

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea
in Ingegneria Meccanica



Sviluppo di collegamenti snap-fit metallici ricavati su tubolari mediante taglio laser

Relatori: Prof. Mario GUAGLIANO
Prof. Barbara PREVITALI

Tesi di Laurea di:
Marco COLOMBO Matr. 819956
Nicola BORLIN Matr. 819585

Anno Accademico 2014 – 2015

“Kill the boy and let the man be born.”

Maester Aemon

(Game of Thrones)

“Marco Polo descrive un ponte, pietra per pietra.

- Ma qual è la pietra che sostiene il ponte? - chiede Kublai Kan.

- Il ponte non è sostenuto da questa o da quella pietra, - risponde Marco - ma dalla linea dell'arco che esse formano.

Kublai Kan rimase silenzioso, riflettendo. Poi soggiunse: - Perché mi parli delle pietre? È solo dell'arco che mi importa.

Polo risponde: - Senza pietre non c'è arco.”

Marco Polo

(Italo Calvino, Città invisibili)

Indice Generale

Indice delle Figure	VII
Indice delle Tabelle	XIV
Elenco dei simboli utilizzati nel testo	XVI
Sommario	1
Introduzione	5
1. Stato dell'arte dei collegamenti meccanici	8
1.1. Le logiche DFMA e DFD	8
1.2. Metodologie di assemblaggio tra elementi metallici	10
1.2.1. Unioni saldate	11
1.2.1.1. Saldatura con elettrodo rivestito	12
1.2.1.2. Saldatura MIG/MAG	13
1.2.1.3. Saldatura TIG	14
1.2.1.4. Saldatura con fascio laser.....	15
1.2.1.5. Unioni brasate	16
1.2.2. Unioni meccaniche chiodate e bullonate	17
1.2.2.1. Unioni chiodate	17
1.2.2.2. Unioni bullonate	18
1.2.3. Unioni meccaniche per forzamento	19
1.2.4. Incollaggio ed unioni adesive	20
1.2.5. Sistemi di connessione integrati a scatto	21
1.3. Introduzione al taglio laser	23
1.4. Il contesto	24
1.4.1. Campi applicativi delle tecniche di unione	25
1.4.1.1. Applicazione in ambito Automotive	28
1.4.1.2. Applicazione in ambito Elettronico	29
1.4.1.3. Applicazione in ambito Edile	30
1.4.1.4. Applicazione in ambito Fieristico	31
1.4.1.5. Applicazione in ambito Furniture	32

1.4.2. Criticità nell'applicazione dei collegamenti snap-fit tradizionali nella componentistica d'arredo	33
2. Criteri di progettazione per le unioni integrate a scatto	35
2.1. Introduzione e definizione dei collegamenti di tipo snap-fit	35
2.2. Metodi di progettazione – Geometrie tradizionali	37
2.3. Metodi di progettazione – Criteri per la scelta del collegamento a scatto adeguato	38
2.4. Metodi di progettazione – Valutazione preliminare	41
2.5. Metodi di progettazione – Requisiti chiave	42
2.6. Procedura standard per il progetto di snap-fit	47
2.6.1. Determinazione della massima forza di assemblaggio	54
2.6.2. Determinazione della massima forza di disassemblaggio	58
2.7. Introduzione e definizione degli snap-fit metallici	60
2.7.1. Esempio di dimensionamento di uno snap-fit metallico con geometria tradizionale	62
3. Obiettivo del lavoro	71
4. Il caso di studio	73
4.1. Le giunzioni standard tra tubolari utilizzati nell'ambito dell'accessoristica per la casa	73
4.2. Descrizione dei giunti attualmente in uso	73
4.2.1. Collegamenti a sé stanti	73
4.2.2. Collegamenti funzionali alla messa in dima	76
4.3. Possibilità di intervento sulle metodologie di collegamento attualmente in uso	77

5. Le soluzioni progettuali proposte	80
5.1. Applicazione alla tipologia di giunto a T	82
5.1.1. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Trap Lock	86
5.1.2. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a fessura	90
5.1.3. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a sbalzo	91
5.2. Applicazione per giunto funzionale al “Taglio-piega”	93
5.2.1. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock	96
5.2.2. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock spurio	98
5.2.3. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Cantilever Beam	99
5.2.4. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Incastro e Trap Lock	101
5.2.5. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Incastro e Cantilever Beam	102
5.3. Applicazione alla tipologia di giunto testa a testa	104
5.3.1. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Cantilever Beam	108
5.3.2. Dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Trap Lock	111
6. Realizzazione e verifica sperimentale dei collegamenti a scatto progettati	114
6.1. Realizzazione e taglio dei collegamenti a scatto	114
6.2. Lavorazione e verifica sperimentale degli snap-fit elaborati	115
6.2.1. Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock	118
6.2.2. Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Cantilever Beam	122
6.2.3. Nota sui prototipi per la tecnica del “Taglio-piega”	124
6.2.4. Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a sbalzo	125
6.2.5. Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a fessura	127
6.2.6. Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Trap Lock	128
6.2.7. Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Cantilever Beam	131

6.2.8. Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Trap Lock	133
6.2.9. Nota sui prototipi per il giunto di testa	134
6.3. Tempi richiesti per la lavorazione dei prototipi	135
7. Analisi FEM	138
7.1. Introduzione e scelta dei parametri per l'analisi ad elementi finiti	138
7.2. Applicazione per giunto a T	140
7.2.1. Dispositivo di bloccaggio snap-fit: Trap Lock_v4	140
7.2.2. Dispositivo di bloccaggio snap-fit: Trap Lock_v5	144
7.2.3. Dispositivo di bloccaggio snap-fit: Sede a sbalzo_v3	148
7.3. Applicazione per giunto funzionale al "Taglio-piega"	153
7.3.1. Dispositivo di bloccaggio snap-fit: Trap Lock_v7	153
7.4. Confronto critico delle forze di assemblaggio richieste	158
8. Prove di tenuta	161
8.1. Prova e verifica dei collegamenti a scatto in acciaio	161
8.1.1. Introduzione alle prove monoassiali di trazione	161
8.1.2. Prova di trazione sui collegamenti a scatto progettati	164
8.1.3. Materiale e strumentazione	165
8.2. Svolgimento della prova di trazione	176
8.2.1. Test sui collegamenti per giunto a T	176
8.2.2. Test sul collegamento per giunto funzionale alla tecnica del "Taglio- piega"	185
8.3. Esposizione dei risultati e valutazione critica	188
9. Valutazioni economiche secondo l'approccio Boothroyd	190
9.1. Descrizione dell'approccio di Boothroyd al DFMA	190
9.2. Confronto tra l'efficienza di collegamenti tradizionali e soluzioni snap-fit innovative	197

9.2.1. Sistemi di collegamento per giunti ad L	198
9.2.1.1. Stato dell'Arte dei collegamenti per la tecnica del "Taglio-piega"	198
9.2.1.2. Incastri finalizzati alla messa in dima per la saldatura	199
9.2.1.3. Snap-fit elaborati funzionali alla tecnica del "Taglio-piega": Trap lock_v7	200
9.2.2. Commento critico ai risultati ottenuti per il giunto ad L	201
9.2.3. Sistemi di collegamento per giunti a T	202
9.2.3.1. Incastri fissi con alette	202
9.2.3.2. Incastri amovibili	203
9.2.3.3. Snap-fit elaborati: Sede a sbalzo_v3, Trap lock_v4, Trap lock_v5	204
9.2.4. Commento critico ai risultati ottenuti per il giunto a T	206
10. Conclusioni e sviluppi futuri	208
10.1. Conclusioni	208
10.2. Sviluppi ed indagini future	210
Appendice A	213
Appendice B	224
Ringraziamenti	233
Bibliografia	235

Indice delle Figure

Figura 1.1 - Esempio di DfA	9
Figura 1.2 - Tipi di cianfrinatura	11
Figura 1.3 - Illustrazione schematica del processo e dell'operazione SMAW	12
Figura 1.4 - (a) Saldatura con elettrodo fusibile in gas protettivo, nota come saldatura MIG (Metal Inert Gas). (b) Equipaggiamento tipico utilizzato nelle operazioni di saldatura GMAW	13
Figura 1.5 - (a) Processo di saldatura TIG (Tungsten Inert Gas). (b) Equipaggiamento per le operazioni di saldatura GTAW	15
Figura 1.6 - Saldatura per profonda penetrazione	16
Figura 1.7 - Operazioni di (a) brasatura e (b) saldobrasatura	17
Figura 1.8 - Schema di unione chiodata	18
Figura 1.9 - Schema di unione bullonata	18
Figura 1.10 - Fasi del calettamento forzato	19
Figura 1.11 - Varie configurazioni di unioni adesive: (a) single lap, (b) double lap, (c) scarf, e (d) strap	20
Figura 1.12 - Esempi di collegamenti elastici e snap-fit metallici (a, b, c) e non metallici (f, g) per facilitare l'assemblaggio	22
Figura 1.13 - Esempi di collegamenti in ambito Automotive	28
Figura 1.14 - Confronto tra le tempistiche della progettazione convenzionale e DfMA	29
Figura 1.15 - Esempi di collegamenti in ambito Elettronico	30
Figura 1.16 - Esempi di collegamenti in ambito Edile	31
Figura 1.17 - Esempi di collegamenti in ambito Fieristico	32
Figura 1.18 - Esempi di collegamenti in ambito Furniture	33
Figura 2.1 - Diagramma delle tipologie di funzione	40
Figura 2.2 - La resistenza da sola non garantisce il buon collegamento	43
Figura 2.3 - Violazione della compatibilità in una semplice applicazione	45

Figura 2.4 - Cantilever Beam: variabili e terminologia	47
Figura 2.5 - Configurazioni di incastro trave-parete	51
Figura 2.6 - Fattore di concentrazione degli sforzi (K) in funzione del rapporto R_w/T	52
Figura 2.7 - Soluzione grafica dell'effetto della deformabilità della sede	53
Figura 2.8 - Angolo effettivo per la fase di inserimento	56
Figura 2.9 - Diagramma per determinare $\frac{\mu_{dyn} + \tan \alpha_{eff}}{1 - (\mu_{dyn} \cdot \tan \alpha_{eff})}$	57
Figura 2.10 - Angolo effettivo per la fase di disimpegno	58
Figura 2.11 - Cantilever Beam Tapered in Thickness e Cantilever Beam Tapered in Width	59
Figura 2.12 - Forze agenti sul terminale dello snap-fit durante il montaggio	64
Figura 2.13 - Geometria della locking feature per il PVC (Caso a)	67
Figura 2.14 - Geometria della locking feature per l'AISI 304 (Caso a)	67
Figura 2.15 - Geometria della locking feature per il PVC (Caso b)	69
Figura 2.16 - Geometria della locking feature per l'AISI 304 (Caso b)	69
Figura 4.1 - Esempio di collegamenti appartenenti alla classe degli incastri fissi	74
Figura 4.2 - Esempio di collegamenti appartenenti alla classe degli incastri amovibili	75
Figura 4.3 - Raro esempio di unione amovibile di tipo snap-fit	75
Figura 4.4 - Esempio di collegamenti appartenenti alla classe delle unioni funzionali alla messa in dima	76
Figura 4.5 - Esempio di collegamenti realizzati con la tecnica del "Taglio-piega"	77
Figura 4.6 - Esempio di taglio laser su di un profilato in acciaio inossidabile	78
Figura 5.1 - Particolare di "Taglio-piega" realizzato con inserto	81
Figura 5.2 - Esecuzione dell'operazione di saldatura su tubolare realizzato con la tecnica del "Taglio-piega"	81
Figura 5.3 - Snap-fit Trap Lock	84

Figura 5.4 - Uncino flessibile con sede rigida (a sinistra) e uncino rigido con sede flessibile (a destra)	85
Figura 5.5 - Esempio di giunto a T con Trap Locks a scomparsa	86
Figura 5.6 - Disposizione delle locking features sul tubolare	87
Figura 5.7 - Dettaglio della base dello snap-fit	87
Figura 5.8 - Disposizione delle sedi sul tubolare	88
Figura 5.9 - Esempio di giunto a T con Trap Locks a scomparsa tra due tubolari a sezione circolare	89
Figura 5.10 - Esempio di giunto a T con Trap Locks a scomparsa tra tubolari di sezione differente	89
Figura 5.11 - Disposizione delle locking features sul tubolare	90
Figura 5.12 - Disposizione delle sedi sul tubolare	91
Figura 5.13 - Disposizione delle locking features sulla faccia del tubolare	92
Figura 5.14 - Dettaglio dei due componenti assemblati	93
Figura 5.15 - Esempi dello stato dell'arte del Folding.	94
Figura 5.16 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": Trap Lock	97
Figura 5.17 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": Trap Lock spurio	98
Figura 5.18 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": Cantilever Beam	100
Figura 5.19 - Dettaglio delle sedi dello snap-fit	100
Figura 5.20 - Dettaglio delle ipotesi di locking features per il Folding	101
Figura 5.21 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": Incastro e Trap Lock	102
Figura 5.22 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": incastro e Cantilever Beam	103
Figura 5.23 - Snap-fit Cantilever Beam	105
Figura 5.24 - Geometria dello snap-fit di esempio	108
Figura 5.25 - Dettaglio dei Cantilever Beams incassati.	109
Figura 5.26 - Esempio di Cantilever Beams applicati su di un tubolare a sezione quadra	109

Figura 5.27 - Esempio di giunto di testa con Cantilever Beams tra due tubolari a sezione circolare	110
Figura 5.28 - Esempio di giunto di testa con Trap Locks tra due tubolari a sezione circolare	111
Figura 5.29 - Dettaglio del giunto di testa Trap Lock: ingrossamento della base	113
Figura 6.1 - In alto, da sinistra a destra: ADIGE LASERTUBE LT8 Fiber, sorgente in fibra IPG YLS-3000-CUT. In basso, da sinistra a destra: testa per taglio tridimensionale, mandrino robotizzato	116
Figura 6.2 - Disallineamento generatosi in un prototipo di giunto funzionale al “Taglio-piega” che richiede la torsione del tubolare	118
Figura 6.3 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock_v2	119
Figura 6.4 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock_v4	120
Figura 6.5 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock_v6	121
Figura 6.6 - Confronto tra le versioni v6 e v7	122
Figura 6.7 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Cantilever Beam_v1	123
Figura 6.8 - Luce tra i lembi delle estremità laterali	124
Figura 6.9 - Intaglio realizzato sullo spigolo della piega	124
Figura 6.10 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a sbalzo - SEDE_v2	126
Figura 6.11 - Dettaglio dei passaggi per l’aumento del gap tra l’elemento flettente e la superficie rigida adiacente nelle tre versioni sviluppate	126
Figura 6.12 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a sbalzo_v3 (assemblato)	127
Figura 6.13 - Elementi flettenti del dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Trap Lock_v4	130
Figura 6.14 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Trap Lock_v5	131
Figura 6.15 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Cantilever Beam	132

Figura 6.16 - Dettaglio del giunto di testa Cantilever Beam assemblato	132
Figura 6.17 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Trap Lock_v2	133
Figura 6.18 - Disallineamento tra le superfici del dispositivo Cantilever Beam	134
Figura 6.19 - Disallineamento tra le superfici del dispositivo Trap Lock	135
Figura 7.1 - Modello 2D del dispositivo Trap Lock_v4	140
Figura 7.2 - Posizione iniziale e finale della coppia sede (in rosso) e locking feature (in blu)	141
Figura 7.3 - Posizione dello sforzo massimo su Trap Lock_v4 per giunto a T	142
Figura 7.4 - Dettaglio della zona caratterizzata da plasticizzazione	142
Figura 7.5 - Andamento della reazione vincolare e della forza di assemblaggio	143
Figura 7.6 - Modello 2D del dispositivo Trap Lock_v4	144
Figura 7.7 - Posizione iniziale e finale della coppia sede (in rosso) e locking feature (in blu)	145
Figura 7.8 - Massima flessione degli elementi elastici della locking feature	146
Figura 7.9 - Andamento della reazione vincolare e della forza di assemblaggio	147
Figura 7.10 - Modellazione con elementi 3D del dispositivo Sede a sbalzo v_3	148
Figura 7.11 - Massima flessione dell'elemento elastico della locking feature	149
Figura 7.12 - Posizione dello sforzo massimo su Sede a sbalzo v_3 per giunto a T	150
Figura 7.13 - Schema dell'andamento del Momento Flettente e del Momento Torcente	150
Figura 7.14 - Dettaglio della zona interessata dall'intensificazione degli sforzi	151
Figura 7.15 - Andamento della reazione vincolare e della forza di assemblaggio	152
Figura 7.16 - Modello 2D del dispositivo Trap Lock_v7	153
Figura 7.17 - Momento del contatto tra sedi ed elementi flettenti nel dispositivo Trap Lock_v7	154
Figura 7.18 - Steps del posizionamento della coppia sede e locking feature	155
Figura 7.19 - Posizione dello sforzo massimo su Trap Lock_v7 per "Taglio-piega"	156
Figura 7.20 - Dettaglio della zona caratterizzata da plasticizzazione	156

Figura 7.21 - Andamento della reazione vincolare e della forza di assemblaggio	157
Figura 7.22 - Confronto tra le forze di assemblaggio delle diverse soluzioni	159
Figura 7.23 - Confronto delle forze di assemblaggio dei singoli snap-fit progettati e dell'intero sistema di collegamento. Da sinistra verso destra: per il giunto a T si hanno "Sede a sbalzo_v3", "Trap Lock_v4" e "Trap Lock_v5"; per il Folding "Trap Lock_v7"	160
Figura 8.1 - Schema del macchinario adoperato per le prove di trazione monoassiali	162
Figura 8.2 - Esempio di tipica curva carico-allungamento ricavate da prove di trazione monoassiali	163
Figura 8.3 - MTS Alliance RF/150	164
Figura 8.4 - Gancio utilizzato per l'afferraggio dei campioni di giunto a T	165
Figura 8.5 - Forcella utilizzata per l'afferraggio dei campioni del "Taglio-piega"	166
Figura 8.6 - Schema dei fori di fissaggio presenti sul macchinario. Le misure sono riferite soltanto ai fori utilizzati per lo staffaggio	170
Figura 8.7 - Schema dello staffaggio per i giunti a T	171
Figura 8.8 - Disegno tecnico della staffa realizzata per i giunti a T	172
Figura 8.9 – Schema dello staffaggio del giunto per Folding	172
Figura 8.10 - Schema finale dello staffaggio del giunto per Folding	173
Figura 8.11 - Disegno tecnico della staffa realizzata per il "Taglio-piega"	174
Figura 8.12 - Foratura di un giunto a T sulle facce prive di saldatura. Il tratto rosso rappresenta la posizione del cordone di saldatura	175
Figura 8.13 - Foratura di un giunto a T sulle facce con la saldatura. Il tratto rosso rappresenta la posizione del cordone di saldatura	175
Figura 8.14 - Grafico forza-allungamento per i provini Sede a sbalzo_v3	177
Figura 8.15 - Provino Sede a sbalzo_v3 rotto alla fine del test di trazione	178
Figura 8.16 - Andamento a "dente di sega" della prova 1 del provino Sede a sbalzo_v3, caratterizzato dai fori posti sulla coppia di facce interessata dal cordone di saldatura	179
Figura 8.17 - Dettaglio del grafico forza-allungamento per i provini Sede a sbalzo_v3, in cui è evidenziato il valore di soglia	180

Figura 8.18 - Grafico forza-allungamento per i provini Trap Lock_v4	181
Figura 8.19 - Provino Trap Lock_v4 rotto alla fine del test di trazione	182
Figura 8.20 - Grafico forza-allungamento per i provini Trap Lock_v5	183
Figura 8.21 - Provino Trap Lock_v5 rotto alla fine del test di trazione	184
Figura 8.22 - Confronto tra i due schemi di carico per il Folding: apertura e staffaggio	185
Figura 8.23 - Grafico forza-allungamento per il provino Trap Lock_v7	186
Figura 8.24 - Provino Trap Lock_v7 rotto alla fine del test di trazione	187
Figura 8.25 - Rondelle posizionate correttamente all'interno del tubolare	188
Figura 8.26 - Confronto dei carichi di rottura dei sistemi di collegamento snap-fit progettati. Da sinistra verso destra: per il giunto a T si hanno "Sede a sbalzo_v3", "Trap Lock_v4" e "Trap Lock_v5"; per il Folding "Trap Lock_v7"	189
Figura 9.1 - Esempio di componenti di diverse geometrie e relativi alloggi in cui sono evidenziati i corrispondenti angoli α e β	194
Figura 9.2 - Esempio di collegamenti realizzati con la tecnica del "Taglio-piega"	198
Figura 9.3 - Esempio di unioni funzionali alla messa in dima	199
Figura 9.4 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": Trap Lock_v7	200
Figura 9.5 - Esempio di collegamento con incastro fisso	203
Figura 9.6 - Esempio di collegamenti con incastri amovibili	204
Figura 9.7 - Da sinistra verso destra: Sede a sbalzo_v3, Trap lock_v4, Trap lock_v5	205
Figura 10.1 - Esempio di applicazione della tecnica del "Taglio-piega" su tubolare nell'ambito della componentistica d'arredo	209

Indice delle Tabelle

Tabella 1.1 - Parametri tecnologici per il taglio dei dispositivi di bloccaggio snap-fit	24
Tabella 1.2 - Suddivisione dei prodotti per classe merceologica	26
Tabella 2.1 - Effetti dei gradi di vincolo (vincoli corretti, ipo-vincolati, iper-vincolati)	44
Tabella 2.2 - Valori del fattore Q in funzione del rapporto Lb/T	51
Tabella 2.3 - Coefficiente d'attrito di diversi materiali	55
Tabella 2.4 - Modulo di Young per le plastiche, l'alluminio e l'acciaio	60
Tabella 2.5 - Caratteristiche meccaniche dell'acciaio inossidabile AISI 304	62
Tabella 2.6 - Caratteristiche meccaniche del PVC	64
Tabella 2.7 - Risultati del confronto sulla forza in gioco sulla locking feature	66
Tabella 2.8 - Risultati del confronto sulla geometria della locking feature	68
Tabella 5.1 - Caratteristiche meccaniche dell'acciaio inossidabile AISI 304	106
Tabella 5.2 - Parametri del sistema di collegamento proposto	106
Tabella 6.1 - Geometrie dei tubolari adottati	114
Tabella 6.2 - Tempistiche realizzative dei prototipi proposti nelle loro versioni definitive	136
Tabella 8.1 - Dati per il corretto dimensionamento dei fori	167
Tabella 8.2 - Diametri minimi consentiti per tipologia di giunto	169
Tabella 8.3 - Dati per il dimensionamento delle staffe	170
Tabella 9.1 - Parti manipolabili con una mano senza appositi strumenti	191

Tabella 9.2 - Parti manipolabili con una mano ma ricorrendo ad appositi strumenti	192
Tabella 9.3 - Parti afferrabili con una mano e manipolabili con due mani	192
Tabella 9.4 - Parti manipolabili con due mani a causa delle grandi dimensioni	193
Tabella 9.5 - Parte non vincolata subito dopo il suo posizionamento	195
Tabella 9.6 - Parte assicurata immediatamente dopo il suo posizionamento	196
Tabella 9.7 - Processi di collegamento che avvengono con operazioni distinte	196
Tabella 9.8 - Tempi di assemblaggio richiesti dalle tipologie di unione per i giunti ad L	201
Tabella 9.9 - Tempi di assemblaggio richiesti dalle tipologie di unione per i giunti a T	206

Elenco dei simboli utilizzati nel testo

L_r	Lunghezza dell'uncino
L_b	Lunghezza della trave
L_t	Lunghezza totale dello snap-fit
T_w	Spessore della parete nella sezione in cui è incastrata la trave
T_b	Spessore della trave all'incastro
T_r	Spessore della trave in corrispondenza dell'uncino
R_w	Raggio di raccordo fra trave e parete
W_b	Larghezza della trave all'incastro
W_r	Larghezza della trave in corrispondenza dell'uncino
Y	Altezza di sottosquadro
Y	Freccia massima alla quale è soggetto lo snap-fit durante l'assemblaggio e il disassemblaggio
α_{design}	Angolo di inserimento di progetto (con l'uncino scarico)
β_{design}	Angolo di disimpegno di progetto (con l'uncino scarico)
δ	Flessione di assemblaggio ($\delta = Y$)
δ_{eff}	Flessione di assemblaggio effettiva
δ_{design}	Flessione di assemblaggio di progetto
α_{eff}	Angolo di inserimento effettivo
β_{eff}	Angolo di disimpegno effettivo
L_e	Lunghezza effettiva di trave (La distanza tra la base della trave ed il punto di contatto tra l'uncino e la sede)
$\Delta\alpha$	Variazione dell'angolo di inserimento
$\Delta\beta$	Variazione dell'angolo di disassemblaggio
Q	Fattore correttivo dimensionale
f	Fatto correttivo per la deformazione
ε	Deformazione assiale

ϵ_{max}	Deformazione massima
ϵ_{nom}	Deformazione nominale
$\epsilon_{nom-corr}$	Deformazione nominale corretta
ϵ_{eff}	Deformazione effettiva
ϵ_{sn}	Deformazione di snervamento
ϵ_{amm}	Deformazione ammissibile
ϵ_r	Deformazione nominale alla rottura in trazione
η	Fattore di sicurezza
K	Fattore di concentrazione degli sforzi
E	Modulo di Young del materiale
ν	Modulo di Poisson del materiale
σ	Sforzo normale
σ_{max}	Sforzo massimo agente sullo snap-fit
$\sigma_{max-corr}$	Sforzo massimo corretto
σ_{adm}	Sforzo massimo ammissibile per il tubolare
σ_{rif}	Sforzo normale di riferimento
τ	Sforzo tangenziale
$\tau_{b,adm}$	Sforzo tangenziale ammissibile per la spina
P	Potenza del fascio laser
M^2	Fattore di qualità del fascio laser
I	Irradianza o densità di potenza
S	Sezione trasversale del fascio laser
μ_{dyn}	Coefficiente di attrito dinamico
$F_{friction}$	Forza di attrito
F_N	Componente normale della forza di assemblaggio
F_T	Componente tangenziale della forza di assemblaggio
F_R	Reazione vincolare della locking features
R	Risultante delle forze

$F_{assembly}$	Forza di assemblaggio
$F_{separation}$	Forza di disassemblaggio
$F_{inserimento}$	Forza di inserimento
$F_{sbloccaggio}$	Forza di sbloccaggio
$F_{sbloccaggio}^d$	Forza di sbloccaggio dimensionale
$F_{sbloccaggio}^v$	Forza di sbloccaggio volumetrica
F_p	Componente di forza perpendicolare alla trave
F_{p-corr}	Componente di forza perpendicolare corretta
LR	Locking ratio
DC	Dimensione caratteristica dello snap-fit
V	Volume della locking feature
J	Momento di inerzia della sezione dello snap-fit
Z	Modulo di resistenza flessionale
R_{sn}	Carico di snervamento
$R_{p0,2}$	Carico di snervamento del materiale
R_m	Carico di rottura del materiale
HB	Durezza Brinell
n	Numero di perni per la prova di trazione
P	Carico totale da trasmettere
t	Spessore del tubolare
d	Diametro minimo ammissibile del foro
F	Carico massimo ipotizzato
Y	Freccia massima imposta alla staffa
b	Larghezza di staffa
h	Altezza di staffa
R_I^2	Raggio d'inerzia
λ	Rapporto di snellezza
L_0	Lunghezza libera d'inflessione

α	Angolo di rotazione attorno ad un asse ortogonale alla direzione di assemblaggio, per riportare il pezzo nella posizione d'inserimento corretta
β	Angolo di rotazione attorno all'asse della direzione di assemblaggio, per riportare il pezzo nella posizione d'inserimento corretta
$t_{manipolazione}$	Tempo di prelievo ed orientamento
$t_{inserimento}$	Tempo di inserimento e fissaggio

Sommario

L'utilizzo dei collegamenti a scatto, in gergo comune chiamati snap-fit, rende più semplici ed immediate le operazioni di montaggio e smontaggio dei componenti. Questo, oltre a comportare una maggiore produttività delle linee di assemblaggio, consente addirittura, in alcuni casi, di delegare la fase di montaggio direttamente all'utente finale. Inoltre l'impiego degli snap-fit è pienamente conforme ai principi del DfMA (Design for Manufacturing and Assembly) e del DfD (Design for Disassembly) poiché agevola la manutenzione ed il recupero del materiale o delle parti una volta dismesso il prodotto.

Nello specifico il lavoro di tesi mira a dimostrare che l'utilizzo delle unioni integrate snap-fit, finora riservato esclusivamente ai materiali polimerici, può essere vantaggiosamente applicato anche a componenti in metallo.

Attualmente gli snap-fit sono scarsamente o per nulla utilizzati nella progettazione di parti metalliche, poiché pongono una serie di problematiche fino ad oggi di difficile soluzione. Essi infatti comportano la necessità di tecnologie e processi produttivi onerosi. Inoltre l'elevata rigidità dei materiali metallici, rispetto alle plastiche, rende problematica l'integrazione dei collegamenti a scatto nei pezzi e porta alla realizzazione di geometrie estreme, o troppo sottili, con problemi di resistenza meccanica, o troppo lunghe, con problemi di ingombro.

Per impiegare gli snap-fit anche in assemblati metallici è stata proposta l'identificazione di profili innovativi atti a compensare la rigidità dei materiali impiegati e tali da poter essere lavorati contemporaneamente con il componente in un unico e più economico ciclo di taglio laser.

La tesi si propone di dimostrare, attraverso lo studio, la progettazione, lo sviluppo, la realizzazione e la verifica di soluzioni di collegamento originali, che gli snap-fit metallici possono essere utilizzati anche nei metodi di giunzione più classici, quali: la giunzione a T,

la giunzione di testa, ecc. Le soluzioni trovate sono state confrontate con le tecniche attualmente presenti allo Stato dell'Arte, per poi subire un processo di selezione critica basato sulla loro reale fattibilità tecnica ed economica. L'analisi ad elementi finiti si è resa necessaria per certificare e sviluppare le geometrie che, compensando la rigidità dei materiali metallici, rendessero gli snap-fit adottabili per unire parti in acciaio o alluminio. Infine la versatilità della tecnologia del taglio laser ha permesso di realizzare le proposte scelte. È stato possibile realizzare, tramite taglio laser, le geometrie ottenute dalle ricerche e dagli studi effettuati grazie alla preziosa collaborazione con l'azienda ADIGE S.p.A. - Gruppo BLM, leader italiano nel settore.

Come caso di studio, per descrivere una possibile applicazione degli snap-fit progettati, si è scelto l'ambito della componentistica d'arredo (Furniture). In particolare il lavoro si è concentrato sullo sviluppo di metodi di unione rivoluzionari dei profilati tubolari metallici, sia di sezione rettangolare sia di sezione circolare, che non richiedano l'impiego di collegamenti filettati, forzati o saldature.

I collegamenti a scatto dimensionati per questa specifica applicazione sono stati realizzati e testati sperimentalmente. Si sono così potuti constatare i vantaggi in termini di semplificazione e riduzione delle fasi di assemblaggio portati dall'adozione degli snap-fit.

Il lavoro compiuto ha dimostrato quindi che i collegamenti a scatto possono essere alternativi, se non superiori, alle tipologie di giunzione attualmente in uso. Gli studi futuri dovranno essere rivolti a rendere gli snap-fit parametrici e quindi integrabili in una libreria di geometrie contenuta nel software proprietario implementato a bordo dei macchinari per il taglio laser CNC, onde adattarli a qualsiasi casistica di utilizzo.

Parole chiave

Unioni integrate a scatto metalliche, Snap-fit, Arredo, Giunti di testa, Giunti a T, Taglio-piega, Tubolare, Taglio laser.

Abstract

The use of snap connections, usually called snap-fits, makes easier and faster the operations of assembly and disassembly of the components. This improvement permits to increase the productivity on the assembly lines and even to delegate the assembly operations to the final costumers. The use of the snap-fits complies with the guidelines of the DfMA (Design for Manufacturing and Assembly) and DfD (Design for Disassembly) as it facilitates the maintenance and the recycle of the material or of the components after the end of the life cycle of the product.

In particular, the dissertation wants to demonstrate that the snap connections, which were so far used exclusively with polymeric materials, can be profitably applied to the metallic components. The snap-fit are scarcely or not at all used in the designing of metallic parts because they involved currently many problems of difficult solutions. They need expensive productive process. Besides the high stiffness of metals, in comparison with plastics, makes hard the integration of the snap connections in the metallic items and it provokes the realization of extreme shapes, too thin ones which cause problems of mechanical resistance, or too long ones which cause problems of encumbrance.

In order to use the snap-fits in metallic items innovative profiles are proposed which can compensate the stiffness of the metals and can be cut together with the components in a single laser cut process.

The dissertation aims to demonstrate with the study, the design, the development, the realization and the validation of original connecting solutions that the metallic snap-fit can be used also for typical joint systems, such as: T-joint, butt joint and so on. The found solutions were compared with the currently available systems, and then were submitted to a critical selection based on their actual technical and economic feasibility. After that, these solutions were verified with a finite element analysis software (Abaqus CAE®) and

then they were realized by laser cutting technology. FEM analysis was necessary in order to certify and develop the geometries able to compensate the stiffness of metallic materials, making them suitable for linking steel or aluminum parts. The proposed solutions were realized by laser cutting, thanks to the valuable collaboration with ADIGE SpA - BLM Group, Italian leader in laser cutting technology.

In order to describe a possible application of the prototyped snap-fits, it was chosen the Furniture environment. This work focuses on the development of revolutionary connecting methods for tubular, both of rectangular and circular section, which do not require threaded, forced or welded connections.

The snap-fits designed for this specific application were manufactured and tested. In this way, it was possible to show the advantages in terms of simplification and reduction of the assembly steps, due to the use of the snap-fits.

The dissertation shows that snap connections can be alternative, or even better, to the currently used connections. Future studies should be oriented to obtain parametric snap-fits. In this way, it is possible to implement them on board of CNC laser cutting machines by a software library, in order to make them suitable for any applications.

Key words

Metallic integrated snap unions, Snap-fit, Furniture, Butt joints, T-joints, Folding, Tubular, Laser cutting.

Introduzione

L'ottenimento di assemblati attraverso la diminuzione dei componenti utilizzati e delle fasi tecnologiche necessarie per completarli assicura una riduzione dei tempi, dei costi, del peso e della complessità realizzativa e progettuale delle parti, consentendo una loro razionalizzazione.

Le diverse norme di progettazione sviluppatasi negli ultimi cinquant'anni si propongono come obiettivo il perfezionamento di una specifica funzione di un sistema. In particolare, le tecniche più diffuse sono quelle che ricercano una costante ottimizzazione dei processi di produzione e di assemblaggio (Design for Manufacturing and Assembly) e quelle che invece mirano ad una diminuzione degli sprechi di materie prime, favorendo il disassemblaggio dei componenti ed il recupero dei materiali (Design for Disassembly).

L'introduzione degli accoppiamenti di tipo snap-fit consente di superare le diverse problematiche tipiche dei processi classici di fabbricazione, quali ad esempio la necessità di specifiche competenze tecniche dell'operatore, l'ingombro dovuto alla bulloneria, l'alterazione termica introdotta dai processi a caldo, e così via. Si tratta di sistemi di unione integrati, vale a dire appartenenti direttamente ai componenti soggetti ad assemblaggio.

Gli snap-fit trovano maggiore applicazione in campo plastico, poiché è possibile sfruttare l'elasticità dei polimeri e, attraverso un semplice stampaggio, creare le parti direttamente dai pezzi. Le connessioni così ricavate possiedono geometrie tali da consentirne la flessione, dovuta alle forze di montaggio, ed il successivo ritorno alla posizione originale, determinando la tenuta del collegamento. Al contrario, i collegamenti a scatto sono difficilmente integrabili in componenti metallici per via dell'elevata rigidità dei materiali, quali l'acciaio e l'alluminio, rispetto a quella delle plastiche.

L'obiettivo che si propone questa tesi è quello di dimostrare, attraverso lo sviluppo di progetti innovativi, che le unioni integrate snap-fit possono essere utilizzate anche per

accoppiamenti tra elementi metallici, aumentandone quindi esponenzialmente le possibilità di impiego. L'utilizzo degli snap-fit può, dunque, semplificare e rendere più rapide le operazioni di montaggio e disassemblaggio. Ciò, oltre a comportare una maggiore produttività delle linee di assemblaggio, rende possibile, in alcuni casi, anche la delega della fase di montaggio direttamente all'utente finale.

Il fine ultimo è l'identificazione di collegamenti a scatto con profili atti a compensare la rigidità dei metalli e tali da poter essere integrati in profilati in acciaio. L'intento è quello di applicare gli accoppiamenti integrati alla progettazione di prodotti destinati alla componentistica d'arredo, settore in cui essi non sono comunemente utilizzati.

Dopo aver esplorato le diverse tipologie di snap-fit esistenti, raccolte nel manuale dell'ingegnere Paul R. Bonenberger¹, si è proceduto con la determinazione dei valori di riferimento per la lunghezza e lo spessore degli elementi flettenti in funzione dei vincoli geometrici, delle forze richieste per il montaggio e del materiale utilizzato (Modulo di Young, Coefficiente di Poisson, resistenza allo snervamento, ecc.).

La progettazione preliminare è stata completata attraverso un'analisi ad elementi finiti. Con l'ausilio del software Abaqus CAE® è stato possibile valutare gli effettivi sforzi risultanti durante le fasi di montaggio e di tenuta della giunzione, potendo così verificare di rimanere entro i limiti imposti dall'esigenza di assemblaggio manuale.

Le geometrie ottenute dalle ricerche e dagli studi effettuati sono state realizzate tramite taglio laser per mezzo del macchinario LT8 Fiber gentilmente messo a disposizione da ADIGE S.p.A. - Gruppo BLM. Le lavorazioni sono state eseguite utilizzando le tecnologie e i parametri allo Stato dell'Arte per il taglio dell'acciaio inossidabile. Così facendo, è stato possibile verificare le prestazioni degli snap-fit progettati e confrontare il loro comportamento con quello simulato tramite modelli a elementi finiti.

¹ Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000.

Il seguente lavoro di tesi si avvale della collaborazione con i membri di Adige S.p.A. presso lo stabilimento Levico Terme (TN), Italia, i quali hanno fornito i requisiti che ciascun collegamento a scatto sviluppato avrebbe dovuto rispettare, tra cui gli ingombri massimi ed il materiale utilizzato.

Nel dettaglio, la progettazione di snap-fit finalizzati al collegamento di tubolari impiegati nel settore dell'accessoristica per la casa è stata scelta come campo di studio per lo sviluppo di un assemblato originale che non richiedesse necessariamente l'utilizzo di elementi filettati, forzamenti e saldature e che consentisse di essere portato a termine tramite semplici operazioni manuali.

Capitolo 1

Stato dell'arte dei collegamenti meccanici

I processi di collegamento rivestono un ruolo di grande importanza nell'industria manifatturiera poiché la maggior parte dei prodotti è ottenuta dall'assemblaggio di due o più componenti (si pensi ad esempio a prodotti come automobili, elettrodomestici, televisori e telefoni cellulari). In svariati casi i pezzi che vengono utilizzati sono superiori al necessario: questo comporta un aumento di costi e dei tempi di montaggio e smontaggio che con una progettazione più accurata si potrebbero evitare.

1.1 Le logiche DFMA e DfD

Negli ultimi cinquant'anni si sono sviluppate delle tecniche di progettazione che rispecchiano questa volontà di riduzione dei tempi, del numero di pezzi e quindi dei costi, in fase di assemblaggio e disassemblaggio. Nella fase di assemblaggio si parla di Design for Assembly (DfA), in quella di disassemblaggio di Design for Disassembly (DfD).

Il fine di questi metodi è fornire al progettista dei criteri atti ad ottimizzare e ridurre, direttamente in fase di progettazione, i costi legati al processo di assemblaggio (o disassemblaggio).

Il DfA (o DfD) comporta il miglioramento del progetto del prodotto in termini di facilità ed economicità di assemblaggio attraverso la scelta ottima dei metodi di unione delle parti.

Il funzionamento del Design for Assembly si basa sull'osservazione generale del progetto dell'articolo da produrre e sulla revisione dello stesso che avviene rispondendo a tre domande:

- Durante l'esercizio un particolare si muove rispetto agli altri oppure no?
- C'è un motivo per cui i componenti debbano essere costruiti con materiali diversi?
- Le diverse parti devono essere separabili dalle altre, pena l'impossibilità di completare l'assemblaggio o lo smontaggio?

Queste tre domande guidano il progettista nella scelta di alternative al progetto iniziale cercando di aumentare l'efficienza di assemblaggio del prodotto. Come esempio si riporta il caso in Figura 1.1.

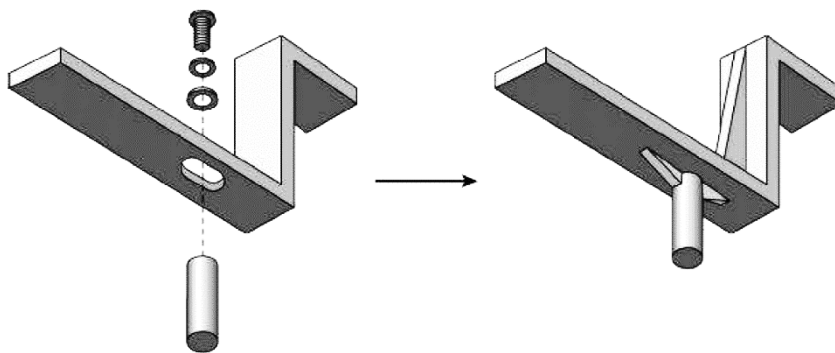


Figura 1.1 - Esempio di DfA. [3.a]

L'analisi dei costi di assemblaggio da sola non basta, quindi il Design for Assembly è spesso seguito dal Design for Manufacturing (DfM) oppure lo si può ritrovare in un'unica soluzione detta: Design for Manufacturing and Assembly (DfMA).

Il Design for Manufacturing considera anche le tecnologie adoperate, valutando se le nuove soluzioni possono essere realmente ottenute senza aumentare i costi o se l'utilizzo di materiali diversi può effettivamente avere un impatto positivo sulla soluzione originale.

