



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΔΙΑΤΜΗΜΑΤΙΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ
«ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΜΑΤΙΣΜΟΥ»

Μεταπτυχιακή Εργασία

**Υπολογιστική και πειραματική ανάλυση σωλήνων λεπτού τοιχώματος
τετραγωνικής διατομής με κυκλικές οπές υπό στατική και δυναμική φόρτιση**

Κωνσταντίνος Δάβαρης

Επιβλέπων Καθηγητής: Δημήτριος Μανωλάκος

Αθήνα, Ιούνιος 2019

Με την ολοκλήρωση αυτής της μεταπτυχιακής εργασίας, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου και Διευθυντή του Τομέα της Τεχνολογίας των Κατεργασιών, Δημήτριο Μανωλάκο, ο οποίος μου έδωσε σημαντικά στοιχεία και πολύτιμη καθοδήγηση κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της. Επίσης, τον Δρ. Πρωτεσίλαο Κωστάζο για την βοήθεια του στην υλοποίηση των πειραματικών διαδικασιών και των πολύτιμων συμβουλών του από την πολύχρονη εμπειρία του στις προσομοιώσεις. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω και το τεχνικό προσωπικό του εργαστηρίου (Ε.Τ.Ε.Π.) για την βοήθεια του στην προετοιμασία των δοκιμών για τα πειράματα.

Αθήνα, Ιούνιος 2019

Δάβαρης Κωνσταντίνος

Περίληψη

Ο αυξανόμενος ρυθμός των τροχαίων ατυχημάτων και γενικότερα των συγκρούσεων σε όλα τα μέσα μεταφοράς προκάλεσε την ραγδαία ανάπτυξη του τομέα του Crashworthiness, ο οποίος καθιστά απαραίτητο τον σχεδιασμό βελτιωμένων συστημάτων απορρόφησης ενέργειας στην δυναμική απόκριση τους στην πλαστική περιοχή. Ο σωστός σχεδιασμός συστημάτων απορρόφησης ενέργειας απαιτεί να είναι ομαλή η απορρόφηση ενέργειας τους και οι δυνάμεις που δέχονται κατά την κατάρρευση να διατηρούνται εντός των επιτρεπτών ορίων. Αυτές οι απαιτήσεις μπορούν να επιτευχθούν με τον έλεγχο του τρόπου παραμόρφωσης και να αξιολογηθούν με ποικίλους δείκτες Crashworthiness οι οποίοι εκφράζουν πολλά από τα χαρακτηριστικά της κατάρρευσης και χρησιμοποιούνται στις συγκρίσεις των συστημάτων απορρόφησης ενέργειας. Οι σωλήνες λεπτού τοιχώματος είναι μία από τις δομές απορρόφησης ενέργειας που χρησιμοποιούνται για τη διάχυση της ενέργειας και την αύξηση της αποτελεσματικότητας της σύγκρουσης μειώνοντας τις δυνάμεις που δέχονται οι επιβάτες και τα εμπορεύματα, ώστε να υποστούν την μικρότερη δυνατή βλάβη.

Στην παρούσα μεταπτυχιακή εργασία μελετήθηκαν αριθμητικά και πειραματικά σωλήνες λεπτού τοιχώματος χάλυβα τετραγωνικής διατομής. Έχοντας ως σκοπό την μείωση των αρχικών δυνάμεων αντίδρασης, την υψηλή απορρόφηση ενέργειας παραμόρφωσης και την επίτευξη υψηλής ειδικής ενέργειας παραμόρφωσης, εφαρμόστηκαν μηχανισμοί trigger με την ενσωμάτωση γεωμετρικών ασυνεχειών οι οποίες είχαν την μορφή κυκλικών οπών και λειτουργούν ως εκκινητές θραύσης. Το πειραματικό μέρος της διπλωματικής πραγματοποιήθηκε στο Εργαστήριο Τεχνολογίας των Κατεργασιών του Ε.Μ.Π., στο οποίο χρησιμοποιήθηκε ο εξοπλισμός του για την κατασκευή των δοκιμίων και την στατική και δυναμική φόρτιση τους. Το αριθμητικό μέρος της εργασίας πραγματοποιήθηκε μέσω της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων και του προγράμματος Ansys Explicit Dynamics για την προσομοίωση των δοκιμίων και την σύγκριση της συμπεριφοράς κατάρρευσης τους με την πειραματική διαδικασία χρησιμοποιώντας δείκτες Crashworthiness. Η δημιουργία των τρισδιάστατων CAD μοντέλων έγιναν μέσω του σχεδιαστικού προγράμματος SpaceClaim της Ansys.

Λέξεις Κλειδιά: Crashworthiness, Σωλήνες Λεπού Τοιχώματος, Μηχανισμοί Trigger, Εκκινητές Θραύσης, Στατική φόρτιση, Δυναμική Φόρτιση, Μέθοδος Πεπερασμένων Στοιχείων

Abstract

The increasing rate of road accidents and, in general, collisions in all modes of transport induced the rapid growth of the Crashworthiness sector, which makes it necessary to design improved energy absorbers in their dynamic response to the plastic area. Proper design of energy absorbing systems requires that their energy absorption is controlled and that the forces they receive during collapse are kept within the permissible limits. These requirements can be achieved by controlling the deformation mode and are evaluated with a variety of Crashworthiness indicators that express many of the features of collapse. They are also used in comparisons of energy absorption systems. The thin-walled tubes are one of the energy absorbing structures used to dissipate energy and increase the effectiveness of the collision by reducing the forces so that passengers and cargo have the minimum damage.

In the present master thesis, numerical and experimental square steel tubes were studied. In order to reduce the initial reaction forces, high energy absorption and high specific energy absorption, trigger mechanisms were studied by integrating geometrical discontinuities which were in the form of circular holes and act as crush initiators. The experimental part of this master thesis was carried out at the Laboratory of Manufacturing Technology of NTUA, where its equipment was used for the construction of the test specimens and for the experiments at quasi-static and dynamic loading. The numerical part of this thesis was carried out using the finite elements method and the Ansys Explicit Dynamics program to simulate the specimens and compare their collapse behavior with the experimental process using the Crashworthiness indicators. The creation of 3D CAD models was done through Ansys's SpaceClaim design program.

Keywords: Crashworthiness; Thin-Walled Tubes; Trigger Mechanisms; Crush Initiators; Quasi-static loading; Dynamic Analysis; FE Analysis

Περιεχόμενα

Περίληψη	2
Abstract.....	3
Περιεχόμενα.....	4
Κατάλογος Σχημάτων.....	6
Κατάλογος Πινάκων.....	9
Δομή Εργασίας.....	10
1 Εισαγωγή	11
1.1 Ατυχήματα	11
1.2 Δείκτες-Κριτήρια Τραυματισμών.....	16
1.2.1 Κριτήριο Τραυματισμού στο κεφάλι (Head injury criteria-HIC).....	17
1.2.2 Κίνδυνος Τραυματισμού Αυχένα (Neck Injury Risk)	19
1.2.3 Δείκτης Θωρακικού Τραύματος (Thoracic Trauma Index)	21
1.3 Κατηγορίες Ασφάλειας.....	22
1.4 Τύποι Ατυχημάτων.....	23
1.4.1 Εμπρόσθια Πρόσκρουση	23
1.4.2 Πλευρική Πρόσκρουση	26
1.4.3 Οπίσθια Πρόσκρουση.....	27
1.4.4 Ατυχήματα με Ανατροπή.....	28
2 Συστήματα Απορρόφησης Ενέργειας.....	29
2.1 Δείκτες Crashworthiness.....	29
2.2 Βέλτιστος Σχεδιασμός Συστημάτων Απορρόφησης Ενέργειας	34
2.3 Κατασκευές Λεπτότοιχων Διατομών	37
2.3.1 Κυκλικές Διατομές	37
2.3.2 Τετραγωνικές Διατομές	46
2.3.3 Τμήματα Top-hat και Double-hat.....	56
2.4 Μηχανισμοί Trigger	58
3 Μοντέλα Κατασκευών Συστημάτων Απορρόφησης Ενέργειας	62

3.1 LMS Models	62
3.2 Multibody Dynamics Models (MBD)	66
3.3 Hybrid Models	67
3.4 Finite Element Models	68
4 Πειραματική Διαδικασία	75
4.1 Πειραματικός Εξοπλισμός	75
4.1.1 Πρέσα INSTRON 4482	75
4.1.2 Σφύρα πίπτουσας μάζας.....	78
4.2 Χαρακτηριστικά Δοκιμίων	80
4.3 Αποτελέσματα.....	82
4.1.3 Σύγκριση Πειράματος-FEA στη Στατική Φόρτιση	85
4.1.4 Σύγκριση Πειράματος-FEA στη Δυναμική Φόρτιση.....	115
5 Συμπεράσματα.....	127
Βιβλιογραφία	137

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1.1 Κατανομή ατυχημάτων στην Γερμανία ανάλογα με το είδος του ατυχήματος 2011. [2].....	11
Σχήμα 1.2 Θανάσιμα ατυχήματα ανά πληθυσμό σε Βόρειες και Δυτικές χώρες σε βάθος χρόνου. [3].....	12
Σχήμα 1.3 Θύματα ατυχημάτων στον δρόμο στην Γερμανία από το 1955. [2].....	12
Σχήμα 1.4 Κόστος ατυχημάτων ως ποσοστό του ΑΕΠ το 2017.....	13
Σχήμα 1.5 Θύματα ατυχημάτων στον δρόμο στην Γερμανία από το 1955. [2].....	14
Σχήμα 1.6 Θύματα ατυχημάτων στον δρόμο ανά εκατομμύριο κατοίκων στις χώρες της Ευρωπαϊκής Ένωσης. [4]	15
Σχήμα 1.7 Θύματα ατυχημάτων στον δρόμο στην Ευρωπαϊκή Ένωση 1996-2016. [4]	15
Σχήμα 1.8 Ανδρείκελο με το μοντέλο του σε Πεπερασμένα Στοιχεία. [1]	16
Σχήμα 1.9 Κρίσιμες τιμές για ανδρείκελο μεσαίου μεγέθους Hybrid III γένους αρσενικού.....	20
Σχήμα 1.10 Ανδρικό Hybrid III Dummy.	21
Σχήμα 1.11 Αρχιτεκτονική Δομή Συμβατικών Οχημάτων.....	23
Σχήμα 1.12 Σχηματική απεικόνιση της κατανομής και διαδρομής των φορτίων κατά την πρόσθια πρόσκρουση. [2]	24
Σχήμα 1.13 Βασικές περιοχές απορρόφησης ενέργειας και η ποσοστιαία συνεισφορά τους (ICE BMW vehicle).....	26
Σχήμα 1.14 Διαδρομή των δυναμικών φορτίων κατά την διάρκεια πλευρικής πρόσκρουσης.	27
Σχήμα 1.15 Πιθανότητα πρόσκρουσης σε διαφορετικά σημεία (εμπλεκόμενο τουλάχιστον ένα όχημα) σε παγκόσμιο επίπεδο.....	28
Σχήμα 2.1 Κατασκευή απορρόφησης ενέργειας σε πρόσκρουση.....	29
Σχήμα 2.2 Τυπική Καμπύλη Δύναμης-Παραμόρφωσης. [1].....	31
Σχήμα 2.3 Χαρακτηριστικά από απορροφητή ενέργειας α) Ιδανικός ενεργειακός απορροφητής (Crush Force Efficiency 100%) b) Πραγματικός ενεργειακός απορροφητής. [7]	32
Σχήμα 2.4 Διάγραμμα ροής βέλτιστου σχεδιασμού συστήματος απορρόφησης ενέργειας.....	36
Σχήμα 2.5 Τρόποι Κατάρρευσης σε αξονικό φορτίο a) Ring Mode b) Diamond Mode c) Mixed Mode.....	38
Σχήμα 2.6 Κατηγοριοποίηση Τρόπων Κατάρρευσης για σωλήνες αλουμινίου κυκλικής διατομής ανάλογα με το μήκος, την διάμετρο και το πάχος τους.	38
Σχήμα 2.7 Θεωρητικό Μοντέλο για αξονοσυμμετρική κατάρρευση (Alexander).....	41
Σχήμα 2.8 Θεωρητικό Μοντέλο για αξονοσυμμετρική κατάρρευση(Abramowicz και Jones).....	42
Σχήμα 2.9 Διαμόρφωση λοβών σε αξονοσυμμετρική συμπίεση σωλήνων κυκλικής διατομής a) Μοντέλο του Alexander b) Μοντέλο των Abramowicz και Jones c) Μοντέλο του Grzebieta.....	43
Σχήμα 2.10 Τρόποι παραμόρφωσης τετραγωνικών σωλήνων a) stable type b) transition mode c) unstable-bending mode. [9].....	46
Σχήμα 2.11 Τρόποι παραμόρφωσης τετραγωνικών σωλήνων με σταθερό τρόπο a) extensional stable type b) inextensional stable type. [1], [9]	47
Σχήμα 2.12 Τρόποι κατάρρευσης τετραγωνικών σωλήνων στις γωνιακές περιοχές a) inextensional folding mechanism b) extensional folding mechanism. [9]	48
Σχήμα 2.13 1/4 τμήματος τετραγωνικού σωλήνα κατά την αναδίπλωση (μη συμμετρική κατάρρευση) a) origami model b) quasi- inextensional model.	50

Σχήμα 2.14 1/4 τμήματος τετραγωνικού σωλήνα κατά την αναδίπλωση (συμμετρική κατάρρευση)	53
Σχήμα 2.15 Χαρακτηριστικά Top-hat και Double-hat σε τομή α)Top-hat β)Double-hat. [9]	56
Σχήμα 2.16 Κατάρρευση Top-hat και Double-hat σε τομή α)Top-hat β)Double-hat. [1]	57
Σχήμα 2.17 Διάφοροι μηχανισμοί Trigger με διαφορετικά σχήματα. [33]	58
Σχήμα 2.18 Γεωμετρικές λεπτομέρειες των μηχανισμών Trigger α) Chamfer β) Tulip. [12]	59
Σχήμα 2.19 α) Δοκίμια γεμισμένα με αφρό σε διαφορετικές διατομές β) Οριακές συνθήκες και συνθήκες σύγκρουσης. [20]	60
Σχήμα 2.20 Γεωμετρικές σωλήνων με μηχανισμούς triggering αφαίρεσης υλικού (Θέση, σχήμα των triggers).	61
Σχήμα 3.1 Μοντέλο του Kamal. [11]	63
Σχήμα 3.2 1-D Μοντέλο LMS για προσομοίωση σύγκρουσης οχήματος σε σταθερό φράγμα με ταχύτητα 50 km/h. [11]	64
Σχήμα 3.3 Διάγραμμα ροής κατασκευής συστημάτων απορρόφησης ενέργειας για συγκρούσεις με το μοντέλο LMS. [11]	65
Σχήμα 3.4 Παράδειγμα Μοντέλου Multibody Dynamics.	66
Σχήμα 3.5 Σύγκρουση Πεζού-Οχήματος με συνδυασμό MBD-FE. [27]	67
Σχήμα 3.6 Μεθοδολογίες Implicit, Explicit καθώς αυξάνεται η μη-γραμμικότητα.....	73
Σχήμα 4.1 Μηχανική πρέσα INSTRON 4482.....	76
Σχήμα 4.2 Σφύρα πίπτουσας μάζας.	78
Σχήμα 4.3 Μετρητικά Συστήματα της σφύρας Πίπτουσας Μάζας.....	79
Σχήμα 4.4 Καμπύλη Τάσης (MPa)-Παραμόρφωσης (mm/mm).....	80
Σχήμα 4.5 Ονομαστικές διαστάσεις δοκιμίων.....	81
Σχήμα 4.6 Φωτογραφίες των δοκιμίων πριν την στατική φόρτιση.....	83
Σχήμα 4.7 Φωτογραφίες των δοκιμίων μετά την στατική φόρτιση.	83
Σχήμα 4.8 Φωτογραφίες των δοκιμίων πριν την δυναμική φόρτιση.	84
Σχήμα 4.9 Φωτογραφίες των δοκιμίων μετά την δυναμική φόρτιση.	84
Σχήμα 4.10 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 1S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).....	85
Σχήμα 4.11 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 1S.	87
Σχήμα 4.12 Τελικές όψεις δοκιμίου 1S.....	89
Σχήμα 4.13 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 2S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).....	90
Σχήμα 4.14 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 2S.	92
Σχήμα 4.15 Τελικές όψεις δοκιμίου 2S.....	94
Σχήμα 4.16 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 3S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).....	95
Σχήμα 4.17 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 3S.	97
Σχήμα 4.18 Τελικές όψεις δοκιμίου 3S.....	99
Σχήμα 4.19 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 4S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).....	100
Σχήμα 4.20 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 4S.	102
Σχήμα 4.21 Τελικές όψεις δοκιμίου 4S.....	104

Σχήμα 4.22 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 5S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).....	105
Σχήμα 4.23 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 5S.	107
Σχήμα 4.24 Τελικές όψεις δοκιμίου 5S.....	109
Σχήμα 4.25 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 6S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).....	110
Σχήμα 4.26 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 6S.	112
Σχήμα 4.27 Τελικές όψεις δοκιμίου 6S.....	114
Σχήμα 4.28 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 1D.	115
Σχήμα 4.29 Τελικές όψεις δοκιμίου 1D.	116
Σχήμα 4.30 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 2D.	117
Σχήμα 4.31 Τελικές όψεις δοκιμίου 2D.	118
Σχήμα 4.32 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 3D.	119
Σχήμα 4.33 Τελικές όψεις δοκιμίου 3D.	120
Σχήμα 4.34 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 4D.	121
Σχήμα 4.35 Τελικές όψεις δοκιμίου 4D.	122
Σχήμα 4.36 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 5D.	123
Σχήμα 4.37 Τελικές όψεις δοκιμίου 5D.	124
Σχήμα 4.38 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 6D.	125
Σχήμα 4.39 Τελικές όψεις δοκιμίου 6D.	126
Σχήμα 5.1 Διάγραμμα μέγιστης δύναμης αντίδρασης P_{max} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης	128
Σχήμα 5.2 Διάγραμμα μέσης δύναμης αντίδρασης P_{mean} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης	129
Σχήμα 5.3 Διάγραμμα ενέργειας απορρόφησης E_{abs} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης	130
Σχήμα 5.4 Διάγραμμα ειδικής ενέργειας απορρόφησης SEA στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης	131
Σχήμα 5.5 Διάγραμμα δείκτη ομοιομορφίας φορτίου CFE στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης	132
Σχήμα 5.6 Διάγραμμα μέγιστης βράχυνσης S_{max} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση δυναμικής φόρτισης	133
Σχήμα 5.7 Διάγραμμα μέγιστης δύναμης αντίδρασης P_{max} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση δυναμικής φόρτισης	134
Σχήμα 5.8 Διάγραμμα μέσης δύναμης αντίδρασης P_{mean} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση δυναμικής φόρτισης	135

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1.1 Οριοθέτηση των τιμών διαφορετικών κριτηρίων τραυματισμού σε διαφορετικές περιοχές του σώματος ανάλογα με την επικινδυνότητα.	19
Πίνακας 1.2 Κρίσιμες τιμές του N_{ij}	20
Πίνακας 1.3 Επισκόπηση των δοκιμών σύγκρουσης α) Εμπρόσθια Πρόσκρουση β) Πλευρική Πρόσκρουση. [2]....	25
Πίνακας 2.1 Μαθηματικές σχέσεις για το μέσο φορτίο σύνθλιψης και το μήκος των λοβών στην αξονοσυμμετρική κατάρρευση σωλήνα κυκλικής διατομής. [9].....	44
Πίνακας 2.2 Μαθηματικές σχέσεις για το μέσο φορτίο σύνθλιψης στην μη αξονοσυμμετρική κατάρρευση σωλήνα κυκλικής διατομής. [9]	45
Πίνακας 2.3 Τύποι αξιολόγησης του μέσου φορτίου σύνθλιψης στην περίπτωση (inextensional mode). [9].....	54
Πίνακας 2.4 Τύποι αξιολόγησης του μέσου φορτίου σύνθλιψης στην περίπτωση (extensional mode). [9].....	55
Πίνακας 4.1 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 1S (Δείκτες Crashworthiness).....	85
Πίνακας 4.2 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 2S (Δείκτες Crashworthiness).....	90
Πίνακας 4.3 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 3S (Δείκτες Crashworthiness).....	95
Πίνακας 4.4 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 4S (Δείκτες Crashworthiness).....	100
Πίνακας 4.5 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 5S (Δείκτες Crashworthiness).....	105
Πίνακας 4.6 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 6S (Δείκτες Crashworthiness).....	110
Πίνακας 4.7 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 1D (Δείκτες Crashworthiness).....	115
Πίνακας 4.8 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 2D (Δείκτες Crashworthiness).....	117
Πίνακας 4.9 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 3D (Δείκτες Crashworthiness).....	119
Πίνακας 4.10 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 4D (Δείκτες Crashworthiness).....	121
Πίνακας 4.11 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 5D (Δείκτες Crashworthiness).....	123
Πίνακας 4.12 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 6D (Δείκτες Crashworthiness).....	125

Δομή Εργασίας

Η δομή της εργασίας αποτυπώνεται ως εξής:

Κεφάλαιο 1^ο – Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται στατιστικά στοιχεία από ατυχήματα και επισημαίνεται η ανάγκη της προστασίας των επιβατών και κατ' επέκταση της ύπαρξης του τομέα του Crashworthiness. Επίσης, παρουσιάζονται τύποι ατυχημάτων, οι κατηγορίες ασφαλείας και δείκτες αξιολόγησης προστασίας των επιβατών από τραυματισμούς.

Κεφάλαιο 2^ο – Στο 2^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται ο όρος Crashworthiness και δείκτες αξιολόγησης και ποσοτικοποίησης του στα συστήματα απορρόφησης ενέργειας. Επίσης, περιγράφεται μεθοδολογία σχεδιασμού των συστημάτων απορρόφησης ενέργειας. Περιγράφονται τρόποι κατάρρευσης κατασκευών λεπτών τοιχωμάτων και παρουσιάζονται μηχανισμοί trigger, εκκινητές θραύσης που μπορούν να βελτιώσουν τους μηχανισμούς κατάρρευσης και τα χαρακτηριστικά των συστημάτων απορρόφησης ενέργειας.

Κεφάλαιο 3^ο – Στο 3^ο κεφάλαιο περιγράφονται τεχνικές μοντελοποίησης και πρόβλεψης της συμπεριφοράς των δομικών στοιχείων συστημάτων απορρόφησης ενέργειας, ειδικότερα των οχημάτων. Οι τεχνικές που παρουσιάζονται είναι οι Lumped Mass Spring (LMS) models, Multibody Dynamics (MBD) models, Hybrid models και τα μοντέλα Πεπερασμένων Στοιχείων-Finite Element (FE) models.

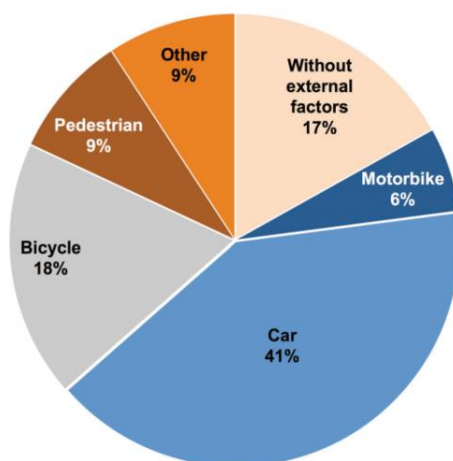
Κεφάλαιο 4^ο – Στο 4^ο κεφάλαιο, παρουσιάζεται ο πειραματικός εξοπλισμός που χρησιμοποιήθηκε στην πειραματική διαδικασία, οι μηχανικές ιδιότητες των υλικών και οι ονομαστικές διαστάσεις των δοκιμίων που χρησιμοποιήθηκαν στην πειραματική διαδικασία. Τέλος, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα και η σύγκριση της πειραματικής διαδικασίας με τα μοντέλα προσομοίωσης που αναπτύχθηκαν χρησιμοποιώντας το πρόγραμμα ANSYS Explicit Dynamics.

Κεφάλαιο 5^ο – Στο τελευταίο κεφάλαιο, παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της εργασίας βάσει των αποτελεσμάτων των πειραμάτων και προσομοιώσεων. Τέλος, προτείνονται ιδέες, βελτιώσεις που θα μπορούσαν να διερευνηθούν και να πραγματοποιηθούν σε μελλοντικές εργασίες.

1 Εισαγωγή

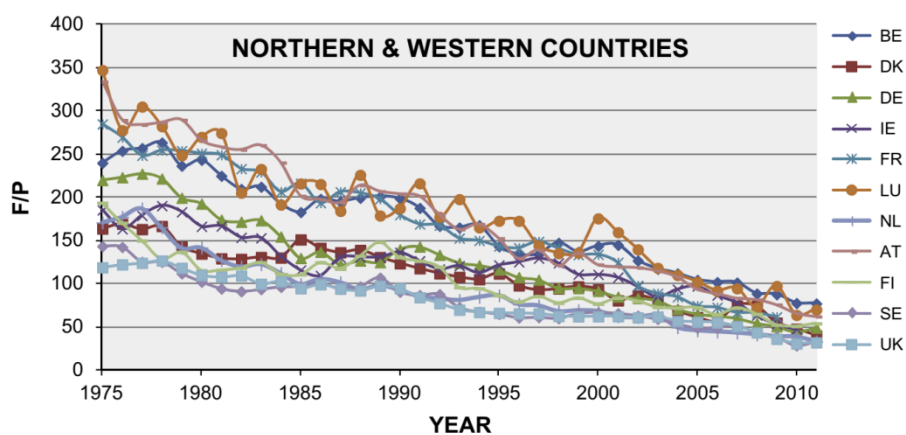
1.1 Ατυχήματα

Με την πάροδο των χρόνων οι ανάγκες για μετακινήσεις έχουν αυξηθεί σε παγκόσμιο επίπεδο. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο αριθμός όλων των μέσων μεταφορών να αυξάνεται, ειδικότερα στον Δυτικό Κόσμο μετά τον Δεύτερο Παγκόσμιο Πόλεμο. Η ιστορία των τροχαίων ατυχημάτων είναι άρρηκτα συνδεδεμένη με την ιστορία του αυτοκινήτου και γενικότερα όλων των μέσων μεταφορών. Η ανάγκη της ταχείας εξέλιξης των μεταφορών για την κάλυψη της συνεχόμενης αύξησης της κινητικότητας των πληθυσμών και η μείωση των χρόνων που χρειάζονταν να διανύονται οι αποστάσεις δεν έδινε την δυνατότητα να γίνουν εμφανείς οι ανησυχητικές ενδείξεις των τροχαίων ατυχημάτων. Σύμφωνα με τον NCSA (National Centre for Statistics and Analysis), το 2000 καταχωρήθηκε 18% αύξηση των οχημάτων με 217.930.000 οχήματα σε σύγκριση με το 1990 στις Η.Π.Α [1]. Καθώς και τα μίλια μετακίνησης των οχημάτων (Vehicle Miles Travelled-VMT) αυξήθηκαν στο 25% συγκριτικά με το 1990. Να σημειωθεί ότι ο πληθυσμός των Η.Π.Α το 2000 ήταν περίπου 275 εκατομμύρια. Η βελτίωση της τεχνολογίας έχει οδηγήσει στην αύξηση ταχύτερων καθώς και μεγαλύτερων οχημάτων μεταφοράς. Σε συνδυασμό με τα παραπάνω η πιθανότητα πρόκλησης ατυχημάτων και η επικινδυνότητα αυτών αυξάνεται συνεχώς.

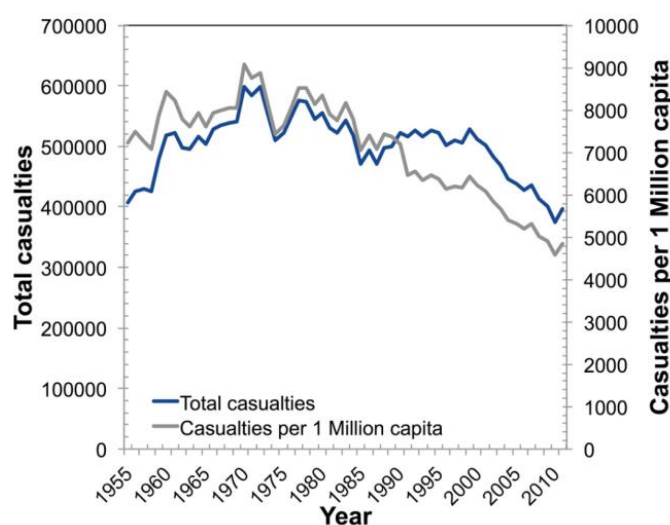


Σχήμα 1.1 Κατανομή ατυχημάτων στην Γερμανία ανάλογα με το είδος του ατυχήματος 2011. [2]

Τα ατυχήματα μπορεί να βλάψουν και να επηρεάσουν αρκετά τους εμπλεκόμενους σωματικά και ψυχικά και συνολικότερα ολόκληρη την κοινωνία μας. Στην Δυτική Ευρώπη και την Αμερική ο μεγαλύτερος αριθμός των ατυχημάτων σημειώθηκε την δεκαετία του 1970 (Σχήμα 1.3). Στην Γερμανία ο αριθμός των ατυχημάτων με σοβαρά ή νεκρά δυστυχήματα μειώθηκε από 414.362 το 1970 σε 306.266 το 2011. Αυτή η μείωση των ατυχημάτων είναι περισσότερο εντυπωσιακή όταν ο αριθμός των οχημάτων στην Γερμανία αυξήθηκε από 20.816.802 σε 52.945127 σε αυτό το χρονικό πλαίσιο και ο αριθμός των ατυχημάτων ανά εκατομμύριο πληθυσμού από 6266 σε 3746. Αντίστοιχες τάσεις εμφανίζονται σε όλες τις Δυτικές κοινωνίες όπως το Ηνωμένο Βασίλειο και τις Η.Π.Α. Για παράδειγμα στο Ηνωμένο Βασίλειο παρατηρείται μείωση των θανατηφόρων ατυχημάτων κατά 7% ετησίως.



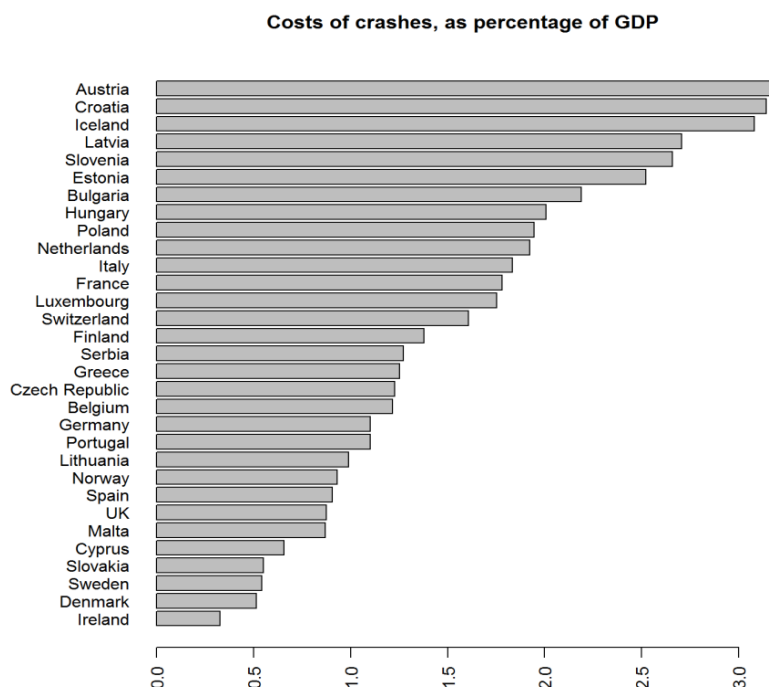
Σχήμα 1.2 Θανάσιμα ατυχήματα ανά πληθυσμό σε Βόρειες και Δυτικές χώρες σε βάθος χρόνου. [3]



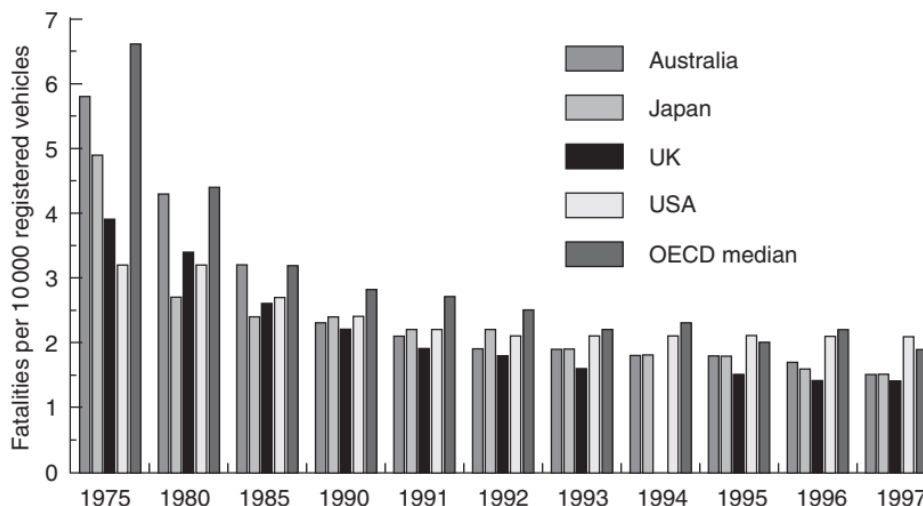
Σχήμα 1.3 Θύματα ατυχημάτων στον δρόμο στην Γερμανία από το 1955. [2]

Ο αριθμός των θανάτων για κάθε 10000 εγγεγραμμένα οχήματα είναι μια μέθοδος σύγκρισης των τροχαίων ατυχημάτων, λαμβάνοντας υπόψη το επίπεδο κινητικότητας. Ο διάμεσος αυτού του αριθμού για τα κράτη του OECD μειώθηκε από 6,7 το 1975 σε 2 το 1997. Μεταξύ των χωρών του OECD, ο αριθμός αυτός κυμάνθηκε το 1997 από 0,7 (Ισλανδία) έως 11,1 (Κορέα). Στο Σχήμα 1.5 παρουσιάζεται η τάση θανάτων ανά 10000 εγγεγραμμένα οχήματα σε επιλεγμένες χώρες του OECD μαζί με το μέσο όρο του OECD. Ο ΟΟΣΑ-OECD (Οργανισμός Οικονομικής Συνεργασίας και Ανάπτυξης-Organization for Economic Co-operation and Development) αποτελείται από 36 χώρες μέλη από τις οποίες μία από αυτές είναι και η Ελλάδα. Κάθε χώρα μέλος του OECD παρέχει τακτικές στατιστικές οδικής ασφάλειας για την διεθνή βάση δεδομένων (IRTAD) για την διεθνή κυκλοφορία και τα ατυχήματα που εδρεύει στη Γερμανία.

Οι οικονομικές επιπτώσεις από οδικά ατυχήματα είναι τεράστιες για κάθε χώρα. Για παράδειγμα παρακάτω βλέπουμε πως επηρεάζεται το Ακαθάριστο Εγχώριο Προϊόν από τα ατυχήματα που συμβαίνουν σε ορισμένες χώρες. Είναι σημαντικό να προστεθεί ότι εάν ληφθεί υπόψη το άθροισμα του ακαθάριστου εγχώριου προϊόντος από το 1996 έως το 2010, η αξία που έχασε η κοινωνία λόγω θανάτων από τροχαία ατυχήματα είναι περίπου 0,5% του συνολικού πλούτου που δημιουργήθηκε κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου.



Σχήμα 1.4 Κόστος ατυχημάτων ως ποσοστό του ΑΕΠ το 2017.

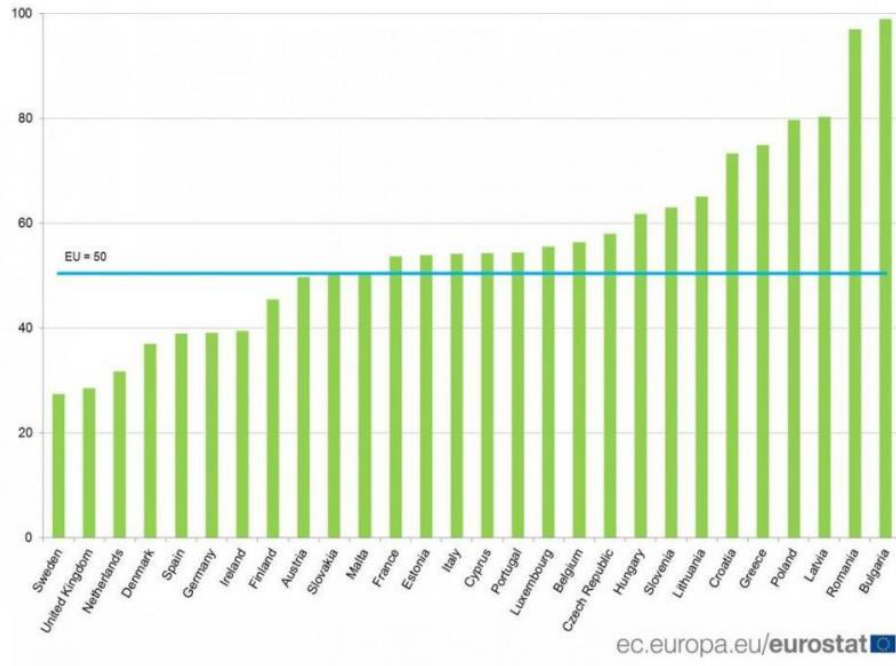


Σχήμα 1.5 Θύματα ατυχημάτων στον δρόμο στην Γερμανία από το 1955. [2]

Τα τελευταία χρόνια στην Ελλάδα, οι επιδόσεις στην οδική ασφάλεια κρίνονται στάσιμες. Όλες οι κατηγορίες ατυχημάτων και παθόντων μειώθηκαν οριακά, εκτός των θανατηφόρων και νεκρών θυμάτων, όπου σημειώθηκε οριακή αύξηση 0,1% και 0,2% αντίστοιχα.

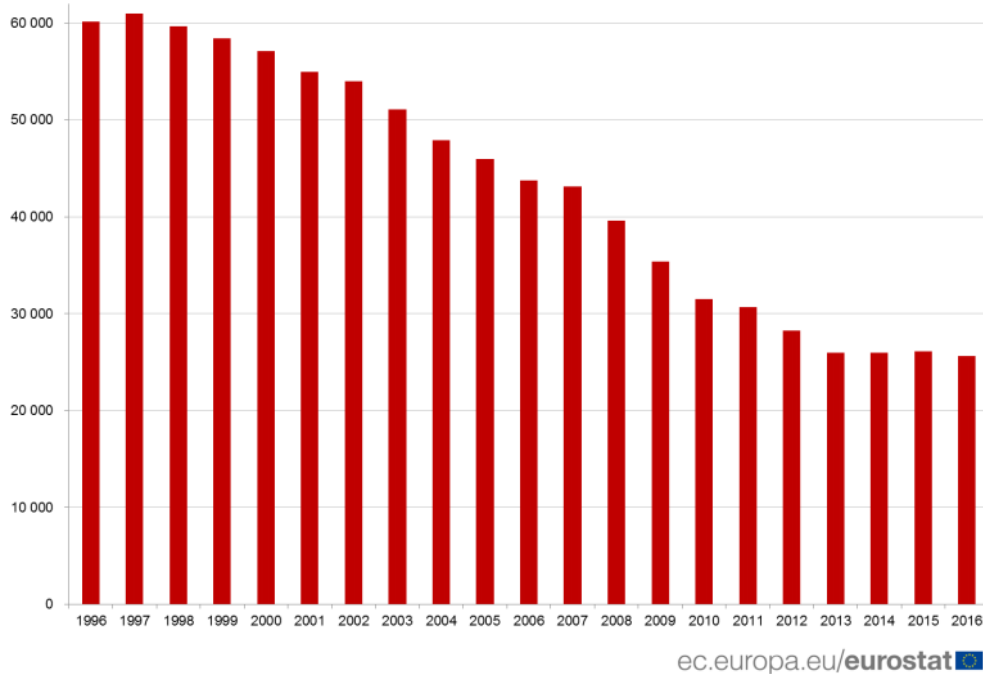
Σύμφωνα με την Eurostat η Ελλάδα κατατάσσεται στις 5 τελευταίες θέσεις στην Ευρώπη στους θανάτους ανά τροχαία ατυχήματα και έχει τον υψηλότερο δείκτη ατυχημάτων συγκριτικά με το μέσο όρο όλης της Ευρωπαϊκής Ένωσης. Το 2016 σημειώθηκε μια μικρή πτώση στους θανάτους που προκλήθηκαν από τροχαία ατυχήματα, αλλά οι συνολικοί αριθμοί είναι ανησυχητικοί.

Γενικότερα πολιτικός στόχος της Ευρωπαϊκής Ένωσης είναι να μειωθεί κατά το ήμισυ ο αριθμός των θανάτων από τροχαία ατυχήματα το 2020 συγκριτικά με το 2010. Με την πάροδο του χρόνου διακρίνουμε μειώσεις στα τροχαία ατυχήματα και αυτό μπορεί να αποδοθεί σε νομοθετικά μέτρα που έχουν εφαρμοστεί, όπως για παράδειγμα η απαίτηση για ζώνες ασφαλείας, η μείωση της σοβαρότητας των ατυχημάτων ή τη βελτίωση της οδικής ασφαλείας και σήμανσης, βελτίωση των αυτοκινητόδρομων καθώς και στην κυκλοφορία πιο ασφαλών αυτοκινήτων. Οι πρόσθετες προσδοκίες των πελατών έχουν οδηγήσει σε περαιτέρω αύξηση της παθητικής ασφαλείας, με την βελτίωση των ενεργειακών απορροφητών καθώς και με την ευρεία υιοθέτηση των αερόσακων.



Σχήμα 1.6 Θύματα ατυχημάτων στον δρόμο ανά εκατομμύριο κατοίκων στις χώρες της Ευρωπαϊκής Ένωσης.

[4]

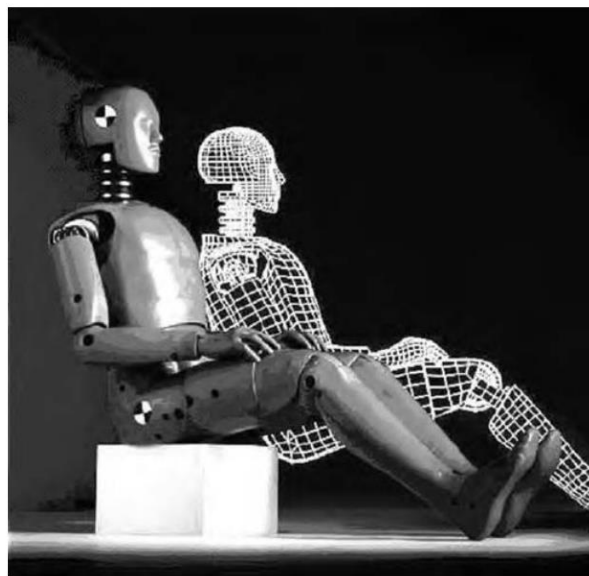


Σχήμα 1.7 Θύματα ατυχημάτων στον δρόμο στην Ευρωπαϊκή Ένωση 1996-2016. [4]

1.2 Δείκτες-Κριτήρια Τραυματισμών

Έχουν προταθεί ποικίλα κριτήρια για να προσδιοριστούν ποσοτικά διάφοροι τύποι τραυματισμών. Προσπαθούν να συσχετίσουν δυναμικές ή κινηματικές παραμέτρους ώστε να αναλυθούν τα φαινόμενα τραυματισμών. Βασίζονται στην αρχή μηχανικής όπου δηλώνει ότι οι εσωτερικές αποκρίσεις μιας μηχανικής δομής, ανεξάρτητα από το πόσο μεγάλη ή μικρή είναι, ή από ποιο υλικό αποτελείται, καθορίζονται μοναδικά από τις γεωμετρικές και υλικές ιδιότητες της δομής, τις δυνάμεις και τις κινήσεις που εφαρμόζονται στην επιφάνεια της. Τα κριτήρια έχουν προκύψει από πειραματικές μεθόδους, χρησιμοποιώντας ανθρώπινα υποκατάστατα (dummies) ώστε να παρατηρούνται τόσο οι μετρήσιμες μηχανικές παράμετροι όσο και συνέπειες τραυματισμού καθώς και να προσδιορίζονται οι πιο σημαντικές σχέσεις μεταξύ δυνάμεων και τραυματισμών που προκύπτουν χρησιμοποιώντας στατιστικές τεχνικές.

Η ανάπτυξη των επιπέδων ανοχής των τραυματισμών του ανθρώπου είναι δύσκολη λόγω των φυσικών διαφορών μεταξύ των ανθρώπων. Περαιτέρω περιπλέκεται από την ανάγκη λήψης πληροφοριών σχετικά με την ανοχή τραυματισμού μέσω έμμεσων μεθόδων, όπως δοκιμές με εθελοντές ανθρώπους κάτω από το επίπεδο τραυματισμού, δοκιμές πτωμάτων, δοκιμές σε ζώα, προσομοίωση ηλεκτρονικών υπολογιστών, ανακατασκευές συντριβής και χρήση ανδρείκελων στις δοκιμές σύγκρουσης. Κάθε μία από αυτές τις έμμεσες μεθόδους έχει περιορισμούς, αλλά καθένα παρέχει πολύτιμες πληροφορίες σχετικά με τα επίπεδα ανθρώπινης ανοχής.



Σχήμα 1.8 Ανδρείκελο με το μοντέλο του σε Πεπερασμένα Στοιχεία. [1]

Συχνά αναπτύσσονται κριτήρια βασισμένα σε εκτεταμένες αναλύσεις για ανδρείκελο ενός μεγέθους (π.χ. ένας ενήλικας) και τα κριτήρια αυτά εφαρμόζονται και μεταφράζονται σε άλλα ανδρείκελα μεγέθους (π.χ. ένα παιδί) μέσω μιας διαδικασίας γνωστής ως κλιμάκωση. Οι τεχνικές κλιμάκωσης υπερνικούν την επίδραση των γεωμετρικών και υλικών διαφορών μεταξύ των πειραματοζώων και των ενδιαφερομένων. Αυτή η τεχνική υποθέτει ότι το πειραματικό αντικείμενο και το αντικείμενο ενδιαφέροντος είναι μοντέλα κλίμακας μεταξύ τους και ότι οι διαφορές μάζας και υλικού ποικίλλουν από σχετικά απλές μαθηματικές σχέσεις. Εάν αυτές οι υποθέσεις ικανοποιηθούν, η τεχνική εμπειρία δείχνει ότι οι κλιμακούμενες τιμές είναι καλές προσεγγίσεις των αναμενόμενων τιμών. Ωστόσο, όσο περισσότερο αυτές οι υποθέσεις δεν είναι έγκυρες, τόσο περισσότερο οι μεταφρασμένες φυσικές μετρήσεις μπορεί να μην αντικατοπτρίζουν τα πραγματικά τους επίπεδα.

1.2.1 Κριτήριο Τραυματισμού στο κεφάλι (Head injury criteria-HIC)

Ένα από τα πιο δημοφιλή μέτρα ανοχής τραυματισμού στο κεφάλι σε μηχανική πρόσκρουση είναι το κριτήριο τραυματισμού κεφαλής (HIC). Ο HIC έχει χρησιμοποιηθεί για περισσότερα από 20 χρόνια στους κανονισμούς ασφαλείας της Βόρειας Αμερικής για την ασφάλεια των οχημάτων ως πρόβλεψη του κινδύνου τραυματισμού στο κεφάλι σε μετωπικές κρούσεις.

Σε ένα περιβάλλον κρούσης οι δυνάμεις και οι ροπές είναι δύσκολο να μετρηθούν. Τα δυναμόμετρα είναι γενικά μεγάλα και άβολα στη χρήση και συχνά παρεμβάλλονται μεταξύ του σώματος και της επιφάνειας πρόσκρουσης που μεταβάλλει το επίπεδο και τα χαρακτηριστικά της δύναμης επαφής. Από την άλλη πλευρά, η επιτάχυνση των τμημάτων του σώματος είναι σχετικά εύκολο να μετρηθεί και έτσι να αποτελέσει το κύριο όργανο σε πειράματα πρόσκρουσης. Η κανονική επιβράδυνση ενός οχήματος επιβάλλει δυνάμεις ουσιαστικά ίδιες με εκείνες της πραγματικής επιτάχυνσης, αλλά αντίστροφα. Η επιβράδυνση στην περίπτωση ατυχημάτων οχημάτων μπορεί να είναι εξαιρετικά απότομη και τα αντικείμενα που απορροφούν ενέργεια όπως οι αερόσακοι, προβλέπουν μια πιο βαθμιαία επιβράδυνση. Ο HIC ορίζεται από την σχέση [7]:

$$HIC = \max \left[\left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right)^{2,5} (t_2 - t_1) \right] \quad (1.1)$$

- Ο όρος $a(t)$ είναι η επιβράδυνση σε συνάρτηση με το χρόνο
- Τα t_2, t_1 είναι ο αρχικός και τελικός χρόνος όπου το μέγεθος HIC λαμβάνει τη μέγιστη τιμή του. Ο όρος $t_2 - t_1$ περιορίζεται συνήθως σε μια τιμή κοντά στα 15ms και δεν ανεβαίνει πάνω από τα 36 ms.

Για τιμή του HIC κοντά στα 1000 υπάρχει πιθανότητα οι επιβάτες να υποστούν ανεπανόρθωτη βλάβη. Για την ακρίβεια, υπάρχει πιθανότητα 18% σοβαρού τραυματισμού στο κεφάλι, 55% πιθανότητα σοβαρού τραυματισμού και 90% πιθανότητα μέτριου τραυματισμού στο κεφάλι ενός μεσήλικα.

Ο μη κερδοσκοπικός οργανισμός της Ασφάλειας Αυτοκινητοδρόμων (IIHS) της Αμερικής, χρησιμοποιεί τον δείκτη HIC για την αξιολόγηση των αυτοκινήτων ως προς την ασφάλεια με σύστημα αστεριών. Η τιμή 700 είναι το μέγιστο επιτρεπόμενο όριο από τις διατάξεις (NHTSA, 2000) και η μέγιστη βαθμολογία για να είναι ένα όχημα αποδεκτό. Για δείκτη HIC-15 (Για κρούση διάρκειας πάνω από 15 ms) ίσο με 700 εκτιμάται ότι υπάρχει κίνδυνος 5% για σοβαρό τραυματισμό.

Ο δείκτης HIC δεν είναι ειδικός για τραυματισμούς και δεν σχετίζεται άμεσα με τη σοβαρότητα της βλάβης του επιβάτη ούτε λαμβάνει υπόψη τις διακυμάνσεις της μάζας του εγκεφάλου ή της κατεύθυνσης του φορτίου. Το μέγεθος της περιστροφικής κίνησης σχετίζεται με το βαθμό εκκεντρότητας της ενεργού δύναμης και τον βαθμό στον οποίο το υπόλοιπο της ανθρώπινης δομής ελέγχει την κίνηση της κεφαλής. Η περιστροφή της κεφαλής έχει αντίκτυπο στην κίνηση του λαιμού και ακόμη και με $HIC < 1000$, ο λαιμός μπορεί να σπάσει. Εντούτοις δίνει έναν αρχικό προσανατολισμό και μια γενική εκτίμηση των κινδύνων τραυματισμού.

