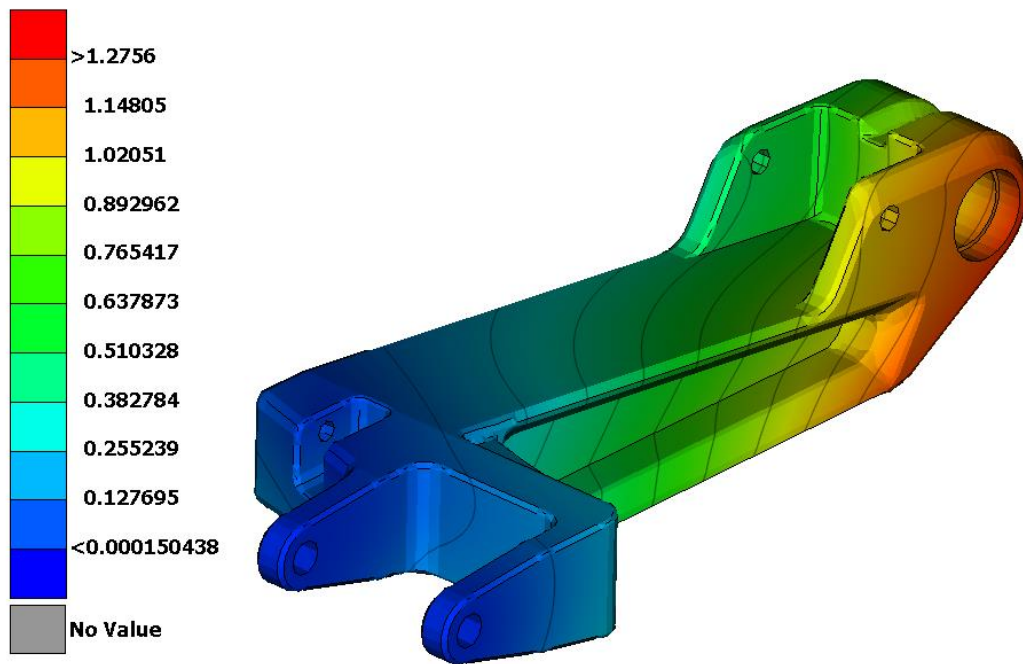


**Εικόνα 29:** Κατανομή τάσεων στον άξονα του ψαλιδιού στην μέγιστη καταπόνηση

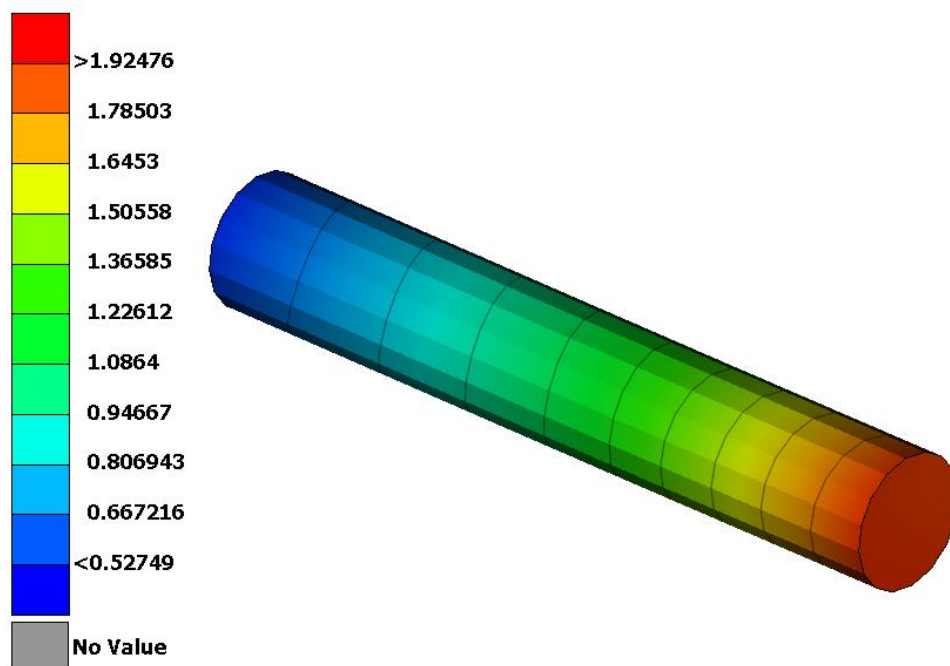
Παρατηρείται ότι η μέγιστη καταπόνηση εμφανίζεται στον άξονα του ψαλιδιού, κάτι που περιμέναμε να συμβεί βάσει των αποτελεσμάτων του στατικού προβλήματος καταπόνησης της μοτοσυκλέτας με μόνο τις δυνάμεις λόγω βάρους. Η καταπόνηση αυτή ισούται με **322.4 MPa** (Εικόνα 29), ενώ ο άξονας έχει όριο διαρροής τα 215 MPa. Αυτό σημαίνει ότι το υλικό θα αστοχήσει, γεγονός που μας οδηγεί στην αναθεώρηση του υλικού του άξονα του ψαλιδιού. Στο ψαλίδι παρατηρείται μέγιστη τάση ίση με 98.6 MPa (Εικόνα 28). Παρατηρούμε, επίσης, ότι η μέγιστη τάση κατά Von Mises στη μέγιστη καταπόνηση του ψαλιδιού είναι πολύ μικρή σε σχέση με το όριο διαρροής του υλικού που έχουμε επιλέξει για τη μελέτη.

Τα αποτελέσματα των μετατοπίσεων του συστήματος για το 2<sup>ο</sup> σενάριο φόρτισης παρουσιάζονται στις Εικόνες 30, 31:





**Εικόνα 30:** Μετατοπίσεις ψαλιδιού



**Εικόνα 31:** Μετατοπίσεις άξονα ψαλιδιού

Παρατηρούμε ότι η μέγιστη μετατόπιση του ψαλιδιού ισούται με 1.27 mm (Εικόνα 30) και η αντίστοιχη μετατόπιση του άξονα του ψαλιδιού ισούται με 1.92 mm (Εικόνα 31).

Συνοψίζοντας (Πίνακας 3.1) τα παραπάνω αποτελέσματα και για τα δύο σενάρια φόρτισης, έχουμε:

**Πίνακας 3.1:** Συνοπτικά τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων του αρχικού συστήματος για τα δύο σενάρια φόρτισης

	<b>1<sup>ο</sup> Σενάριο φόρτισης</b>		<b>2<sup>ο</sup> Σενάριο φόρτισης</b>	
	Μέγιστη φόρτιση (MPa)	Μέγιστη μετατόπιση (mm)	Μέγιστη φόρτιση (MPa)	Μέγιστη μετατόπιση (mm)
<b>Ψαλίδι</b>	23.8	0.32	98.6	1.27
<b>Άξονας ψαλιδιού</b>	68.75	0.485	322.4	1.92