1.2 Metodologie di assemblaggio tra elementi metallici

La scelta dei metodi di collegamento tra i componenti costituenti un medesimo sistema è fondamentale e dipende dai diversi fattori in gioco:

- Funzione a cui l'unione dovrà assolvere
- Forze applicate all'unione durante il suo servizio
- Materiali delle parti da collegare e dell'elemento di unione stesso
- Costi dell'unione e tecnologie impiegate per la sua realizzazione
- Necessità o meno di smontaggio delle parti

Il modo di unire due parti è dipendente dal tipo di costruzione e dal suo impiego. Esistono due gruppi distinti di tecniche di assemblaggio:

Collegamenti fissi

Dopo l'unione di due pezzi con questo tipo di collegamento, per una successiva separazione è necessaria la rottura di uno o entrambi i componenti. Questi collegamenti si effettuano generalmente con:

- a. Saldature
- b. Chiodature
- c. Incollaggi

Collegamenti smontabili

Tali collegamenti sono progettati in modo che all'occorrenza le parti unite si possano separare e riutilizzare successivamente. Queste unioni sono realizzabili con:

- a. Bullonature
- b. Perni, chiavette, linguette
- c. Forzamenti albero-mozzo

A questi metodi di unione si aggiungono gli accoppiamenti ad incastro integrati (Snap-fit), che possono appartenere a entrambe le categorie.

1.2.1 Unioni saldate

La saldatura è “un processo di fabbricazione nel quale materiali dello stesso tipo o classe sono messi insieme, causandone la giunzione attraverso la formazione di un legame chimico, sotto l’azione combinata di riscaldamento e pressione.”² Questa tecnologia realizza l’unione mediante riscaldamento e fusione dell’interfaccia impiegando in genere mezzi elettrici o ad energia concentrata. I principali processi di saldatura per fusione sono: saldatura alla fiamma, saldatura ad arco con elettrodo fusibile o infusibile, saldatura mediante laser e plasma. In generale, la caratteristica più significativa della saldatura, rispetto ad altri tipi di giunzione, è la possibilità di fornire l’integrità strutturale, producendo giunzioni di elevata efficienza. Tuttavia tale peculiarità può costituire uno svantaggio nel caso in cui vi sia la necessità di disassemblare le parti saldate.

Affinché la saldatura interessi totalmente lo spessore dei pezzi, si richiede normalmente una preparazione dei lembi, detta cianfrinatura, entro il quale depositare il cordone. La cianfrinatura, come mostrato in Figura 1.2, può essere di tre tipi: a V, a X e a U.

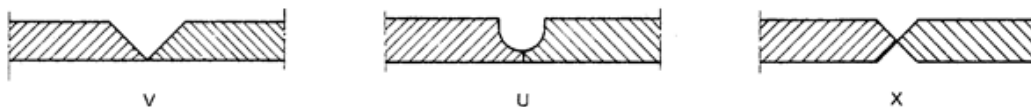


Figura 1.2 - Tipi di cianfrinatura. [27.a]

Per raggiungere le temperature necessarie all’effettuazione del processo si ricorre a diversi sistemi, quali:

- Saldatura termochimica
- Saldatura ad arco elettrico
- Saldatura per resistenza (effetto Joule)
- Saldatura ad alta intensità energetica (Laser)

² Robert W. Messler, Jr., *PRINCIPLE OF WELDING - Processes, Physics, Chemistry, and Metallurgy*. Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY: John Wiley & Sons, inc., 1999.

Al fine di evitare i fenomeni di ossidazione, il processo deve avvenire in atmosfera il più possibile priva di ossigeno, aggiungendo sostanze inerti (elio, argon, borace, silicati e carbonati). Tali sostanze creano una nube protettiva in prossimità del bagno di fusione ed inoltre favoriscono l'espulsione delle scorie.

I processi di saldatura maggiormente utilizzati in ambito industriale sono:

Denominazione italiana	Denominazione AWS	Sigla
Elettrodo rivestito	<i>Shielded Metal Arc Welding</i>	SMAW
MIG/MAG	<i>Gas Metal Arc Welding</i>	GMAW
TIG	<i>Gas Tungsten Arc Welding</i>	GTAW
Saldatura laser	<i>Laser Beam Welding</i>	LBW

1.2.1.1 Saldatura con elettrodo rivestito

Nella saldatura ad arco con elettrodo metallico rivestito (SMAW), l'arco elettrico viene generato toccando il pezzo da saldare con la punta di un elettrodo rivestito, la quale poi viene allontanata velocemente a distanza sufficiente a mantenere l'arco. Il calore è tale da fondere anche l'estremità dell'elettrodo fornendo il metallo d'apporto.

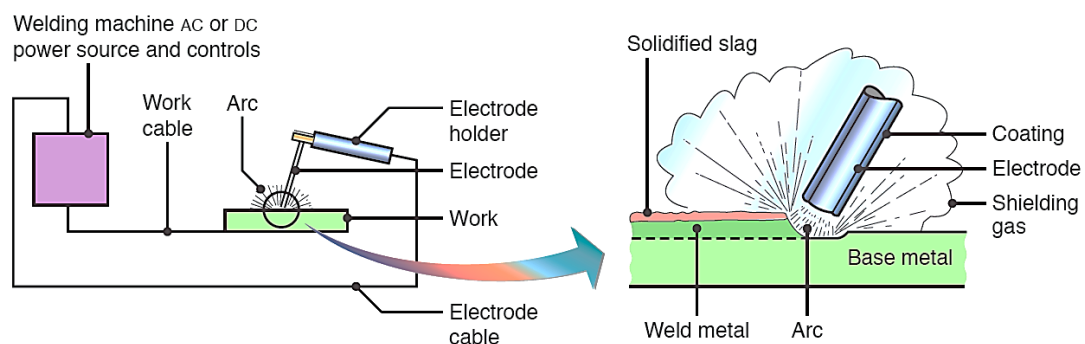


Figura 1.3 - Illustrazione schematica del processo e dell'operazione SMAW. [13.b]

La riuscita di una buona saldatura non è sempre garantita poiché, a differenza delle altre tecniche, i gas liberati offrono una limitata protezione del bagno.

1.2.1.2 Saldatura MIG / MAG

Nella saldatura con elettrodo fusibile in gas protettivo (GMAW), la zona fusa è protetta da un gas (argon, elio, anidride carbonica o altre miscele di gas) che fluisce dalla pistola di saldatura. L'elettrodo è invece un filo continuo consumabile il quale costituisce il metallo d'apporto.

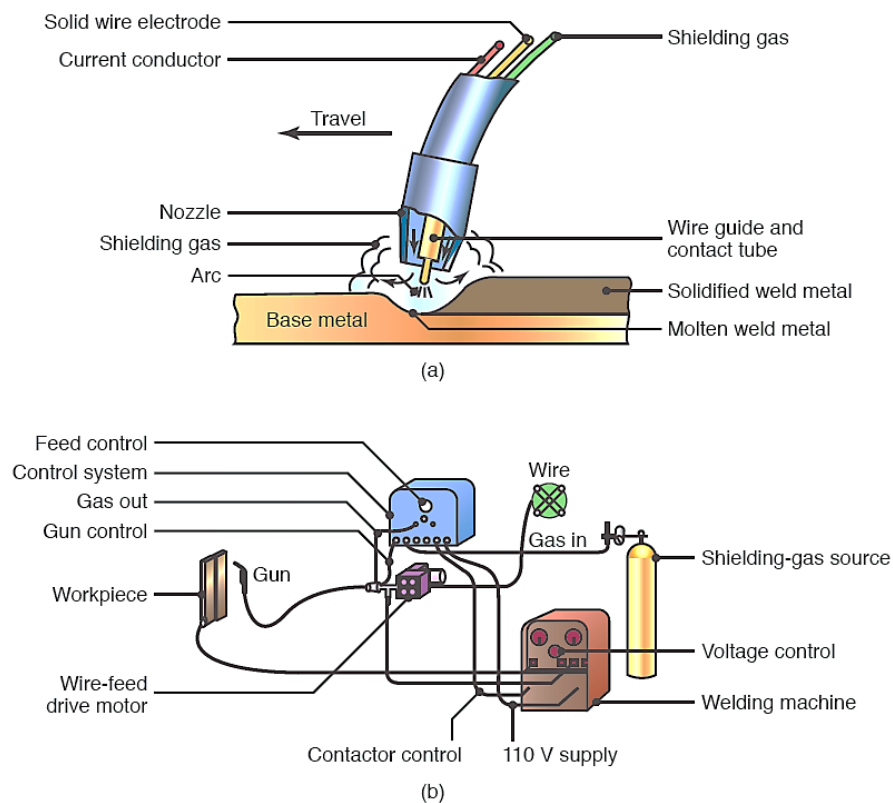


Figura 1.4 - (a) Saldatura con elettrodo fusibile in gas protettivo, nota come saldatura MIG (*Metal Inert Gas*). (b) Equipaggiamento tipico utilizzato nelle operazioni di saldatura GMAW. [13.b]

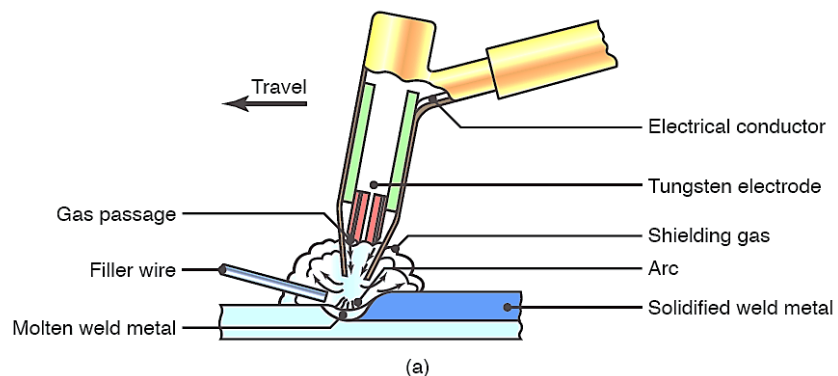
A seconda del tipo di gas di protezione utilizzato, che dipende dal metallo da saldare e dalle specifiche caratteristiche desiderate, si possono distinguere due differenti processi:

- MIG (*Metal Inert Gas*), quando si impiega, come gas di protezione, elio o argon, i quali non reagiscono chimicamente con il fuso.
- MAG (*Metal Active Gas*), il gas di protezione reagisce con il bagno di fusione.

1.2.1.3 Saldatura TIG

Il procedimento GTAW, denominato anche saldatura TIG (*Tungsten Inert Gas*), utilizza un elettrodo di tungsteno permanente e non consumabile per creare un arco con il pezzo da saldare, mentre il metallo d'apporto è solitamente fornito da una bacchetta di apporto. Per prevenire la sua degradazione, l'elettrodo è protetto da un gas inerte che può essere argon ("Argon-arc"), elio ("Heli-arc") oppure una miscela dei due.

Uno schema del processo è riportato nella Figura 1.5.



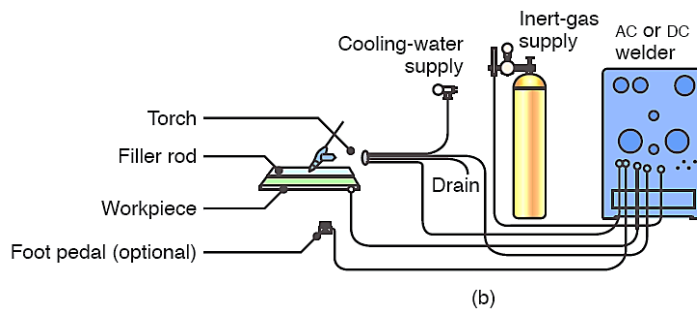


Figura 1.5 - (a) Processo di saldatura TIG (*Tungsten Inert Gas*). (b) Equipaggiamento per le operazioni di saldatura GTAW. [13.b]

1.2.1.4 Saldatura con fascio laser

La saldatura laser (LBW) impiega fasci laser come sorgente termica per produrre una saldatura per fusione. L'efficienza di questo processo diminuisce al crescere della riflettività del materiale di cui è costituito il pezzo da saldare.

La saldatura laser può essere effettuata con due meccanismi:

1. Per conduzione (o fusione), si verifica quando la densità di potenza dello spot laser è limitata e la modalità è simile alla saldatura tradizionale.
2. Per profonda penetrazione (o in *keyhole*), si applica solo ai materiali metallici ed è la più diffusa in ambito industriale. In questo caso la densità di potenza deve essere sufficiente da vaporizzare il materiale. Il cordone, stretto e profondo, determina un'elevata qualità della saldatura.

I due processi si distinguono rispetto a un determinato valore di densità di potenza dipendente dal materiale (per gli acciai 10^6 W/cm²). Nella Figura 1.6 è schematizzato il processo di saldatura laser in *keyhole*.

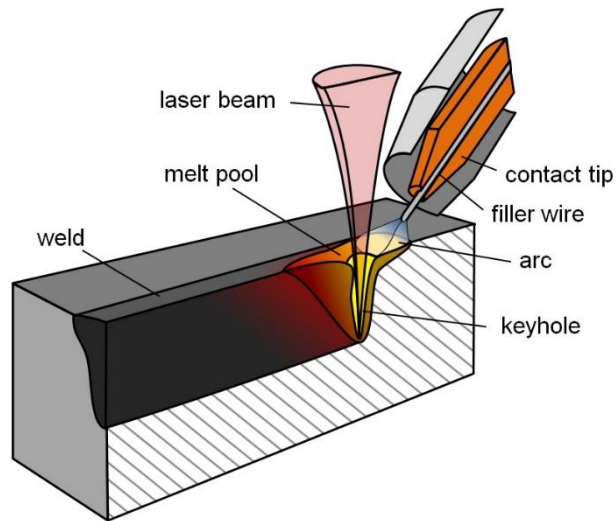


Figura 1.6 - Saldatura per profonda penetrazione. [13.b]

Il processo laser produce saldature di buona qualità, con ritiri e distorsioni minimi. Inoltre un suo vantaggio determinante è dato dalla possibilità di operare in trasparenza, per cui non è richiesta l'accessibilità al giunto dal lato opposto.

1.2.1.5 Unioni brasate

Con il termine brasatura si identificano quei processi di unione di materiali metallici (e non) realizzati per fusione del solo materiale di apporto, mentre i materiali base vengono riscaldati a una temperatura inferiore al loro punto di fusione, ma sufficiente a determinare un legame metallurgico forte. In questo modo i lembi metallici del giunto da collegare restano integri, determinando dunque una giunzione eterogenea dato l'impiego di metalli d'apporto diversi dal metallo base. Vedi Figura 1.7.

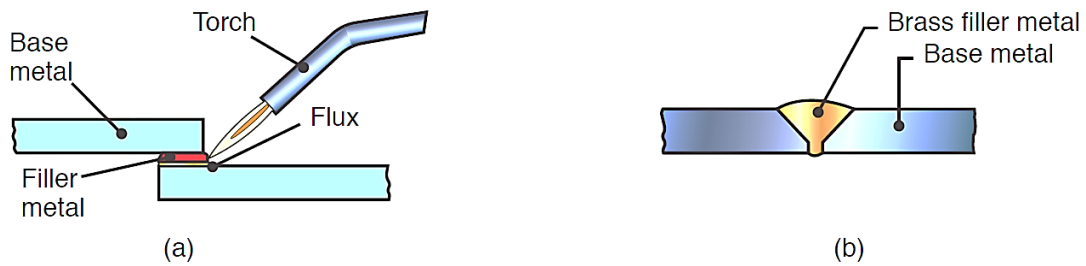


Figura 1.7 - Operazioni di (a) brasatura e (b) saldobrasatura. [13.b]

I vantaggi di questo processo sono legati alle basse deformazioni dei pezzi e alla grande versatilità della scelta di spessori e materiali dei giunti.

In generale il processo di saldatura presenta delle limitazioni nella scelta dei materiali, dal momento che, ad eccezione della brasatura, si possono unire tra loro soltanto componenti di materiale compatibile. Questa tipologia di collegamento introduce inevitabili alterazioni termiche che modificano lo stato del pezzo, indebolendolo. Un ulteriore problema è l'eccessiva durata della lavorazione rispetto agli altri metodi di unione.

Inoltre le norme impongono che l'addetto alla saldatura sia una persona altamente qualificata e di esperienza.³

1.2.2 Unioni meccaniche chiodate e bullonate

1.2.2.1 Unioni chiodate

Le unioni chiodate, ormai desuete, costituiscono collegamenti permanenti tra superfici tramite l'utilizzo di chiodi o rivetti. La testa è prefabbricata da una sola parte, mentre la seconda è eseguita in loco tramite la ribaditura, cioè battitura sullo stampo con il martello o a macchina.

³ Le nuove normative europee impongono che i saldatori siano in possesso di un "patentino" rilasciato dagli enti certificatori autorizzati, secondo le normative UNI EN ISO 9606, UNI EN 15614.

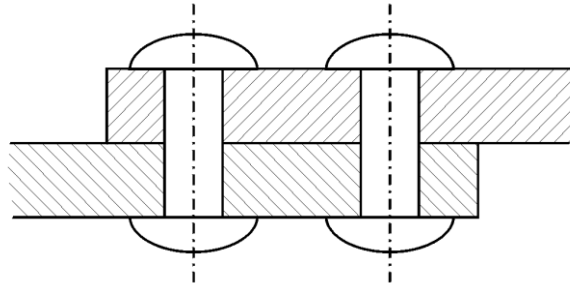


Figura 1.8 - Schema di unione chiodata.

1.2.2.2 Unioni bullonate

A differenza della chiodatura, i giunti bullonati sono smontabili, con tutti i vantaggi che ne conseguono. Il bullone, nella giunzione, lavora come un elemento elastico che comprime tra loro le due superfici a contatto determinando un attrito tale da impedirne lo scorrimento. I bulloni sono composti da:

- Vite, con testa esagonale e gambo completamente o parzialmente filettato
- Dado di forma esagonale
- Rondelle di forma circolare (da interporre tra lamiera e dado)

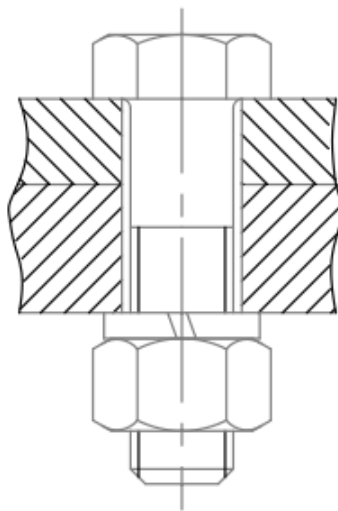


Figura 1.9 - Schema di unione bullonata.

A differenza della saldatura questo processo è molto più semplice e non necessita di particolari qualifiche tecniche per l'assemblaggio: è sufficiente serrare il bullone con il giusto momento per completare il collegamento. La velocità di applicazione di questo metodo è molto elevata anche se vi sono delle criticità legate all'aumento del numero di componenti, quindi dell'ingombro, del peso e dei costi.

1.2.3 Unioni meccaniche per forzamento

I collegamenti albero-mozzo sono unioni smontabili che consentono di rendere solidali, rispetto alla rotazione attorno ad un asse comune, una parte piena (albero) ed una parte forata (mozzo). La trasmissione della coppia e delle forze avviene grazie all'attrito tra le superfici a contatto, dovuto all'interferenza dell'accoppiamento. Vedi Figura 1.10.

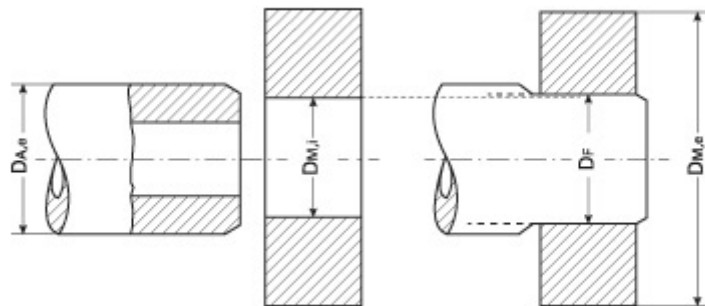


Figura 1.10 - Fasi del calettamento forzato.

Nella progettazione di questi accoppiamenti è necessario valutare la temperatura di esercizio prevista, la quale potrebbe influire nella deformazione termica delle parti determinando una diminuzione della coppia trasmessa.

1.2.4 Incollaggio ed unioni adesive

Nella pratica industriale, numerosi componenti e prodotti vengono assemblati e uniti con adesivi, i quali sono disponibili in varie forme: liquidi, paste, soluzioni, emulsioni, polveri, nastri e pellicole. Un adesivo è una qualsiasi sostanza che, applicata alle superfici di materiali, li unisce e li rende resistenti alla separazione. Rispetto agli altri metodi di collegamento, permette la riduzione del numero dei componenti (spine, bulloni, chiodi, morsetti, ecc.) e di conseguenza del peso.

Con la tecnica dell'incollaggio è possibile raggiungere ottimi risultati dal punto di vista della resistenza meccanica nella giunzione, quando vengono scelti, in maniera opportuna, tutti i parametri relativi (tipo di adesivo, preparazione superficiale, metodi di applicazione, tempi e relativi costi, ecc.) in funzione delle condizioni di esercizio (stato di sollecitazione, carichi termici, ecc.).

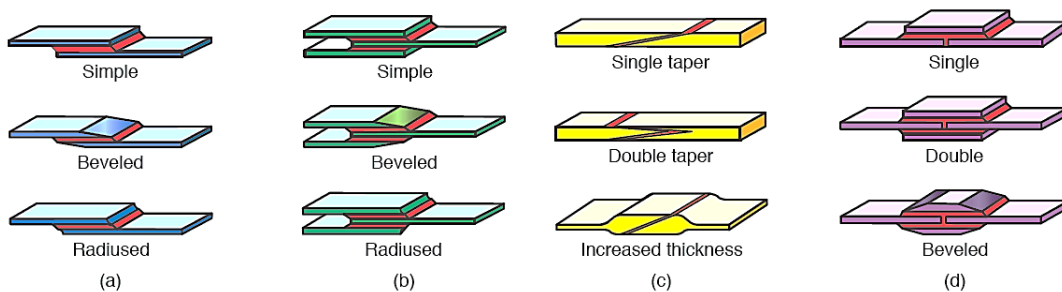


Figura 1.11 - Varie configurazioni di unioni adesive: (a) single lap, (b) double lap, (c) scarf, e (d) strap. [13.b]

Per mezzo dell'incollaggio è possibile combinare tra loro materiali con caratteristiche diverse, scongiurando anche il pericolo di un "potenziale" innesco di corrosione galvanica che inevitabilmente insorgerebbe nel caso in cui due metalli con proprietà elettrochimiche differenti fossero posti in contatto fra loro, questo grazie all'interposizione dei film di adesivo che interrompe la continuità metallica. Un altro vantaggio rispetto ai metodi meccanici è la possibilità di avere una distribuzione uniforme dei carichi e delle sollecitazioni su tutta la superficie interessata, determinando una maggiore resistenza a

flessioni e vibrazioni. Infine, caratteristica importante per i metalli, non si modifica la struttura metallografica e non vi è nessuna distorsione del substrato, contrariamente a quanto avviene nella saldatura, dal momento che le parti non vengono riscaldate.

D'altra parte, la tecnica dell'incollaggio non permette di effettuare giunzioni sottoposte a carichi termici troppo elevati (al massimo $80 \div 120$ °C). Inoltre è necessario prevedere sia le adeguate preparazioni superficiali sia i tempi di presa, che variano in funzione del tipo di adesivo.

1.2.5 Sistemi di connessione integrati a scatto

Tutte le operazioni di collegamento testé descritte richiedono molto tempo oppure specifiche competenze o l'impiego di particolari strumenti. I collegamenti per mezzo di snap-fit, definiti come la giunzione di due parti per interferenza generata dalla deformazione elastica di uno od entrambi gli elementi in gioco, offrono perciò i seguenti vantaggi:

- Sono semplici e intuitivi
- Le forze di assemblaggio possono essere compatibili con quelle manuali
- Non necessitano l'impiego di utensili
- Permettono di ridurre il numero di parti escludendo il ricorso a elementi quali viti, bulloni e rivetti

I collegamenti di tipo snap-fit possono, inoltre, essere reversibili o meno. Cioè applicando una forza in direzione opposta ed in modulo solitamente maggiore rispetto a quella di inserimento si ottiene il disimpegno delle due parti in gioco. Dato il ritorno elastico alla condizione originaria indeformata degli snap-fit reversibili è possibile unire e ridividere le parti anche più volte. Nel caso di collegamenti irreversibili, invece, i componenti possono essere separati solamente rompendo o danneggiando irrimediabilmente gli elementi di bloccaggio.

Le caratteristiche elencate e la possibilità di riutilizzo rendono gli snap-fit adatti a soddisfare i requisiti richiesti dalla semplificazione del Design for Assembly and Manufacturing e Design for Disassembly. Nella Figura 1.12 sono riportate alcune tra le principali tipologie di collegamenti a scatto metallici e non.

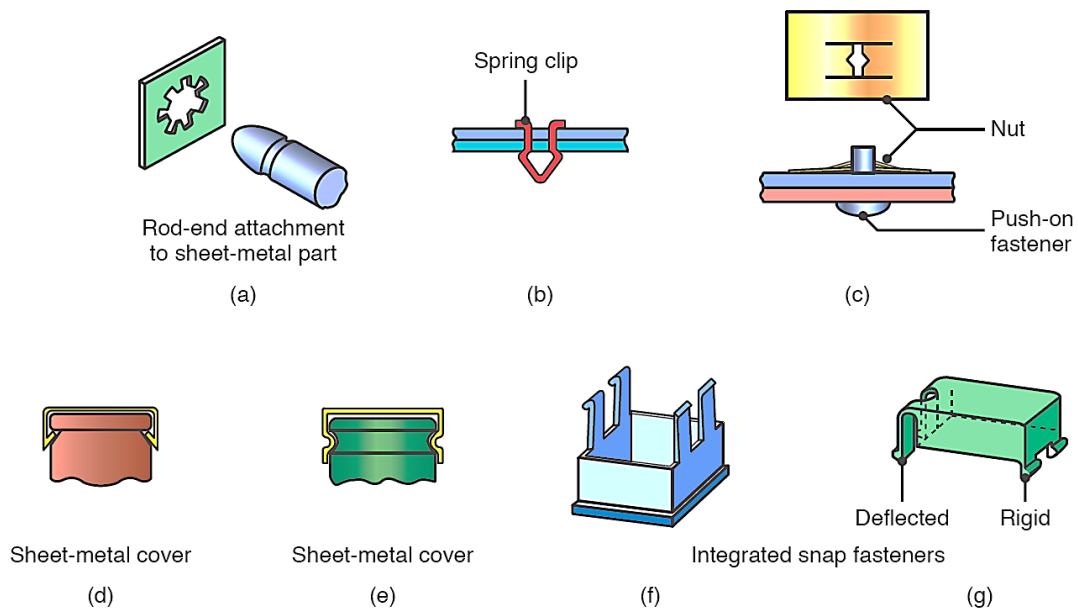


Figura 1.12 - Esempi di collegamenti elastici e snap-fit metallici (a, b, c) e non metallici (d, e, f, g) per facilitare l'assemblaggio. [13.b]

Gli accoppiamenti ad incastro integrati sono i più diffusi nell'ambito della progettazione di parti plastiche poiché questi materiali consentono di realizzare anche le forme più complesse senza dispendiose lavorazioni aggiuntive. Inoltre le plastiche hanno un modulo elastico di almeno due ordini di grandezza minore rispetto a quello dei metalli. La conseguenza di ciò è la progettazione di snap-fit con geometrie estreme, troppo sottili oppure troppo lunghe, determinando problemi di resistenza meccanica o di ingombro.

Da notarsi che spesso gli snap-fit non si sviluppano solo sul piano ma in tutte e tre le dimensioni. Per i polimeri non è un problema in quanto risulta sufficiente variare le geometrie dello stampo per ottenere i collegamenti integrati senza un significativo

esborso economico. Questo non è invece possibile con i materiali metallici in quanto richiedono l'adozione di tecnologie e processi produttivi onerosi.

Per i collegamenti integrati metallici si è così vincolati a forme esclusivamente piane ottenute con tecnologie che permettano, il più possibile, di renderli economicamente competitivi. Date le dimensioni ridotte di alcune sezioni degli snap-fit, l'unica lavorazione praticabile a macchine utensili tramite asportazione di truciolo sarebbe la microfresatura. Essa, però, non offre elevate prestazioni dal punto di vista della produttività e richiederebbe l'utilizzo di macchinari diversi per la realizzazione delle geometrie di maggiore estensione. La punzonatura, invece, necessita che le forme tagliate abbiano dimensioni minime pari ad almeno una volta o una volta e mezza lo spessore della lamiera lavorata, vincolo che gli accoppiamenti integrati spesso non rispettano. I processi di taglio migliori che permettono di ricavare il pezzo e le geometrie degli snap-fit in un'unica soluzione lavorativa sono perciò quelli a fascio, quali: l'abrasive water jet, il plasma e il laser. Nello specifico, però, la lavorazione che garantisce il compromesso migliore tra la produttività, i livelli di dettaglio richiesti e la flessibilità è il taglio laser.

1.3 Introduzione al taglio laser

Il taglio è l'applicazione laser più diffusa nel settore industriale, grazie alle sue preziose caratteristiche le quali permettono di ottenere buone qualità del solco di taglio, elevate velocità di lavorazione ed un'ottima ripetibilità del processo. Si tratta di una tecnologia di produzione a controllo numerico (CNC), in questo caso asservita al taglio di tubolari in acciaio inossidabile AISI 304, in cui il fascio laser viene movimentato reciprocamente ad un profilato al fine di ottenere una sezionatura o foratura dello stesso. In altre parole, la sua grande versatilità consente di ricavare profili complessi a partire da un tubolare metallico, compatibilmente con gli adeguati parametri di processo adottati.

Nel caso specifico, il taglio avviene con ugello conico convergente. I parametri di taglio utilizzati sono riassunti nella seguente Tabella 1.1.

Velocità [mm/min]	CLC [mm]	Potenza [W]	Freq. [Hz]	Duty [%]	Tipo Gas	Pressione [bar]
6 000	0,8	800	1 000	100	N ₂	18

Tabella 1.1 - Parametri tecnologici per il taglio dei dispositivi di bloccaggio snap-fit.

Tali parametri, come ad esempio la potenza del fascio o la velocità della testa di taglio, non rappresentano il massimo esprimibile dalla macchina ma sono di volta in volta modulati a seconda della complessità della geometria da tagliare. Infatti in presenza di rapidi cambi di direzione oppure passaggi di taglio ravvicinati si rende necessaria una riduzione della velocità e della potenza, così da avere una buona qualità ed evitare le distorsioni termiche dei tratti più sottili.

Le dinamiche del servizio (*Duty*) con cui il software adegua i parametri di taglio quali la velocità, la distanza dell'ugello (CLC), la potenza e la pressione del gas di assistenza (N₂), sono informazioni riservate.

1.4 Il contesto

L'analisi dello stato dell'arte dei collegamenti presenti sul mercato si è concentrata sullo studio di tutte quelle classi merceologiche, e relativi prodotti, che utilizzano unioni integrate (snap-fit) o collegamenti ad essi competitivi. Tra questi vi sono incastri forzati, unioni filettate oppure bullonature e chiodature che non richiedono le ingombranti attrezzature e le qualifiche delle unioni saldate, ma possono, all'occorrenza, anche essere svolte dallo stesso utente finale.

Le classi studiate sono le più diffuse nel panorama merceologico e quindi ben si prestano a riassumere il maggior numero possibile di casistiche. In tal modo rendono più significativa la caratterizzazione dello stato dell'arte delle unioni meccaniche delle

tipologie sopra citate. Anche la scelta dei prodotti, per ogni cluster di merce, ha seguito la medesima logica per dare all'analisi il respiro più ampio possibile.

1.4.1 Campi applicativi delle tecniche di unione

Le categorie indagate sono cinque. La classe degli accessori per la casa (Furniture) comprende gli articoli di arredo domestico, di mobilio e tutti quegli oggetti di design che richiedono particolari finiture estetiche (cornici, librerie, ecc.).

Il cluster "Automotive" include la componentistica leggera e gli elementi accessori (portapacchi, alette parasole, ecc.), prevalentemente in materiale plastico, ed i rivestimenti estetici atti a nascondere e proteggere le parti interne della carrozzeria e lo chassis.

In campo "Edile" si spazia su di una più ampia varietà di prodotti: dalla componentistica di dettaglio come le canaline oppure i fissatubi, agli elementi, sottoposti a carichi più importanti, con funzioni strutturali quali i ponteggi e le scale.

L'ambito "Elettronica" racchiude i prodotti di largo consumo specialmente legati al mondo mobile e dell'informatica.

Infine il "Fieristico" abbraccia tutte quelle strutture temporanee (gazebo, stand, ecc.) che spesso si trovano in fiere oppure esposizioni non permanenti.

CLASSE MERCEOLOGICA					
	FURNITURE	AUTOMOTIVE	EDILE	ELETTRONICA	FIERISTICO
PRODOTTI	Armadi	Alette parasole	Canaline cavi	Cable connection	Divisorio
	Battiscopa	Copri specchietti	Fissatubi	Case computer	Gazebo
	Cornici	Copricerchi	Intelaiature porte	Connessione charger	Pannelleria
	Letti	Cruscotto	Pannelli fonoassorbenti	Connessione USB	Scaffalature
	Librerie	Fanali	Ponteggi	Connessione schede	Stand
	Mobili da giardino	Paraurti	Profili finestre	Copri batterie	
	Sedie	Portapacchi	Scale a pioli	Cover	
	Tavoli		Utensili	Porta ethernet	

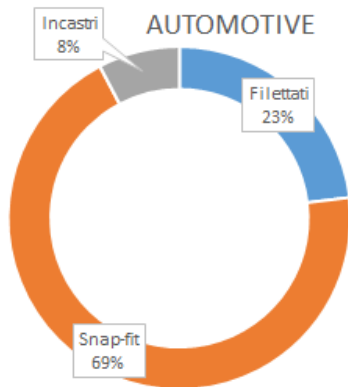
Tabella 1.2 - Suddivisione dei prodotti per classe merceologica.

Dalla ricerca svolta su riviste di settore e sul web si sono trovate svariate tipologie di collegamento che, per una maggiore facilità di analisi, sono state raggruppate in:

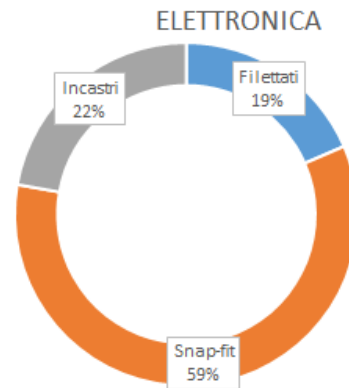
- Unioni integrate (snap-fit).
- Filettature, che comprendono anche le bullonature.
- Incastri forzati, per interferenza oppure ostacolo.
- Chiodature.

Successivamente alla ricerca dello stato dell'arte si è analizzato in modo critico la distribuzione delle tecnologie di unione adottate nei vari cluster considerati.

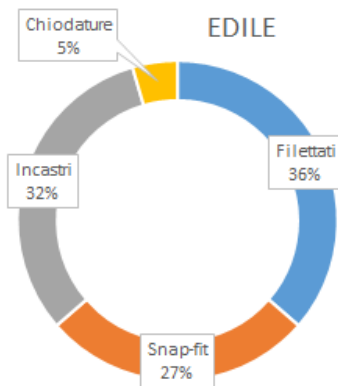
La figura sotto riportata mostra in maniera immediatamente accessibile il market share, in percentuale, dei principali collegamenti (filettati, snap-fit, incastri, chiodature) utilizzati nei settori merceologici interessati dallo studio. I dati sono stati estrapolati dalle immagini e dagli articoli presi in analisi durante la fase di ricerca dello stato dell'arte.



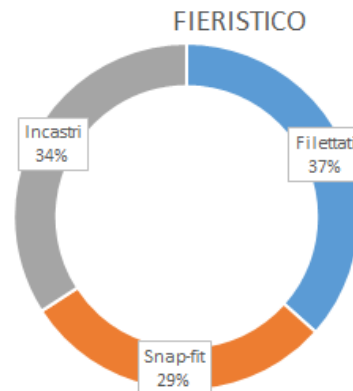
- Filettati
- Snap-fit
- Incastri



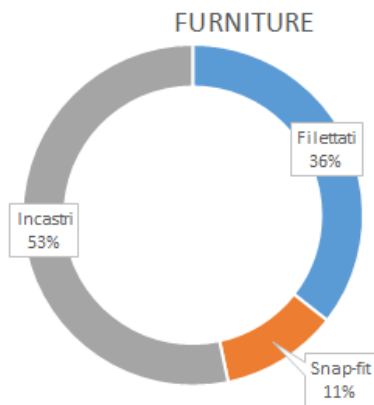
- Filettati
- Snap-fit
- Incastri



- Filettati
- Snap-fit
- Incastri
- Chiodature



- Filettati
- Snap-fit
- Incastri



- Filettati
- Snap-fit
- Incastri

1.4.1.1 Applicazione in ambito Automotive

Dai dati precedenti si osserva chiaramente un maggior utilizzo delle unioni integrate nell'ambito Automotive. Ciò è da attribuire alla forte tendenza, in questo settore, verso un alleggerimento della componentistica, una riduzione dei tempi di assemblaggio e dei costi di fabbricazione. Infatti la quasi totalità degli snap-fit e delle unioni con incastro, qui adoperate, non sono realizzate in materiali metallici ma plastici, poiché quest'ultimi hanno il vantaggio di avere una maggiore leggerezza, economicità e libertà nella creazione di geometrie anche complesse e sviluppate nelle tre dimensioni, grazie alla facilità con cui possono essere manipolate. Alcuni esempi sono riportati in Figura 1.13.



Figura 1.13 - Esempi di collegamenti in ambito Automotive.

A confermare questo trend vi è il caso Ford. A partire dalla fine degli anni '80, la casa automobilistica statunitense, grazie all'utilizzo delle unioni integrate in materiale plastico, affiancate da un software per la DfA, riuscì a diminuire i tempi di assemblaggio con l'aumento della produttività ed una contemporanea riduzione dei costi. In tal modo gli

oneri di assemblaggio sostenuti da Ford furono circa il 40% più bassi rispetto a quelli dei suoi maggiori competitors, come ad esempio GM.⁴ Vedi Figura 1.14.

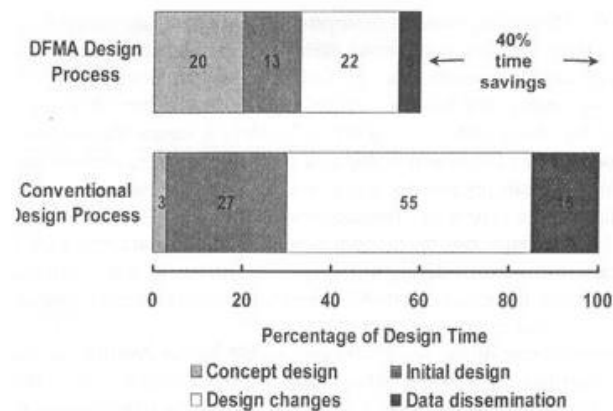


Figura 1.14 - Confronto tra le tempistiche della progettazione convenzionale e DfMA.

[24.a]

1.4.1.2 Applicazione in ambito Elettronico

Un'altra classe merceologica in cui si evince un preponderante utilizzo degli snap-fit (circa il 60% del totale delle unioni) è quella dell'Elettronica, la quale contiene i prodotti relativi al mondo mobile e dell'informatica. Questi sono caratterizzati da un utilizzo molto frequente, in cui sono sottoposti a ripetuti cicli di ingaggio e disaccoppiamento, come ad esempio le cover, i connettori USB o del carica batterie, ecc. Per queste particolari condizioni di lavoro, per la necessità di condurre elettricità e per le alte temperature che spesso vengono raggiunte, a seguito dell'effetto Joule, vengono realizzati per la maggior parte in metallo. Il metallo, infatti, permette una maggiore resistenza alle deformazioni ed ai cicli di fatica sia meccanica che termica. Alcuni esempi sono riportati in Figura 1.15.

⁴ Boothroyd Dewhurst, Inc, *International Forum on Design for Manufacture and Assembly*, Boothroyd Dewhurst, Incorporated, 1999.



Figura 1.15 - Esempi di collegamenti in ambito Elettronico.

1.4.1.3 Applicazione in ambito Edile

Per quanto concerne il cluster Edile ciò che si osserva è una suddivisione praticamente omogenea tra le tre principali tipologie di giunto (filettati, snap-fit, incastri). Tale peculiarità è probabilmente imputabile all'ampia varietà dei prodotti appartenenti a questa classe, i quali toccano molti ambiti: dalla componentistica più semplice ed immediata, come ad esempio i già citati canaline, fissatubi, alle strutture più impegnative, rispetto ai carichi in giuoco (scale), e quelle propriamente strutturali come i ponteggi. Si evidenzia una maggior percentuale di impiego rispettivamente di snap-fit per i primi, e di incastri e filettature per i secondi. Nell'Edile è anche presente una piccola, ma significativa, percentuale di unioni chiodate utilizzate soprattutto sotto forma di chiodi e rivetti in

prodotti quali gli utensili ed i rivestimenti in lamiera. Alcuni esempi sono riportati in Figura 1.16.



Figura 1.16 - Esempi di collegamenti in ambito Edile.

1.4.1.4 Applicazione in ambito Fieristico

Considerazioni del tutto analoghe si possono trarre anche per quanto riguarda l'ambito Fieristico, dove ancora abbiamo una spartizione pressoché uguale tra le unioni filettate, integrate ed incastri.

I prodotti che più utilizzano snap-fit sono i divisori e la pannellaria in genere, mentre i gazebo e gli stand, sottoposti a forze maggiori, si spartiscono i collegamenti ad incastro e filettati. Alcuni esempi sono riportati in Figura 1.17.



Figura 1.17 - Esempi di collegamenti in ambito Fieristico.

1.4.1.5 Applicazione in ambito Furniture

Infine, nel settore della componentistica d'arredo sono nettamente predominanti le unioni ad incastro e filettate, a discapito dell'utilizzo di snap-fit i quali si ritagliano solo una fetta dell'11% del totale.