Body Region	Parameter	IARV	Good – Acceptable	Acceptable – Marginal	Marginal – Poor
Head and neck	HIC-15	700	560	700	840
	N_{ij}	1.00	0.80	1.00	1.20
	Neck axial tension (kN)*	3.3	2.6	3.3	4.0
	Neck compression (kN)*	4.0	3.2	4.0	4.8
Chest	Thoracic spine acceleration (3 ms clip, g)	60	60	75	90
	Sternum deflection (mm)	-50	-50	-60	-75
	Sternum deflection rate (m/s)	-8.2	-6.6	-8.2	-9.8
	Viscous criterion (m/s)	1.0	0.8	1.0	1.2
Leg and foot, left and right	Femur axial force (kN)**	-9.1	-7.3	-9.1	-10.9
	Tibia-femur displacement (mm)	-15	-12	-15	-18
	Tibia index (upper, lower)	1.00	0.80	1.00	1.20
	Tibia axial force (kN)	-8.0	-4.0	-6.0	-8.0
	Foot acceleration (g)	150	150	200	260

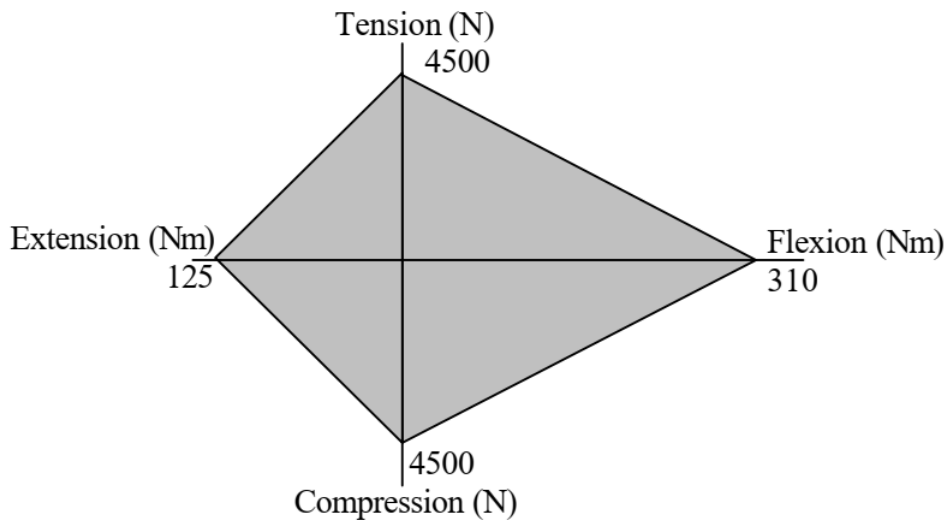
Πίνακας 1.1 Οριοθέτηση των τιμών διαφορετικών κριτηρίων τραυματισμού σε διαφορετικές περιοχές του σώματος ανάλογα με την επικινδυνότητα.

1.2.2 Κίνδυνος Τραυματισμού Αυχένα (Neck Injury Risk)

Ο κίνδυνος τραυματισμού του αυχένα εκτιμάται κυρίως με βάση τον δείκτη N_{ij} . Κατά την ανάπτυξη του κριτηρίου N_{ij} , λαμβάνονται υπόψη οι πληροφορίες που παράγονται σε δοκιμές συγκρούσεων με τη χρήση ανδρεικέλων (dummies). Το κριτήριο αναφέρεται ως N_{ij} , όπου "ij" αντιπροσωπεύει δείκτες για τους τέσσερις μηχανισμούς τραυματισμού, δηλαδή N_{TE} , N_{TF} , N_{CE} και N_{CF} . Ο πρώτος δείκτης αντιπροσωπεύει το αξονικό φορτίο (εφελκυσμός ή θλίψη) και ο δεύτερος δείκτης αντιπροσωπεύει τη ροπή κάμψης στο διάμηκες επίπεδο (κάμψη ή έκταση). Ο N_{ij} είναι ένας γραμμικός συνδυασμός της αξονικής δύναμης του αυχένα (FZ) και της ροπής κάμψης γύρω από έναν εγκάρσιο άξονα που διέρχεται από τον ινιακό κονδύλιο (MY) του ανδρεικέλου, όπως φαίνεται στην παρακάτω εξίσωση.

$$N_{ij} = \frac{F_z}{F_{critical}} + \frac{M_y}{M_{critical}} \quad (1.2)$$

Γραφικά, η σκιασμένη περιοχή της γραφικής παράστασης στο παρακάτω σχήμα δείχνει την περιοχή που περνούν τις απαιτήσεις απόδοσης οι τέσσερις τρόποι φόρτισης. Οι κρίσιμες τιμές που παρουσιάζονται στο παρακάτω σχήμα, είναι αυτές που προτείνονται για ανδρείκελο μεσαίου μεγέθους Hybrid III γένους αρσενικού. Οι κρίσιμες τιμές όπου συγκρίνονται οι δυνάμεις και οι ροπές εξαρτώνται από την κατεύθυνση των εφαρμοζόμενων φορτίων, όπως φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

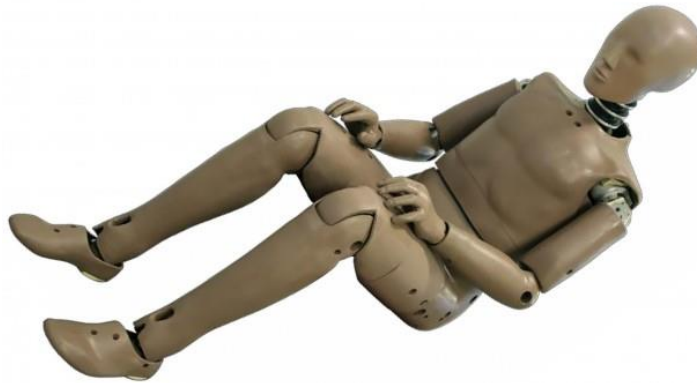


Σχήμα 1.9 Κρίσιμες τιμές για ανδρείκελο μεσαίου μεγέθους Hybrid III γένους αρσενικού.

Critical Values for N_{ij} Calculation		
	Tension (+ F_z) / Flexion (+ M_y)	Compression (- F_z) / Extension (- M_y)
Neck axial force (F_z)	6806	6160
Front/back bending moment (M_y)	310	135

Πίνακας 1.2 Κρίσιμες τιμές του N_{ij} .

Όταν η τιμή του N_{ij} είναι ίση με την μονάδα είναι στα όρια του αποδεκτού. Σύμφωνα με μια ανάλυση κινδύνου που δημοσιεύθηκε από τον NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) εκτιμάται ότι η $N_{TE} 1,0$ αντιπροσωπεύει κίνδυνο 30% για τραυματισμό του αυχένα τύπου AIS 2, κίνδυνο για τραυματισμό τύπου AIS 4 κατά 18% και κίνδυνο τραυματισμού τύπου AIS 5 κατά 7%.



Σχήμα 1.10 Ανδρικό Hybrid III Dummy.

1.2.3 Δείκτης Θωρακικού Τραύματος (Thoracic Trauma Index)

Ένα άλλο σημαντικό μέτρο του κινδύνου των επιβατών είναι οι τραυματισμοί των οργάνων τους εντός του θωρακικού κλωβού. Η βλάβη του ήπατος, των νεφρών και της σπλήνας μπορεί να είναι απειλητική για τη ζωή ενός επιβάτη. Εκτεταμένες δοκιμές πλευρικής κρούσης έχουν πραγματοποιηθεί σε ανθρώπινα πτώματα και υποκατάστατα δείγματα για τον προσδιορισμό της φυσιολογικής απόκρισης και την ανάπτυξη ενός δείκτη τραυματισμού. Το αποτέλεσμα αυτών είναι ο Δείκτης Θωρακικού Τραύματος (TTI), ο οποίος μπορεί να εκφραστεί με τη μορφή:

$$TTI \equiv 0,5(G_r + G_{ls}) < 100 \quad (1.3)$$

Όπου το G_r είναι το μεγαλύτερο όριο της επιτάχυνσης των άνω ή κάτω πλευρών σε g και G_{ls} είναι το κατώτερο όριο επιτάχυνσης της σπονδυλικής στήλης σε g. Είναι πολύ δύσκολο να υπάρξουν θανάσιμοι τραυματισμοί όταν το TTI είναι μικρότερο από 100.

1.3 Κατηγορίες Ασφάλειας

Από την άποψη του σχεδιασμού υπάρχουν τουλάχιστον τρεις διαφορετικές οπτικές γωνίες για να εξετάσουμε το πρόβλημα της ασφάλειας. Συνήθως διακρίνονται ανάμεσα στις παρακάτω κατηγορίες. [5]

Παθητική ασφάλεια

Στην παθητική ασφάλεια όλα τα μέρη του σώματος του αυτοκινήτου στοχεύουν στη διάχυση της κινητικής ενέργειας του οχήματος και ταυτόχρονα ότι όλοι οι επιβάτες προστατεύονται από πιθανούς τραυματισμούς κατά την διάρκεια της κρούσης. Η παθητική ασφάλεια περιλαμβάνει επίσης, ότι όλος ο εξοπλισμός ασφαλείας που εμπεριέχεται στην καμπίνα των επιβατών θα είναι αυτόματα ενεργοποιημένος κατά την διάρκεια πιθανής σύγκρουσης. Με αυτό τον τρόπο αυξάνεται το επίπεδο ασφαλείας των επιβατών. Οι εξοπλισμοί ασφαλείας όπως οι ζώνες ασφαλείας και οι αερόσακοι είναι παθητικού τύπου διότι λειτουργούν χωρίς τις εντολές του οδηγού.

Ενεργητική ασφάλεια

Στην ενεργητική ασφάλεια ο εξοπλισμός στοχεύει στη βοήθεια του οδηγού κατά την διάρκεια της οδήγησης και στην αποφυγή των συγκρούσεων. Ένα παράδειγμα τέτοιου εξοπλισμού είναι το ABS το οποίο προορίζεται για την βοήθεια του οδηγού κατά την διάρκεια του φρεναρίσματος αποφεύγοντας το κλείδωμα των τροχών. Τέτοιου τύπου εξοπλισμού ασφαλείας είναι ενεργητικοί διότι λειτουργούν βάσει των ενεργειών του οδηγού πριν το ατύχημα.

Προληπτική ασφάλεια

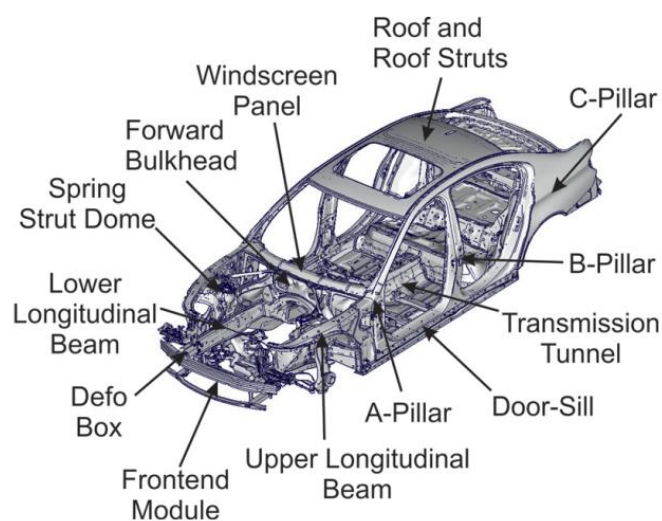
Στην Προληπτική ασφάλεια ο εξοπλισμός στοχεύει στην επιτήρηση του οδηγού κατά την διάρκεια της οδήγησης. Αυτός ο εξοπλισμός περιλαμβάνει για παράδειγμα συστήματα βελτίωσης της όρασης του οδηγού λόγω ομίχλης ή και ανεπαρκούς φωτισμού στο δρόμο, αναγνώριση εμποδίων και γενικότερες προειδοποιήσεις. Επίσης, είναι και τα υπό ανάπτυξη συστήματα που αναγνωρίζουν και προειδοποιούν για την κόπωση του οδηγού. Αυτά τα συστήματα ασφαλείας είναι προληπτικού τύπου διότι έχουν ως σκοπό την βοήθεια του οδηγού στην αποφυγή δύσκολων καταστάσεων.

1.4 Τύποι Ατυχημάτων

1.4.1 Εμπρόσθια Πρόσκρουση

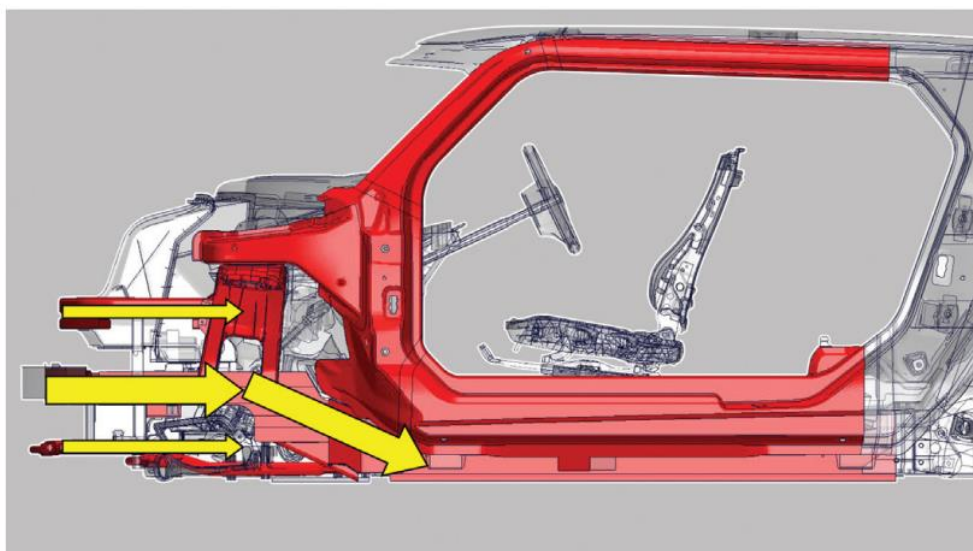
Η Εμπρόσθια πρόσκρουση πραγματοποιείται σε δύο στάδια. Στο πρώτο στάδιο, το όχημα χτυπά ένα εμπόδιο ή ένα άλλο όχημα το οποίο προκαλεί συντριβή εμπρός και τελικά η κινητική ενέργεια διασκορπίζεται σε παραμόρφωση της δομής του οχήματος. Στο δεύτερο στάδιο, ο επιβάτης συνεχίζει να κινείται ελεύθερα στο εσωτερικό του οχήματος στην περίπτωση που δεν συγκρατείται από κάπου, διαφορετικά αλληλεπιδρά με το σύστημα συγκράτησης. Η κινητική ενέργεια στη συνέχεια μετατρέπεται σε εσωτερική παραμόρφωση της δομής και συμπίεση στο σώμα του επιβάτη. Τέλος, η κινητική ενέργεια που απομένει διαχέεται καθώς ο επιβάτης επιβραδύνεται με το όχημα [2].

Τραυματισμοί μπορεί να συμβούν στο δεύτερο στάδιο και ειδικότερα στην περίπτωση που το φορτίο κρούσης είναι αρκετά υψηλό πέραν των ορίων ασφαλείας. Ένας σωστός σχεδιασμός της κατασκευής του οχήματος και γενικότερα κάθε μεταφορικού μέσου πρέπει να εξασφαλίζει ότι η κινητική ενέργεια διασκορπίζεται βαθμιαία για να ελαχιστοποιηθούν οι τραυματισμοί. Τα μέτρα ασφαλείας, όπως η χρήση υλικών απορρόφησης ενέργειας για την κάλυψη των εσωτερικών τμημάτων, των ζωνών ασφαλείας και των αερόσακων, είναι πολύ σημαντικά για τη μείωση των τραυματισμών λόγω της αλληλεπίδρασης μεταξύ του επιβάτη και του εσωτερικού του οχήματος.



Σχήμα 1.11 Αρχιτεκτονική Δομή Συμβατικών Οχημάτων.

Σε συμβάντα χαμηλής ταχύτητας κρούσης, τα οποία μπορεί να συμβούν συχνά κατά τη διάρκεια στάθμευσης, η μονάδα εμπρόσθιου άκρου πρέπει να επιτρέπει την αποδοτική επισκευή και προστασία της κύριας δομής. Επιπλέον, το εμπρόσθιο άκρο πρέπει να επιτρέπει καλή προστασία των πεζών μέσω καθορισμένης παραμόρφωσης και κινηματικής σε μετωπική σύγκρουση. Η μονάδα εμπρόσθιου άκρου συνδέεται έτσι συχνά με την κύρια δομή χρησιμοποιώντας σπειροειδής σύνδεση ανάμεσα στο defo-box και τους διαμήκεις δοκούς. Η ικανότητα αποκατάστασης του εμπρόσθιου άκρου δοκιμάζεται κανονικά σύμφωνα με τη διαδικασία δοκιμής RCAR. Η δοκιμή αυτή πραγματοποιείται σε σχετικά χαμηλή ταχύτητα (15-17 km / h), και δοκιμάζει περισσότερο την ικανότητα αποκατάστασης της κατεστραμμένης δομής παρά την προστασία των επιβατών.











Σχήμα 1.12 Σχηματική απεικόνιση της κατανομής και διαδρομής των φορτιών κατά την πρόσθια πρόσκρουση. [2]

Σε συμβάντα υψηλής ταχύτητας κρούσης, χρησιμοποιώντας τις διαδικασίες USNCAP ή EuroNCAP, το συμβάν συντριβής μεταδίδεται βαθύτερα στη δομή του αυτοκινήτου. Αρχικά, οι άνω και κάτω διαμήκεις δοκοί παραμορφώνονται με μη αναστρέψιμο τρόπο. Το εισερχόμενο φορτίο απορροφάται συχνά από το εμπρόσθιο διάφραγμα και από εκεί εκτρέπεται στο πλαίσιο του αυτοκινήτου εισερχόμενο στην κολώνα A (A-pillar) καθώς και στο πάτωμα της πόρτας (door sill) του αυτοκινήτου. Όταν φτάσει η μπάρα στον κινητήρα, αυτό συμπιέζεται στο εμπρόσθιο διάφραγμα (forward bulkhead) και το σύστημα διεύθυνσης του τιμονιού (steering rack) αλλά και η μονάδα εμπρόσθιου άξονα (front axle module) πρέπει να παραμορφωθούν με ελεγχόμενο τρόπο.









Στόχος είναι να διασκορπιστεί η ενέργεια και να μειωθεί στο χώρο των επιβαινόντων. Τέλος, η κατάρρευση του εμπρόσθιου διαφράγματος και της κολώνας Α πρέπει να αποφευχθεί και οι εισερχόμενες δυνάμεις να μεταφερθούν προς το πίσω μέρος του οχήματος.

Για να παρέχουν το ελάχιστο επίπεδο ασφάλειας, οι κατασκευαστές αυτοκινήτων υποχρεούνται από το νόμο να διασφαλίζουν ότι τα σχέδιά τους συμμορφώνονται με τους κυβερνητικούς κανονισμούς [2]. Οι κατασκευαστές αυτοκινήτων πρέπει να αποδείξουν ότι τα οχήματά τους συμμορφώνονται με τα πρότυπα ασφαλείας πριν από την πώλησή τους.

(a)

Test Name	ECE R94	EuroNCAP	FMVSS 208	FMVSS 208	FMVSS 301; 305	USNCAP	IIHS	IIHS
Load case	Offset front	Offset front	Full width front	Offset front	30° front	Full width frontal	Offset front	Small Overlap
Test Speed	56 km/h	64 km/h	32 - 56 km/h	40 km/h	48 km/h	56 km/h	64,4 km/h	64,4 km/h
Barrier	progressive	progressive	rigid	starr	rigid barrier	rigid barrier	progressive	rigid barrier
Impact Angle	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
Overlap	40 - 50%	40 - 50%	100%	40%	100%	100%	40%	25%
Belted / Unbelted	B	B	B & U	B	B	B	B	B
Symbol								

(b)

Test Name	ECE R 95	EuroNCAP	EuroNCAP	FMVSS 214 (new)	FMVSS 214 (new)	USNCAP	USNCAP	IIHS
Load case	Side barrier	Side pole	Side barrier	Crabbed barrier	Oblique pole	Crabbed barrier	Oblique pole	Side barrier
Test Speed	50 km/h	29 km/h	50 km/h	54 km/h	32 km/h	62 km/h	32 km/h	50 km/h
Barrier	deformable	rigid	deformable	deformable	rigid	deformable	rigid	deformable
Impact Angle	90° / 270°	90° / 270°	90° / 270°	90° / 270° (27°)	90° / 270° (75°)	90° / 270° (27°)	90° / 270° (75°)	90° / 270°
Barrier description	950 kg	Ø 254 mm	MDB EEVC 950 kg	1368 kg	Ø 254 mm	1368 kg	Ø 254 mm	MDB 1500 kg
Belted / Unbelted	Belted	Belted	Belted	Belted	Belted	Belted	Belted	Belted
Symbol								

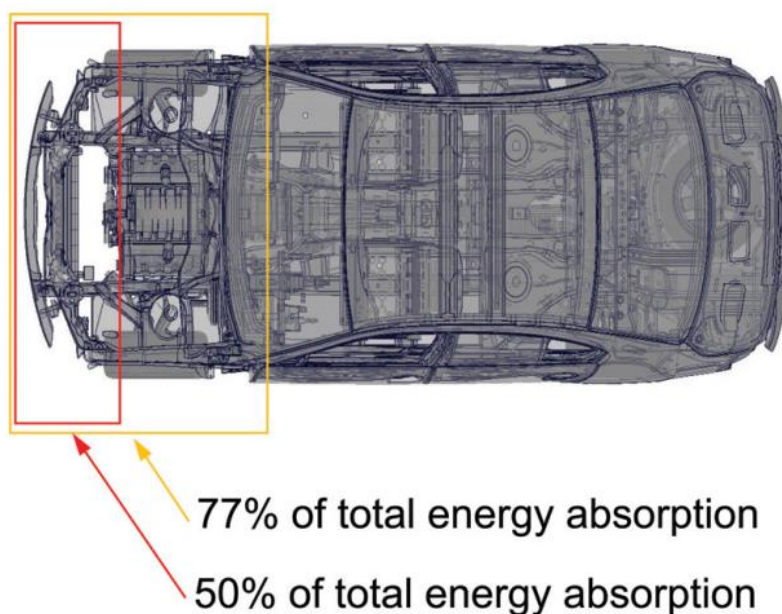
Πίνακας 1.3 Επισκόπηση των δοκιμών σύγκρουσης α) Εμπρόσθια Πρόσκρουση β) Πλευρική Πρόσκρουση.

[2]

1.4.2 Πλευρική Πρόσκρουση

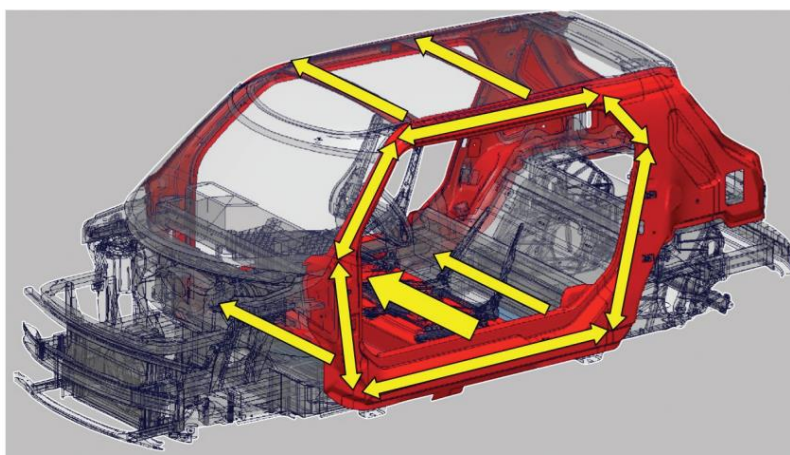
Η πλευρική πρόσκρουση είναι ο δεύτερος πιο πιθανός τρόπος ατυχήματος. Ορίζεται ως το περιστατικό όταν ένα ορμώμενο όχημα χτυπάει ένα άλλο όχημα στην περιοχή μίας ή περισσότερων από τις κολώνες του. Η κινητική ενέργεια του ορμώμενου οχήματος μετατρέπεται σε παραμόρφωση και των δύο οχημάτων. Η πλευρική πρόσκρουση μπορεί να αναλυθεί σε δύο στάδια όπως και στην εμπρόσθια πρόσκρουση. Ωστόσο, στις πλευρικές κρούσεις τα συστήματα απορρόφησης ενέργειας παίζουν λιγότερο ρόλο στην προστασία του επιβάτη λόγω της μικρής απόστασης του επιβαίνοντος με το εσωτερικό (πόρτες). Η δυσκαμψία της πλευρικής δομής παίζει σημαντικό ρόλο στην ασφάλεια του επιβάτη [2].

Οι εγκάρσιες μπάρες είναι επίσης σημαντικές για τον έλεγχο της παραμόρφωσης ώστε να προστατεύεται ο επιβάτης. Τέλος, η εσωτερική διάταξη είναι επίσης ένας σημαντικός παράγοντας για την ελαχιστοποίηση των τραυματισμών που οφείλονται στην αλληλεπίδραση μεταξύ του σώματος του επιβάτη και του εσωτερικού του οχήματος.



Σχήμα 1.13 Βασικές περιοχές απορρόφησης ενέργειας και η ποσοστιαία συνεισφορά τους (ICE BMW vehicle).

Στις πλευρικές δοκιμές πρόσκρουσης η ακολουθία των συμβάντων εξαρτάται από την μπάρα πρόσκρουσης. Στις περισσότερες πλευρικές δοκιμές πρόσκρουσης η κινούμενη μπάρα ή κάποια άλλη κατασκευή χτυπά το όχημα υπό γωνία. Σε μια κρούση με άκαμπτο κοντάρι (rigid pole) το φορτίο εισάγεται συνεχώς στο περβάζι της πόρτας (door sill), το οποίο στηρίζεται από τα μέλη διασταύρωσης του καθίσματος και το πλαίσιο. Αυτά υποστηρίζονται συχνά από τη σήραγγα μετάδοσης (transmission tunnel), η οποία τείνει να έχει σημαντική γεωμετρική δυσκαμψία. Ταυτόχρονα, η δομή της οροφής δέχεται δυνάμεις και τα στελέχη στερέωσης στέγης και πρέπει να μεταφέρουν τις δυνάμεις προς το πίσω μέρος της κρούσης. Σημαντικά μέρη είναι και οι κολώνες A και B (A-Pillar, B-Pillar) που πρέπει να λαμβάνουν δυναμικά φορτία ώστε να μην καταλαμβάνει πολύ μεγάλες δυνάμεις η πόρτα. Σε δοκιμές με μπάρα η κολώνα B (B-pillar) δέχεται πρώτη την κρούση. Για την προστασία των επιβατών η κολώνα B πρέπει να διαχέει ελεγχόμενα την παραμόρφωση στο χώρο των επιβατών. Όταν παραμορφώνεται και η κολώνα B, δυναμικά φορτία πηγαίνουν προς την οροφή και το περβάζι της πόρτας.

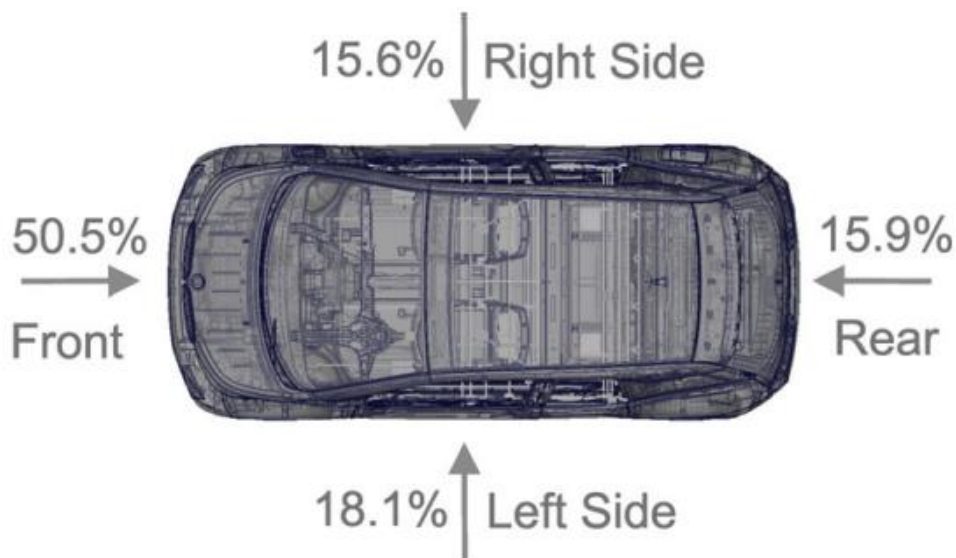


Σχήμα 1.14 Διαδρομή των δυναμικών φορτίων κατά την διάρκεια πλευρικής πρόσκρουσης.

1.4.3 Οπίσθια Πρόσκρουση

Αν και ο αριθμός των προσκρούσεων στην πίσω πλευρά του οχήματος είναι μικρότερος από τον αριθμό των εμπρόσθιων ή πλευρικών προσκρούσεων, οι τραυματισμοί που προκαλούνται από αυτά τα ατυχήματα είναι περίπλοκοι και ικανοί να προκαλέσουν ακόμα και θανάτους. Για την ασφάλεια από την οπίσθια πρόσκρουση, πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στη δομική ακεραιότητα της δεξαμενής καυσίμου, των γραμμών καυσίμου και στην αντοχή των καθισμάτων, ιδιαίτερα στις πλάτες του καθίσματος και στα προσκέφαλα.

Για αυτό το τύπο πρόσκρουσης τα σχέδια οχημάτων ρυθμίζονται πάλι από τον FMVSS στις ΗΠΑ, από τον ECE στην Ευρώπη και από τον CMVSS στον Καναδά.



Σχήμα 1.15 Πιθανότητα πρόσκρουσης σε διαφορετικά σημεία (εμπλεκόμενο τουλάχιστον ένα όχημα) σε παγκόσμιο επίπεδο.

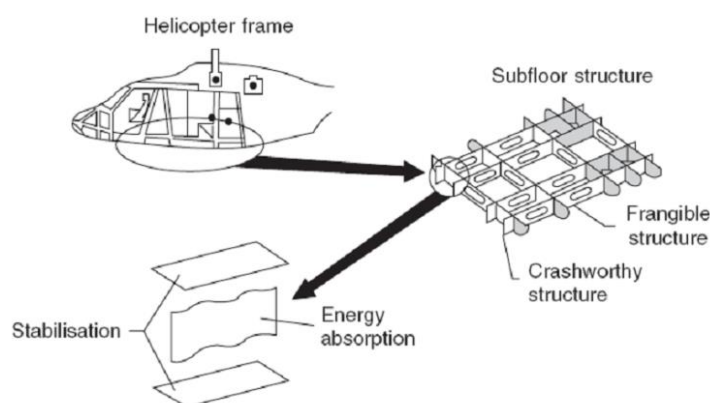
1.4.4 Ατυχήματα με Ανατροπή

Σε ατυχήματα κατά την ανατροπή, ολόκληρη η κατασκευή του οχήματος μαζί με το εσωτερικό του πρέπει να προστατεύουν τους επιβάτες από τραυματισμούς. Οι ζώνες ασφαλείας είναι ιδιαίτερα σημαντικές σε αυτά τα ατυχήματα και η οροφή πρέπει να παρέχει αντίσταση στην παραμόρφωση. Κατά τη διάρκεια ατυχημάτων ανατροπής, οι πόρτες δεν πρέπει να ανοίγουν από μόνες τους και οι ειδικές βαλβίδες πρέπει να διασφαλίζουν ότι οι γραμμές καυσίμου είναι κλειστές και ο εξαερισμός καυσίμου θα κατευθύνεται σε κάνιστρο ξυλάνθρακα για την πρόληψη πυρκαγιάς. Η μελέτη της ανατροπής παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον για τα βαριά οχήματα και τα φορτηγά, δεδομένου ότι το σχετικά υψηλότερο κέντρο βάρους τους καθιστά πιο επιρρεπή σε τέτοιου είδους ατυχήματα. Αυτός ο τύπος ατυχημάτων μπορεί να αποφευχθεί ελέγχοντας τις δυναμικές αποκρίσεις του οχήματος κατά τη διάρκεια της οδήγησης και της απόδοσης φρεναρίσματος. Για αυτό το τύπο ατυχήματος τα σχέδια οχημάτων ρυθμίζονται πάλι από τον FMVSS στις ΗΠΑ, από τον ECE στην Ευρώπη και από τον CMVSS στον Καναδά.

2 Συστήματα Απορρόφησης Ενέργειας

2.1 Δείκτες Crashworthiness

Ο όρος Crashworthiness χρησιμοποιήθηκε για πρώτη φορά στην αεροναυπηγική βιομηχανία στις αρχές της δεκαετίας του 1950 και χρησιμοποιείται για να περιγράψει την αποδοτικότητα της κρούσης μιας κατασκευής με μια άλλη προκειμένου να προστατευτούν οι επιβάτες από επικείμενα ατυχήματα.



Σχήμα 2.1 Κατασκευή απορρόφησης ενέργειας σε πρόσκρουση

Είναι απαραίτητο ότι ο σχεδιασμός συστημάτων απορρόφησης ενέργειας και η επιλογή των υλικών για αυτά, να ταιριάζουν στον συγκεκριμένο σκοπό και τις συνθήκες υπό τις οποίες θα λειτουργούν. Η δομή της κατασκευής και τα υλικά από τα οποία αποτελούνται μπορεί να ποικίλλει σημαντικά ανάλογα την εφαρμογή. Σε κάθε περίπτωση όμως ο σχεδιασμός και η επιλογή των υλικών πρέπει να στοχεύουν στην εξουδετέρωση της κινητικής ενέργειας με ελεγχόμενο τρόπο ή με προκαθορισμένο ρυθμό. Επομένως, ορισμένες βασικές αρχές ισχύουν γενικά για όλες τις εφαρμογές και μπορούν να χρησιμεύσουν ως κατευθυντήριες γραμμές. Είναι δεδομένο ότι υπάρχει μεγάλη ανάγκη ύπαρξης κριτηρίων για την αξιολόγηση, την ποσοτικοποίηση και τον γενικότερο έλεγχο της συμπεριφοράς των συστημάτων απορρόφησης ενέργειας. Τα συγκεκριμένα κριτήρια-μεγέθη προκύπτουν από την καμπύλη φορτίου-μετατόπισης, κατά την πειραματική δοκιμή των υλικών. Κάποια από τα μεγέθη (crashworthiness characteristics) θα αναφερθούν και επεξηγηθούν παρακάτω.

Ενέργεια απορρόφησης-Energy Absorption (E_{abs})

Η ενέργεια απορρόφησης (E_{abs}) εκφράζει την συνολική ενέργεια που απορροφήθηκε από τη δομή ενός συστήματος απορρόφησης ενέργειας μέσω πλαστικής παραμόρφωσης σε συνθήκες πρόσκρουσης. Η ενέργεια απορρόφησης είναι ίση με το έργο που προκύπτει από την δύναμη φορτίου F και την παραμόρφωση δ με αρχική τιμή δ_i και τελική τιμή δ_f .

$$E_{abs} = \int_{\delta_i}^{\delta_f} F d\delta \quad (2.1)$$

Μέγιστο Φορτίο Κατάρρευσης -Peak crush force (PCF), P_{max}

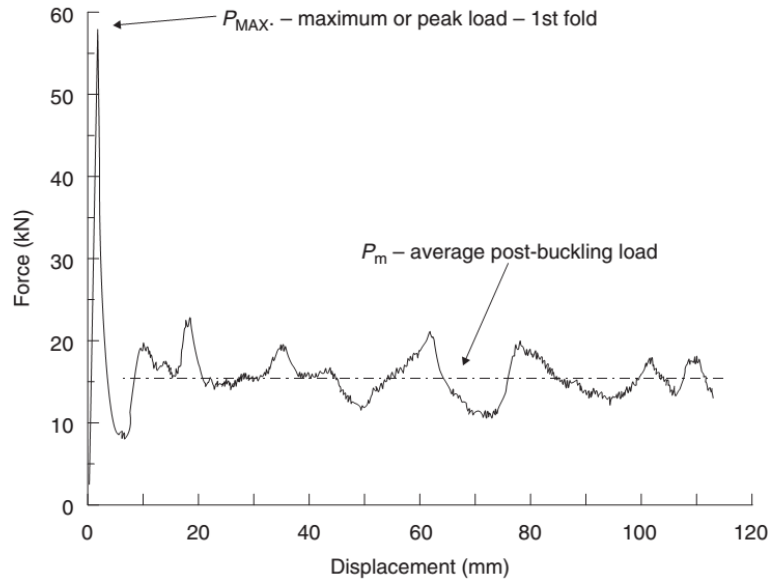
Η μέγιστη δύναμη P_{max} είναι η μέγιστη δύναμη αντίδρασης που παράγεται από τη δομή ενός συστήματος απορρόφησης ενέργειας και παρατηρείται στην αρχή της διαδικασίας κατάρρευσης. Η συγκεκριμένη δύναμη πρέπει να οριοθετείτε κάτω από μια τιμή και ιδανικότερα να βρίσκεται ακριβώς κάτω από ένα όριο. Επίσης, να παραμείνει σχεδόν σταθερή κατά τη διάρκεια της απορρόφησης ενέργειας ώστε να είναι ομαλή η μετάβαση στην πλαστική περιοχή των συστημάτων απορρόφησης ενέργειας [1].

Για να αντιμετωπιστούν τα αβέβαια φορτία σύγκρουσης, τα χαρακτηριστικά παραμόρφωσης και τα χαρακτηριστικά απορρόφησης ενέργειας της σχεδιαζόμενης δομής πρέπει να είναι σταθερά και επαναλαμβανόμενα έτσι ώστε να εξασφαλίζεται με αξιοπιστία η λειτουργικότητα της δομής.

Μέσο Φορτίο Κατάρρευσης (P_{mean})

Αντιστοιχεί, στον λόγο της ενέργειας απορρόφησης προς την μετατόπιση που υπέστη το δοκίμιο κατά την διάρκεια επιβολής φορτίου. Υψηλή τιμή του μέσου φορτίου, αντιστοιχεί σε μεγάλη ικανότητα απορρόφησης ενέργειας για δεδομένη παραμόρφωση. Είναι ένα σημαντικό μέγεθος καθώς ορισμένα συστήματα απορρόφησης ενέργειας έχουν περιορισμό στο ύψος της κατασκευής τους.

$$P_{mean} = \frac{E_{abs}}{\delta_f} \quad (2.2)$$



Σχήμα 2.2 Τυπική Καμπύλη Δύναμης-Παραμόρφωσης. [1]

Ειδική Ενέργεια Απορρόφησης-Specific Energy Absorption (SEA)

Υψηλότερη ειδική ενέργεια απορρόφησης έχουν αποδοτικά συστήματα απορρόφησης ενέργειας και ελαφρά μέλη σύνθλιψης. Η συγκεκριμένη ενέργεια συσχετίζει την ενέργεια απορρόφησης με τη μάζα του συστήματος απορρόφησης ενέργειας και αποτελεί σημαντικό κριτήριο για τις ελαφριές κατασκευές. Συχνά λαμβάνεται υπόψη μόνο η μάζα του συστήματος ενέργειας που δέχεται την κρούση. Ωστόσο, σε πιο σύνθετες δομές και όπου χρησιμοποιούνται συστήματα σύσφιξης, η θρυμματισμένη μάζα είναι δύσκολο να προσδιοριστεί και επομένως πρέπει να ληφθεί υπόψη η πλήρης μάζα της κατασκευής.

Προκύπτει από τον λόγο της ενέργειας που απορροφά ένα σύστημα απορρόφησης ενέργειας E_{abs} με την μάζα του συστήματος που έχει καταρρεύσει $m_{destroyed}$:

$$SEA = \frac{E_{abs}}{m_{destroyed}}, \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.3)$$

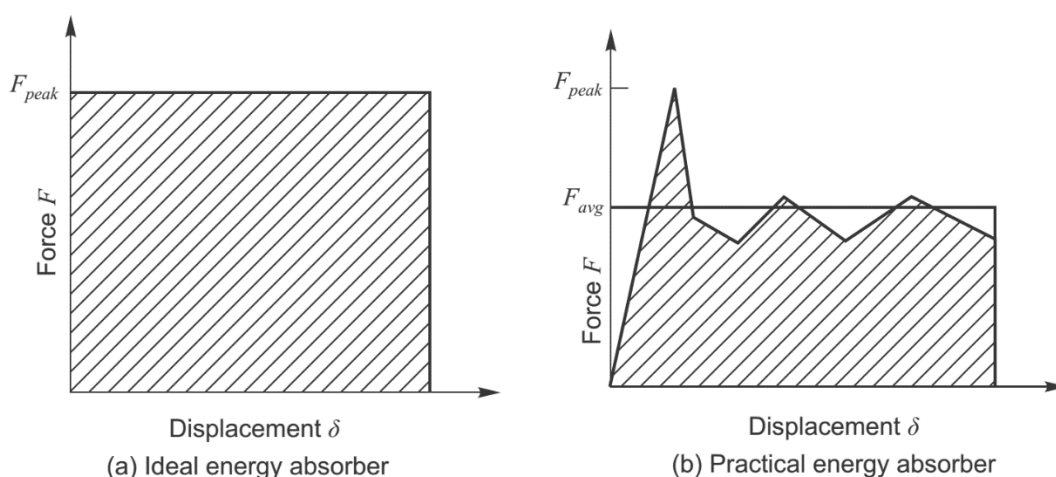
Δείκτης Ομοιομορφίας Φορτίου-Crush Force Efficiency (CFE or AE)

Ο δείκτης ομοιομορφίας φορτίου (CFE) είναι η αναλογία μεταξύ του μέσου φορτίου κατάρρευσης P_{mean} και του μέγιστου φορτίου κατάρρευσης P_{max} . Περιγράφεται από τη σχέση:

$$CFE = \frac{P_{mean}}{P_{max}} \quad (2.4)$$

Ο δείκτης ομοιομορφίας φορτίου (CFE) είναι ένας σημαντικός δείκτης που χρησιμοποιείται για την αξιολόγηση ενός συστήματος απορρόφησης ενέργειας. Στην ιδανική περίπτωση, ο δείκτης CFE είναι κοντά στην μονάδα (ιδανικός απορροφητής ενέργειας) και παράγει μια σταθερή καμπύλη δύναμης-παραμόρφωσης.

Ο χαμηλός δείκτης CFE υποδεικνύει υψηλό μέγιστο φορτίο κατάρρευσης P_{max} το οποίο μπορεί να προκαλέσει υψηλότερα επίπεδα επιβράδυνσης σε ένα όχημα κάτι που μπορεί να υπερβεί την ανοχή του ανθρώπου και να βλάψει ενδεχομένως τους επιβάτες κατά τη διάρκεια της σύγκρουσης. Σε ορισμένες δημοσιεύσεις χρησιμοποιείται επίσης η έκφραση $1 / AE$ και ονομάζεται ομοιομορφία φορτίου (LU).

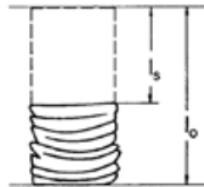


Σχήμα 2.3 Χαρακτηριστικά από απορροφητή ενέργειας α) Ιδανικός ενεργειακός απορροφητής (Crush Force Efficiency 100%) β) Πραγματικός ενεργειακός απορροφητής. [7]

Αποδοτικότητα Μετατόπισης-Stroke efficiency (SE)

Το SE είναι ο λόγος μεταξύ της μέγιστης παραμόρφωσης l_s του δομικού μέλους απορρόφησης ενέργειας και του αρχικού μήκους l_0 του δομικού μέλους και δίνεται από την σχέση :

$$SE = \frac{l_s}{l_0} \quad (2.5)$$



Το SE υποδηλώνει την ικανότητα απορρόφησης ενέργειας ενός δομικού μέρους κατά τη διάρκεια μιας κρούσης. Οι υψηλές αναλογίες υποδεικνύουν την αποτελεσματική χρήση του υλικού.

Οι δομές που αποτυγχάνουν κατά την διάρκεια της αναδίπλωσης μόνο ένας συγκεκριμένος αριθμός λοβών μπορεί να σχηματιστεί εντός του αρχικού μήκους. Σε δομές που υπάρχουν μηχανισμοί trigger μπορεί να περιοριστεί το μήκος της παραμόρφωσης οπότε να έχουμε και μικρότερο δείκτη SE. Στην ιδανική περίπτωση που το SE πλησιάζει την μονάδα τότε παραμορφώνεται το συνολικό μήκος του μέλους απορρόφησης ενέργειας κατά την διάρκεια απορρόφησης της ενέργειας σύγκρουσης.

Είναι μια χρήσιμη παράμετρος που πρέπει να αξιολογείται κατά το σχεδιασμό ενεργειακών απορροφητών ενέργειας ειδικά όταν μπορούν να αντικατασταθούν εύκολα. Τέτοια μέρη απορρόφησης ενέργειας μπορεί να είναι ένας σωλήνας σύγκρουσης ή ένας προφυλακτήρας όπου βιώνουν τα πρώτα φορτία σύγκρουσης, προκειμένου στην περίπτωση ενός οχήματος να υποστούν ελάχιστη ζημιά τα υπόλοιπα μέρη του και κυριότερα οι επιβάτες σε μία δεδομένη ταχύτητα κρούσης.

2.2 Βέλτιστος Σχεδιασμός Συστημάτων Απορρόφησης Ενέργειας

Ο βέλτιστος τρόπος για το σχεδιασμό ενός συστήματος απορρόφησης ενέργειας περιγράφεται από τα παρακάτω στάδια [8].

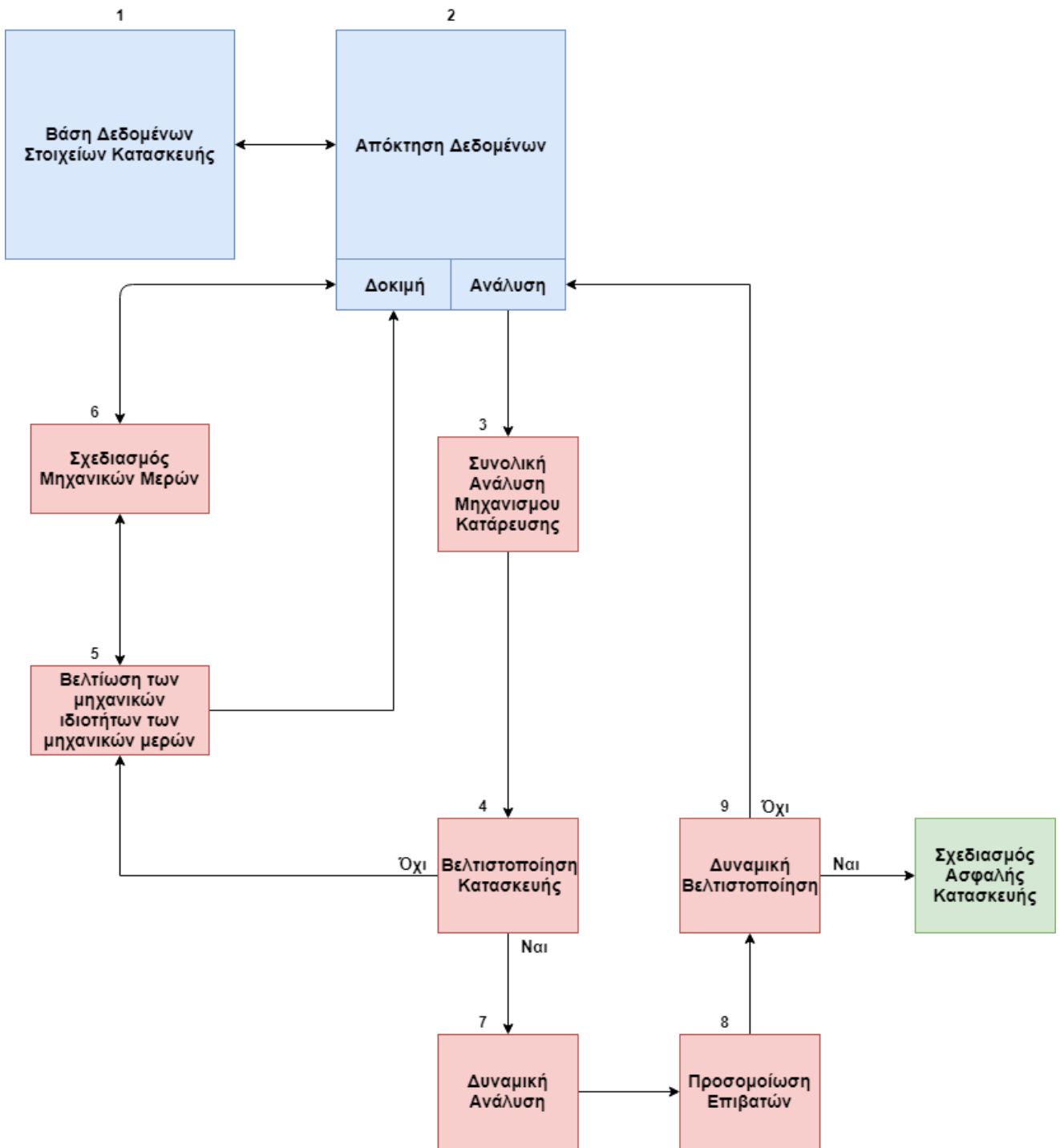
1. Βάση δεδομένων των στοιχείων της κατασκευής: Συνιστά την αρχή της διαδικασίας του σχεδιασμού. Συλλέγονται δεδομένα μέσω δοκιμών και ανάλυσης.
2. Απόκτηση δεδομένων μέσω δοκιμών και ανάλυσης: Αν η βάση δεδομένων δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για συγκεκριμένο σχεδιασμό, τότε το συγκεκριμένο δομικό μέρος κατασκευάζεται και υπόκειται σε δοκιμές. Γίνεται ανάλυση του μηχανισμού κατάρρευσης για να αποφευχθούν τυχόν αστοχίες με κατάλληλη ενίσχυση του. Όταν αποκτηθούν τα δεδομένα, στη συνέχεια προστίθενται πίσω στη βάση δεδομένων.
3. Συνολική ανάλυση του μηχανισμού κατάρρευσης: Όταν προσδιοριστούν και αξιολογηθούν οι μη γραμμικές ιδιότητες της κατασκευής ως προς την αντοχή και ικανότητα απορρόφησης ενέργειας, πραγματοποιείται στατική ανάλυση της κατασκευής (quasi-static analysis), ώστε να προσδιοριστεί η συνολική χωρητικότητα φορτίου που μπορεί να δεχθεί. Ο προσδιορισμός αυτός γίνεται με την προϋπόθεση ότι η μάζα της κατασκευής που καταρρέει είναι αμελητέα σε σχέση με την πίπτουσα μάζα καθώς και ότι η κατεύθυνση των φορτίων που εφαρμόζονται στην κατασκευή που καταρρέει δεν μπορεί να προβλεφθεί σε αυτό το στάδιο.
4. Βελτιστοποίηση της κατασκευής: Από το 3^ο Στάδιο αξιολογείται η αντοχή και η ικανότητα απορρόφησης ενέργειας όλης της κατασκευής. Αυτές οι πληροφορίες βοηθούν στον σχεδιαστή να σχεδιάσει ξανά τα στοιχεία που δεν είναι συμβατά με την κατασκευή. Εξετάζονται κριτήρια για την αξιολόγηση της ικανότητας κάθε στοιχείου να μεταφέρει τα φορτία που ασκούνται σε ολόκληρη τη κατασκευή και ταυτόχρονα να απορροφά μια σημαντική ποσότητα της διασκορπισμένης ενέργειας. Ταυτόχρονα πρέπει να αποφεύγονται υψηλές τοπικές παραμορφώσεις.
5. Βελτιώσεις της αντοχής και της ικανότητας απορρόφησης ενέργειας των στοιχείων: Πραγματοποιείται ανάλυση της κατάρρευσης με σκοπό να απομονωθούν τα μη συμβατά στοιχεία προκειμένου να βελτιωθεί η αντοχή και η ικανότητα απορρόφησης ενέργειας ολόκληρης της κατασκευής μαζί με τα στοιχεία της ώστε να εκπληρωθούν οι απαιτήσεις του σχεδιασμού. Ακολούθως, υπολογίζονται οι διαστάσεις των βελτιωμένων συμβατών στοιχείων, όταν επιτυγχάνεται η απαραίτητη μεταφορά φορτίων υπό συνθήκες συμπίεσης ή κάμψης.