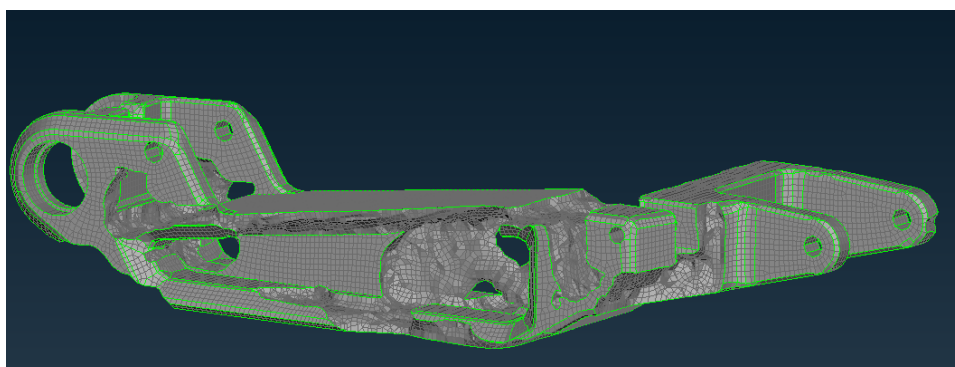
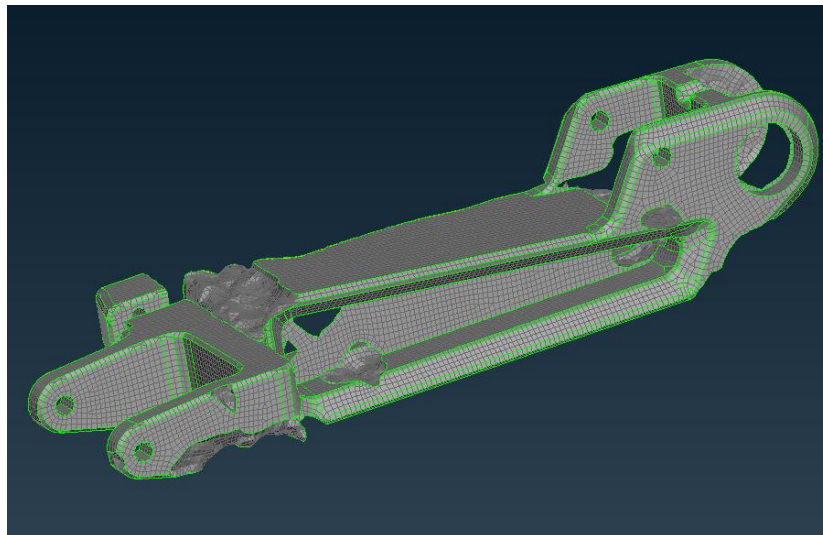
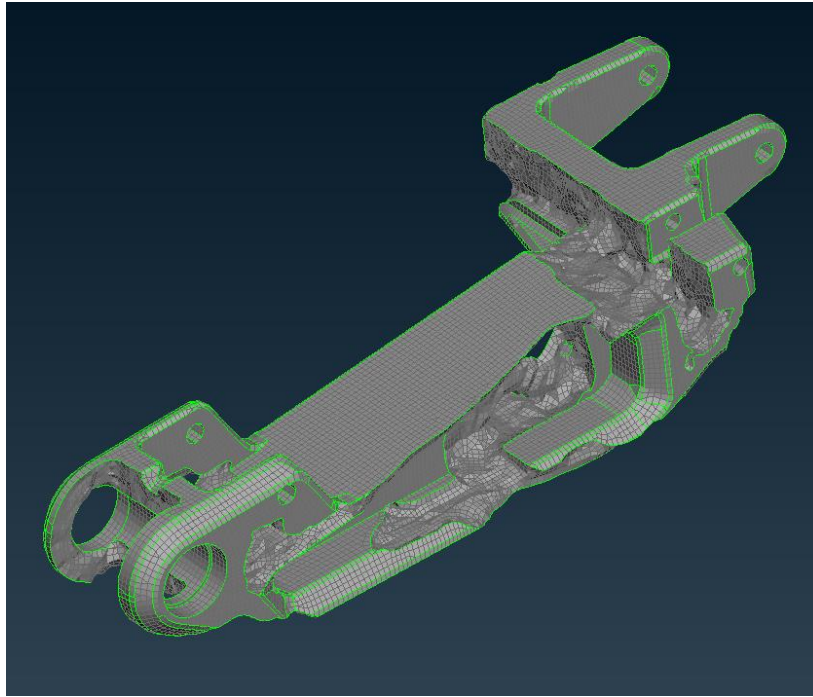
# 4.

## ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΤΟΠΟΛΟΓΙΚΗΣ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ ΚΑΙ ΕΠΑΝΑΣΧΕΔΙΑΣΗ ΨΑΛΙΔΙΟΥ

### 4.1 Αποτελέσματα τοπολογικής βελτιστοποίησης ψαλιδιού

Έχοντας υπόψη τις ασκούμενες δυνάμεις για όλα τα διαφορετικά σενάρια που υλοποιήθηκαν, η εργασία στηρίχθηκε κυρίως στα αποτελέσματα που προέκυψαν από το χειρότερο σενάριο που αφορά την περίπτωση πέδησης σε συνθήκες έκτακτης ανάγκης. Τελικά, αποφασίζεται ο επανασχεδιασμός και η αντικατάσταση του υλικού του ψαλιδιού, με στόχο το χαμηλότερο βάρος και το χαμηλότερο κόστος παραγωγής. Είναι προφανές πως τόσο οι τάσεις, όσο και οι μετατοπίσεις πρόκειται να αυξηθούν, ωστόσο, επικεντρωνόμαστε στην εξασφάλιση ενός παράγοντα ασφαλείας κοντά στο  $N = 2$  με ταυτόχρονη διατήρηση των μετατοπίσεων σε χαμηλά επίπεδα. Αρχικά, υλοποιήθηκε μια διαδικασία βελτιστοποίησης τοπολογίας, έτσι ώστε να επιτευχθεί ο επανασχεδιασμός του ψαλιδιού και να εξαχθούν πολύτιμα αποτελέσματα σχετικά με συγκεκριμένες περιοχές αφαίρεσης υλικού (Εικόνα 32). Η μοντελοποίηση και η προσομοίωση πραγματοποιήθηκαν με βάση τις παραμέτρους που αναφέρονται στην Ενότητα 2.5.4. Όπως φαίνεται στην Εικόνα 32, υλικό κυρίως αφαιρέθηκε από το εμπρόσθιο μέρος του ψαλιδιού καθώς και στο μεσαίο τμήμα του, υποδεικνύοντας ότι πρέπει να υπάρχουν κενά μέρη σε αυτά τα σημεία.

Τα περισσότερα από τα χαρακτηριστικά του νέου σχήματος που είχε ως αποτέλεσμα αυτή η διαδικασία, ενσωματώθηκαν στο νέο σχέδιο του ψαλιδιού.

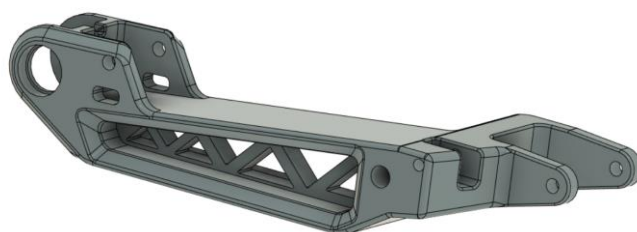


**Εικόνα 32:** Αποτέλεσμα τοπολογικής βελτιστοποίησης ψαλιδιού

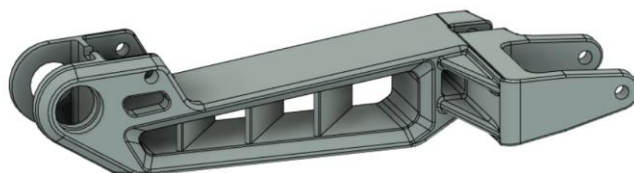
Αρχικά το ψαλίδι ζυγίζει 5.67 kg. Με την επίλυση του προβλήματος της τοπολογικής βελτιστοποίησης επιτυγχάνεται μείωση 35% της αρχικής μάζας. Οπότε έχουμε ένα ψαλίδι το οποίο ζυγίζει 3.68 kg.

Ακολουθεί επανασχεδίαση του ψαλιδιού με βάση τα αποτελέσματα αυτά, ώστε να επιτευχθεί ένας σχεδιασμός που θα επιτρέπει την κατασκευή του με κλασικές μεθόδους παραγωγής. Μπορεί να παραχθεί ωστόσο με πιο εξελιγμένες μεθόδους, όπως είναι η τρισδιάστατη εκτύπωση μετάλλου, όμως είναι αρκετά πιο ακριβή μέθοδος από την κοπή μετάλλου και τη χύτευση.