Questo squilibrio, non registrato in nessuna delle classi precedenti, è ragionevolmente imputabile all'utilizzo preferenziale di materiali quali il legno e l'acciaio rispetto alle plastiche. Queste ultime si presterebbero maggiormente ad una progettazione con unioni integrate, per i motivi precedentemente esposti, mentre il legno e l'acciaio, per ragioni diverse, apparentemente non offrono grosse possibilità di impiego. Alcuni esempi sono riportati in Figura 1.18.

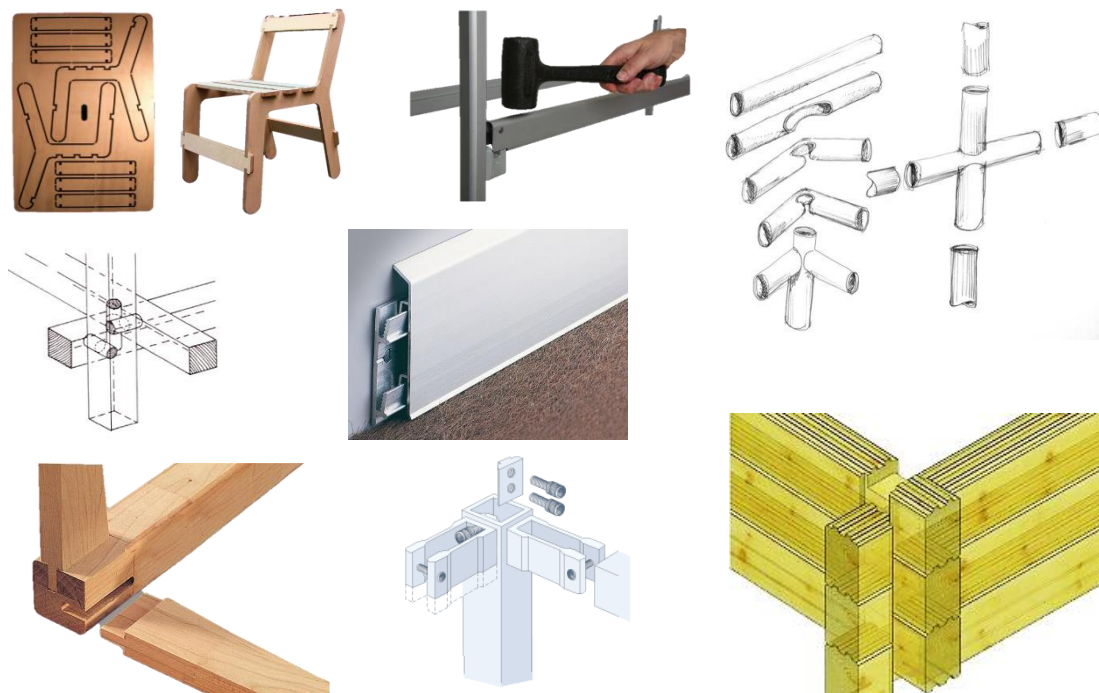


Figura 1.18 - Esempi di collegamenti in ambito Furniture.

1.4.2 Criticità nell'applicazione dei collegamenti snap-fit tradizionali nella componentistica d'arredo

La caratteristica principale del legno è la sua anisotropia nei confronti di tutte le proprietà meccaniche, che quindi variano con la direzione considerata. Inoltre non è corretto attribuire ad un materiale non omogeneo quale il legno caratteristiche costanti, pertanto i valori di resistenza devono essere intesi come "dati medi" fortemente indicativi. Un ulteriore punto da sottolineare è che le proprietà meccaniche del legno variano in funzione della temperatura e soprattutto della sua umidità. Infine sono importanti anche le variazioni di deformazione e di resistenza legate alla durata delle sollecitazioni applicate o degli spostamenti imposti, che inseriscono il legno tra i materiali con comportamento viscoelastico.

Per quanto riguarda l'acciaio, il suo modulo elastico, molto maggiore rispetto a quello dei materiali polimerici, porta alla progettazione di componenti troppo sottili, con problemi di resistenza meccanica, o troppo lunghi, con problemi di ingombro. Inoltre una caratteristica molto apprezzata dei collegamenti a scatto è la possibilità di utilizzare geometrie tridimensionali. Mentre queste sono ottenibili facilmente e a basso costo impiegando le plastiche, risultano quasi impossibili da realizzare nei prodotti in materiale metallico a meno di adoperare tecniche di lavorazione molto sofisticate e dunque costose. Pertanto la geometria delle unioni integrate in metallo è limitata al solo sviluppo piano. A sua volta questo condiziona le tecnologie realizzative adottabili.

In favore degli snap-fit anche metallici, quindi adatti al Furniture, vi è il vantaggio di appartenere alla classe delle unioni integrate, quindi ottenibili direttamente dal pezzo in un'unica lavorazione e caratterizzate dalla possibilità di realizzare connessioni intuitive, rapide ed economiche che non richiedono ulteriori fasi di montaggio a meno di quelle elementari di centraggio ed inserimento.

Queste ultime considerazioni spingono ad indagare più approfonditamente il caso degli accessori per la casa, in special modo quelle tipologie di prodotti metallici per le quali vi è l'opportunità di sostituire le unioni ad incastro e/o filettate con quelle integrate.

L'obiettivo è la progettazione di snap-fit in materiale metallico direttamente ricavati sui componenti da unire. Date le dimensioni ridotte e le geometrie di queste particolari unioni metalliche, il processo più vantaggioso e diffuso, nella componentistica d'arredo, per tagli complessi su corpi piani oppure cilindrici è la tecnologia laser.

Capitolo 2

Criteri di progettazione per le unioni integrate a scatto

2.1 Introduzione e definizione dei collegamenti di tipo snap-fit

In questo capitolo verrà affrontato l'argomento delle unioni integrate a scatto, gli snap-fit: dalla loro definizione, alla classificazione delle differenti tipologie, ai metodi di progettazione. Uno dei maggiori esperti in questo campo è sicuramente l'ingegnere statunitense Paul R. Bonenberger, che con i suoi studi ha definito e catalogato questo tipo di giunzioni meccaniche e fornito le regole per una loro buona progettazione. La definizione che ne dà nel suo manuale è la seguente:

*“A snap-fit is a mechanical joint system where part-to-part attachment is accomplished with locating and locking features (constraint features) that are homogeneous with one or the other of the components being joined. Joining requires the (flexible) locking features to move aside for engagement with the mating part, followed by return of the locking feature toward its original position to accomplish the interference required to latch the components together. Locator features, the second type of constraint feature, are inflexible, providing strength and stability in the attachment. Enhancements complete the snap-fit system, adding robustness and user-friendliness to the attachment.”*⁵

“Uno snap-fit è un collegamento meccanico in cui l'unione tra le parti è realizzata tramite due elementi, uno di bloccaggio (vincolo) e uno di guida (sede), omogenee ed integrate ai componenti da connettere. L'unione richiede che l'elemento da inserire (flessibile) si deformi fino ad impegnarsi con la parte compatibile, e ritorni in seguito alla sua posizione originale, così da realizzare l'interferenza necessaria per agganciare i componenti insieme. Invece la sede è indeformabile, fornendo stabilità e resistenza al collegamento. Una

⁵ Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000.

progettazione adeguata, infine, migliora l'unione a scatto, aumentandone la robustezza e la facilità d'uso.”

Come detto in precedenza, gli snap-fit fanno parte delle unioni integrate, le quali hanno la caratteristica di essere, per l'appunto, integrate con le parti da assemblare, determinando perciò un'unione rapida, semplice ed economica, poiché richiede poche fasi di lavorazione e non necessita di ulteriori elementi di bloccaggio.

In generale si può affermare che tutti gli snap-fit seguono lo stesso schema, cioè sono dotati di un elemento flessibile, ad uncino, ed uno rigido, la sede. L'elemento ad uncino ha una geometria tale per cui, se spinto nella sede, si deforma elasticamente. Completato l'inserimento, si viene a ripristinare la forma originale dell'elemento sporgente, portando a termine l'incastro. In base alla progettazione, questo può essere distinto in fisso, permanente (separabile con difficoltà) oppure smontabile, a seconda dell'applicazione a cui è destinato.

I principali requisiti che gli snap-fit debbono rispettare sono la compatibilità con la forma globale dei componenti da accoppiare, evitando le interferenze geometriche, e la robustezza, definita come la sensibilità dell'unione a tutte le variabili conosciute, e non, che influenzano il progetto, la realizzazione e l'uso, quali ad esempio: il comportamento scorretto dell'utente, i fattori ambientali, i carichi imprevisti e così via.

Data la grande adattabilità del sistema alle pressoché infinite geometrie delle parti da connettere, non esiste un unico modello standard, ma molti e spesso realizzati “su misura” per la particolare applicazione. Da questa considerazione si possono comprendere le difficoltà incontrate da Bonenberger nel raggruppare gli snap-fit nelle diverse categorie.

2.2 Criteri di progettazione – Geometrie tradizionali

Gli snap-fit vengono identificati in base alle loro differenze nell'assemblaggio e nel meccanismo di mantenimento in presa. Di seguito sono riportate le più utilizzate in ambito industriale:⁶

a. Cantilever Beams

Sono di gran lunga la tipologia più adottata e li si possono trovare in svariate configurazioni. L'incastro è realizzato tramite la flessione di un elemento trave a sbalzo dotato di un sottosquadro che lo blocca nella sede. La tenuta del collegamento viene, di conseguenza, data dalle leggi che regolano la tensoflessione. L'unione può essere permanente o meno a seconda della scelta degli angoli d'inserimento e di disimpegno (α e β) e del coefficiente μ d'attrito tra i due pezzi, funzione del materiale di cui sono fatti.

b. Planar Locks

Sono così chiamati perché sovente si trovano su pareti piane. Coinvolgono due superfici deformabili, una che accoglie la sede (tasca) ed una il gancio, le quali si accoppiano determinando la tenuta, descritta dai meccanismi di flessione delle pareti. Trova largo impiego quando è necessario ridurre al minimo gli ingombri.

c. Trap Locks

Come i Cantilever Beams si basano sul principio della trave a sbalzo, ma l'incastro è mantenuto da sforzi di compressione. Questa differenza significativa fa sì che i Trap Locks siano unioni di gran lunga più resistenti. Infatti i Trap Locks, al contrario dei Cantilever, si accoppiano muovendo la sede in direzione opposta a quella dell'estremità vincolata della trave flessibile che risulterà così compressa.

⁶ Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000, pp 67 - 92.

d. Annular Locks

Vengono utilizzati per connettere tra loro parti cilindriche anche in caso necessitino di moto relativo rotatorio. Sfruttano l'interferenza tra gole o creste, concentriche, ricavate sulla superficie esterna o interna del pezzo. L'assemblaggio e la forza di presa si basano sull'elasticità radiale.

2.3 Criteri di progettazione – Metodi per la scelta del collegamento a scatto adeguato

Per prima cosa è fondamentale aver coscienza degli spazi a disposizione, degli ingombri globali e quindi dei movimenti necessari all'ingaggio e, se previsto, anche al disassemblaggio dello snap-fit. In seguito si stabiliscono quali vincoli deve fornire il collegamento, in quale direzione avviene l'assemblaggio (disassemblaggio) ed in quali deve prestare la massima resistenza, avendo ben presente la regola principe nella progettazione con unioni a scatto:

“Fissata la direzione di assemblaggio, è basilare che nessun'altra forza significativa agente sullo snap-fit abbia direzione e verso uguali a quelli di separazione”.

Quindi tale principio suggerisce che nessuna forza esterna applicata al sistema, avente intensità sufficiente a determinare l'apertura accidentale del collegamento, agisca nello stesso senso di quella del disassemblaggio.

Infine, in funzione dell'applicazione a cui l'unione è destinata, è necessario determinare il numero adeguato di snap-fit e la tipologia di appartenenza onde definire la migliore soluzione possibile. Da notarsi che spesso la progettazione è finalizzata a semplificare le operazioni di montaggio, definendo collegamenti allo stesso tempo resistenti, veloci e pratici, con accorgimenti che si rifanno alle regole del Design for Assembly.

Per la selezione dello snap-fit si seguono dei criteri di scelta che, messi insieme, portano alla definizione del collegamento a scatto più funzionale per il problema specifico da affrontare.

Uno dei parametri più utilizzati per la valutazione degli snap-fit è la forza di inserimento e quella di smontaggio. La prima è definita come il carico applicato alla *locking feature* tale da determinarne l'ingaggio completo con la *locating feature*. La seconda, quella di disassemblaggio, è la forza che deve essere fornita per separare i due componenti uniti. Se la progettazione è indirizzata ad un assemblaggio manuale, essa deve tener conto delle forze che l'uomo è in grado di garantire, ripetitivamente, senza infortunarsi: mani 25 N, dita 9 N (pollice 11 N). Quindi si presterà maggiore attenzione all'entità della forza di assemblaggio. Il parametro che esprime in modo sintetico l'efficienza del collegamento, come effetto ottenuto su risorse impiegate, è il *Locking Ratio* definito come rapporto tra la forza massima di sbloccaggio e la massima di inserimento:

$$LR = \frac{F_{sbloccaggio}}{F_{inserimento}} \quad (2.1)$$

Ad un incremento della forza di disassemblaggio non sempre corrisponde un aumento dell'efficienza (LR), poiché generalmente si ha anche il conseguente innalzamento del carico necessario per completare l'assemblaggio. Quindi, è spesso più utile ottimizzare la scelta di più parametri piuttosto che massimizzarne uno solo. Altri due indicatori sulla buona scelta della tipo di snap-fit sono la forza di sbloccaggio dimensionale e la forza di sbloccaggio volumetrica:

$$F_{sbloccaggio}^d = \frac{F_{sbloccaggio}}{DC} \quad (2.2)$$

Dove DC è una dimensione caratteristica dello snap-fit, solitamente viene suggerito di utilizzare la sua lunghezza a sbalzo (es. Cantilever Beams).

$$F_{sbloccaggio}^v = \frac{F_{sbloccaggio}}{V} \quad (2.3)$$

Dove V è il volume della *Locking Feature*.

Più elevato è il valore di queste grandezze, maggiore è l'efficienza dimensionale del collegamento integrato, cioè a pari forza di disassemblaggio è preferibile avere dimensioni e volumi ridotti.⁷

Un altro criterio fondamentale per la scelta dello snap-fit è la tipologia di funzione alla quale è chiamato ad assolvere, descritta in termini di Azione, Tipo di Incastro, Ritenzione e Tipo di Bloccaggio (vedi Figura 2.1).

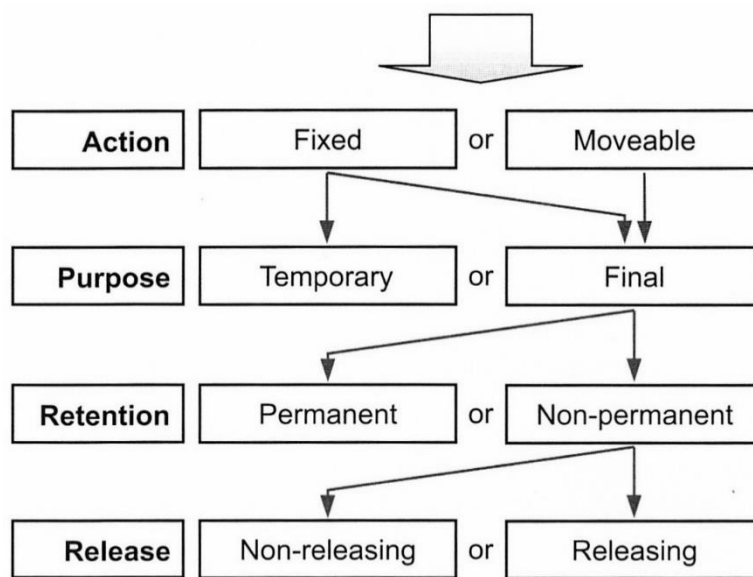


Figura 2.1 - Diagramma delle tipologie di funzione. [1.a]

L'Azione è definita come il movimento potenziale dello snap-fit durante la sua applicazione, stabilito in fase di progettazione e del quale si possono distinguere due tipologie fisso oppure mobile. Nel primo caso non vi è moto relativo tra le parti un volta che queste siano state bloccate insieme. Al contrario, negli snap-fit mobili, è ammesso un movimento relativo durante il periodo in cui sono impegnati.

⁷ G. Suri and A. F. Luscher, *Structural Abstraction in Snap-fit Analysis*, Journal of Mechanical Design, Transactions of ASME, 2000.

Per quanto riguarda la Tipologia di Incastro, può accadere che lo snap-fit costituisca direttamente l'incastro definitivo, in questo caso si parla di collegamento finale, oppure che sia semplicemente temporaneo, cioè atto a tenere unite le parti in attesa che un secondo tipo di unione intervenga a bloccare i due pezzi. In funzione della caratteristica di Ritenzione, gli snap-fit fissi sono distinguibili in permanenti e non permanenti.

La Ritenzione fa riferimento alla natura della coppia di fissaggio. I bloccaggi permanenti sono progettati in modo tale da non permettere il disassemblaggio. Da notarsi che in verità nessun bloccaggio è realmente permanente, tuttavia questi, una volta accoppiati, risultano estremamente difficoltosi da separare. Infatti spesso si adoperano attrezzi specifici con il rischio di danneggiare il collegamento o le parti. Seguono una logica opposta gli snap-fit non permanenti, i quali si suddividono a loro volta in due sotto gruppi in base alla Tipologia di Bloccaggio: rilasciabili e non rilasciabili.

Al primo gruppo appartengono quegli snap-fit che permettono la separazione delle parti tramite l'applicazione di una forza superiore ad un certo valore di soglia. I non rilasciabili sono progettati in modo tale da poter essere separati solamente a seguito di una deformazione manuale impressa alla locking feature, con lo svantaggio di non poter garantire l'accoppiamento a fronte di carichi esterni accidentali.

2.4 Criteri di progettazione – Valutazione preliminare

In questo paragrafo vengono introdotti e descritti i requisiti chiave (*Key requirements*) per la progettazione degli snap-fit, così come sono stati identificati da Paul R. Bonenberger nel suo manuale.⁸ I *Key Requirements* rappresentano le principali caratteristiche tecniche, condivise da tutte le possibili configurazioni dei collegamenti a scatto, ed inoltre descrivono le relazioni fondamentali esistenti tra gli *Elements* (*Lock Function, Basic Shapes, Engage Direction, Assembly Motion, Constraint Features, Enhancements*). Questi

⁸ Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000, pp 14 - 25.

ultimi sono sia caratteristiche fisiche delle unioni con snap-fit, sia attributi utilizzati per descriverne o caratterizzarne l'applicazione.

2.5 Criteri di progettazione – Requisiti chiave

I requisiti chiave sono: la Resistenza, i Gradi di Vincolo, la Compatibilità e la Robustezza. Sono i principali obiettivi di ogni collegamento integrato a scatto, poiché il loro soddisfacimento è il criterio fondamentale per poter giudicare il successo di un progetto di snap-fit in termini di durata, affidabilità e praticità dell'assemblaggio. Nella sezione che segue si esporrà in dettaglio ciascun requisito chiave.

a. Resistenza

È la prestazione della *lock feature* durante l'assemblaggio e la capacità, da parte degli elementi di incastro (*lock feature* e *locator feature*), di garantire l'integrità del sistema di accoppiamento durante tutta la vita del prodotto, dal montaggio al funzionamento, dallo smontaggio al rimontaggio (per i collegamenti che prevedono il riutilizzo).

Garantire l'integrità del sistema significa mantenere le due parti accoppiate senza che vi siano rilassamenti, rotture, vibrazioni o scricchiolii. La resistenza rappresenta la base dell'approccio tradizionale alla progettazione dello snap-fit a livello geometrico.

Infatti, come nella maggior parte dei collegamenti, la resistenza alla separazione è generalmente il requisito più importante. Tuttavia questa è solo una parte di una richiesta progettuale più globale, cioè l'affidabilità.

L'affidabilità è la probabilità che l'elemento di unione possa eseguire la funzione richiesta, tenere insieme le parti, in condizioni d'uso ben definite e per un dato intervallo di tempo, la vita del prodotto, senza fallimenti. Tale proprietà è garantita soltanto quando l'adeguata

caratteristica di resistenza è supportata dagli altri tre requisiti chiave, come mostrato nella Figura 2.2. Infatti la resistenza, da sola, non assicura la riuscita una buona unione.

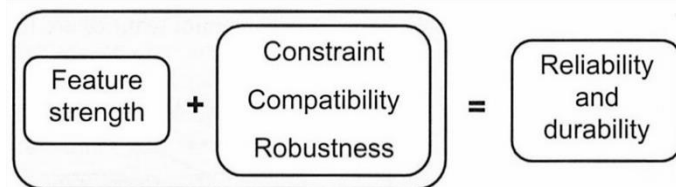


Figura 2.2 - La resistenza da sola non garantisce il buon collegamento. [1.a]

b. Gradi di Vincolo

I gradi di vincolo prevengono e controllano il movimento relativo tra le parti. Questo requisito chiave è molto importante poiché anche dalla scelta corretta di tale parametro dipende il successo del sistema snap-fit. La funzione della base vincolante è quella di limitare, nell'accoppiamento, gli spostamenti da parte del componente mobile. Quest'ultimo possiede in totale 12 gradi di libertà, di cui 6 di traslazione e gli altri 6 di rotazione, lungo e attorno agli assi cartesiani.

Nelle giunzioni fisse non è consentito alcun movimento relativo tra le parti. Il collegamento è propriamente vincolato quando l'elemento elastico di accoppiamento è vincolato alla base in tutti e 12 i gradi di libertà. Nel caso di giunzioni che richiedano movimento relativo, invece, il vincolo dovrà avvenire solo nelle direzioni che non prevedono movimento, quindi saranno bloccati meno di 12 gradi di libertà.

Il sistema snap-fit potrà quindi essere considerato correttamente bloccato solamente se i gradi di libertà vincolati corrispondono esattamente a quelli richiesti dall'applicazione. In particolare il sistema verrà definito *iper-vincolato*, se i vincoli sono eccessivi, ed al

contrario *ipo-vincolato*, se sono inferiori al necessario. A seconda della condizione di vincolo possono insorgere alcune problematiche, esposte nella Tabella 2.1.

Effect on	Constraint condition		
	Proper	Under	Over
Noise	Allows a close fit between parts	Part misalignment, possible looseness, squeaks and rattles	No direct effects
Assembly	Features fit without interference	No effects	Difficult assembly due to interference between features
Cost	Permits (cost-saving) normal or loose tolerances	No direct effects	Requires close tolerances
Analysis	Makes feature analysis possible	No effects	Interface is statically indeterminate
Reliability	Supports feature strength for reliability	Improper lock loading can lead to lock failure	Possible failure due to residual strain between constraint features Possible component distortion under temperature extremes

Tabella 2.1 - Effetti dei gradi di vincolo (*vincoli corretti, ipo-vincolati, iper-vincolati*). [1.a]

c. Compatibilità

La compatibilità rappresenta l'armonia nell'interfaccia fra tutti gli elementi del sistema di giunzione e più globalmente fra i pezzi da unire. È il risultato della scelta del movimento di unione, della direzione di ingaggio e della disposizione dei vincoli richiesti nel rispetto della morfologia complessiva delle parti e della facilità di assemblaggio. L'incompatibilità è spesso un errore subdolo e pericoloso, poiché è difficilmente individuabile se non una

volta giunti in fase di assemblaggio. Per questa ragione una migliorata consapevolezza e razionalizzazione degli ingombri è fondamentale nello sviluppo di snap-fit opportuni.

Nell'esempio in Figura 2.3 il componente viene montato sulla sua base per mezzo di un elementare moto di traslazione in cui gli snap-fit si fletteranno determinando l'unione tra i due componenti. Il disassemblaggio richiede, invece, un movimento diverso da quello utilizzato per il montaggio ed a causa di una cattiva progettazione del sistema di collegamento (ci si è focalizzati solo sulla fase di assemblaggio), si avrà una flessione eccessiva dell'uncino di sinistra provocandone così, quasi certamente, la sua rottura.

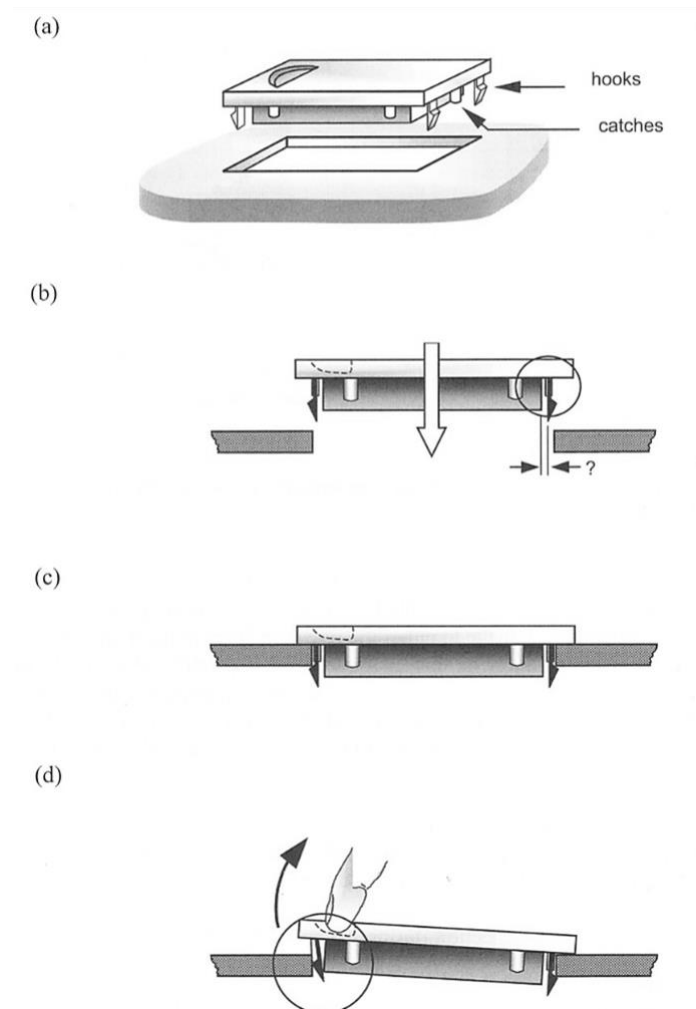


Figura 2.3 - Violazione della compatibilità in una semplice applicazione. [1.a]

Per evitare problemi di incompatibilità Bonenberger propone quattro regole:

- Tutte le caratteristiche fisiche dell'interfaccia devono essere compatibili col movimento di assemblaggio
- Il movimento di assemblaggio scelto deve essere compatibile con le geometrie del sistema di unione
- I movimenti di assemblaggio e disassemblaggio devono essere i medesimi, sebbene in direzioni opposte
- Deve essere permessa la flessione degli elementi coinvolti nel collegamento durante tutte le fasi di assemblaggio e disassemblaggio

d. Robustezza

La robustezza, nell'ambito snap-fit, può essere definita come la capacità di adattamento alle variazioni non previste ed incognite che possono insorgere in fase di progettazione, fabbricazione, montaggio ed uso. Le incognite che possono verificarsi nella vita di un collegamento a scatto includono un'ampia varietà di situazioni, tra le quali:

- L'abilità da parte dell'utente di interpretare come utilizzare correttamente lo snap-fit
- La capacità dell'utente di smontare e rimontare il sistema senza danneggiarlo
- L'ambiente di lavoro e le condizioni di carico nelle quali le parti vengono assemblate
- La possibilità di subire usi impropri o carichi inattesi

Dalla descrizione dei *Key requirements* si può capire come sia fondamentale che tutti e quattro siano rispettati e necessari per la resistenza durevole ed affidabile dello snap-fit.

Infine come regola generale, da tenere a mente nella realizzazione di un collegamento snap-fit, è buona norma studiare ed osservare il collegamento durante le fasi di

assemblaggio oppure, ancor meglio, effettuare da sé l'operazione così da avere un riscontro reale delle problematiche in gioco.

2.6 Procedura standard per il progetto di snap-fit

Le regole che seguono, da Paul R. Bonenberger nel suo manuale, sono generalmente valide, ma variazioni del materiale, dei componenti e dei processi possono influenzare la loro adattabilità alle particolari applicazioni. Queste norme sono utili per un dimensionamento di massima del sistema snap-fit e costituiscono il punto di partenza per un'analisi più specifica del problema.

Il caso presentato fa riferimento alla tipologia Cantilever Beam poiché è la più utilizzata ed intuitiva, inoltre i principi adottati nella sua analisi sono sempre validi anche per le altre tipologie. Nella Figura 2.4 è rappresentato il modello dello snap-fit con le sue dimensioni caratteristiche.

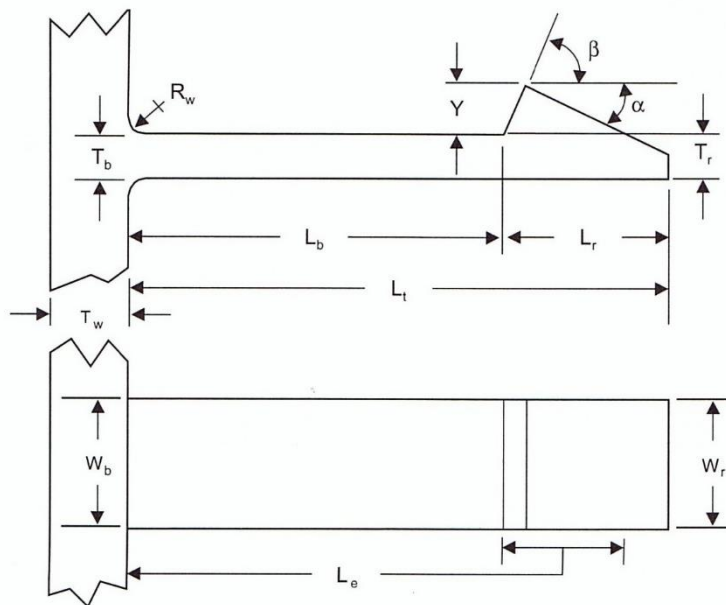


Figura 2.4 - *Cantilever Beam*: variabili e terminologia. [1.a]

- L_r Lunghezza dell'uncino
- L_b Lunghezza della trave (dovrebbe essere almeno x10 volte il valore di T_b)
- L_t Lunghezza totale dello snap-fit
- T_w Spessore della parete nella sezione in cui è incastrata la trave
- T_b Spessore della trave all'incastro
- T_r Spessore della trave in corrispondenza dell'uncino
- R_w Raggio di raccordo fra trave e parete
- W_b Larghezza della trave all'incastro
- W_r Larghezza della trave in corrispondenza dell'uncino
- Y Altezza di sottosquadro
- α Angolo di inserimento di progetto (con l'uncino scarico)
- β Angolo di disimpegno di progetto (con l'uncino scarico)

Altre dimensioni:

- δ Flessione di assemblaggio ($\delta = Y$)
- α_{eff} Angolo di inserimento effettivo
- β_{eff} Angolo di disimpegno effettivo
- L_e Lunghezza effettiva di trave (La distanza tra la base della trave ed il punto di contatto tra l'uncino e la sede)

Gli angoli α e β , come si vedrà più avanti, sono basilari per definire la direzione dei carichi e quindi la ripartizione della forza necessaria all'assemblaggio (o smontaggio) del sistema. L'angolo di inserimento (α) determina la forza di montaggio. Più questo è inclinato, più elevata sarà la forza per flettere ed ingaggiare l'uncino. Idealmente il massimo angolo di inserimento dovrebbe essere il minore possibile, un angolo di $25 \div 35^\circ$ è ragionevole, mentre oltre i 45° l'assemblaggio diventa difficoltoso.

L'angolo di disimpegno (β) ed il coefficiente di attrito (μ) tra le superfici a contatto influenzano il comportamento e le forze in gioco durante la separazione. Maggiori sono l'inclinazione ed il coefficiente d'attrito, più elevata sarà la forza di disassemblaggio e quindi la tenuta. Per un bloccaggio smontabile risulta, generalmente, adeguato un angolo di 35° o preferibilmente minore allorché l'applicazione preveda un numero elevato di cicli di montaggio e smontaggio. Se invece ci si attende la presenza di forze esterne elevate agenti sul sistema di bloccaggio è bene evitare l'utilizzo di snap-fit smontabili, con β limitati, ed adottare una giunzione fissa, la quale per essere rilasciata deve richiedere una flessione manuale oppure essere rotta. Tipicamente presenta angoli compresi tra 80° e 90° . Il caso intermedio è rappresentato da bloccaggi permanenti, quindi smontabili con difficoltà, i quali prevedono un angolo di disassemblaggio intorno ai 45° . Infine, per questi giunti, è meglio evitare applicazioni caratterizzate da elevati cicli di rimozione.

Il valore del sottosquadro (Y) determina di quanto, al massimo, la trave verrà flessa per l'ingaggio e la separazione. Nel caso di Cantilever Beam, lo snap-fit può essere assimilato ad una mensola incastrata. La forza necessaria per ottenere una freccia pari a Y e permettere l'impegno delle parti deve quindi avere una componente diretta perpendicolarmente alla trave pari a:

$$F_p = \delta \frac{3EJ}{L_b^3} = Y \frac{3EJ}{L_b^3} \quad (2.4)$$

Dove E è il modulo di elasticità del materiale (o modulo di Young) e J il momento d'inerzia della sezione. Per una trave con sezione rettangolare il momento d'inerzia vale:

$$J = \frac{\text{base} \cdot \text{altezza}^3}{12} = \frac{WT^3}{12} \quad (2.5)$$

Da cui si ricava il modulo di resistenza flessionale:

$$Z = \frac{J}{T/2} = \frac{WT^2}{6} \quad (2.6)$$

All'incastro dello snap-fit si genera, di conseguenza, un sforzo massimo pari a:

$$\sigma_{max} = \frac{F_p L_b}{Z} \quad (2.7)$$

$$\sigma_{max} = \frac{6F_p L_b}{WT^2} \quad (2.8)$$

Lo sforzo massimo può essere dunque riscritto, in funzione della Y, come:

$$\sigma_{max} = \frac{3ET}{2L_b^2} Y \quad (2.9)$$

In realtà se la dimensione della parete è confrontabile con quella dello spessore (T) dello snap-fit, il carico da applicare diminuisce in seguito alla deformazione della parete. Infatti, a pari forze, la deformazione è maggiore di quella prevista.

Per tener conto di questi effetti si usa un fattore correttivo Q tabulato (vedi Tabella 2.2 e Figura 2.5):

$$F_{p-corr} = \frac{F_p}{Q} \quad (2.10)$$

Da cui:

$$\sigma_{max-corr} = \frac{3ET}{2L_b^2} \frac{Y}{Q} \quad (2.11)$$

A questo corrisponde la deformazione nominale:

$$\varepsilon_{nom} = \frac{\sigma_{max-corr}}{E} \quad (2.12)$$

Beam aspect ratio L_b/T_b	Beam to wall configuration				
	1 Beam \perp to a solid wall	2 Beam \perp and in interior area of wall	3 Beam \perp to wall and parallel at edge	4 Beam \perp to wall and parallel at edge	5 Beam in- plane with wall at edge
1.5	1.60	2.12	2.40	6.50	8.00
2.0	1.35	1.70	1.90	4.60	5.50
2.5	1.22	1.45	1.65	3.50	4.00
3.0	1.17	1.35	1.45	2.82	3.15
3.5	1.15	1.28	1.38	2.40	2.65
4.0	1.14	1.25	1.36	2.25	2.40
4.5	1.13	1.23	1.33	2.10	2.20
5.0	1.12	1.21	1.28	1.95	2.10
5.5	1.11	1.19	1.27	1.85	1.95
6.0	1.10	1.17	1.25	1.75	1.85
6.5	1.09	1.15	1.24	1.70	1.80
7.0	1.08	1.13	1.22	1.65	1.75
7.5	1.07	1.11	1.20	1.60	1.70
8.0	1.06	1.10	1.19	1.55	1.65
8.5	1.05	1.09	1.18	1.50	1.60
9.0	1.04	1.08	1.17	1.45	1.57
9.5	1.03	1.07	1.16	1.40	1.55
10.0	1.02	1.06	1.16	1.38	1.52
10.5	1.01	1.05	1.15	1.36	1.50
11.0	1.00	1.04	1.15	1.35	1.47

Tabella 2.2 - Valori del fattore Q in funzione del rapporto L_b/T . [1.a]

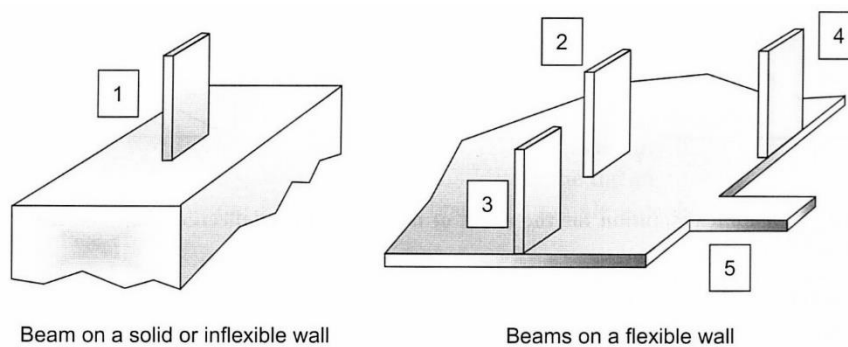


Figura 2.5 - Configurazioni di incastro trave-parete. [1.a]

Tale valore di ϵ va poi corretto per tenere conto degli effetti non indagati nell'analisi della trave incastrata.

Bisogna considerare l'effetto di intaglio teorico (K), che aumenta le deformazioni effettive, ed è tabulato (Figura 2.6) in funzione del rapporto tra raggio di raccordo e lo spessore della trave all'incastro:

$$\epsilon_{nom-corr} = K \cdot \epsilon_{nom} \quad (2.13)$$

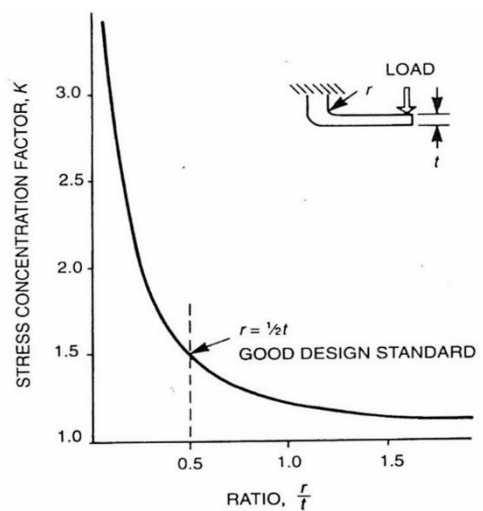


Figura 2.6 - Fattore di concentrazione degli sforzi (K) in funzione del rapporto R_w/T . [1.a]

Un ulteriore fattore che non è possibile trascurare è la deformabilità della sede. Se questa ha rigidità comparabile con quella dell'elemento di bloccaggio, bisogna tenerne conto nel calcolo dell'accoppiamento. In genere è sufficiente tracciare le caratteristiche dei due elementi e trovare il punto di lavoro come il punto di intersezione delle due curve per trovare l'effettiva forza F_p che flette la trave (vedi Figura 2.7).

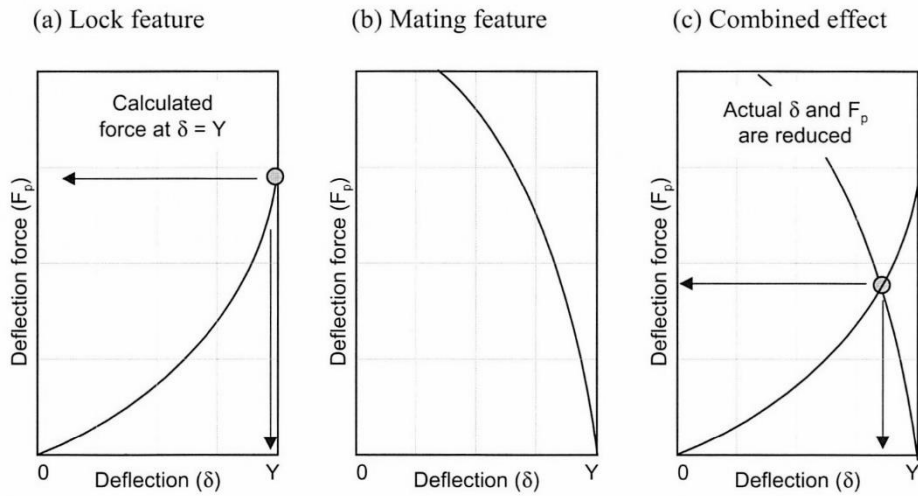


Figura 2.7 - Soluzione grafica dell'effetto della deformabilità della sede. [1.a]

Dai grafici Forza (F_p) – Spostamento (δ), ottenuti sperimentalmente, si può osservare che la deformazione globalmente richiesta per l'accoppiamento è in realtà condivisa dalla sede e la *locking feature*. La flessione (δ_{eff}) di ingaggio risulta, così, inferiore rispetto a quella originariamente prevista (δ_{design}). È possibile ricavare il fattore correttivo (f) che riporta la deformazione al suo valore reale:

$$f = \frac{\delta_{eff}}{\delta_{design}} \quad (2.14)$$

Da cui:

$$\varepsilon_{eff} = f \cdot \varepsilon_{nom-corr} \quad (2.15)$$

Per contenere le deformazioni nel campo di elasticità del materiale la ε effettiva deve essere inferiore al limite di snervamento moltiplicato per un fattore di sicurezza η . La ε di snervamento è ricavata come:

$$\varepsilon_{sn} = \frac{\sigma_{sn}}{E} \quad (2.16)$$

Da cui si verifica che:

$$\varepsilon_{eff} \leq \frac{\varepsilon_{sn}}{\eta} = \varepsilon_{amm} \quad (2.17)$$

La deformabilità dei componenti modifica gli angoli di inserimento e di smontaggio, rispetto ai valori di progetto. La forza di assemblaggio è spesso superiore a quella teorica, mentre quella di disassemblaggio, può essere, talvolta, molto inferiore e dipende dall'eventuale freccia residua. La forza d'inserimento dipende dall'angolo α effettivo, quella di smontaggio dall'angolo β effettivo.