6. Σχεδιασμός των στοιχείων: Τα απλουστευμένα στοιχεία που προβλέπονται στο Στάδιο 5, τα οποία πληρούν τις παραπάνω απαιτήσεις, είναι επαρκείς για τα αρχικά στάδια σχεδιασμού της δομής. Ωστόσο, λόγω πολλών άλλων απαιτήσεων, η διαδικασία υπολογισμού γίνεται περίπλοκη. Η συμβολή τους στη συμπεριφορά ολόκληρης της δομής μπορεί να ελεγχθεί μέσω του 3^{ου} σταδίου.

7. Δυναμική ανάλυση: Δύο είναι οι πιθανές περιπτώσεις που μπορεί να σχετίζονται με την δυναμική ανάλυση:
 - Εάν η μάζα της κατασκευής που καταρρέει είναι αμελητέα σε σύγκριση με την πίπτουσα μάζα και η ταχύτητα πρόσκρουσης δεν είναι υπερβολικά υψηλή, όπως κατά την πλευρική πρόσκρουση οχήματος καθώς ή την ανατροπή αυτού. Τότε μπορεί να χρησιμοποιηθεί η καμπύλη στατικής φορτίσεως φορτίου (quasi static load) από το 3^ο Στάδιο.
 - Εάν υπάρχουν μεγάλες μάζες εντός της κατασκευής που καταρρέει, τα αποτελέσματα που λαμβάνονται στα στάδια 1, 2, 5 και 6 μπορούν να χρησιμοποιηθούν άμεσα.

8. Προσομοίωση επιβατών: Μετά την ολοκλήρωση του 7^{ου} σταδίου, όπου η ταχύτητα και η υπό κατάρρευση κατασκευή είναι πια γνωστές, είναι απαραίτητο να ληφθεί υπόψη η ασφάλεια των επιβατών και του συνολικότερου περιεχομένου μέσα στην κατασκευή. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι πρωταρχικής σημασίας και αναλύονται σε βάθος.

9. Δυναμική βελτιστοποίηση: Εάν τα αποτελέσματα που ελήφθησαν στο 9^ο Στάδιο δεν είναι αποδεκτά όσον αφορά την ασφάλεια των επιβατών, πρέπει να επαναληφθεί ολόκληρη η διαδικασία ανάλυσης που περιγράφεται στα Στάδια 1-8, μέχρι να σχεδιαστεί μια ασφαλής κατασκευή.



Σχήμα 2.4 Διάγραμμα ροής βέλτιστου σχεδιασμού συστήματος απορρόφησης ενέργειας.

2.3 Κατασκευές Λεπτότοιχων Διατομών

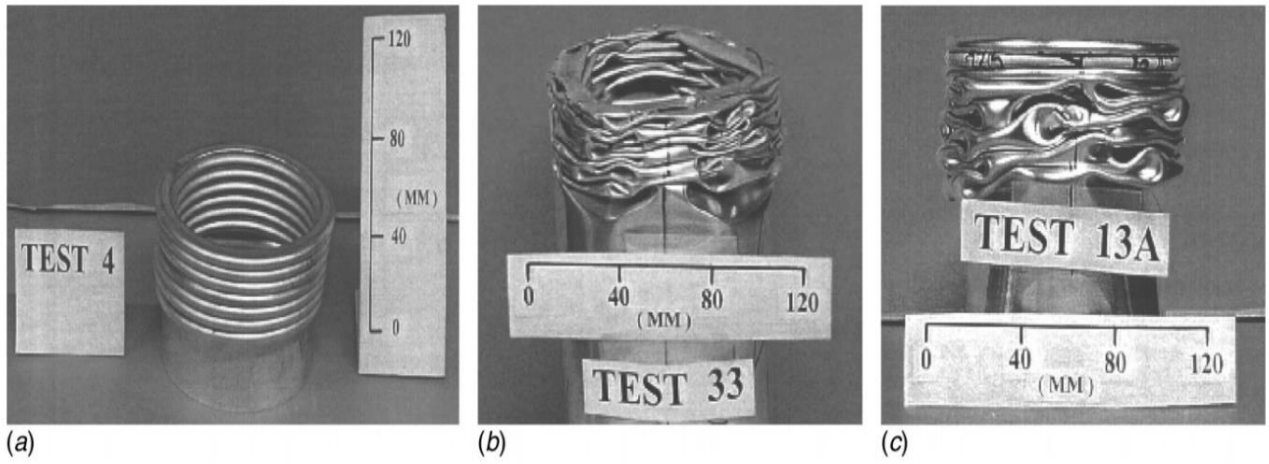
Οι κατασκευές οχημάτων αποτελούνται κυρίως από μέλη με λεπτά τοιχώματα. Οι ερευνητές χρησιμοποίησαν τόσο αναλυτικές όσο και πειραματικές προσεγγίσεις για να μελετήσουν τη συμπεριφορά απλών σωλήνων με λεπτό τοίχωμα υπό κρούση. Έχουν αναπτυχθεί ποικίλα μαθηματικά μοντέλα που περιγράφουν ένα πολύ μεγάλο εύρος φαινομένων ανάλογα την γεωμετρία, το υλικό και τον τρόπο φόρτισης των λεπτότοιχων κατασκευών.

2.3.1 Κυκλικές Διατομές

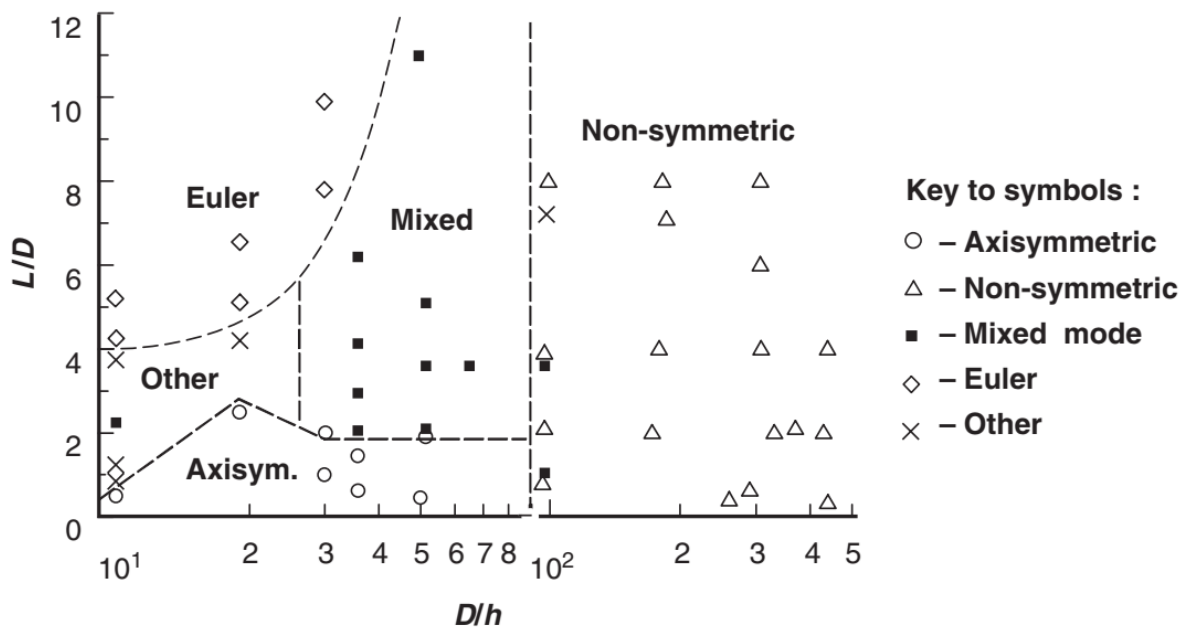
Όταν ένας κυκλικός σωλήνας λεπτού τοιχώματος συνθλίβεται αξονικά, καταρρέει είτε αξονοσυμμετρικά είτε μη αξονοσυμμετρικά, ανάλογα κυρίως με τον λόγο διαμέτρου και πάχους (D/h). Τέσσερις από τους βασικούς τρόπους κατάρρευσης είναι:

- Αξονοσυμμετρικός τρόπος κατάρρευσης-ring mode ή concertina mode
- Μη Αξονοσυμμετρικός τρόπος κατάρρευσης-diamond mode
- Μεικτός τρόπος (συνδυασμός των παραπάνω)
- Λυγισμός (Euler buckling)

Ο αξονοσυμμετρικός τρόπος κατάρρευσης είναι γνωστός ως ring mode ή concertina mode και ο μη-αξονοσυμμετρικός είναι γνωστός ως diamond mode. Η μορφή τρόπου κατάρρευσης τύπου diamond χαρακτηρίζεται από τον αριθμό των λοβών, οι οποίοι μπορούν να κυμαίνονται από δύο έως πέντε για τους περισσότερους σωλήνες. Για ορισμένες τιμές του λόγου D/h , ένας σωλήνας μπορεί να καταρρέει με μεικτό τρόπο. Δηλαδή να καταρρέει αρχικά με μορφή concertina και στη συνέχεια με μορφή diamond. Για μεγάλο μήκος των σωλήνων και μικρό πάχος διατομής ο τρόπος κατάρρευσης είναι ο λυγισμός. Είναι ένα φαινόμενο κατά το οποίο δεν είναι απαραίτητη η υπέρβαση του ορίου αντοχής του υλικού. Υπάρχει πιθανότητα τα δοκίμια αρχικά να καταπονούνται αξονικά και στην συνέχεια να λυγίζουν. Βάσει ενός μεγάλου αριθμού πειραμάτων με σωλήνες κυκλικής διατομής διαφορετικών μεγεθών και υλικών προκύπτουν διαγράμματα που κατηγοριοποιούν τους σωλήνες σε τύπους κατάρρευσης όπως στο Σχήμα 2.6 που είναι για αλουμίνιο.



Σχήμα 2.5 Τρόποι Κατάρρευσης σε αξονικό φορτίο a) Ring Mode b) Diamond Mode c) Mixed Mode.



Σχήμα 2.6 Κατηγοριοποίηση Τρόπων Κατάρρευσης για σωλήνες αλουμινίου κυκλικής διατομής ανάλογα με το μήκος, την διάμετρο και το πάχος τους.

Θεωρητικά Μοντέλα Κυκλικών Διατομών

Ο Alexander (1960) ήταν ο πρώτος που προσέφερε στην επιστημονική κοινότητα ένα θεωρητικό μοντέλο για την αξονική κατάρρευση ενός κυκλικού σωλήνα με τρόπο τύπου concertina. Κατά το σχηματισμό ενός λοβού εμφανίζονται τρεις περιφερειακές πλαστικές αρθρώσεις. Υποθέτοντας ότι ο λοβός βγαίνει τελείως προς τα έξω, όλο το υλικό μεταξύ των αρθρώσεων βιώνει την περιφερική τάση εφελκυσμού. Το εξωτερικό έργο διαχέεται από την πλαστική κάμψη των τριών αρθρώσεων και το περιμετρικό άνοιγμα των υλικών.

Στην ακόλουθη ανάλυση, το υλικό θεωρείται άκαμπτο και πλήρως πλαστικό. Περαιτέρω, δεν υπάρχει αλληλεπίδραση μεταξύ κάμψης και τεντώματος στο όριο διαρροής. Για μια πλήρη κατάρρευση ενός λοβού, η πλαστική ενέργεια κάμψης είναι:

$$W_b = 2M_o \pi D \frac{\pi}{2} + 2M_o \int_0^{\frac{\pi}{2}} \pi(D + 2H \sin\theta) d\theta \quad (2.6)$$

ή

$$W_b = 2\pi M_o (\pi D + 2H) \quad (2.7)$$

Όπου το H ή λ είναι το μισό μήκος του λοβού και το D η διάμετρος του σωλήνα. Το M_o είναι η πλήρως πλαστική ροπή κάμψης. Η αντίστοιχη ενέργεια τεντώματος (stretching energy) είναι:

$$W_s = 2 \int_0^H Y \pi D h \ln \left[\frac{D + 2s \sin\theta}{D} \right] ds \quad (2.8)$$

Όπου Y είναι η τάση διαρροής και h το πάχος του υλικού. Για $\theta = \frac{\pi}{2}$ ισχύει :

$$W_s \approx 2\pi Y h H^2 \quad (2.9)$$

Βάσει των εξωτερικών έργων προκύπτει το μέσο φορτίο σύνθλιψης P_m ως εξής :

$$P_m = \frac{W_s + W_b}{2h} \quad (2.10)$$

Αντικαθιστώντας τις εξισώσεις των έργων προκύπτει :

$$\frac{P_m}{Y} = \frac{\pi h^2}{\sqrt{3}} \left(\frac{\pi D}{2H} + 1 \right) + \pi H h \quad (2.11)$$

Η τιμή του H είναι τέτοια ώστε το φορτίο σύνθλιψης να είναι ελάχιστο και $\frac{\partial P_m}{\partial H} = 0$. Άρα η τιμή του H είναι :

$$H = \sqrt{(\pi/2\sqrt{3})\sqrt{Dh}} \approx 0,95\sqrt{Dh} \quad (2.12)$$

Άρα όταν το υλικό παραμορφώνεται προς τα έξω ισχύει :

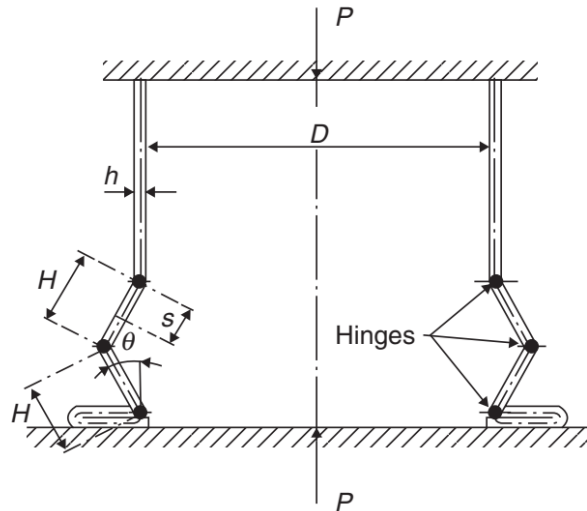
$$\frac{P_m}{Y} = 6h\sqrt{Dh} + 1,8h^2 \quad (2.13)$$

Και αντίστοιχα όταν το υλικό παραμορφώνεται προς τα μέσα ισχύει :

$$\frac{P_m}{Y} = 6h\sqrt{Dh} - 1,8h^2 \quad (2.14)$$

Πρακτικά σύμφωνα με την ανάλυση του Alexander, το υλικό παραμορφώνεται μερικώς προς τα μέσα και μερικώς προς τα έξω. Άρα το μέσο φορτίο σύνθλιψης είναι περίπου ίσο με :

$$P_m \approx 6Yh\sqrt{Dh} \quad (2.15)$$



Σχήμα 2.7 Θεωρητικό Μοντέλο για αξονοσυμμετρική κατάρρευση (Alexander).

Αργότερα, οι Abramowicz και Jones συμπεριέλαβαν περαιτέρω, στην ανάλυση μοντέλων τους, τη μείωση της αποτελεσματικής απόστασης θραύσης που εξαρτιόταν από το πάχος των λοβών. Πρότειναν ότι η αποτελεσματική απόσταση θραύσης δ_e δίνεται από τον τύπο :

$$\delta_e = 2H - 2x_m - h = 1,72H - h \quad (2.16)$$

Όπου, $x_m \approx 0,14H$.

$$\frac{\delta_e}{H} = 0,86 - 0,568 \sqrt{\frac{h}{D}} \quad (2.17)$$

Άρα βάσει αυτών το μέσο φορτίο σύνθλιψης είναι :

$$\frac{P_m}{M_P} = \frac{20,79 \sqrt{\frac{2R}{h}} + 11,9}{0,86 - 0,568 \sqrt{\frac{h}{2R}}} \quad (2.18)$$

Όπου, M_P η τάση διαρροής.

Δύο χρόνια μετά οι Abramowicz και Jones υποστήριξαν ότι η γωνία περιστροφής των λοβών είναι $\pi+2\varphi$ και όχι π . Και από αυτό προκύπτει ότι το μέσο φορτίο σύνθλιψης είναι ίσο με:

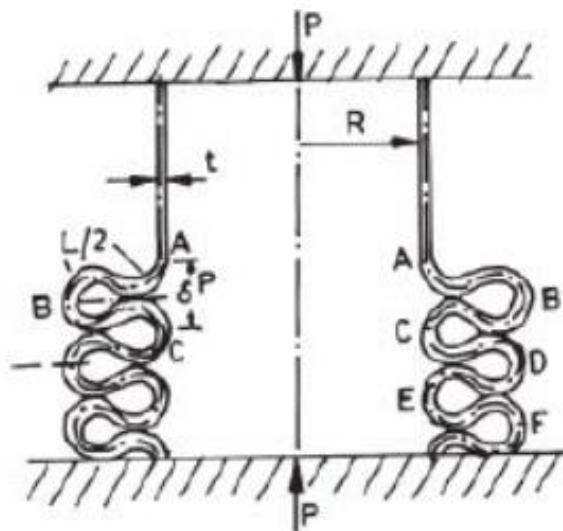
$$\frac{P_m}{M_0} = 2\pi \left(\frac{\pi R}{\lambda} + 1 \right) \frac{\pi + 2\varphi}{\pi} + \frac{4\pi\lambda}{t} \left(1 + \frac{\lambda}{3R} \right) \quad (2.19)$$

Έπειτα από πειραματικές δοκιμές προέκυψε ο τύπος $\frac{\delta_e}{2\lambda} \cong 0,75$ και $\frac{\lambda}{\rho_f} \cong 4$. Όπου:

$$\varphi = \frac{\lambda}{2\rho_f} - \frac{\pi}{2} \quad (2.20)$$

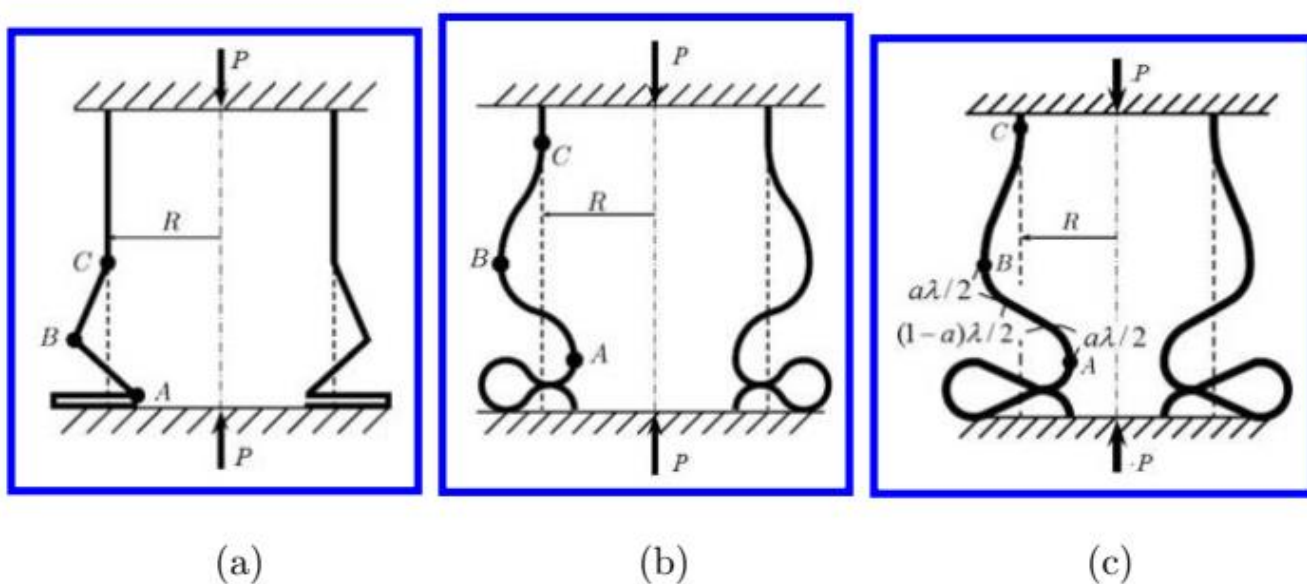
Άρα το μέσο φορτίο σύνθλιψης καταλήγει να είναι ίσο με :

$$\frac{P_m}{M_p} = \frac{25,23 \sqrt{\frac{2R}{h}} + 15,09}{0,86 - 0,568 \sqrt{\frac{h}{2R}}} \quad (2.21)$$



Σχήμα 2.8 Θεωρητικό Μοντέλο για αξονοσυμμετρική κατάρρευση(Abramowicz και Jones).

Ο Grzebieta τροποποίησε το μοντέλο του Alexander με κυκλικά τόξα και όχι την φιλοσοφία αρθρώσεων στους λοβούς. Βάσει του μοντέλου των Abramowicz και Jones, οι μισοί λοβοί AB και BC αποτελούνται από δύο κυκλικά τόξα στην περίπτωση που το πάχος του σωλήνα είναι μεγάλο. Πρότεινε ένα μοντέλο όπου οι μισοί λοβοί AB και BC αποτελούνται από δύο κυκλικά τόξα και ένα ίσιο μέρος στην περίπτωση που το πάχος του σωλήνα είναι μικρό. Επίσης, χρησιμοποίησε το κριτήριο διαρροής Von Mises για να ληφθεί υπόψη η επίδραση της τάσης στην αξονική κατεύθυνση.



Σχήμα 2.9 Διαμόρφωση λοβών σε αξονοσυμμετρική συμπίεση σωλήνων κυκλικής διατομής a) Μοντέλο του Alexander b) Μοντέλο των Abramowicz και Jones c) Μοντέλο του Grzebieta.

Eq. Num.	Author(s) (year)	Average force P_{ave}	Half-wave length λ
(1)	Alexander (1960)	$\frac{P_{ave}}{M_P} = 20.73\sqrt{\frac{2R}{t}} + 6.283$	$\lambda = 0.952\sqrt{2Rt}$
(2)	Abramowicz and Jones (1984)	$\frac{P_{ave}}{M_P} = \frac{20.79\sqrt{2R/t} + 11.9}{0.86 - 0.568\sqrt{t/2R}}$	$\lambda = 0.880\sqrt{2Rt}$
(3)	Abramowicz and Jones (1986)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = \frac{25.23\sqrt{2R/t} + 15.09}{0.86 - 0.568\sqrt{t/2R}}$	$\lambda = 0.920\sqrt{2Rt}$
(4)	Wierzbicki et al. (1992)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = 22.27\sqrt{\frac{2R}{t}}$	$\lambda = 0.886\sqrt{2Rt}$
(5)	Wierzbicki et al. (1992)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = 31.74\sqrt{\frac{2R}{t}}$	$\lambda = 1.31\sqrt{2Rt}$
(6)	Singace et al. (1995)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = 22.27\sqrt{\frac{2R}{t}} + 5.632$	$\lambda = 0.886\sqrt{2Rt}$
(7)	Guillow et al. (2001)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = 72.3 \left(\frac{2R}{t}\right)^{0.32}$	
(8)	Thornton et al. (1983)	$\eta = 2\phi^{0.7}$	
(9)	Mamalis and Johnson (1983)	$\eta = \frac{7\phi}{4 + \phi} + 0.07$	
(10)	Huang and Lu (2003)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = 16\pi \frac{\sqrt{\alpha_f A(a)}}{\Delta(a)} \sqrt{\frac{2R}{t}}$ $A(a) = \int_0^{\alpha_f} f(\alpha) d\alpha$	$\lambda = \sqrt{\frac{Rt\alpha_f}{2A(a)}}$

Πίνακας 2.1 Μαθηματικές σχέσεις για το μέσο φορτίο σύνθλιψης και το μήκος των λοβών στην αξονοσυμμετρική κατάρρευση σωλήνα κυκλικής διατομής. [9]

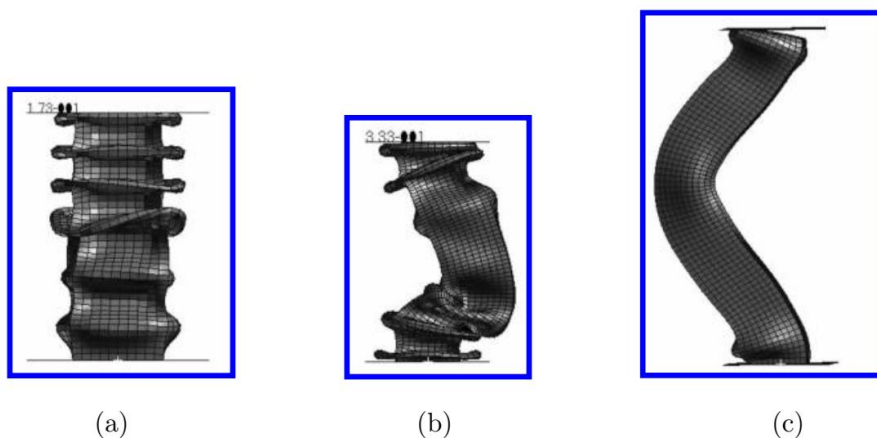
Eq. Num.	Author(s) (year)	Average crushing force P_{ave}
(1)	Pugsley and Macaulay (1960)	$\frac{P_{ave}}{2\sigma_s\pi Rt} = 10t/R + 0.03 \quad (t/R \leq 0.02)$
(2)	Johnson et al. (1977)	$\frac{P_{ave}}{M_p} = 2\pi \left[1 + \frac{n}{\sin \frac{\pi}{2n}} + \frac{n}{\tan \frac{\pi}{2n}} \right]$
(3)	Johnson et al. (1977)	$\frac{P_{ave}}{M_p} = \frac{2\pi}{1 - (2\rho_f/\lambda)} \left(A + \frac{2R}{\rho_f} \right)$ $A = 1 + \frac{n}{\sin(\pi/2n)} - \frac{n}{\tan(\pi/2n)}$, $\lambda = \frac{\pi R}{n} \tan(\pi/2n)$
(4)	Wierzbicki (1983)	$\frac{P_{ave}}{2\sigma_s\pi Rt} = 3.64 \left(\frac{t}{R} \right)^{2/3}$
(5)	Abramowicz and Jones (1984)	$\frac{P_{ave}}{M_p} = 86.14 \left(\frac{2R}{t} \right)^{1/3}$
(6)	Abramowicz and Jones (1986)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = A_{1n} \sqrt{\frac{2R}{t}} + A_{2n}$
(7)	Abramowicz and Jones (1986)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = \frac{A_{1n}}{0.73} \sqrt{\frac{2R}{t}} + \frac{A_{2n}}{0.73}$
(8)	Singace (1999)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = \frac{4\pi^2}{n} \tan \left(\frac{\pi}{2n} \right) \frac{R}{t} - \frac{\pi}{3} n$
(9)	Guillow et al. (2001)	$\frac{P_{ave}}{M_0} = 72.3 \left(\frac{2R}{t} \right)^{0.32}$

Πίνακας 2.2 Μαθηματικές σχέσεις για το μέσο φορτίο σύνθλιψης στην μη αξονοσυμμετρική κατάρρευση σωλήνα κυκλικής διατομής. [9]

2.3.2 Τετραγωνικές Διατομές

Οι τετραγωνικοί σωλήνες λεπτού τοιχώματος υποβάλλονται συχνά σε αξονικά φορτία. Αντιπροσωπεύουν ένα μεγάλο αριθμό δομικών στοιχείων και χρησιμοποιούνται σε πολλές εφαρμογές όπως τα αυτοκίνητα, λεωφορεία και πλοία. Οι τρόποι κατάρρευσης διαφέρουν από τους σωλήνες κυκλικής διατομής, αλλά τα γενικά χαρακτηριστικά των καμπυλών δύναμης-μετατόπισης είναι παρόμοια. Αυτό συμβαίνει επειδή τόσο οι τετραγωνικοί σωλήνες όσο και οι σωλήνες κυκλικής διατομής υφίστανται προοδευτική κατάρρευση όταν υποβάλλονται σε αξονική φόρτιση.

Οι τετραγωνικοί σωλήνες μπορούν να καταρρεύσουν με σταθερό τρόπο (stable type) συμμετρικά (extensional mode) είτε μη συμμετρικά (inextensional mode), με λυγισμό των τετραγωνικών σωλήνων (unstable-bending mode) και με ένα μεταβατικό τρόπο που μπορεί να εμπεριέχει μια μίξη των δύο προηγούμενων τρόπων (transition mode).



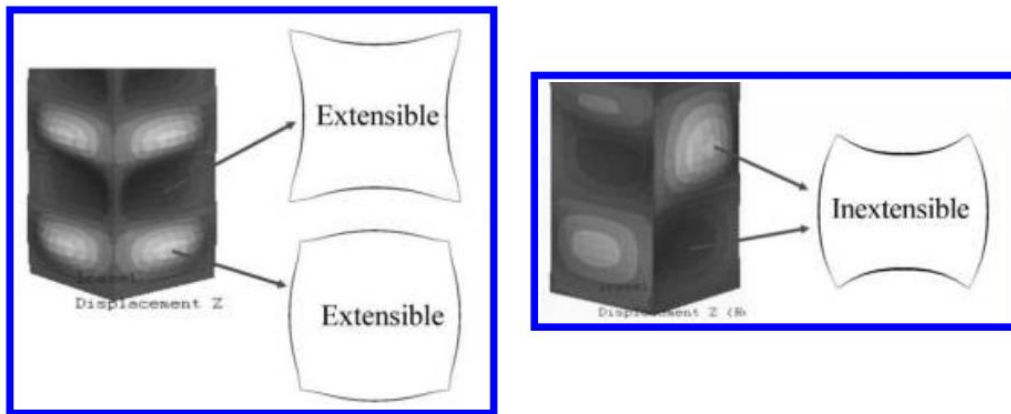
Σχήμα 2.10 Τρόποι παραμόρφωσης τετραγωνικών σωλήνων a) stable type b) transition mode c) unstable-bending mode. [9]

Οι τρόποι κατάρρευσης εξαρτώνται και σε αυτή την περίπτωση από την γεωμετρία και το υλικό των τετραγωνικών σωλήνων. Στην περίπτωση του σταθερού τρόπου κατάρρευσης και όταν οι λοβοί που δημιουργούνται εμφανίζονται στην ίδια θέση της αξονοσυμμετρικής κατεύθυνσης στην πλευρά των τετραγωνικών σωλήνων τότε έχουμε συμμετρικό και σταθερό τρόπο κατάρρευσης (extensional stable type) με εκτατούς λοβούς. Ενώ όταν εμφανίζονται σε διαφορετική θέση της αξονοσυμμετρικής κατεύθυνσης στην πλευρά των τετραγωνικών σωλήνων τότε έχουμε μη συμμετρικό και σταθερό τρόπο κατάρρευσης (inextensional stable type) με μη εκτατούς λοβούς. Όταν συμβαίνουν και τα δύο έχουμε μεικτό τρόπο.

Η εμπειρική εξίσωση που έχουν προτείνει οι Abramowicz και Jones για το οριακό σημείο των περιοχών που υπάρχει σταθερός ή μη σταθερός τρόπος κατάρρευσης σε τετραγωνικούς σωλήνες κυκλικής διατομής έχει βασιστεί σε πειραματικά δεδομένα μαλακού χάλυβα.

$$\left(\frac{L}{C}\right)_{cr} = 2,482 \exp\left(0,0409 \frac{C}{t}\right) \quad (2.16)$$

Όπου L το ύψος του χάλυβα, t το πάχος του χάλυβα και C το μήκος και το πλάτος.



(a)

(b)



(a)



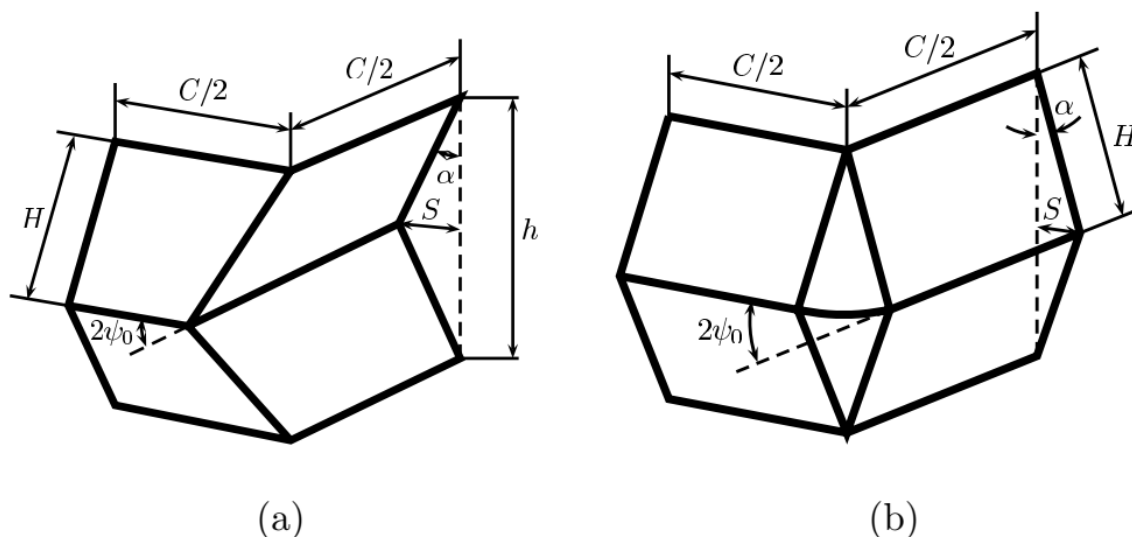
(b)

Σχήμα 2.11 Τρόποι παραμόρφωσης τετραγωνικών σωλήνων με σταθερό τρόπο a) extensional stable type b) inextensional stable type. [1], [9]

Η έρευνα των Abramowicz και Jones έχει δείξει ότι στους τετραγωνικούς σωλήνες η μη συμμετρική κατάρρευση εμφανίζεται όταν $\frac{c}{t} > 20$ και συμμετρική κατάρρευση όταν $\frac{c}{t} < 10$. Πρέπει να τονιστεί όμως ότι και οι αρχικές ατέλειες της γεωμετρίας μπορεί να επηρεάσουν τον τρόπο παραμόρφωσης των σωλήνων γενικότερα όπως θα δούμε και στα παρακάτω κεφάλαια στα αποτελέσματα της πειραματικής διαδικασίας.

Θεωρητικά Μοντέλα Τετραγωνικών Διατομών

Για τον θεωρητικό υπολογισμό του μέσου φορτίου σύνθλιψης σωλήνα τετραγωνικής διατομής είναι αναγκαίο να διερευνηθούν τα μοντέλα παραμόρφωσης της σύνθλιψης μετά την δημιουργία των λοβών. Οι Abramowicz και Jones επικεντρώθηκαν στην παραμόρφωση της γωνιακής περιοχής ενός τετραγωνικού σωλήνα. Επεσήμαναν, ουσιαστικά ότι υπάρχουν δύο τύποι μηχανισμού αναδίπλωσης οι οποίοι είναι ο συμμετρικός τρόπος (extensional folding mechanism) και ο μη συμμετρικός τρόπος (inextensional folding mechanism). Ο υπολογισμός του μέσου φορτίου σύνθλιψης σωλήνα τετραγωνικής διατομής μπορεί να επιτευχθεί συνδυάζοντας αυτούς τους δύο τρόπους.



Σχήμα 2.12 Τρόποι κατάρρευσης τετραγωνικών σωλήνων στις γωνιακές περιοχές a) inextensional folding mechanism b) extensional folding mechanism. [9]

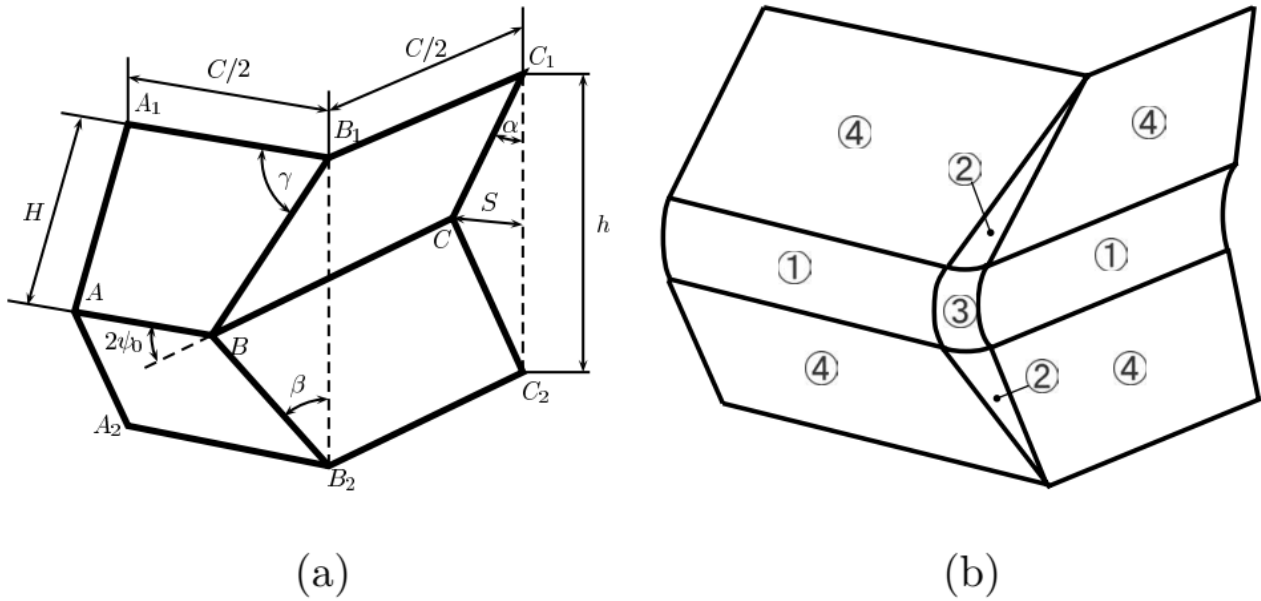
Τρόποι Κατάρρευσης (Extensional-Inextensional Folding Mechanism)

Τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά του μη συμμετρικού τρόπου κατάρρευσης είναι ότι οι κορυφές και οι κοιλότητες των λοβών εμφανίζονται εναλλάξ στα γειτονικά επίπεδα. Όταν ο τετραγωνικός σωλήνας είναι συμπιεσμένος, οι οριζόντιες αρθρώσεις που κινούνται προς τα έξω και μέσα δημιουργούνται εναλλάξ στην αξονική κατεύθυνση και έτσι οι γραμμές τομής των πλευρών του σωλήνα κλίνουν για να δημιουργούν κεκλιμένες αρθρώσεις. Οι λοβοί δημιουργούνται μέσω του σχηματισμού αυτών των οριζόντιων και κεκλιμένων αρθρώσεων και της περιστροφής γύρω από αυτές τις αρθρώσεις.

Κατά τη δημιουργία των λοβών, στην εγκάρσια διατομή που διέρχεται από την κορυφή των λοβών οι δύο οριζόντιες αρθρώσεις που βλέπουν το ένας προς το άλλο και κινούνται προς τα έξω γίνονται μικρότερες. Σε αντίθεση με τις δύο γειτονικές οριζόντιες αρθρώσεις που κινούνται προς τα μέσα να γίνονται μεγαλύτερες. Το συνολικό μήκος της περιφέρειας είναι σχεδόν αμετάβλητο.

Το παρακάτω σχήμα δείχνει το ένα τέταρτο τμήματος τετραγωνικού σωλήνα κατά την αναδίπλωση (origami model) καθώς και την οιονεί μη αξονοσυμμετρική κατάρρευση (quasi-inextensional model). Αυτός ο εξιδανικευμένος μηχανισμός και η επακόλουθη ανάλυση του έγινε για πρώτη φορά από τους Wierzbicki και Abramowicz (1983). Η γωνία ανάμεσα στις οριζόντιες αρθρώσεις AB και BC είναι πάντα σταθερή κατά την διάρκεια της αναδίπλωσης. Η εξωτερική γωνία $2\psi_0$ καθορίζεται από τον αριθμό των πλευρών n του σωλήνα και δίνεται από τον τύπο :

$$\psi_0 = \frac{\pi}{n} \quad (2.17)$$



Σχήμα 2.13 1/4 τμήματος τετραγωνικού σωλήνα κατά την αναδίπλωση (μη συμμετρική κατάρρευση) a) origami model b) quasi- inextensional model.

Κατά την διάρκεια της κατάρρευσης η γωνία α μεγαλώνει από 0 έως $\pi/2$, η γωνία β μεγαλώνει από 0 έως $\pi/2$ και η γωνία γ μικραίνει από $\pi/2$ έως ψ_0 . Επίσης ικανοποιούνται οι παρακάτω σχέσεις :

$$\tan\beta = \frac{\tan\alpha}{\sin\psi_0} \quad (2.18)$$

$$\tan\gamma \sin\alpha = \tan\psi_0 \quad (2.19)$$

Η ενέργεια που χρειάζεται για να μετακινηθεί μια άρθρωση είναι ανάλογη της καμπυλότητας του.

Ενέργεια διασποράς στην τοροειδή ζώνη

Κατά την παραμόρφωση η οριζόντια άρθρωση BC κινείται εσωτερικά του τετραγωνικού σωλήνα. Η Ταχύτητα κίνησης είναι \dot{S} και η κάθε ταχύτητα σημείου στην τοροειδή ζώνη δίνεται από:

$$V_t = \left(\frac{\dot{S}}{\tan \psi_o} \right) \quad (2.20)$$

$$S = H \sin \alpha \quad (2.21)$$

Ο ρυθμός παραμόρφωσης (strain rate) στην ακτίνα $r = b_t \cos \theta + a_t$ δίνεται από:

$$\dot{\varepsilon}_\varphi = \frac{V_t \dot{\sin \theta}}{r} \quad (2.22)$$

Η ενέργεια διασποράς είναι ίση με:

$$E_1 = 4\sigma_s t b_t H I_1(\psi_o) = \frac{16M_0 H b_t}{t} I_1(\psi_o) \quad (2.23)$$

$$\text{Για } I_1\left(\frac{\pi}{4}\right) = 0,58, \quad I_1\left(\frac{\pi}{6}\right) = 1,04 \quad I_1\left(\frac{\pi}{8}\right) = 1,51$$

Ενέργεια διασποράς στις οριζόντιες αρθρώσεις

Όταν η γωνία α μεγαλώνει, η γωνία περιστροφής των οριζόντιων αρθρώσεων BA και BC γίνεται 2α . Η αυξητική ενέργεια \dot{E}_2 για την περιστροφή δίνεται από:

$$\dot{E}_2 = 2M_0C\dot{\alpha} \quad (2.24)$$

Ολοκληρώνοντας την αυξητική ενέργεια στο διάστημα $(0, \pi/2)$, η ενέργεια κατάρρευσης υπολογίζεται:

$$E_2 = \int_0^{\pi/2} 2M_0C d\alpha = \pi M_0C \quad (2.25)$$

Όπου $M_0 = \sigma_0 t^2/4$ και t το πάχος της πλάκας.

Ενέργεια διασποράς στις κεκλιμένες αρθρώσεις

Η ενέργεια διασποράς E_3 είναι ίση με:

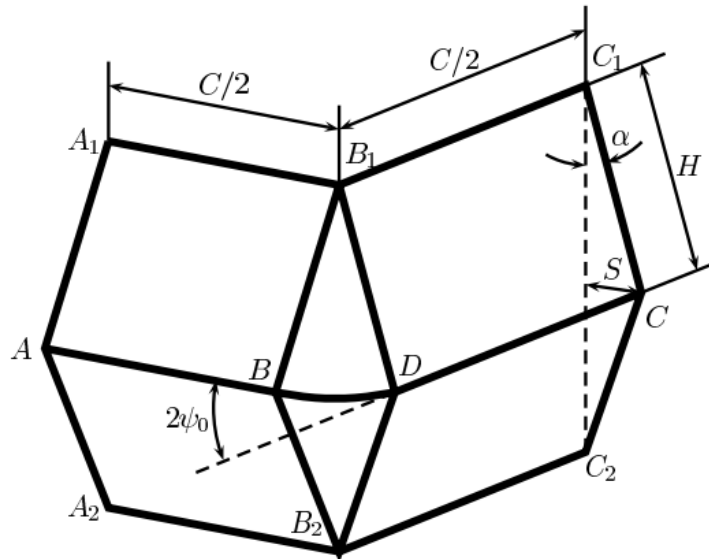
$$E_3 = \frac{4M_0H^2}{b_t} I_3(\psi_0) \quad (2.26)$$

Όπου $I_3\left(\frac{\pi}{4}\right) = 1,15$, $I_3\left(\frac{\pi}{6}\right) = 2,39$, $I_3\left(\frac{\pi}{8}\right) = 3,96$

Η συνολική ενέργεια για την παραμόρφωση και την και την κατάρρευση της γωνίας με εξωτερική γωνία $2\psi_0$ υπολογίζεται από το άθροισμα των E_1, E_2, E_3 και είναι ίση με:

$$E_{inex} = M_0 \left(\frac{16Hb_t}{t} I_1(\psi_0) + \pi C + \frac{4H^2}{b_t} I_3(\psi_0) \right) \quad (2.27)$$

Στον συμμετρικό τρόπο κατάρρευσης τετραγωνικού σωλήνα οι αρθρώσεις δημιουργούνται στην ίδια θέση της αξονικής κατεύθυνσης σε κάθε πλευρικό επίπεδο ενός τετραγωνικού σωλήνα λεπτού τοιχώματος. Αυτό συμβαίνει είτε κινούνται προς τα έξω είτε προς τα μέσα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα το δοκίμιο να επεκτείνεται περιφερειακά και να μεγαλώνει.



Σχήμα 2.14 1/4 τμήματος τετραγωνικού σωλήνα κατά την αναδίπλωση (συμμετρική κατάρρευση)

Η συνολική ενέργεια για την παραμόρφωση και την και την κατάρρευση της γωνίας με εξωτερική γωνία $2\psi_0$ στην περίπτωση του συμμετρικού μηχανισμού κατάρρευσης με επέκταση (Extentional Folding Mechanism) υπολογίζεται από:

$$E_{ex} = M_0 \left(\frac{8H^2}{t} \psi_0 + 2\pi C + 4H\psi_0 \right) \quad (2.28)$$

Το μέσο φορτίο κατάρρευσης στην περίπτωση της μη συμμετρικής κατάρρευσης (inextensional mode) μπορεί να υπολογιστεί για διαφορετικό αριθμό πλευρών n (τετραγωνικούς, εξαγωνικούς, οκταγωνικούς σωλήνες) και εκφράζεται από την σχέση :

$$P_{ave} = \frac{3n}{2} \sqrt[3]{2\pi I_1(\psi_0) I_3(\psi_0)} \sigma_s t^{\frac{5}{3}} C^{\frac{1}{3}} \quad (2.29)$$

Το μέσο φορτίο κατάρρευσης μπορεί να εκφραστεί και ως αποτελεσματικότητα κατασκευής $\eta = \frac{\sigma_{ave}}{\sigma_s}$. Όπου $\eta = 0,958\phi^{2/3}$ για τετραγωνικό σωλήνα, $\eta = 2,14\phi^{2/3}$ για εξαγωνικό σωλήνα και $\eta = 03,59\phi^{2/3}$ για οκταγωνικό σωλήνα.

	Square tubes	Hexagonal tubes	Octagonal tubes
H	$0.976\sqrt[3]{C^2t}$	$0.629\sqrt[3]{C^2t}$	$0.469\sqrt[3]{C^2t}$
$\frac{P_{ave}}{M_0}$	$38.62(C/t)^{1/3}$	$89.92(C/t)^{1/3}$	$160.6(C/t)^{1/3}$
η	$0.958\phi^{2/3}$	$2.14\phi^{2/3}$	$3.59\phi^{2/3}$

Πίνακας 2.3 Τύποι αξιολόγησης του μέσου φορτίου σύνθλιψης στην περίπτωση (inextensional mode). [9]

Αντίστοιχα και το μέσο φορτίο κατάρρευσης στην περίπτωση της συμμετρικής κατάρρευσης (extensional mode) μπορεί να υπολογιστεί για διαφορετικό αριθμό πλευρών n (τετραγωνικούς, εξαγωνικούς, οκταγωνικούς σωλήνες) και εκφράζεται από την σχέση :

$$\frac{P_{ave}}{nM_0} = \frac{4\pi}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{C}{t}} + \frac{2\pi}{n} \quad (2.30)$$

Με αποτελεσματικότητα κατασκευής $\eta = 0,098\phi + 0,785\sqrt{\phi}$ για τετραγωνικό σωλήνα, $\eta = 0,114\phi + 0,844\sqrt{\phi}$ για εξαγωνικό σωλήνα και $\eta = 0,119\phi + 0,863\sqrt{\phi}$ για οκταγωνικό σωλήνα.