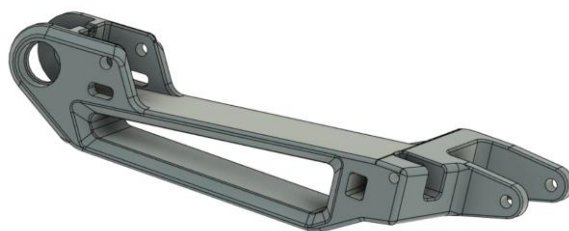
Μέσω διαδοχικών επανασχεδιάσεων και μελετών αντοχής για κάθε ένα από αυτά τα σχέδια, καταλήξαμε στο νέο σχέδιο για τα εμπρόσθια ψαλίδια της μοτοσυκλέτας Daedalus. Οι επανασχεδιάσεις τις οποίες κάναμε πριν καταλήξουμε στον τελικό σχεδιασμό του ψαλιδιού είναι αυτές της Εικόνας 33 και τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων από την επιβολή του στατικού φορτίου  $N_f = 786.45 \text{ N}$  για κάθε ένα από αυτά τα σχέδια φαίνονται στην Εικόνα 34. Το υλικό που χρησιμοποιήθηκε στην μοντελοποίηση των νέων σχεδίων είναι αλουμίνιο 7075 – T6.



(α)

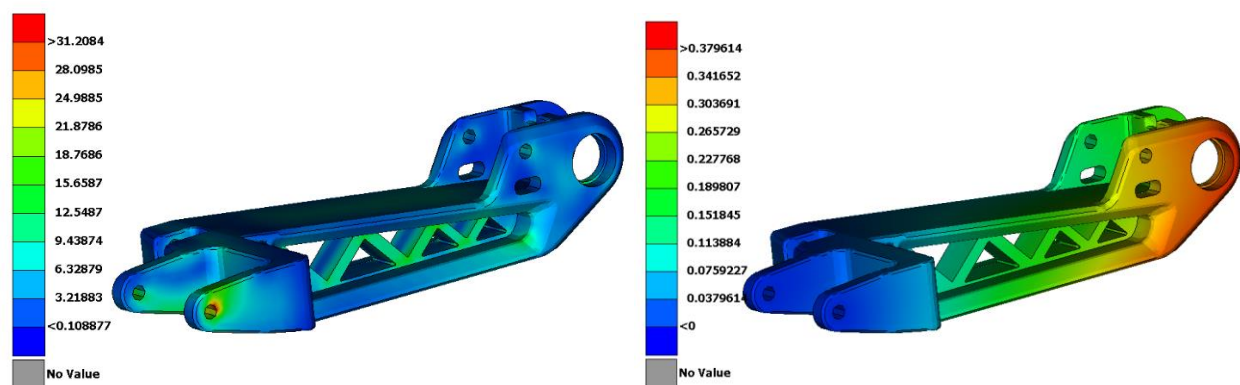


(β)

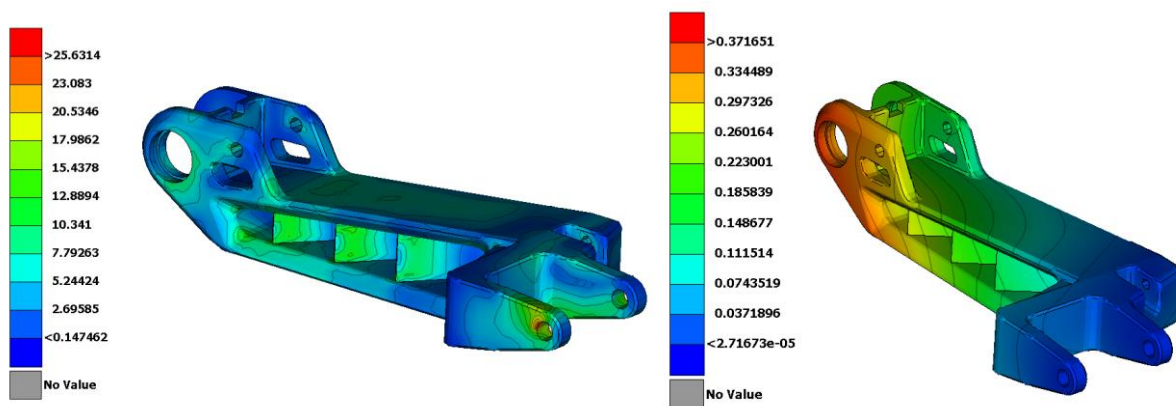


(γ)

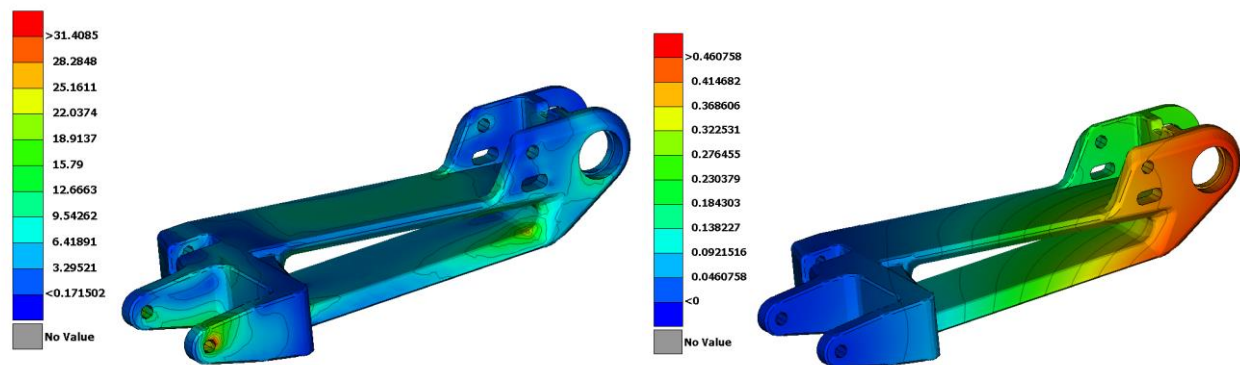
**Εικόνα 33:** Διαδοχικές επανασχεδιάσεις των εμπρόσθιων ψαλιδιών της μοτοσυκλέτας



(α)



(β)



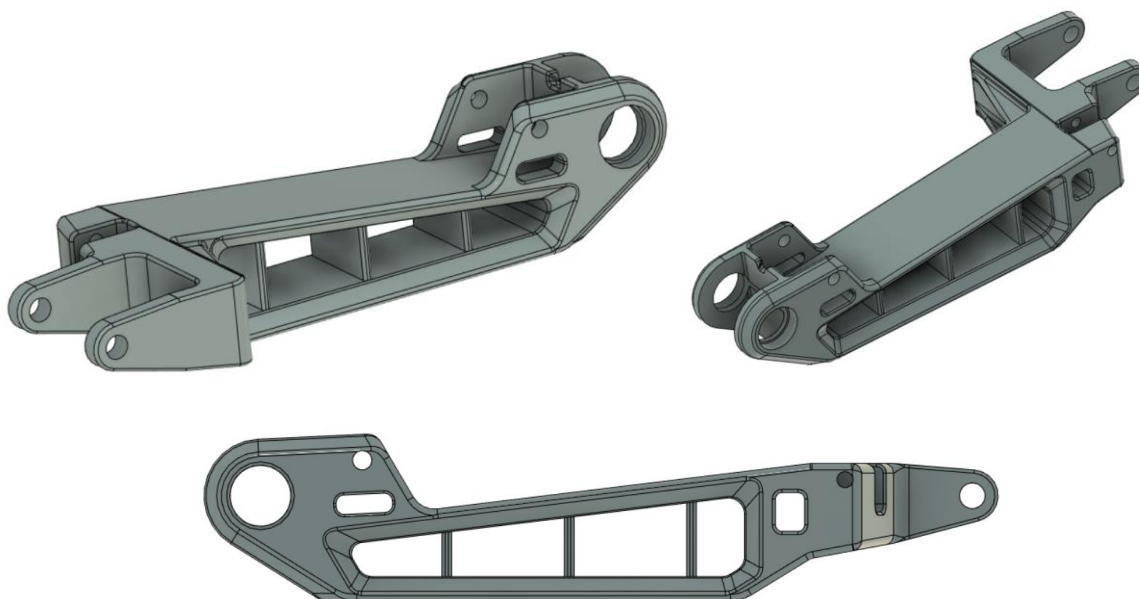
(γ)

**Εικόνα 34:** Αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων για κάθε ένα από τα νέα σχέδια του ψαλιδιού

Οι δύο πρώτες σχεδιάσεις (α, β) απορρίπτονται κυρίως για κατασκευαστικούς λόγους. Το τρίτο σχέδιο (γ) το απορρίπτουμε λόγω των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης.