2.6.1 Determinazione della massima forza di assemblaggio

Conoscere la massima forza di assemblaggio è di fondamentale importanza, in quanto determina il panorama di applicazioni in cui può essere utilizzato lo snap-fit. La forza di accoppiamento massima è calcolabile come:

$$F_{assembly} = F_p \frac{\mu_{dyn} + \tan \alpha_{eff}}{1 - (\mu_{dyn} \cdot \tan \alpha_{eff})} \quad (2.18)$$

Dove μ_{dyn} è il coefficiente di attrito dinamico tra le due superfici a contatto (vedi Tabella 2.3).

Material	μ	Source	Notes
Polyetherimide PEI	0.20–0.25	A	*
Polycarbonate PC	0.25–0.30	A	*
Acetal	0.20–0.35	A	*
Nylon 6	0.17–0.26	A	*
Polybutylene terephthalate PBT	0.35–0.40	A	*
Polycarbonate/Polyethylene terephthalate PC/PET	0.40–0.50	A	*
Acrylonitrile-butadiene-styrene ABS	0.50–0.60	A	*
Polyethylene terephthalate PET	0.18–0.25	A	*
Polytetrafluoroethylene PTFE	0.12–0.22	B	**
Polyethylene PE rigid	0.20–0.25 (2.0)	B	**
Polypropylene PP	0.25–0.30 (1.5)	B	**
Polyoxymethelene; Polyformaldehyde POM	0.20–0.35 (1.5)	B	**
Polyamide PA	0.30–0.40 (1.5)	B	**
Polybutylene terephthalate PBT	0.35–0.40	B	**
Polystyrene PS	0.40–0.50 (1.2)	B	**
Styrene acrylonitrile SAN	0.45–0.55	B	**
Polycarbonate PC	0.45–0.55 (1.2)	B	**
Polymethyl methacrylate PMMA	0.50–0.60 (1.2)	B	**
Acrylonitrile-butadiene-styrene ABS	0.50–0.65 (1.2)	B	**
Polyethylene PE flexible	0.55–0.60 (1.2)	B	**
Polyvinyl chloride PVC	0.55–0.60 (1.0)	B	**
<i>Slider specimen vs. Plate specimen</i>	<i>At 10.6 mm/sec.</i>	<i>T</i>	<i>***</i>
Polypropylene (as molded) vs. Polypropylene (as molded)	0.71	T	***
Nylon (as molded) vs. Nylon (as molded)	0.65	T	***
Polypropylene (abraded) vs. Polypropylene (abraded)	0.27	T	***
Nylon (machined) vs. Nylon (machined)	0.47	T	***
Mild Steel vs. Polypropylene (abraded)	0.31	T	***
Mild Steel vs. Nylon (machined)	0.30	T	***
Polypropylene (abraded) vs. Mild steel	0.38	T	***
Nylon (machined) vs. Mild steel	0.40	T	***

A—*Modulus Snap-Fit Design Manual*, Allied Signal Plastics, 1997.

B—*Snap-fit Joints for Plastics a Design Guide*, Polymers Division, Bayer Corporation, 1998.

T—*Plastic Process Engineering*, James L. Throne, Marcel Dekker, Inc., 1979.

* The values are for the given material tested against itself.

** Values are for the material tested against steel. Friction between different plastics will be equal to or slightly lower than these values. Friction between the same materials will generally be higher; a multiplier is shown in parenthesis if it is known.

*** Unlubricated tests, dynamic coefficient of friction.

Tabella 2.3 - Coefficiente d'attrito di diversi materiali. [1.a]

Da notarsi che non viene utilizzato l'angolo di inserimento di progetto ma un angolo diverso, α effettivo. Questo perché durante le operazioni di ingaggio la trave si flette e si incurva, modificando l'angolo effettivo di inserimento, come mostrato in Figura 2.8.

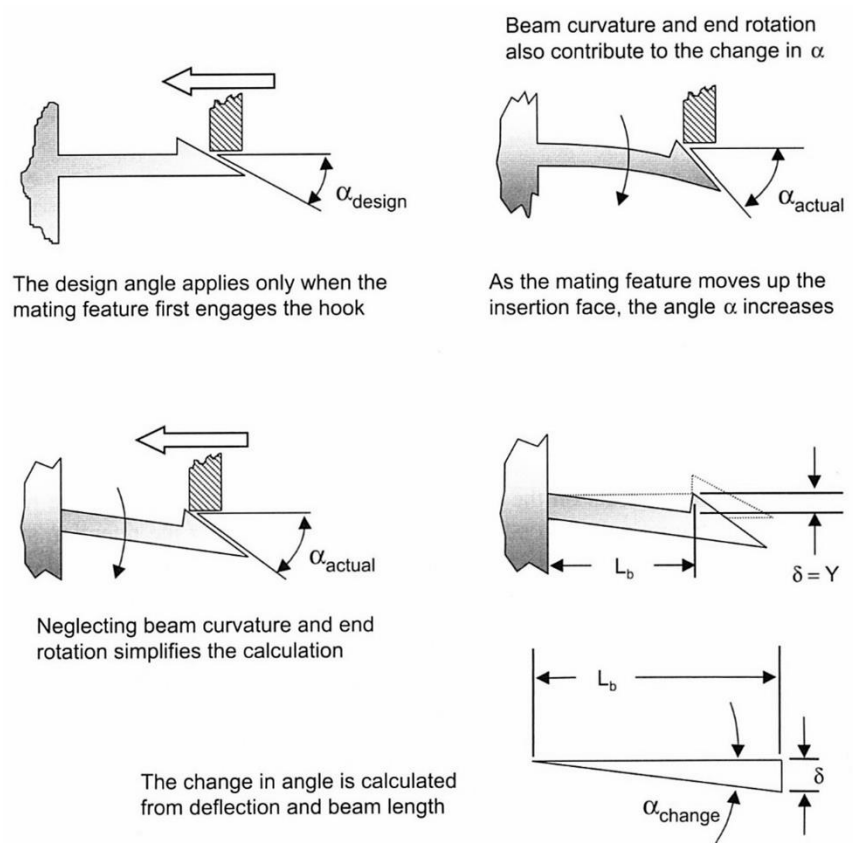


Figura 2.8 - Angolo effettivo per la fase di inserimento. [1.a]

Per semplicità di calcolo si trascura l'effetto dato dalla curvatura e la variazione angolare ($\Delta\alpha$) viene derivata tramite legge trigonometrica come rapporto tra la freccia massima ($\delta = Y$) e la lunghezza effettiva di trave (L_e):

$$\Delta\alpha = \text{atan}\left(\frac{\delta}{L_e}\right) \quad (2.19)$$

Da cui:

$$\alpha_{eff} = \alpha_{design} + \Delta\alpha \quad (2.20)$$

Dunque la forza di assemblaggio è esprimibile come il prodotto della forza, necessaria per ottenere la flessione desiderata, per una funzione dei due parametri μ_{dyn} e α_{eff} :

$$F_{assembly} = F_p \cdot f(\mu_{dyn}, \alpha_{eff}) \quad (2.21)$$

Per avere una soluzione immediata della forza richiesta, questa funzione può essere rappresentata in un diagramma cartesiano avente come ascissa l'angolo α_{eff} e come ordinata $f(\mu_{dyn}, \alpha_{eff})$. Nella Figura 2.9 sono rappresentate le diverse curve al variare del coefficiente d'attrito dinamico μ_{dyn} .

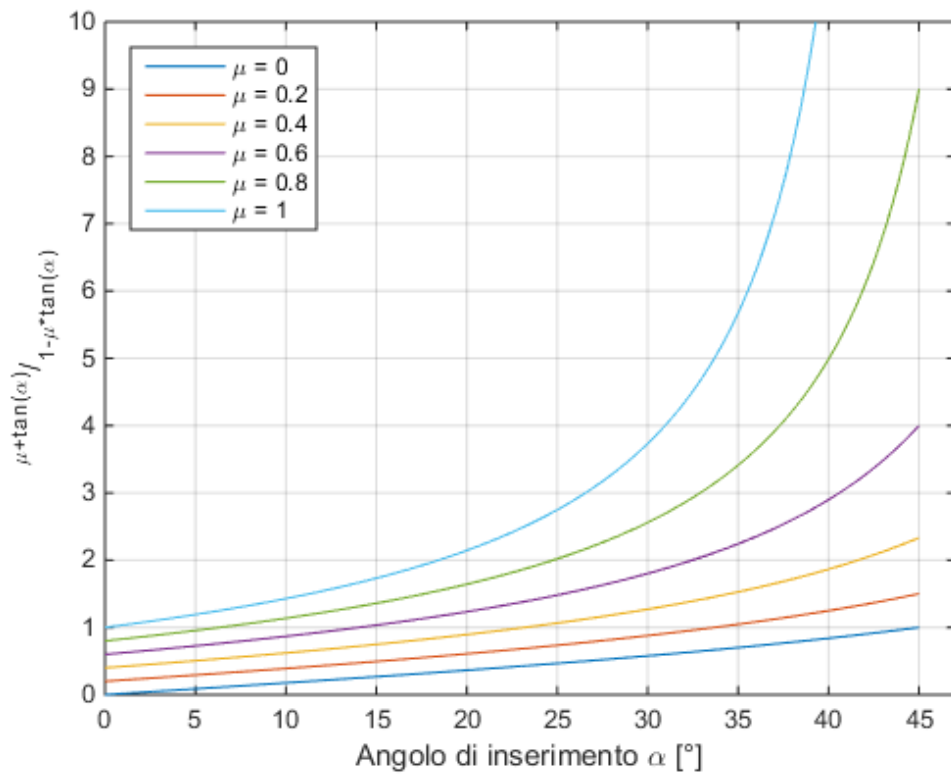


Figura 2.9 - Diagramma per determinare $\frac{\mu_{dyn} + \tan \alpha_{eff}}{1 - (\mu_{dyn} \cdot \tan \alpha_{eff})}$

2.6.2 Determinazione della massima forza di disassemblaggio

Conoscere la massima forza di disimpegno è di primaria importanza, in quanto determina la categoria a cui lo snap-fit può essere iscritto: smontabile, permanente oppure fisso. La forza di accoppiamento massima è calcolabile come:

$$F_{separation} = F_p \frac{\mu_{dyn} + \tan \beta_{eff}}{1 - (\mu_{dyn} \cdot \tan \beta_{eff})} \quad (2.22)$$

Dove μ_{dyn} è il coefficiente di attrito dinamico tra le due superfici a contatto (vedi Tabella 2.3).

Un discorso analogo può essere affrontato per quanto riguarda l'angolo effettivo di disimpegno β (vedi Figura 2.10). Come per l'angolo di ingaggio, il calcolo si può semplificare trascurando la curvatura della trave, ma la variazione angolare ($\Delta\beta$) viene, questa volta, sottratta. Si viene così a determinare un angolo β effettivo inferiore a quello di progetto:

$$\Delta\beta = \text{atan}\left(\frac{\delta}{L_e}\right) \quad (2.23)$$

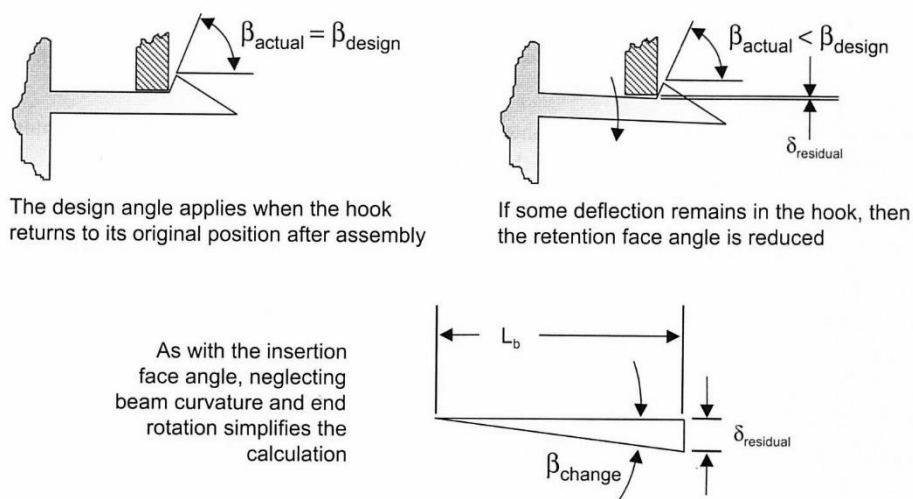


Figura 2.10 - Angolo effettivo per la fase di disimpegno. [1.a]

Da cui:

$$\beta_{eff} = \beta_{design} - \Delta\beta \quad (2.24)$$

Ulteriori considerazioni sulla progettazione dello snap-fit mostrano come a volte può risultare conveniente adottare un profilo rastremato. Questa rastremazione può avvenire sullo spessore, in questo caso si parlerà di *Cantilever Beam Tapered in Thickness*, oppure sulla larghezza, *Cantilever Beam Tapered in Width*, come mostra la Figura 2.11.

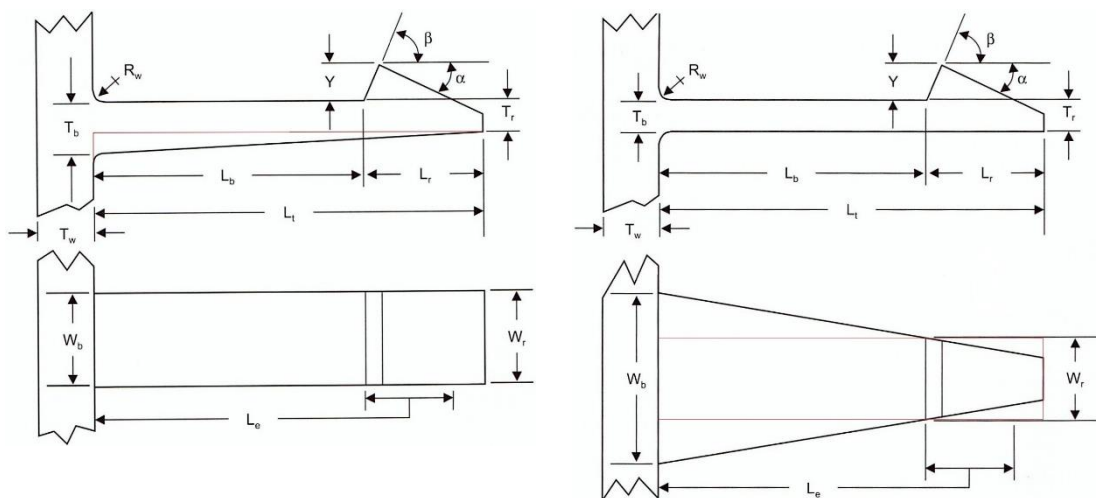


Figura 2.11 - *Cantilever Beam Tapered in Thickness* e *Cantilever Beam Tapered in Width*.

[1.a]

Grazie a tale accorgimento è possibile ridurre significativamente la deformazione alla base. In modo più consistente con una rastremazione sullo spessore, rispetto ad una sulla lunghezza, poiché lo sforzo è inversamente proporzionale al quadrato dell'altezza.⁹

⁹ "A 4:1 taper in width is required in order to have the same effect as a 2:1 thickness taper [...]"

Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000, p 211.

La seconda opzione è comunque utile nel caso in cui lo spessore dello snap-fit risultasse limitato, come ad esempio quando la *locking feature* è l'estensione di una parete piana sottile.

Infine è doveroso ricordare che le regole testé esposte sono da intendersi solamente come linee guida generali per la progettazione dello snap-fit. Pertanto sarà richiesta un'analisi ulteriore e più approfondita per studiare la configurazione che meglio si adatta alla particolare applicazione a cui il collegamento è finalizzato.

2.7 Introduzione e definizione degli snap-fit metallici

La problematica progettuale più rilevante, nella scelta di adoperare snap-fit in metallo, è dovuta al loro modulo elastico, molto più elevato rispetto a quello che si otterrebbe utilizzando materiali plastici.

Questo inficia una delle proprietà fondamentali dei collegamenti integrati a scatto: la capacità di flettersi sotto un dato carico e tornare nella configurazione iniziale in assenza di deformazioni permanenti, cioè senza plasticizzazioni. Nella Tabella 2.4 vengono riportati alcuni dei valori più rappresentativi dei moduli elastici di tre gruppi di materiali: Plastiche, Alluminio ed Acciaio.

$E_{\text{Plastiche}}$	1,5 ÷ 3,0	GPa
$E_{\text{Alluminio}}$	69 ÷ 72	GPa
E_{Acciaio}	200 ÷ 210	GPa

Tabella 2.4 - Modulo di Young per le plastiche, l'alluminio e l'acciaio.

Come si può vedere, le plastiche hanno un modulo di Young circa 30 volte inferiore all'alluminio e circa 100 volte inferiore agli acciai. Questa condizione determina la minore flessibilità, a parità di carico, degli snap-fit metallici nei confronti di quelli in materiali plastici. Per poter ottenere comportamenti simili in termini di spostamenti e carichi

applicati è quindi necessario adottare dei particolari accorgimenti progettuali sulla *locking feature*, ovvero:

- Diminuirne gli spessori
- Incrementarne la lunghezza

La diminuzione degli spessori permette di avere un minor peso e geometrie di dimensioni accettabili. Tutto questo, però, risulta andare a discapito della resistenza meccanica che, essendo funzione della sezione resistente, diminuisce al ridursi dello spessore. Il secondo accorgimento, l'incremento della lunghezza dell'elemento a sbalzo, causa problemi di ingombro ma consente di ottenere la massima resistenza meccanica.

Ulteriori problematiche legate agli snap-fit metallici sono gli elevati standard di tolleranza e di dettaglio richiesti, che limitano considerevolmente il panorama dei processi di fabbricazione utilizzabili. Se per le plastiche è sufficiente un semplice ed economico stampaggio tramite iniezione, per quanto riguarda i metalli i processi produttivi sono solitamente molto più onerosi e complicati. Teoricamente vi è la possibilità di utilizzare tutte le seguenti tecnologie:

- Micro fresatura
- Punzonatura
- Taglio a fascio (es. Water Jet, Plasma, Laser)

Come ampiamente esposto nei capitoli precedenti, la micro fresatura, per gli elevati tempi di processo, e la punzonatura, per l'impossibilità di tagliare geometrie di dimensioni inferiori allo spessore della lamiera da lavorare, sono tecnologie inadeguate alla realizzazione degli accoppiamenti integrati a scatto in materiale metallico. Gli unici processi che offrono vantaggi economici, produttivi e permettono di ottenere le tolleranze richieste sono soltanto i processi di taglio a fascio. Nel caso in analisi si prenderà in considerazione la sola tecnologia laser.

2.7.1 Esempio di dimensionamento di uno snap-fit metallico con geometria tradizionale (Cantilever Beam)

Si ipotizzi di voler collegare in serie, con snap-fit, due profilati tubolari quadri di acciaio inossidabile AISI 304. Si ponga che la sezione abbia lato di 60 mm e spessore pari a 1,5 mm.

In Tabella 2.5 sono esposte le caratteristiche meccaniche dell'acciaio considerato.

Acciaio inossidabile AISI 304 ¹⁰		
Carico di rottura (R_m)	600 ÷ 700	MPa
Carico di snervamento ($R_{sn}, R_{p0,2}$)	300	MPa
Modulo di Young (E)	200 000	MPa
Coefficiente di Poisson (ν)	0,3	
Durezza Brinell (HB)	165 ÷ 175	HB

Tabella 2.5 - Caratteristiche meccaniche dell'acciaio inossidabile AISI 304.

Per ipotesi si consideri il profilato realizzato solo tramite processi di taglio e di non ricorrere ad alcuna piegatura fuori piano. Quindi lo snap-fit dovrà essere bidimensionale e, durante l'assemblaggio, soggetto alle sole azioni e deformazioni appartenenti al piano di giacitura.

Si desidera, ora, analizzare una coppia di collegamenti integrati a scatto *Cantilever Beam* realizzati uno in materiale plastico e l'altro in acciaio inossidabile AISI 304. Questi verranno successivamente studiati in due diverse tipologie di confronto: sulle forze in gioco e sulla geometria (spessore e lunghezza) della *locking feature*.

Nel primo caso verrà presentata la differenza tra le forze applicate per ottenere la stessa deflessione. Per ipotesi gli snap-fit saranno realizzati in materiale diverso ma avranno la

¹⁰ European Standard EN 10088-2:2005, *Stainless steels – Part 2: Technical delivery conditions for sheet/plate and strip of corrosion resisting steels for general purposes*, June 2005.

medesima geometria della parte elastica a sbalzo, per quanto riguarda sia lo spessore sia la lunghezza.

Invece, nel secondo confronto, sarà mostrata la differenza tra le due geometrie di trave, in spessore e lunghezza. I due snap-fit, ancora realizzati uno in plastica e l'altro in acciaio inossidabile AISI 304, verranno disegnati in modo tale che sia necessario applicare il medesimo carico all'uncino per ottenere la stessa freccia.

Per semplicità si parte da un collegamento *Cantilever Beam* progettato con i valori tipici dello snap-fit smontabile, il più comune. Quindi si pone che sia necessaria una forza pari a 100 N per accoppiare le parti e che, invece, ne serva una minima di 200 N per separarle. Da letteratura risulta che la forza massima esercitabile da un uomo, in posizione eretta, muovendo verticalmente la mano e l'avambraccio, è compresa tra i 195 N e i 290 N.¹¹

Inoltre si assume che l'angolo di inserimento (α) sia pari a 25° , valore tipico, e che il coefficiente di attrito dinamico (μ) tra plastica e plastica valga 0,25 mentre tra acciaio e acciaio corrisponda a 0,4. L'angolo di disimpegno (β) è posto pari a 35° , ma è influente ai fini dell'analisi in questione. Infine si è ipotizzata una freccia massima (Y) di 1 mm, a cui deve essere soggetto lo snap-fit, in modo da limitare le deformazioni della parte. Per i calcoli si è utilizzato un coefficiente di sicurezza (η) uguale a 1,5.

Il materiale plastico considerato per il confronto è il PVC (o Polivinilcloruro), le cui caratteristiche meccaniche sono riassunte in Tabella 2.6.

¹¹ Wells R. & Greig M. (2001), "Characterizing human hand prehensile strength by force and moment wrench", *Applied Ergonomics*, Volume 32, Issue 6, (December).

PVC (o Polivinilcloruro) ¹²		
Carico di rottura (R_m)	60	MPa
Carico di snervamento ($R_{sn}, R_{p0,2}$)	48	MPa
Modulo di Young (E)	2 800	MPa
Coefficiente di Poisson (ν)	0,33	
Durezza Brinell (HB)	80 ÷ 82	HB

Tabella 2.6 - Caratteristiche meccaniche del PVC.

Il sistema di forze agenti sull'uncino è schematizzato in Figura 2.12, dove F_{ass} è la forza esercitata per congiungere (o separare, F_{sep}) i profilati, F_T ed F_N sono rispettivamente le componenti di F_{ass} tangenziali e normali alla superficie di contatto. F_R rappresenta la reazione vincolare data dalla *locating feature* e $F_{friction}$ la forza d'attrito, pari a:

$$F_{friction} = \mu \cdot F_N \quad (2.25)$$

Con μ che sta ad indicare il coefficiente di attrito dinamico tra le parti.

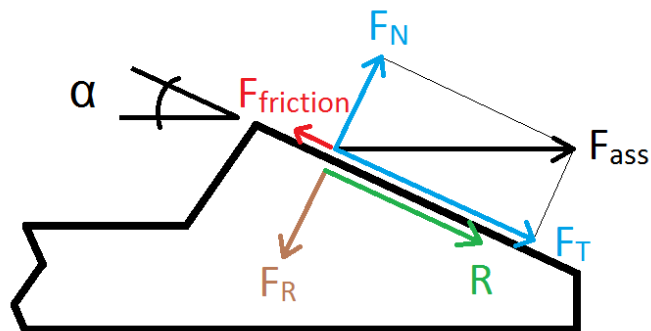


Figura 2.12 - Forze agenti sul terminale dello snap-fit durante il montaggio.

¹² UNI EN ISO 1452:2010.

La risultante R è pari alla differenza tra la componente F_T e la forza d'attrito ($F_{friction}$). L'azione agente in direzione perpendicolare all'elemento elastico a sbalzo (F_p) risulta quindi essere correlata alla forza di assemblaggio (F_{ass}) dalla relazione:

$$F_p = F_{ass} \cdot (\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha) \sin \alpha \quad (2.26)$$

A questo punto, ricorrendo alle equazioni riportate nel paragrafo precedente, è possibile dimensionare la giunzione come segue:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_p = F_{ass} \cdot (\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha) \sin \alpha \end{array} \right. \quad (2.26)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_p = Y \frac{3EJ}{L_b^3} = Y \frac{EWT^3}{4L_b^3} \end{array} \right. \quad (2.27)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_{max} = \frac{3T}{2L_b^2} Y \leq \frac{\varepsilon_{sn}}{\eta} \end{array} \right. \quad (2.28)$$

Successivamente si è proceduto ad esplicitare lo spessore di trave (T) in funzione della lunghezza (L_b) a partire dall'equazione della freccia (2.27):

$$T = \left(F_p \frac{4}{YEW} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot L_b \quad (2.29)$$

Per rispettare la condizione di massima deformazione (2.28), il valore di L_b deve essere maggiore di:

$$L_b \geq \frac{3}{2} \left(F_p \frac{4E^2Y^2}{W} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\eta}{\sigma_{sn}} \quad (2.30)$$

Infine, sostituendo nell'Equazione (2.29) il valore di L_b minimo appena trovato, si ricava lo spessore (T) che deve avere lo snap-fit.

a. Confronto sulla forza in gioco sulla *locking feature*

Si è cominciato dimensionando lo snap-fit in PVC. Considerando come vincolo una forza di inserimento massima pari a 100 N, montaggio manuale, dall'Equazione (2.26) si ottiene l'effettiva forza, perpendicolare alla *locking feature*, necessaria ad imprimerle uno spostamento di 1 mm.

Entrando successivamente nella (2.30) con la F_p appena derivata, è possibile determinare la minima lunghezza di trave che verifica la condizione sulle deformazioni.

Una volta nota L_b viene facilmente ricavato il valore dello spessore dello snap-fit (T) e così la sua geometria risulta determinata.

Per espletare il confronto, il progetto del collegamento in acciaio inossidabile AISI 304 prende in ingresso i valori geometrici testé ricavati per l'unione plastica. Da questi si è proceduto a ritroso, Equazione (2.27), per risalire alla forza F_p effettiva necessaria a determinare lo spostamento di 1 mm come da ipotesi.

I risultati ottenuti sono riassunti nella Tabella 2.7 che segue.

	PVC		AISI 304	
Lunghezza (L_b)	41,8	mm	41,8	mm
Spessore (T)	13,3	mm	13,3	mm
Forza (F_p)	33,8	N	2 416,9	N

Tabella 2.7 - Risultati del confronto sulla forza in gioco sulla *locking feature*.

Dal confronto si evince che, a parità di caratteristiche geometriche (ingombri, lunghezze, spessori, ecc.), come mostrato nelle Figure 2.13 e 2.14, la forza richiesta dallo snap-fit metallico è di circa 70 volte più grande rispetto a quella necessaria al suo pari in PVC, per imprimere la medesima flessione.

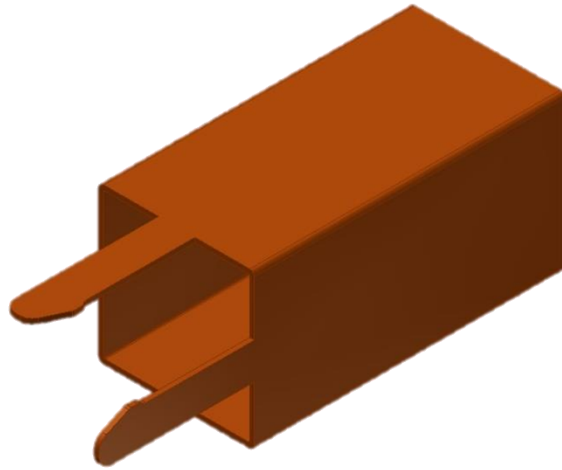


Figura 2.13 - Geometria della *locking feature* per il PVC (Caso a).

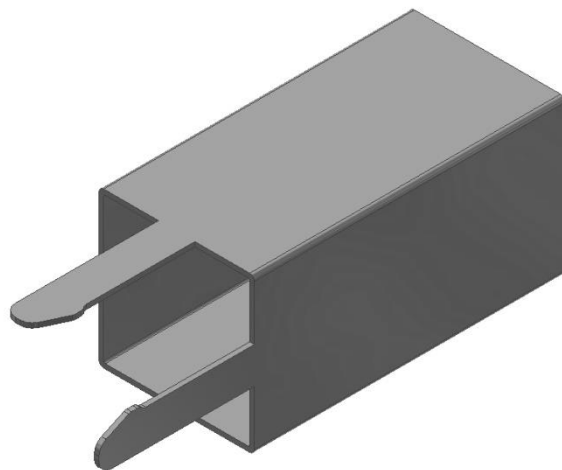


Figura 2.14 - Geometria della *locking feature* per l'AISI 304 (Caso a).

b. Confronto sulla geometria, spessore e lunghezza, della *locking feature*

Come nel primo caso si è iniziato il confronto a partire dalla progettazione dello snap-fit in plastica. Ancora una volta si è imposta la soglia di 100 N sulla forza di inserimento massima. Da questa, passando per le Equazioni (2.26) e (2.30), ricavando rispettivamente la forza F_p effettiva e la lunghezza L_b dell'elemento elastico a sbalzo, si ottiene il valore dello spessore dello snap-fit (T), Equazione (2.29). Le dimensioni dello snap-fit in PVC risultano determinate.

Al contrario rispetto alla circostanza precedente, in cui il confronto verteva sulle forze in gioco a pari geometria, il dimensionamento dello snap-fit metallico considera in input non più le dimensioni L_b e T , ma la sola forza effettiva F_p , che dovrà risultare la medesima per entrambi i materiali. Partendo da questa si ricavano le dimensioni del collegamento in metallo necessarie a realizzare lo spostamento imposto di 1 mm.

I risultati ottenuti sono riassunti nella Tabella 2.8 che segue.

	PVC		AISI 304	
Lunghezza (L_b)	41,8	mm	41,8	mm
Spessore (T)	13,3	mm	13,3	mm
Forza (F_p)	33,8	N	2 416,9	N

Tabella 2.8 - Risultati del confronto sulla geometria della *locking feature*.

Come si nota chiaramente dalle Figure 2.15 e 2.16 la geometria dello snap-fit in acciaio inossidabile AISI 304 risulta essere estremamente più allungata e stretta, circa il doppio, in confronto a quella in PVC, piuttosto tozza e compatta.

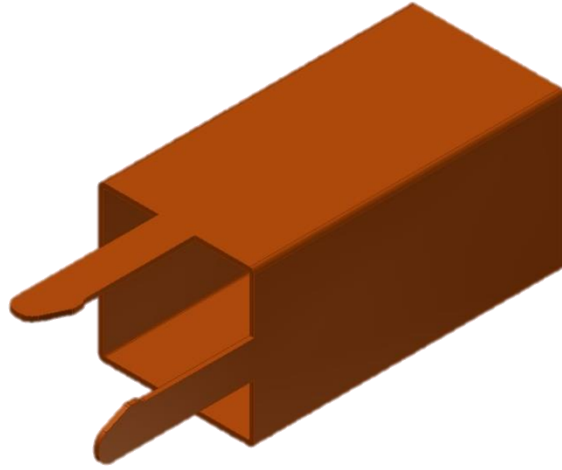


Figura 2.15 - Geometria della *locking feature* per il PVC (Caso b).

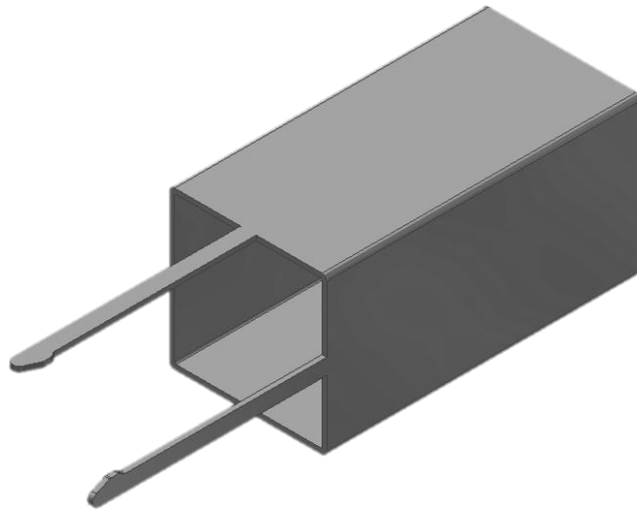


Figura 2.16 - Geometria della *locking feature* per l'AISI 304 (Caso b).

In conclusione quest'analisi permette di convalidare le affermazioni riportate nel paragrafo precedente, in cui si venivano esplicitate e riassunte le problematiche relative alla realizzazione di collegamenti integrati a scatto metallici, in termini di ingombri, peso e resistenza meccanica.

Capitolo 3

Obiettivo del lavoro

L'obiettivo che si propone questo lavoro di tesi è lo sviluppo di geometrie innovative per i collegamenti integrati di tipo snap-fit finalizzati all'unione di due tubolari metallici con applicazione nel settore della componentistica d'arredo. Questo progetto mira ad ottenere sistemi di assemblaggio maggiormente convenienti dal punto di vista economico, della produttività e della praticità attraverso la riduzione dei componenti utilizzati e degli operatori chiamati in causa.

In particolare vi è la volontà di estendere anche alle parti metalliche l'applicazione degli accoppiamenti snap-fit, i quali sino ad oggi erano riservati solo a componenti in materiale plastico. Ciò a causa delle proprietà meccaniche dei metalli, in questo caso particolare degli acciai, caratterizzati da moduli di elasticità più elevati di almeno due ordini di grandezza rispetto a quelli dei materiali polimerici.¹³

Per impiegare i collegamenti snap-fit anche in assemblati metallici si propone, quindi, l'identificazione di profili atti a compensarne la rigidità e tali da poter essere integrati in tubolari lavorabili in un unico passaggio macchina. L'intento è quello di applicare gli accoppiamenti integrati ai prodotti destinati agli accessori per la casa. Questo settore specifico richiede sia una scelta accurata dei materiali da impiegare, sovente si fa ricorso all'acciaio inossidabile ed all'alluminio, sia una particolare attenzione al risultato estetico finale.

Tramite il caso di studio presentato si intende illustrare i possibili vantaggi che derivano dall'utilizzo di collegamenti integrati di tipo snap-fit anche negli assemblati metallici.

I progetti proposti per il caso in esame, giunzione tra tubolari in acciaio inossidabile austenitico AISI 304 in ambito Furniture, sono stati successivamente realizzati tramite il

¹³ Y. Couasnet, *Memento delle proprietà e caratteristiche dei materiali da costruzione*, Sistemi Editoriali, Roma, 2007.

taglio laser. Tale tecnologia risulta essere l'unica adatta a lavorarne le geometrie non convenzionali con le tolleranze richieste senza tuttavia rinunciare alla rapidità di esecuzione.

In particolare si desidera evidenziare i benefici legati all'integrazione del collegamento nel pezzo da assemblare ed alla possibilità di ridurre in questo modo le operazioni di montaggio ad una soltanto.

Infine, prendendo come riferimento gli snap-fit realizzati per i giunti del caso di studio, si ambisce ad analizzarne le criticità ed a fornirne una caratterizzazione meccanica, tramite prove sperimentali di trazione.

Capitolo 4

Il caso di studio

4.1 Le giunzioni standard tra tubolari utilizzati nell'ambito dell'accessoristica per la casa

Come spiegato nel capitolo precedente l'obiettivo è la progettazione di snap-fit in materiale metallico direttamente ricavati sui componenti da unire. Date le dimensioni ridotte e le geometrie di queste particolari unioni metalliche, il processo più vantaggioso e diffuso, nell'ambito degli accessori della casa, per tagli complessi su corpi piani oppure cilindrici è la tecnologia laser. Da uno sguardo più approfondito sul settore del taglio laser, asservito alla componentistica d'arredo, risulta che le tipologie di unioni più diffuse in assoluto sono gli incastri forzati o ad interferenza su componenti tubolari, a sezione circolare, quadra oppure rettangolare per giunzioni del tipo testa-testa, a "T" e passanti. Questi sono sia collegamenti a sé stanti, i quali tuttavia richiedono un'ulteriore operazione di piegatura, sia incastri funzionali alla messa in dima per una futura saldatura. Le immagini di seguito riportate sono state raccolte dai siti internet delle aziende TRUMPF e AL.PI., ed in loco, durante l'esposizione biennale organizzata dal gruppo BLM Adige, nel suo stabilimento presso Levico Terme (TN), Italia, leader italiano nella produzione di impianti CNC per il taglio laser in fibra ed a CO₂.

4.2 Descrizione dei giunti attualmente in uso

4.2.1 Collegamenti a sé stanti

Le unioni del primo gruppo, quelle a sé stanti, possono essere a loro volta distinte in due macro classi: incastri fissi, che necessitano di una successiva fase di piegatura per realizzare la tenuta, ed incastri amovibili, i quali non richiedono ulteriori processi offrendo, però, resistenza solo ad una determinata direzione di applicazione delle forze. La classe

degli incastri fissi presenta delle geometrie semplici direttamente ricavate dal componente originale, quali alette rettangolari oppure alette sagomate ad "L". Queste vengono, durante il taglio, indebolite con una riduzione della sezione utile in corrispondenza della segmento di piega per rendere l'operazione più precisa e facilmente eseguibile con un martello od anche manualmente.

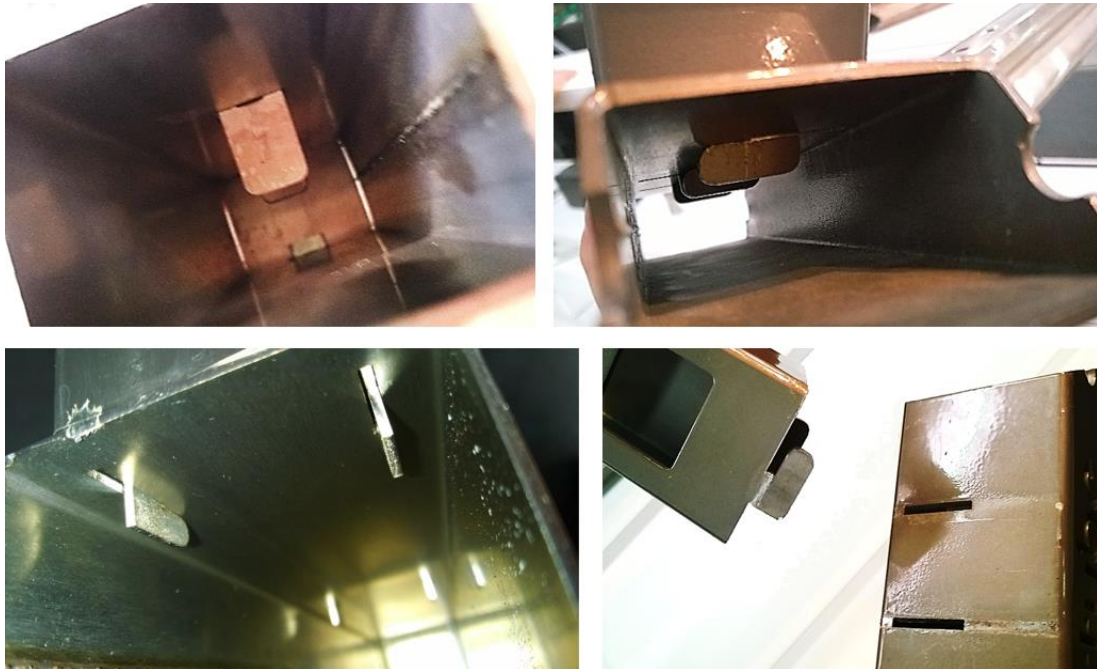


Figura 4.1 - Esempio di collegamenti appartenenti alla classe degli incastri fissi.

Le forme degli incastri amovibili, anch'esse ricavate direttamente dal pezzo durante la medesima operazione di taglio, non presentano particolari complessità. Le principali tipologie osservate per quanto concerne le giunzioni a "T" e passanti sono quelle a baionetta e le geometrie che presentano sporgenze ad "L" oppure a "T" che sono però efficaci solamente lungo una direzione preferenziale di applicazione dei carichi. Nel caso specifico dei collegamenti testa-testa si è notato l'utilizzo della sola geometria a "T" (tipo puzzle), la quale tuttavia presenta il notevole svantaggio di non offrire alcuna resistenza agli sforzi di taglio agenti nella direzione di inserimento.



Figura 4.2 - Esempio di collegamenti appartenenti alla classe degli incastri amovibili.

Tra le unioni amovibili si è registrata anche la sporadica presenza di incastri integrati di tipo snap-fit, in questo caso particolare, adoperati per la realizzazione di un giunto a "T" tra tubolari di diverse dimensioni a sezione sia quadrata che rettangolare.



Figura 4.3 - Esempio di unione amovibile di tipo snap-fit.

4.2.2 Collegamenti funzionali alla messa in dima

La maggior parte dei collegamenti finalizzati al corretto posizionamento per la saldatura sono costituiti da incastri geometrici complementari, vale a dire sporgenze rettangolari o delle tipologie utilizzate nei puzzle. Queste bloccano i due componenti nel punto stabilito, agevolando in tal modo la successiva operazione di unione.