	Square tubes	Hexagonal tubes	Octagonal tubes
H	\sqrt{Ct}	$\sqrt{6Ct}/2$	$\sqrt{2Ct}$
$\frac{P_{ave}}{M_0}$	$8\pi(C/t)^{1/2} + 2\pi$	$4\sqrt{6}\pi(C/t)^{1/2} + 2\pi$	$8\sqrt{2}\pi(C/t)^{1/2} + 2\pi$
η	$0.098\phi + 0.785\sqrt{\phi}$	$0.114\phi + 0.844\sqrt{\phi}$	$0.119\phi + 0.863\sqrt{\phi}$

Πίνακας 2.4 Τύποι αξιολόγησης του μέσου φορτίου σύνθλιψης στην περίπτωση (extensional mode). [9]

Οι Abramowicz και Wierzbicki πρότειναν μια βελτιωμένη φόρμουλα για τη μέση δύναμη σύνθλιψης ενός τετραγωνικού σωλήνα μεικτού τρόπου κατάρρευσης:

$$\frac{P_{ave}}{M_0} = 48,64 \left(\frac{C}{t}\right)^{0,37} \quad (2.31)$$

ή

$$\eta = 1,269\phi^{0,63} \quad (2.32)$$

Και για εξαγωνικό σωλήνα:

$$\frac{P_{ave}}{M_0} = 80,92 \left(\frac{C}{t}\right)^{0,4} \quad (2.33)$$

ή

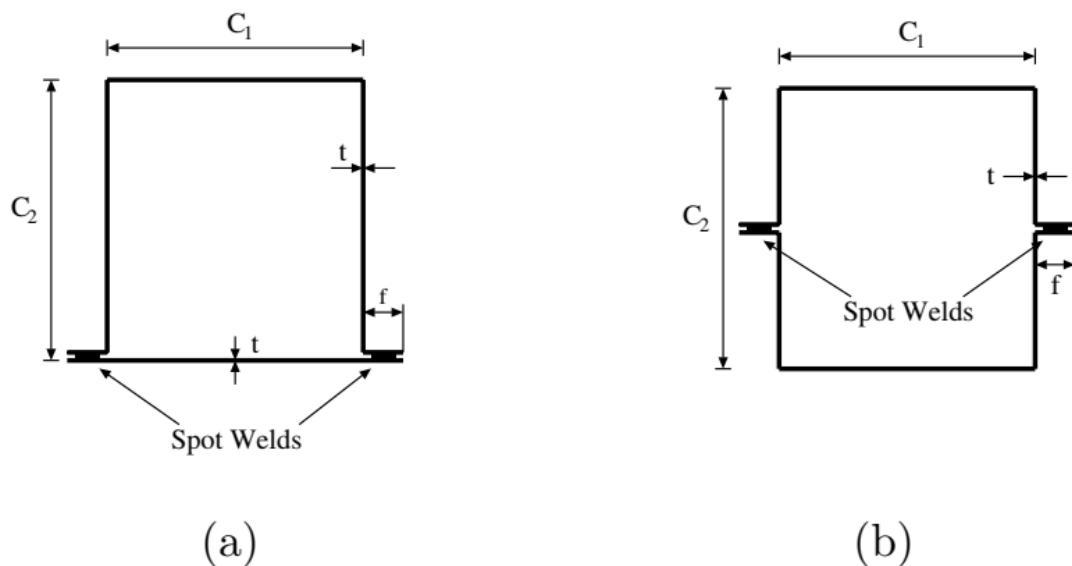
$$\eta = 2,041\phi^{0,6} \quad (2.34)$$

Για οκταγωνικό σωλήνα ο Μάμαλης [8] έχει προτείνει την εξής φόρμουλα :

$$\eta = 0,952\sqrt{\phi} \quad (2.35)$$

2.3.3 Τμήματα Top-hat και Double-hat

Οι κατασκευές Top-hat και Double-hat συμπεριφέρονται με παρόμοιο τρόπο στην αξονική καταπόνηση με τους τετραγωνικούς σωλήνες.



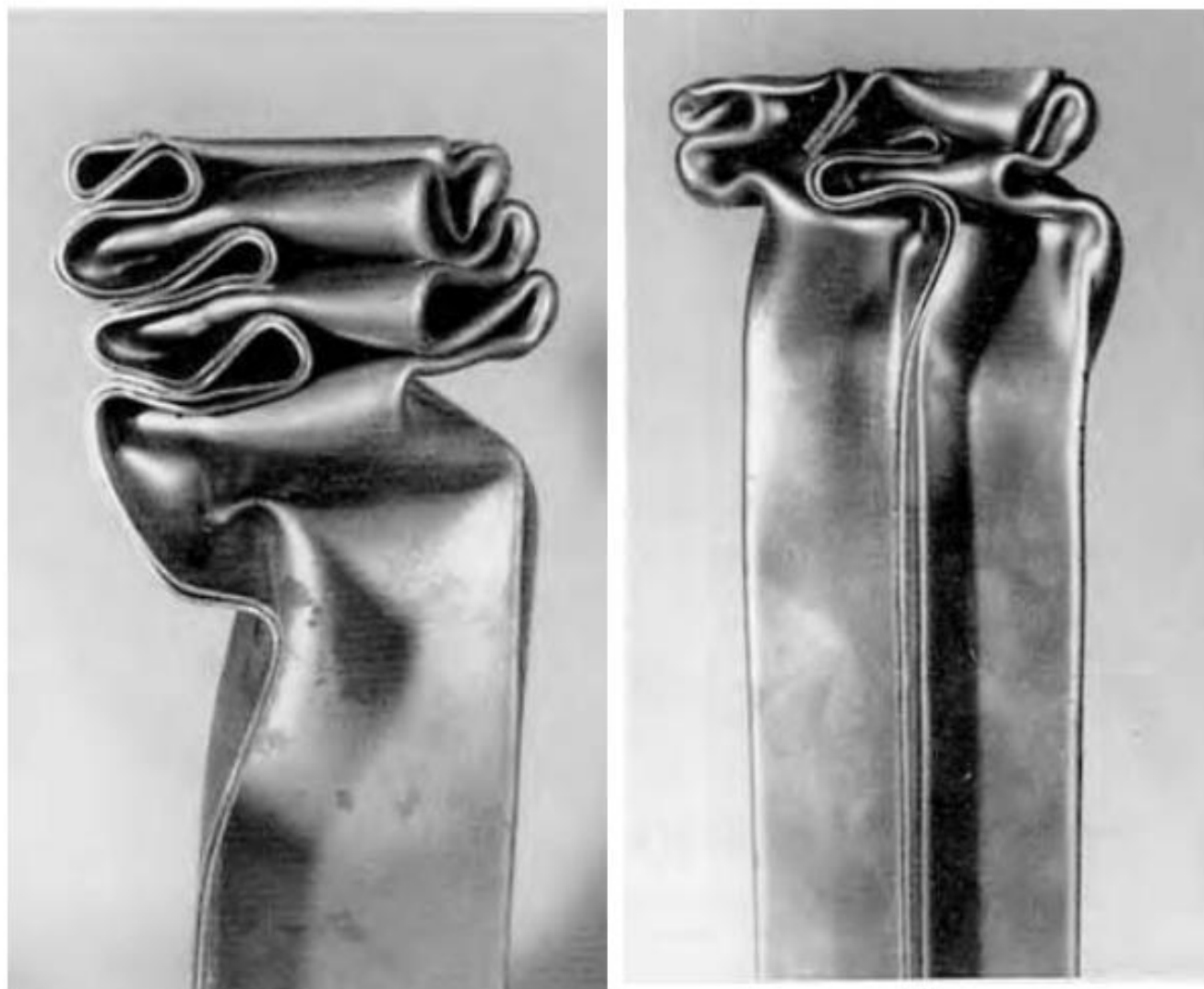
Σχήμα 2.15 Χαρακτηριστικά Top-hat και Double-hat σε τομή a)Top-hat b)Double-hat. [9]

Το μέσο φορτίο κατάρρευσης για τετραγωνικό σωλήνα top-hat δίνεται από :

$$\frac{P_{ave}}{M_0} = 32,89 \left(\frac{L}{t}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.36)$$

Το μέσο φορτίο κατάρρευσης για τετραγωνικό σωλήνα double-hat δίνεται από :

$$\frac{P_{ave}}{M_0} = 52,20 \left(\frac{L}{t}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.37)$$



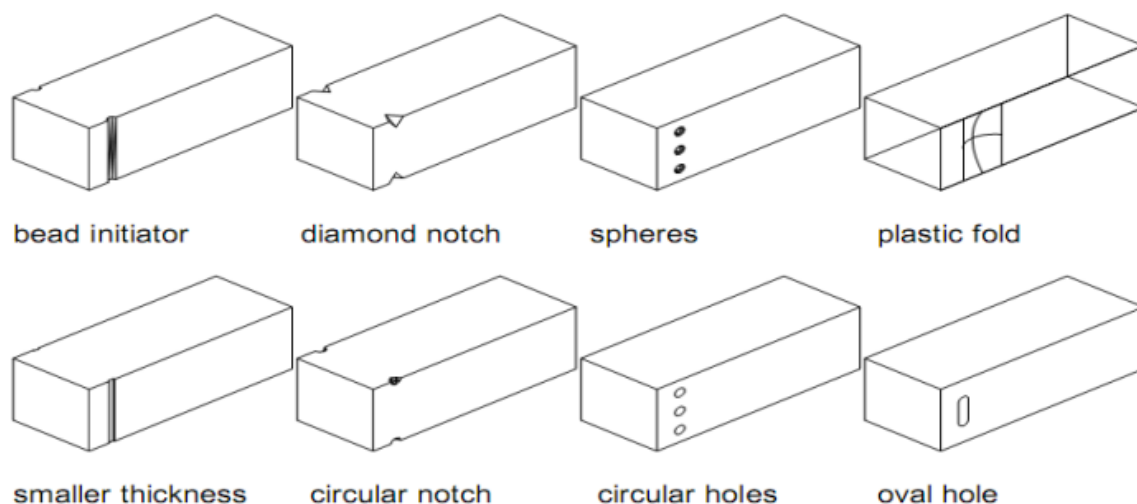
(a)

(b)

Σχήμα 2.16 Κατάρρευση Top-hat και Double-hat σε τομή a)Top-hat b)Double-hat. [1]

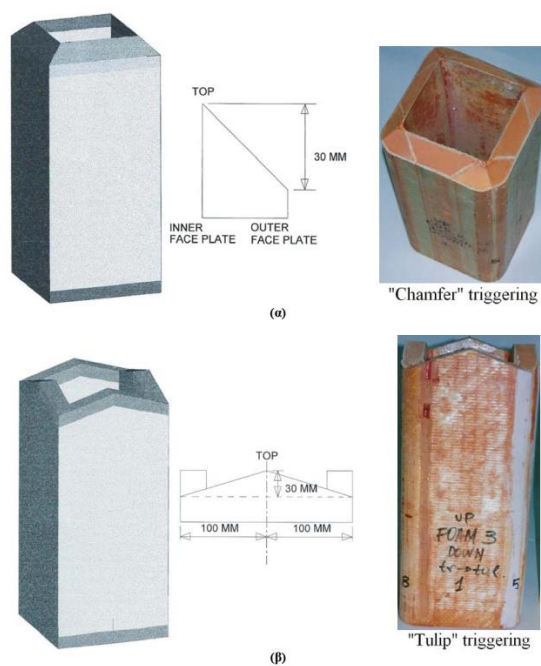
2.4 Μηχανισμοί Trigger

Οι μηχανισμοί trigger μπορούν να οριστούν ως γεωμετρικές παρεμβάσεις που εφαρμόζονται σκόπιμα σε ένα δομικό στοιχείο ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή δύναμη, ενέργεια και παραμόρφωση σε ένα σύστημα. Η δύναμη σύνθλιψης της κρούσης συγκεντρώνεται σε μια επιθυμητή θέση του δομικού στοιχείου και αρχίζει η μόνιμη παραμόρφωση σε αυτή. Με αυτούς τους εκκινητές θραύσης, υπάρχει σταθερή παραμόρφωση στο δοκίμιο και μειώνεται η τιμή του αρχικού μέγιστου φορτίου. Έτσι, με την μείωση του μέγιστου φορτίου μειώνεται και η δύναμη αντίδρασης προς τους επιβάτες. Οι μηχανισμοί trigger με αυτό τον τρόπο βοηθούν στην ελαχιστοποίηση των τραυματισμών των επιβατών. Η μείωση των μέγιστων αρχικών δυνάμεων επιτρέπει στις κατασκευές να αντέξουν μικρότερο φορτίο με αποτέλεσμα να μπορούν να έχουν μικρότερο βάρος. Ο δείκτης Specific Energy Absorption (S.E.A) είναι ένας από τους δείκτες που μπορεί να μελετήσει την ενέργεια απορρόφησης ενέργειας σε συνδυασμό με το βάρος. Όταν οι τιμές του S.E.A είναι μεγάλες σημαίνει ότι ένα δομικό στοιχείο μπορεί να απορροφήσει περισσότερη ενέργεια με λιγότερο βάρος. Ο δείκτης αυτός χρησιμοποιείται συχνά στην αυτοκινητοβιομηχανία. Ένας άλλος δείκτης που χρησιμοποιείται συχνά για την αξιολόγηση των μηχανισμών trigger και γενικότερα στα συστήματα απορρόφησης ενέργειας είναι ο Crush Force Efficiency (CFE). Σκοπός αυτού του δείκτη είναι να μεγιστοποιείται και αυτό μπορεί να συμβεί μειώνοντας το μέγιστο φορτίο.



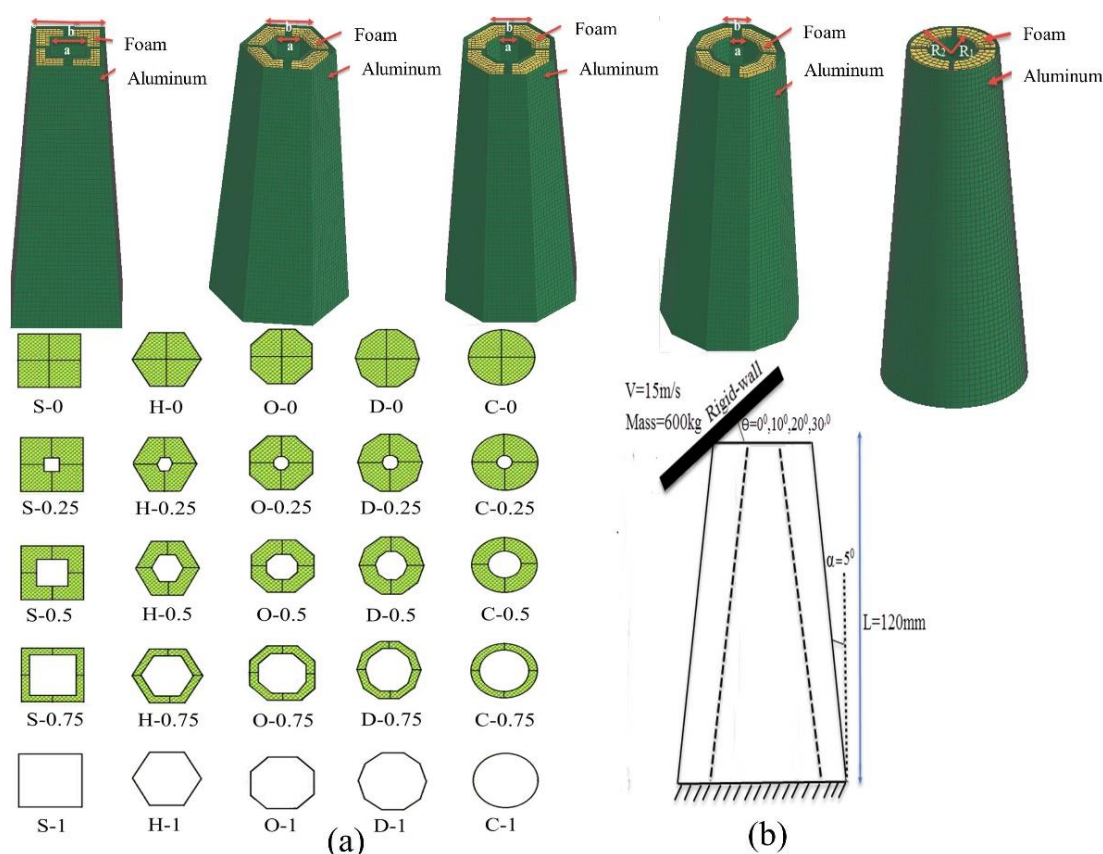
Σχήμα 2.17 Διάφοροι μηχανισμοί Trigger με διαφορετικά σχήματα. [33]

Υπάρχει ένα ευρύ πεδίο μηχανισμών trigger και τρόπων χρήσης τους για την επίτευξη της επιθυμητής απορρόφησης ενέργειας στην σύγκρουση και η επίδραση τους διαφέρει ανάλογα με τον τύπο του υλικού και τη γεωμετρία κάθε δομικού στοιχείου. Μηχανισμοί trigger ενός δοκιμίου που εμπίπτουν περισσότερο στην κατηγορία των υλικών και όχι τόσο στην γεωμετρία μπορεί να είναι η εισαγωγή στρωμάτων υλικών και οι αλλαγές στο προσανατολισμό των ινών του. Ακόμη, έχουν υπάρξει έρευνες σχετικά με την ύπαρξη λοξών επιφανειών (chamfer triggers) σε διαφορετικές γωνίες. Τα chamfer triggers είναι ευρέως γνωστά και είναι εύκολα στην κατασκευή τους. Επίσης υπάρχουν μηχανισμοί trigger στην μορφή μεταλλικών κώνων-τουλίπας για σταθερή κατάρρευση. Γενικότερα, υπάρχουν πολλοί μηχανισμοί trigger αφαίρεσης υλικού με ποικίλες γεωμετρίες ανάλογα την εφαρμογή. Ένας από αυτούς είναι ο μηχανισμός trigger με οπές, ο οποίος μελετάται και στην παρούσα μεταπτυχιακή εργασία. Οι μηχανισμοί με οπές πρέπει να εξετάζονται πολύ προσεκτικά, διότι μειώνουν τη δυνατότητα μεταφοράς των διατμητικών φορτίων στο δοκίμιο. Τέτοιοι μηχανισμοί εκκίνησης της σύνθλιψης θα πρέπει κατά προτίμηση να ενσωματώνονται ομαλά και ομοιόμορφα στην γεωμετρία των δοκιμίων. Ακόμη, υπάρχουν τα triggering dents που είναι υπό της μορφής βαθουλωμάτων, αυλακώσεων και ημιτονοειδή μοτίβα που ελέγχουν το μήκος κύματος της προοδευτικής ανάπτυξης των λοβών. Επιπρόσθετα, υπάρχουν και εξωτερικοί μηχανισμοί trigger όπου συνδέονται με το δοκίμιο με διαφορετικούς τρόπους ώστε να γίνονται ένα σώμα. Παράδειγμα αυτών των μηχανισμών μπορεί να είναι η εισαγωγή μεταλλικών αξόνων.



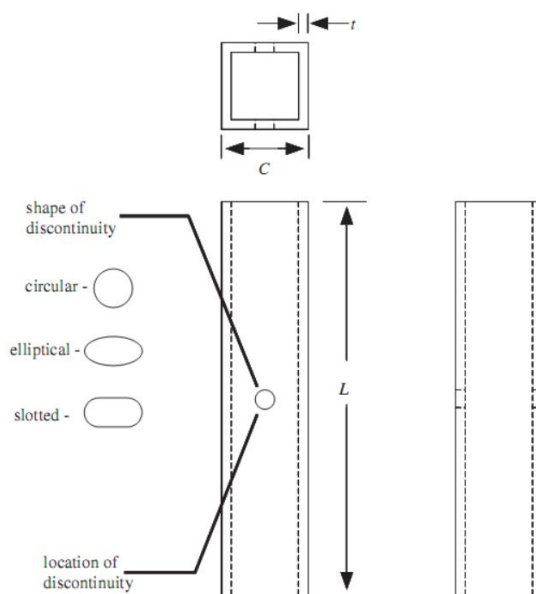
Σχήμα 2.18 Γεωμετρικές λεπτομέρειες των μηχανισμών Trigger α) Chamfer β) Tulip. [12]

Άλλοι μηχανισμοί που περιλαμβάνονται στον τομέα του Crashworthiness είναι δοκίμια γεμισμένα με αφρό (foam-filled tapered tubes) σε διαφορετικές διατομές και σχήματα. Πειραματικές διαδικασίες έχουν δείξει ότι έχουν μεγαλύτερη χωρητικότητα απορρόφησης ενέργειας και μικρότερο βάρος. Λόγω αυτών χρησιμοποιούνται όλο και περισσότερο στην αυτοκινητοβιομηχανία, στην αεροδιαστημική και σε άλλα μέσα μεταφοράς. Έχει παρατηρηθεί ότι με αυτή την τεχνική εξομαλύνεται ο ρυθμός κατάρρευσης και βελτιώνεται η συνολική δυνατότητα απορρόφησης ενέργειας συγκριτικά με τους απλούς σωλήνες. Επίσης έχει παρατηρηθεί από έρευνες (Abramowicz and Wierzbicki) ότι είναι ικανοί να αλλάξουν και τον τρόπο κατάρρευσης από τύπου diamond σε τύπο ring-concertina. Άλλη έρευνα (Aktay 2006) έχει δείξει ότι η συνολική ενέργεια απορρόφησης των σωλήνων αλουμινίων γεμισμένα με αφρό είναι μεγαλύτερη από το άθροισμα των ενεργειών του άδειου σωλήνα με τον αφρό.



Σχήμα 2.19 α) Δοκίμια γεμισμένα με αφρό σε διαφορετικές διατομές β) Οριακές συνθήκες και συνθήκες σύγκρουσης. [20]

Πρέπει να τονιστεί σημαντική είναι και η θέση του μηχανισμού trigger. Έχει την δυνατότητα να επηρεάζει και αυτή το μέγιστο φορτίο σύνθλιψης. Ωστόσο, όταν το μήκος μεταξύ του άκρου του δοκιμίου που ασκείται το φορτίο και του μηχανισμού trigger υπερβαίνει ένα ορισμένο όριο, μειώνεται και η επίδραση του μηχανισμού trigger. Η θέση του μηχανισμού trigger μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ομαλή παραμόρφωση και να επιβάλει συγκεκριμένο τρόπο κατάρρευσης στο δοκίμιο. Σε πολλές εφαρμογές όταν ο μηχανισμός είναι τοποθετημένος κοντά στο άκρο που δέχεται την δύναμη τότε το δοκίμιο έχει προοδευτική κατάρρευση. Εάν η απόσταση τους υπερβεί μια ορισμένη τιμή, το δοκίμιο καταρρέει με μικτό τρόπο ή λυγίζει (Euler Buckling). Ο σωστός συνδυασμός του αριθμού, της γεωμετρίας του μεγέθους και της θέσης των μηχανισμών trigger είναι αυτός που θα δώσει το βέλτιστο αποτέλεσμα για την ομαλή, ελεγχόμενη και προβλέψιμη απόκριση των κρούσεων.



Σχήμα 2.20 Γεωμετρίες σωλήνων με μηχανισμούς triggering αφαίρεσης υλικού (Θέση, σχήμα των triggers).

Υπάρχουν διάφοροι παράμετροι για την απόφαση ποιοι μηχανισμοί trigger είναι οι καταλληλότεροι ανάλογα με την εφαρμογή που θέλει κάποιος να χρησιμοποιήσει τα δομικά στοιχεία που εμπεριέχουν αυτούς τους μηχανισμούς. Σημαντικοί παράμετροι είναι:

- Το μικρότερο δυνατό μέγιστο φορτίο για κάθε δοκίμιο που θα υποβληθεί σε πείραμα.
- Μεγάλοι δείκτες Specific Energy Absorption (S.E.A) και Crush Force Efficiency (C.F.E)
- Πόσο ομαλή είναι η καμπύλη Δύναμης-Μετατόπισης
- Η σταθερότητα του μοτίβου αναδίπλωσης

3 Μοντέλα Κατασκευών Συστημάτων Απορρόφησης Ενέργειας

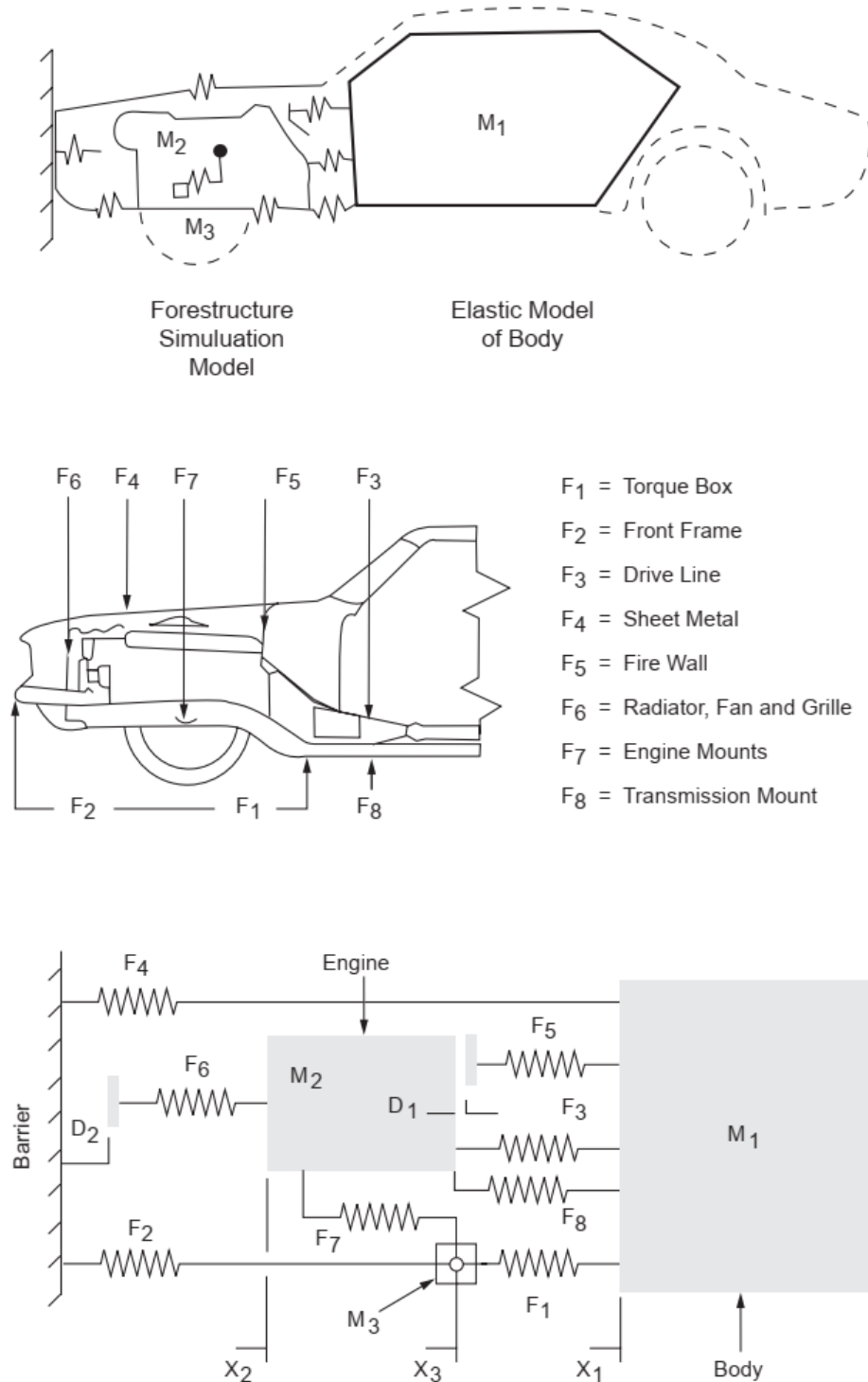
Οι ανάγκες της αυτοκινητοβιομηχανίας για την ανάπτυξη μοντέλων που μπορούν να προβλέψουν με ακρίβεια τη συμπεριφορά των δομικών στοιχείων των οχημάτων υπό κρούση μεγαλώνουν συνεχώς. Η πιστοποίηση ασφάλειας οχημάτων είναι μια πολύπλοκη διαδικασία που απαιτεί πολυάριθμες δοκιμές. Αυτές οι δοκιμές είναι δαπανηρές και χρονοβόρες και για αυτό το λόγο έχει πραγματοποιηθεί σημαντική έρευνα για την ανάπτυξη αξιόπιστων μοντέλων για τη μείωση του αριθμού των απαιτούμενων δοκιμών. Οι τρέχουσες τεχνικές μοντελοποίησης μπορούν να χωριστούν ως εξής:

1. Lumped Mass Spring (LMS) models
2. Multibody Dynamics (MBD) models
3. Hybrid models
4. Finite Element (FE) models

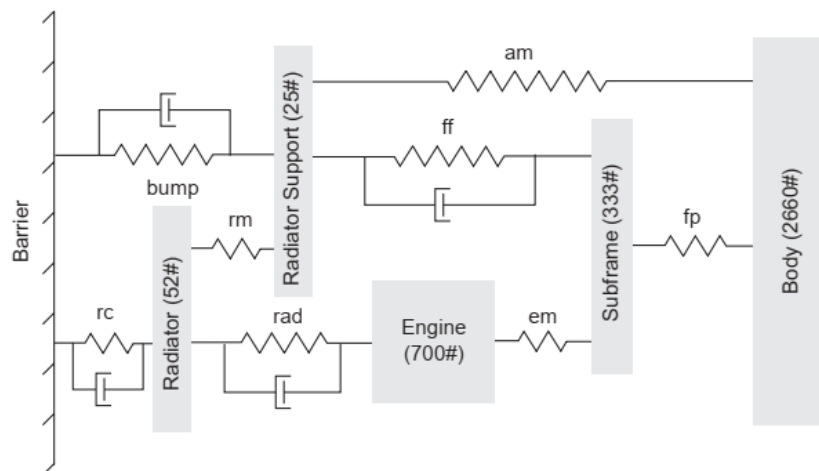
3.1 LMS Models

Το 1970, ο Kamal ανέπτυξε ένα σχετικά απλό, αλλά ισχυρό μοντέλο για την προσομοίωση ενός οχήματος σε μετωπική σύγκρουση. Αυτό το μοντέλο, γνωστό ως μοντέλο Lumped Mass-Spring (LMS), χρησιμοποιήθηκε ευρέως από μηχανικούς που εξειδικεύονται στο Crashworthiness λόγω της απλότητας και της σχετικής του ακρίβειας. Το όχημα του παρακάτω σχήματος [11] προσεγγίζεται με ένα μονοδιάστατο σύστημα ελατηρίων-μάζας με μια απλοποίηση που είναι αποδεκτή για τη μοντελοποίηση των βασικών χαρακτηριστικών συντριβής στην πρόσθια πρόσκρουση. Λόγω της απλοποίησης, ένα μοντέλο LMS απαιτεί ένα χρήστη με εκτεταμένη γνώση και κατανόηση του κλάδου Crashworthiness με σημαντική εμπειρία στην εξαγωγή των παραμέτρων του μοντέλου και τη μετατροπή των αποτελεσμάτων σε κατάλληλο σχεδιασμό. Πολλές εκδόσεις των μοντέλων LMS έχουν χρησιμοποιηθεί με επιτυχία σε προσομοιώσεις εμπρόςθιων, πλευρικών και οπίσθιων συγκρούσεων οχημάτων.

Οι ρυθμίσεις των παραμέτρων κάθε μοντέλου LMS προκύπτουν από πραγματικές δοκιμές συγκρούσεων οχημάτων, προσαρμόζοντας τα χαρακτηριστικά των ελατηρίων και μαζών ανάλογα.



Σχήμα 3.1 Μοντέλο του Kamal. [11]

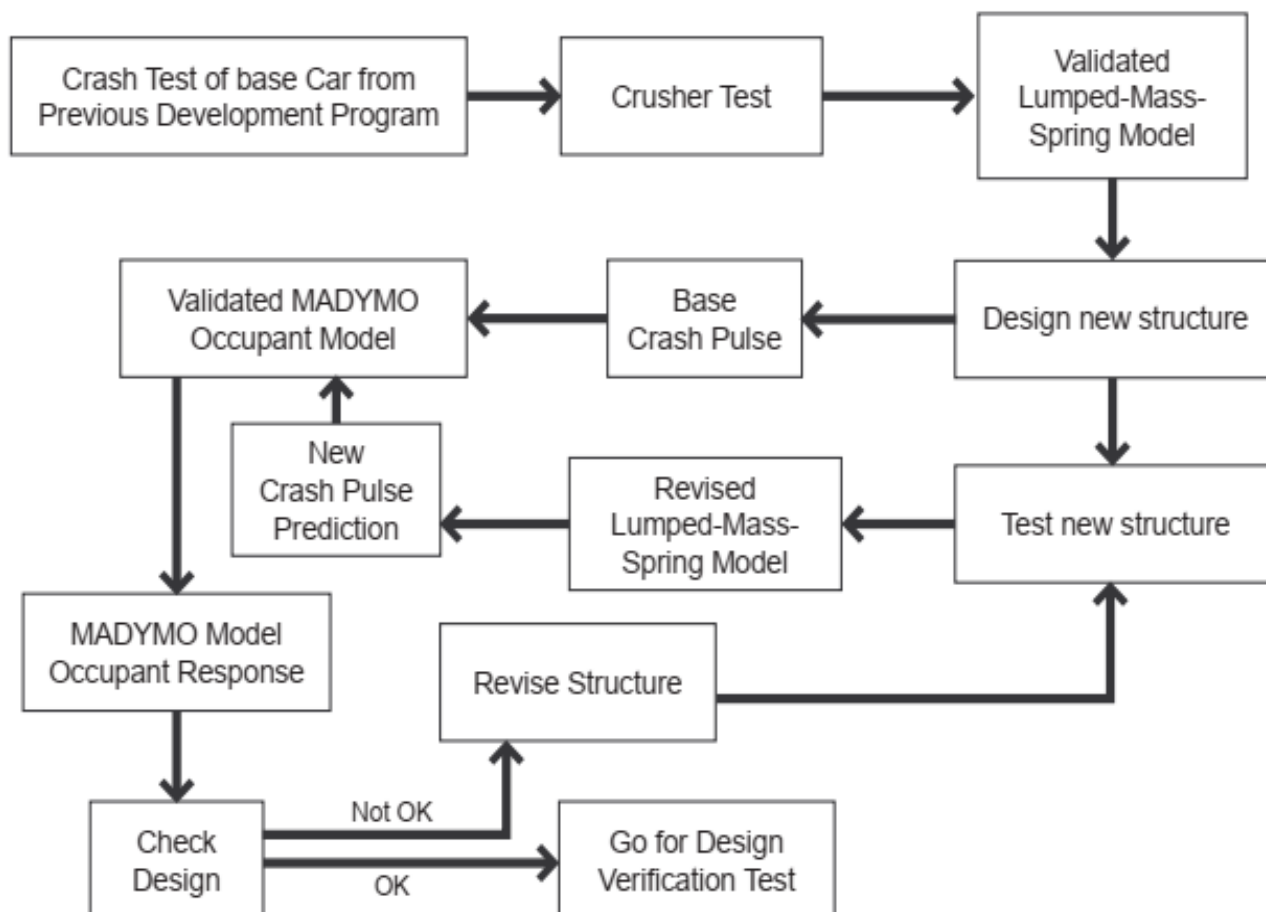


Σχήμα 3.2 1-D Μοντέλο LMS για προσομοίωση σύγκρουσης οχήματος σε σταθερό φράγμα με ταχύτητα 50 km/h. [11]

Τα μοντέλα LMS έχουν αποδειχτεί πολύ χρήσιμα για την ανάπτυξη εξαρτημάτων και συστημάτων οχημάτων που προσανατολίζονται στις συγκρούσεις. Επιτρέπουν στον σχεδιαστή να αναπτύσσει και να βελτιώνει τα συστήματα απορρόφησης ενέργειας. Επίσης, παρέχουν εύκολες μεθόδους για τη κινηματική των οχημάτων και καθοδηγούν τον σχεδιαστή δίνοντας του συνολική εικόνα για κάθε εξάρτημα των συστημάτων απορρόφησης ενέργειας. Ωστόσο, τα μοντέλα LMS έχουν κάποιους περιορισμούς. Οι κυριότεροι αναφέρονται παρακάτω :

- Ένας πρωταρχικός περιορισμός των μοντέλων LMS είναι ότι απαιτούν μια προηγούμενη γνώση των χαρακτηριστικών των ελατηρίων του συστήματος. Συνεπώς δεν είναι τόσο αποτελεσματικά για την ανάπτυξη νέων μοντέλων.
- Η ανάπτυξη ενός μοντέλου με ακρίβεια εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την εμπειρία, την ικανότητα και την κατανόηση του τομέα του Crashworthiness από τον δημιουργό του.
- Τα μοντέλα LMS ενός βαθμού ελευθερίας για κάθε εξάρτημα περιορίζονται στην πρόβλεψη της συμπεριφοράς μόνο κατά τη διαμήκη κατεύθυνση και δεν είναι δυνατή η προσομοίωση προβλημάτων με γωνιακή πρόσκρουση. Για να ξεπεραστεί αυτός ο περιορισμός, έχουν αναπτυχθεί τρισδιάστατα μοντέλα LMS.

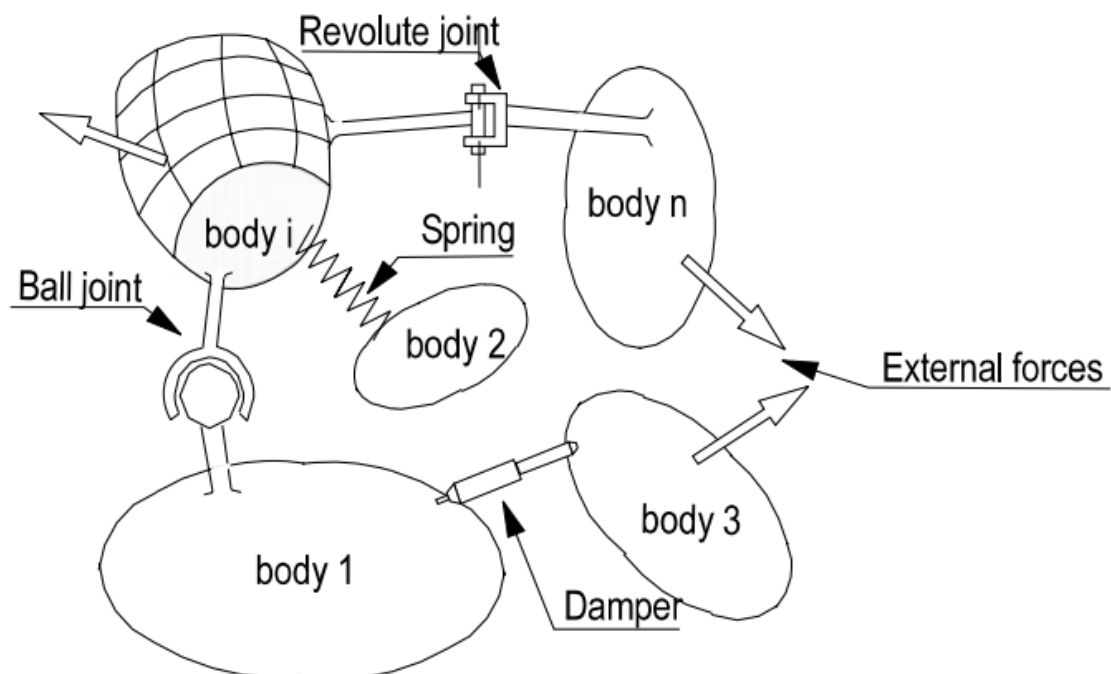
Οι Hamza και Saitou [26], βελτίωσαν τα μοντέλα LMS, αναπτύσσοντας ισοδύναμους μηχανισμούς. Οι προτεινόμενοι μηχανισμοί είναι ένα σύνολο άκαμπτων συνδέσμων με μάζες συνδεδεμένες με κινηματικούς συνδέσμους και μη γραμμικά ελατήρια. Το σύνολο αυτών μοιάζει με την εμπρόσθια υποδομή ενός οχήματος.



Σχήμα 3.3 Διάγραμμα ροής κατασκευής συστημάτων απορρόφησης ενέργειας για συγκρούσεις με το μοντέλο LMS. [11]

3.2 Multibody Dynamics Models (MBD)

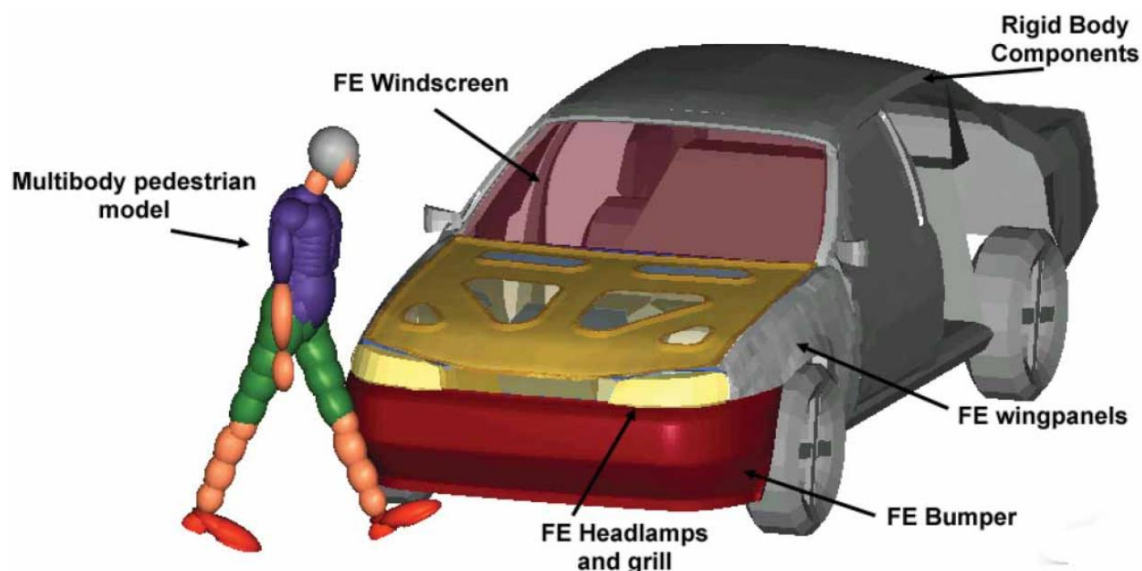
Τα μοντέλα δυναμικής πολλαπλών στοιχείων παρέχουν μια συστηματική μεθοδολογία για τη μελέτη μηχανικών συστημάτων. Ένα MBD είναι μία ομάδα άκαμπτων ή εύκαμπτων σωμάτων που έχουν σχετική κίνηση μεταξύ τους και συνδέονται με κινηματικούς συνδέσμους οι οποίοι κινούνται με ενεργοποιητές όπως ελατήρια, αποσβεστήρες και συνδυασμό αυτών. Είναι γενικότερα, μοντέλα LMS που αποτελούνται από άκαμπτα μέρη. Η δυναμική συμπεριφορά αυτών των συστημάτων περιγράφεται από τις εξισώσεις κίνησης. Κάθε σώμα έχει έξι βαθμούς ελευθερίας, τρεις μεταφορικής κίνησης και τρεις περιστροφικής κίνησης. Τα μοντέλα MBD είναι αποτελεσματικά στην καταγραφή της κινηματικής των σωμάτων που αλληλοεπιδρούν μεταξύ τους και είναι κατάλληλα για την ανάλυση της απόκρισης του ανθρώπινου σώματος όταν αυτό αλληλοεπιδρά με το εσωτερικό ή το εξωτερικό ενός οχήματος. Σύγχρονα μοντέλα MBD χρησιμοποιούνται κυρίως για την προσομοίωση της αλληλεπίδρασης μεταξύ επιβατών ή/και πεζών και της δομής του οχήματος. Καθώς και για την πρόβλεψη της κινητικής αλληλεπίδρασης μεταξύ δύο ή περισσότερων συγκρουόμενων οχημάτων.



Σχήμα 3.4 Παράδειγμα Μοντέλου Multibody Dynamics.

3.3 Hybrid Models

Η μέθοδος των μοντέλων MBD αλλά και η μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων έχουν πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα στις περιπτώσεις αναλύσεων κρούσεων. Τα μοντέλα MBD είναι ικανά να προσομοιώνουν με πολύ αποτελεσματικό τρόπο πολύπλοκες κινηματικές συνδέσεις που υπάρχουν στο ανθρώπινο σώμα και στα μέρη της δομής του οχήματος, όπως το σύστημα διεύθυνσης και το σύστημα ανάρτησης του οχήματος. Η μέθοδος των πεπερασμένων στοιχείων προσφέρει τη δυνατότητα περιγραφής τοπικών δομικών παραμορφώσεων και κατανομής τάσεων, η οποία επιτρέπει τη μελέτη των μηχανισμών τραυματισμού στα τμήματα του ανθρώπινου σώματος και στα μηχανικά μέρη των οχημάτων. Τα υβριδικά μοντέλα συνδυάζουν την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων με τα μοντέλα LMS και MBD. Συνήθως η μέθοδος των πεπερασμένων στοιχείων προσομοιώνει τη δομή των αυτοκινήτων και τα μοντέλα MBD τους επιβάτες των αυτοκινήτων και γενικότερα των μέσων μεταφοράς. Ο συνδυασμός των μεθόδων είναι αποδοτικότερος υπολογιστικά αφού τα μοντέλα MBD έχουν μικρότερο υπολογιστικό κόστος από την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων στην προσομοίωση των επιβατών. Επιπλέον, τα υβριδικά μοντέλα μπορούν ευκολότερα να διορθώσουν σχεδιαστικά λάθη πριν δημιουργηθεί το πλήρες μοντέλο.



Σχήμα 3.5 Σύγκρουση Πεζού-Οχήματος με συνδυασμό MBD-FE. [27]

3.4 Finite Element Models

Η μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων είναι μια αριθμητική μέθοδος για την επίλυση πολύπλοκων μηχανικών και μαθηματικών προβλημάτων γενικότερα. Η αριθμητική μέθοδος βοηθά στην λεπτομερή κατανόηση και ποσοτικοποίηση ενός φυσικού φαινομένου, όπως η ανάλυση παραμορφώσεων στην πλαστική περιοχή ενός αντικειμένου. Η μέθοδος των πεπερασμένων στοιχείων μπορεί να συνοψιστεί ως εξής:

- Το σύστημα διακριτοποιείται σε πεπερασμένο αριθμό στοιχείων τα οποία διασυνδέονται στα σημεία των κόμβων.
- Η σχέση αιτίου-αποτελέσματος καθορίζεται για κάθε στοιχείο. Αυτή η σχέση εξαρτάται από τον τύπο προβλήματος.
- Όλες οι σχέσεις-εξισώσεις των πεπερασμένων στοιχείων κατασκευάζονται σύμφωνα με τις παραμέτρους συνέχειας και τις οριακές συνθήκες.
- Οι εξισώσεις λύνονται χρησιμοποιώντας κατάλληλες αριθμητικές τεχνικές.

Υπάρχουν δύο τύποι αναλύσεων των πεπερασμένων στοιχείων. Οι γραμμικές και η μη-γραμμικές αναλύσεις. Οι βασικές τους διαφορές περιγράφονται ως εξής:

- Στις μη γραμμικές αναλύσεις το υλικό ξεπερνά την ελαστική περιοχή και βρίσκεται στην πλαστική περιοχή. Αλλά υπάρχουν και περιπτώσεις που μπορεί να έχουμε μη-γραμμικά ελαστικά υλικά.
- Στις γραμμικές αναλύσεις ισχύει η αρχή της επαλληλίας σε αντίθεση με τις μη-γραμμικές.

- Στις γραμμικές αναλύσεις όπου η καμπύλη φορτίου-μετατόπισης παραμένει σταθερή ο πίνακας της δυσκαμψίας (Stiffness Matrix) παραμένει σταθερός και υπολογίζεται μόνο μια φορά. Ενώ, στις μη- γραμμικές αναλύσεις μεταβάλλεται και πρέπει να υπολογίζεται συνεχώς.
- Στις μη- γραμμικές αναλύσεις χρειάζονται πολλές επαναλήψεις για να υπάρξει σύγκλιση στην λύση (πχ Τεχνική Newton-Raphson).

Συμπερασματικά οι γραμμικές αναλύσεις είναι ευκολότερο να λυθούν και έχουν μικρότερο υπολογιστικό κόστος σε αντίθεση με τις γραμμικές. Υπάρχουν διαφορετικού τύπου μη- γραμμικές αναλύσεις οι οποίες μπορούν ακόμα και να συνδυαστούν μεταξύ τους. Χωρίζονται ως εξής:

- Γεωμετρική μη-γραμμικότητα. Σε αυτή την περίπτωση η γεωμετρία λαμβάνεται υπόψη στον καθορισμό των σχέσεων μετατόπισης-τάσης
- Μη γραμμικότητα Υλικού. Η απόκριση υλικού εξαρτάται από την τρέχουσα κατάσταση παραμόρφωσης, το ιστορικό παραμορφώσεων, την θερμοκρασία, πίεση κλπ.
- Μη γραμμικές Συνοριακές συνθήκες. Συνοριακές συνθήκες όπως η εφαρμοζόμενη δύναμη ή και η μετατόπιση εξαρτώνται από την παραμόρφωση της δομής.

3.4.1 Εξισώσεις Πεπερασμένων Στοιχείων

Η αρχή διατήρησης ενέργειας χρησιμοποιείται για την διαμόρφωση διαφορικών εξισώσεων που διέπουν τα πεπερασμένα στοιχεία. Το έργο των εξωτερικών φορτίων ισούται με το έργο των εσωτερικών δυνάμεων. Για ένα πεπερασμένο στοιχείο όγκου V_e με το έργο των εσωτερικών του δυνάμεων $\delta(U)^e$ και με το έργο των εξωτερικών δW^e ισχύει:

$$\delta(U)^e = \delta W^e \quad (3.1)$$

Αναλυτικότερα ισχύει:

$$\int_{V_e} \{\delta u\}^T \{F\} dV + \int_{S_e} \{\delta u\}^T \{\Phi\} dS + \sum_{i=1}^n \{\delta u\}_i^T \{p\}_i = \int_{V_e} (\{\delta \epsilon\}^T \{\sigma\} + \{\delta u\}^T \rho \{\ddot{u}\} + \{\delta u\}^T c \{\dot{u}\}) dV \quad (3.2)$$

$\{\delta u\}$: Διάνυσμα των μετατοπίσεων

$\{\delta \epsilon\}$: Διάνυσμα των παραμορφώσεων

$\{\sigma\}$: Διάνυσμα των Τάσεων

$\{F\}$: Διάνυσμα των δυνάμεων των σωμάτων

$\{\Phi\}$: Διάνυσμα πρόσφυσης των επιφανειών

$\{p\}_i$: Διάνυσμα συγκεντρωμένων δυνάμεων που εφαρμόζονται σε n σημεία του στοιχείου

$\{\delta u\}_i$: Μετατόπιση σε ένα συγκεκριμένο σημείο

c : Παράμετρος απόσβεσης

ρ : Η πυκνότητα

Μετά από διακριτοποίηση ισχύει :

$$\{u\} = [N]\{d\} \quad \{\dot{u}\} = [N]\{\dot{d}\} \quad \{\ddot{u}\} = [N]\{\ddot{d}\} \quad \{\varepsilon\} = [B]\{d\}$$

Όπου $[N]$ είναι συναρτήσεις χώρου και $\{d\}$ συναρτήσεις χρόνου

Από την αντικατάσταση των παραπάνω στην γενικότερη σχέση ισχύει :

$$\{\delta d\}^T \left[\int \rho [N]^T [N] dV \{\ddot{d}\} + \int c [N]^T [N] dV \{\dot{d}\} + \int [B]^T \{\sigma\} dV - \int [N]^T \{F\} dV - \int_{s_e} [N]^T \{\Phi\} dS - \sum_{i=1}^n \{p\}_i \right] = 0 \quad (3.3)$$

Όπου $\{p\}_i$ τα συγκεντρωμένα φορτία στους κόμβους. Καθώς και τα πρώτα δύο ολοκληρώματα οι πίνακες μάζας και απόσβεσης:

$$[m] = \int \rho [N]^T [N] dV \quad (3.4), \quad [c] = \int c [N]^T [N] dV \quad (3.5)$$

Τα διανύσματα εσωτερικών δυνάμεων για κάθε στοιχείο συμβολίζονται με $\{r\}^{int}$ και εξωτερικών δυνάμεων $\{r\}^{ext}$. Και εκφράζονται από τους όρους της παραπάνω εξίσωσης ως εξής:

$$\{r\}^{int} = \int [B]^T \{\sigma\} dV \quad (3.6), \quad \{r\}^{ext} = \int [N]^T \{F\} dV - \int_{s_e} [N]^T \{\Phi\} dS - \sum_{i=1}^n \{p\}_i \quad (3.7)$$

Από τα παραπάνω ισχύει :

$$[m]\{\ddot{d}\} + [c]\{\dot{d}\} + \{r^{int}\} = \{r^{ext}\} \quad (3.8)$$

Για ένα σύνολο πεπερασμένων στοιχείων:

$$[M]\{\ddot{D}\} + [C]\{\dot{D}\} + \{R^{int}\} = \{R^{ext}\} \quad (3.9)$$

Όπου $[M]$ και $[C]$ οι πίνακες μάζας και απόσβεσης του συστήματος και $\{D\}, \{\dot{D}\}, \{\ddot{D}\}$ οι μετατοπίσεις του συστήματος.