Το τελικό σχέδιο φαίνεται στην Εικόνα 35. Τα αποτελέσματα τάσεων και παραμορφώσεων του τελικού σχεδίου παρουσιάζονται στη συνέχεια στην παράγραφο 4.3.





**Εικόνα 35:** Τελική επανασχεδίαση του εμπρόσθιου ψαλιδιού

Μετά την επανασχεδίαση του μοντέλου καταλήγουμε σε ένα ψαλίδι το οποίο ζυγίζει **4.60 kg**. Συνεπώς πετύχαμε μείωση 19% σε σχέση με τη μάζα του αρχικού σχεδίου.

## 4.2 Μοντελοποίηση στατικής φόρτισης για το νέο ψαλίδι

Η διαδικασία, η οποία ακολουθήθηκε για την μοντελοποίηση τόσο του επανασχεδιασμένου ψαλιδιού σε στατική φόρτιση των δυνάμεων λόγω βάρους, όσο και σε στατική μέγιστη καταπόνηση κατά την πέδηση, περιγράφεται αναλυτικά στις παραγράφους 2.3 και 2.4 και αφορά τη δημιουργία του πλέγματος, την μοντελοποίηση των συνδέσεων, των περιορισμών και των δυνάμεων.

Ωστόσο, μετά από την ανάλυση του αρχικού ψαλιδιού στη μέγιστη καταπόνηση κατά την πέδηση προέκυψαν τα εξής συμπεράσματα αναφορικά με τα χρησιμοποιούμενα υλικά:

1. το υλικό του άξονα του ψαλιδιού θα αστοχήσει, και
2. το υλικό, το οποίο χρησιμοποιήθηκε για το ψαλίδι, έχει πολύ υψηλό όριο διαρροής σε σχέση με την μέγιστη καταπόνηση που αυτό δέχεται.

Εξαιτίας των παραπάνω αντικαταστάθηκαν τα υλικά τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για την μελέτη του ψαλιδιού της μοτοσυκλέτας Daedalus.

### 4.2.1 Επιλογή νέων υλικών

Ως υλικό κατασκευής του ψαλιδιού επιλέχθηκε αλουμίνιο 5083 H116, το οποίο έχει χαμηλότερο όριο διαρροής από το αλουμίνιο 7075 – T6 όμως μπορεί να κατεργαστεί πιο

εύκολα και είναι οικονομικότερο. Επίσης το ίδιο υλικό επιλέχθηκε για τον σύνδεσμο του ψαλιδιού με το αμορτισέρ και το πλαίσιο.

Ανοξείδωτος χάλυβας AISI 304 (stainless steel) ωστενιτικής κατηγορίας επιλέχθηκε για τους αποστάτες του ψαλιδιού. Χάλυβας AISI 4130 επιλέχθηκε για το αμορτισέρ και τα ρουλεμάν.

Για τον άξονα του ψαλιδιού, το εξάρτημα του συστήματος δηλαδή το οποίο πρόκειται να αστοχήσει στη μέγιστη φόρτιση, επιλέχθηκε υλικό με υψηλό όριο διαρροής. Συγκεκριμένα θα χρησιμοποιηθεί ανοξείδωτος χάλυβας A4 – 80. Ο χάλυβας A4 – 80 συνήθως προκύπτει από την εν ψυχρό κατεργασία χάλυβα τύπου 316/ 316L, παρέχοντας με αυτόν τον τρόπο ελάχιστη αντοχή εφελκυσμού τα 800 MPa.

Το μέτρο ελαστικότητας, ο λόγος Poisson, η πυκνότητα, το μέτρο διάτμησης και το όριο διαρροής των παραπάνω υλικών παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.1.

**Πίνακας 4.1:** Ιδιότητες υλικών του τελικού συστήματος που εισάγονται στον προ – επεξεργαστή

	<b>5083 H116</b>	<b>AISI 304</b>	<b>AISI 316</b>	<b>AISI 4130</b>	<b>A4 – 80</b>
<b>Μέτρο ελαστικότητας, E (GPa)</b>	71	200	193	205	193
<b>Λόγος Poisson, ν</b>	0.33	0.29	0.29	0.29	0.29
<b>Μέτρο διάτμησης, G (GPa)</b>	26.4	86	86	80	86
<b>Πυκνότητα, ρ (x1000 kg/m<sup>3</sup>)</b>	2.66	8	8	7.85	8
<b>Όριο διαρροής (MPa)</b>	228	215	290	435	600

Το νέο ψαλίδι μετά και από την αλλαγή του υλικού κατασκευής ζυγίζει **4.35 kg**. Έχουμε δηλαδή μειώσει το βάρος του ψαλιδιού κατά 23.2% σε σχέση με το αρχικό σχέδιο.

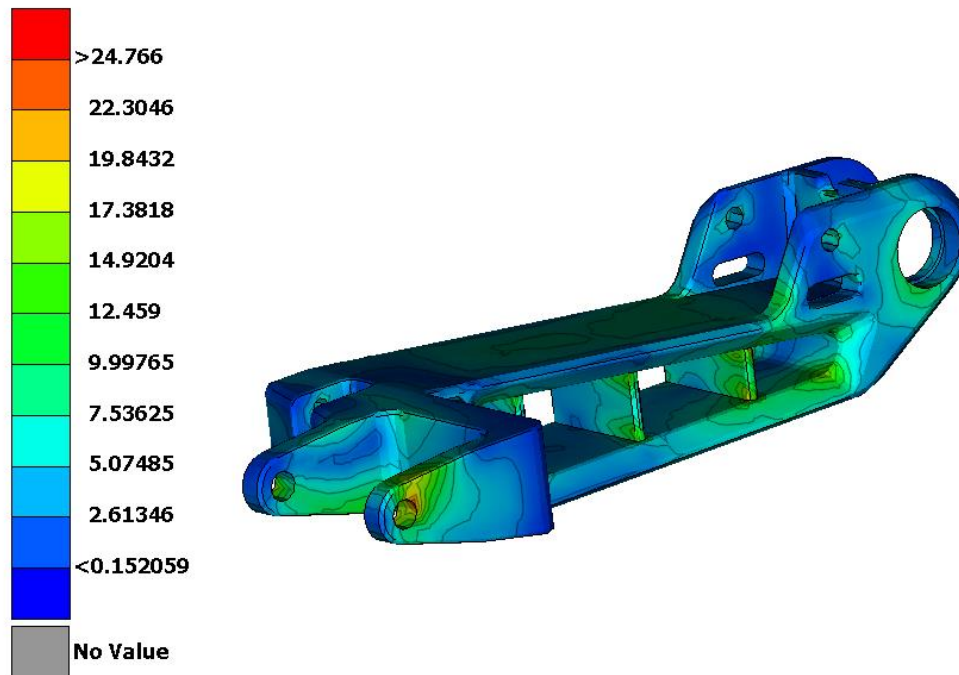
## 4.3 Επίλυση του ανασχεδιασμένου μοντέλου και παρουσίαση αποτελεσμάτων

Ακολουθεί η επίλυση του καινούργιου μοντέλου έτσι ώστε να δούμε αν το αποτέλεσμα της τοπολογικής βελτιστοποίησης του ψαλιδιού, βάση του οποίου έγινε η επανασχεδιάσή του, βρίσκεται στα ίδια επίπεδα τάσεων και παραμορφώσεων με το αρχικό μας μοντέλο ή αν θα χρειαστεί να προχωρήσουμε σε μία νέα επανασχεδίαση του ψαλιδιού.