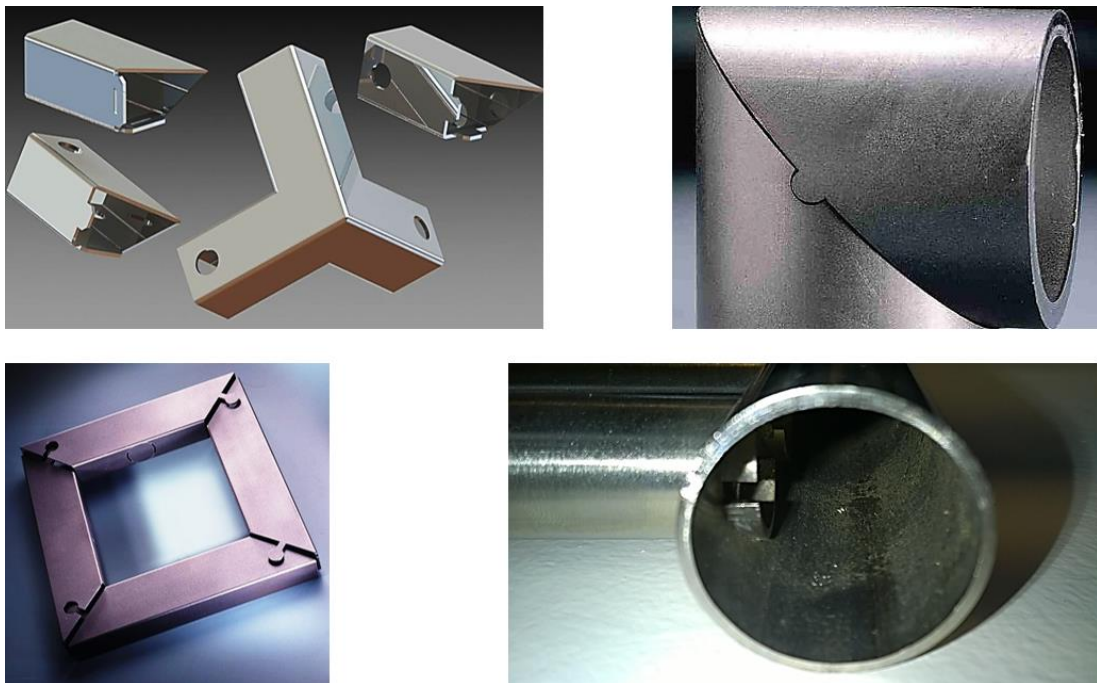


Figura 4.4 - Esempio di collegamenti appartenenti alla classe delle unioni funzionali alla messa in dima.

D'altra parte, gli oggetti di arredo e design richiedono una finitura con adeguate caratteristiche estetiche, cioè senza giunture sul lato a vista, per questi si adotta la tecnica cosiddetta del "Taglio-piega". Il metodo consiste nel sezionare a "V" il profilo, senza dividerlo in due parti distinte, lasciando così intatto un lato, che deformato descriverà la parte esterna visibile della giunzione, priva di ogni alterazione estetica. Gli incastri, poi, sono dei sottosquadri, circolari oppure a denti di sega, che vengono assemblati deformando elasticamente, tramite torsione, le due parti da unire. Queste, una volta

rilasciate mantengono la propria posizione per la saldatura, ma non risultano atte a reggere alcun carico, poiché anche una lieve forza di taglio ne determinerebbe il distacco.

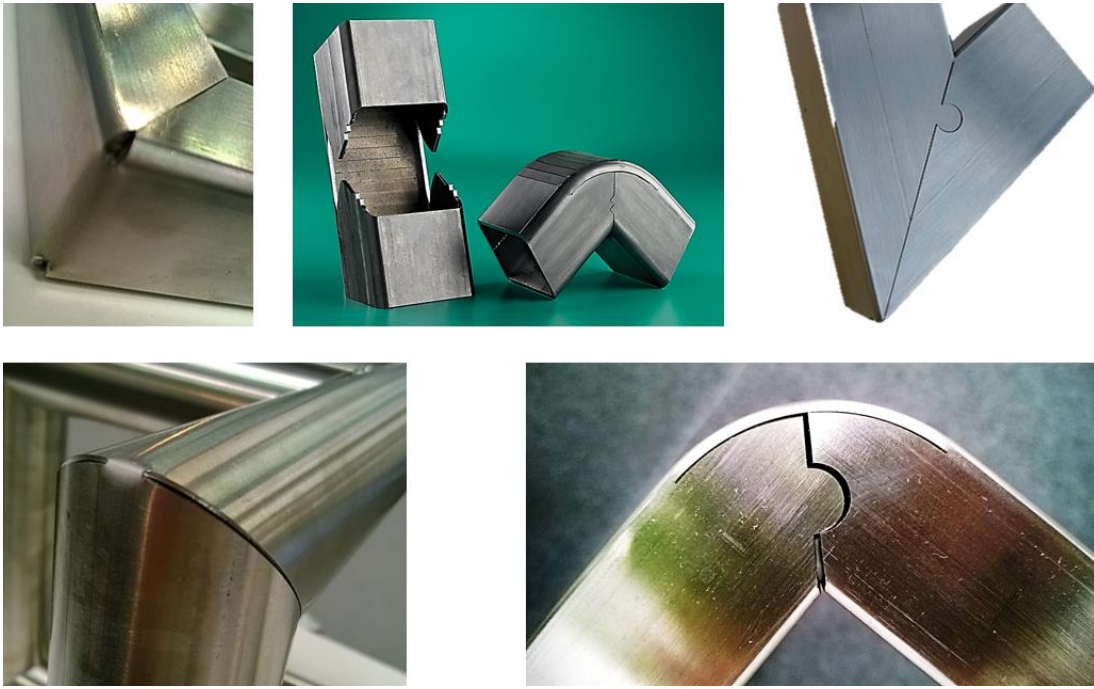


Figura 4.5 - Esempio di collegamenti realizzati con la tecnica del “Taglio-piega”.

4.3 Possibilità di intervento sulle metodologie di collegamento attualmente in uso

Rispetto alla varietà delle tecniche di unione testé presentate, i collegamenti di tipo snap-fit consentono di realizzare l’assemblaggio in un’unica operazione, senza richiedere interventi successivi come la piegatura delle alette incastrate. Inoltre, tramite un corretto design, permette di portare a termine il montaggio manualmente, cioè senza la necessità di attrezzi dedicati.

Lo snap-fit, appartenendo alla categoria degli elementi di collegamento integrati, offre la possibilità di essere ricavato direttamente sul pezzo durante la stessa operazione di taglio

laser. Da ciò consegue un cospicuo risparmio di tempo, danaro e numero di componenti impiegati.



Figura 4.6 - Esempio di taglio laser su di un profilato in acciaio inossidabile. [2.b]

I sistemi di connessione integrati possono essere reversibili o meno. Questa caratteristica li rende vantaggiosi sia rispetto agli incastri fissi sia rispetto a quelli amovibili. Infatti, se per i primi risulta evidente il beneficio di un collegamento che abbia la possibilità di essere rimosso, per i secondi è necessario sottolineare che, nonostante un'intrinseca debolezza del collegamento a sforzi opposti al verso di assemblaggio, questi, tramite una progettazione accorta, possono fornire una buona resistenza meccanica anche nella direzione "debole", rendendoli così versatili alle più svariate condizioni di carico.

Una caratteristica discriminante nella scelta delle unioni è la possibilità nascondere alla vista i collegamenti tra le parti, in modo tale da non inficiare la qualità estetica dell'oggetto. Le unioni integrate come gli snap-fit, se disegnate in modo tale da non sporgere all'esterno e quindi non interferire con la continuità armoniosa delle linee del prodotto finito, soddisfano a pieno tale requisito. Questa proprietà, molto apprezzata soprattutto nel campo del Furniture e del Design, spinge verso lo sviluppo di snap-fit integrati con la tecnica del "Taglio-piega", così da ottenere notevoli vantaggi estetici. Inoltre con una progettazione adeguata del collegamento si potrebbe eventualmente

sostituire la saldatura finale con uno snap-fit, ovviamente solo in caso di limitate sollecitazioni in esercizio.

Infine, nell'ambito degli accessori per la casa, vi è anche la possibilità di affidare l'assemblaggio del prodotto finito direttamente al cliente, filosofia che il colosso svedese IKEA® porta avanti sin dagli anni '60. Tuttavia, ciò può essere conseguito soltanto se il progetto dell'assemblaggio dei beni è semplificato al massimo, cioè la sua esecuzione deve risultare facile ed intuitiva, senza che vi sia la necessità di possedere particolari abilità o di utilizzare strumenti non convenzionali. Proprio i collegamenti a scatto (snap-fit) si prestano bene a questa tipologia di applicazione. Infatti la connessione tra le parti avviene contemporaneamente al loro posizionamento e determina una facilità di centraggio, quindi di assemblaggio, conservando, ciò nonostante, la convenienza economica, la funzionalità e la qualità estetica richieste dagli standard del mercato.

Capitolo 5

Le soluzioni progettuali proposte

Le metodologie attuali di assemblaggio dei tubolari nell'ambiente della componentistica d'arredo, visti nei capitoli precedenti, quali le giunzioni a T oppure la tecnica del "Taglio-piega", presentano diverse criticità e problematiche che una volta risolte avrebbero come conseguenza una significativa riduzione dei tempi di montaggio ed una semplificazione delle fasi del processo. In conclusione tali migliorie portano ad un minor consumo di risorse economiche e quindi ad una maggiore competitività sul mercato.

Il taglio di questi tubolari, tipici dei prodotti domestici, si serve in larga parte, come nel caso di studio presentato, della tecnologia laser.

I componenti così ottenuti richiedono, ad oggi, di essere giuntati con tecniche tradizionali dello stato dell'arte, le quali necessitano di un ulteriore operatore, oltre a quello di macchina, specializzato nell'esecuzione di lavorazioni complesse (come ad esempio la realizzazione di una saldatura), oppure abbisognano dell'utilizzo di attrezzi supplementari o particolarmente esclusivi.

Alcuni esempi sono riportati nelle seguenti Figure 5.1 e 5.2.

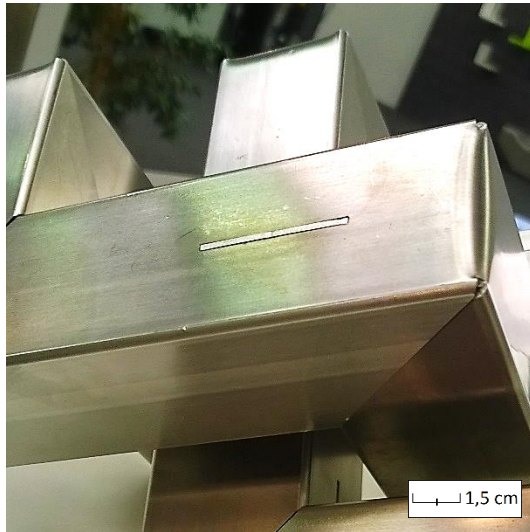


Figura 5.1 - Particolare di “Taglio-piega” realizzato con inserto.

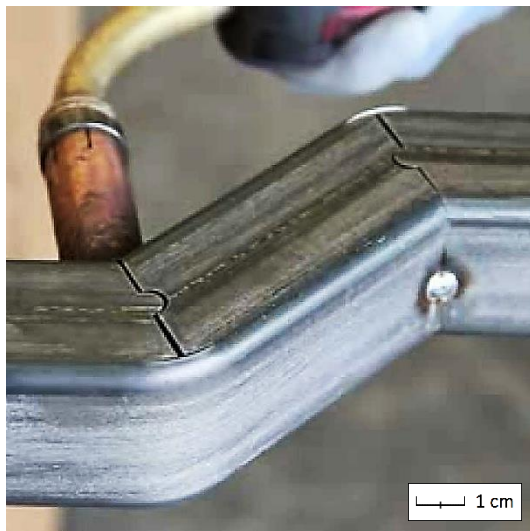


Figura 5.2 - Esecuzione dell'operazione di saldatura su tubolare realizzato con la tecnica del “Taglio-piega”.

In considerazione di ciò, l'oggetto di questo lavoro riguarda nello specifico i collegamenti integrati a scatto metallici come evoluzione delle suddette tecniche. Grazie all'introduzione degli snap-fit in questo ambito, lo stesso operatore, o addirittura il cliente finale, potrà realizzare la giunzione definitiva immediatamente dopo il taglio ed in tempi minori, con la sola forza manuale e senza tools aggiuntivi.

Infine vi sono ulteriori vantaggi economici: la geometria del collegamento è ricavata direttamente dal tubolare nello stesso tempo di processo della macchina; non sono richiesti altri componenti per realizzare l'unione, né sono necessarie altre fasi, ad eccezione del centraggio e dell'aggancio, per portare a termine il montaggio.

5.1 Applicazione alla tipologia di giunto a T

Il giunto a T rappresenta uno dei collegamenti più classici e che trovano maggior impiego. I requisiti principali che è chiamato ad assolvere sono:

- Essere realizzabile in modo integrato con la geometria complessiva del tubolare determinando così un'intrinseca economicità e rapidità di formazione.
- Essere montabile con forze di inserimento adeguate a quelle sviluppabili manualmente (da letteratura risulta che la forza massima esercitabile da un uomo, in posizione eretta, muovendo verticalmente la mano e l'avambraccio, è compresa tra i 195 N e i 290 N).¹⁴
- Assicurare la continuità estetica delle parti una volta unite sottraendo alla vista le giunzioni (caratteristica fondamentale nel Furniture).

Da notarsi che, in questo caso come negli altri, non è richiesta la funzionalità di disassemblaggio in quanto il prodotto d'arredo, solitamente, non è sottoposto a più cicli di smontaggio e rimontaggio.

¹⁴ Wells R. & Greig M. (2001), "Characterizing human hand prehensile strength by force and moment wrench", *Applied Ergonomics*, Volume 32, Issue 6, (December).

I principali problemi dei giunti a T sono essenzialmente due: tempi di assemblaggio lunghi e direzione preferenziale di applicazione dei carichi.

Il primo è dovuto alla necessità, adottando incastrati fissi, di ripiegare le sporgenze appositamente ritagliate sul tubolare per portare a termine l'operazione di montaggio. In questo caso, sebbene i tempi di assemblaggio che ne conseguono siano notevolmente incrementati, la resistenza dell'unione risulta comunque efficace.

L'altra questione riguarda la smontabilità intrinseca degli incastrati amovibili. Questi, dotati di geometrie a baionetta o caratterizzati da sporgenze ad "L" oppure a "T", sono efficienti solamente lungo una direzione preferenziale di applicazione dei carichi, con verso coincidente a quello del montaggio.

Le soluzioni a queste complicazioni, proposte dallo studio in essere, trovano compimento nell'utilizzo di collegamenti integrati a scatto della geometria Trap Lock e di particolari tipologie basate sul concetto classico dello snap-fit Cantilever Beam, cioè a mensola incastrata. Questi rappresentano il miglior compromesso possibile per ciò che concerne la resistenza meccanica, la tenuta del sistema snap-fit, gli ingombri e la qualità estetica.

I Trap Locks, a differenza dei Cantilever Beams, basano la tenuta sugli sforzi di compressione. Tale importante difformità li rende la tipologia di unione integrata più resistente. Infatti i Trap Locks si accoppiano muovendo la sede in direzione opposta a quella dell'estremità vincolata della trave flessibile, come mostrato in Figura 5.3, in maniera tale da risultare sottoposta, ad ingaggio avvenuto, solamente a compressione.

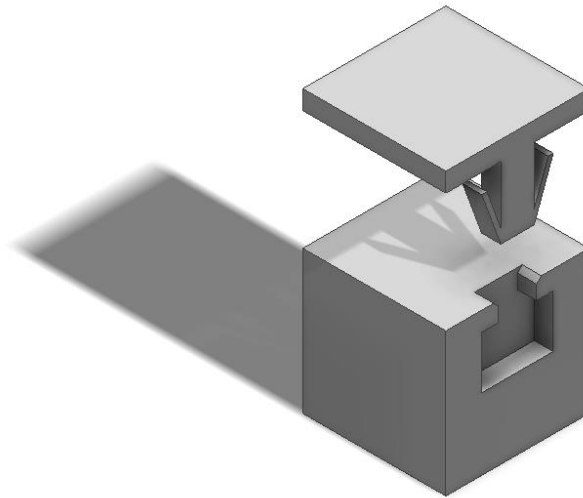


Figura 5.3 - Snap-fit Trap Lock.

Questa caratteristica peculiare degli snap-fit Trap Locks non rende possibile lo smontaggio dell'unione, ma, come affermato poc'anzi, tale deficienza non rappresenta un impedimento al suo utilizzo, poiché non è un requisito vincolante per l'applicazione indagata.

Per quanto concerne la seconda tipologia, progettata ad hoc per il caso di studio, si è voluto sfruttare, da un lato, i vantaggi degli incastri amovibili e dall'altro la flessibilità e l'adattabilità degli snap-fit.

In questo caso particolare il compito dell'elemento elastico dello snap-fit non è quello di tenuta del collegamento ma è limitato solamente ad impedire lo smontaggio della *locating feature*, la quale possiede la medesima geometria degli incastri amovibili, ad "L". Così facendo si è riusciti a sollevare l'incastro amovibile/*locating feature* dalla sua intrinseca debolezza ai carichi in direzione opposta a quella di assemblaggio, conservandone nello stesso tempo tutti quegli attributi ottimali per la buona tenuta e resistenza meccanica della giunzione, combinandole con la praticità di montaggio delle unioni integrate a scatto. Nella Figura 5.4 si evince la differenza di comportamento tra la soluzione classica, con base rigida, e quella adottata nel caso in esame, con base flessibile.

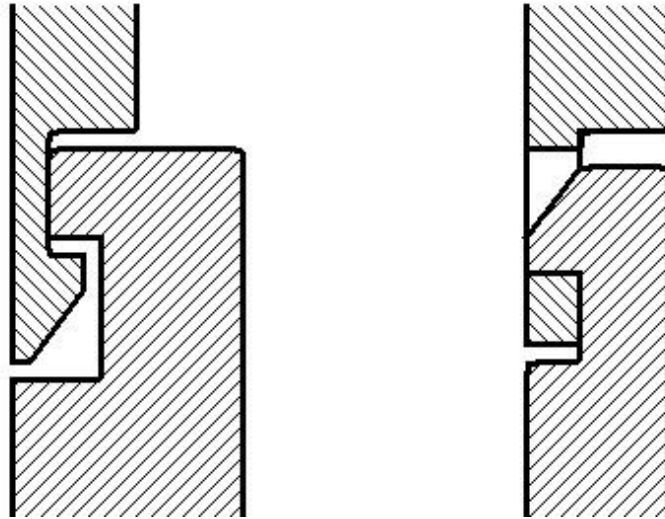


Figura 5.4 - Uncino flessibile con sede rigida (a sinistra) e uncino rigido con sede flessibile (a destra).

Entrambe le proposte di soluzione, come tutti i componenti della famiglia delle unioni integrate, sono ovviamente ricavabili direttamente dalla geometria del pezzo in lavorazione. Inoltre, sotto l'ipotesi di un'adeguata progettazione, l'assemblaggio non necessita di carichi elevati. Le forze in gioco sono compatibili con quelle sviluppabili da un essere umano.

Infine queste geometrie riescono anche a soddisfare la richiesta principale del mercato degli accessori per la casa, ovverosia garantire la massima qualità estetica possibile. Difatti il sistema di collegamento è completamente a scomparsa. Il tubolare su cui è ricavata la sede (vedi Figura 5.5) può accogliere al suo interno la geometria dello snap-fit nella sua interezza, nascondendo all'osservatore il profilo, appositamente disegnato, della struttura del collegamento.

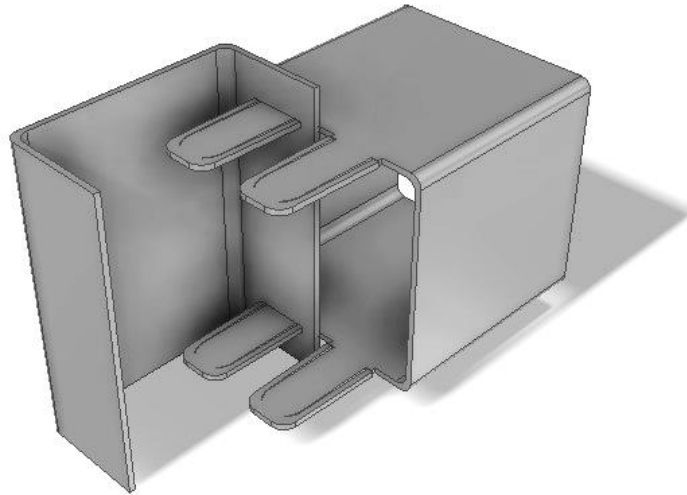


Figura 5.5 - Esempio di giunto a T con Trap Locks a scomparsa.

5.1.1 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Trap Lock

Per questa soluzione si è adottata la geometria classica degli snap-fit appartenenti alla tipologia dei Trap Lock. Come detto in precedenza essi scompaiono per intero all'interno della sede determinando, una volta ingaggiati, il comportamento a compressione.

Il sistema di unione si compone di una doppia coppia di snap-fit Trap Locks affiancati e ricavati a sbalzo su due facce opposte ad un'estremità del tubolare (vedi Figura 5.6). Sulla faccia complementare del tubolare su cui andrà a realizzarsi l'incastro a T si trovano le quattro sedi corrispondenti costituite da un'apertura rettangolare. La geometria di tali finestre è progettata in maniera tale da consentire il passaggio del corpo centrale dello snap-fit e causare la flessione delle otto *locking features*, due per ogni elemento.

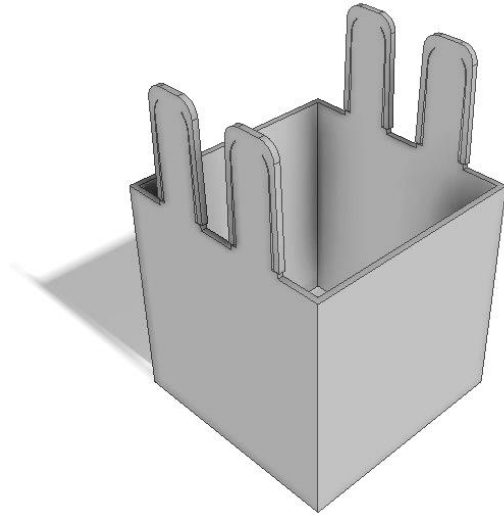


Figura 5.6 - Disposizione delle *locking features* sul tubolare.

A unione avvenuta, gli elementi flessibili tornano nella loro posizione originale, andando così a bloccare un possibile movimento di apertura del tubolare, mentre il corpo centrale del Trap Lock opporrà resistenza agli sforzi di taglio a cui il tubolare sarà soggetto. Un accorgimento importante sulla geometria del corpo dello snap-fit è un ingrossamento della sua sezione alla base, necessario per evitare traslazioni indesiderate lungo le fessure delle sedi. Il particolare descritto è riportato nella Figura 5.7.

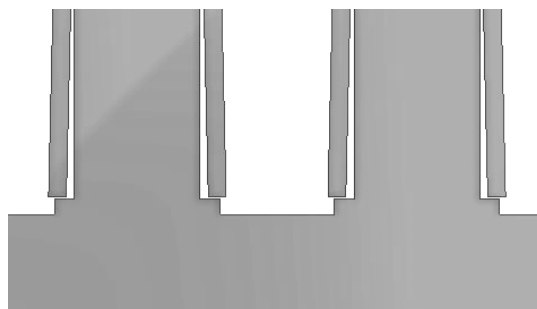


Figura 5.7 - Dettaglio della base dello snap-fit.

Da notarsi che, per rendere possibile l'inserimento dello snap-fit nella parete, gli intagli delle sedi devono essere perpendicolari all'asse lungo cui si sviluppa il tubolare. Questo è necessario poiché, nell'eventualità in cui i due tubolari abbiano dimensioni molto simili, le sedi andrebbero a collocarsi sul bordo della parete, non celando più al suo interno il collegamento, ma lasciandolo a vista, o addirittura rendendolo impossibile nel caso le geometrie coincidessero.

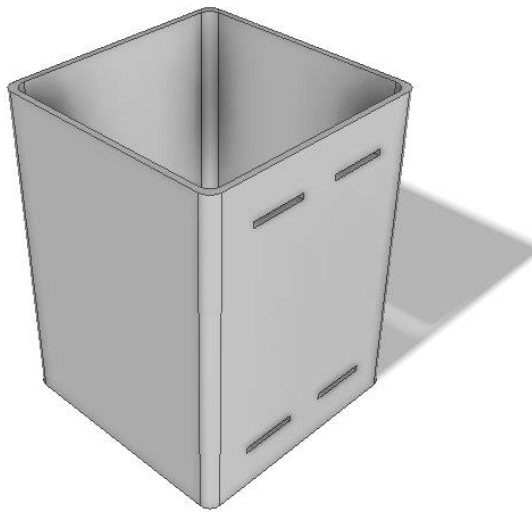


Figura 5.8 - Disposizione delle sedi sul tubolare.

La soluzione appena presentata conserva la sua validità anche per quanto concerne i tubolari di sezione circolare. La giunzione a T è possibile sia tra due tubi, come mostrato in Figura 5.9, sia tra un tubolare a sezione quadra, su cui sono ricavate le sedi, ed uno circolare che ospita gli elementi Trap Lock (vedi Figura 5.10), o viceversa.

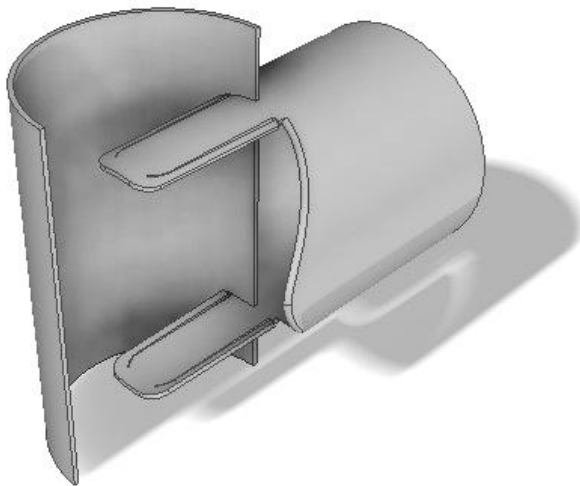


Figura 5.9 - Esempio di giunto a T con Trap Locks a scomparsa tra due tubolari a sezione circolare.

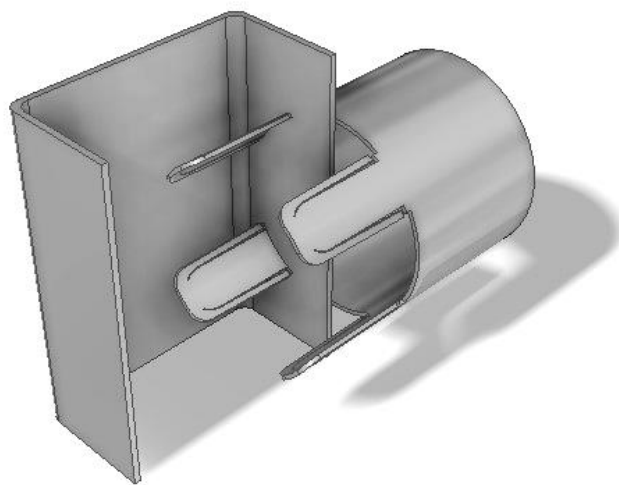


Figura 5.10 - Esempio di giunto a T con Trap Locks a scomparsa tra tubolari di sezione differente.

5.1.2 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a fessura

La seconda proposta è rappresentata da una *locking feature* molto semplice costituita da un elemento rettangolare a sbalzo. Tale componente elastico non è ricavato direttamente a partire dalla sezione ultima del tubolare, ma da una sporgenza ad "L". L'estremità a sbalzo della *locking feature* è rivolta verso il tubolare stesso, mentre l'incastro è situato sul lato corto della geometria ad "L". Quest'ultima svolge una duplice funzione: da una parte rendere rigido l'incastro del Cantilever Beam rettangolare, dall'altra conferire resistenza a trazione al giunto a T. La Figura 5.11 illustra la particolare geometria testé descritta.

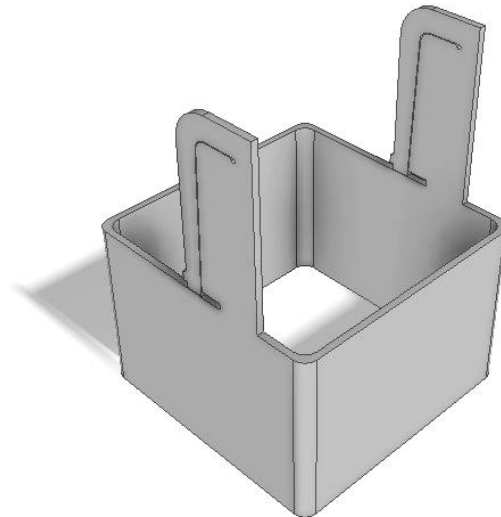


Figura 5.11 - Disposizione delle *locking features* sul tubolare.

Le due sedi, rigide, sono delle fessure appositamente sagomate per permettere l'inserimento della *locking feature* ed il suo scorrimento sino alla posizione di chiusura. La tenuta del collegamento è data da una geometria a triangolo, caratterizzata dagli angoli di inserimento e disassemblaggio, che si sviluppa all'interno dell'apertura, come mostrato in Figura 5.12.

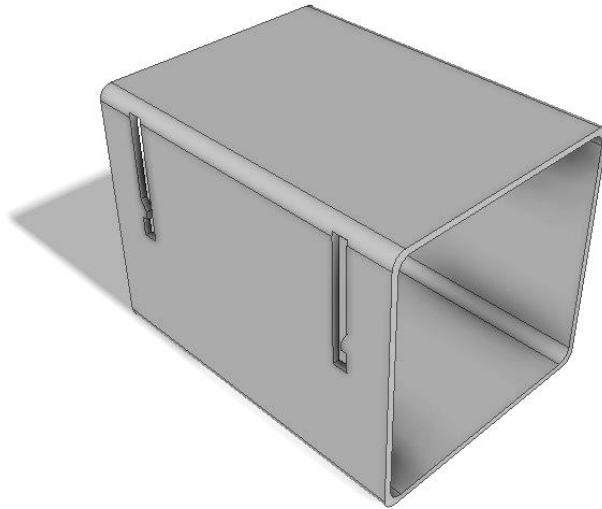


Figura 5.12 - Disposizione delle sedi sul tubolare.

Come detto anche in precedenza, è fondamentale che gli intagli delle sedi siano perpendicolari all'asse lungo cui si sviluppa il tubolare, altrimenti le sedi stesse andrebbero a collocarsi sul bordo della parete rendendo irrealizzabile il collegamento.

Da notarsi che con questa particolare forma dello snap-fit, l'elemento elastico a sbalzo si flette al di fuori del piano da cui esso è ricavato, verso l'interno del tubolare. Questa flessione è generata dall'uncino triangolare della sede, il quale impedisce il rilascio della *locking feature* e nello stesso tempo conferisce resistenza al collegamento.

5.1.3 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a sbalzo

Un'ulteriore variante del giunto a T è costituita ancora da uno snap-fit con geometria rettangolare che si flette fuori piano.

La soluzione presentata segue la stessa logica della precedente ipotesi risolutiva, ma con la differenza che questa volta le geometrie dei componenti dell'incastro sono invertite. La sede, rigida, è un uncino ad "L" che sporge dalla sezione estrema del tubolare, mentre l'elemento elastico è ricavato sulla faccia complementare del secondo tubolare su cui

avverrà il collegamento. Tale soluzione è stata pensata con la finalità di ridurre gli ingombri delle parti dell'unione, che nella proposta antecedente protendevano verso l'esterno di un tratto significativamente maggiore. Grazie alla riduzione delle dimensioni degli elementi sporgenti è così possibile assicurare una superiore maneggevolezza del componente da assemblare, oltre a garantire una maggiore sicurezza per l'operatore, il quale altrimenti potrebbe ferirsi accidentalmente.

In questo caso è opportuno che le due *locking feature* si sviluppino parallelamente all'asse di estrusione del tubolare, altrimenti le sedi andrebbero a collocarsi sul bordo della parete rendendo irrealizzabile il collegamento (vedi Figura 5.13).

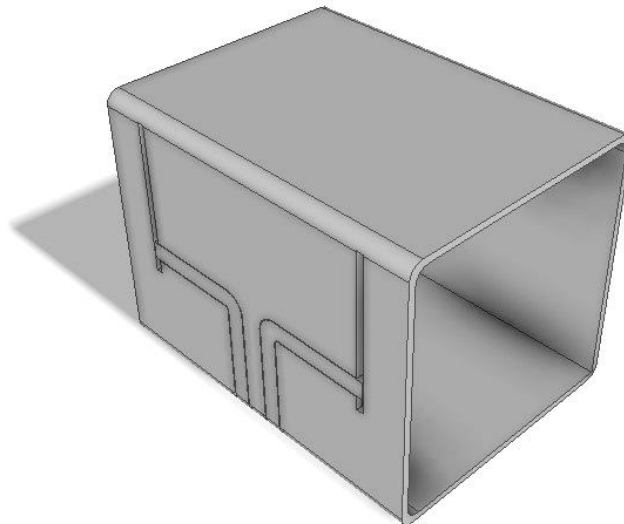


Figura 5.13 - Disposizione delle *locking features* sulla faccia del tubolare.

Un considerevole accorgimento relativo alla geometria della *locking feature* è costituito da un'apertura rettangolare, ricavata sulla faccia del secondo tubolare, necessaria per l'inserimento della sede ed il suo scorrimento fino alla posizione di chiusura.

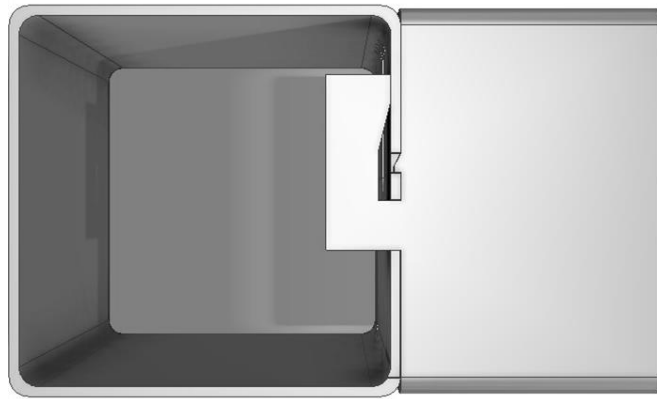


Figura 5.14 - Dettaglio dei due componenti assemblati.

5.2 Applicazione per giunto funzionale al “Taglio-piega”

La tecnica del cosiddetto “Taglio-piega” (oppure *Folding*) è una delle più utilizzate nell’ambito della componentistica d’arredo poiché garantisce la continuità armoniosa del materiale sul lato a vista che resta privo di qualsiasi alterazione.

Tale tecnica consiste nell’effettuare degli intagli a “V”, su facce contrapposte del tubolare, che sfiorano con il vertice del taglio la superficie sottostante. L’operatore poi piega il pezzo lungo i bordi del taglio sino a farli combaciare. Successivamente le due parti vengono saldate, ottenendo quindi uno spigolo, solitamente con un angolo di 90 gradi. Di prassi per ottenere le intelaiature dei mobili si parte da tubolari distinti che vengono fissati tramite spine o bulloni a formare gli angoli. Gli spigoli così ottenuti mostrano inevitabilmente la giunzione in quanto espongono almeno un lato bordato. Il processo di *Folding* permette

invece di ottenere ugualmente tali scocche ma con il vantaggio di non mostrare all'esterno nessun lato bordato e di far apparire il telaio come un pezzo continuo.

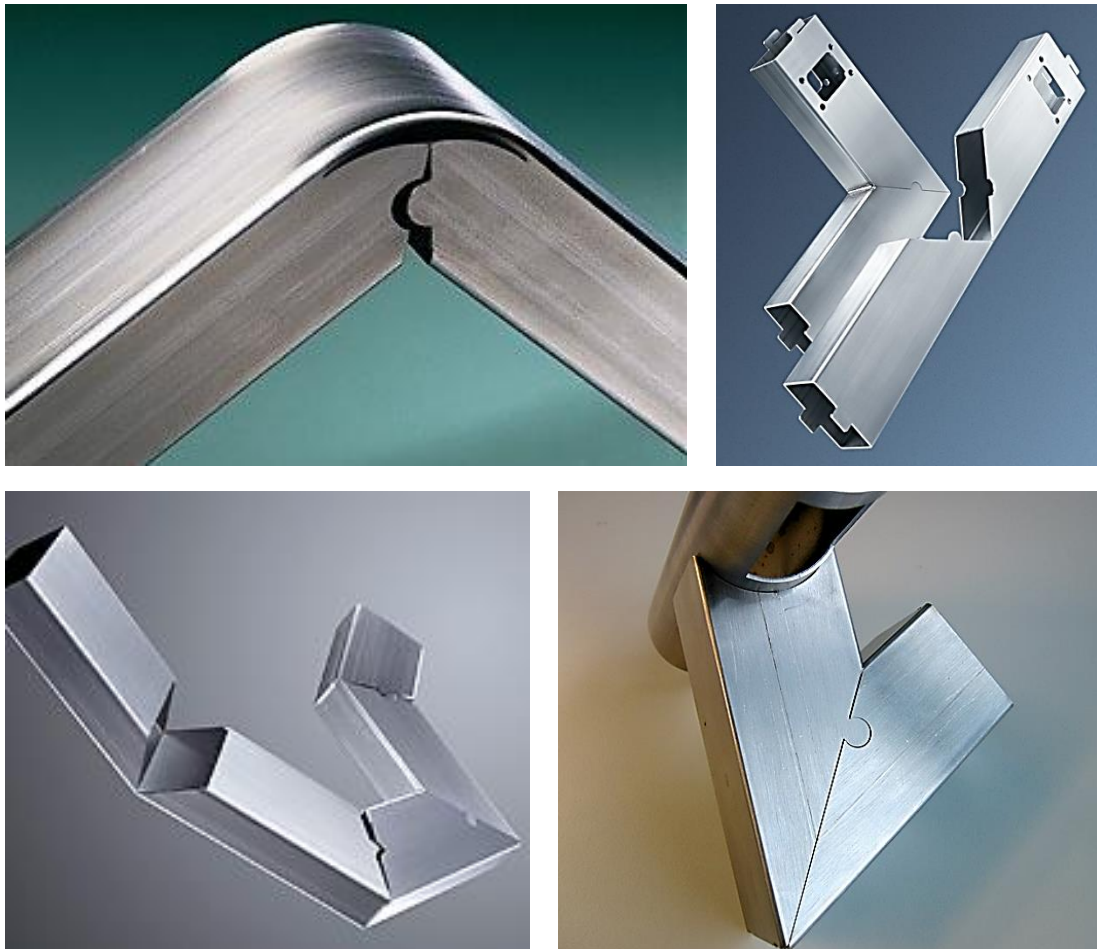


Figura 5.15 - Esempi dello stato dell'arte del *Folding*. [2.b], [31.b], [32.b]

Il "Taglio-piega" viene realizzato su tubolari in metallo per sfruttarne la buona flessibilità. Questo consente di fare il taglio a "V" e la piegatura mantenendo unito il pezzo tramite una delle superfici ed evitando dunque la rottura della stessa durante la piegatura. Il

Folding, quindi, permette la realizzazione di elementi di arredo di ottima qualità in quanto senza giunte.¹⁵

Le principali qualità necessarie per ottenere un buon “Taglio-piega” sono:

- Evitare che il sistema di collegamento, sia esso ad incastro, per forzatura oppure per saldatura, risulti visibile all'esterno.
- Essere montabile con forze di inserimento adeguate a quelle sviluppabili manualmente (da letteratura risulta che la forza massima esercitabile da un uomo, in posizione eretta, muovendo verticalmente la mano e l'avambraccio, è compresa tra i 195 N e i 290 N).
- Mantenere in dima i due pezzi, senza che vi sia moto relativo tra loro, in attesa della successiva fase di saldatura.

Da notarsi che anche in questo caso non è richiesta la possibilità del disassemblaggio e quindi è consentito il progetto di snap-fit fissi.

Le problematiche più significative riguardanti i giunti funzionali al *Folding* sono date: della necessità di dover subire una lavorazione di saldatura, la quale richiede tempo e l'intervento di un secondo operatore con specifiche qualifiche; dell'elevato standard estetico preteso sui collegamenti dei prodotti appartenenti al panorama del mobilio, i quali ambiscono ad eliminare qualsiasi discontinuità non conforme all'armonia dell'oggetto in questione.

L'esplorazione critica di questo problema ha portato allo sviluppo di più soluzioni alternative, le quali sfruttano le caratteristiche degli snap-fit, progettati anche con geometrie non convenzionali bensì studiate ad hoc per il caso in esame, che non possono essere ricondotte ad alcuna delle categorie standard.

L'indagine svolta ha prodotto quattro ipotesi di soluzione. Fra tutte le proposte presentate, sono state selezionate le alternative migliori sulla base della complessità di

¹⁵ zaffaroni.com (Internet). Turante (CO): *Centro di lavoro per la tecnologia del “Folding” STM*. Disponibile all'indirizzo <http://www.zaffaroni.com/index.html>

realizzazione, delle qualità estetiche e della maggiore aderenza alle richieste del problema. Tuttavia, solo per le ipotesi vincenti verrà illustrata l'analisi ad elementi finiti (Capitolo 7) e saranno resi disponibili i disegni tecnici (Appendice A).

Inoltre la progettazione è stata coadiuvata dall'utilizzo di prototipi realizzati in cartoncino. Questo è risultato determinante al fine di facilitare la visualizzazione del problema, prendendo così pienamente coscienza degli ingombri e delle eventuali interferenze tra le parti del collegamento e, globalmente, tra gli elementi di unione disegnati e le pareti del tubolare stesso.

Ovviamente i modelli in cartone hanno un fine puramente qualitativo e non danno la possibilità di verificare la bontà o meno dell'oggetto finito. Per fare ciò è richiesto uno studio più approfondito del problema tramite analisi FEM, con software Abaqus CAE®.

5.2.1 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock

Per questo prototipo si è adottata la geometria classica degli snap-fit appartenenti alla tipologia dei Trap Lock. Come detto in precedenza essi scompaiono per intero all'interno della sede determinando, una volta ingaggiati, il comportamento a compressione.

Il sistema di unione si compone di una coppia di snap-fit Trap Locks affiancati e ricavati a sbalzo su di uno dei due lembi superiori del tubolare generati dal taglio a “V”. Sul lato opposto si trovano le due sedi corrispondenti, anch'esse a sbalzo e costituite da un'apertura rettangolare. La geometria di tali finestre è progettata in maniera tale da consentire il passaggio del corpo centrale dello snap-fit e causare la flessione delle quattro *locking features*, due per ogni elemento.

A unione avvenuta, gli elementi flessibili tornano nella loro posizione originale, andando così a bloccare un possibile movimento di apertura del tubolare.