3.4.2 Μέθοδοι Μαθηματικής Ολοκλήρωσης (Direct Integration Methods)

Για την διακριτοποίηση της παραπάνω εξίσωσης στο χρόνο χρησιμοποιούνται μέθοδοι μαθηματικής ολοκλήρωσης. Ο στόχος είναι να αντικατασταθούν οι χρονικές παράγωγοι με προσεγγιστικές διαφορές μετατόπισης σε διάφορες χρονικές στιγμές. Άρα :

$$[M]\{\ddot{D}\}_n + [C]\{\dot{D}\}_n + \{R^{int}\}_n = \{R^{ext}\}_n \quad (3.10)$$

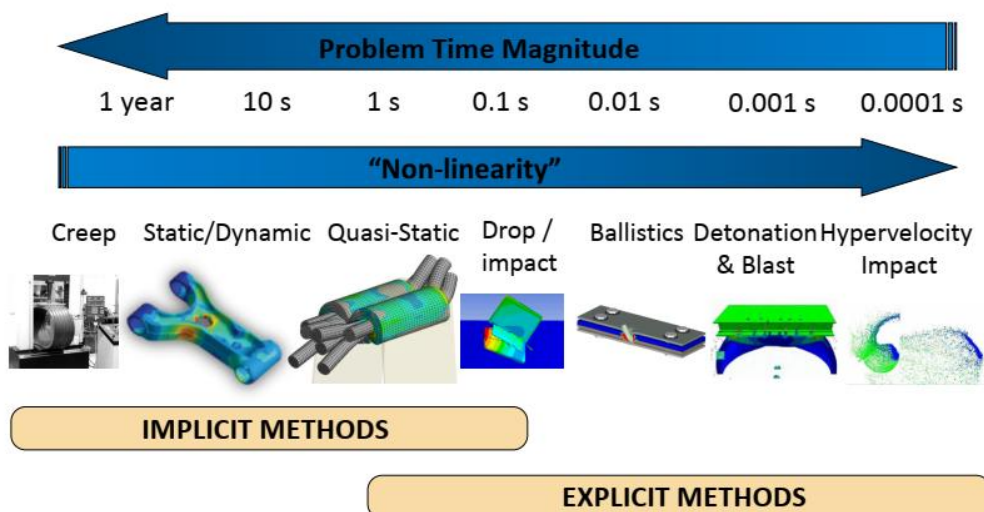
Όπου n εκφράζει το $n\Delta t$ χρόνο για Δt χρονικό βήμα.

3.4.2.1 Μέθοδος Implicit

Η μέθοδος Implicit ορίζεται ως :

$$\{D\}_{n+1} = f(\{D\}_{n+1}, \{\dot{D}\}_{n+1}, \{\ddot{D}\}_{n+1}, \dots)$$

Η μέθοδος implicit απαιτεί γνώση των χρονικών παραγώγων του $\{D\}_{n+1}$. Επειδή όμως είναι άγνωστοι χρησιμοποιούνται επαναληπτικοί μέθοδοι που έχουν ‘όμως μεγάλο υπολογιστικό κόστος. Κάθε επανάληψη απαιτεί τη λύση συστήματος εξισώσεων που περιλαμβάνει πίνακες μάζας, απόσβεσης και δυσκαμψίας. Ανάλογα με την πολυπλοκότητα του μοντέλου, ο αριθμός των εξισώσεων μπορεί να φθάσει σε δεκάδες χιλιάδες, οπότε το υπολογιστικό κόστος μπορεί να είναι αρκετά μεγάλο. Η μέθοδος implicit κάτω από ορισμένες συνθήκες είναι σταθερή χωρίς περιορισμούς. Οπότε μπορούν να χρησιμοποιούνται μεγαλύτερα χρονικά βήματα. Βάσει αυτών η μέθοδος implicit είναι καταλληλότερη για δυναμικά προβλήματα μεγαλύτερης διάρκειας και όχι για προβλήματα κρούσης με πολύ μικρή διάρκεια



Σχήμα 3.6 Μεθοδολογίες Implicit, Explicit καθώς αυξάνεται η μη-γραμμικότητα.

3.4.2.2 Μέθοδος Explicit

Η μέθοδος Explicit ορίζεται ως :

$$\{D\}_{n+1} = f(\{D\}_n, \{\dot{D}\}_n, \{\ddot{D}\}_n, \{D\}_{n-1}, \dots)$$

Η μέθοδος Explicit απαιτεί γνώση του πλήρους ιστορικού των μετατοπίσεων και των παραγώγων τους σε χρόνο $n\Delta t$ και νωρίτερα, ώστε να υπολογιστούν οι μετατοπίσεις στο χρονικό βήμα $n+1$. Αυτή η μέθοδος είναι καταλληλότερη για μη γραμμικά δυναμικά προβλήματα μικρής διάρκειας όπως οι κρούσεις.

Η προσομοίωση των ατυχημάτων των οχημάτων είναι ένα από τα πιο δύσκολα μη γραμμικά προβλήματα διότι περιλαμβάνει πολλούς μη γραμμικούς παραμέτρους. Η δομή ενός οχήματος αποτελείται από πολλαπλά μέρη με πολύπλοκη γεωμετρία και είναι κατασκευασμένη από διαφορετικά υλικά. Κατά τη διάρκεια της σύγκρουσης, αυτά τα μέρη αντιμετωπίζουν υψηλά φορτία πρόσκρουσης με αποτέλεσμα υψηλές καταπονήσεις. Μόλις οι τάσεις αυτές υπερβούν το όριο διαρροής του υλικού, τα δομικά στοιχεία υφίστανται μεγάλη προοδευτική ελαστική και πλαστική παραμόρφωση ή ακόμα και λυγισμό. Η όλη διαδικασία διαρκεί σε πολύ σύντομες χρονικές διάρκειες. Κάποια από τα λογισμικά που υπάρχουν και καλύπτουν αυτές τις προσομοιώσεις είναι το Ansys, Ls-Dyna, Abaqus και Pam Crash.

4 Πειραματική Διαδικασία

Στο πειραματικό σκέλος της παρούσας διπλωματικής εργασίας πραγματοποιήθηκαν δοκιμές αξονικής συμπίεσης υπό την επίδραση στατικού φορτίου (Quasi Static) καθώς και δυναμικές αξονικές δοκιμές με σφύρα πίπτουσας μάζας. Οι δοκιμές έγιναν σε λεπτότοιχα δοκίμια χάλυβα τετραγωνικής διατομής. Έχοντας ως σκοπό την βελτίωση των χαρακτηριστικών απόκρισης, έγιναν δοκιμές και με μηχανισμούς trigger με την ενσωμάτωση γεωμετρικών ασυνεχειών υπό μορφή κυκλικών οπών. Αυτές οι ασυνέχειες μπορούν να επηρεάσουν τον τρόπο αξονικής κατάρρευσης εξασφαλίζοντας μια σταθερή διαδικασία κατάρρευσης και μειώνοντας το αρχικό μέγιστο φορτίο. Οι πειραματικές διαδικασίες και η κατασκευή των δοκιμίων πραγματοποιήθηκαν στο Εργαστήριο Τεχνολογίας των Κατεργασιών του Ε.Μ.Π.

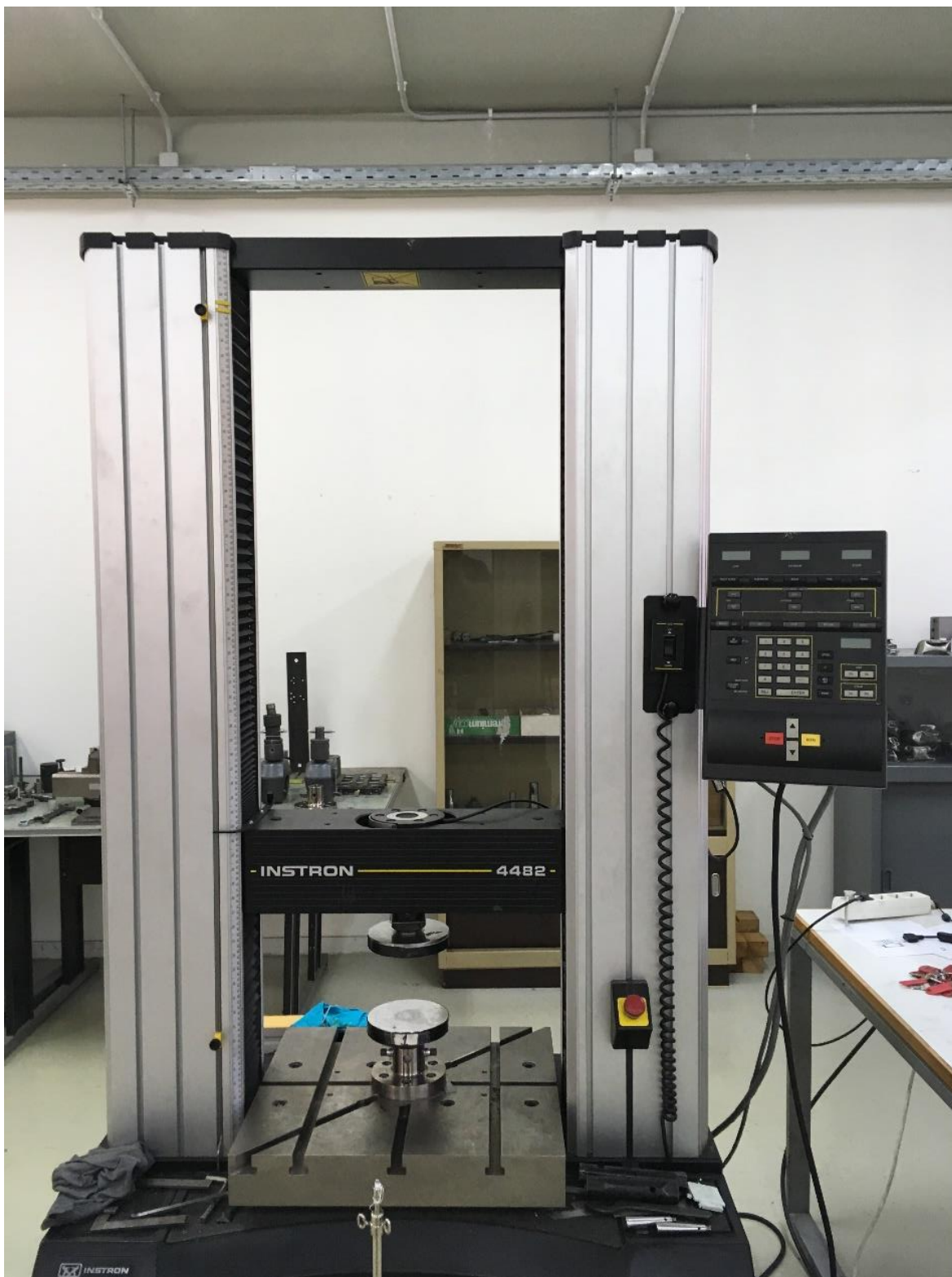
4.1 Πειραματικός Εξοπλισμός

Για την αξονική στατική καταπόνηση των δοκιμίων τετραγωνικής διατομής χρησιμοποιήθηκε η μηχανική πρέσα δοκιμών (μηχανισμού κοχλία-περικοχλίου) INSTRON 4482 του Εργαστηρίου Τεχνολογίας των Κατεργασιών.

4.1.1 Πρέσα INSTRON 4482

Τα βασικά μέρη της μηχανικής πρέσας INSTRON 4482 είναι τα παρακάτω:

1. Ο μηχανισμός της κινητής κεφαλής.
2. Το πλαίσιο μορφής Ο που περιλαμβάνει το τραπέζι στερέωσης του δοκιμίου και τον μηχανισμό κίνησης του εργαλείου διαμόρφωσης.
3. Ο πίνακας ελέγχου, ο οποίος διαθέτει θύρα επικοινωνίας συμβατή με το πρωτόκολλο IEEE, συνδεδεμένη μέσω παράλληλης θύρας με ηλεκτρονικό υπολογιστή.



Σχήμα 4.1 Μηχανική πρέσα INSTRON 4482.

Τα βασικά λειτουργικά χαρακτηριστικά της μηχανικής πρέσας INSTRON 4482 είναι τα παρακάτω:

- Ονομαστική δύναμη 10 kN
- Μέγιστη ταχύτητα κινητής κεφαλής 500 mm/min
- Ταχύτητα περιστροφής της κεφαλής στην αρχική θέση 600 mm/min
- Μέγιστο αναπτυσσόμενο φορτίο στην μέγιστη ταχύτητα 75 kN
- Μέγιστη ταχύτητα κινητής κεφαλής σε μέγιστο φορτίο 250 mm/min
- Ευαισθησία κεφαλής πρέσας 2 mV/V

Ο πίνακας ελέγχου έχει ενσωματωμένο μικροεπεξεργαστή που αναλαμβάνει την ρύθμιση όλων των παραμέτρων της κατεργασίας και την επεξεργασία όλων των απαραίτητων υπολογισμών.

Αποτελείται από τα παρακάτω:

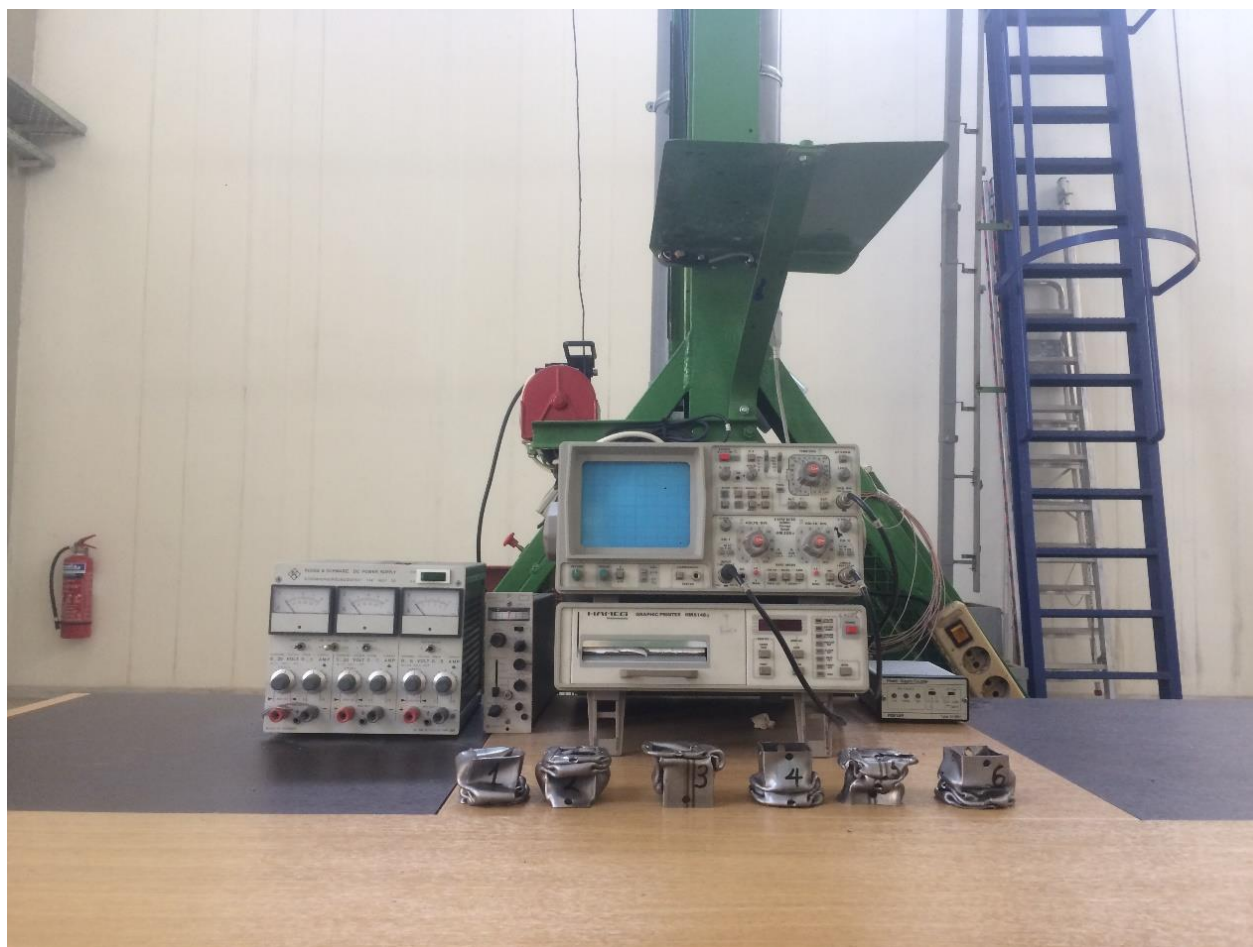
- Τον κεντρικό τομέα
- Τον τομέα οθονών υγρών κρυστάλλων
- Τον τομέα οριοθέτησης
- Τον τομέα ρύθμισης της κεφαλής

4.1.2 Σφύρα πίπτουσας μάζας

Για την αξονική δυναμική καταπόνηση των δοκιμών χρησιμοποιήθηκε η σφύρα δοκιμών του Εργαστηρίου Τεχνολογίας των Κατεργασιών. Το μέγιστο ύψος πτώσης της πίπτουσας μάζας είναι 5m.



Σχήμα 4.2 Σφύρα πίπτουσας μάζας.



Σχήμα 4.3 Μετρητικά Συστήματα της σφύρας Πίπτουσας Μάζας

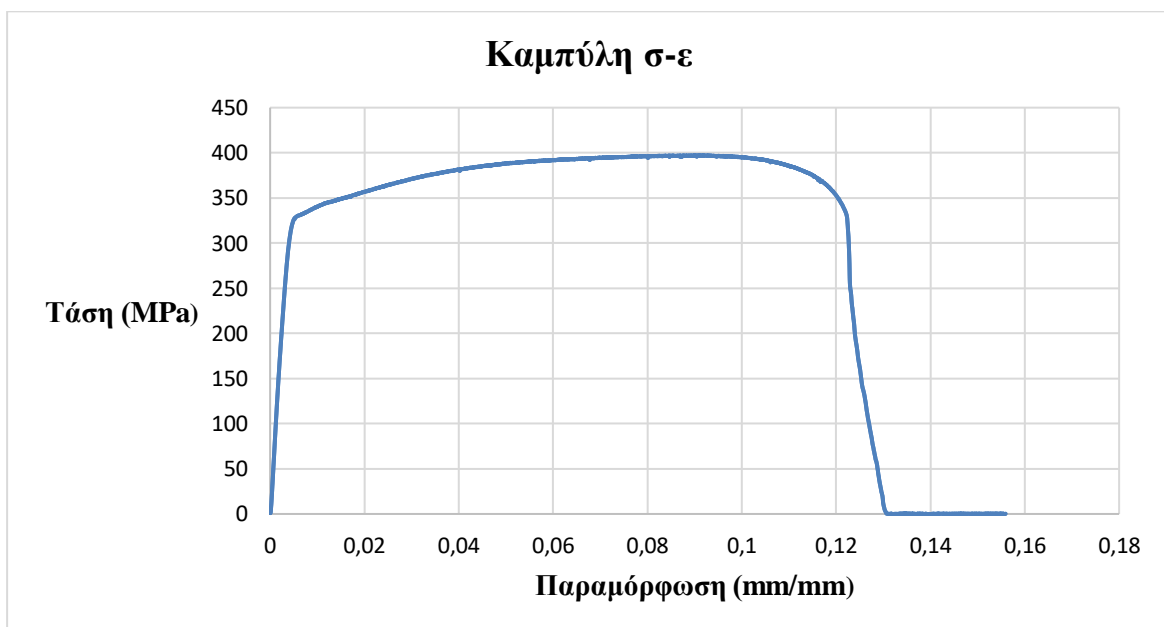
Ο πειραματικός εξοπλισμός για τις δυναμικές δοκιμές περιλαμβάνει τα παρακάτω:

- Σφύρα πίπτουσας μάζας ($m \cong 78 \text{ kg}$)
- Δυναμόμετρο Kyowa LC-50TE
- Ενισχυτής δυναμόμετρου Kyowa CDA – 110A
- Παλμογράφος δύο καναλιών Hameg HM205 – 3
- Εκτυπωτής Hameg HM 8143-2
- Οθόνη καταγραφής αποτελεσμάτων

4.2 Χαρακτηριστικά Δοκιμίων

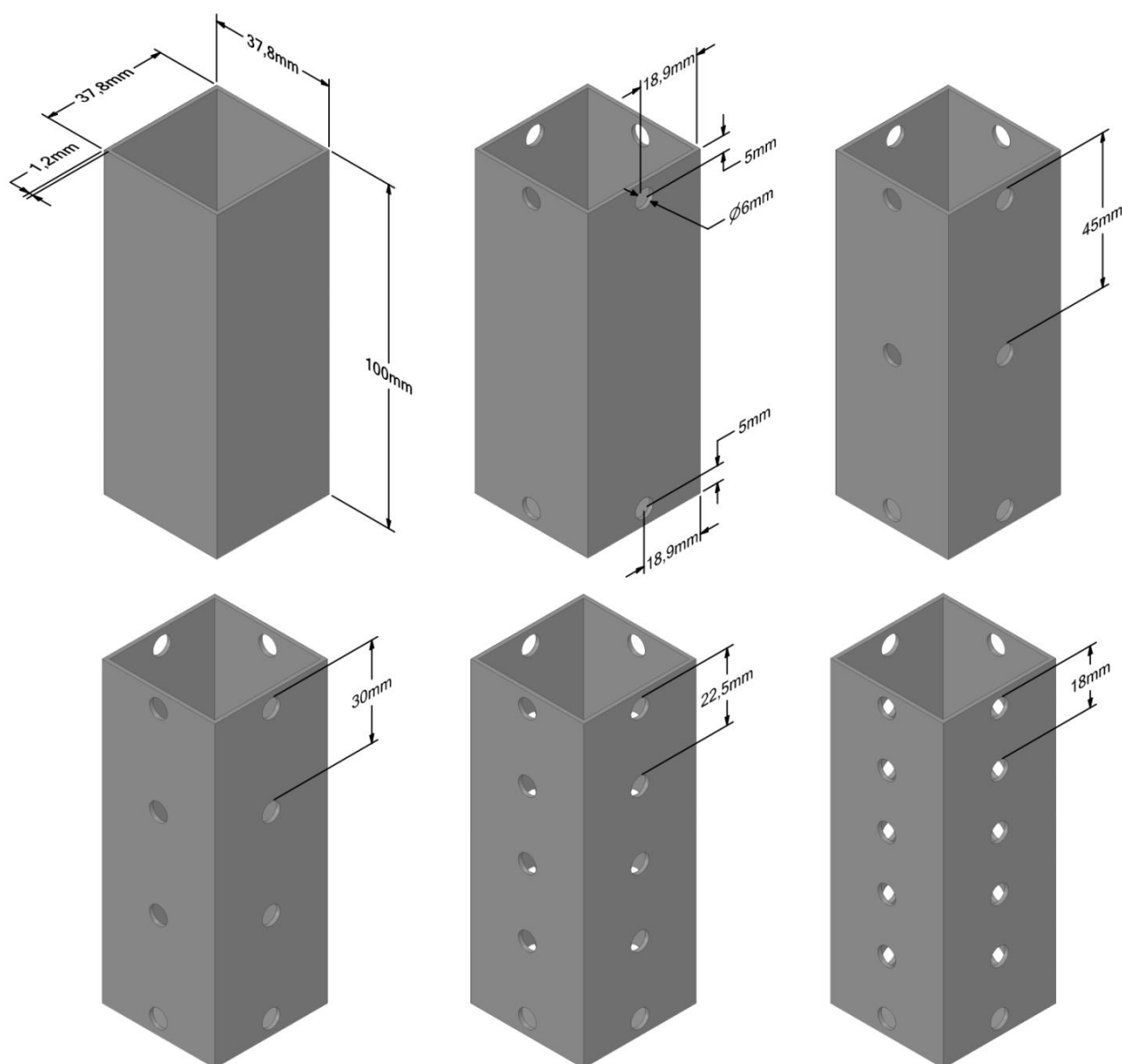
- Υλικό: Χάλυβας
- Πυκνότητα: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
- Μέτρο Ελαστικότητας: $E = 200000 \text{ MPa}$
- Λόγος Poisson: $\nu = 0.3$

Για τον προσδιορισμό των ιδιοτήτων του χάλυβα, πραγματοποιήθηκε δοκιμή εφελκυσμού σε πλακίδιο [80mm x 11,10mm x 1,20 mm] με ελεύθερο μήκος 80mm και ολόκληρο μήκος 160mm (40 mm για την κάθε αρπάγη), πλάτους 11,10mm και πάχους 1,20 mm. Η ταχύτητα εφελκυσμού ήταν 5 mm/min. Από την καμπύλη Τάσης-Παραμόρφωσης προέκυψαν προσεγγιστικά αποτελέσματα για την τιμή του μέτρου ελαστικότητας καθώς και χρήσιμα στοιχεία για την παραμόρφωση του υλικού στην πλαστική περιοχή.



Σχήμα 4.4 Καμπύλη Τάσης (MPa)-Παραμόρφωσης (mm/mm)

Για το πειραματικό σκέλος κατασκευάστηκαν από δύο φορές έξι δοκίμια για να πραγματοποιηθεί πείραμα στατικής φόρτισης στην μηχανή INSTRON 4482 αλλά και δυναμικό πείραμα με σφύρα πέτρουσας μάζας. Από αυτά τα έξι λεπτού τοιχώματος δοκίμια χάλυβα τετραγωνικής διατομής στο πρώτο δεν υπάρχουν οπές σε αντίθεση με τα υπόλοιπα που προστίθενται καθ' ύψος οπές σε όλες τις πλευρές στο πάνω και κάτω μέρος τους. Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και οι ονομαστικές διαστάσεις των δοκιμίων αναπαρίστανται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4.5 Ονομαστικές διαστάσεις δοκιμίων.

4.3 Αποτελέσματα

Τα έξι δοκίμια που παρουσιάστηκαν προηγουμένως παραμορφώθηκαν δυναμικά από τη σφύρα πίπτουσας μάζας (78kg) με το ύψος της σφύρας να τοποθετείται και για τα έξι δοκίμια στα 2,5m. Στην μηχανή INSTRON 4482 παραμορφώθηκαν και τα έξι δοκίμια με στατικό φορτίο και με ταχύτητα 20mm/min μέχρι τα 66mm διότι η μέγιστη βράχυνση στις δυναμικές δοκιμές ήταν κοντά στα 66 mm. Για τα αντίστοιχα μοντέλα προσομοίωσης με στατικό φορτίο χρησιμοποιήθηκε το πρόγραμμα ANSYS Explicit Dynamics με τον λύτη Autodyn με την ταχύτητα στην στατική ανάλυση να είναι 250mm/sec λόγω του υπολογιστικού κόστους της προσομοίωσης. Στα μοντέλα προσομοίωσης των δυναμικών δοκιμών η ταχύτητα υπολογίστηκε από την αρχή διατήρησης ενέργειας και από τον ακόλουθο τύπο:

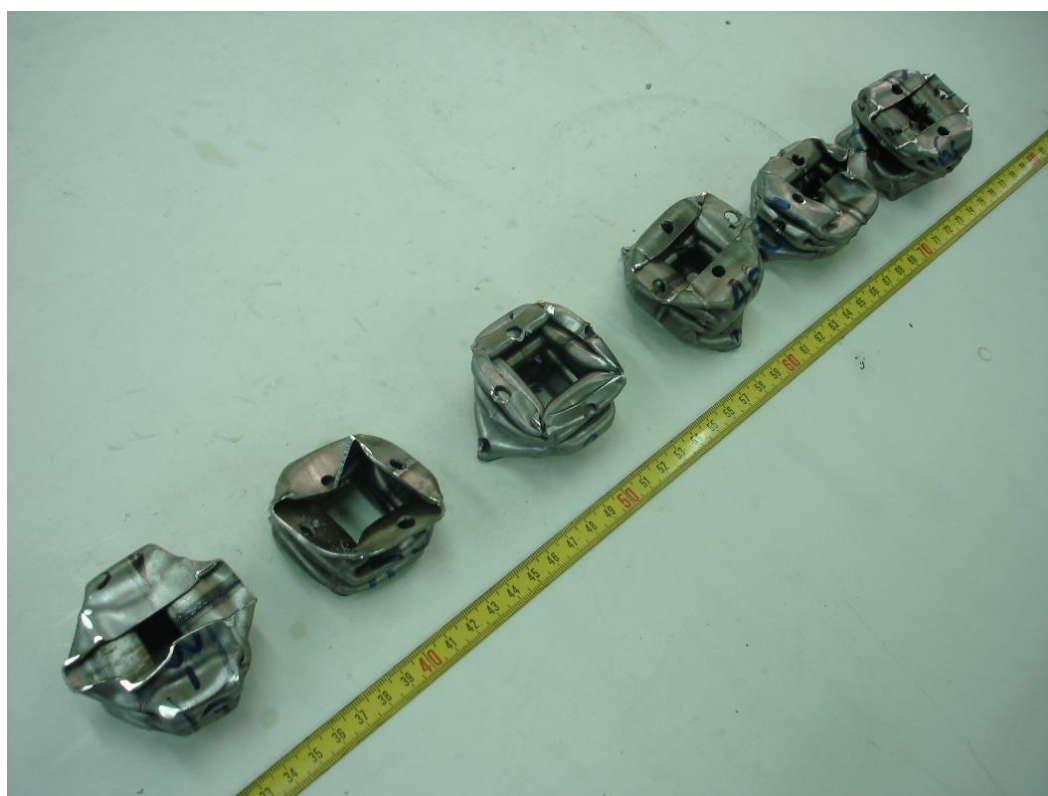
$$V_{κρ} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \cong 7 \frac{m}{s} \quad (4.3.1)$$

Λόγω της επίδρασης των δυνάμεων των τριβών η ταχύτητα της πίπτουσας μάζας στις προσομοιώσεις επιλέχθηκε να είναι 6,5 m/s.

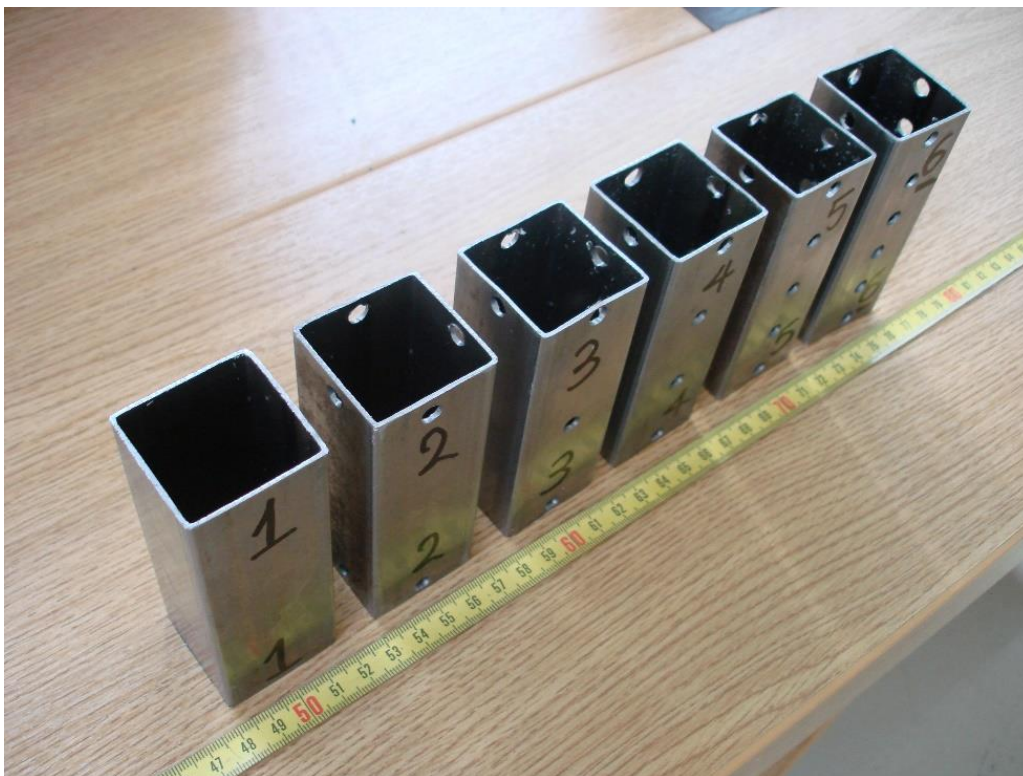
Στο κεφάλαιο αυτό για τις πειραματικές δοκιμές και προσομοιώσεις υπό στατικό φορτίο παρουσιάζονται τα διαγράμματα φορτίου-μετατόπισης, πίνακες που εμπεριέχουν τους αντίστοιχους δείκτες Crashworthiness, εικόνες που απεικονίζουν την αρχική και τελική κατάσταση των δοκιμίων καθώς και την ενδιάμεση κατάσταση τους προοδευτικά. Επίσης, έπειτα από δοκιμές (καλιμπράρισμα) της καμπύλης σ-ε η οποία προέκυψε από εφελκυσμό, η οποία έχει παρουσιαστεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, καταλήξαμε στην καμπύλη η οποία έδινε πιο κοντινά αποτελέσματα ανάμεσα στα πειράματα και τις προσομοιώσεις για τις δυναμικές δοκιμές ως προς την μέγιστη βράχυνση, το μέγιστο και μέσο φορτίο αντίδρασης. Για τις δυναμικές δοκιμές παρουσιάζονται τα διαγράμματα φορτίου-χρόνου. η μέγιστη βράχυνση S_{max} , το μέγιστο και μέσο φορτίο αντίδρασης. Τα δοκίμια που συμβολίζονται με την ένδειξη S εκφράζουν τις πειραματικές διαδικασίες και τις προσομοιώσεις με στατικό φορτίο και με την ένδειξη D με δυναμικό φορτίο.



Σχήμα 4.6 Φωτογραφίες των δοκιμίων πριν την στατική φόρτιση.



Σχήμα 4.7 Φωτογραφίες των δοκιμίων μετά την στατική φόρτιση.



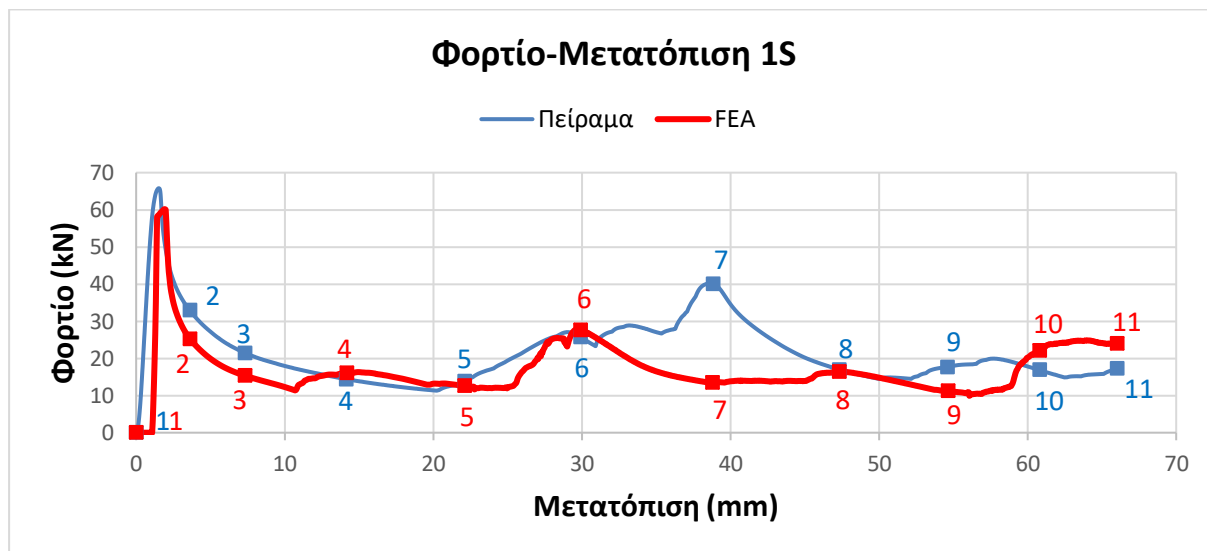
Σχήμα 4.8 Φωτογραφίες των δοκιμίων πριν την δυναμική φόρτιση.



Σχήμα 4.9 Φωτογραφίες των δοκιμίων μετά την δυναμική φόρτιση.

4.1.3 Σύγκριση Πειράματος-FEA στη Στατική Φόρτιση

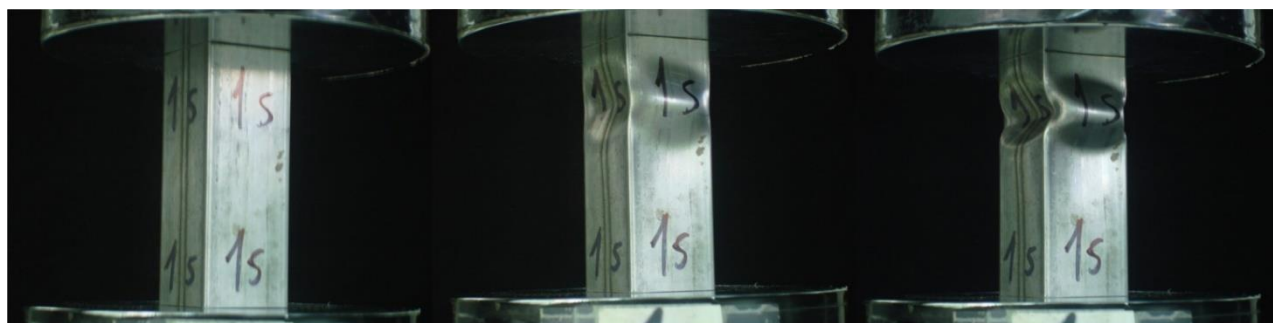
Δοκίμιο 1S



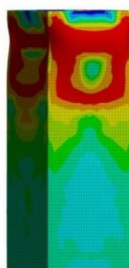
Σχήμα 4.10 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 1S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).

Δοκίμιο 1S	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	134,80	137,91
Μάζα Καταρρέουσα (gr)	88,97	91,02
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	65,790	60,176
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	21,198	16,640
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	66	66
Ενέργεια Απορρόφησης E_{abs} (J)	1399,06	1098,27
Ειδική Ενέργεια Απορρόφησης SEA (J/gr)	15,73	12,07
Δείκτης Ομοιομορφίας Φορτίου CFE	0,32	0,28

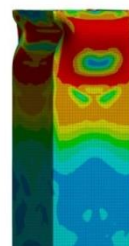
Πίνακας 4.1 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 1S (Δείκτες Crashworthiness).



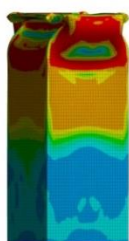
[1] $\Delta f=0$ mm



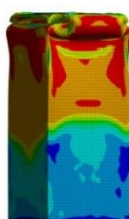
[2] $\Delta f=3,6$ mm



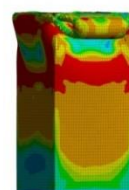
[3] $\Delta f=7,3$ mm



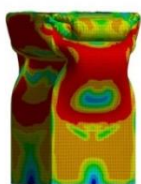
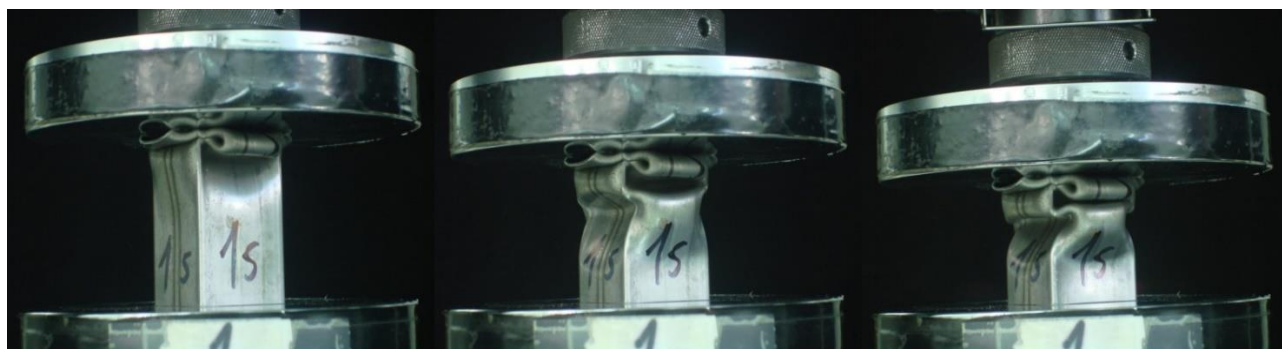
[4] $\Delta f=14,1$ mm



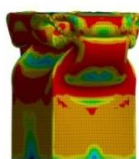
[5] $\Delta f=22,1$ mm



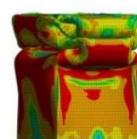
[6] $\Delta f=29,9$ mm



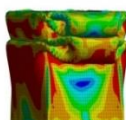
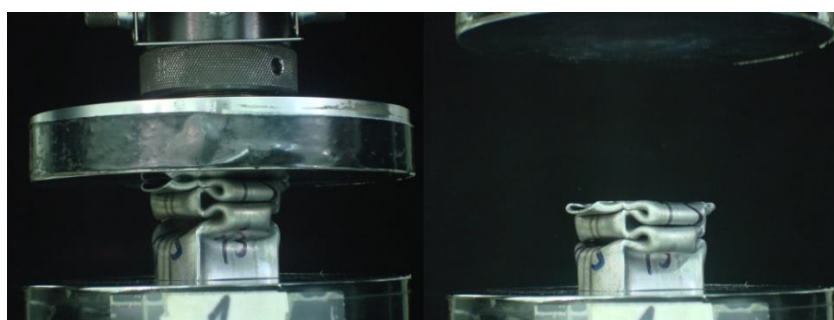
[7] $\Delta f=38,8$ mm



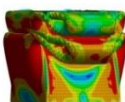
[8] $\Delta f=47,3$ mm



[9] $\Delta f=54,6$ mm



[10] $\Delta f=60,8$ mm



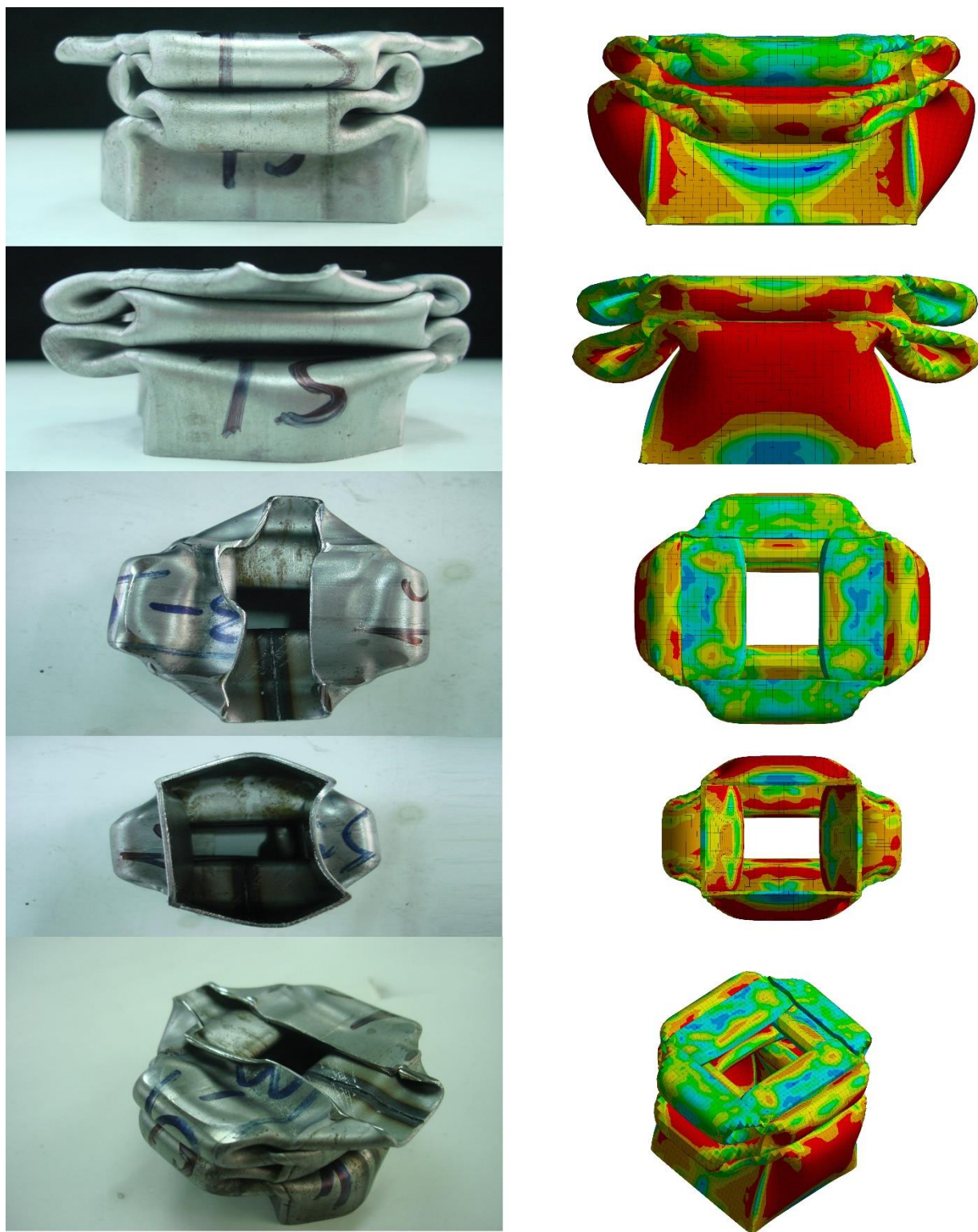
[11] $\Delta f=66$ mm

Σχήμα 4.11 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 1S.

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 1S

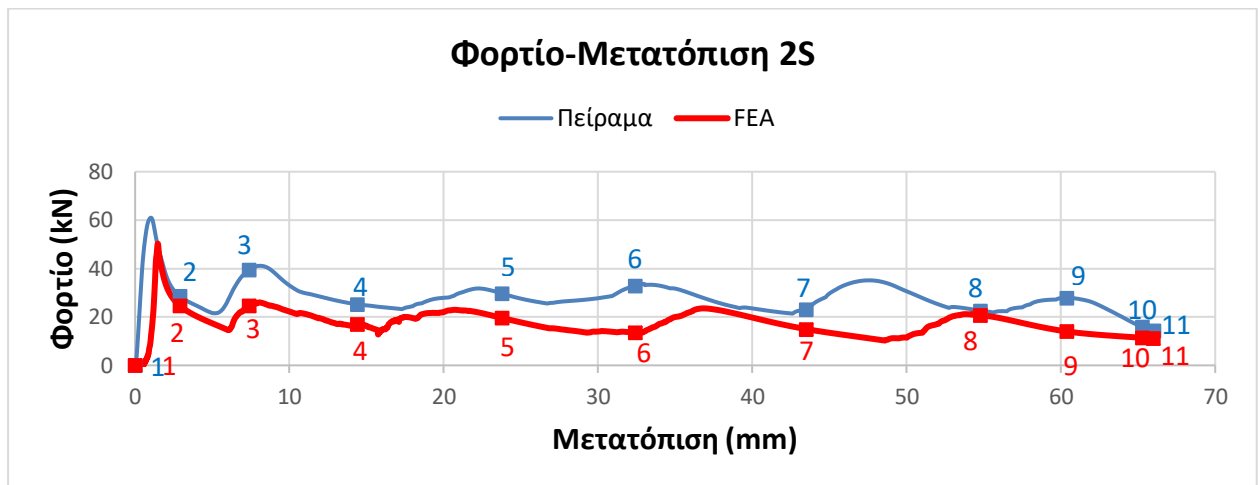
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 134,80 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση είναι 137,91 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 65,79 kN και στην προσομοίωση 60,18 kN. Η ενέργεια απορρόφησης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 1399,06 J και στην προσομοίωση 1098,27 J. Ο δείκτης ομοιομορφίας φορτίου CFE για το πείραμα ήταν 0,32 και στην προσομοίωση 0,28. Τέλος, η ειδική ενέργεια απορρόφησης για το πείραμα ήταν 15,73 gr/J και στην προσομοίωση 12,07 gr/J.

Στο πείραμα και την προσομοίωση δημιουργήθηκαν 3 μη-εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 66 mm. Συνολικά η προσέγγιση της προσομοίωσης στην σταδιακή κατάρρευση του δοκιμίου είναι ικανοποιητική. Η δημιουργία του πρώτου λοβού όπως φαίνεται και από τις παρακάτω εικόνες ολοκληρώνεται κοντά στα 30 mm. Η δημιουργία των υπόλοιπων 2 λοβών ξεκινάει κοντά στα 40 mm και ολοκληρώνεται στα 60 mm. Το φορτίο και κατ' επέκταση η ενέργεια παραμόρφωσης στην προσομοίωση είναι μικρότερη σε κάποια σημεία του διαγράμματος. Αυτό οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου οι οποίες έχουν προκύψει κατά την διαμόρφωση του χάλυβα και από την ύπαρξη συγκολλήσεων. Τέλος, τα Shell πεπερασμένα στοιχεία της προσομοίωσης μειώνουν την πυκνότητα παραμόρφωσης έχοντας μικρότερο μέρος παραμορφωμένο στο δοκίμιο και μικρότερη ενέργεια απορρόφησης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα το πείραμα να έχει πυκνότερες ζώνες παραμόρφωσης και μεγαλύτερη ενέργεια απορρόφησης από την προσομοίωση.



Σχήμα 4.12 Τελικές όψεις δοκιμίου 1S.