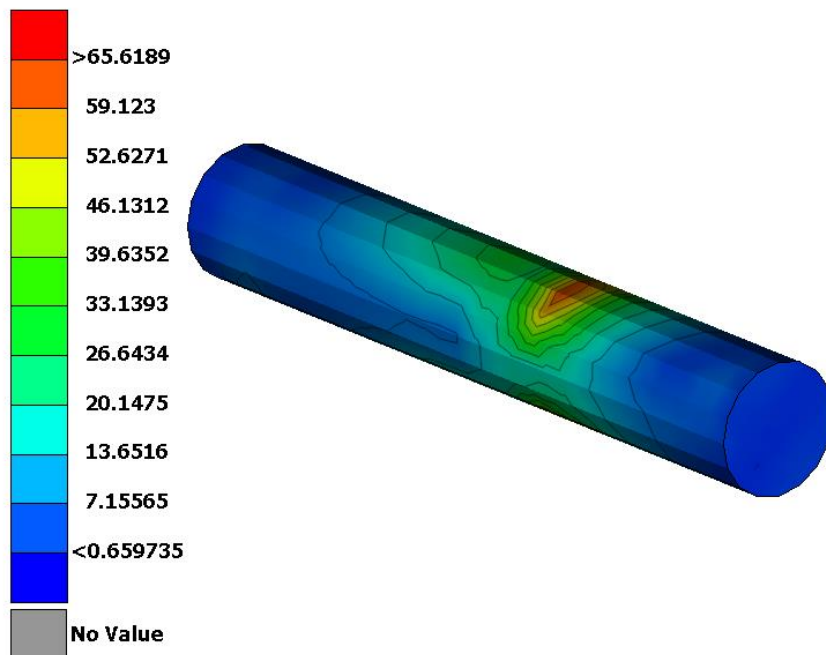
### 4.3.1 Επίλυση στατικού προβλήματος με φορτία λόγω βάρους

Από την επιβολή των στατικών φορτίσεων (1<sup>ο</sup> σενάριο φόρτισης) προκύπτουν τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στις Εικόνες 36, 37:





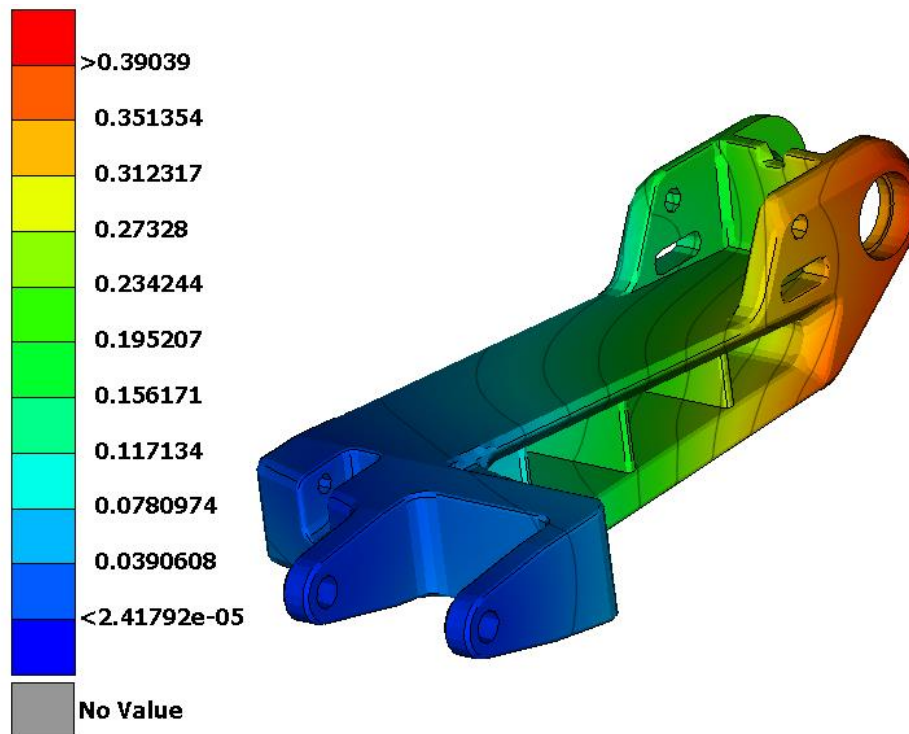
Εικόνα 36: Κατανομή τάσεων στο επανασχεδιασμένο ψαλίδι



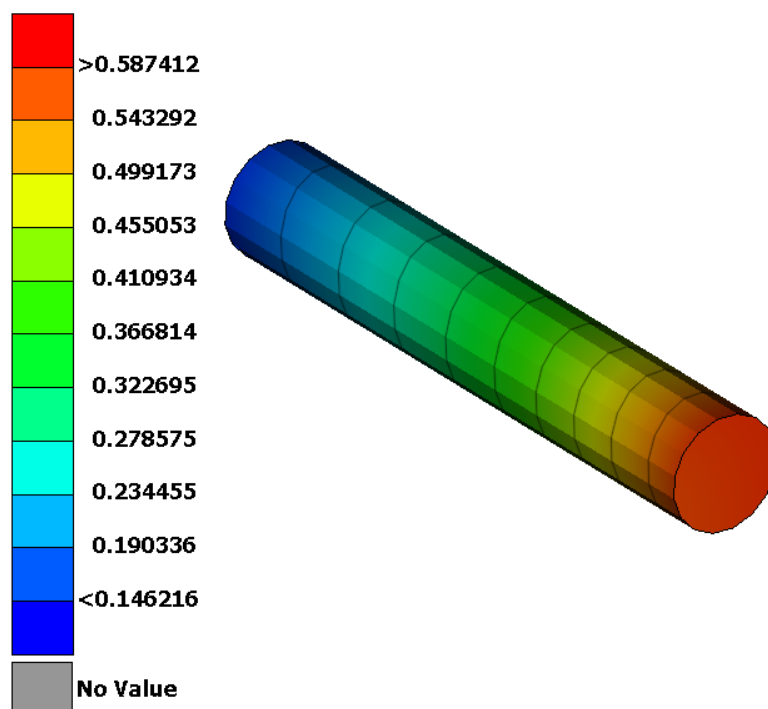
Εικόνα 37: Κατανομή τάσεων στον άξονα του ψαλιδιού

Παρατηρώντας τα αποτελέσματα για τις μέγιστες τάσεις κατά Von Mises του συστήματός μας με το επανασχεδιασμένο ψαλίδι, βλέπουμε ότι δεν υπάρχουν μεγάλες διαφορές στα αποτελέσματα. Συγκεκριμένα η μέγιστη τάση του συστήματος ισούται με **65.6 MPa** και παρατηρείται στον άξονα του ψαλιδιού (Εικόνα 37), όπως και προηγουμένως.. Η μέγιστη τάση του ψαλιδιού αυξήθηκε σε σχέση με το παλιό και ισούται με 24.8 MPa (Εικόνα 36). Αυξήθηκε δηλαδή περίπου κατά 1 MPa.