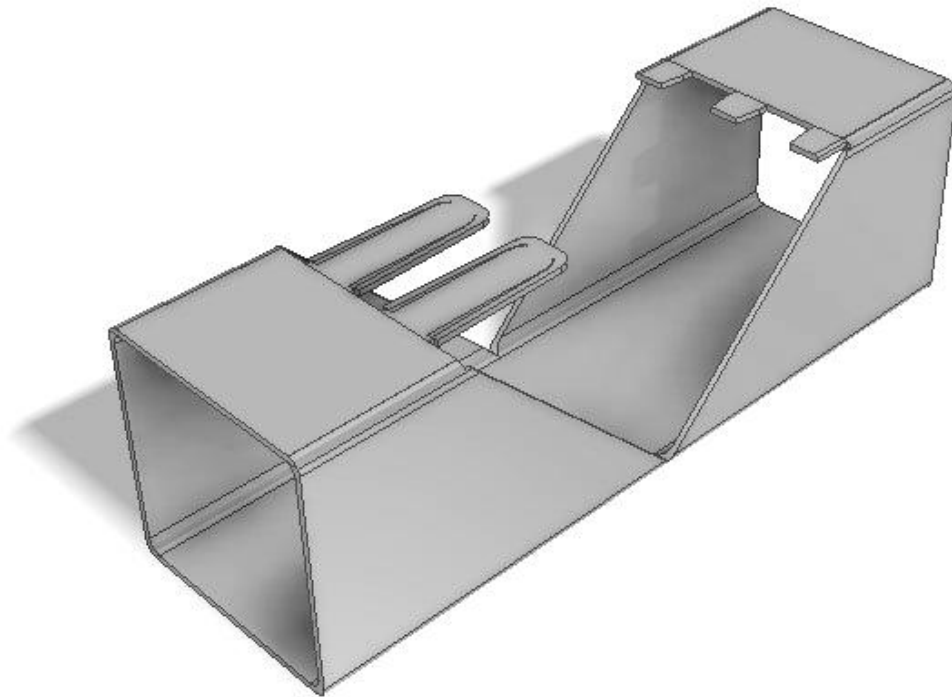


Figura 5.16 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il “Taglio-piega”: Trap Lock.

Da notarsi che, per rendere invisibile all'esterno il sistema di giunzione, la dimensione maggiore delle aperture della sede è tale da arrestare il movimento di assemblaggio in corrispondenza della superficie visibile a collegamento avvenuto. Infine, un'ulteriore ingegnosa ingegnosa riguarda l'ingrossamento della sezione alla base del corpo dello snap-fit, indispensabile al fine di evitare traslazioni indesiderate perpendicolarmente alle aperture delle sedi.

5.2.2 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del del “Taglio-piega”: Trap Lock spurio

Un'altra soluzione, che tuttavia non differisce rispetto alla precedente per quanto riguarda la logica di funzionamento dello snap-fit, cioè a compressione, è quella dell'utilizzo di una geometria particolare, pensata appositamente per il problema in esame.

Il design dell'unione integrata prevede, come in precedenza, una coppia di *locking features* e sedi a sbalzo sui lembi opposti della faccia superiore del tubolare, nella sezione interessata dai tagli a “V”. La particolarità di questo progetto risiede nella geometria della *locking feature*: un corpo centrale a “T” di sezione maggiore, da cui protendono, verso l'incastro, le due coppie di elementi flettenti di sezione minore e forma rettangolare. Il funzionamento di base è che, contrariamente al Trap Lock, gli elementi flessibili non si piegano sul piano di giacitura della *locking feature*, ma si flettono perpendicolarmente ad esso, scorrendo al di sotto della sede sino alla fine dell'operazione di collegamento.

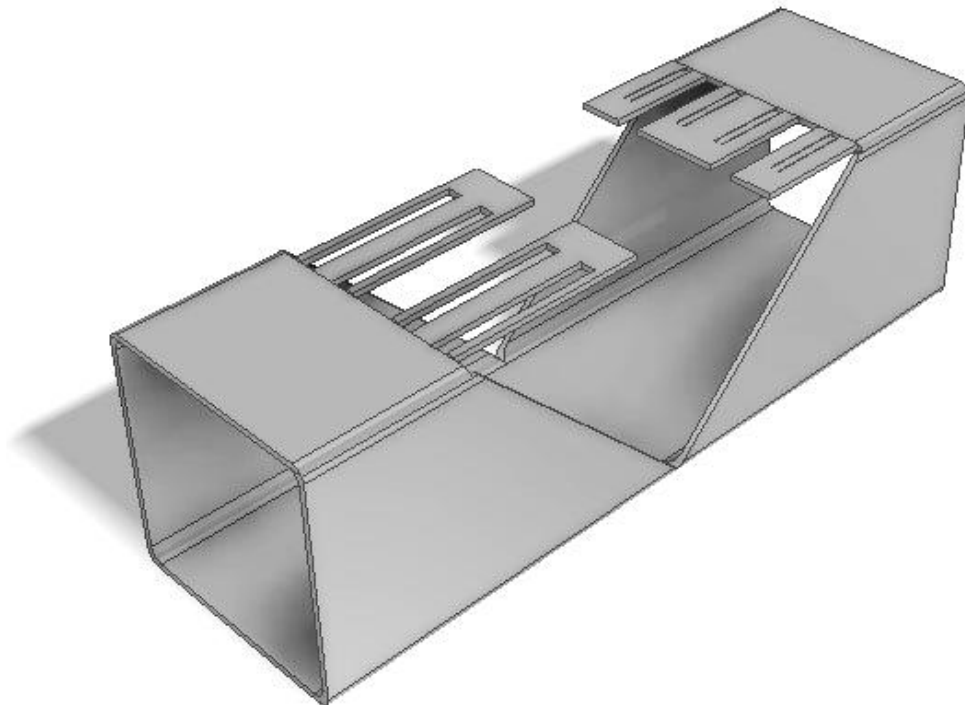


Figura 5.17 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il “Taglio-piega”: Trap Lock spurio.

Le locating features hanno geometria e funzionamento pressoché equivalenti a quelli visti per la soluzione precedente con Trap Lock. Le principali differenze sono due. La prima è data dalla presenza di aperture ai lati delle sedi poste in posizioni tali da essere attraversate dagli elementi flettenti delle *locking feature* a collegamento avvenuto. La seconda particolarità è dovuta alla presenza di intagli con possibilità di flettersi ricavati direttamente sulle sedi stesse in corrispondenza delle aree di scorrimento delle quattro *locking features*. Quest'ultimo accorgimento si è reso necessario onde evitare la plasticizzazione degli elementi flettenti, che in tal modo possono ritornare alla loro posizione originale e realizzare il collegamento inserendosi nelle apposite finestre anti apertura.

5.2.3 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Cantilever Beam

La terza proposta è rappresentata da una *locking feature* a forma di “T”, non eccessivamente dissimile dal caso che precede. Entrambi i rami presentano all'estremità una piccola sporgenza funzionale al bloccaggio dello snap-fit nella sede e sono caratterizzati, all'opposto della soluzione testé analizzata, da una flessione sul piano.

La *locking feature* è composta da due bracci sottili, che costituiscono gli elementi flettenti della stessa e si diramano dal corpo della “T” verso il basso. Infine i due tronchi principali tengono ancorato lo snap-fit al tubolare e ne determinano la resistenza meccanica. In questo caso il tratto centrale lavora in special modo a trazione, mentre al contrario i bracci della “T” sono sottoposti a compressione e flessione.

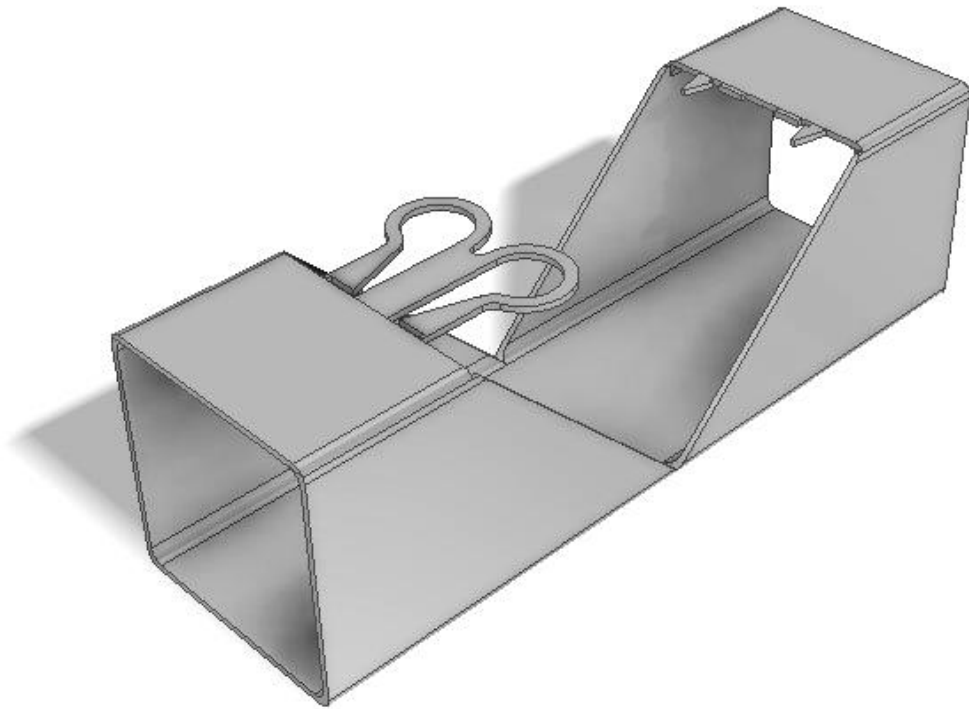


Figura 5.18 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il “Taglio-piega”: Cantilever Beam.

Le due sedi, rigide, sono di dimensioni ridotte poiché costituite solamente da due piccole aperture a forma di uncino, atte ad “intrappolare” le estremità delle due *locking features*.



Figura 5.19 - Dettaglio delle sedi dello snap-fit.

Come per tutte le soluzioni precedenti, anche in questo caso sia la sede che gli elementi flettenti sono ricavati a sbalzo rispetto ai due lembi superiori, generati dall'intaglio a "V", e scompaiono alla vista una volta che il collegamento è stato portato a termine, così come richiesto dal caso di studio.

5.2.4 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del "Taglio-piega": Incastro e Trap Lock

L'ultima soluzione proposta sfrutta la semplicità ed immediatezza del collegamento ad incastro amovibile, cioè resistente in un verso, quello di assemblaggio, ma non in quello opposto, combinandole alla resistenza dei collegamenti integrati di tipo Trap Lock e Cantilever Beam.

Nel primo caso, l'accordo dei contributi positivi di entrambi i design si è avuto inserendo lo snap-fit Trap Lock nella geometria ad "L" dell'unione ad incastro, in modo tale che esso lavori in compressione per impedire il disassemblaggio del collegamento ed eliminando in tal modo la debolezza intrinseca degli incastrati amovibili (vedi Figura 5.20).

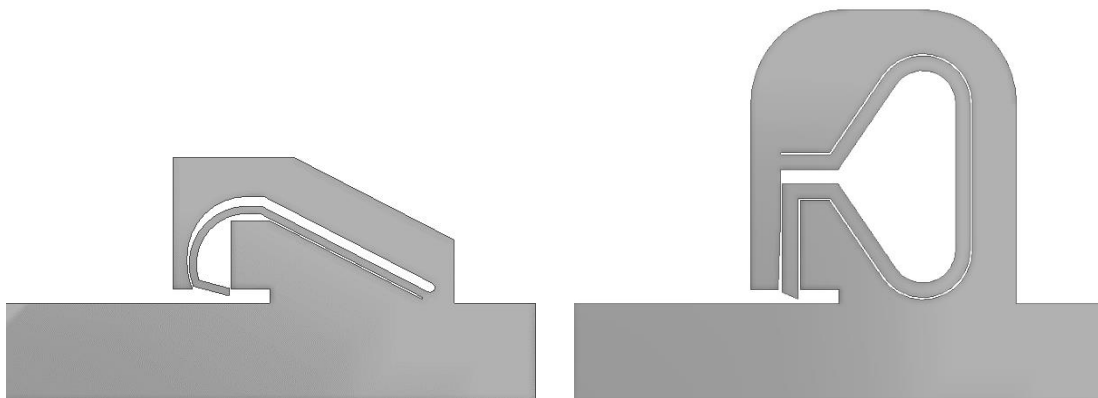


Figura 5.20 - Dettaglio delle ipotesi di *locking features* per il *Folding*.

L'unione avviene attraverso una leggera torsione del tubolare nella sezione che presenta l'intaglio a "V". Questo movimento deve essere tale da permettere l'ingaggio, con la rispettiva *locating feature*, della geometria ad "L" e dell'elemento elastico del Trap Lock, in questo caso uno solo e posto sul lato della "L" rivolto verso la sede.

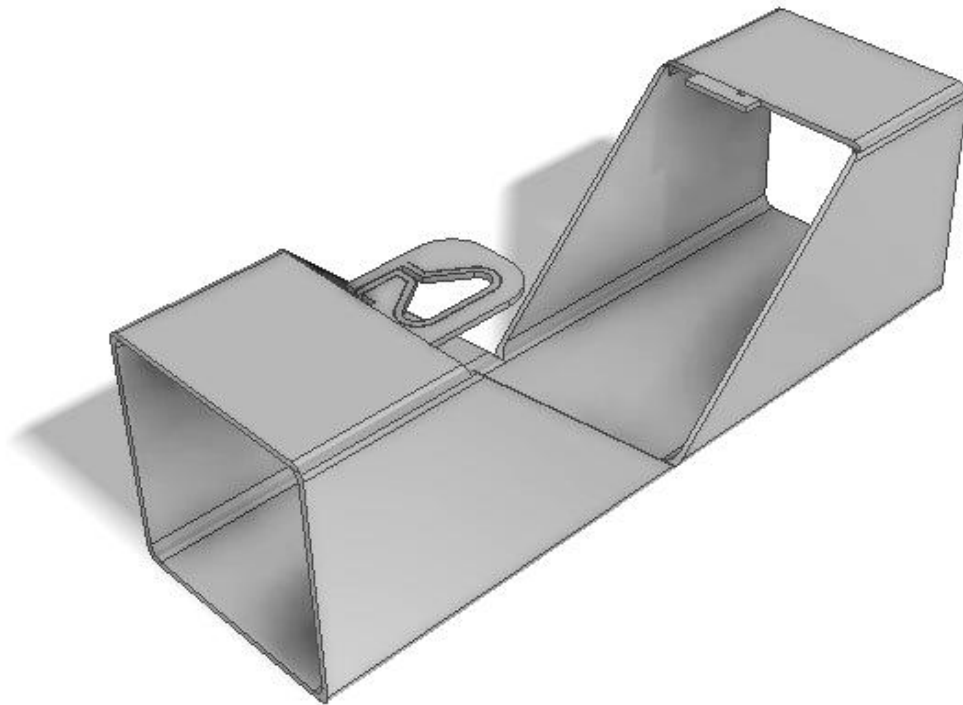


Figura 5.21 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": Incastro e Trap Lock.

5.2.5 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del "Taglio-piega": Incastro e Cantilever Beam

La proposta che adotta il Cantilever Beam è rappresentata da una semplice *locking feature* costituita da un elemento rettangolare a sbalzo. L'elemento elastico in questione non è ricavato direttamente a partire dal lembo superiore generato dall'intaglio a "V" nel tubolare, ma da una sua sporgenza ad "L" (incastro amovibile). L'estremità a sbalzo della

locking feature è rivolta verso il bordo del tubolare, mentre l'incastro è situato sul lato corto della geometria ad "L". Questa, rispetto al primo caso, garantisce una maggiore tenuta ed affidabilità dell'incastro poiché la *locking feature*, così come l'incastro amovibile, hanno una sezione maggiore che li rende meno deformabili e più resistenti all'apertura.

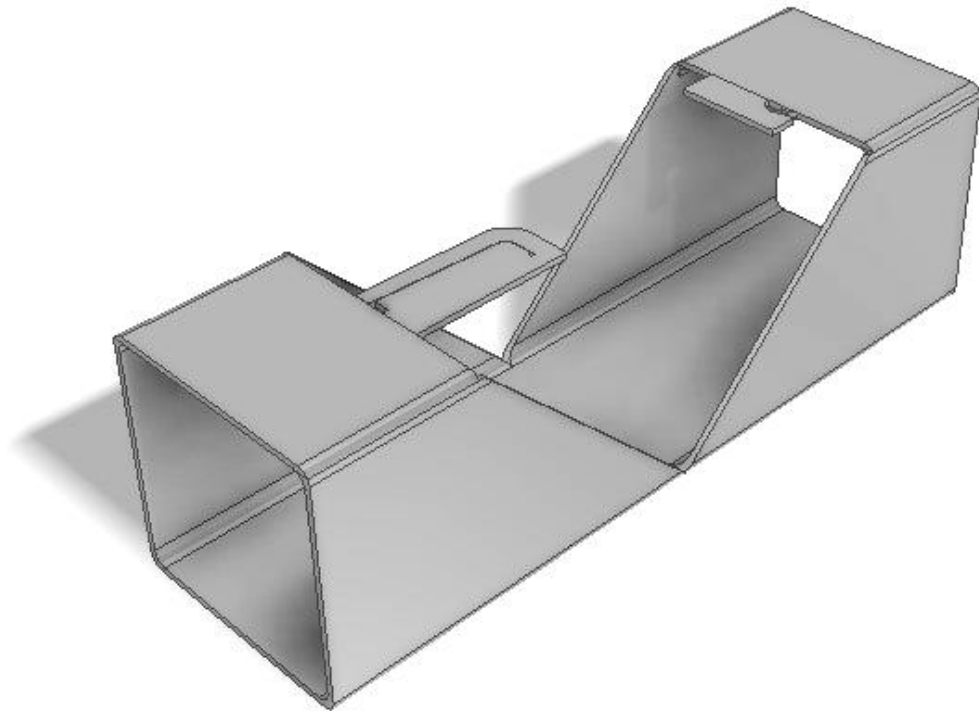


Figura 5.22 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": incastro e Cantilever Beam.

La sede è una sporgenza rigida a forma di "L", appositamente disegnata per consentire l'inserimento della *locking feature* ed il suo scorrimento sino alla posizione di chiusura. La tenuta del collegamento è data da una geometria a triangolo, caratterizzata dagli angoli di inserimento e disassemblaggio, che si sviluppa all'interno dell'apertura.

Come si può notare, con questa particolare forma dello snap-fit, l'elemento elastico a sbalzo si flette al di fuori del piano da cui esso è ricavato, verso l'interno del tubolare.

Questa flessione è generata dall'uncino triangolare della sede, il quale impedisce il rilascio della *locking feature* e nello stesso tempo conferisce resistenza al collegamento.

5.3 Applicazione per collegamento testa a testa

Il giunto a T è il collegamento più comune che si può trovare in ogni tipo di impiego. I requisiti principali che è chiamato ad assolvere sono:

- Essere realizzabile in modo integrato con la geometria complessiva del tubolare determinando così un'intrinseca economicità e rapidità di formazione.
- Essere montabile con forze di inserimento adeguate a quelle sviluppabili manualmente.
- Essere pratico da maneggiare, ossia caratterizzato da ingombri ridotti, ed intuitivo da montare.

Da notarsi che in questo caso, come nei precedenti, la possibilità del disassemblaggio non è una caratteristica richiesta e quindi è consentito il progetto di snap-fit fissi. Ad ogni modo, per conferire maggiore flessibilità e praticità nell'utilizzo del giunto, le idee di progetto analizzate posseggono entrambe questa utile prerogativa.

Le problematiche che presentano i giunti testa a testa sono sostanzialmente due: la debolezza intrinseca ad una particolare direzione di applicazione dei carichi e gli ingombri eccessivi del sistema di collegamento. La prima questione riguarda la smontabilità innata degli incastri amovibili. Questi, dotati di geometrie a baionetta o caratterizzati da sporgenze ad "L" oppure a "T", sono efficienti solamente lungo una direzione preferenziale di applicazione dei carichi, con verso coincidente a quello del montaggio. Tale caratteristica li rende inadatti a sopportare tutte le casistiche delle possibili forze agenti sul giunto, specialmente quelle tangenziali. Per quanto riguarda gli ingombri del sistema di collegamento, in particolar modo del tratto di cui sporge l'elemento flettente

dello snap-fit rispetto alla geometria del tubolare, è fondamentale che le dimensioni siano il più possibile ridotte.

Tale necessità è dettata sia dall'esigenza di una buona maneggiabilità, sia dagli elevati standard di sicurezza richiesti per l'operatore.

Per stabilire gli effettivi ingombri dello snap-fit, nella sua configurazione più classica, quella Cantilever Beam (vedi Figura 5.23), si è proceduto allo svolgimento di un'analisi numerica preliminare per un suo dimensionamento di massima.

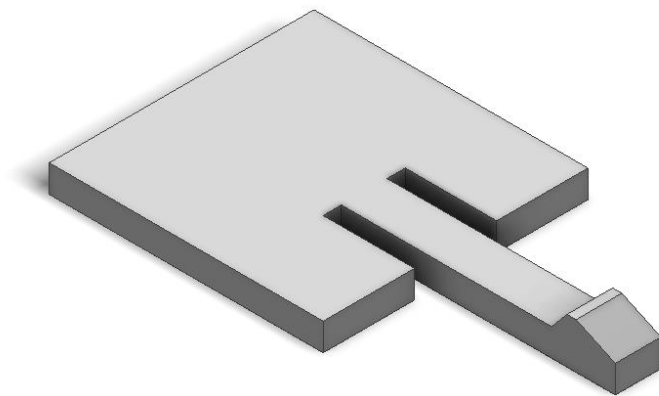


Figura 5.23 - Snap-fit Cantilever Beam.

Si ipotizzi di voler collegare con giunto testa a testa due profilati tubolari quadrati di acciaio inossidabile AISI 304 (X2CrNi18/9) e si ponga che la sezione abbia lato di 60 mm e spessore pari 1,5 mm.

Nella seguente Tabella 5.1 sono riportate le caratteristiche meccaniche dell'acciaio scelto per l'esempio in questione.

Acciaio inossidabile AISI 304		
Carico di rottura (R_m)	600 ÷ 700	MPa
Carico di snervamento ($R_{sn}, R_{p0,2}$)	300	MPa
Modulo di Young (E)	200 000	MPa
Coefficiente di Poisson (ν)	0,3	
Durezza Brinell (HB)	165 ÷ 175	HB

Tabella 5.1 - Caratteristiche meccaniche dell'acciaio inossidabile AISI 304.

Infine i parametri scelti per caratterizzare lo snap-fit sono riassunti in Tabella 5.2.

Caratteristiche snap-fit		
Forza di assemblaggio (F_{ass})	100	N
Flessione di assemblaggio (Y)	0,5	mm
Coefficiente d'attrito (μ)	0,4	
Angolo di inserimento (α)	15	deg
Larghezza di trave (W)	1,5	mm

Tabella 5.2 - Parametri del sistema di collegamento proposto.

Il sistema di forze agenti sull'uncino è costituito dalle seguenti entità: F_{ass} è la forza esercitata per congiungere (o separare, F_{sep}) i profilati, F_T ed F_N sono rispettivamente le componenti di F_{ass} tangenziali e normali alla superficie di contatto. L'azione agente in direzione perpendicolare all'elemento elastico a sbalzo (F_p) risulta essere correlata alla forza di assemblaggio (F_{ass}) dalla relazione:

$$F_p = F_{ass} \cdot (\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha) \sin \alpha \quad (5.1)$$

$$F_p = 22,3 \text{ N}$$

Con μ che sta ad indicare il coefficiente di attrito dinamico tra le parti.

A questo punto, ricavata la forza normale all'elemento trave, è possibile dimensionare la giunzione come segue:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_p = Y \frac{3EJ}{L_b^3} = Y \frac{EWT^3}{4L_b^3} \end{array} \right. \quad (5.2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_{max} = \frac{3T}{2L_b^2} Y \leq \frac{\varepsilon_{sn}}{\eta} \end{array} \right. \quad (5.3)$$

Dove il coefficiente di sicurezza η è stato posto pari a 1,5.

Successivamente si è proceduto ad esplicitare lo spessore di trave (T) in funzione della lunghezza (L_b) a partire dall'equazione della freccia (5.2):

$$T = \left(F_p \frac{4}{YEW} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot L_b \quad (5.4)$$

$$T = 0,084 \cdot L_b$$

Per rispettare la condizione di massima deformazione (5.3), il valore di L_b deve essere maggiore di:

$$L_b \geq \frac{3}{2} \left(F_p \frac{4E^2Y^2}{W} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\eta}{\sigma_{sn}} \quad (5.5)$$

$$L_b \geq 63,1 \text{ mm}$$

Infine, sostituendo nell'Equazione (5.4) il valore di L_b minimo appena trovato, si ricava lo spessore (T) che deve avere lo snap-fit, ovvero:

$$T = 5,3 \text{ mm}$$

Come si evince dai risultati ottenuti, gli ingombri diventano insostenibili e potenzialmente pericolosi. In Figura 5.24 è possibile apprezzarne una rappresentazione grafica. Questo sembrerebbe escludere un possibile utilizzo dello snap-fit Cantilever Beam per questa tipologia di giunzione.

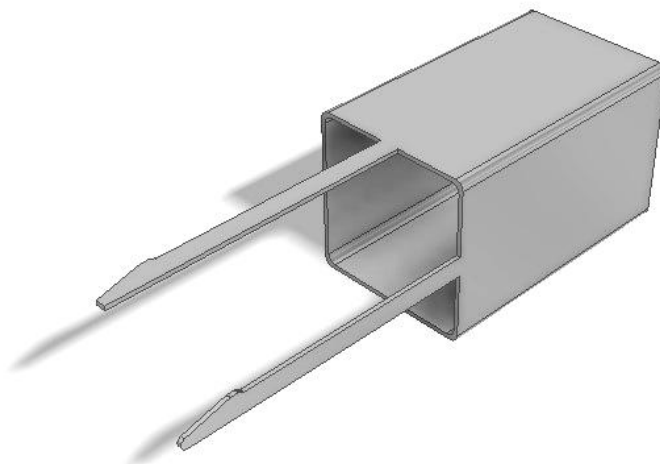


Figura 5.24 - Geometria dello snap-fit di esempio.

5.3.1 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Cantilever Beam

La prima soluzione proposta è rappresentata da una classica *locking feature* della tipologia Cantilever Beam. Ma per poter adottare uno snap-fit di questo tipo, a discapito del verdetto emesso dall'esempio precedentemente esposto, è necessario servirsi di particolari strategie per ottimizzare lo spazio a disposizione e ridurre al minimo le sporgenze. Da un lato si è banalmente proceduto ad incassare l'elemento flettente dello snap-fit all'interno della geometria del tubolare, lasciando protendere, oltre la sezione ultima del profilo, solo la parte utile all'incastro, ovvero l'uncino (vedi Figura 5.25). Dall'altro sono state ridotte le dimensioni longitudinale e trasversale, rispettivamente la lunghezza (L_b) e lo spessore di trave (T), sempre, però, nel rispetto del vincolo sulla massima deformazione ammissibile (ϵ_{max}) e senza inficiare la resistenza meccanica del giunto con sezioni troppo limitate. Inoltre operando queste riduzioni geometriche si è ottenuta anche una diminuzione della forza necessaria all'assemblaggio, facilitando il lavoro dell'operatore o dell'utente finale chiamato all'assemblaggio.

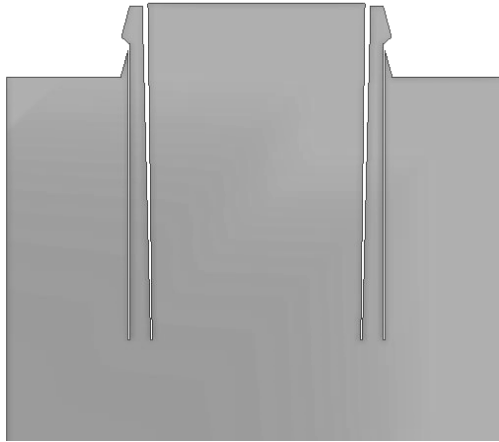


Figura 5.25 - Dettaglio dei Cantilever Beams incassati.

A seconda della forma del componente (tubolare a sezione quadra, circolare, ecc.) varierà il numero di collegamenti integrati che compongono la giunzione. Ad esempio, la sezione circolare può prevedere un totale di sei coppie di Cantilever Beams, tre per tubolare, mentre, per quanto concerne la sezione quadra, gli elementi possono essere allocati su tutti e quattro i lati, in maniera tale da garantire resistenza meccanica in ogni direzione.

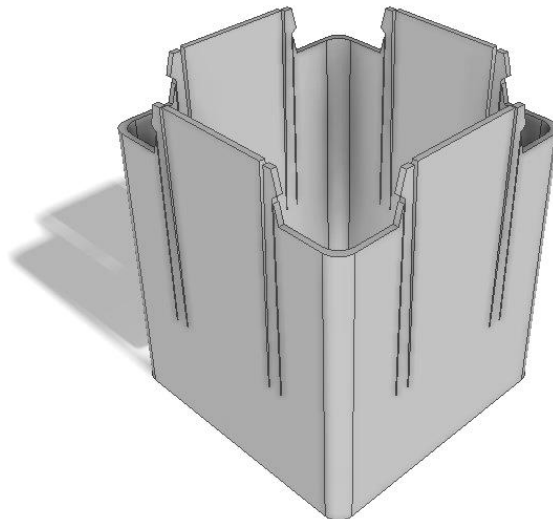


Figura 5.26 - Esempio di Cantilever Beams applicati su di un tubolare a sezione quadra.

La *locking feature* è composta da due bracci sottili speculari rispetto all'asse del profilo tubolare, assimilabili a travi incastrate, che costituiscono gli elementi flettenti della stessa. Essi sono generati da appositi intagli ricavati sulla superficie del tubolare e sporgono per un tratto oltre il bordo ultimo dello stesso.

La proprietà che contraddistingue questo collegamento è il contatto tra gli elementi elastici fuoriuscenti dall'uno e dall'altro tubolare, i quali assolvono perciò la duplice funzione di *locking feature* e *locating feature*. Grazie a questa accortezza, la flessione nel piano che i Cantilever Beams devono esercitare risulta dimezzata ed è così possibile ridurre l'ingombro del giunto.

I bracci flessibili presentano, alle estremità libere, i classici uncini descritti dagli angoli α e β , rispettivamente angolo di montaggio e angolo di disassemblaggio, responsabili della tenuta della giunzione testa a testa.

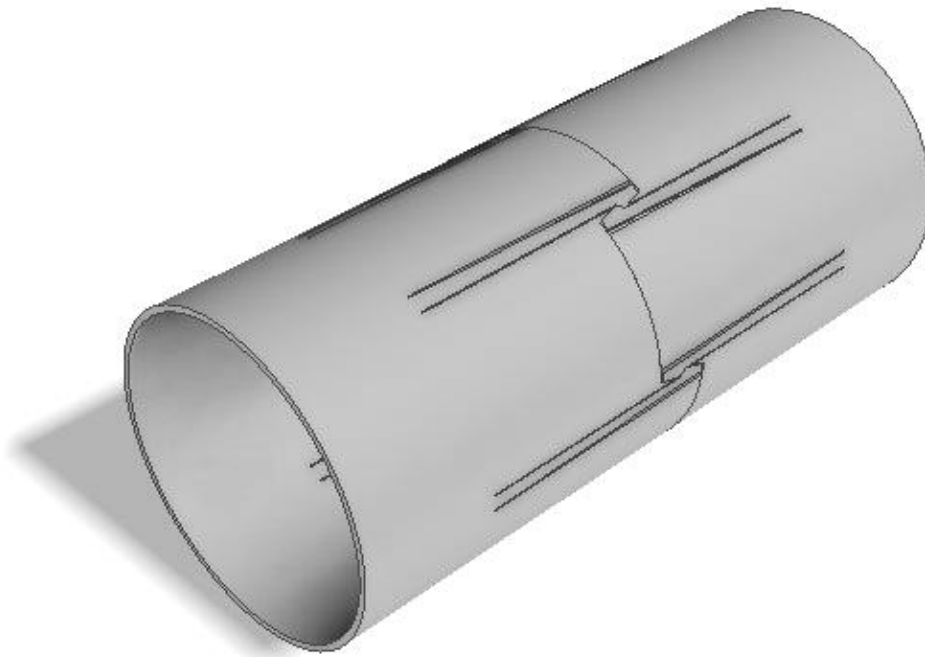


Figura 5.27 - Esempio di giunto di testa con Cantilever Beams tra due tubolari a sezione circolare.

Infine trattandosi di un giunto di tipo testa a testa tra due componenti di uguale sezione è inevitabile che il collegamento rimanga totalmente a vista. Per questo motivo si è cercato di disegnare una geometria tale da avere il minor numero possibile di intagli e finestre aperte, così da perturbare in modo minimo la qualità estetica del pezzo.

5.3.2 Dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Trap Lock

Per la seconda alternativa si è adottata la geometria dei collegamenti Trap Lock. Il sistema di unione si compone di coppie di snap-fit Trap Lock ricavati a sbalzo sui bordi delle estremità dei due tubolari da collegare.

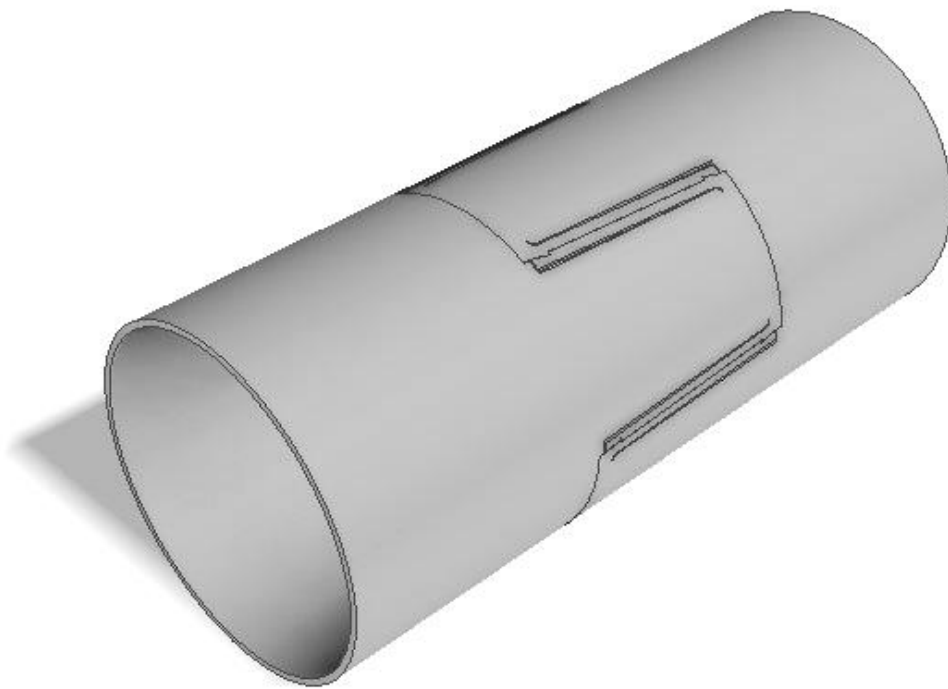


Figura 5.28 - Esempio di giunto di testa con Trap Locks tra due tubolari a sezione circolare.

La scelta di tale tipologia di collegamenti a scatto integrati non è affatto casuale. Infatti il Trap Lock, pur sporgendo molto di più rispetto al Cantilever Beam testé presentato, non presenta alcun uncino alle estremità, essendo rivolti verso l'interno, non costituendo, così, alcun pericolo per l'operatore. Inoltre le fenditure risultano, a collegamento avvenuto, tutte comprese nella stessa sezione del tubolare, dimezzando la zona interessata dalle aperture e dagli intagli, necessari a ricavare dal profilo del tubolare la geometria dello snap-fit, e migliorandone le caratteristiche estetiche.

Anche questa soluzione, come la precedente, è caratterizzata da geometrie complementari in corrispondenza delle estremità dei tubolari da unire e ben si adatta a componenti di ogni sezione.

La particolare geometria dello snap-fit è tale per cui non esiste una vera e propria sede, in quanto essa viene originata dallo spazio interposto tra due *locking features* successive. Pertanto, le sezioni ultime dei tubolari che si vengono ad affacciare risultano complementari.

La struttura degli snap-fit è progettata in modo tale da consentire il passaggio dei corpi centrali dei Trap Locks e causare contemporaneamente la flessione, nel piano, di tutte le *locking features*, su ciascun tubolare. A unione avvenuta, gli elementi flessibili tornano nella loro posizione originale, andando a bloccare possibili movimenti di apertura del tubolare grazie a delle geometrie complementari a forma di triangolo presenti sui bracci elastici stessi, caratterizzate dagli angoli di ingaggio e disimpegno.

Invece il corpo centrale del Trap Lock, grazie ad un apposito ingrossamento della sua sezione alla base, potrà opporre resistenza agli sforzi tangenziali e torsionali a cui il tubolare sarà soggetto durante il suo utilizzo.

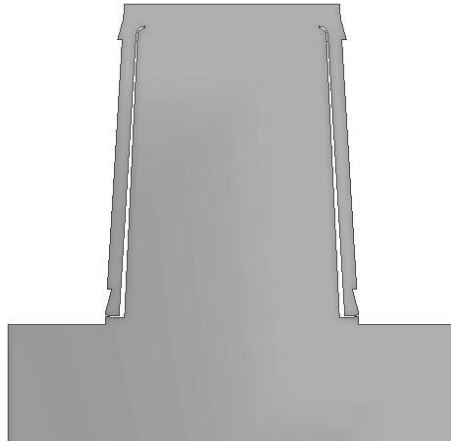


Figura 5.29 - Dettaglio del giunto di testa Trap Lock: ingrossamento della base.

Come nella soluzione precedente, è da notarsi che, a causa della natura del giunto, gli elementi che costituiscono il collegamento non si possono nascondere alla vista. Per questa ragione, la geometria disegnata presenta ancora una volta il minor numero di spazi vuoti, così da non sconvolgere la continuità estetica del componente.

Difatti la forma standard del Trap Lock è stata modificata nel tronco centrale, molto più largo rispetto a quelli adottati nelle precedenti tipologie di collegamento e dotato di una geometria tronco conica, che segue l'elemento elastico riducendo al minimo gli spazi vuoti e facilitandone l'accoppiamento. Inoltre i due bracci laterali flessibili debbono compiere soltanto un piccolo spostamento per realizzare l'incastro, di conseguenza la fessura richiesta per portare a termine tale movimento è di dimensioni limitate.

La progettazione di dettaglio e la verifica della resistenza meccanica delle soluzioni presentate in questa sezione verranno affrontate nel capitolo successivo. Tra queste proposte, quelle che risulteranno migliori saranno effettivamente realizzate e sottoposte ai test di laboratorio.

Capitolo 6

Realizzazione e verifica sperimentale dei collegamenti a scatto progettati

6.1 Realizzazione e taglio dei collegamenti a scatto

I sistemi di connessione integrati progettati sono stati realizzati per poterne verificare sperimentalmente il buon funzionamento ed andare oltre la sola verifica numerica. Nel dettaglio gli snap-fit sono stati realizzati tramite taglio laser direttamente su di un tubolare con le medesime geometrie adottate per le elaborazioni al calcolatore. I tagli sono stati eseguiti su profilati in acciaio inossidabile AISI 304¹⁶ laminati a freddo e saldati. Le geometrie utilizzate sono di due tipi e sono riportate nella Tabella 6.1.

Profili tubolari			
Sezione	Lato [mm]	Diametro ext [mm]	Spessore [mm]
Quadrata	60	-	1,5
Circolare	-	50	1,0

Tabella 6.1 - Geometrie dei tubolari adottati.

I risultati ottenuti dopo ogni prova sono stati valutati ed impiegati per aggiustare di volta in volta, tramite simulazioni numeriche, le geometrie dei collegamenti a scatto da provare nei test successivi.

Le analisi numeriche effettuate al calcolatore verranno esposte per intero nella sezione successiva e solamente per quanto concerne i prototipi vincenti, vale a dire quelli che hanno risposto in maniera esaustiva agli obiettivi prefissati.

¹⁶ X5CrNi1810 (Norma di riferimento: UNI/EN 10027, UNI/EN 10088).

6.2 Lavorazione e verifica sperimentale degli snap-fit elaborati

La lavorazione dei prototipi delle unioni integrate di tipo snap-fit è stata portata a termine con l'ausilio della macchina per taglio laser ADIGE LASERTUBE LT8 Fiber presso lo stabilimento Adige - BLM Group.¹⁷ Essa era equipaggiata con sorgente in fibra IPG YLS-3000-CUT¹⁸ da 3 kW. La macchina fibra di alimentazione era da 50 µm di diametro e la fibra di processo da 100 µm, collegate tramite coupler fiber-to-fiber della IPG Photonics. La configurazione ottica prevedeva una lente di collimazione da 100 mm e una lente di focalizzazione da 125 mm.

Le lavorazioni sono state eseguite utilizzando come gas di assistenza l'azoto (N₂), alla pressione di 18 bar. Nella Figura 6.1 sono riportati alcuni particolari del macchinario.

¹⁷ BLM Group - Adige, Levico Terme (TN), Italia, leader nella produzione di impianti CNC per il taglio laser in fibra ed a CO₂.

¹⁸ Ytterbium Laser System



Figura 6.1 - In alto, da sinistra a destra: ADIGE LASERTUBE LT8 Fiber, sorgente in fibra IPG YLS-3000-CUT. In basso, da sinistra a destra: testa per taglio tridimensionale, mandrino robotizzato.

Per quanto riguarda la velocità della testa e la potenza del taglio, esse non sono costanti lungo tutta la geometria da lavorare, ma vengono regolate in modo automatizzato secondo le dinamiche imposte dal software, implementato direttamente sulla macchina. Questo fa sì che velocità e potenza del fascio diminuiscano in corrispondenza di geometrie particolarmente sottili oppure in presenza di cambi di direzione brevi ed in rapida sequenza. A guisa di ciò, viene portato a termine il taglio in modo ottimale, cioè con la miglior qualità e nel minor tempo possibile, senza incorrere in saldature, mancate penetrazioni o generazione eccessiva di bava, fattori che pregiudicano il buon funzionamento del collegamento a scatto di tipo snap-fit.