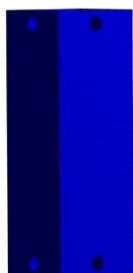
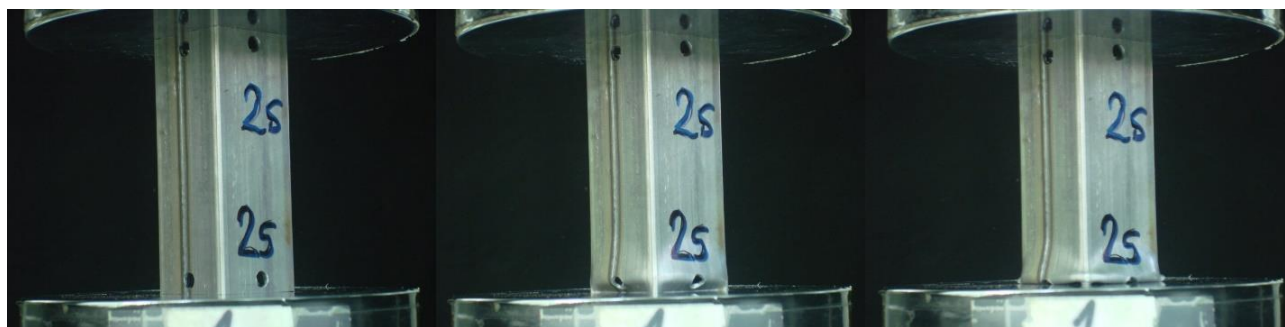
Δοκίμιο 2S



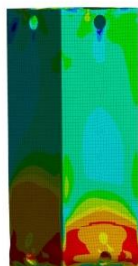
Σχήμα 4.13 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 2S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).

Δοκίμιο 2S	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	133,1	135,78
Μάζα Καταρρέουσα (gr)	87,85	89,62
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης Pmax (kN)	60,972	50,289
Μέση δύναμη αντίδρασης Pmean (kN)	27,790	17,520
Μέγιστη Βράχυνση Smax (mm)	66	66
Ενέργεια Απορρόφησης Eabs (J)	1834,12	1156,35
Ειδική Ενέργεια Απορρόφησης SEA (J/gr)	20,88	12,90
Δείκτης Ομοιομορφίας Φορτίου CFE	0,456	0,348

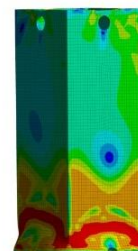
Πίνακας 4.2 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 2S (Δείκτες Crashworthiness).



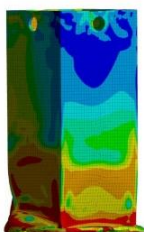
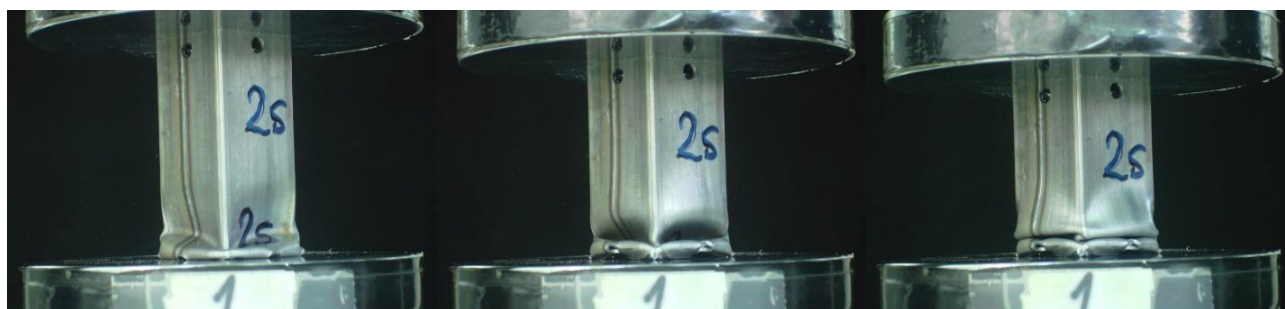
[1] $\Delta f=0$ mm



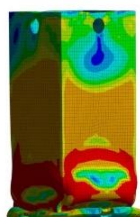
[2] $\Delta f=2,9$ mm



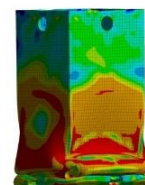
[3] $\Delta f=7,4$ mm



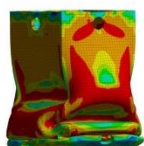
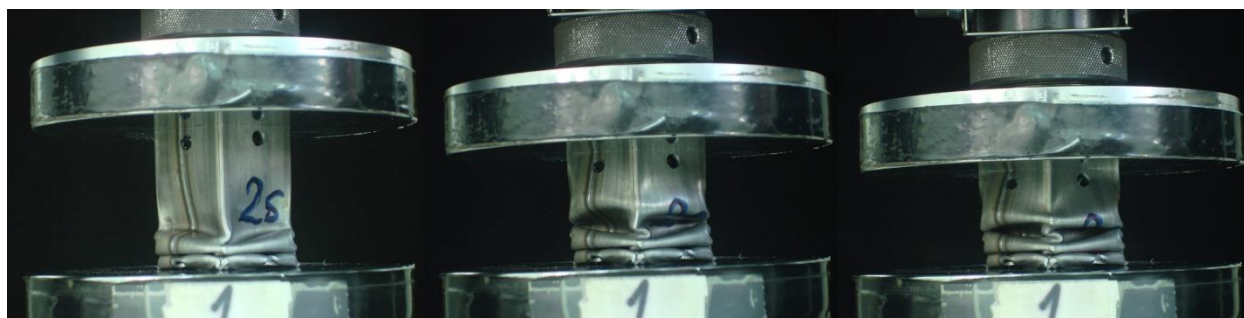
[4] $\Delta f=14,4$ mm



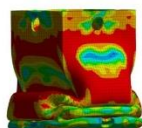
[5] $\Delta f=23,8$ mm



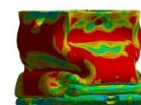
[6] $\Delta f=32,4$ mm



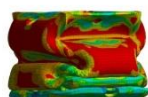
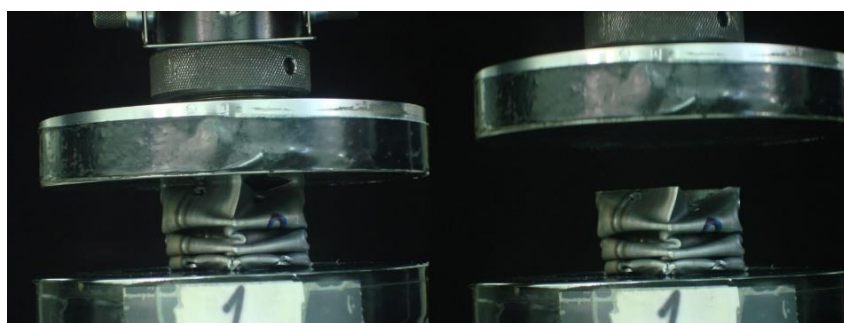
[7] $\Delta f = 43,5$ mm



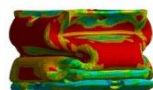
[8] $\Delta f = 54,8$ mm



[9] $\Delta f = 60,4$ mm



[10] $\Delta f = 65,3$ mm



[11] $\Delta f = 66$ mm

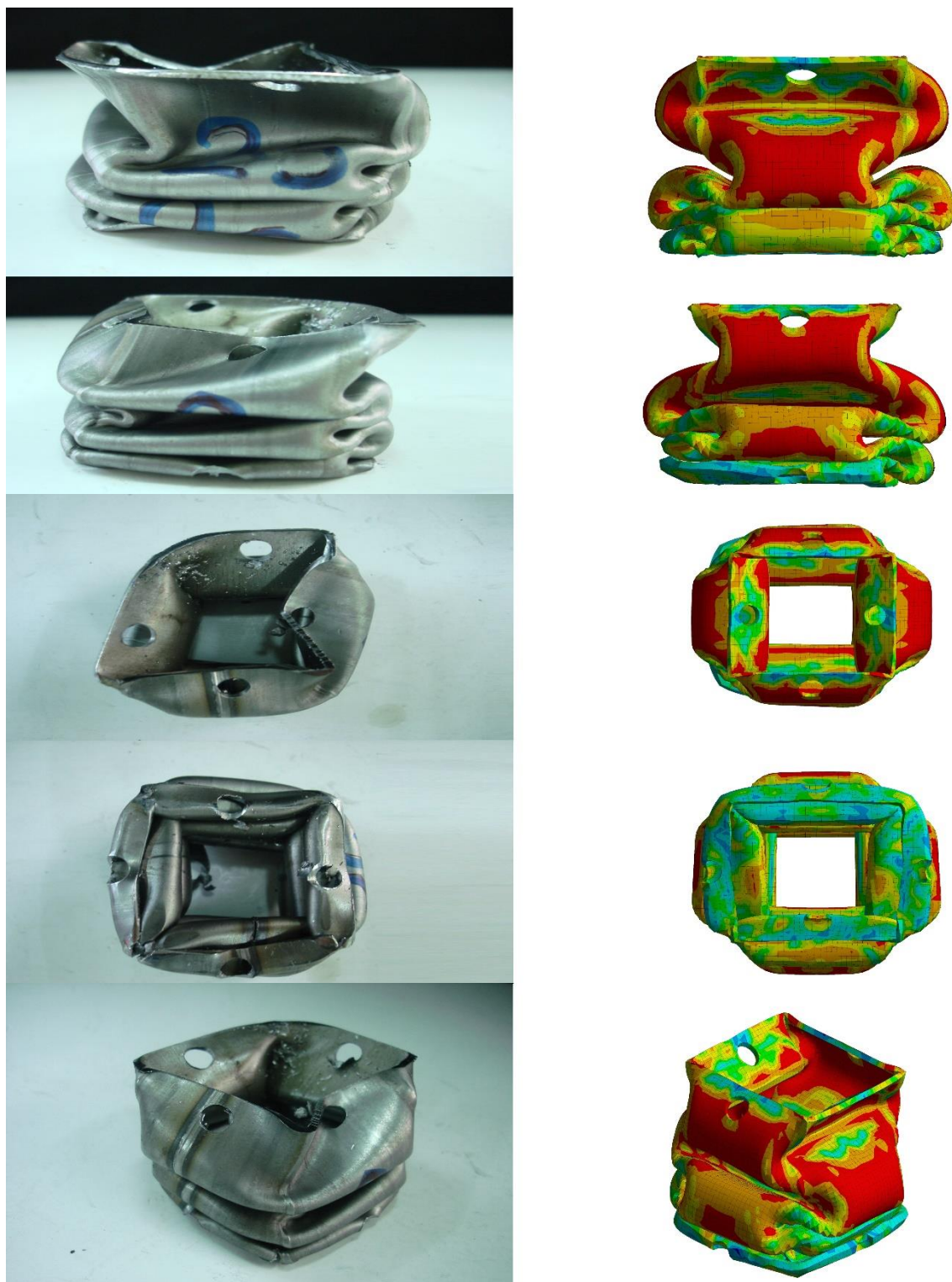
Σχήμα 4.14 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 2S.

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 2S

Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 133,1 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση 135,78 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (Pmax) στο πείραμα μετρήθηκε 60,97 kN και στην προσομοίωση 50,29 kN. Η ενέργεια απορρόφησης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 1834,12 J και στην προσομοίωση 1156,35 J. Ο δείκτης ομοιομορφίας φορτίου CFE για το πείραμα ήταν 0,456 και στην προσομοίωση 0,348. Τέλος, η ειδική ενέργεια απορρόφησης για το πείραμα ήταν 20,88 gr/J και στην προσομοίωση 12,90 gr/J.

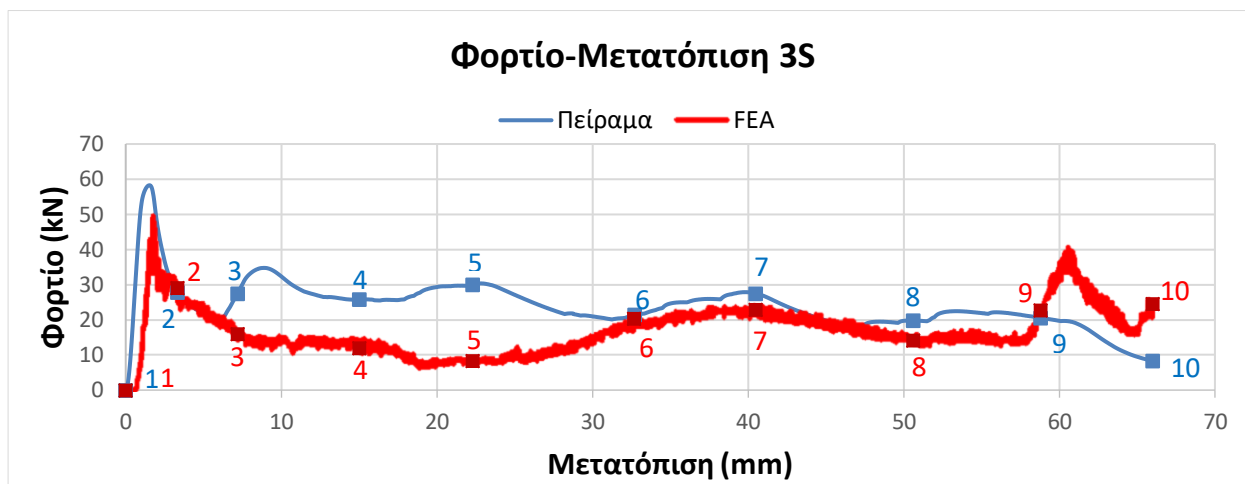
Στο πείραμα δημιουργήθηκαν 3 εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 66 mm. Στην προσομοίωση δημιουργήθηκαν 2 εκτατοί και 2 μη εκτατοί λοβοί. Ο πρώτος μη εκτατός λοβός που δημιουργείται στο πείραμα και την προσομοίωση συγκεντρώνεται στις κάτω μέρος του δοκιμίου, συγκεκριμένα στις οπές του. Στην συνέχεια συνεχίζουν ταυτόχρονα το πείραμα και η προσομοίωση στον επόμενο μη εκτατό λοβό ακριβώς από πάνω από τον πρώτο. Ο συγχρονισμός πειράματος και προσομοίωσης φαίνεται και από την ομοιομορφία των διαγραμμάτων φορτίου μετατόπισης μεταξύ του πειράματος και της προσομοίωσης. Τέλος το πείραμα συνεχίζει με ακόμα έναν εκτατό λοβό και η προσομοίωση με δύο μη εκτατούς λοβούς.

Το φορτίο και κατ' επέκταση η ενέργεια παραμόρφωσης στην προσομοίωση είναι μικρότερη σε κάποια σημεία του διαγράμματος. Αυτό οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου οι οποίες έχουν προκύψει κατά την διαμόρφωση του χάλυβα, από τις συγκολλήσεις και από την δημιουργία των οπών (οι οποίες δεν έγιναν με CNC).



Σχήμα 4.15 Τελικές όψεις δοκιμίου 2S.

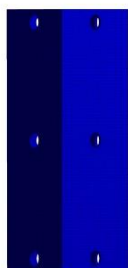
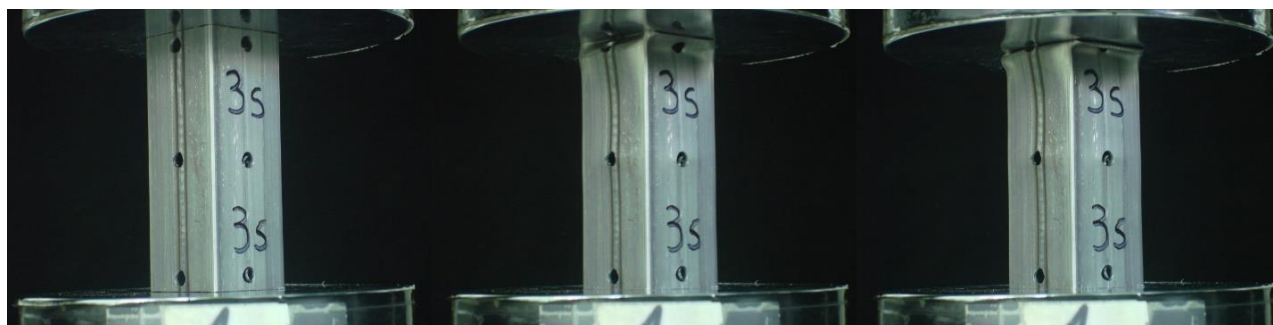
Δοκίμιο 3S



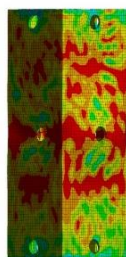
Σχήμα 4.16 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 3S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).

Δοκίμιο 3S	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	129,4	134,71
Μάζα Καταρρέουσα (gr)	85,40	88,91
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	58,260	49,240
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	23,841	17,010
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	66	66
Ενέργεια Απορρόφησης E_{abs} (J)	1573,567	1122,72
Ειδική Ενέργεια Απορρόφησης SEA (J/gr)	18,425	12,63
Δείκτης Ομοιομορφίας Φορτίου CFE	0,409	0,345

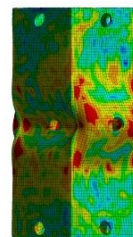
Πίνακας 4.3 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 3S (Δείκτες Crashworthiness).



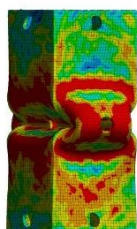
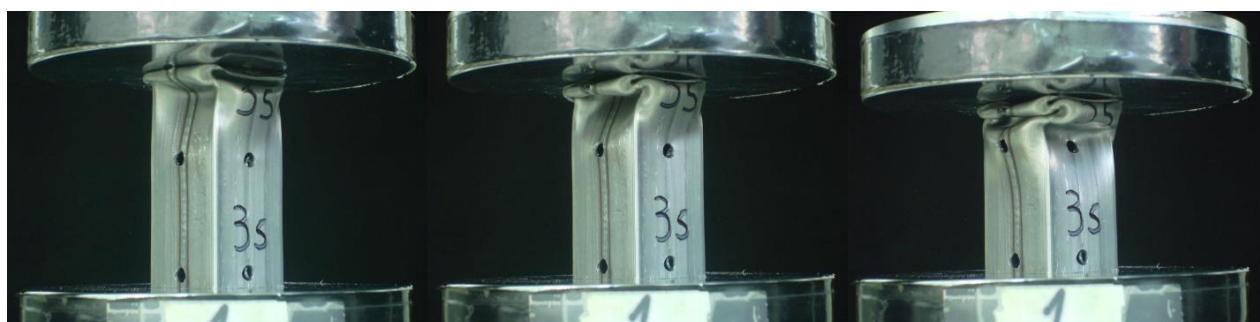
[1] $\Delta f=0$ mm



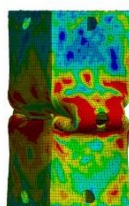
[2] $\Delta f=3,3$ mm



[3] $\Delta f=7,2$ mm



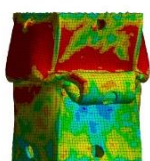
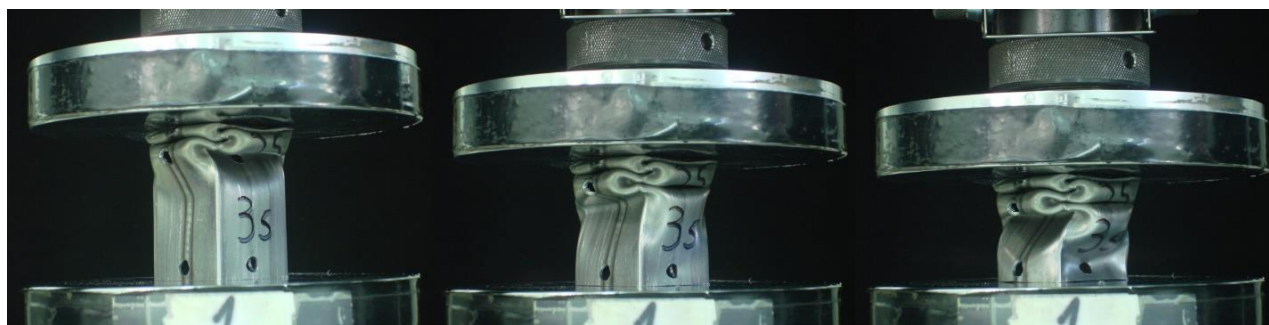
[4] $\Delta f=15$ mm



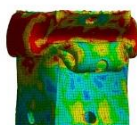
[5] $\Delta f=22,3$ mm



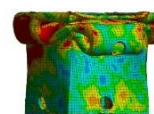
[6] $\Delta f=32,7$ mm



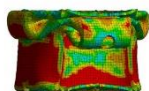
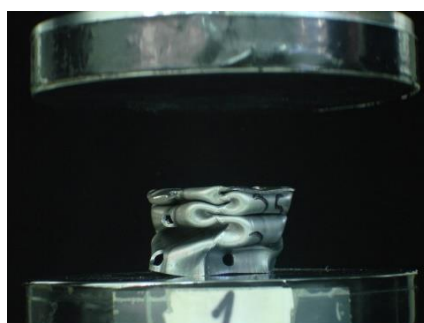
[7] $\Delta f=40,5$ mm



[8] $\Delta f=50,6$ mm



[9] $\Delta f=58,8$ mm



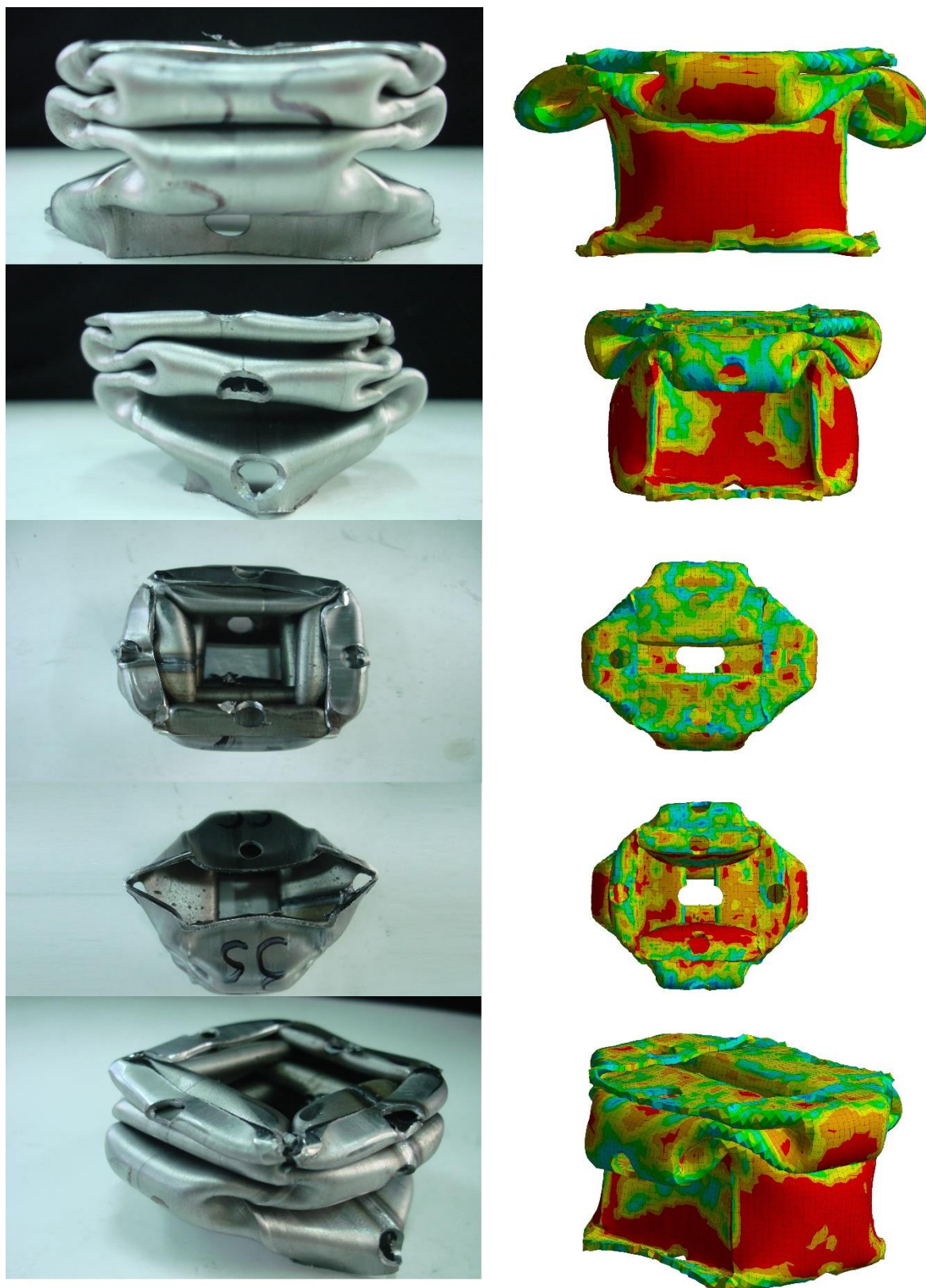
[10] $\Delta f=66$ mm

Σχήμα 4.17 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 3S.

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 3S

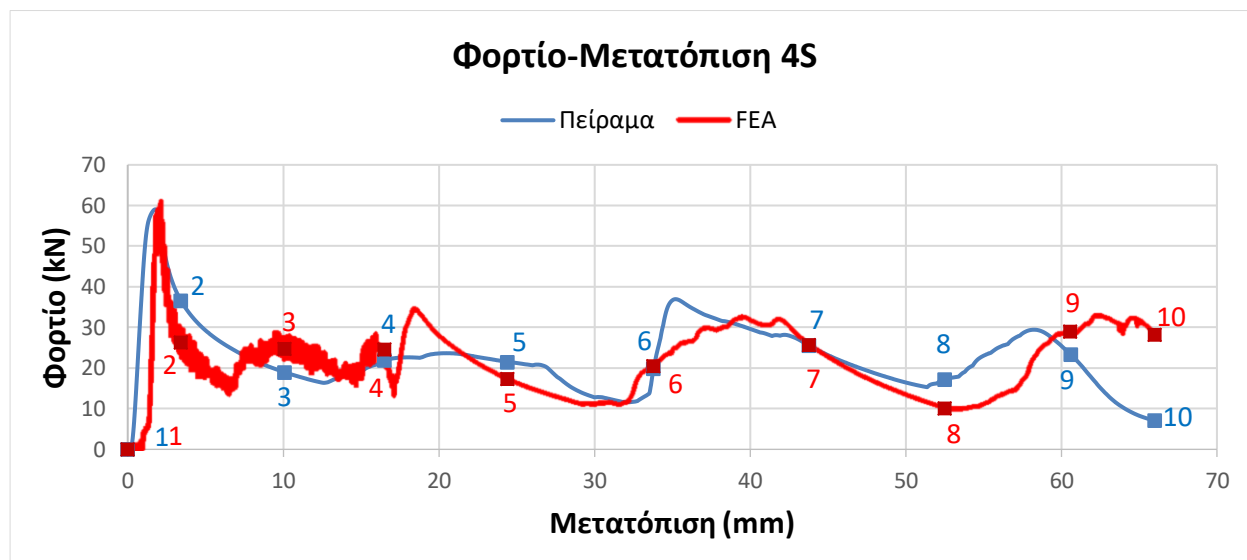
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 129,4 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση 134,71 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 58,26 kN και στην προσομοίωση 49,24 kN. Η ενέργεια απορρόφησης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 1573,57 J και στην προσομοίωση 1122,72 J. Ο δείκτης ομοιομορφίας φορτίου CFE για το πείραμα ήταν 0,409 και στην προσομοίωση 0,345. Τέλος, η ειδική ενέργεια απορρόφησης για το πείραμα ήταν 18,425 gr/J και στην προσομοίωση 12,63 gr/J.

Στο πείραμα δημιουργήθηκαν 4 μη εκτατοί λοβοί και στην προσομοίωση δημιουργήθηκαν 2 μη εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 66 mm. Η κατάρρευση και η δημιουργία του πρώτου λοβού στο πείραμα ξεκίνησε από το πάνω μέρος του δοκιμίου σε αντίθεση με την προσομοίωση που ξεκίνησε από το κέντρο του δοκιμίου στις κεντρικές οπές. Το φορτίο και κατ' επέκταση η ενέργεια παραμόρφωσης στην προσομοίωση είναι μικρότερη σε κάποια σημεία του διαγράμματος. Αυτό οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου οι οποίες έχουν προκύψει κατά την διαμόρφωση του χάλυβα, από τις συγκολλήσεις και από την δημιουργία των οπών (οι οποίες δεν έγιναν με CNC).



Σχήμα 4.18 Τελικές όψεις δοκιμίου 3S.

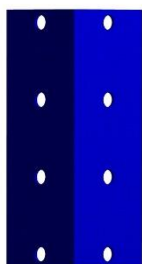
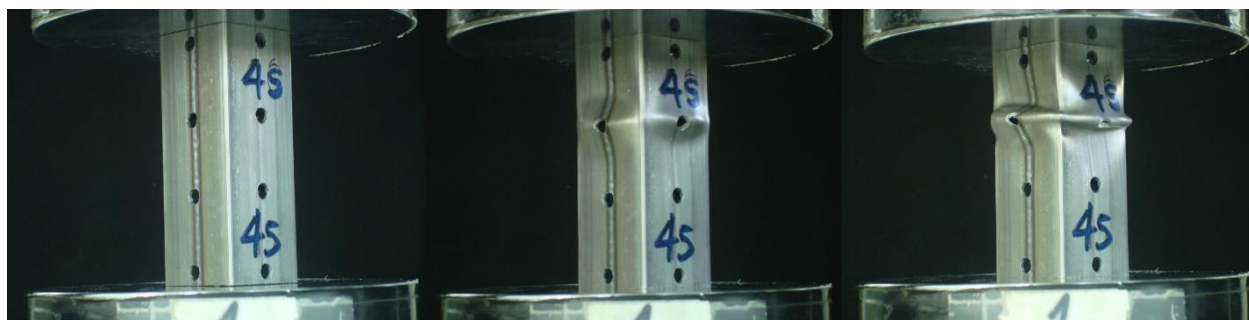
Δοκίμιο 4S



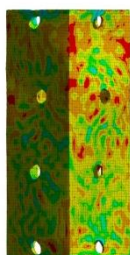
Σχήμα 4.19 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 4S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).

Δοκίμιο 4S	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	130,4	133,65
Μάζα Καταρρέουσα (gr)	86,06	88,21
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	59,050	60,974
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	22,355	21,622
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	66	66
Ενέργεια Απορρόφησης E_{abs} (J)	1475,43	1427,05
Ειδική Ενέργεια Απορρόφησης SEA(J/gr)	17,14	16,18
Δείκτης Ομοιομορφίας Φορτίου CFE	0,379	0,355

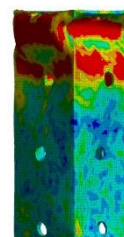
Πίνακας 4.4 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 4S (Δείκτες Crashworthiness).



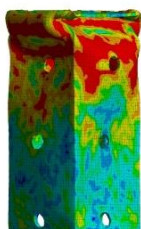
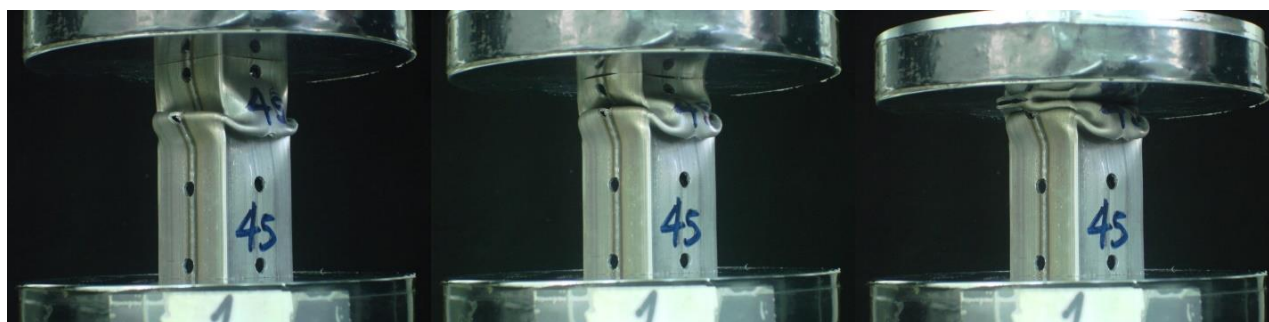
[1] $\Delta f=0$ mm



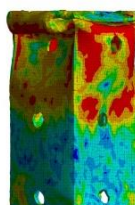
[2] $\Delta f=3,4$ mm



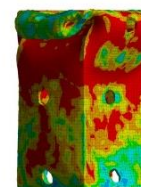
[3] $\Delta f=10,1$ mm



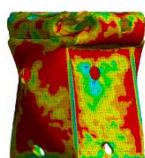
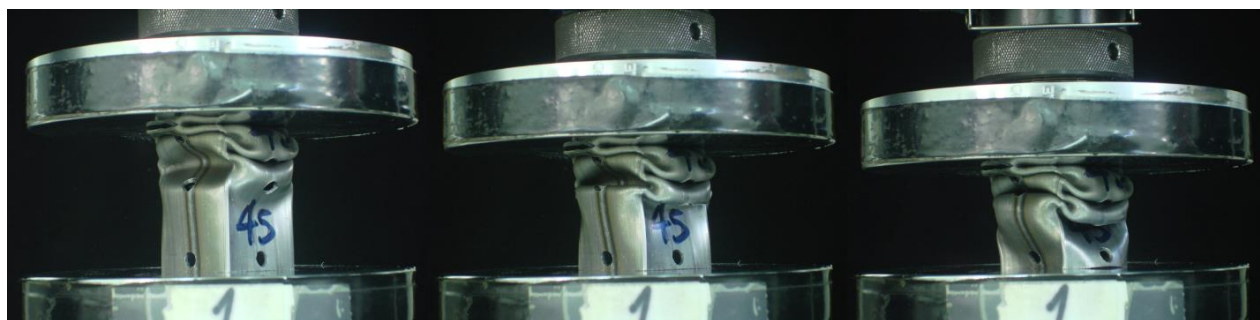
[4] $\Delta f=16,5$ mm



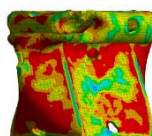
[5] $\Delta f=24,4$ mm



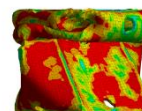
[6] $\Delta f=33,8$ mm



[7] $\Delta f=43,8$ mm



[8] $\Delta f=52,5$ mm



[9] $\Delta f=60,6$ mm



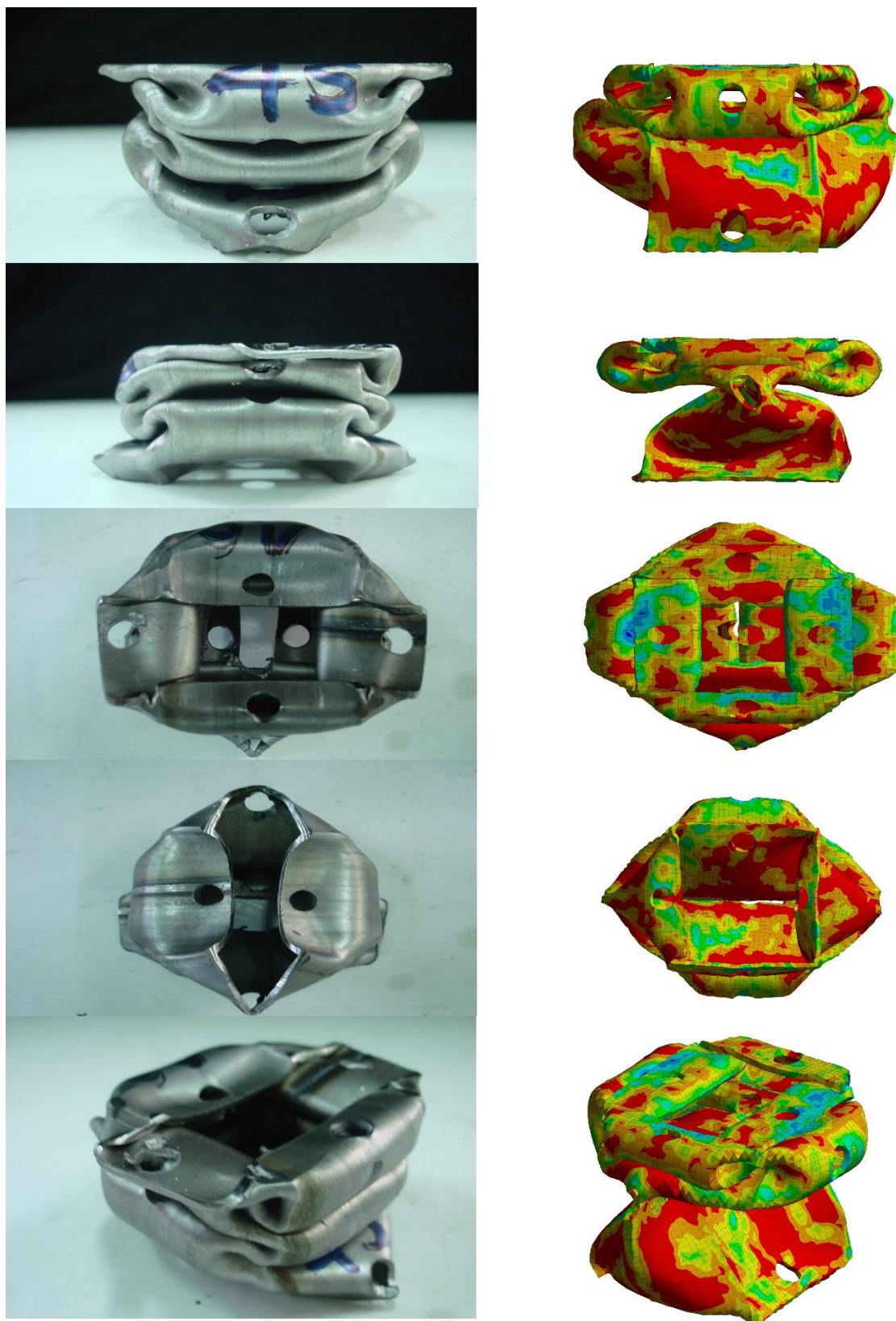
[10] $\Delta f=66$ mm

Σχήμα 4.20 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 4S.

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 4S

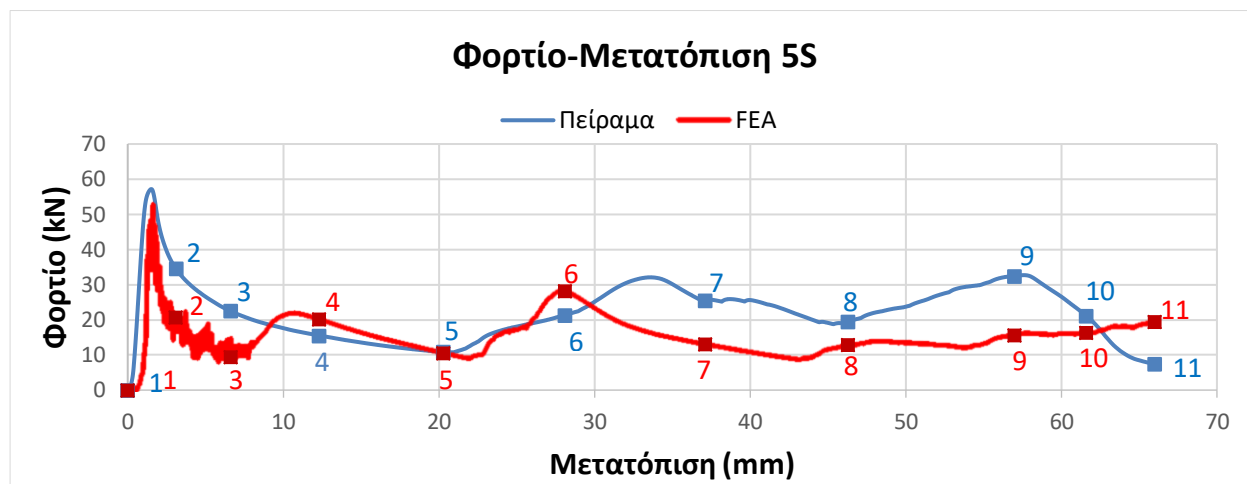
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 130,4 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση 133,65 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 59,05 kN και στην προσομοίωση 60,97 kN. Η ενέργεια απορρόφησης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 1475,43 J και στην προσομοίωση 1427,05 J. Ο δείκτης ομοιομορφίας φορτίου CFE για το πείραμα ήταν 0,379 και στην προσομοίωση 0,355. Τέλος, η ειδική ενέργεια απορρόφησης για το πείραμα ήταν 17,14 gr/J και στην προσομοίωση 16,18 gr/J.

Στο πείραμα δημιουργήθηκαν 4 μη εκτατοί λοβοί και στην προσομοίωση δημιουργήθηκαν 3 μη εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 66 mm. Η κατάρρευση και η δημιουργία του πρώτου λοβού στο πείραμα ξεκίνησε στο πάνω μέρος του δοκιμίου και συγκεκριμένα από τη δεύτερη οπή. Στην προσομοίωση η κατάρρευση ξεκίνησε στο πάνω μέρος του δοκιμίου. Μετά την δημιουργία των δύο λοβών υπάρχει έντονη παραμόρφωση γύρω από την 3^η οπή. Τα διαγράμματα Φορτίου-Μετατόπισης σε πείραμα και προσομοίωση είναι ομοιόμορφα αλλά και ποσοτικά ίδια στο συγκεκριμένο δοκίμιο. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η ενέργεια παραμόρφωσης και οι υπόλοιποι δείκτες Crashworthiness να είναι πολύ κοντά μεταξύ τους σε πείραμα και προσομοίωση. Αυτό οφείλεται κυρίως στην μεγαλύτερη πυκνότητα παραμόρφωσης που έχει υποστεί το μοντέλο της προσομοίωσης.



Σχήμα 4.21 Τελικές όψεις δοκιμίου 4S.

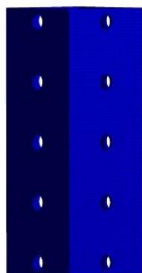
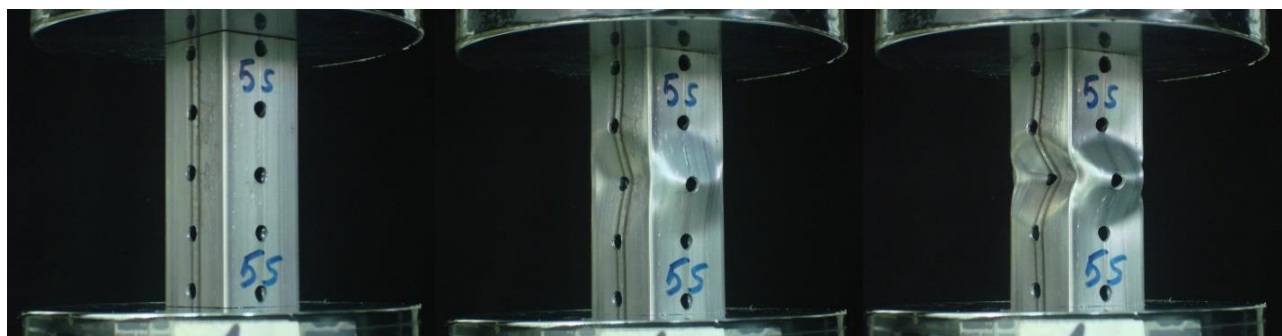
Δοκίμιο 5S



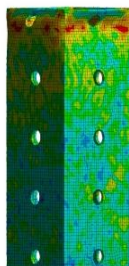
Σχήμα 4.22 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 5S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).

Δοκίμιο 5S	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	128,3	132,58
Μάζα Καταρρέουσα (gr)	84,68	87,50
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης Pmax (kN)	57,181	52,746
Μέση δύναμη αντίδρασης Pmean (kN)	22,130	15,450
Μέγιστη Βράχυνση Smax (mm)	66	66
Ενέργεια Απορρόφησης Eabs (J)	1460,58	1019,72
Ειδική Ενέργεια Απορρόφησης SEA(J/gr)	17,25	11,65
Δείκτης Ομοιομορφίας Φορτίου CFE	0,387	0,293

Πίνακας 4.5 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 5S (Δείκτες Crashworthiness).



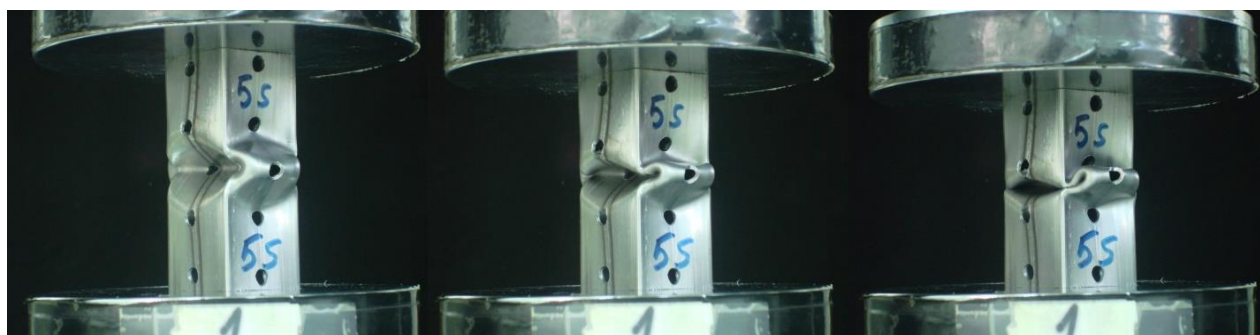
[1] $\Delta f=0$ mm



[2] $\Delta f=3,1$ mm



[3] $\Delta f=6,6$ mm



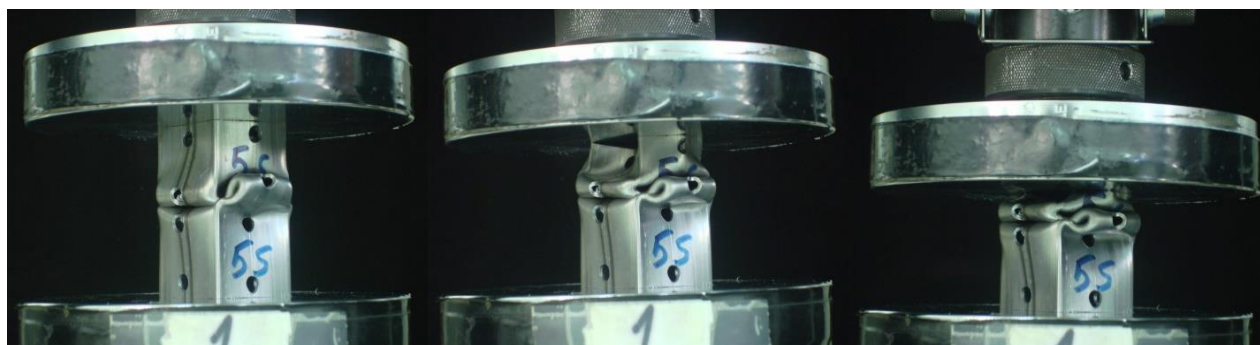
[4] $\Delta f=12,3$ mm



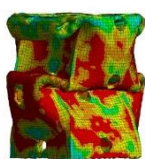
[5] $\Delta f=20,3$ mm



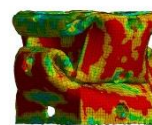
[6] $\Delta f=28,1$ mm



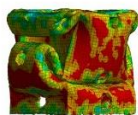
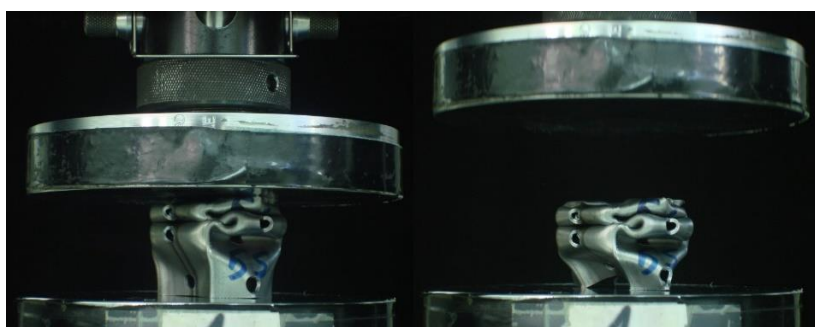
[7] $\Delta f=37,1$ mm



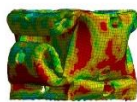
[8] $\Delta f=46,3$ mm



[9] $\Delta f=57$ mm



[10] $\Delta f=61,6$ mm



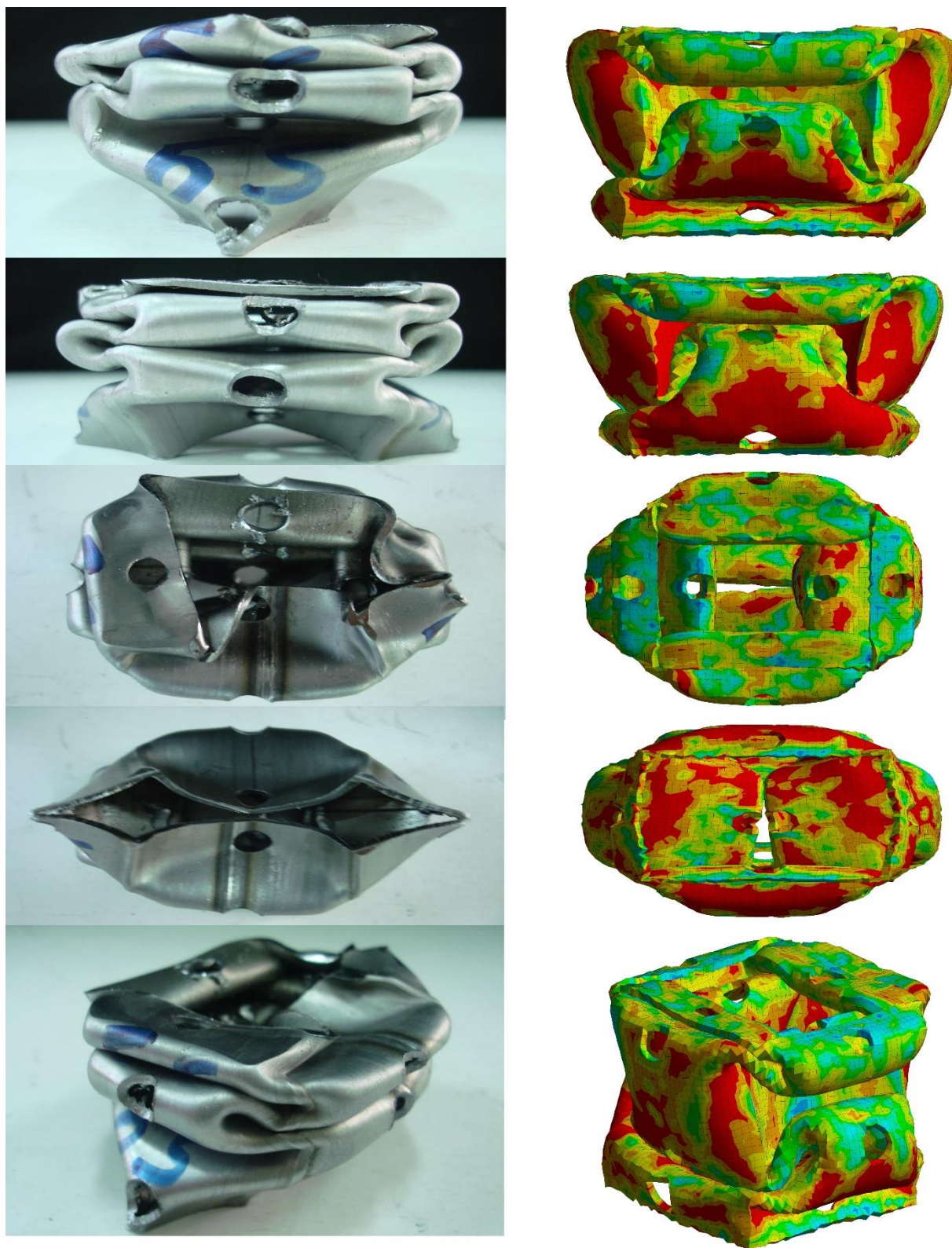
[11] $\Delta f=66$ mm

Σχήμα 4.23 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 5S.