Τα αποτελέσματα για τις μετατοπίσεις του συστήματος για αυτό το σενάριο φόρτισης παρουσιάζονται στις Εικόνες 38, 39 :



Εικόνα 38: Μετατοπίσεις επανασχεδιασμένου ψαλιδιού

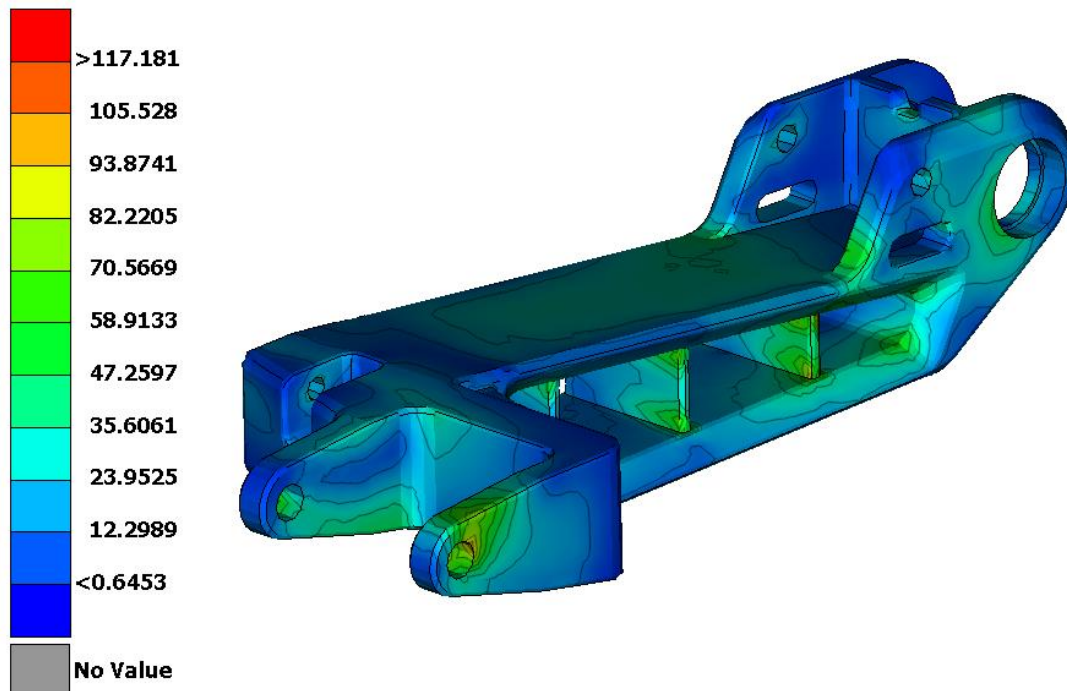


Εικόνα 39: Μετατοπίσεις του άξονα του ψαλιδιού

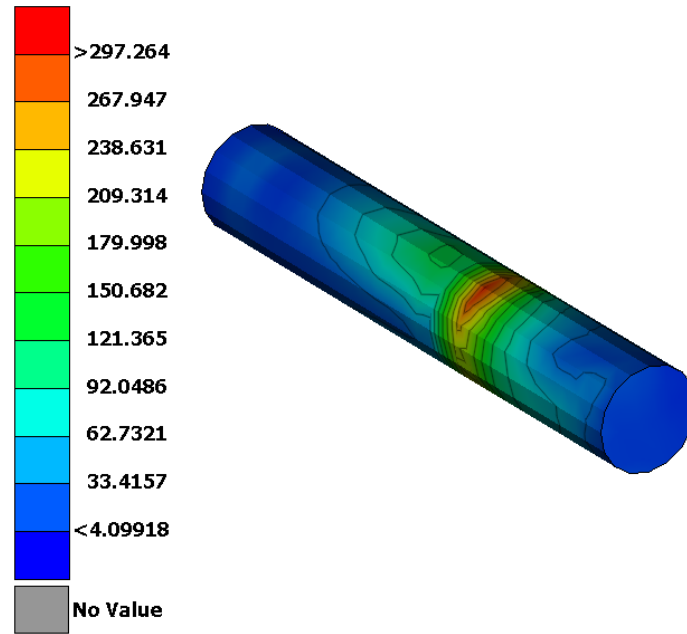
Όπως φαίνεται η μέγιστη μετατόπιση του ψαλιδιού έπειτα από τον επανασχεδιασμό του και την αλλαγή του υλικού κατασκευής αυξήθηκε από τα 0.32 mm στα 0.39 mm (Εικόνα 38). Επίσης η μέγιστη μετατόπιση του άξονα του ψαλιδιού ισούται με 0.59 mm (Εικόνα 39).

#### 4.3.2 Επίλυση στατικού προβλήματος με μέγιστη καταπόνηση κατά τη πέδηση

Από την επιβολή των στατικών φορτίσεων για την περίπτωση της πέδησης με τη μέγιστη δυνατή επιβράδυνση προκύπτουν τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στις Εικόνες 40, 41:



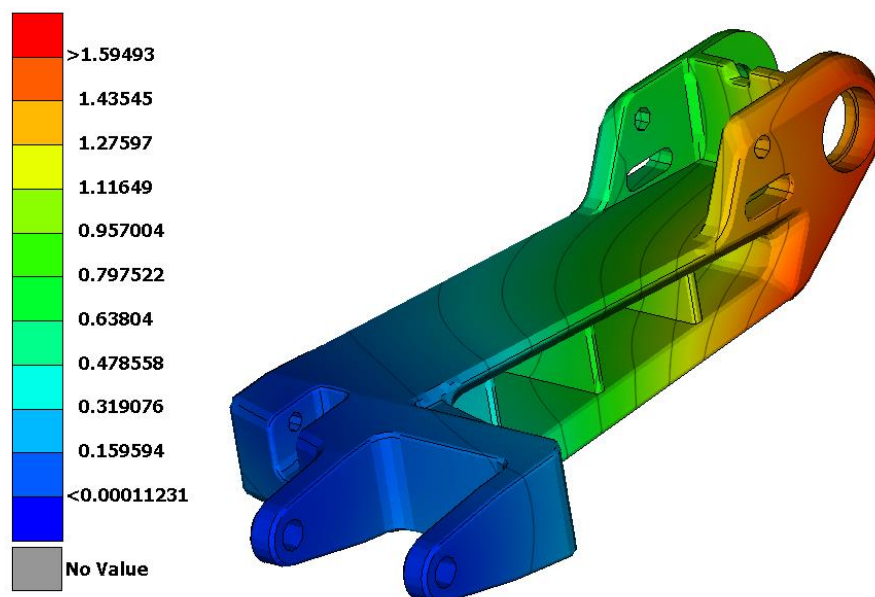
Εικόνα 40: Κατανομή τάσεων στο επανασχεδιασμένο ψαλίδι κατά τη μέγιστη καταπόνηση



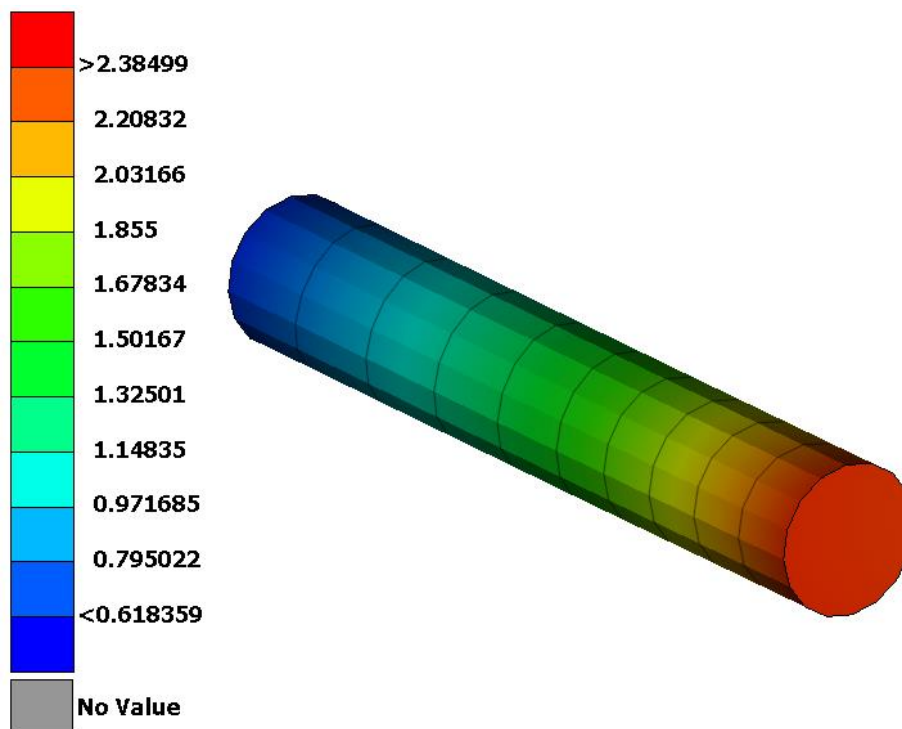
**Εικόνα 41:** Κατανομή τάσεων στον άξονα του ψαλιδιού κατά τη μέγιστη καταπόνηση

Με τις αλλαγές τις οποίες κάναμε επιτεύχθηκε μείωση της μέγιστης τάσης του εμπρόσθιου συστήματος της μοτοσυκλέτας για την περίπτωση φρεναρίσματος που μελετάμε από τα 322.4 MPa στα **297.3 MPa** (Εικόνα 41). Αυτή η τάση παρατηρείται στον άξονα του ψαλιδιού ο οποίος με όριο διαρροής 600 MPa μας δίνει συντελεστή ασφαλείας περίπου ίσο με 2, για αυτή την ακραία περίπτωση πέδησης. Το ψαλίδι με όριο διαρροής 228 MPa παρουσιάζει μέγιστη τάση ίση με 117.2 MPa (Εικόνα 40).