Per prima cosa si è verificata la fattibilità dei prototipi di quei giunti funzionali al folding che richiedono la torsione del tubolare per poter portare a termine l'incastro, i più delicati dal punto di vista dell'assemblaggio. Per la prova è stato realizzato il dispositivo di bloccaggio snap-fit Incasto-Cantilever Beam. La scelta di incominciare i test dal "Taglio-piega" con torsione non è casuale, poiché solo attraverso una prova pratica è possibile, nel caso in esame, determinare con esattezza la massima torsione applicabile al profilo nella sezione interessata dall'intaglio. Ciò si rivela decisivo per scartare a priori, nel caso di risultato negativo del test, le ipotesi che adottano tale stratagemma ed evitare così inutili sprechi di tempo e materiale.

Il risultato della prova non ha avuto esito negativo, ma allo stesso tempo ha evidenziato i limiti della soluzione proposta. Innanzitutto si è dovuto fare ricorso ad una morsa per coadiuvare l'ingaggio del giunto, comunque torto a mano. Secondariamente è emersa la nascita di una leggera plasticizzazione responsabile di un lieve disallineamento in corrispondenza dei lembi della piega a "V", il quale rende inaccettabile il giunto dal punto di vista della condizione di uniformità estetica. Il disallineamento è apprezzabile in Figura 6.2.

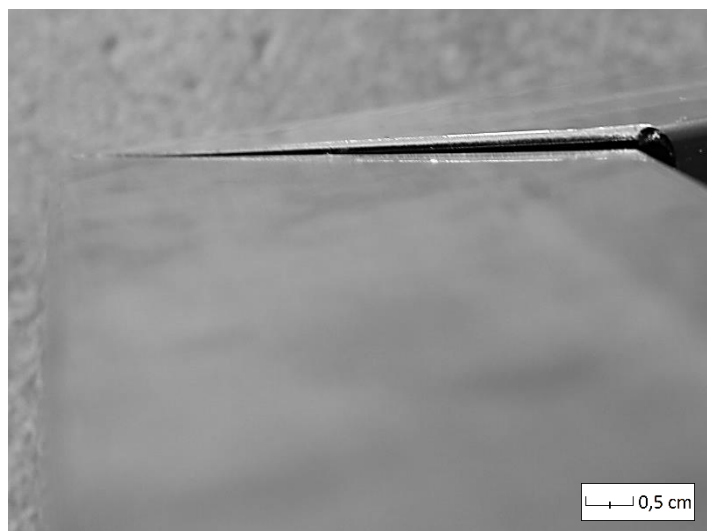


Figura 6.2 - Disallineamento generatosi in un prototipo di giunto funzionale al “Taglio-piega” che richiede la torsione del tubolare.

Per questi motivi si è quindi deciso di scartare tutte le tipologie di unioni studiate che richiedono la torsione del profilo. Senza procedere con ulteriori e superflue analisi, si è passati sine indugio ai collegamenti Cantilever Beam e Trap Lock, i quali, all’opposto, non necessitano di torsioni, ma abbisognano soltanto di una semplice piegatura del tubolare all’apice dell’intaglio a “V”.

6.2.1 Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock

La prima versione di questo aggancio presenta una coppia di dispositivi Trap Lock alti in totale 40 mm con elementi flettenti di spessore 1,5 mm ai quali è richiesta una flessione pari ad 1 mm. Inoltre i bracci elastici distano dalla base dello snap-fit di un tratto pari a 1,55 mm, cioè lo spessore del profilato più 5 centesimi, aggiunti per assicurare lo scorrimento della sede al di sotto di essi. Questo accorgimento è risultato inutile e dannoso, poiché generava dei giuochi eccessivi tra la sede e le *locking features*. È stato

perciò corretto nella versione successiva, denominata v2, riducendo così il gap a 1,5 mm, cioè lo spessore del tubolare. In entrambe le prime due versioni le sedi non hanno subito modifiche, mantenendo le dimensioni originali: larghezza 14 mm, altezza totale 10 mm. L'altezza è stata così suddivisa 3 mm paralleli all'asse del tubolare e 7 mm inclinati di 8° per accogliere più facilmente le *locking features*. Vedi Figura 6.3.



Figura 6.3 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock_v2.

La terza versione nasce con l'intento di evitare deformazioni fuori piano, in fase di assemblaggio, degli elementi flettenti e la loro deformazione termica causata da passaggi ravvicinati del fascio laser. Si è proceduto ispessendo i bracci da 1,5 a 3 mm ed aumentando, allo stesso tempo, l'area di sfrido generata per facilitarne l'espulsione. Le sedi hanno subito anch'esse un aggiustamento. Sono state allungate da 10 a 15 mm onde alzare il punto di contatto con gli elementi flettenti delle *locking features*, cercando così di diminuire la flessione fuori piano degli stessi. Per aumentare questo effetto si è deciso di eliminare il tratto inclinato di invito. Questi accorgimenti si sono però rivelati erronei, in quanto durante l'assemblaggio era possibile notare una flessione fuori piano

considerevole da parte dei bracci. Ciò è da imputarsi all'ispessimento degli elementi flettenti, i quali opponevano una forza maggiore alla flessione nella direzione desiderata.

Memori di questi errori, nella versione successiva, v4, si è ridotto lo spessore dei bracci a 2 mm, aumentando, contemporaneamente, l'altezza delle *locking features* da 40 a 50 mm. Tali aggiustamenti sono stati realizzati onde favorire maggiormente il movimento di chiusura sul piano. Inoltre vi è stato un aumento dell'area di sfido. Nelle sedi sono ricomparsi gli inviti, anche se con inclinazioni maggiori rispetto alle prime versioni, da 8° a 10°, sono state allungate a 20 mm ed allargate da 14 a 16 mm. Vedi Figura 6.4.

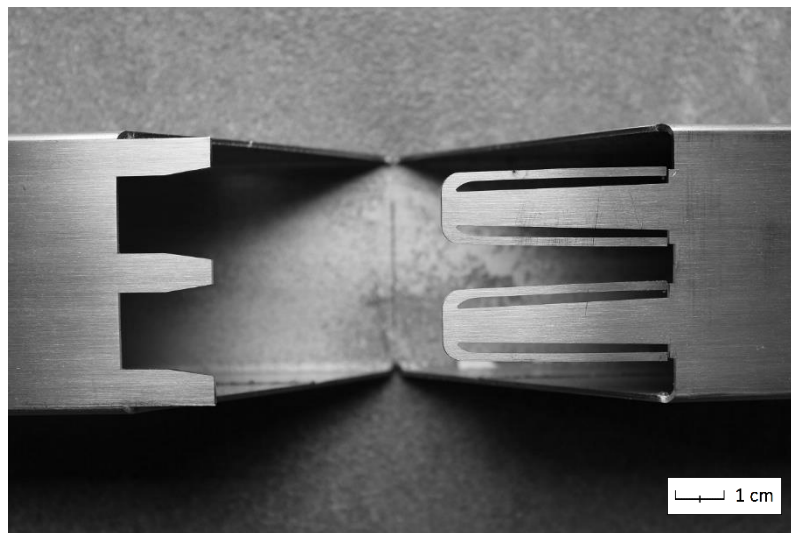


Figura 6.4 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock_v4.

Nonostante le correzioni effettuate si registrava comunque, una volta assemblato, un certo giuoco nel giunto. Questo è probabilmente dovuto alla flessione fuori piano, non del tutto eliminata, quindi nella v5 si è tornati a bracci più sottili, spessore 1,5 mm, cioè più flessibili.

Tali accorgimenti hanno risolto le problematiche persistenti, ma per garantire una migliore tenuta meccanica del giunto si è proceduto alla realizzazione di un'ulteriore versione, la

v6. Questa presenta bracci più spessi, 2,5 mm, compensati da un'altezza totale dello snap-fit superiore, pari a 55 mm, ed una flessione di 5 decimi maggiore rispetto a tutte le altre versioni, quindi di 1,5 mm. Vedi Figura 6.5.



Figura 6.5 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Trap Lock_v6.

La versione definitiva, v7, è sostanzialmente identica alla precedente, con un'unica variazione sulle sedi. Esse sono state traslate, rispetto al bordo dell'intaglio a “V”, di 0,5 mm verso le *locking features*, onde eliminare le sottili fessure che restavano a vista. Vedi Figura 6.6.



Figura 6.6 - Confronto tra le versioni v6 e v7.

6.2.2 Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Cantilever Beam

La prima versione di questo dispositivo di bloccaggio presenta la geometria descritta nel capitolo precedente, con un'altezza totale della *locking feature* di 40 mm ed elementi flettenti di spessore 3 mm ai quali è richiesta una flessione pari ad 1 mm.

Le sedi hanno una forma di triangolo rettangolo con il cateto maggiore di 10,75 mm e con alla base un incavo, profondo 1 mm, atto ad ospitare i bracci. Vedi Figura 6.7.



Figura 6.7 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega”: Cantilever Beam_v1.

La problematica che fin da subito ha generato maggiori complicazioni è stata la flessione fuori piano dei bracci, di molto superiore a quella del prototipo precedente, e tale, addirittura da impedire il montaggio del giunto.

Per questo nelle due versioni successive si è proceduto riducendo costantemente l’angolo di invito delle sedi, passando dai 15° della prima versione, attraverso i 10° della seconda, sino ad arrivare agli 8° della terza.

Nonostante queste modifiche lo snap-fit ha sempre presentato delle difficoltà nel portare a termine l’assemblaggio. Difficoltà dovute alla flessione fuori piano dei bracci della *locking feature*, i quali scattavano solo a fatica ed a volte con l’ausilio di un attrezzo.

Per questo motivo il prototipo del dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del “Taglio-piega” di tipo Cantilever Beam è stato scartato.

6.2.3 Nota sui prototipi per la tecnica del “Taglio-piega”

Nei modelli realizzati si nota una discontinuità estetica dovuta sia ad una piccola luce tra i lembi delle estremità laterali dell’intaglio a “V”, i quali dovrebbero combaciare alla perfezione, sia ad un intaglio presente sullo spigolo della piega realizzata sul tubolare. Tali imperfezioni sono mostrate nelle seguenti Figure 6.8 e 6.9.

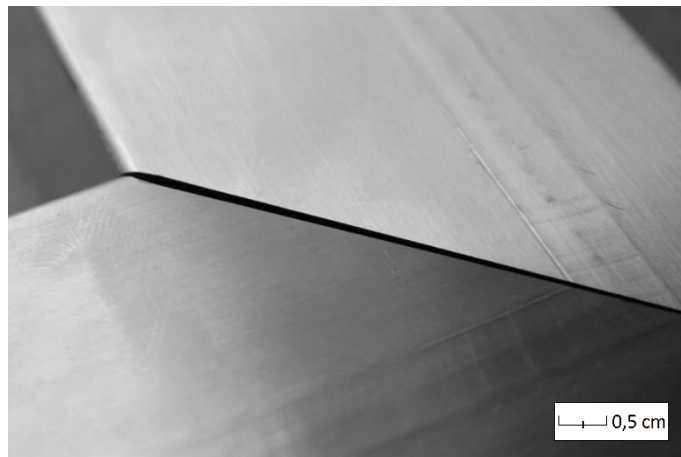


Figura 6.8 - Luce tra i lembi delle estremità laterali.



Figura 6.9 - Intaglio realizzato sullo spigolo della piega.

La prima di queste discontinuità è risolvibile tramite semplici accorgimenti geometrici sulla zona di piegatura, aumentando l'angolo di scarico alla base della piega. La seconda invece deriva semplicemente dalla necessità di rendere più pratica la piegatura dei profili durante i vari test, diminuendo la sezione resistente del tubo, la quale si oppone alla sua deformazione.

Entrambe, quindi, non sono in alcun modo imputabili al collegamento realizzato, ma soltanto al carattere sperimentale con cui sono state svolte le prove.

6.2.4 Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a sbalzo

La prima versione di questo aggancio presenta una coppia di sedi a sbalzo, sull'estremità sezionata del profilato, alte in totale 11,5 mm, quindi con uno sfrido minimo. Gli elementi flettenti, di spessore 4 mm, sono invece ricavati sulla faccia del tubolare con la geometria già descritta nel capitolo 5 ai quali è richiesta una flessione pari ad 1 mm.

Le problematiche di questa versione sono riconducibili principalmente a tre cause distinte. La prima, riguardante le *locking features*, consiste nella deformazione termica degli elementi flettenti dovuta a passaggi troppo ravvicinati del fascio laser. La seconda è legata alla geometria della sede che presenta degli spigoli vivi che ne ostacolano l'inserimento e lo scorrimento in posizione di chiusura. Infine la presenza di un gioco eccessivo in corrispondenza dell'uncino di bloccaggio genera un fastidioso piccolo scorrimento laterale.

Nella seconda versione si è proceduto alla risoluzione delle complicanze testé presentate, riducendo al minimo indispensabile il gioco tra l'uncino e l'elemento flettente, smussando gli spigoli vivi delle sedi e creando anche un invito per facilitare lo scorrimento delle stesse sui bracci elastici. Vedi Figura 6.10.



Figura 6.10 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a sbalzo - SEDE_v2.

Per quanto concerne le *locking features* si è aumentato il gap esistente tra l'elemento flettente e la superficie rigida adiacente, evitandone così il surriscaldamento. Purtroppo quest'ultimo accorgimento si è rivelato insufficiente in quanto era possibile constatare una deformazione ancora troppo elevata. Tale fenomeno ha portato ad un'ultima correzione sulla geometria delle *locking features*, aumentando ulteriormente il gap. Vedi Figure 6.11 e 6.12.



Figura 6.11 - Dettaglio dei passaggi per l'aumento del gap tra l'elemento flettente e la superficie rigida adiacente nelle tre versioni sviluppate.

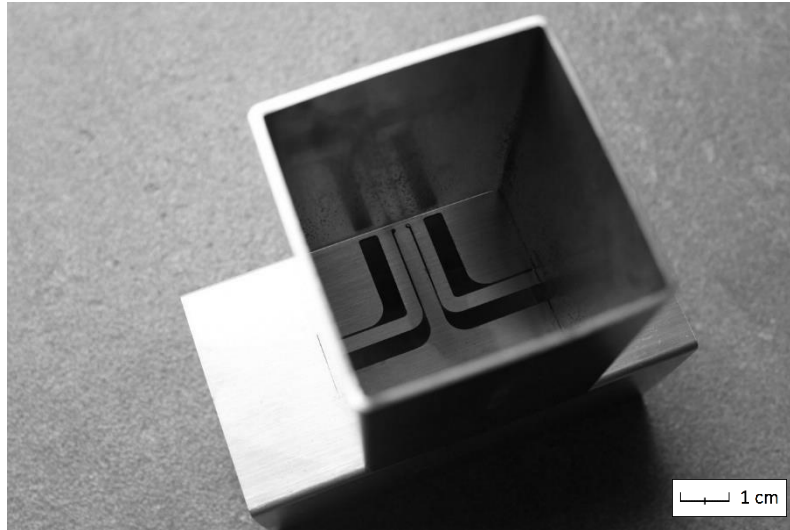


Figura 6.12 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a sbalzo_v3 (assemblato).

Si noti che durante la sessione di taglio, indipendentemente dalle geometrie delle *locking features* delle tre versioni, sull'estremità degli elementi flettenti si aveva una generazione di bava, a volte, tale da impedire di portare a termine il montaggio del giunto. Infine anche questa problematica è stata risolta intervenendo sui parametri di taglio, nello specifico diminuendo velocità di avanzamento e potenza del fascio laser in tali tratti.

6.2.5 Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Sede a fessura

Questo dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T di tipo sede a fessura è stato sviluppato semplicemente invertendo le geometrie di sedi e *locking features*.

Tale progetto non è stato prototipato per due motivi. Il primo è dovuto ad un giudizio critico a priori che lo identifica come una semplice copia del precedente sistema di unione, ma con lo svantaggio di determinare uno sfrido circa quattro volte più elevato, a causa delle maggiori dimensioni degli elementi a sbalzo.

In secondo luogo, a causa delle tempistiche ridotte, si è preferito approfondire le restanti geometrie, senza realizzare un prototipo che come funzionamento nulla aveva da dire in più rispetto al precedente.

6.2.6 Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Trap Lock

La prima versione di questo aggancio presenta due coppie di elementi Trap Lock, disposte su due facce contrapposte del tubolare a sezione quadrata 60 x 60 mm, di altezza totale 30 mm con elementi flettenti di spessore 1,5 mm ai quali è richiesta una flessione pari a 5 decimi di millimetro. Inoltre i bracci elastici distano dal corpo centrale dello snap-fit di un tratto pari a 0,7 mm, cioè lo spazio minimo necessario a consentire la loro flessione.

Le quattro sedi di questo dispositivo, collocate sulla faccia complementare del secondo tubolare, sono delle semplici fessure rettangolari di altezza 1,5 mm, ovvero lo spessore del profilato, e larghezza 14 mm, corrispondente alla dimensione maggiore della base dello snap-fit. Da notarsi che la geometria delle sedi è rimasta invariata per tutte le successive versioni, in quanto si è preferito modificare le *locking features* mantenendo costante la larghezza della loro base.

Fin dalla prima versione, questo sistema si è rivelato efficace, pur presentando qualche imperfezione. Le problematiche principali sono la deformazione termica dei bracci flettenti, causata da passaggi ravvicinati del fascio laser, e la difficoltà nella rimozione dello sfrido a taglio avvenuto. Entrambe queste complicazioni hanno un'origine comune, cioè il ridotto gap lasciato tra gli elementi flettenti e il tronco centrale della *locking feature*.

Un altro problema è dovuto alla piccola flessione imposta ai bracci dello snap-fit, la quale determina, ad unione avvenuta, un appoggio minimo per la tenuta, talvolta addirittura mancante del tutto. Questo è causa di un fastidioso gioco tra gli elementi accoppiati.

La seconda versione si è mossa nella giusta direzione per risolvere tali criticità. Per prima cosa si è aumentata la flessione e di conseguenza l'appoggio della base dei bracci, passando da 0,5 a 1,5 mm, a ciò è seguito un doveroso incremento dell'altezza globale della *locking feature* sino al valore di 35 mm.

Secondariamente la distanza degli elementi flettenti dal corpo centrale è stata aumentata da 0,7 a 2 mm con il duplice obiettivo di semplificare l'espulsione spontanea dello sfrido e di distanziare a sufficienza le passate di taglio del fascio laser.

In seguito all'apporto di questi accorgimenti, rimaneva comunque un leggero giuoco tra gli elementi assemblati dello snap-fit.

Per ovviare a ciò, nella terza variante si è modificata unicamente l'altezza totale della *locking feature*, la quale è passata da 35 a 40 mm, in maniera tale da facilitare il ritorno elastico dei bracci. Nonostante quest'ultima variazione, il gioco, seppur minimo, non è cambiato rispetto alla versione precedente.

Nel quarto prototipo si è ripresa la geometria definitiva dei Trap Lock adottati nel dispositivo di bloccaggio snap-fit per la tecnica del "Taglio-piega", per spingersi al limite con le dimensioni delle *locking features*, arrivando ad un'altezza totale pari a 55 mm sui 58,5 a disposizione. Conseguentemente è stato possibile rendere più rigidi gli elementi flettenti incrementandone la sezione fino a 2,5 mm, cioè quasi raddoppiandola rispetto a quelli precedenti. Vedi Figura 6.13.



Figura 6.13 - Elementi flettenti del dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Trap Lock_v4.

Grazie a questa geometria si è risolta definitivamente la questione dei giochi, ma il rovescio della medaglia è dovuto sia all'incremento eccessivo degli sfridi causato dall'aumento dell'altezza delle *locking features*, sia alle forze richieste per l'assemblaggio, che risultano essere al limite con quelle compatibili con un montaggio manuale.

Nonostante questa soluzione si sia rivelata efficace, in questo settore, caratterizzato da produzioni elevate, lo scarto di materiale è una questione fondamentale. Dunque, conservando la geometria e le migliorie apportate nelle versioni 2 e 3, si è ridisegnato lo snap-fit con l'altezza originaria di 30 mm. I test effettuati su quest'ultimo prototipo sono positivi, sebbene resti lo stesso piccolo gioco presente nelle versioni 2 e 3. Rispetto a queste, tuttavia, ha la qualità vincente di generare un minore sfrido di materiale. Vedi Figura 6.14.



Figura 6.14 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per incastro a T: Trap Lock_v5.

6.2.7 Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Cantilever Beam

Per sottolineare l'universalità delle soluzioni proposte, valide sia per quanto concerne i profilati di sezione rettangolare che tonda, gli ultimi due prototipi sono stati ritagliati a partire da un tubolare in acciaio inossidabile AISI 304 di sezione circolare, con diametro 50 mm e spessore 1 mm.

Questo collegamento presenta tre coppie di Cantilever Beam egualmente ripartiti lungo la circonferenza del tubo. Essi sono lunghi in totale 40 mm, ma essendo incassati sporgono solamente di circa 8,5 mm. Gli elementi elastici, per i quali è richiesta una flessione pari a 0,5 mm, hanno sezione rastremata con spessore variabile dai 2,5 mm alla base agli 1,5 mm all'apice. Vedi Figure 6.15 e 6.16.



Figura 6.15 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Cantilever Beam.



Figura 6.16 - Dettaglio del giunto di testa Cantilever Beam assemblato.

La versione di questo dispositivo di bloccaggio snap-fit per il giunto di testa si è rivelata efficace sin dal primo tentativo, soddisfacendo tutti i requisiti di montaggio manuale, sfido ridotto ed eliminabile in modo spontaneo, basse forze richieste per l'assemblaggio.

Per questi motivi non è stato necessario effettuare una modifica della geometria, la quale è rimasta la medesima descritta nel capitolo precedente. Vedi Appendice A.

6.2.8 Realizzazione del dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Trap Lock

La prima versione di questo aggancio presenta tre coppie di Trap Lock equamente distribuiti lungo la circonferenza del tubo. Presentano un'altezza di 35 mm con elementi flettenti di spessore 1,5 mm ai quali è richiesta una flessione pari a 0,5 mm.

I problemi verificatisi in questo primo prototipo sono l'assemblaggio complicato, la difficoltà di eliminazione degli sfridi e la presenza di una distorsione termica. Questi ultimi due inconvenienti hanno origine nel ridotto gap lasciato tra gli elementi flettenti e il tronco centrale della *locking feature*. Perciò nella seconda versione sono stati risolti aumentando questo gap. Vedi Figura 6.17.



Figura 6.17 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per giunto di testa: Trap Lock_v2.

Per quanto concerne la difficoltà dell'assemblaggio, sebbene si sia proceduto con l'aumento dei giochi tra i due pezzi da collegare, non si è riusciti ad arrivare ad una

soluzione soddisfacente. Poiché un'altra concausa è la lunghezza eccessiva degli elementi a sbalzo, a differenza del dispositivo con i Cantilever Beams, la cui riduzione risulta però irrealizzabile senza compromettere il corretto funzionamento del sistema Trap Lock.

Nonostante le maggiori qualità estetiche rispetto al precedente dispositivo per il giunto di testa, si è stati costretti a scartare questo prototipo, proprio a causa delle sue insormontabili difficoltà di centraggio ed assemblaggio.

6.2.9 Nota sui prototipi per il giunto di testa

Si noti che nei modelli realizzati è evidente una discontinuità estetica dovuta al rilassamento, successivo al taglio laser, delle tensioni residue interne al tubo e derivanti dal suo processo di fabbricazione (laminazione a freddo, calandratura e saldatura). Inoltre lo spessore ridotto del tubo utilizzato per la prototipazione, 1 mm, ha accentuato il testé detto fenomeno.

Tale imperfezione è mostrata nelle seguenti Figure 6.18 e 6.19.

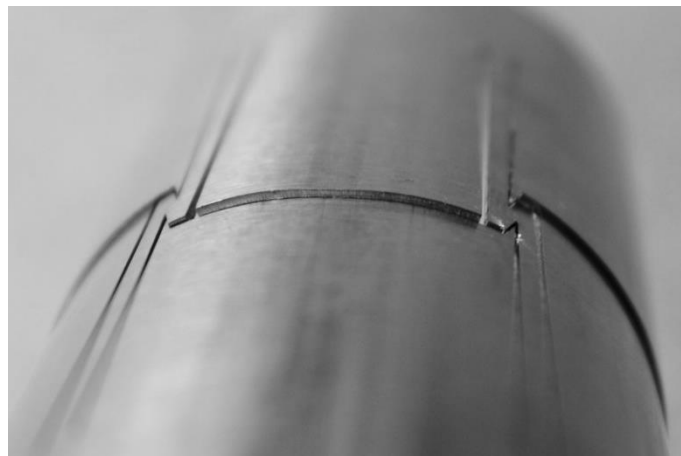


Figura 6.18 - Disallineamento tra le superfici del dispositivo Cantilever Beam.

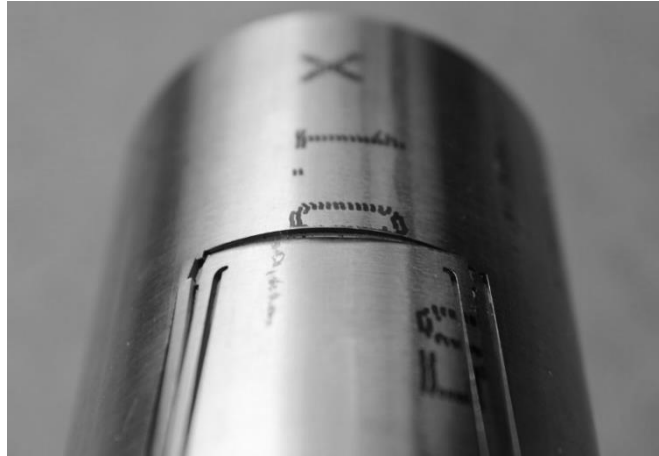


Figura 6.19 - Disallineamento tra le superfici del dispositivo Trap Lock.

6.3 Tempi richiesti per la lavorazione dei prototipi

Come ulteriore parametro di confronto si propongono le tempistiche reali di taglio, fornite direttamente dal software caricato in macchina ed implementato dalla stessa Adige - BLM Group.

Nella Tabella 6.2 sottostante si riporta l'elenco completo dei tempi di processo per la realizzazione delle ultime versioni di ogni collegamento prototipato.

Tempi Pezzo				
Tipologia di giunto	Pezzo	Tempo netto [s]	Tempo laser [s]	Tempo forature [s]
"Taglio-piega"	Trap Lock_v7	23,0	16,8	4,0
	Cantilever Beam_v2	18,2	13,3	3,4
Giunto a T	Sede a sbalzo_v3	23,5	10,9	2,3
	Sede a sbalzo - SEDE_v3	13,6	9,4	2,0
	Trap Lock_v4	33,1	19,5	2,6
	Trap Lock_v5	21,1	8,2	1,9
	Trap Lock - SEDE	20,8	15,5	3,2
Giunto di Testa	Cantilever Beam	14,2	12,5	1,7
	Trap Lock_v2	15,5	11,6	3,8

Tabella 6.2 - Tempistiche realizzative dei prototipi proposti nelle loro versioni definitive.

Dai dati tabulati si evince che, per quanto concerne la tipologia di giunto a T, la coppia sede - *locking feature* richiedente il minor tempo netto di lavorazione risulta essere il collegamento "Sede a sbalzo_v3". Ciò porta a ritenerlo la migliore tra le tre alternative, mentre, da uno sguardo più ampio, è anche quella caratterizzata dal maggiore gioco tra le parti.

In un confronto tra le rimanenti soluzioni della stessa tipologia, giunto a T "Trap Lock", ne esce vincitrice la versione "Trap Lock_v5", quella più corta e con minor sfrido. Anche in questo caso vi è un rovescio della medaglia, in quanto, se da una parte la versione "Trap

Lock_v4” risulta essere più impegnativa economicamente parlando, dall’altra garantisce una pressoché totale assenza di giuochi.

In considerazione di quanto testé affermato, non è possibile preferire a priori una soluzione piuttosto che un’altra. Infatti a seconda dell’applicazione verranno privilegiati determinati aspetti, per esempio quelli economici, a discapito di altri, come la resistenza meccanica, facendo ricadere la propria scelta sull’una oppure sull’altra tipologia di unione.

I disegni tecnici delle versioni definitive dei progetti prototipati sono consultabili in Appendice A.

Capitolo 7

Analisi FEM

7.1 Introduzione e scelta dei parametri per l'analisi ad elementi finiti

In questo capitolo verranno presentati i modelli ad elementi finiti (FEM) delle soluzioni progettuali studiate e realizzate. Gli elementi utilizzati per il calcolo dei parametri sono di tipo 2D, con funzioni di forma quadratica (CPS8)¹⁹, e di tipo 3D, sempre con funzioni di forma quadratica (C3D20)²⁰.

Questa scelta consente di ottenere, a parità di numero totale di elementi finiti, un numero superiore di nodi e quindi una maggiore risoluzione e precisione dell'analisi rispetto all'utilizzo delle più semplici funzioni di forma lineari.

Il numero di elementi finiti utilizzati e la meshatura variano a seconda della soluzione analizzata e del tipo di superficie trattata per la simulazione del contatto (Master o Slave): in generale si ha una mesh più fitta nelle zone di interesse come ad esempio i punti di contatto, le zone caratterizzate da importanti effetti di intaglio e le geometrie di sezione limitata²¹. Per evitare compenetrazione tra i pezzi, i contatti tra le superfici sono del tipo *node to surface* con mesh più fitta per ciò che concerne le Slave e meno fitta per le Master.

Per l'utilizzo del contatto è buona norma definire come superficie Slave quella caratterizzata da una maggiore flessibilità, mentre la superficie più rigida è sempre quella Master. Inoltre la larghezza della superficie indeformabile dovrebbe essere tale da garantire che i nodi della Slave non "scivolino fuori" e "cadano dietro" la superficie stessa. La mesh deformabile deve essere abbastanza fitta per interagire con ogni elemento della

¹⁹ Abaqus/CAE User's Manual. *CPS8: An 8-node biquadratic plane stress quadrilateral.*

²⁰ Abaqus/CAE User's Manual. *C3D20: A 20-node quadratic brick.*

²¹ Se si vuole ottenere una corretta rappresentazione dell'andamento degli sforzi, è buona norma utilizzare un numero adeguato di elementi finiti. Questo deve essere uguale o superiore a tre se si adoperano, come nel caso in oggetto, funzioni di forma quadratica.

superficie rigida. Le superfici analiticamente rigide non devono contenere angoli acuti, perciò è bene che questi vengano smussati con adeguati raggi di raccordo.

Infine non bisognerebbe applicare vincoli nelle regioni che definiscono le superfici di contatto.²²

Le diverse prove sono state effettuate con step di tipo statico generale, attivando inoltre l'opzione Nlgeom, cioè di geometria non lineare. Onde velocizzare ulteriormente l'analisi e la valutazione delle reazioni vincolari sono stati utilizzati dei reference point collegati direttamente, attraverso dei coupling, alle superfici tralanti.

Infine, ogni progetto è stato valutato in termini di deformazioni e sforzi massimi, freccia massima dell'elemento elastico a sbalzo, reazioni vincolari. Il progetto è da considerarsi valido qualora i limiti di resistenza meccanica del sistema snap-fit (*locking e locating feature*) risultino rispettati. I valori ottenuti devono inoltre essere conformi alle forze di inserimento e smontaggio definite in fase di progettazione.

È da notarsi che nel caso in esame si è posto che le parti (uncino e sede) siano fabbricate in acciaio inossidabile AISI 304 e che il comportamento del materiale sia perfettamente elastico-plastico. In questo modo è possibile individuare le eventuali aree caratterizzate da deformazioni permanenti e stimarne l'entità. Tali regioni sono riconoscibili tramite l'osservazione delle zone che presentano stati di sforzi maggiori di quelli limite per lo snervamento del materiale (es. AISI 304, $R_{p0,2} \approx 300 \text{ MPa}$ ²³).

La presenza di raccordi con raggi limitati e di intagli sono la principale causa di incrementi locali degli sforzi. Questi, però, risultano difficilmente ricavabili tramite calcoli analitici. Un eventuale superamento locale del limite di snervamento porta ad una deformazione plastica, quindi permanente, la quale va a modificare i valori degli angoli di inserimento e di disimpegno che risultano, così, diversi da quelli stabiliti in fase di progetto del

²² fabice.com (Internet). FabTips, Abaqus: *Advanced modelling techniques (Surfaces)*. Disponibile all'indirizzo <http://fabice.com/tips/doku.php?id=abaqus>

²³ ravaniacciai.it (Internet). Acciaio austenitico: AISI 304-304L. Disponibile all'indirizzo http://www.ravaniacciai.it/aisi_304_304l/listtables_it_95.aspx

collegamento integrato a scatto. Tale mutamento della geometria dello snap-fit, rispetto a quella originariamente disegnata, non influisce significativamente sulla buona riuscita del progetto, dal momento che il caso in esame non richiede lo smontaggio del collegamento di tipo snap-fit. L'unione è da intendersi quindi come fissa, definitiva e permanente²⁴, caratterizzata da un solo definitivo inserimento.

7.2 Applicazione per giunto a T

7.2.1 Dispositivo di bloccaggio snap-fit: Trap Lock_v4

Nell'analisi ad elementi finiti, oltre alla semplificazione in due dimensioni del modello, si è sfruttata la simmetria del sistema per ridurre ulteriormente l'onere computazionale del calcolo, considerando soltanto una delle due *locking features* presenti sulla faccia del tubolare. Le geometrie processate sono riportate nella Figura 7.1.

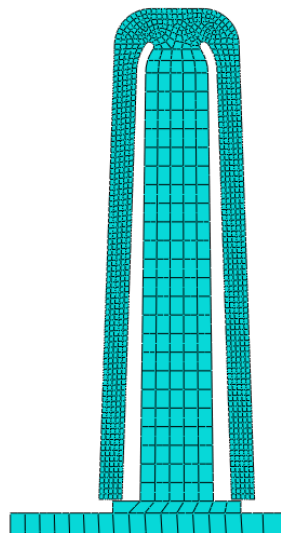


Figura 7.1 - Modello 2D del dispositivo Trap Lock_v4.

²⁴ Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000, pp 28 - 30.

Per l'analisi degli sforzi si è deciso di applicare un controllo in spostamento. Successivamente al posizionamento nello spazio si è imposto uno spostamento verticale della sede tale da generare la flessione voluta degli elementi elastici della *locking feature*. Ciò è stato possibile attivando, all'interno del modulo *Interaction* di Abaqus CAE®, il comando *Surface-to-surface contact (Standard)*. Il vincolo di spostamento relativo della sede rispetto allo snap-fit è stato dato ad un punto di riferimento (*Reference Point*) collegato attraverso un coupling, così da valutare in maniera immediata la reazione vincolare e quindi la forza necessaria per eseguire l'assemblaggio.

Da notarsi come in questo caso, in seguito alla modellazione in spazio 2D, la sede è stata ridotta a due elementi rettangolari semi-rigidi di altezza pari allo spessore del tubolare.

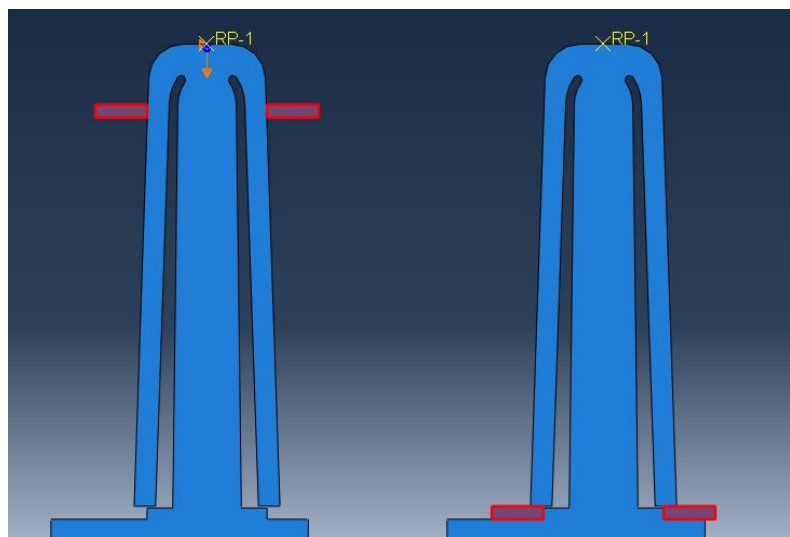


Figura 7.2 - Posizione iniziale e finale della coppia sede (in rosso) e *locking feature* (in blu).

Come si evince dalle Figure 7.3 e 7.4, lo sforzo si mantiene ovunque al di sotto del limite di snervamento, 300 MPa, ad eccezione di alcune zone limitate nell'intorno dell'incastro dei bracci flettenti sul corpo centrale dello snap-fit, le quali presentano una lieve plasticizzazione. Questo tuttavia non risulta essere un serio problema dal momento che il giunto a T non deve essere sottoposto a più cicli di smontaggio e riassetto. L'unione

è da intendersi quindi come permanente e caratterizzata da un solo definitivo inserimento.

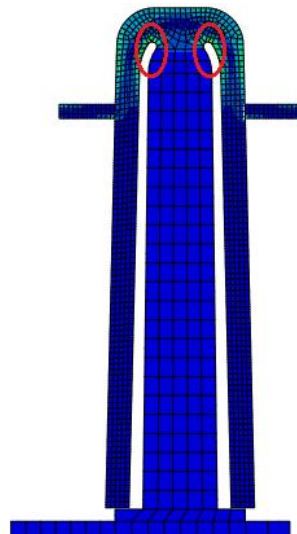


Figura 7.3 - Posizione dello sforzo massimo su Trap Lock_v4 per giunto a T.

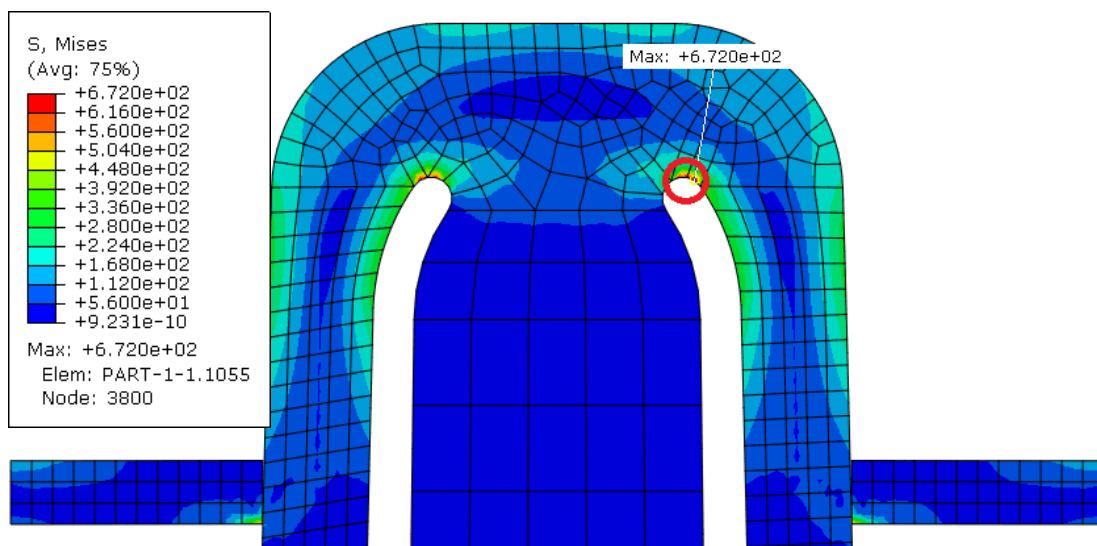


Figura 7.4 - Dettaglio della zona caratterizzata da plasticizzazione.

L'analisi della reazione vincolare risulta utile al fine di valutare l'andamento della forza necessaria per eseguire l'assemblaggio e verificare in tal modo il rispetto dei vincoli di progetto.

Da notarsi che la forza di inserimento ha andamento opposto rispetto a quello della reazione vincolare, quindi il massimo della forza lo si ha in corrispondenza del minimo del grafico in Figura 7.5. Ciò è conseguenza del fatto che la reazione vincolare è quella registrata sulla sede e non sugli elementi flettenti della *locking feature*. Il valore massimo raggiunto è pari a 49,9 N e coincide con il momento in cui lo Snap-fit inizia ad essere flesso.

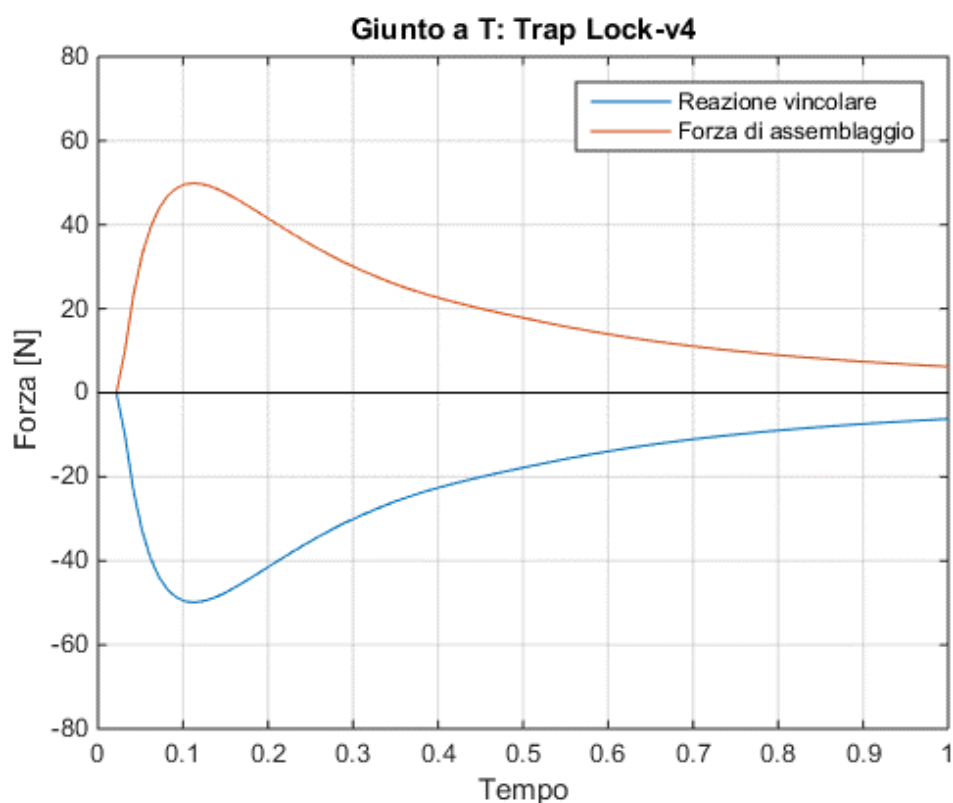


Figura 7.5 - Andamento della reazione vincolare e della forza di assemblaggio.