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 5S

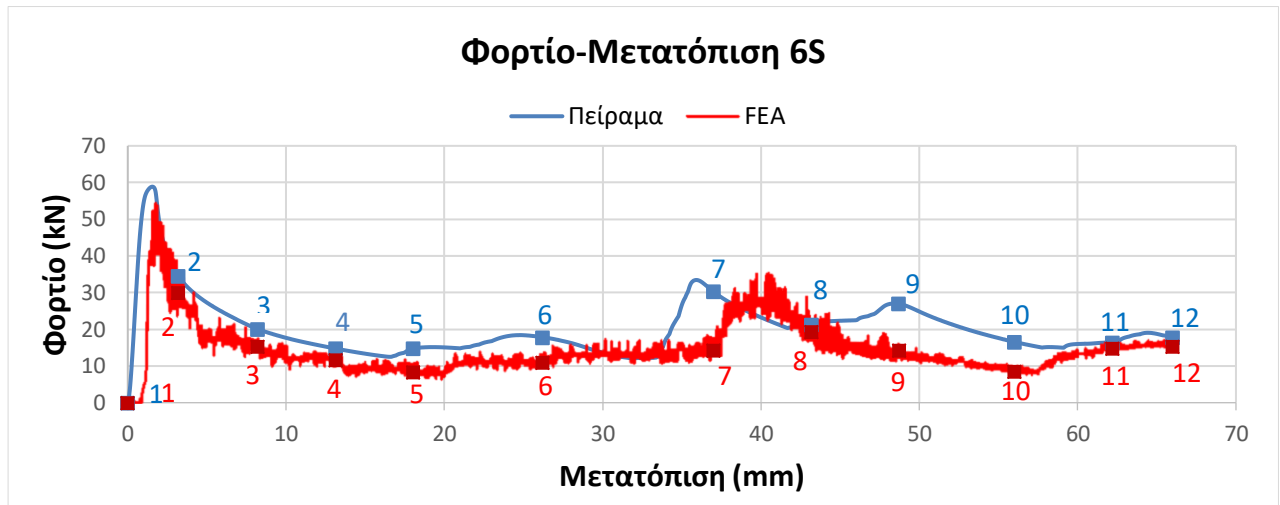
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 128,3 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση 132,58 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (Pmax) στο πείραμα μετρήθηκε 57,18 kN και στην προσομοίωση 52,75 kN. Η ενέργεια απορρόφησης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 1460,58 J και στην προσομοίωση 1019,72 J. Ο δείκτης ομοιομορφίας φορτίου CFE για το πείραμα ήταν 0,387 και στην προσομοίωση 0,293. Τέλος, η ειδική ενέργεια απορρόφησης για το πείραμα ήταν 17,25 gr/J και στην προσομοίωση 11,65 gr/J.

Στο πείραμα και την προσομοίωση δημιουργήθηκαν 3 μη εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 66 mm. Η κατάρρευση και η δημιουργία του πρώτου λοβού στο πείραμα ξεκίνησε στις κεντρικές οπές του δοκιμίου. Στην προσομοίωση η κατάρρευση και η δημιουργία του πρώτου λοβού ξεκίνησε στο πάνω μέρος του δοκιμίου με τον πρώτο μη εκτατό λοβό να δημιουργείται στις δεύτερες τρύπες στο πάνω μέρος του δοκιμίου. Το φορτίο και κατ' επέκταση η ενέργεια παραμόρφωσης στην προσομοίωση είναι μικρότερη σε κάποια σημεία του διαγράμματος. Αυτό οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου οι οποίες έχουν προκύψει κατά την διαμόρφωση του χάλυβα, από τις συγκολλήσεις και από την δημιουργία των οπών (οι οποίες δεν έγιναν με CNC).



Σχήμα 4.24 Τελικές όψεις δοκιμίου 5S.

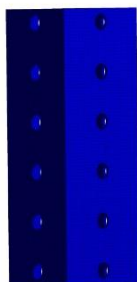
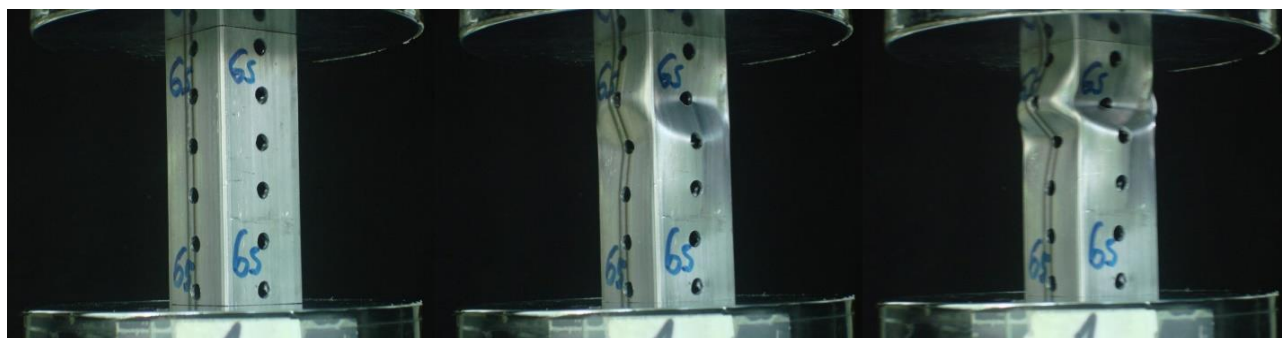
Δοκίμιο 6S



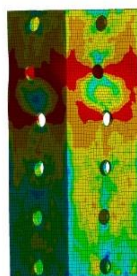
Σχήμα 4.25 Διάγραμμα Φορτίου-Μετατόπισης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 6S (Οι αριθμοί του πειράματος και του δοκιμίου αντιστοιχούν στις παρακάτω εικόνες).

Δοκίμιο 6S	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	129	131,52
Μάζα Καταρρέουσα (gr)	85,14	86,80
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης Pmax (kN)	58,866	54,399
Μέση δύναμη αντίδρασης Pmean (kN)	19,921	14,506
Μέγιστη Βράχυνση Smax (mm)	66	66
Ενέργεια Απορρόφησης Eabs (J)	1314,84	957,41
Ειδική Ενέργεια Απορρόφησης SEA(J/gr)	15,44	11,03
Δείκτης Ομοιομορφίας Φορτίου CFE	0,338	0,267

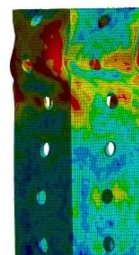
Πίνακας 4.6 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης στατικής φόρτισης για το δοκίμιο 6S (Δείκτες Crashworthiness).



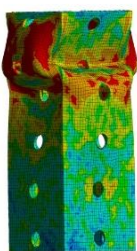
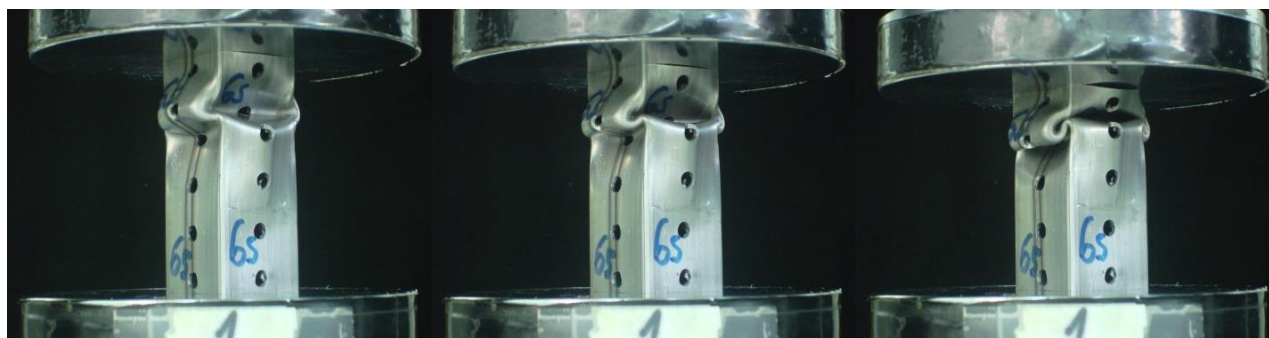
[1] $\Delta f=0$ mm



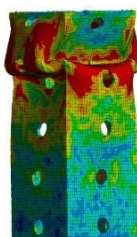
[2] $\Delta f=3,2$ mm



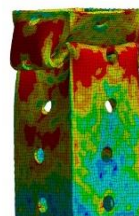
[3] $\Delta f=8,2$ mm



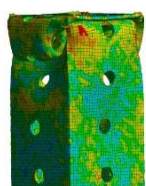
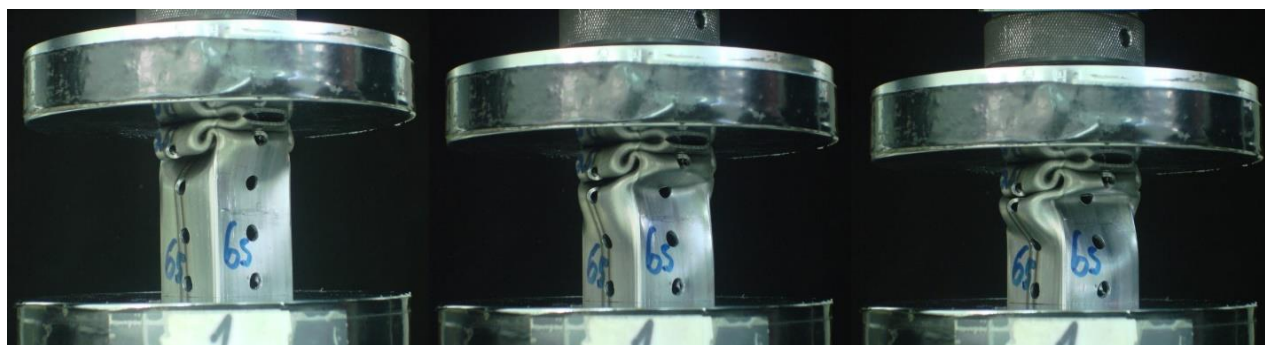
[4] $\Delta f=13,1$ mm



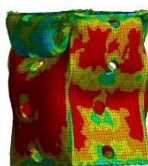
[5] $\Delta f=18$ mm



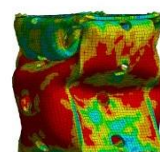
[6] $\Delta f=26,2$ mm



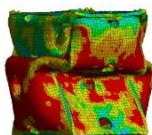
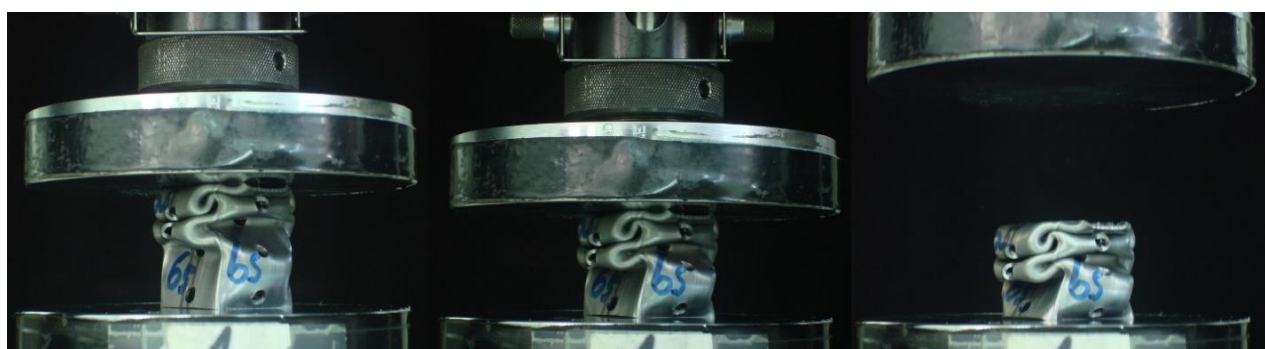
[7] $\Delta f=37$ mm



[8] $\Delta f=43,2$ mm



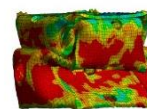
[9] $\Delta f=48,7$ mm



[10] $\Delta f=56$ mm



[11] $\Delta f=62,2$ mm



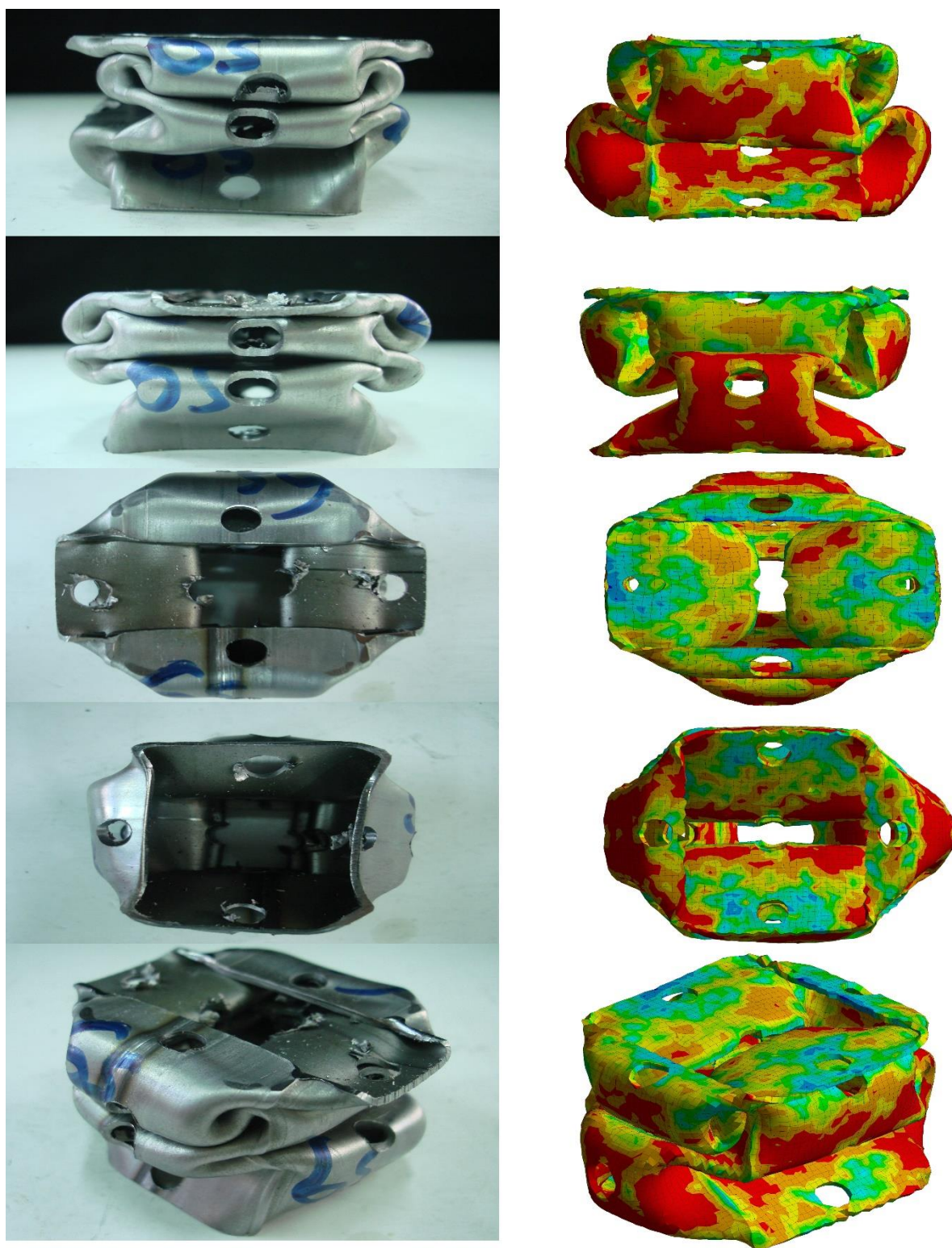
[12] $\Delta f=66$ mm

Σχήμα 4.26 Διαδικασία παραμόρφωσης του δοκιμίου 6S.

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 6S

Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 129 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση 131,52 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 58,87 kN και στην προσομοίωση 54,4 kN. Η ενέργεια απορρόφησης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 1314,84 J και στην προσομοίωση 957,41 J. Ο δείκτης ομοιομορφίας φορτίου CFE για το πείραμα ήταν 0,338 και στην προσομοίωση 0,267. Τέλος, η ειδική ενέργεια απορρόφησης για το πείραμα ήταν 15,44 gr/J και στην προσομοίωση 11,03 gr/J.

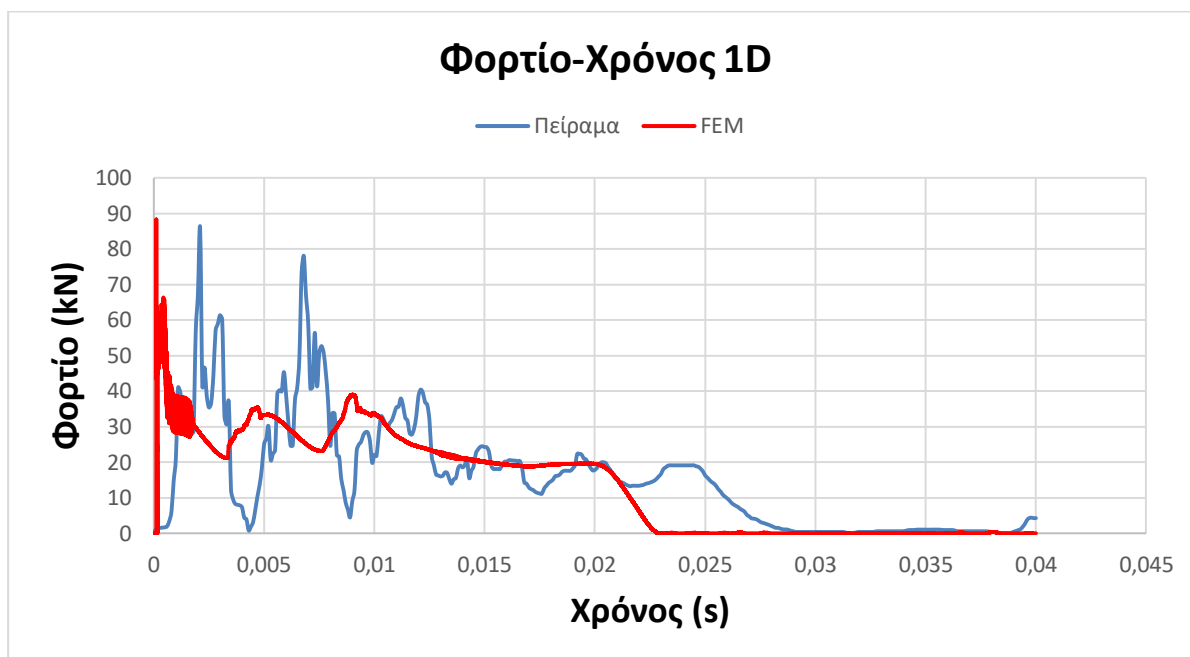
Στο πείραμα και την προσομοίωση δημιουργήθηκαν 3 μη εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 66 mm. Στο πείραμα και αντίστοιχα και στην προσομοίωση ο πρώτος λοβός δημιουργείται στην 2^η οπή στο πάνω μέρος του δοκιμίου. Οι λοβοί της προσομοίωσης λαμβάνουν μεγαλύτερο χώρο στο δοκίμιο σε σύγκριση με το πείραμα. Το φορτίο και κατ' επέκταση η ενέργεια παραμόρφωσης στην προσομοίωση είναι μικρότερη σε κάποια σημεία του διαγράμματος. Αυτό οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου οι οποίες έχουν προκύψει κατά την διαμόρφωση του χάλυβα, από τις συγκολλήσεις και από την δημιουργία των οπών (οι οποίες δεν έγιναν με CNC).



Σχήμα 4.27 Τελικές όψεις δοκιμίου 6S.

4.1.4 Σύγκριση Πειράματος-FEA στη Δυναμική Φόρτιση

Δοκίμιο 1D



Σχήμα 4.28 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 1D.

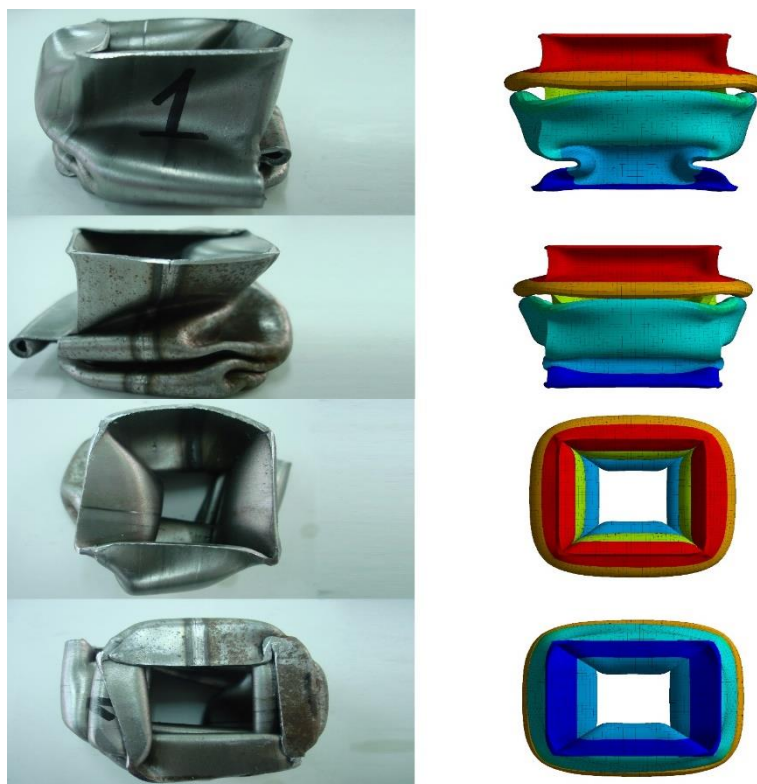
Δοκίμιο 1D	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	135,8	137,91
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	65,6	58,049
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	85,816	88,324
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	21,495	22,815

Πίνακας 4.7 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 1D (Δείκτες Crashworthiness).

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 1D

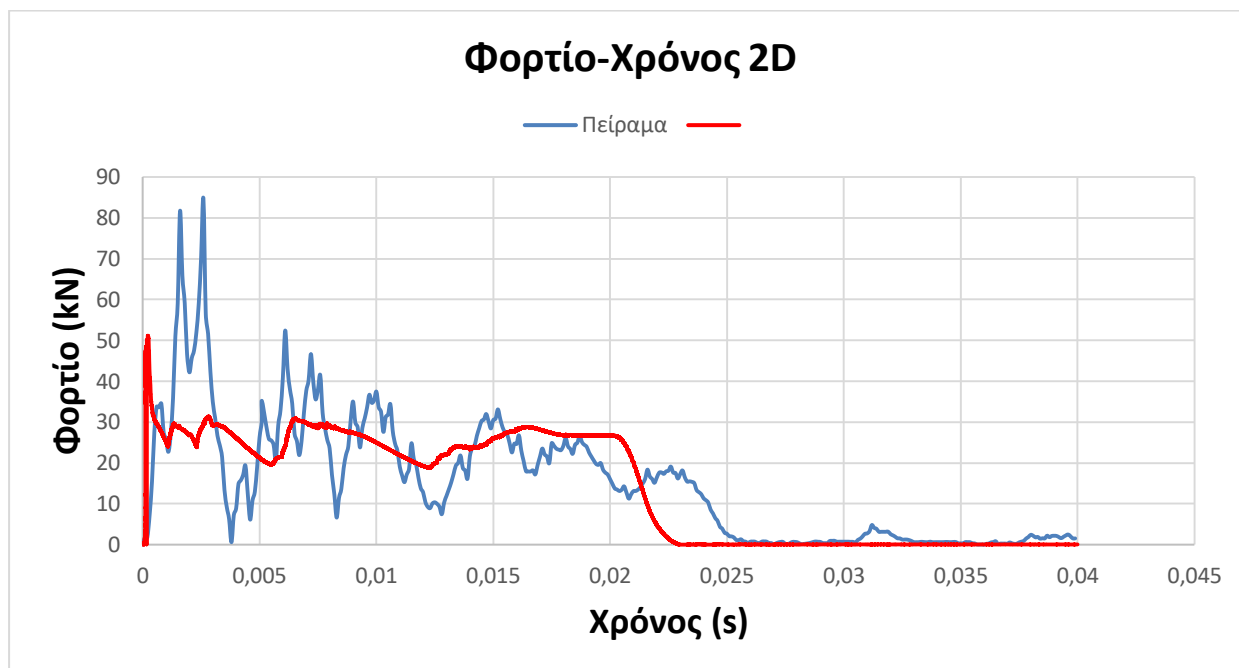
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 135,80 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση είναι 137,91 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 85,816 kN και στην προσομοίωση 88,324 kN. Η μέση δύναμη αντίδρασης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 21,495 kN και στην προσομοίωση 22,815 kN. Τέλος, η μέγιστη βράχυνση S_{max} για το πείραμα ήταν 65,6 mm και για την προσομοίωση 58,049 mm.

Στο πείραμα δημιουργήθηκαν 3 μη-εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 65,6 mm και στην προσομοίωση 3 εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση 58,049 mm. Η προσέγγιση της προσομοίωσης στους δείκτες της μέγιστης βράχυνσης, του μέγιστου και μέσου φορτίου αντίδρασης είναι ικανοποιητική. Οι διαφορές στο τέλος της κατάρρευσης του δοκιμίου ανάμεσα σε προσομοίωση και πείραμα μπορεί να οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου, στα Shell πεπερασμένα στοιχεία και στο γεγονός ότι η καμπύλη σ - ϵ που χρησιμοποιήθηκε δεν ταυτίζεται με την πραγματική αλλά προέκυψε μετά από δοκιμές και καλιμπράρισμα.



Σχήμα 4.29 Τελικές όψεις δοκιμίου 1D.

Δοκίμιο 2D



Σχήμα 4.30 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 2D.

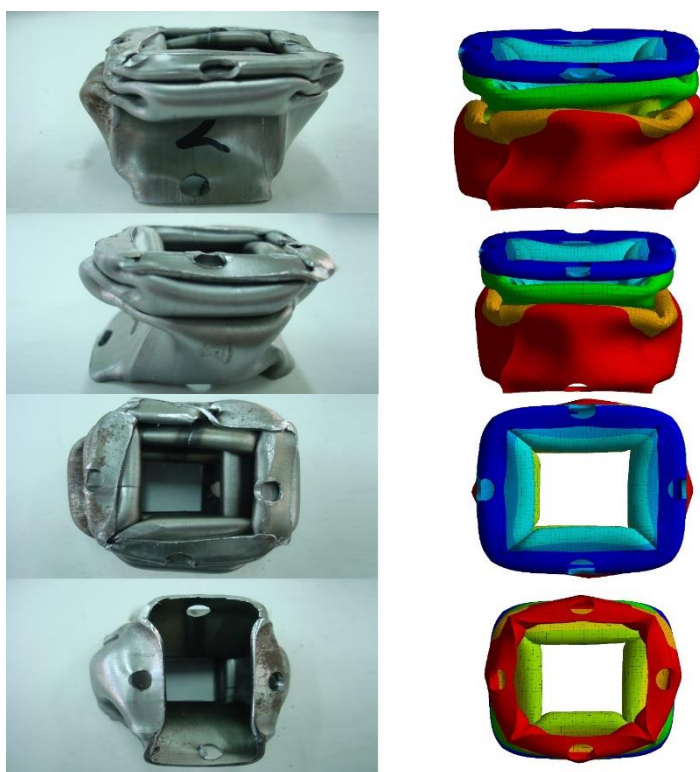
Δοκίμιο 2D	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	133,1	135,78
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	64,1	64,919
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	84,704	51,139
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	23,616	24,196

Πίνακας 4.8 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 2D (Δείκτες Crashworthiness).

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 2D

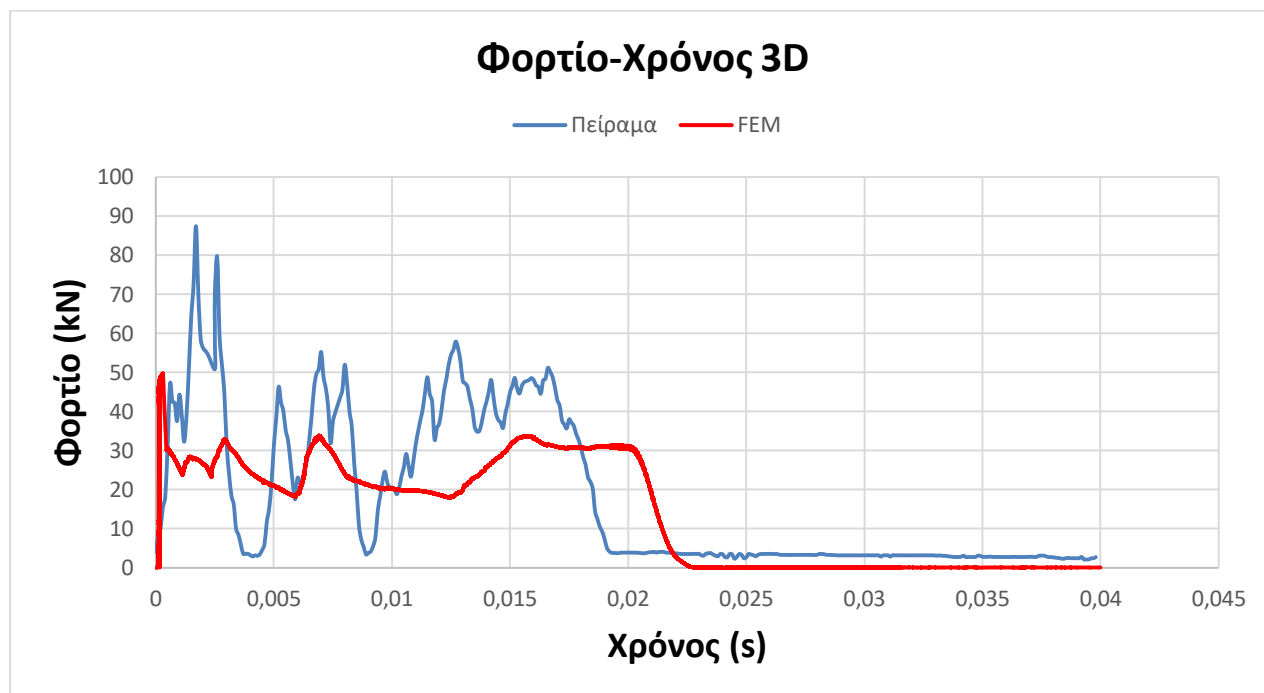
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 133,1 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση είναι 135,78 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 84,704 kN και στην προσομοίωση 51,139 kN. Η μέση δύναμη αντίδρασης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 23,116 kN και στην προσομοίωση 24,196 kN. Τέλος, η μέγιστη βράχυνση S_{max} για το πείραμα ήταν 64,1 mm και για την προσομοίωση 64,919 mm.

Στο πείραμα δημιουργηθήκαν 3 εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 64,1 mm και στην προσομοίωση 3 εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση 64,919 mm. Η προσέγγιση της προσομοίωσης στους δείκτες της μέγιστης βράχυνσης, του μέγιστου και μέσου φορτίου αντίδρασης είναι ικανοποιητική. Οι διαφορές στο τέλος της κατάρρευσης του δοκιμίου ανάμεσα σε προσομοίωση και πείραμα μπορεί να οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου, στα Shell πεπερασμένα στοιχεία και στο γεγονός ότι η καμπύλη σ - ϵ που χρησιμοποιήθηκε δεν ταυτίζεται με την πραγματική αλλά προέκυψε μετά από δοκιμές και καλιμπράρισμα.



Σχήμα 4.31 Τελικές όψεις δοκιμίου 2D.

Δοκίμιο 3D



Σχήμα 4.32 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 3D.

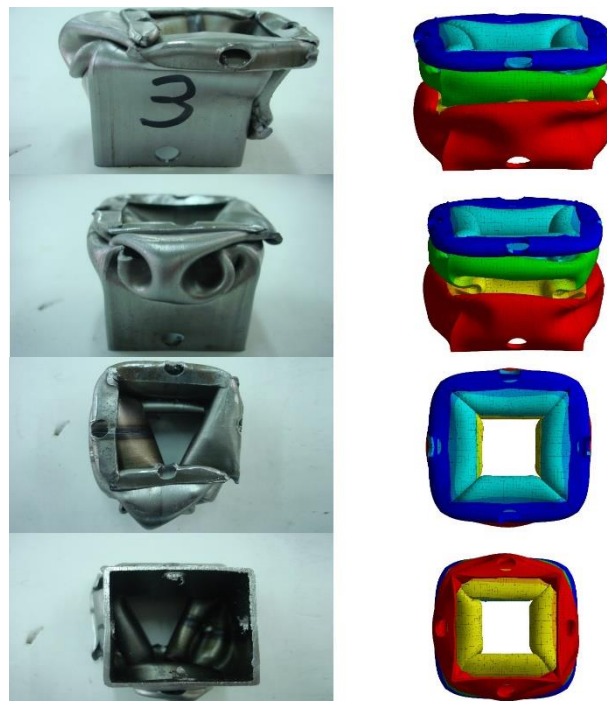
Δοκίμιο 3D	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	132,9	134,71
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	68,8	67,1
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	85,276	49,810
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	31,165	25,050

Πίνακας 4.9 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 3D (Δείκτες Crashworthiness).

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 3D

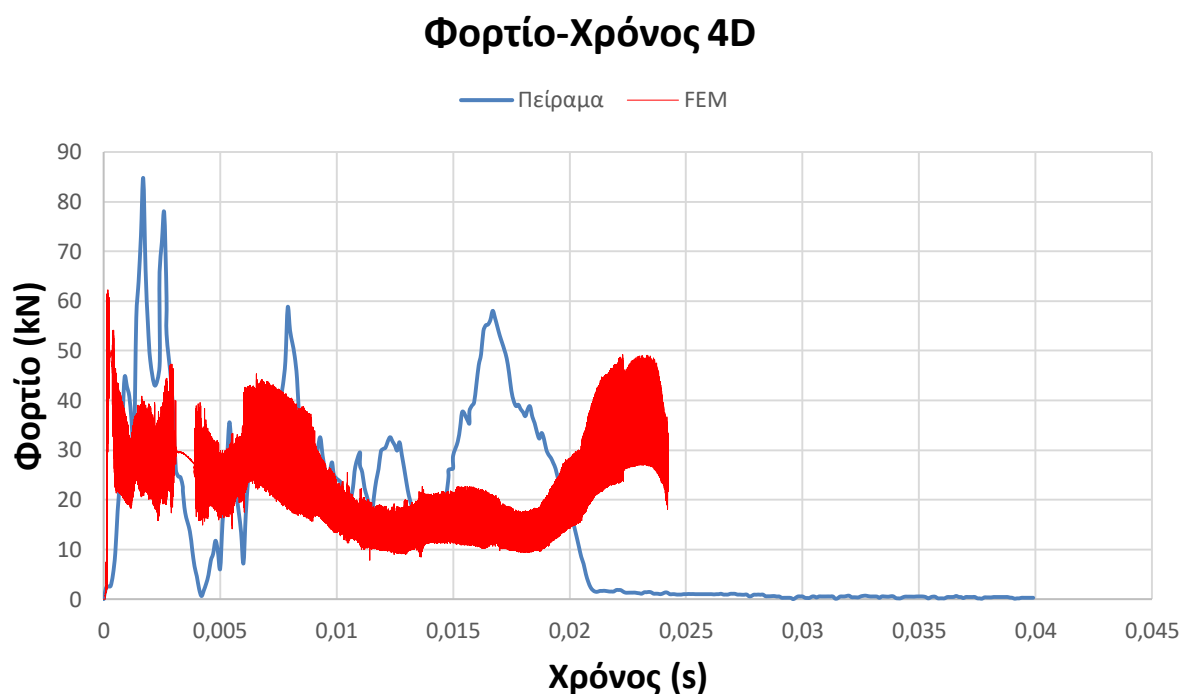
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 132,9 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση είναι 134,71 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 68,8 kN και στην προσομοίωση 67,1 kN. Η μέση δύναμη αντίδρασης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 31,165 kN και στην προσομοίωση 25,050 kN. Τέλος, η μέγιστη βράχυνση S_{max} για το πείραμα ήταν 68,8 mm και για την προσομοίωση 67,1 mm.

Στο πείραμα δημιουργήθηκαν ένας εκατοστός λοβός και 2 μη συμμετρικοί και μη εκατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 68,8 mm και στην προσομοίωση 4 εκατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση 67,1 mm. Η προσέγγιση της προσομοίωσης στους δείκτες της μέγιστης βράχυνσης, του μέγιστου και μέσου φορτίου αντίδρασης είναι ικανοποιητική. Οι διαφορές στο τέλος της κατάρρευσης του δοκιμίου ανάμεσα σε προσομοίωση και πείραμα μπορεί να οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου, στα Shell πεπερασμένα στοιχεία και στο γεγονός ότι η καμπύλη σ - ϵ που χρησιμοποιήθηκε δεν ταυτίζεται με την πραγματική αλλά προέκυψε μετά από δοκιμές και καλιμπράρισμα.



Σχήμα 4.33 Τελικές όψεις δοκιμίου 3D.

Δοκίμιο 4D



Σχήμα 4.34 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 4D.

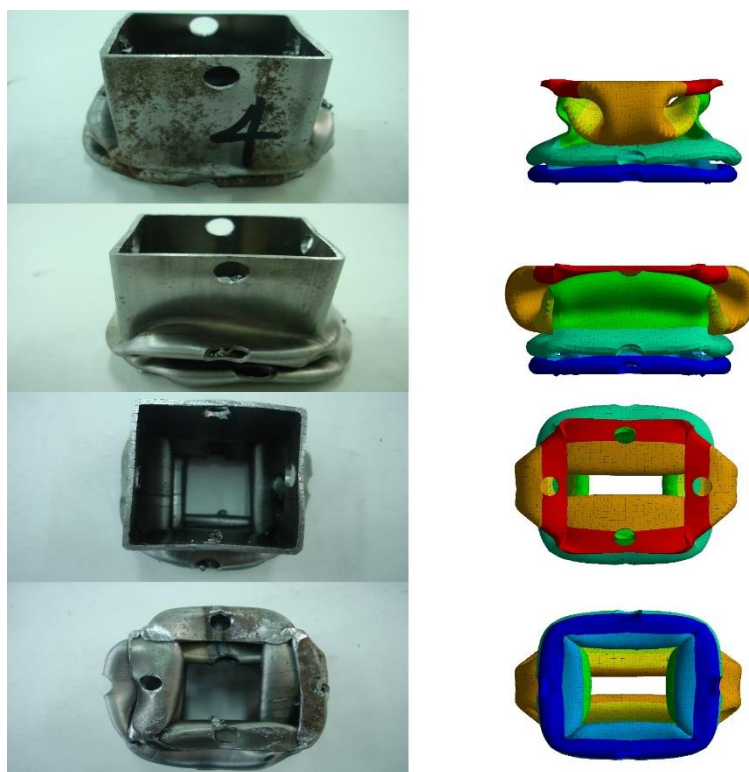
Δοκίμιο 4D	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	131,6	133,65
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	60,7	73,225
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	84,709	62,216
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	30,298	21,948

Πίνακας 4.10 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 4D (Δείκτες Crashworthiness).

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 4D

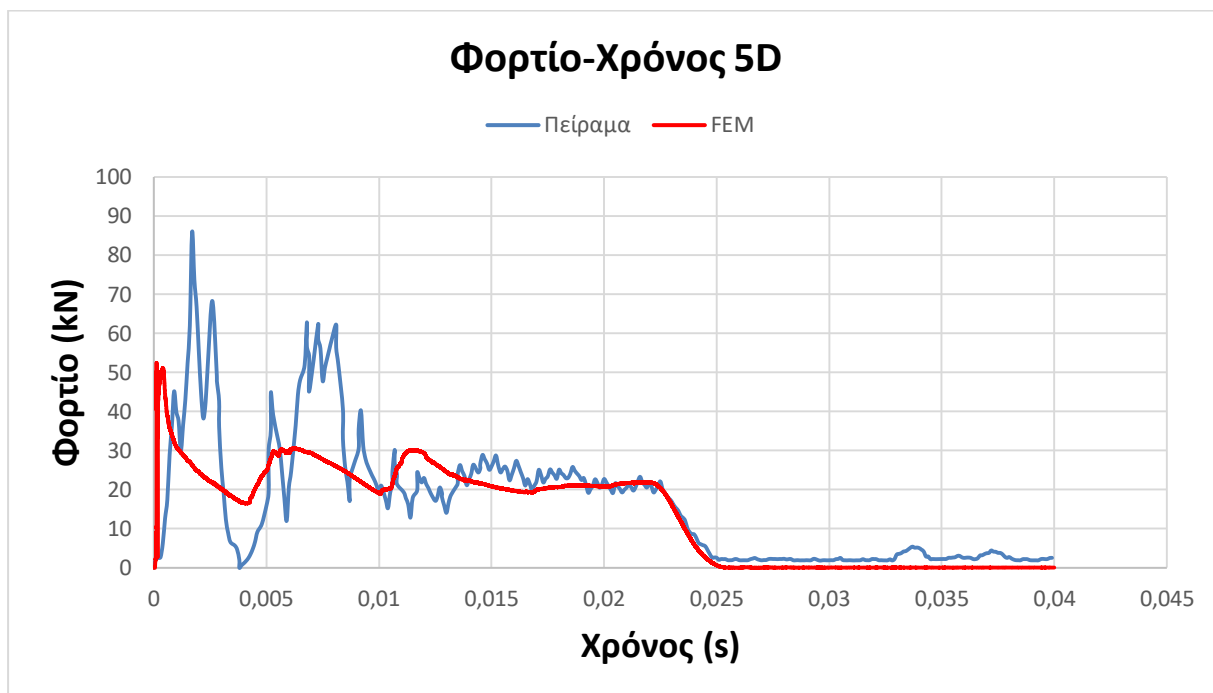
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 131,6 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση είναι 133,65 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 84,709 kN και στην προσομοίωση 62,216 kN. Η μέση δύναμη αντίδρασης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 30,928 kN και στην προσομοίωση 21,948 kN. Τέλος, η μέγιστη βράχυνση S_{max} για το πείραμα ήταν 60,7 mm και για την προσομοίωση 73,225 mm.

Στο πείραμα δημιουργήθηκαν ένας εκατοστός λοβός και 3 μη συμμετρικοί και μη εκατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 60,7 mm και στην προσομοίωση 2 μη εκατοί και 3 εκατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση 73,225 mm. Η προσέγγιση της προσομοίωσης στους δείκτες της μέγιστης βράχυνσης, του μέγιστου και μέσου φορτίου αντίδρασης είναι ικανοποιητική. Οι διαφορές στο τέλος της κατάρρευσης του δοκιμίου ανάμεσα σε προσομοίωση και πείραμα μπορεί να οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου, στα Shell πεπερασμένα στοιχεία και στο γεγονός ότι η καμπύλη σ - ϵ που χρησιμοποιήθηκε δεν ταυτίζεται με την πραγματική αλλά προέκυψε μετά από δοκιμές και καλιμπράρισμα.



Σχήμα 4.35 Τελικές όψεις δοκιμίου 4D.

Δοκίμιο 5D



Σχήμα 4.36 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 5D.

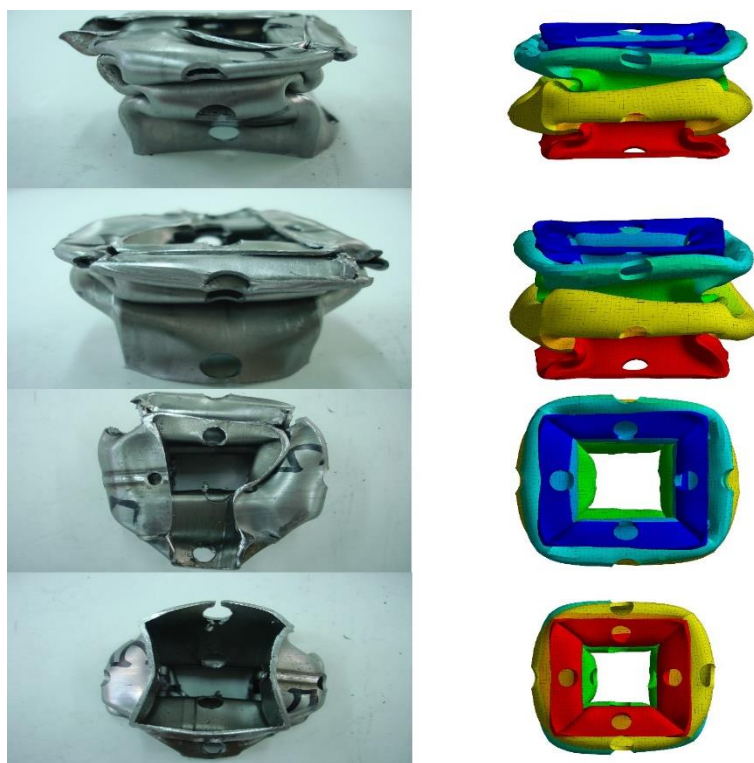
Δοκίμιο 5D	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	129	132,58
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	65,4	67,66
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	85,855	52,449
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	25,289	21,756

Πίνακας 4.11 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 5D (Δείκτες Crashworthiness).

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 5D

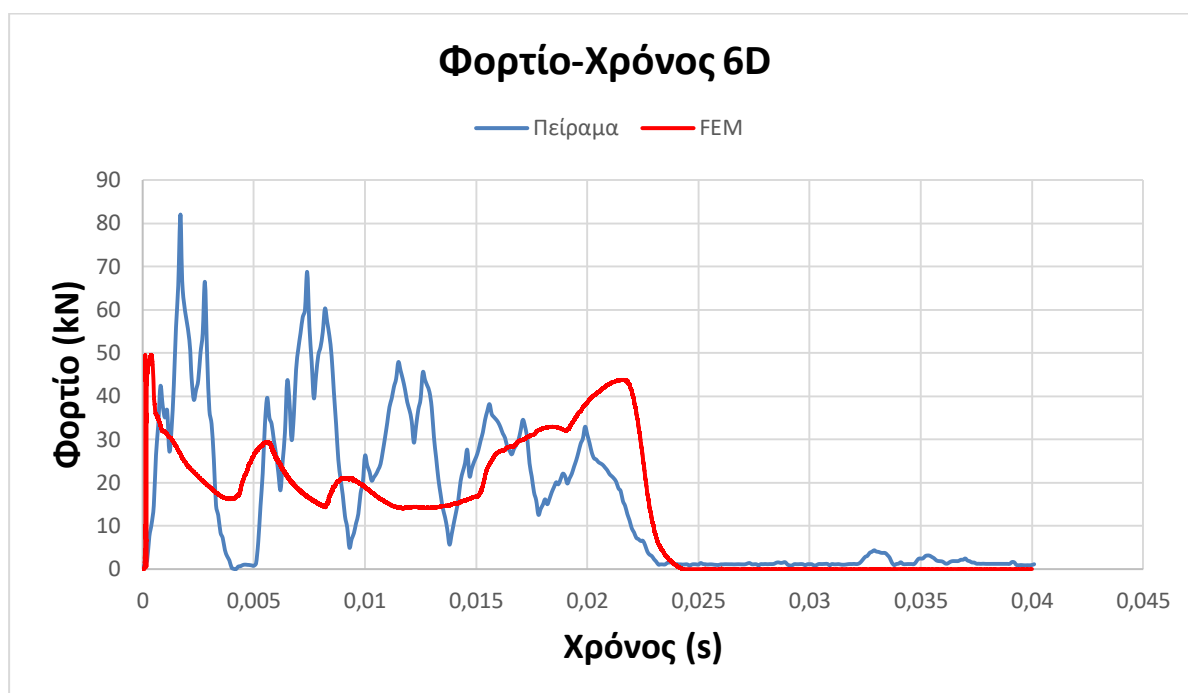
Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 129 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση είναι 132,58 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 85,855 kN και στην προσομοίωση 52,449 kN. Η μέση δύναμη αντίδρασης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 25,289 kN και στην προσομοίωση 21,756 kN. Τέλος, η μέγιστη βράχυνση S_{max} για το πείραμα ήταν 65,4 mm και για την προσομοίωση 67,66 mm.

Στο πείραμα δημιουργήθηκαν 2 μη εκτατοί και 2 εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 65,4 mm και στην προσομοίωση 2 μη εκτατοί και 2 εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση 67,66 mm. Η προσέγγιση της προσομοίωσης στους δείκτες της μέγιστης βράχυνσης, του μέγιστου και μέσου φορτίου αντίδρασης είναι ικανοποιητική. Οι διαφορές στο τέλος της κατάρρευσης του δοκιμίου ανάμεσα σε προσομοίωση και πείραμα μπορεί να οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου, στα Shell πεπερασμένα στοιχεία και στο γεγονός ότι η καμπύλη σ - ϵ που χρησιμοποιήθηκε δεν ταυτίζεται με την πραγματική αλλά προέκυψε μετά από δοκιμές και καλιμπράρισμα.



Σχήμα 4.37 Τελικές όψεις δοκιμίου 5D.

Δοκίμιο 6D



Σχήμα 4.38 Διάγραμμα Φορτίου-Χρόνου δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 6D.

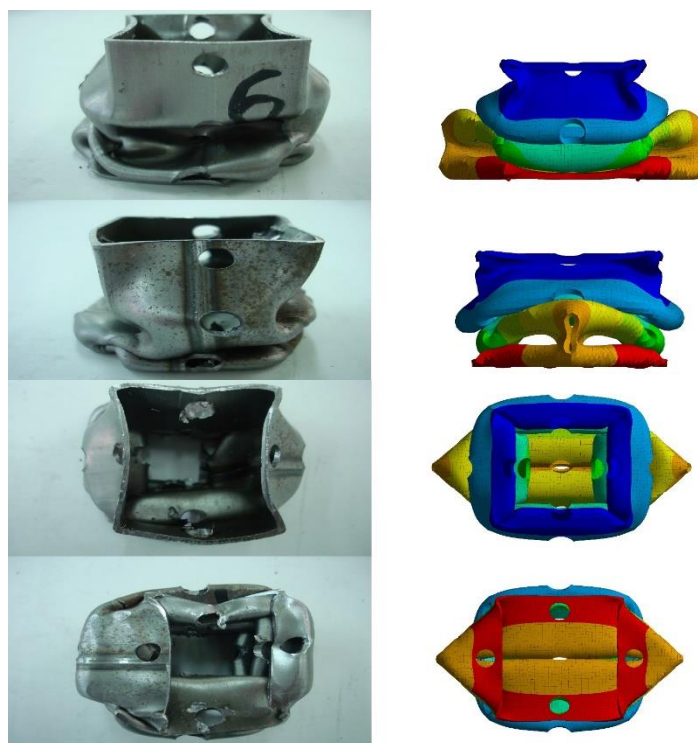
Δοκίμιο 6D	Πείραμα	Προσομοίωση
Ύψος Δοκιμίου (mm)	100	100
Μάζα (gr)	129,5	131,52
Μέγιστη Βράχυνση S_{max} (mm)	62,2	76,321
Μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} (kN)	82,021	49,580
Μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} (kN)	24,447	22,200

Πίνακας 4.12 Αποτελέσματα του πειράματος και της προσομοίωσης δυναμικής φόρτισης για το δοκίμιο 6D (Δείκτες Crashworthiness).