Τα αντίστοιχα αποτελέσματα για τις μετατοπίσεις φαίνονται στις Εικόνες 42, 43:



**Εικόνα 42:** Μετατοπίσεις του νέου ψαλιδιού κατά τη μέγιστη καταπόνηση



**Εικόνα 43:** Μετατοπίσεις του άξονα του ψαλιδιού κατά τη μέγιστη καταπόνηση

Η μέγιστη μετατόπιση του ψαλιδιού σε αυτή την περίπτωση ισούται με 1.59 mm (Εικόνα 42) και του άξονα του ψαλιδιού είναι ίση με 2.38 mm (Εικόνα 43). Στον Πίνακα 4.2 παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα για τα δύο σενάρια που μελετάμε:

**Πίνακας 4.2:** Συνοπτικά τα αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων του τελικού συστήματος για τα δύο σενάρια φόρτισης

	1 <sup>ο</sup> Σενάριο φόρτισης		2 <sup>ο</sup> Σενάριο φόρτισης	
	Μέγιστη φόρτιση (MPa)	Μέγιστη μετατόπιση (mm)	Μέγιστη φόρτιση (MPa)	Μέγιστη μετατόπιση (mm)
<b>Ψαλίδι</b>	24.8	0.39	117.2	1.59
<b>Άξονας ψαλιδιού</b>	65.6	0.59	297.3	2.38

# 5.

## ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

### 5.1 Τελικά συμπεράσματα

Σκοπός της εργασίας ήταν η μελέτη αντοχής και η μείωση του βάρους των εμπρόσθιων ψαλιδιών μονού βραχίονα της νέας ηλεκτρικής μοτοσυκλέτας η οποία κατασκευάζεται στο Πολυτεχνείο Κρήτης. Βασικός στόχος ήταν η μείωση του βάρους των ψαλιδιών διατηρώντας όμως την δομική τους ασφάλεια.

Ξεκινώντας από ένα αρχικό σχέδιο των ψαλιδιών μελετήθηκαν δύο σενάρια φόρτισης: α) με καταπόνηση μόνο από τα φορτία λόγω του αναρτώμενου βάρους και του οδηγού και β) με την καταπόνηση του εμπρόσθιου συστήματος κατά τη μέγιστη επιβράδυνση της μοτοσυκλέτας με χρήση μόνο του εμπρόσθιου φρένου. Η διαδικασία ανάπτυξης που παρουσιάστηκε και οι αποφάσεις που ελήφθησαν για τον τελικό σχεδιασμό των εμπρόσθιων ψαλιδιών της μοτοσυκλέτας Daedalus, βασίστηκαν σε στατικές αναλύσεις πεπερασμένων στοιχείων που μοντελοποιήθηκαν με βάση τις γνώσεις και την εμπειρία μας. Πραγματοποιήθηκε διαδικασία τοπολογικής βελτιστοποίησης με σκοπό να επιτευχθούν πολύτιμα αποτελέσματα σχετικά με συγκεκριμένες περιοχές αφαίρεσης υλικού από το ψαλίδι. Σε αυτά τα αποτελέσματα βασίστηκε ο τελικός σχεδιασμός των εμπρόσθιων ψαλιδιών μας. Η τελική μορφή των ψαλιδιών επηρεάστηκε επίσης και από τις δυνατότητες παραγωγής μας, στοχεύοντας στην κατασκευή τους με κατεργασία CNC.

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα για το χειρότερο σενάριο φόρτισης (2<sup>ο</sup> σενάριο) του τελικού σχεδίου των ψαλιδιών με τα αποτελέσματα του αρχικού σχεδιασμού, παρατηρούμε ότι, η μέγιστη τάση είναι κατά 19% υψηλότερη στο τελικό σχέδιο καθώς και οι μετατοπίσεις αυξήθηκαν κατά 25%. Ο συντελεστής ασφαλείας των νέων ψαλιδιών ισούται με  $N = 2$ . Η τιμή αυτή είναι συνηθισμένη για τέτοιου είδους κατασκευές και εξασφαλίζει δομική ακαμψία. Τέλος επιτεύχθηκε μείωση του βάρους των ψαλιδιών κατά 23.2% σε σχέση με τον αρχικό τους σχεδιασμό, καταλήγοντας σε ένα ψαλίδι το οποίο ζυγίζει 4.35 kg. Θα πρέπει επίσης να αναφέρουμε ότι επειδή η ανάρτηση και τα ελαστικά δεν λαμβάνονται υπόψη στο μοντέλο μας, τα αποτελέσματα των τάσεων και των μετατοπίσεων είναι υψηλότερα, παρέχοντας επιπλέον βεβαιότητα ότι μπορούμε να μειώσουμε περαιτέρω το βάρος των ψαλιδιών. Σύμφωνα με τα παραπάνω, είμαστε σίγουροι ότι ο προτεινόμενος σχεδιασμός θα παρέχει την απαραίτητη ασφάλεια κατά την οδήγηση και το φρενάρισμα της μοτοσυκλέτας.

Τα αποτελέσματα της εργασίας αυτής δημοσιεύθηκαν στο έγκριτο επιστημονικό περιοδικό Applied Sciences με τίτλο «Design and Structural Analysis of a Front Single-Sided Swingarm for an Electric Three-Wheel Motorcycle».[40]

## 5.2 Μελλοντικές επεκτάσεις

Οι αναλύσεις που πραγματοποιήθηκαν για τη μελέτη και σύγκριση των διαφορετικών σχεδίων των εμπρόσθιων ψαλιδιών μονού βραχίονα της μοτοσυκλέτας, είναι η βάση για άλλες πιο λεπτομερείς αναλύσεις. Με την παρούσα εργασία έγινε το πρώτο βήμα για την μερική κατανόηση κάποιων χαρακτηριστικών της χρήσης εμπρόσθιων ψαλιδιών μονού βραχίονα στο εμπρόσθιο τμήμα μιας μοτοσυκλέτας.

Προτείνεται ως μελλοντική επέκταση της εργασίας η ανάλυση των πλευρικών φορτίων που καταπονούν τα εμπρόσθια ψαλίδια της μοτοσυκλέτας κατά τη διέλευσή της από μία στροφή. Έτσι θα ληφθούν πληροφορίες για την αντοχή των ψαλιδιών σε πλευρικές καταπονήσεις καθώς και για τις παραμορφώσεις αυτών.

Σε επόμενο στάδιο θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί μία δυναμική ανάλυση του εμπρόσθιου συστήματος της μοτοσυκλέτας έτσι ώστε να έχουμε μία πιο ολοκληρωμένη άποψη για την λειτουργία των ψαλιδιών σε πραγματικές συνθήκες. Δηλαδή να πραγματοποιηθεί η μοντελοποίηση των αναρτήσεων και των ελαστικών της μοτοσυκλέτας, προκειμένου να επιτευχθούν πιο ακριβή αποτελέσματα τάσεων και μετατοπίσεων του εμπρόσθιου συστήματος, στοχεύοντας στην περαιτέρω βελτιστοποίηση του βάρους των εμπρόσθιων ψαλιδιών.

## Βιβλιογραφία

- [1] BETA CAE Systems S.A. ANSA version 20.1.x User's Guide. Thessaloniki: BETA CAE Systems S.A publishing. 2020.
- [2] Cossalter, V., Lot, R., & Maggio, F. On the Braking Behavior of Motorcycles. SAE Int. 2004
- [3] Lange, J. Development of front suspension for an electric two-wheeled amphibious vehicle. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, School of Industrial Engineering and Management. 2015.
- [4] Μπαρδάκης, Ι. Εναλλακτικό Σύστημα Εμπρός Ανάρτησης Μοτοσυκλέτας. Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών. 2013.
- [5] Foale, T. Motorcycle Handling & Chassis Design, The Art and science. 1<sup>st</sup> edition, Spain. 2002.
- [6] Κουμαρτζάκης, Γ. Σχεδιασμός και ανάπτυξη πλαισίου πρωτότυπου ηλεκτρικού οχήματος. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2016.
- [7] Μπάζιος, Π. Σχεδιασμός και μελέτη θυρών διθέσιου ηλεκτροκίνητου οχήματος σε συνθήκες πλάγιας πρόσκρουσης CAD/CAE. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2015.
- [8] Κατσαρός – Σεργίδτσας, Θ. Σχεδιασμός και μελέτη αντοχής πλαισίου διθέσιου ηλεκτροκίνητου αυτοκινήτου σε περιβάλλον CAD/CAE. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2013.
- [9] Μακρής, Π., Ψυλάκης, Γ. Μελέτη αντοχής μηχανολογικών κατασκευών με χρήση πεπερασμένων στοιχείων. Χανιά: Πολυτεχνείο Κρήτης, Σχολή Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης. 2015.
- [10] Daedalus Site. Διαθέσιμο online: <http://daedalus.tuc.gr> (πρόσβαση στις 27 Ιουλίου 2020).
- [11] Gautam, J., Kaustubh, G., Saurabh, K., Dinesh, T., Vaibhav, P. Design, Modeling & Simulation of Hub Center Steering Mechanism. IJRAME. 2014.
- [12] Syed, H. A., Wajahath, A. R., Mohd, A. Design of Racing Motorcycle Swingarm with Shape Optimisation. IJSRD. 2018.
- [13] João, R. Front and Rear Swing Arm Design of an Electric Racing Motorcycle. Lisbon: Técnico Lisboa, School of Mechanical Engineering. 2016.
- [14] Φρυγανιώτης, Ν. Μοτοσυκλέτα: κατασκευή - δυναμική συμπεριφορά - ασφαλής οδήγηση. Ηράκλειο: Ελληνικό Μεσογειακό Πανεπιστήμιο, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών. 2014.
- [15] Μανιός, Σ. Βελτιστοποίηση τοπολογίας πλαισίου δίκυκλου ηλεκτρικού οχήματος. Αθήνα: Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών. 2018.



- [16] Bendsoe, M.P., Sigmund, O. Topology Optimization: Theory, Methods and Applications. 2<sup>nd</sup> edition, Denmark. 2013.
- [17] Rose, A.N. Braking Capabilities of Motorcyclists. Διαθέσιμο online: <https://www.nathanarose.com/blog/2017/10/4/braking-capabilities-of-motorcyclists-a-literature-review>. (πρόσβαση στις 16 Ιουνίου 2020).
- [18] Ciepka, P. Effect of ABS and CBS on motorcycle braking deceleration on a wet road surface. Problems of Forensic Sciences. 2016.
- [19] Ariffin, A.H., Hamzah, A., Solah, M.S., Paiman, N.F., Mohd Jawi, Z., Md Isa, M.H. Comparative Analysis of Motorcycle Braking Performance in Emergency Situation. JSAEM. 2017.
- [20] Rose, N., Carter, N., Neale, W., Mckelvey, N. Braking and Swerving Capabilities of Three-Wheeled Motorcycles. SAE Technical Paper. 2019.
- [21] CycleWorld. Διαθέσιμο online: <https://www.cycleworld.com/2019-yamaha-niken-gt-first-ride/> (πρόσβαση στις 12 Ιουλίου 2020).
- [22] Sponziello, A.; Frendo, F.; Guiggiani, M. Stability analysis of a three-wheeled motorcycle. SAE Int. J. Eng. 2009, 1, 1396–1401.
- [23] Bartaloni, F. Multibody Analysis of a New Three Wheeled Vehicle. Ph.D. Thesis, University of Pisa, Pisa, Italy, 14 April 2008.
- [24] Terada, K.; Sano, T.; Watanabe, K.; Kaieda, T.; Takano, K. Investigation of the behavior of three-wheel vehicles when they pass over a low road surface. In Proceedings of the Small Engine Technology Conference, South Carolina, CA, USA, 15–17 November 2016; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2016.
- [25] Airoidi, A.; Bertoli, S.; Lanzi, L.; Sirna, M.; Sala, G. Design of a motorcycle composite swing-arm by means of multi-objective optimisation. Appl. Compos. Mater. 2012, 19, 599–618.
- [26] Bevan, I.S. Development of a Carbon Fibre Swingarm. Master's Thesis, University of the Witwatersrand, Johannesburg, South Africa, 2013.
- [27] Ketan, P.; Gaurav, R.; Rohan, M.; Akshay, S. Design and analysis of single sided swing arm for modified bike. Int. Res. J. Eng. Technol. 2019, 6, 876–879.
- [28] Smith, B.; Kienhöfer, F. A carbon fibre swingarm design case study. J. S. Afr. Inst. Mech. Eng. 2015, 31, 1–11.
- [29] Bedeschi, A. Carbon swingarm for the Ducati 1299 Superleggera. JEC Compos. Mag. 2018, 55, 35–36.
- [30] Syed, H.A.; Wajahath, A.R. Design of racing motorcycle swingarm with shape optimisation. Int. J. Sci. Res. Dev. 2018, 6, 179–183.
- [31] Risitano, G.; Scappaticci, L.; Grimaldi, C.; Mariani, F. Analysis of the structural behavior of racing motorcycle swingarms. In Proceedings of the SAE 2012 World Congress and

Exhibition, Detroit, MI, USA, 24–26 April 2012; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2012.

[32] Swathikrishnan, S.; Singanapalli, P.; Prakash, A.S. Design and analysis of swingarm for performance electric motorcycle. *Int. J. Innov. Technol. Explor. Eng.* 2019, 8, 3032–3039.

[33] O’Dea, N. Motorcycle swingarm redesigned in carbon composite. *Reinf. Plast.* 2011, 55, 38–41

[34] Dunn, A.L.; Doroho, M.; Bayan, F.; Cornetto, A.; Wahba, R.; Chuma, M.; Guenther, D.A.; Eiselstein, N. Analysis of motorcycle braking performance and associated braking marks. SAE Tech. Pap. 2012

[35] Motorcycle Braking and Skidmarks. Διαθέσιμο online:  
<http://mfes.com/motorcyclebraking.html> (πρόσβαση στις 20 Ιουλίου 2020).

[36] Ecker, H.; Wassermann, J.; Hauer, G.; Ruspekhofer, R.; Grill, M. Braking deceleration of motorcycle riders. In *Proceedings of the International Motorcycle Safety Conference*, Orlando, FL, USA, 1–4 March 2001.

[37] Vavryn, K.; Winkelbauer, M. Braking performance of experienced and novice motorcycle riders—Results of a field study. In *Proceedings of the International Conference on Trac & Transport Psychology*, Nottingham, UK, 5–9 September 2004

[38] Bartlett, W.; Baxter, A.; Robar, N. Motorcycle braking tests: IPTM data through 2006. *Accid. Reconstr. J.* 2007, 17, 19–21.

[39] Anderson, B.; Baxter, A.; Robar, N. Comparison of motorcycle braking system effectiveness. SAE Tech. Pap. 2010.

[40] Spanoudakis, P.; Christenas, E.; Tsourveloudis, N.C. Design and Structural Analysis of a Front Single-Sided Swingarm for an Electric Three-Wheel Motorcycle. *Appl. Sci.* 2020, 10, 6063.