Παρατηρήσεις Δοκιμίου 6D

Η μάζα του δοκιμίου στο πείραμα μετρήθηκε 129,5 gr και η μάζα του δοκιμίου στην προσομοίωση είναι 131,52 gr. Η διαφορά τους οφείλεται σε γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου. Η μέγιστη δύναμη αντίδρασης (P_{max}) στο πείραμα μετρήθηκε 82,021 kN και στην προσομοίωση 49,580 kN. Η μέση δύναμη αντίδρασης του δοκιμίου στο πείραμα ήταν 24,447 kN και στην προσομοίωση 22,200 kN. Τέλος, η μέγιστη βράχυνση S_{max} για το πείραμα ήταν 62,2 mm και για την προσομοίωση 76,321 mm.

Στο πείραμα δημιουργηθήκαν 4 μη εκτατοί και μη συμμετρικοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση των 62,2 mm και στην προσομοίωση ένας εκτατός λοβός και 4 μη εκτατοί λοβοί μέχρι την μέγιστη βράχυνση 76,321 mm. Η προσέγγιση της προσομοίωσης στους δείκτες της μέγιστης βράχυνσης, του μέγιστου και μέσου φορτίου αντίδρασης είναι ικανοποιητική. Οι διαφορές στο τέλος της κατάρρευσης του δοκιμίου ανάμεσα σε προσομοίωση και πείραμα μπορεί να οφείλεται στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου, στα Shell πεπερασμένα στοιχεία και στο γεγονός ότι η καμπύλη σ - ϵ που χρησιμοποιήθηκε δεν ταυτίζεται με την πραγματική αλλά προέκυψε μετά από δοκιμές και καλιμπράρισμα.



Σχήμα 4.39 Τελικές όψεις δοκιμίου 6D.

5 Συμπεράσματα

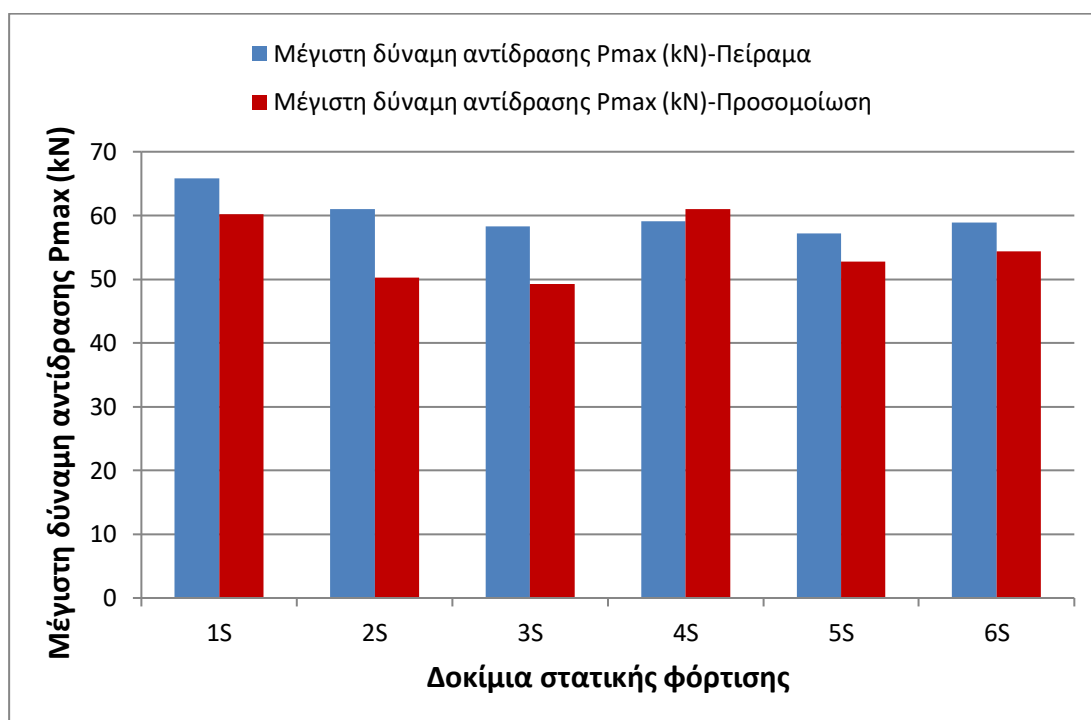
Στην παρούσα μεταπτυχιακή εργασία μελετήθηκαν αριθμητικά και πειραματικά σωλήνες λεπτού τοιχώματος χάλυβα τετραγωνικής διατομής υπό στατική και δυναμική φόρτιση. Στα προηγούμενα κεφάλαια παρουσιάστηκαν τα έξι διαφορετικά δοκίμια από χάλυβα τα οποία είχαν αυξανόμενο αριθμό κυκλικών οπών, καθώς και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη στατική και δυναμική φόρτιση σε αυτά. Τα αποτελέσματα αυτών εμπεριείχαν δείκτες Crashworthiness, την προοδευτική κατάρρευση και τις τελικές όψεις κάθε δοκιμίου για την στατική φόρτιση. Για την δυναμική φόρτιση παρουσιάστηκαν οι δείκτες της μέγιστης βράχυνσης, του μέγιστου και μέσου φορτίου αντίδρασης καθώς και τελικές όψεις κάθε δοκιμίου.

Συνολικά η προσέγγιση της προσομοιώσεων στην σταδιακή κατάρρευση των δοκιμίων υπό στατική φόρτιση κρίνεται ικανοποιητική συγκριτικά με τα πειράματα. Με την διαφορά ότι στις προσομοιώσεις παρατηρείται πιο ομαλή και πιο συμμετρική κατάρρευση σε σύγκριση με τα πειράματα. Οι δείκτες Crashworthiness στις προσομοιώσεις ήταν μικρότεροι σε μέγεθος συγκριτικά με τα πειράματα στα περισσότερα δοκίμια. Τα παραπάνω οφείλονται σε μεγάλο βαθμό στις γεωμετρικές ατέλειες του δοκιμίου οι οποίες έχουν προκύψει κατά την διαμόρφωση του χάλυβα και από την ύπαρξη συγκολλήσεων. Επίσης, στο γεγονός ότι τα Shell πεπερασμένα στοιχεία της προσομοίωσης μειώνουν την πυκνότητα παραμόρφωσης έχοντας μικρότερο μέρος παραμορφωμένο στο δοκίμιο άρα και μικρότερη ενέργεια απορρόφησης. Γενικά, το δοκίμιο 4s είχε την μικρότερη απόκλιση στους δείκτες Crashworthiness ανάμεσα σε προσομοίωση και πείραμα. Αυτό εξηγείται από την μεγαλύτερη πυκνότητα παραμόρφωσης που έχει υποστεί το μοντέλο της προσομοίωσης.

Η μέγιστη δύναμη P_{max} είναι η μέγιστη δύναμη αντίδρασης που παράγεται από τη δομή ενός συστήματος απορρόφησης ενέργειας. Η συγκεκριμένη δύναμη πρέπει να οριοθετείτε κάτω από μια τιμή και σε ιδανική περίπτωση είναι ακριβώς κάτω από ένα όριο και να παραμείνει σχεδόν σταθερή κατά τη διάρκεια της απορρόφησης ενέργειας ώστε να είναι ομαλή η μετάβαση στην πλαστική περιοχή των συστημάτων απορρόφησης ενέργειας. Τα αποτελέσματα των πειραμάτων και της προσομοίωσης όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα έδειξαν ότι η μικρότερη μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} αντιστοιχεί στο δοκίμιο 3S και στο δοκίμιο 5S. Η μικρότερη τιμή των στατικών πειραματικών δοκιμών αντιστοιχεί στο δοκίμιο 5S στα 57,181 kN και η μικρότερη τιμή των προσομοιώσεων στο δοκίμιο 3S στα 58,26 kN.

Η μεγαλύτερη μέγιστη δύναμη αντίδρασης διακρίνεται στο πείραμα υπό στατική φόρτιση του δοκιμίου 1S στα 65,79 kN η οποία αντιστοιχεί στην προσομοίωση στα 60,176 kN.

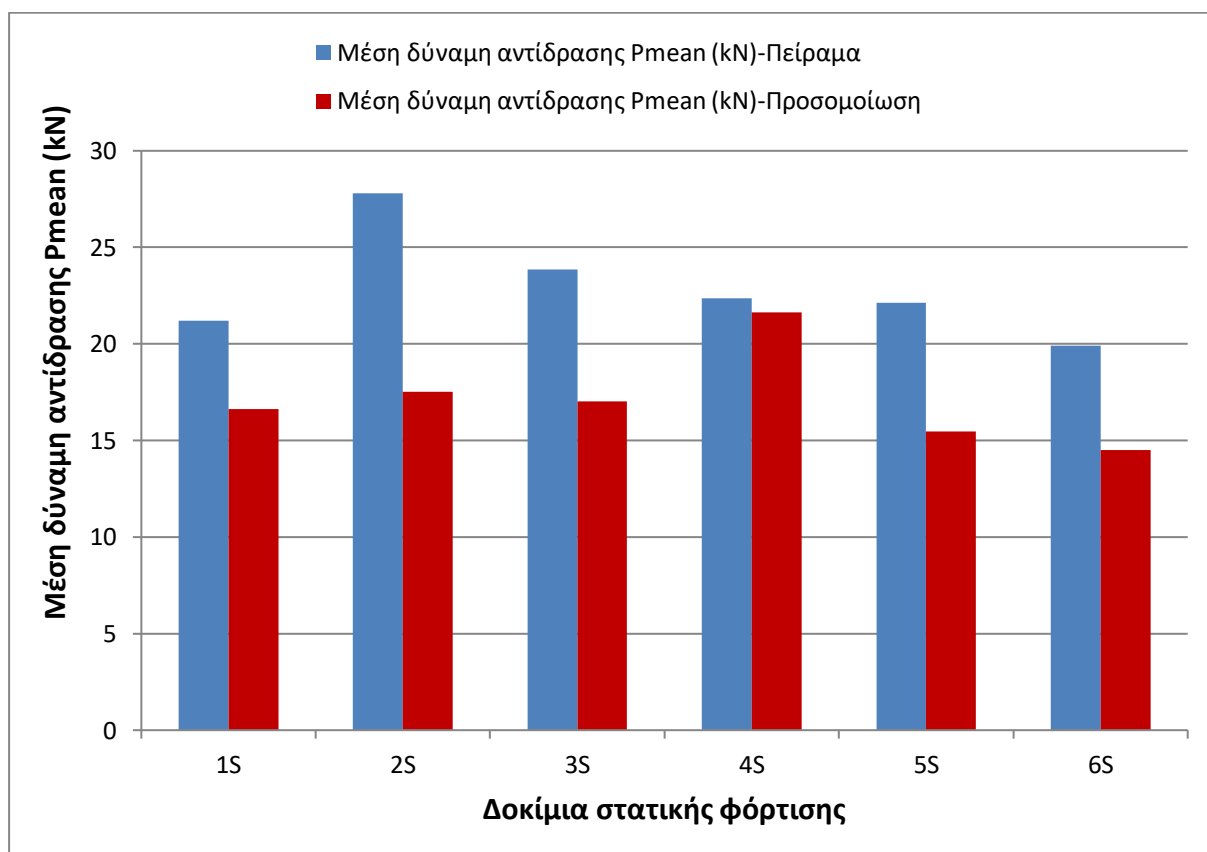
Γενικότερα, παρατηρείται μείωση της μέγιστης δύναμης αντίδρασης στα πειράματα και προσομοίωση με την ύπαρξη των κυκλικών οπών. Αυτό έχει ως συμπέρασμα ότι οι κυκλικές οπές επιτυγχάνουν τον σκοπό τους σε αυτό το δείκτη Crashworthiness, το οποίο το επιβεβαιώνει και η βιβλιογραφία.



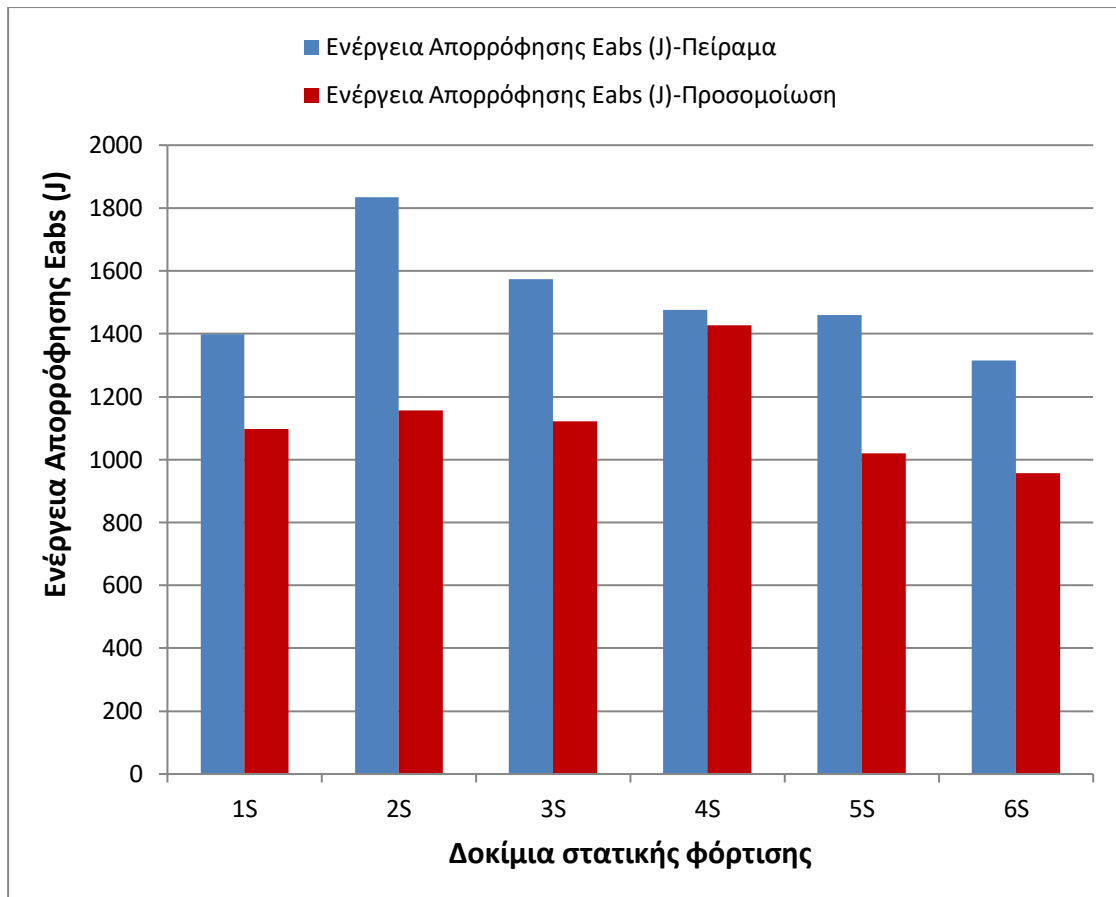
Σχήμα 5.1 Διάγραμμα μέγιστης δύναμης αντίδρασης Pmax στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης

Η Υψηλή τιμή του μέσου φορτίου, αντιστοιχεί σε μεγάλη ικανότητα απορρόφησης ενέργειας για δεδομένη παραμόρφωση. Είναι ένα μέγεθος το οποίο είναι ανάλογο με την παραμόρφωση και την ενέργεια παραμόρφωσης, η οποία εκφράζει την συνολική ενέργεια που απορροφήθηκε από τη δομή του συστήματος απορρόφησης ενέργειας μέσω πλαστικής παραμόρφωσης σε συνθήκες πρόσκρουσης. Οι κατασκευές λεπτού τοιχώματος χρησιμοποιούνται σε μεγάλο βαθμό διότι είναι ικανές να απορροφούν την ενέργεια παραμόρφωσης και να την μετατρέπουν σε πλαστική παραμόρφωση.

Η μεγαλύτερη μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} και αντίστοιχα η μεγαλύτερη ενέργεια απορρόφησης παρουσιάστηκε στη πειραματική δοκιμή του δοκιμίου 2S με την μέση ενέργεια παραμόρφωσης να είναι 1834,12 J. Η μικρότερη τιμή της μέσης ενέργειας παραμόρφωσης των πειραματικών δοκιμών υπό στατική φόρτιση παρουσιάστηκε στο δοκίμιο 6S με 1314,84 J το οποίο δεν είχε καθόλου οπές. Η μικρότερη τιμή της μέσης ενέργειας παραμόρφωσης στα μοντέλα της προσομοίωσης εμφανίστηκε και στα μοντέλα προσομοίωσης στο δοκίμιο 6S με 957,41 J. Ενώ η μεγαλύτερη τιμή στο δοκίμιο 4S στα 1427,05 J. Παρατηρείται ότι η μέση ενέργεια παραμόρφωσης στα πειράματα και προσομοίωση είναι μεγαλύτερη με την ύπαρξη των κυκλικών οπών μέχρι και το δοκίμιο 5S. Αυτό έχει ως συμπέρασμα ότι η αύξηση των κυκλικών οπών δρουν θετικά αυξάνοντας την μέση ενέργεια παραμόρφωσης αλλά μέχρι ένα συγκεκριμένο όριο.

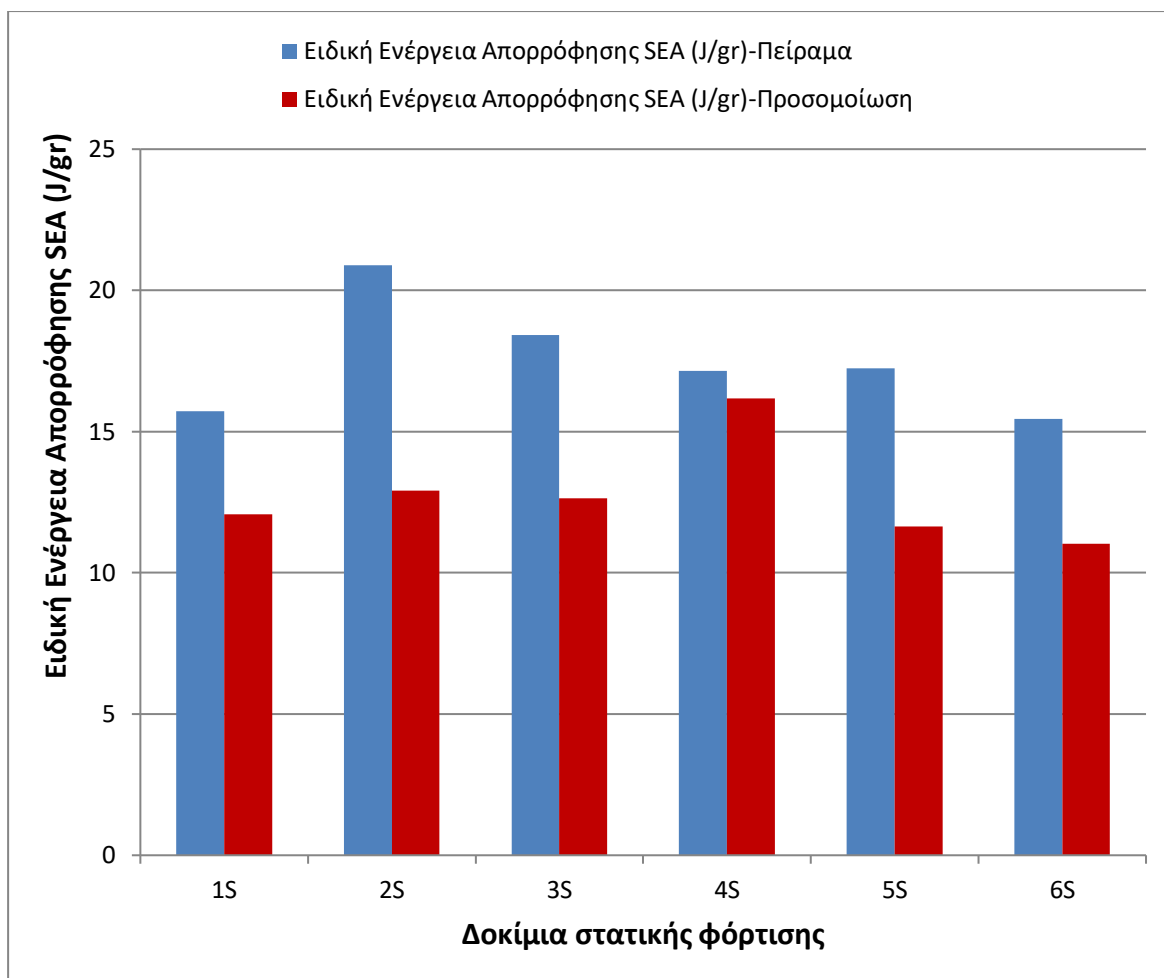


Σχήμα 5.2 Διάγραμμα μέσης δύναμης αντίδρασης P_{mean} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης



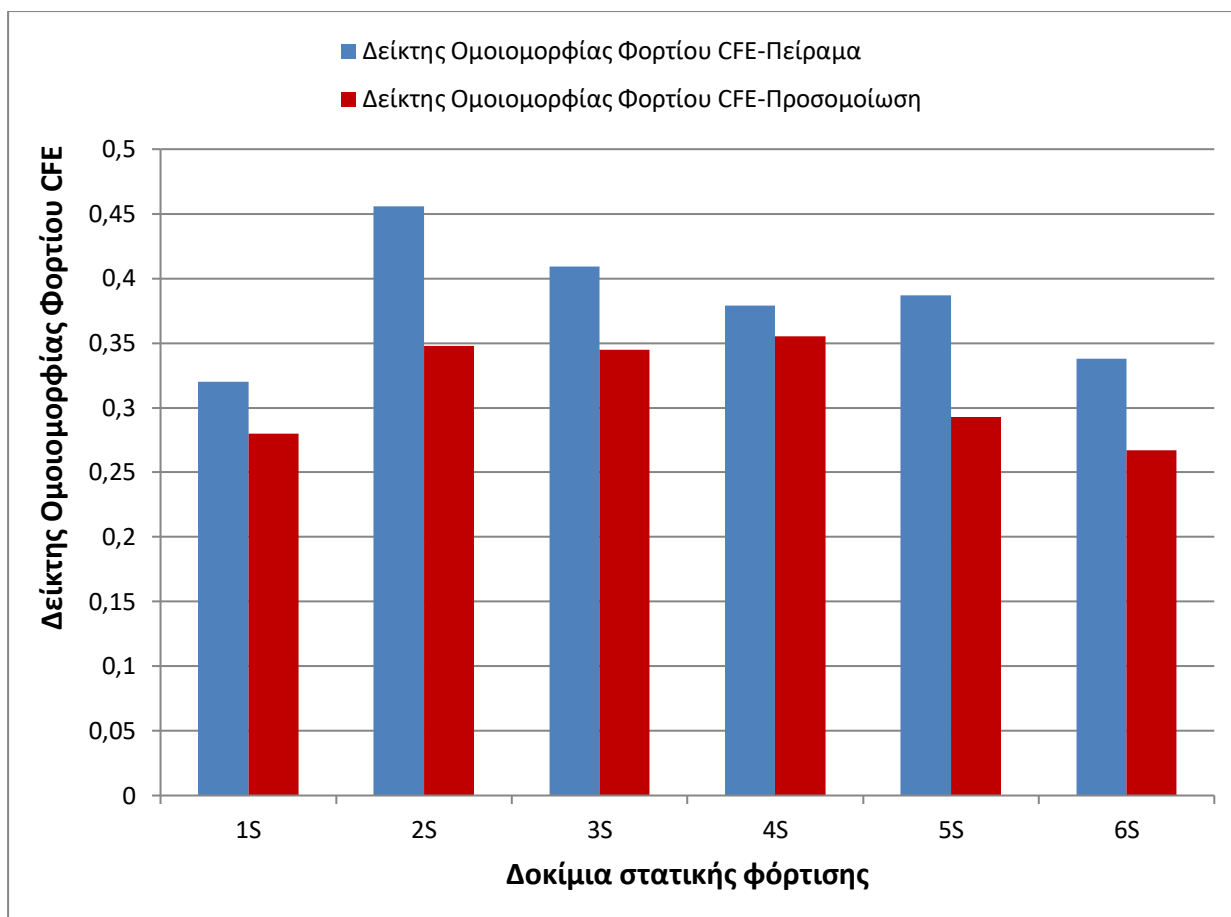
Σχήμα 5.3 Διάγραμμα ενέργειας απορρόφησης Eabs στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης

Ο δείκτης Specific Energy Absorption (S.E.A) είναι ένας από τους οποίους μπορεί να μελετήσει την ενέργεια απορρόφησης ενέργειας. Όταν οι τιμές του S.E.A είναι μεγάλες σημαίνει ότι ένα δομικό στοιχείο μπορεί να απορροφήσει περισσότερη ενέργεια με λιγότερο βάρος. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα των πειραμάτων και των προσομοιώσεων την μεγαλύτερη ειδική ενέργεια απορρόφησης έχει το δοκίμιο 2S με 20,88 J/gr στις πειραματικές δοκιμές και στα μοντέλα προσομοίωσης το δοκίμιο 4S με 16,18 J/gr. Την μικρότερη ειδική ενέργεια απορρόφησης στις πειραματικές δοκιμές καταλαμβάνει το δοκίμιο 6S με 15,44 J/gr. Αντίστοιχα και στην προσομοίωση καταλαμβάνει το δοκίμιο 6S με 11,03 J/gr. Με την ύπαρξη των κυκλικών οπών υπάρχει αφαίρεση υλικού οπότε αυτόματα αυτός ο δείκτης Crashworthiness ευνοεί τα δοκίμια με τις οπές.



Σχήμα 5.4 Διάγραμμα ειδικής ενέργειας απορρόφησης SEA στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης

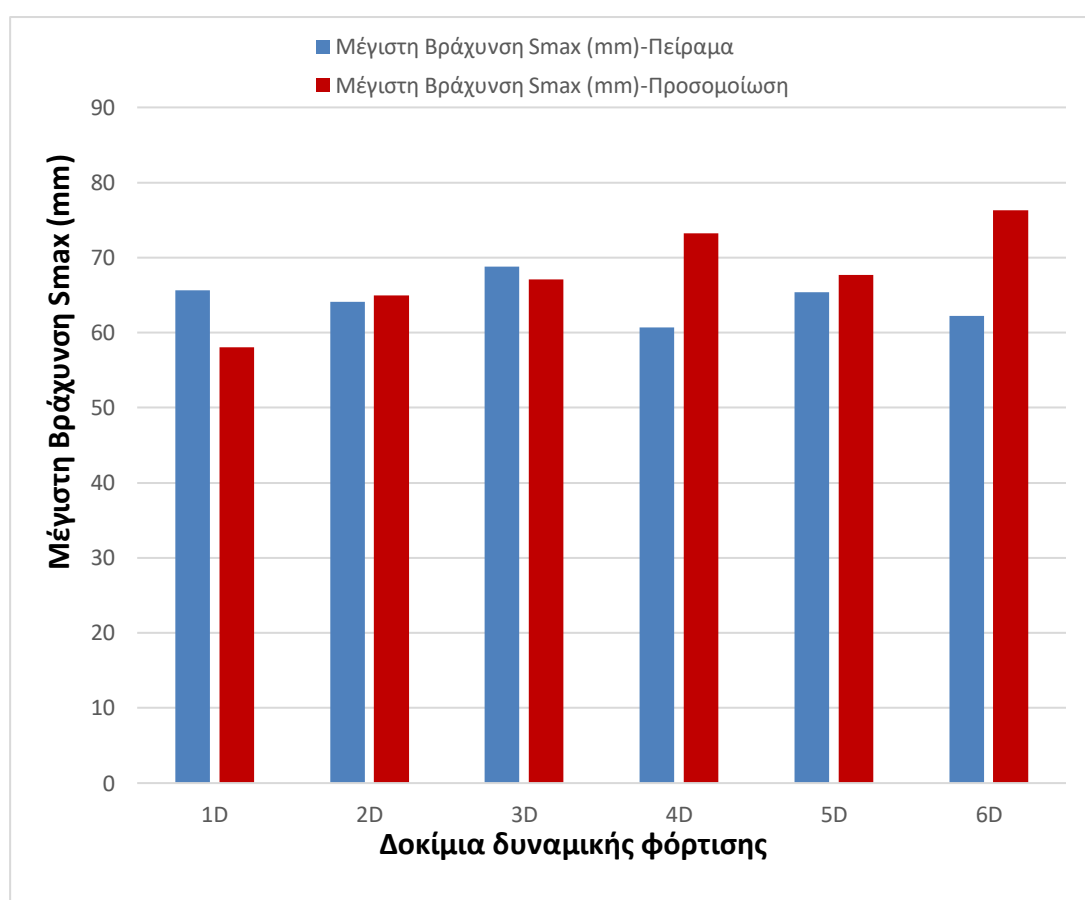
Ένας άλλος δείκτης που χρησιμοποιείται συχνά για την αξιολόγηση των μηχανισμών trigger και γενικότερα στα συστήματα απορρόφησης ενέργειας είναι ο Crush Force Efficiency (CFE). Σκοπός αυτού του δείκτη είναι να μεγιστοποιείται και αυτό μπορεί να συμβεί μειώνοντας το μέγιστο φορτίο. Στην περίπτωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας με την ύπαρξη των κυκλικών οπών ο μεγαλύτερος δείκτης ομοιομορφίας φορτίου στα πειράματα εμφανίζεται στο δοκίμιο 2S με τιμή 0,456 και στα μοντέλα προσομοίωσης στο δοκίμιο 3S με τιμή 0,355. Αντίθετα, ο μικρότερος δείκτης ομοιομορφίας φορτίου στα πειράματα εμφανίζεται στο δοκίμιο 1S με τιμή 0,32 και στις προσομοιώσεις στο δοκίμιο 6S με τιμή 0,267.



Σχήμα 5.5 Λιάγραμμα δείκτη ομοιομορφίας φορτίου CFE στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση στατικής φόρτισης

Όσον αφορά τα πειράματα και προσομοιώσεις με δυναμικό φορτίο, παρατηρήθηκαν περισσότερες μορφολογικές διαφορές μεταξύ τους στο τέλος της κατάρρευσης τους συγκριτικά με εκείνες με το στατικό φορτίο. Αυτό όπως έχει αναφερθεί και στο προηγούμενο κεφάλαιο πέρα από τις γεωμετρικές ατέλειες των δοκιμών η οποία φαίνεται ακόμα και στην διαφορά του βάρους των δοκιμών ανάμεσα σε πείραμα και προσομοίωση, μπορεί να οφείλεται και στην καμπύλη σ-ε που χρησιμοποιήθηκε μετά από δοκιμές και το καλιμπράρισμα. Όμως οι δείκτες της μέγιστης βράχυνσης, του μέγιστου και μέσου φορτίου αντίδρασης συγκλίνουν αρκετά μεταξύ τους ανάμεσα στα πειράματα και τις προσομοιώσεις.

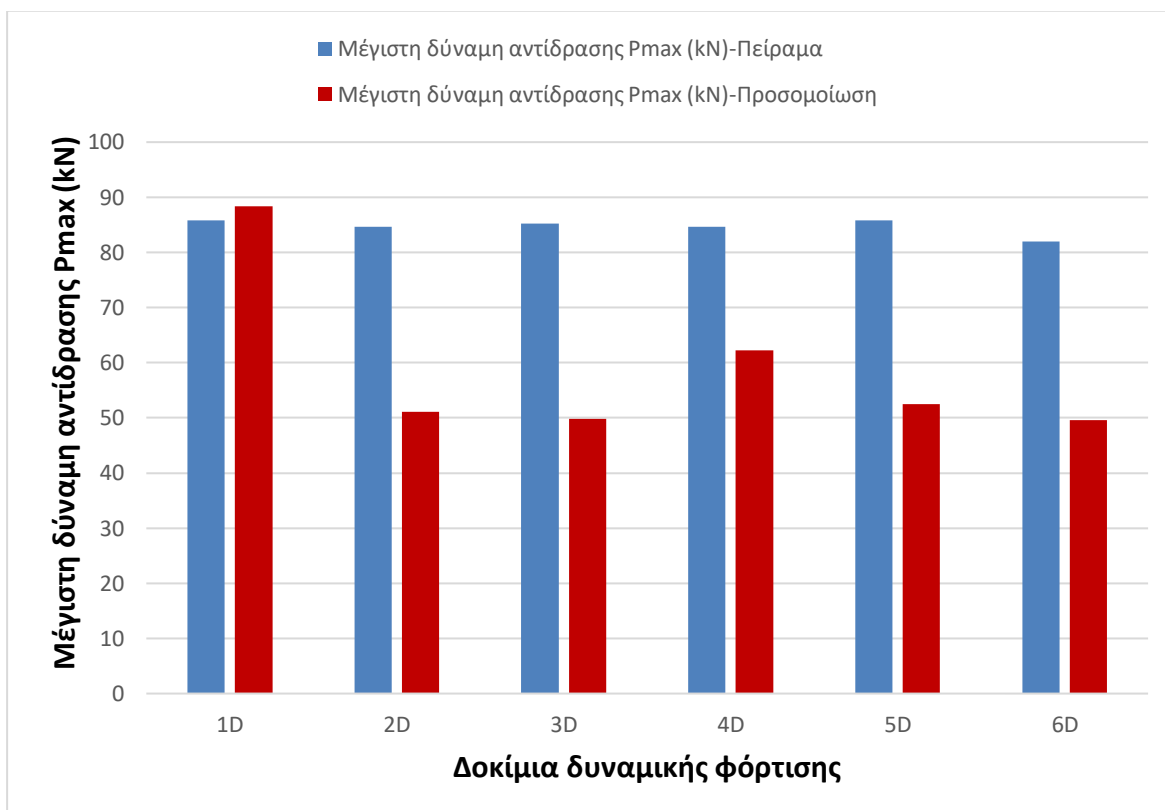
Συνολικά, το δοκίμιο 1D είχε την μικρότερη απόκλιση στους παραπάνω δείκτες ανάμεσα σε προσομοίωση και πείραμα. Έχοντας πολύ κοντινά αποτελέσματα και στους τρεις. Τις μικρότερες αποκλίσεις ανάμεσα σε πείραμα και προσομοίωση στην μέγιστη βράχυνση είχαν τα δοκίμια 2D και 3D που είχαν διαφορές κάτω του ενός χιλιοστού. Την μεγαλύτερη μέγιστη βράχυνση S_{max} στις πειραματικές δοκιμές καταλαμβάνει το δοκίμιο 3D με 68,8 mm. Αντίθετα, μεγαλύτερη μέγιστη βράχυνση S_{max} στις προσομοιώσεις καταλαμβάνει το δοκίμιο 6D με 76,321 mm το οποίο παρουσιάζει και την μεγαλύτερη απόκλιση. Την μικρότερη μέγιστη βράχυνση S_{max} στις πειραματικές δοκιμές καταλαμβάνει το δοκίμιο 4D με 60,7 mm. Στις προσομοιώσεις την μικρότερη μέγιστη βράχυνση S_{max} έχει το δοκίμιο 1D με 58,049 mm.



Σχήμα 5.6 Διάγραμμα μέγιστης βράχυνσης S_{max} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση δυναμικής φόρτισης

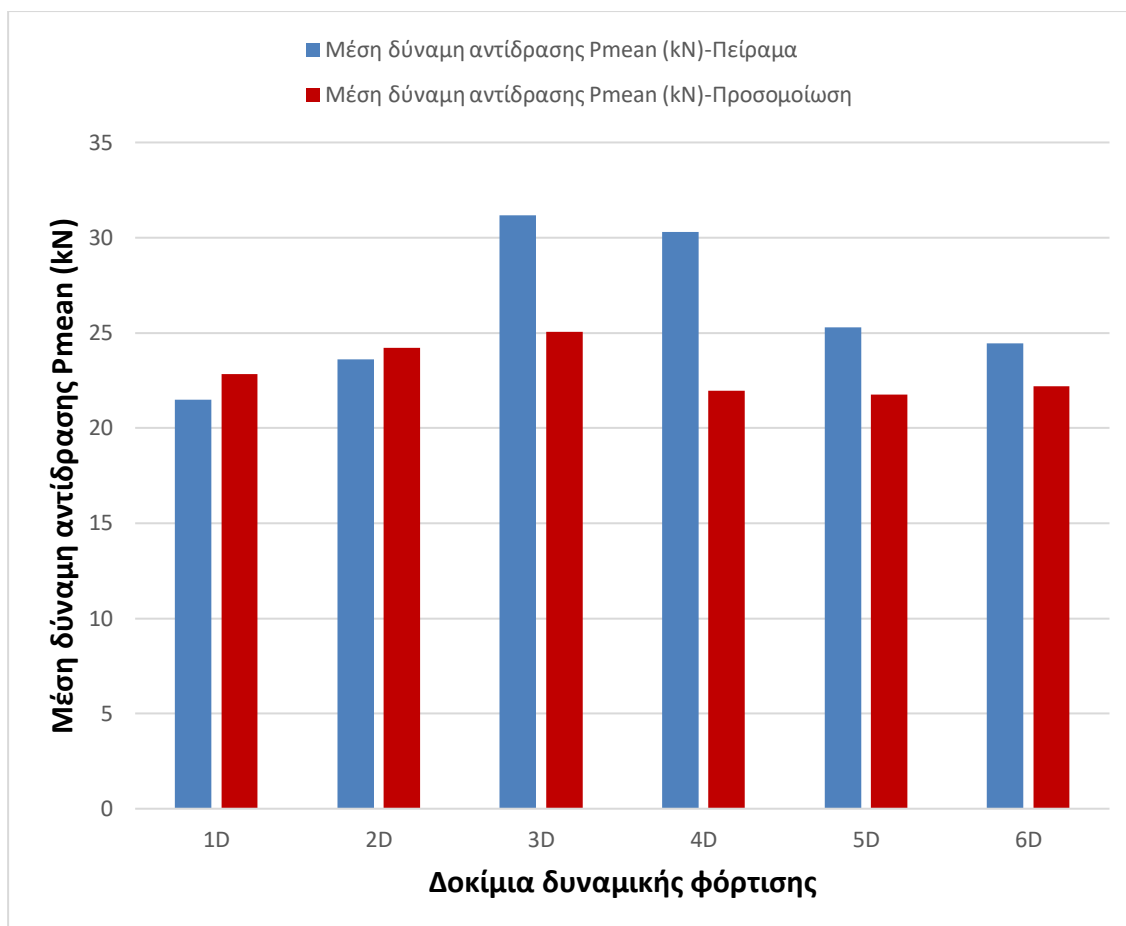
Για την μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} την μικρότερη απόκλιση ανάμεσα σε πείραμα και προσομοίωση είχε το δοκίμιο 1D. Την μεγαλύτερη μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} στα πειράματα είχε το δοκίμιο 5D με 85,855 kN και την μικρότερη μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} είχε το δοκίμιο 6D με 82,021 kN. Είναι ευδιάκριτο ότι τα δοκίμια στην πειραματική διαδικασία είχαν μικρές διαφορές μεταξύ τους σε αυτόν τον δείκτη.

Στις προσομοιώσεις, την μεγαλύτερη μέγιστη δύναμη αντίδρασης P_{max} είχε το δοκίμιο 1D με 88,324 kN και την μικρότερη την είχε το δοκίμιο 6D με 49,580 kN. Οι συγκεντρωτικές πληροφορίες για αυτόν τον δείκτη φαίνονται και στο παρακάτω διάγραμμα.



Σχήμα 5.7 Διάγραμμα μέγιστης δύναμης αντίδρασης P_{max} στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση δυναμικής φόρτισης

Για την μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} την μικρότερη απόκλιση ανάμεσα σε πείραμα και προσομοίωση είχε το δοκίμιο 1D και 2D. Την μεγαλύτερη μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} στα πειράματα είχε το δοκίμιο 3D στα 31,165 kN και την μικρότερη μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} είχε το δοκίμιο 1D στα 21,495 kN. Στις προσομοιώσεις, την μεγαλύτερη μέση δύναμη αντίδρασης P_{mean} είχε και εδώ το δοκίμιο 3D με 25,050 kN και την μικρότερη την είχε το δοκίμιο 5D με 21,756 kN. Οι συγκεντρωτικές πληροφορίες για την μέση δύναμη αντίδρασης των δοκιμίων υπό δυναμική φόρτιση στα πειράματα και τις προσομοιώσεις φαίνονται και στο παρακάτω διάγραμμα.



Σχήμα 5.8 Διάγραμμα μέσης δύναμης αντίδρασης Pmean στα δοκίμια σε πείραμα και προσομοίωση δυναμικής φόρτισης

Στις προσομοιώσεις μπορεί να ληφθούν πολλές και διαφορετικές μετρήσεις σε μέρη του δοκιμίου που στις πραγματικές συνθήκες δεν υπάρχει η δυνατότητα να ενσωματωθεί κάποιος αισθητήρας αλλά και στην περίπτωση που το κόστος κάποιου αισθητήρα είναι πολύ μεγάλο.

Συμπερασματικά, μέσω της προσομοίωσης η οποία στην παρούσα μεταπτυχιακή εργασία έγινε από το πρόγραμμα Ansys Explicit μπορεί να ληφθεί μια ικανοποιητική προσέγγιση του τρόπου κατάρρευσης των δοκιμίων και της κατανομής του φορτίου σε αυτά. Τα αποτελέσματα των πειραμάτων και των προσομοιώσεων έδειξαν ότι οι κυκλικές οπές δρουν θετικά ως ένα βαθμό στους σωλήνες λεπτού τοιχώματος τετραγωνικής διατομής από χάλυβα, ελέγχοντας την κατάρρευση και βελτιώνοντας την αντοχή τους στον τομέα του Crashworthiness.

Παρακάτω παρατίθενται κάποιες ιδέες και επιπλέον εργαλεία από διαφορετικά πεδία εφαρμογών όπου θα μπορούσαν να πραγματοποιηθούν και να ενσωματωθούν σε μελλοντικές εργασίες, βελτιώνοντας την παρούσα μεταπτυχιακή εργασία και άλλες εφαρμογές γενικότερα στον τομέα του Crashworthiness:

- Πυκνότερα πλέγματα στις προσομοιώσεις για μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα στις προσομοιώσεις. Λόγω υπολογιστικού κόστους υπάρχει ανάγκη καλύτερου Hardware για να μπορεί να υποστηρίξει την ανάλυση ο εκάστοτε υπολογιστής.
- Επιλογή διαφορετικού τύπου πεπερασμένων στοιχείων και σύγκριση μεταξύ τους.
- Αρτιότερα δοκίμια στην πειραματική διαδικασία με λιγότερες γεωμετρικές ατέλειες.
- Χρήση επιταχυνσιόμετρου και κάμερας υψηλής ακρίβειας στις πειραματικές διαδικασίες υπό δυναμικό φορτίο.
- Εφαρμογή συνδυασμών μηχανισμών triggering με τους ίδιους τρόπους φόρτισης και με διαφορετικές ταχύτητες πρόσκρουσης στις δυναμικές φορτίσεις.
- Εφαρμογή νευρωνικών δικτύων για τον έλεγχο και την επεξεργασία περισσότερων παραμέτρων σε μεγάλο αριθμό δοκιμών. Τέτοιοι παράμετροι μπορεί να είναι διαφορετικοί μηχανισμοί trigger, διαφορετική γεωμετρία των δοκιμών, διαφορετικό υλικό και διαφορετική πυκνότητα στο πλέγμα της προσομοίωσης.
- Εφαρμογή topology optimization στις προσομοιώσεις για την βελτιστοποίηση της γεωμετρίας (στην περίπτωση της παρούσας εργασίας αλλαγή θέσης, αριθμού και μέγεθος των οπών) και την εξαγωγή καλύτερων αποτελεσμάτων ανάλογα την εφαρμογή και το πεδίο ενδιαφέροντος.

Βιβλιογραφία

- [1] Lu, G. and Yu, T.X., “Energy Absorption of Structures and Materials,” Woodhead Publishing Ltd and CRC Press LLC, Cambridge England, 2003.
- [2] Elmarakbi, A., “Advanced Composite Materials for Automotive Applications-Structural Integrity and Crashworthiness,” John Wiley & Sons, Ltd, United Kingdom, 2014.
- [3] Yannis, G., Papadimitriou, E. and Folla. K., “Effect of GDP changes on road traffic fatalities,” Safety Science, vol.63, 2014, pp. 42-49.
- [4] <https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-eurostat-news/-/EDN-20171119-1>
- [5] Abrate, S., “Impact Engineering of Composite Structures-CISM Courses and Lectures, vol.526,” SpringerWienNewYork, Udine Italy, 2011.
- [6] Insurance Institute for Highway Safety (IIHS), “Moderate Overlap Frontal Crashworthiness Evaluation Guidelines for Rating Injury Measures,” September, 2014.
- [7] Lakshmana Rao, C., Narayanamurthy, V. and Simha, K. R. Y., “Applied impact mechanics,” John Wiley & Sons, Ltd, United Kingdom, 2016.
- [8] Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Demosthenous G.A. and Ioannidis, M.B., “Crashworthiness of Composite Thin-walled Structural Components,” Taylor & Francis Routledge, U.S.A, 1998.
- [9] Chen, D., “Crush Mechanics of Thin-Walled Tubes,” Taylor & Francis Group, LLC, U.S.A, 2016.
- [10] Jones, N. and Wierzbicki, T., “Structural Crashworthiness And Failure,” Taylor & Francis Group, U.S.A, 2010.
- [11] Du Bois, P. et al. “Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection,” American Iron and Steel Institute (AIS), U.S.A, 2004.
- [12] Κωστάζος, Π., “Συστήματα Απορρόφησης Ενέργειας: Ανάλυση Κατασκευών Λεπτού Πάχους Από Σύνθετα Υλικά,” Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π, Ελλάδα, 2011.
- [13] Abramowicz W., and Jones N., “Dynamic axial crushing of circular tubes,” International Journal of Impact Engineering, 1984, pp. 263-281.
- [14] Abramowicz, W., and Jones, N., “Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes,” International Journal of Impact Engineering, 1986, pp. 243-270.
- [15] W. Abramowicz, “Thin-walled structures as impact energy absorbers,” Thin-Walled Structures, Vol. 41, No. 2, 2003, pp. 91-107.
- [16] Alexander, J.M., “An Approximate Analysis of the Collapse of Thin Cylindrical Shells under Axial Loading,” The Quarterly J. Mech. Appl. Math., Vol.13, 1960, pp. 10-15.
- [17] Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Ioannidis, M.B., Kostazos, P.K., and Hassiotis, G., “Finite Element Simulation of the Axial Collapse of Thin-Wall Square Frusta,” International Journal of Crashworthiness, 2001, Vol. 6, pp. 155-164.
- [18] Zhang, X., Cheng, G., You, Z., and Zhang, H., “Energy absorption of axially compressed thin-walled square tubes with patterns. Thin-Walled Structures,” 2007, pp. 737–746.

- [19] Mohamed Sheriff, N., Gupta, N. K., Velmurugan, R., & Shanmugapriyan, N., “Optimization of thin conical frusta for impact energy absorption. Thin-Walled Structures,” 2008, pp. 653–666.
- [20] Pirmohammad, Sadjad & Saravani, Soheil, “Crashworthiness Performance of Stiffened Foam-filled Tapered Structures under Axial and Oblique Dynamic Loads,” Latin American Journal of Solids and Structures, Vol.15, 2018.
- [21] Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Spentzas, K.N., Ioannidis, M.B., Koutroubakis, S., Kostazos, P.K., “The effect of the implementation of circular holes as crush initiators to the crushing characteristics of mild steel square tubes: experimental and numerical simulation,” International Journal of Crashworthiness, 14:5, 2009, pp. 489-501.
- [22] Chiu, Yuen-Sheng & Jenq, Syh-Tsang, “Crushing behavior of metallic thin-wall tubes with triggering mechanisms due to quasi-static axial compression,” Journal of the Chinese Institute of Engineers, Vol. 37, 2014.
- [23] Khalid, Karam & Al-Qrimli, Haidar, “Examine bi-metallic rectangular thin walled tube under different trigger mechanisms,” Advanced Materials Science, Vol.1, 2016, pp. 4-8.
- [24] Baaskaharan, N., Ponappa, K. and Shanar, S., “Quasi-Static Crushing and Energy Absorption Characteristics of Thin-Walled Cylinders with Geometric Discontinuities of Various Aspect Ratios,” Lat. Am. j. solids struct. vol.14 no.9 Rio de Janeiro, Sept. 2017.
- [25] Kotelko M., Ferdynus M., “Tubular Thin-Walled Energy Absorbing Structures with Triggers-Recent Advances,” Ro. J. Techn. Sci. – Appl. Mechanics, Vol. 63, 2018, pp.221-237.
- [26] Hamza, K. and Saitou, K., “Design optimization of vehicle structures for crashworthiness using equivalent mechanism approximations,” Journal of Mechanical Design, 127(3), 2004, pp. 485–492.
- [27] W. Johnson and A.G. Mamalis, “Crashworthiness of Vehicles,” Mechanical Engineering Publications, London, 1978.
- [28] Leglatin, N., Blundell, M.N. and Blount, G.N., “The simulation of pedestrian impact with a combined multibody finite elements system model,” Journal of Engineering Design, Vol.17, 2007, pp. 463-477.
- [29] C. Qingwu and W. Altenhof, “Experimental investigations on the crush behaviour of AA6061-T6 aluminum square tubes with different types of through-hole discontinuities,” Thin Walled Structures, Vol.44, 2006, pp. 441–454.
- [30] C.A. Krauss and D.H. Laananen, “A parametric study of crush initiators for a thin walled tube,” International Journal of Vehicle Design, 1994, pp. 385–401.
- [31] Estrada, Q., Szwedowicz, D., Baltazar, M., Cortes, C., Majewski, T., & Estrada, C.A., “The performance of energy absorption in structural profiles with different discontinuities,” International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 84, pp. 1081-1094.
- [32] Tai, Y.S., Huang, M.Y., Hu, H.T., “Axial compression and energy absorption characteristics of high strength thin walled cylinders under impact load,” International Journal of Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Vol.53, pp. 1-8.
- [33] W.J. Witteman, “Improved Vehicle Crashworthiness Design by Control of the Energy Absorption for Different Collision Situations,” Doctoral dissertation, Eindhoven University of Technology, Netherlands, 1999.