Questo risultato non è sufficiente a descrivere per intero le forze in gioco nel montaggio, infatti il collegamento presenta ben quattro geometrie, identiche, dello stesso snap-fit. Di conseguenza la reale forza di assemblaggio è ottenuta moltiplicando il valore massimo raggiunto nel grafico per il numero di *locking features* presenti. Si ottiene così un valore

complessivo di 199,6 N, che risulta essere al di sotto del limite massimo ammissibile per il montaggio manuale (come già spiegato nei capitoli precedenti, la massima forza esercitabile manualmente è pari a circa 290 N). Si ricorda che non è stata effettuata alcuna analisi per la fase di smontaggio, poiché i giunti progettati sono fissi, definitivi e permanenti.

7.2.2 Dispositivo di bloccaggio snap-fit: Trap Lock_v5

Anche in questo caso si è deciso di sfruttare la simmetria del sistema considerando solo uno dei quattro snap-fit del collegamento. Inoltre, in seguito alla modellazione in spazio 2D, la sede è stata ridotta a due elementi rettangolari semi-rigidi di altezza pari allo spessore del tubolare, ottenendo il modello in Figura 7.6.

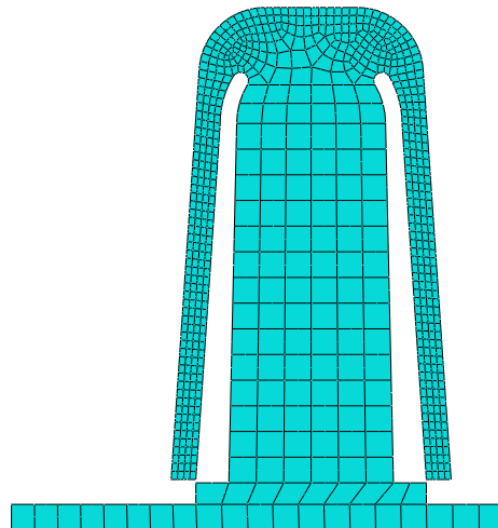


Figura 7.6 - Modello 2D del dispositivo Trap Lock_v4.

Per l'analisi degli sforzi si è deciso, ancora una volta, di applicare un controllo in spostamento. Il vincolo è stato dato ad un punto di riferimento (RP) collegato attraverso un coupling ai due elementi che compongono la sede. In tal modo è possibile valutare la reazione vincolare e quindi la forza necessaria per eseguire l'assemblaggio.

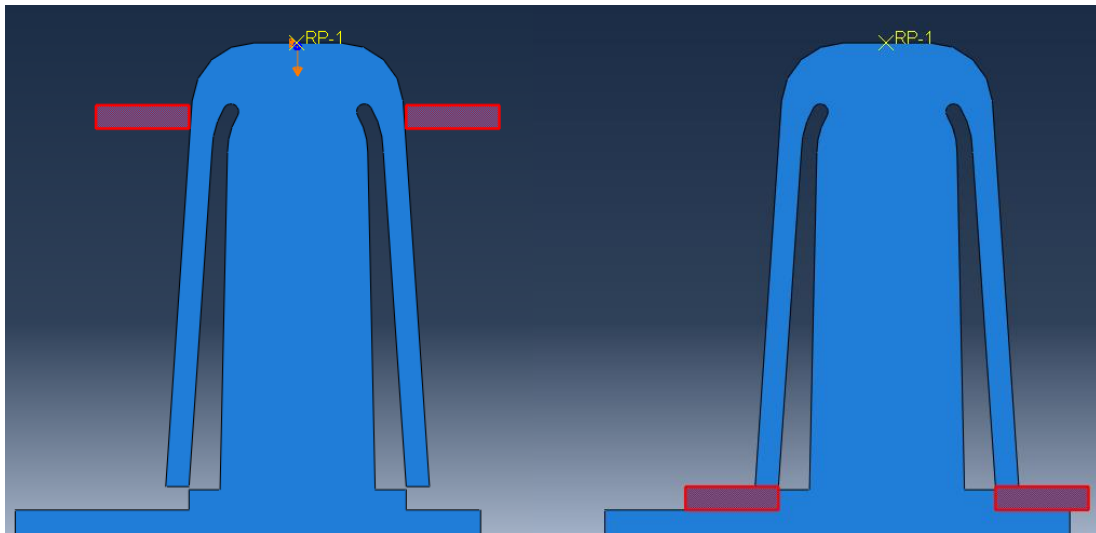


Figura 7.7 - Posizione iniziale e finale della coppia sede (in rosso) e *locking feature* (in blu).

Nuovamente lo sforzo si mantiene quasi dappertutto al di sotto del limite di snervamento, ad eccezione di alcune zone limitate all'incastro dei bracci flettenti sul corpo centrale dello snap-fit, con conseguente plasticizzazione. Questo tuttavia non risulta essere un serio problema per i motivi già illustrati nel precedente paragrafo.

Come mostrato in Figura 7.8, nel momento di massima flessione, cioè un attimo prima di completare l'assemblaggio, gli elementi elastici della *locking feature* sono piegati di tratto pari a 1,5 mm verso il tronco centrale dello snap-fit. La freccia, decisa in fase di progettazione, è tale da permettere lo scorrimento di questi ultimi all'interno della sede preposta.

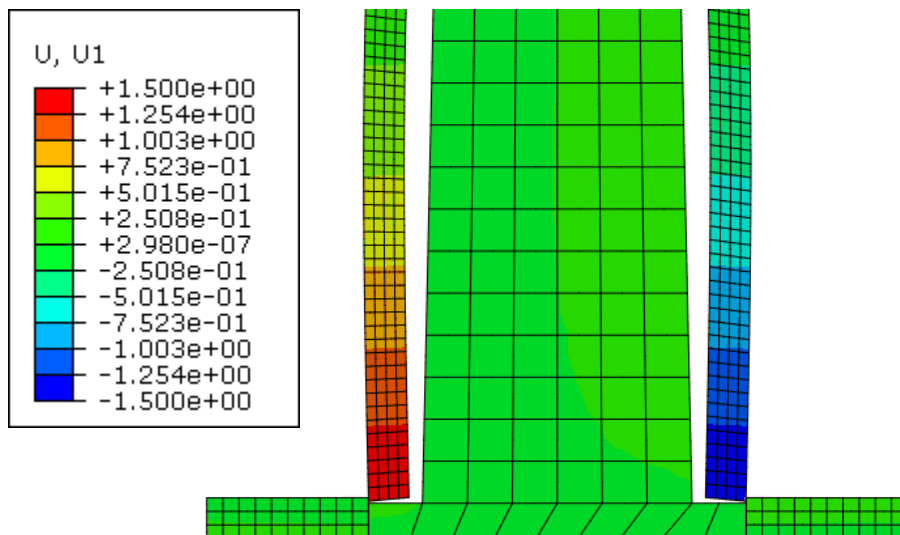


Figura 7.8 - Massima flessione degli elementi elastici della *locking feature*.

Di seguito sono rappresentati gli andamenti della forza di inserimento, agente sui bracci del Trap Lock, e della reazione vincolare sulla sede. Come si vede dalla Figura 7.9 i due picchi sono uguali in valore assoluto, ma di segno opposto.

La forza massima raggiunta è pari a 64,8 N e coincide con il momento in cui lo Snap-fit inizia ad essere flesso.

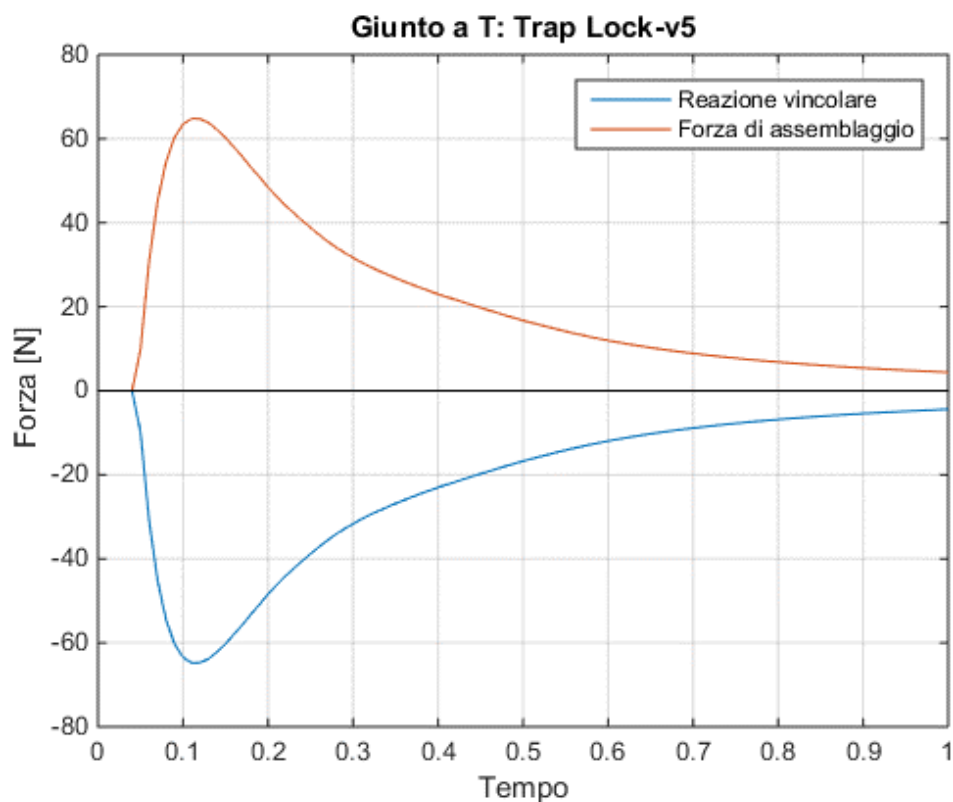


Figura 7.9 - Andamento della reazione vincolare e della forza di assemblaggio.

Anche in questo risultato non è sufficiente a descrivere per intero le forze in gioco nel montaggio. Di conseguenza la reale forza di assemblaggio è ottenuta moltiplicando il valore massimo raggiunto nel grafico per il numero di *locking features* presenti. Si ottiene così un valore complessivo di 259,2 N, che non si discosta di molto dal caso precedente e risulta ancora una volta accettabile, poiché entro i limiti ammissibili per il montaggio manuale.

Si ricorda che non è stata effettuata alcuna analisi per la fase di smontaggio, poiché i giunti progettati sono fissi, definitivi e permanenti.

7.2.3 Dispositivo di bloccaggio snap-fit: Sede a sbalzo_v3

Questa volta, nell'analisi FEM, non è possibile affidarsi alla semplificazione in due dimensioni del modello, a causa del particolare funzionamento dell'elemento elastico della *locking feature*. Esso infatti, durante la fase di assemblaggio, flette fuori piano, determinando così la scelta di elementi finiti di tipo 3D, deformabili, a sforzo multi piano, con funzioni di forma quadratica (C3D20).

Si noti che, nonostante il cambio di geometria rispetto ai dispositivi di bloccaggio precedentemente affrontati, anche in questo caso è possibile sfruttare la simmetria del sistema per ridurre l'onere computazionale del calcolo. Invero si considera soltanto una delle due coppie base - *locking features* presenti sulla faccia del tubolare. Le geometrie modellate ad elementi finiti sono riportate nella Figura 7.10.

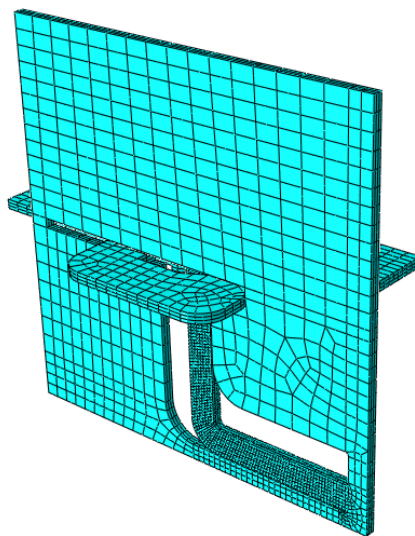


Figura 7.10 - Modellazione con elementi 3D del dispositivo Sede a sbalzo v_3.

Per analizzare gli sforzi si è nuovamente optato per l'utilizzo di un controllo in spostamento. Successivamente al posizionamento nello spazio delle geometrie si è definito un punto di riferimento (RP), collegato attraverso un coupling alla sede, a cui è stata imposta una traslazione lungo l'asse X tale da portare a termine il montaggio. Ciò ha

reso possibile la valutazione della reazione vincolare e quindi della forza necessaria per eseguire l'assemblaggio.

A differenza dei casi precedenti, per il dispositivo Sede a sbalzo v_3 lo sforzo massimo si manifesta in corrispondenza della flessione massima dell'elemento flettente. Siffatto fenomeno è dovuto all'utilizzo di uno snap-fit di tipo Cantilever Beam, che per l'appunto ha un comportamento opposto a quello di uno di tipo Trap Lock.

Nelle successive Figure 7.11 e 7.12 sono mostrate sia la massima flessione sia la posizione del corrispondente sforzo massimo.

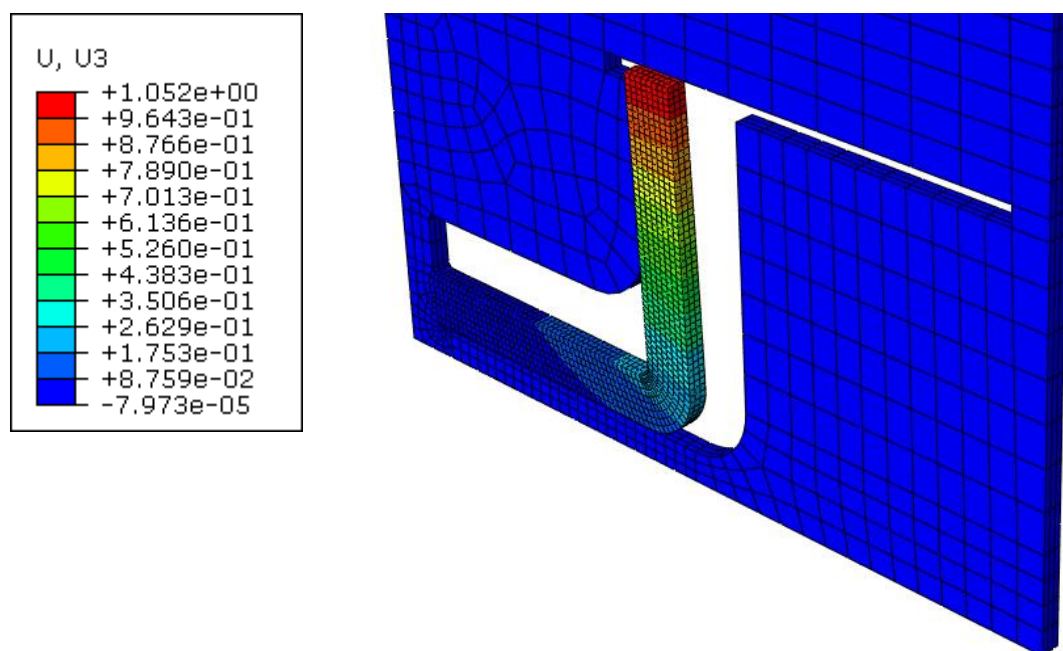


Figura 7.11 - Massima flessione dell'elemento elastico della *locking feature*.

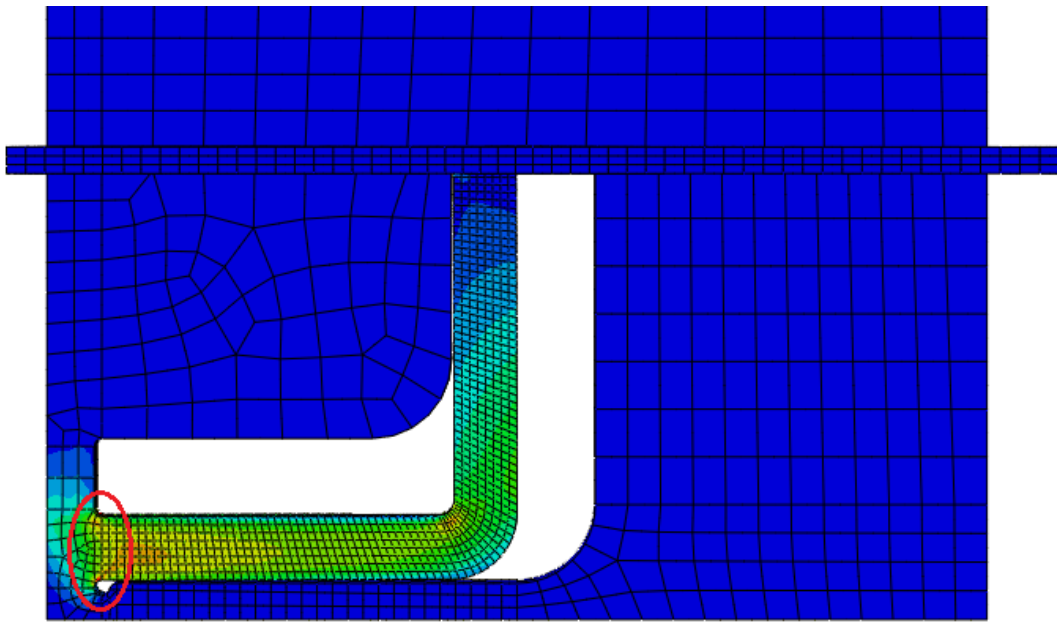


Figura 7.12 - Posizione dello sforzo massimo su Sede a sbalzo v_3 per giunto a T.

Nelle Figure 7.13 e 7.14 è invece possibile apprezzare in dettaglio la zona più sollecitata di tutta la *locking feature*. Essa è situata all'incastro del Cantilever Beam in cui sono presenti degli intagli, nonostante i raccordi realizzati, ed in cui si trovano a sommarsi gli effetti del momento flettente e della massima torsione.

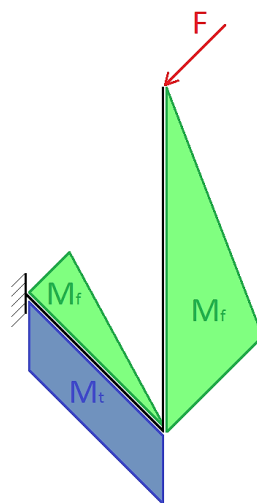


Figura 7.13 - Schema dell'andamento del Momento Flettente e del Momento Torcente.

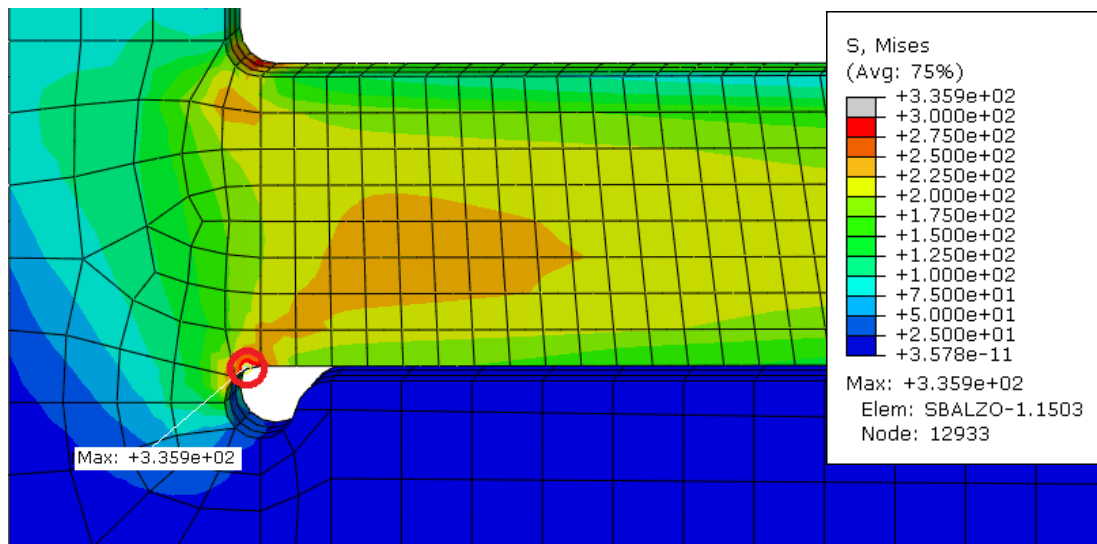


Figura 7.14 - Dettaglio della zona interessata dall'intensificazione degli sforzi.

Come si evince dall'ultima immagine il valore massimo dello sforzo è pari a 335,9 MPa che risulta essere nell'intorno del limite di snervamento del materiale.

Nel grafico in Figura 7.15 sono rappresentati gli andamenti della forza di inserimento e della reazione vincolare, agenti rispettivamente sull'elemento elastico dello snap-fit e sull'uncino della sede. Allo stesso modo dei due dispositivi testé presentati i due picchi sono uguali in valore assoluto, ma di segno opposto.

La forza massima raggiunta è pari a 6,4 N e coincide con il momento in cui lo Snap-fit risulta essere più flesso.

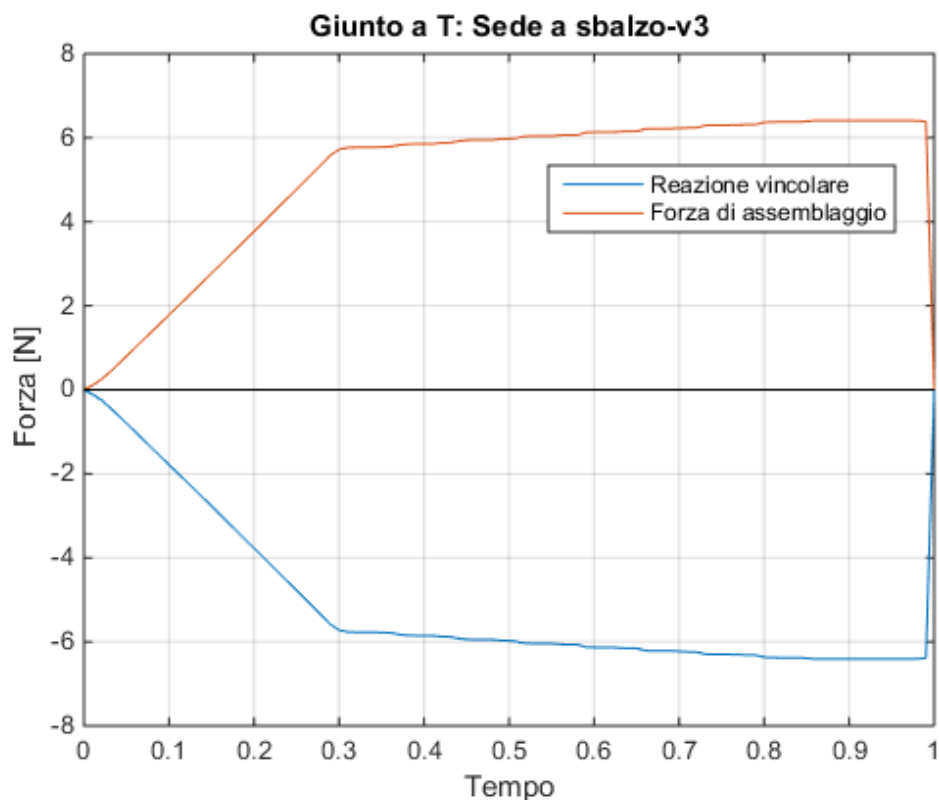


Figura 7.15 - Andamento della reazione vincolare e della forza di assemblaggio.

Anche in questo caso il risultato ottenuto dall'analisi non è, da solo, sufficiente a descrivere per intero le forze in gioco nel montaggio. Infatti la reale forza di assemblaggio è ottenuta moltiplicando il valore massimo raggiunto nel grafico per il numero di *locking features* presenti, in questo caso due soltanto. Si ottiene così un valore complessivo di 12,8 N, inferiore al limite massimo per il montaggio manuale, e molto minore rispetto a quelli ottenuti con le geometrie precedenti. Questa discrepanza è da ricercare non solo in una diminuzione del numero di *locking features*, ma soprattutto nella scelta di utilizzare uno snap-fit di tipo Cantilever Beam, il quale permette un maggior controllo della forza di inserimento in fase di progettazione, avendo una corrispondenza diretta tra massima flessione, imposta, e massima forza richiesta per l'assemblaggio.

Si ricorda che, ancora una volta, non è stata effettuata alcuna analisi per la fase di smontaggio, poiché il giunto progettato è da considerarsi fisso, definitivo e permanente.

7.3 Applicazione per giunto funzionale al “Taglio-piega”

7.3.1 Dispositivo di bloccaggio snap-fit: Trap Lock_v7

Nell’analisi ad elementi finiti, oltre alla semplificazione in due dimensioni del modello, si è sfruttata la simmetria del sistema per ridurre ulteriormente l’onere computazionale del calcolo, considerando soltanto una delle due *locking features* sporgenti dal bordo lasciato dall’intaglio a “V” funzionale al *Folding*. Le geometrie processate sono riportate nella Figura 7.16.

Si noti che il presente dispositivo conserva la medesima geometria utilizzata per il giunto a T dal Trap Lock_v4. Sebbene la sua analisi FEM conservi in alcuni tratti dei risultati identici, in altri presenta delle sostanziali differenze, soprattutto per quanto concerne la forza richiesta dall’assemblaggio.

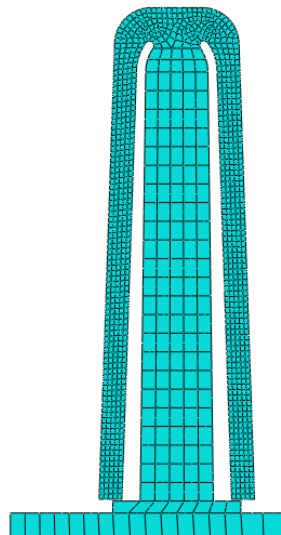


Figura 7.16 - Modello 2D del dispositivo Trap Lock_v7.

Per l’analisi degli sforzi si è deciso di applicare un controllo in spostamento. A causa del particolare movimento rotatorio richiesto per l’assemblaggio e della geometria “ad imbuto” della sede, il contatto tra quest’ultima ed i bracci flettenti del Trap Lock avviene in un punto più favorevole rispetto al dispositivo Trap Lock_v4 per il giunto a T. Infatti

l'ingaggio ha inizio ad una distanza di 43,5 mm dall'incastro dei braccetti, invece dei soli 9,5 mm del giunto a T, richiedendo di conseguenza una forza massima nettamente minore. Si può apprezzare l'istante del contatto in Figura 7.17.

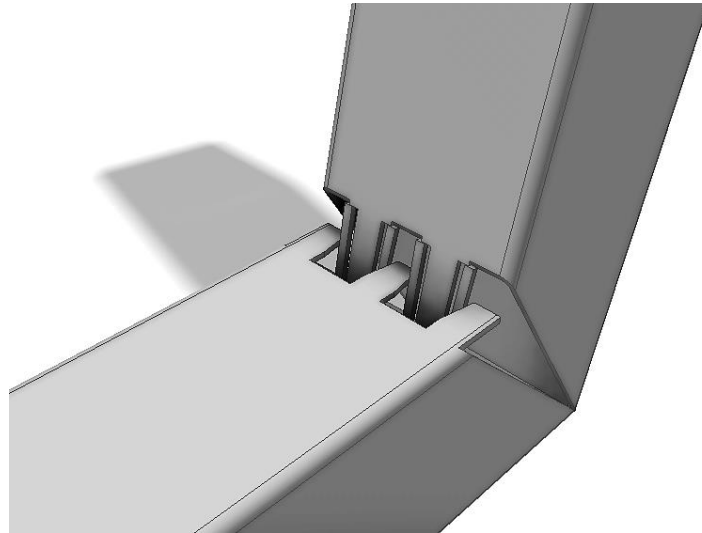


Figura 7.17 - Momento del contatto tra sedi ed elementi flettenti nel dispositivo Trap Lock_v7.

Successivamente al posizionamento nello spazio si è suddiviso il moto di chiusura del collegamento in due *Steps* consecutivi. Nel primo si è simulato l'effetto dell'invito presente sulla sede imponendone uno spostamento in diagonale, verso il basso e verso il centro. Il secondo *Step* invece riproduce la fase finale dell'assemblaggio, in cui a lavorare è il tratto verticale della sede. La simulazione del contatto è stata realizzata attivando, all'interno del modulo *Interaction* di Abaqus CAE®, il comando *Surface-to-surface contact (Standard)*.

Il vincolo di spostamento relativo della sede rispetto allo snap-fit è stato dato ad un punto di riferimento (*Reference Point*) collegato attraverso un coupling, così da valutare in maniera immediata la reazione vincolare e quindi la forza necessaria per eseguire l'assemblaggio.

Da notarsi come in questo caso, in seguito alla modellazione in spazio 2D, la sede è stata ridotta a due elementi rettangolari semi-rigidi di altezza pari allo spessore del tubolare.

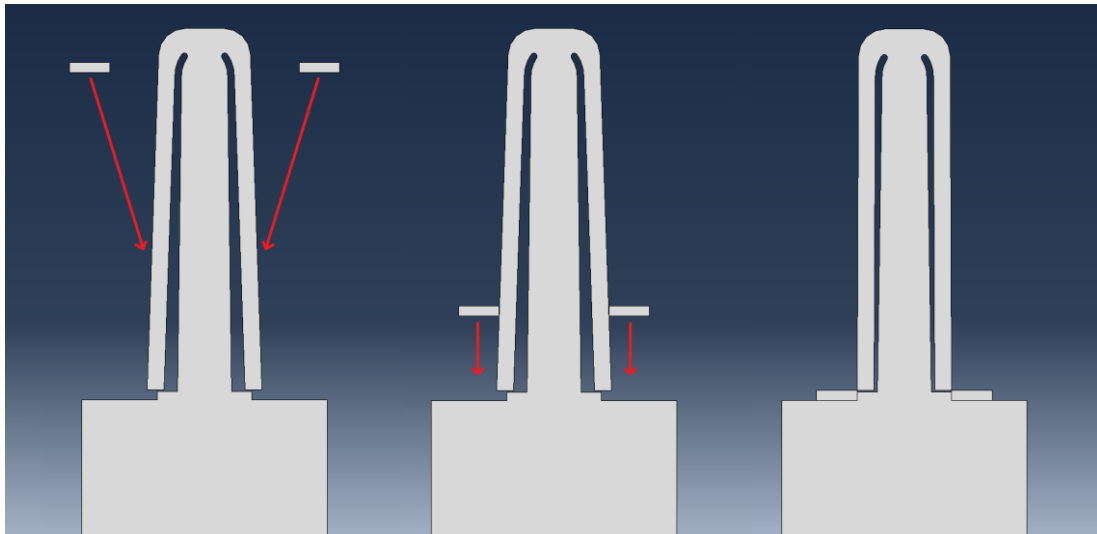


Figura 7.18 - Steps del posizionamento della coppia sede e *locking feature*.

Come si evince dalle Figure 7.19 e 7.20, lo sforzo si mantiene ovunque al di sotto del limite di snervamento, 300 MPa, ad eccezione di alcune zone limitate nell'intorno dell'incastro dei bracci flettenti sul corpo centrale dello snap-fit, le quali presentano una lieve plasticizzazione.

Questo tuttavia non risulta essere un serio problema dal momento che il giunto non deve essere sottoposto a più cicli di smontaggio e riassettaggio. L'unione è da intendersi quindi come permanente e caratterizzata da un solo definitivo inserimento.

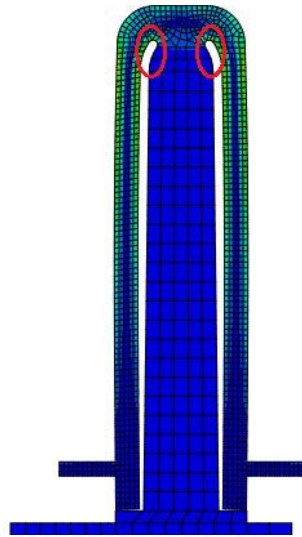


Figura 7.19 - Posizione dello sforzo massimo su Trap Lock_v7 per “Taglio-piega”.

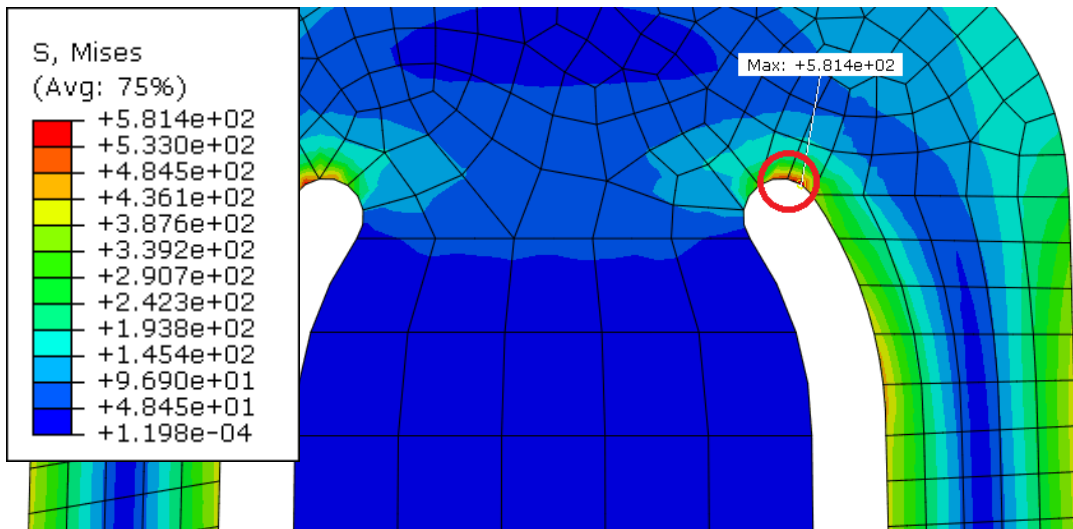


Figura 7.20 - Dettaglio della zona caratterizzata da plasticizzazione.

L’analisi della reazione vincolare risulta utile al fine di valutare l’andamento della forza necessaria per eseguire l’assemblaggio e verificare in tal modo il rispetto dei vincoli di progetto.

Da notarsi che la forza di inserimento ha andamento opposto rispetto a quello della reazione vincolare, quindi il massimo della forza lo si ha in corrispondenza del minimo del grafico in Figura 7.21. Ciò è conseguenza del fatto che la reazione vincolare è quella registrata sulla sede e non sugli elementi flettenti della *locking feature*.

Il valore massimo raggiunto è pari a 7,5 N e coincide con il momento in cui lo Snap-fit inizia a percorrere il tratto verticale della sede, di larghezza 14 mm.

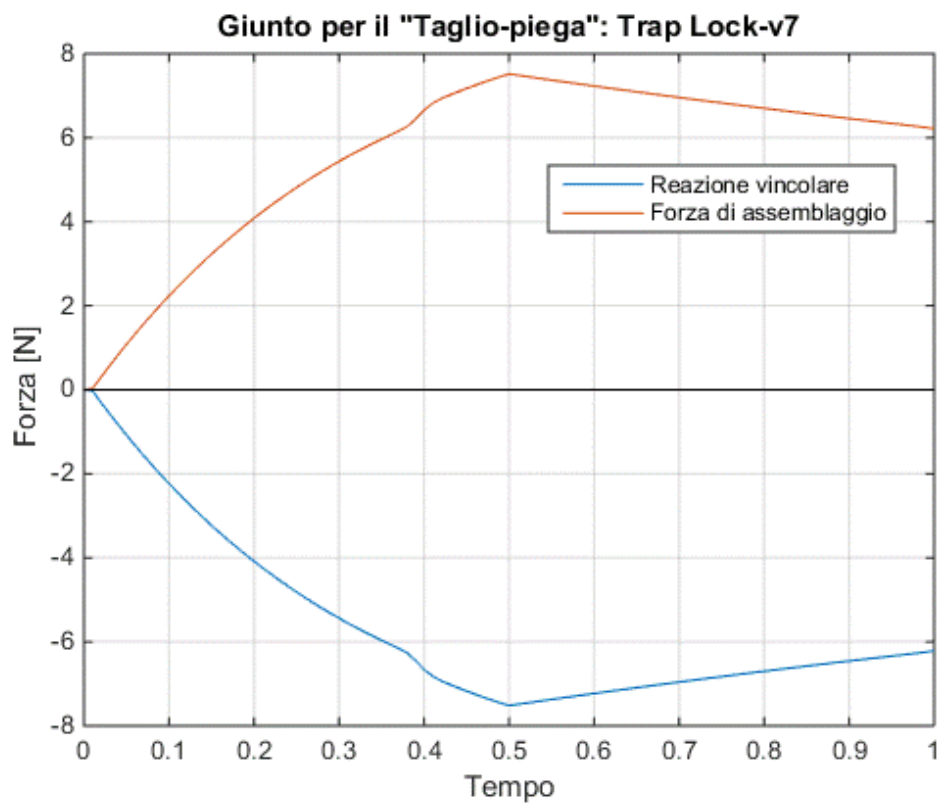


Figura 7.21 - Andamento della reazione vincolare e della forza di assemblaggio.

Questo risultato non è sufficiente a descrivere per intero le forze in gioco nel montaggio. Di conseguenza la reale forza di assemblaggio è ottenuta moltiplicando il valore massimo raggiunto nel grafico per il numero di *locking features* presenti, in questo caso solamente due. Si ottiene così un valore complessivo di 15,0 N, che risulta essere al di sotto del limite massimo ammissibile per il montaggio manuale.

Si ricorda inoltre che non è stata effettuata alcuna analisi per la fase di smontaggio, poiché i giunti progettati sono fissi, definitivi e permanenti.

7.4 Confronto critico delle forze di assemblaggio richieste

I risultati ottenuti dall'analisi ad elementi finiti, riguardanti le forze di assemblaggio, sono stati ricavati considerando un coefficiente d'attrito pari a 0,4. Tale scelta è da considerarsi conservativa, infatti dall'esperienza diretta del montaggio manuale dei giunti Trap Lock_v4 e Trap Lock_v5, teoricamente i più impegnativi, si può affermare che la forza richiesta è nettamente inferiore a quella ricavata numericamente.

Dai risultati presentati in questo capitolo si desume che, per quanto concerne la tipologia di giunto a T, il dispositivo che richiede la minore forza di assemblaggio è il collegamento "Sede a sbalzo_v3". Ciò porta a ritenerlo la migliore tra le tre alternative, ma, come già esplicitato nel capitolo precedente, durante la fase di realizzazione è risultata essere quella caratterizzata dal maggiore gioco tra le parti.

In un confronto tra le rimanenti soluzioni della stessa tipologia, giunto a T "Trap Lock", la differenza tra le due forze richieste è minima, infatti per entrambe è necessario applicare carichi di almeno 200 N. Quindi in questo caso il confronto può avvenire soltanto sul piano economico, della qualità della giunzione o della tenuta.

Infine, per quanto concerne il dispositivo funzionale al "Taglio-piega", la massima forza richiesta è oltre dieci volte inferiore rispetto al sistema Trap Lock_v4 per il giunto a T, nonostante i due snap-fit presentino geometrie analoghe. Questa discrepanza è stata già evidenziata e commentata nel precedente paragrafo.

Nella Figura 7.22 è riportato un grafico che mette a confronto le diverse soluzioni presentate sul piano delle forze necessarie all'assemblaggio della giunzione.

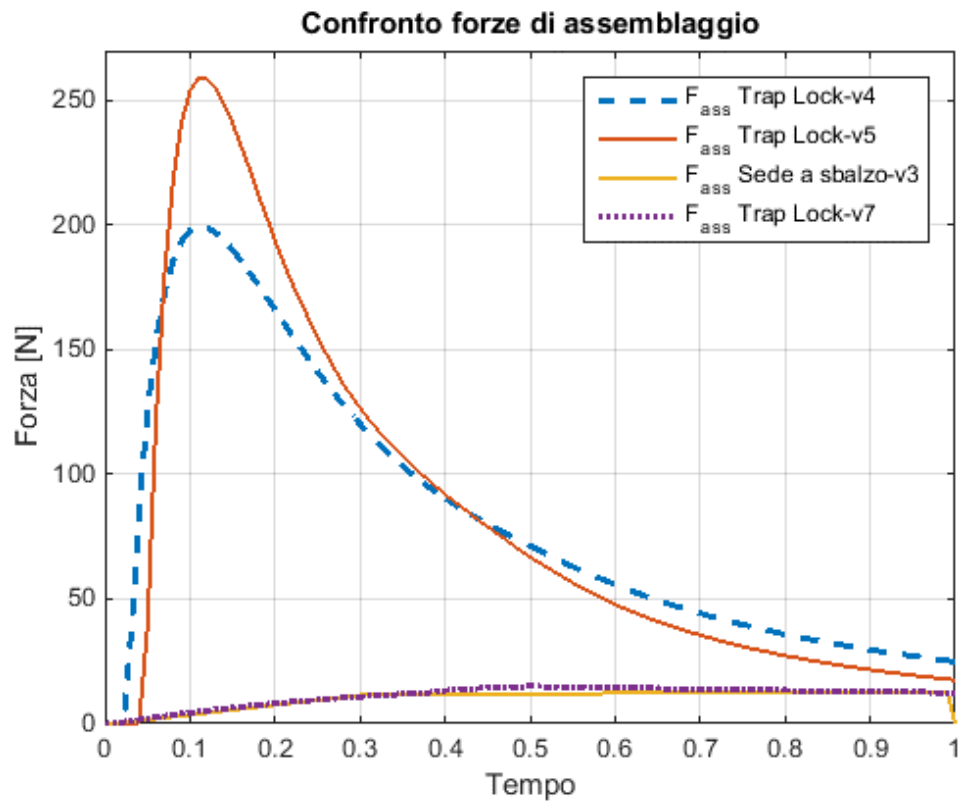


Figura 7.22 - Confronto tra le forze di assemblaggio delle diverse soluzioni.

È possibile inoltre apprezzare sull'istogramma in Figura 7.23 sia il valore della forza richiesta dalla singola geometria, sia quello dovuto all'insieme degli snap-fit che compongono il sistema di unione.

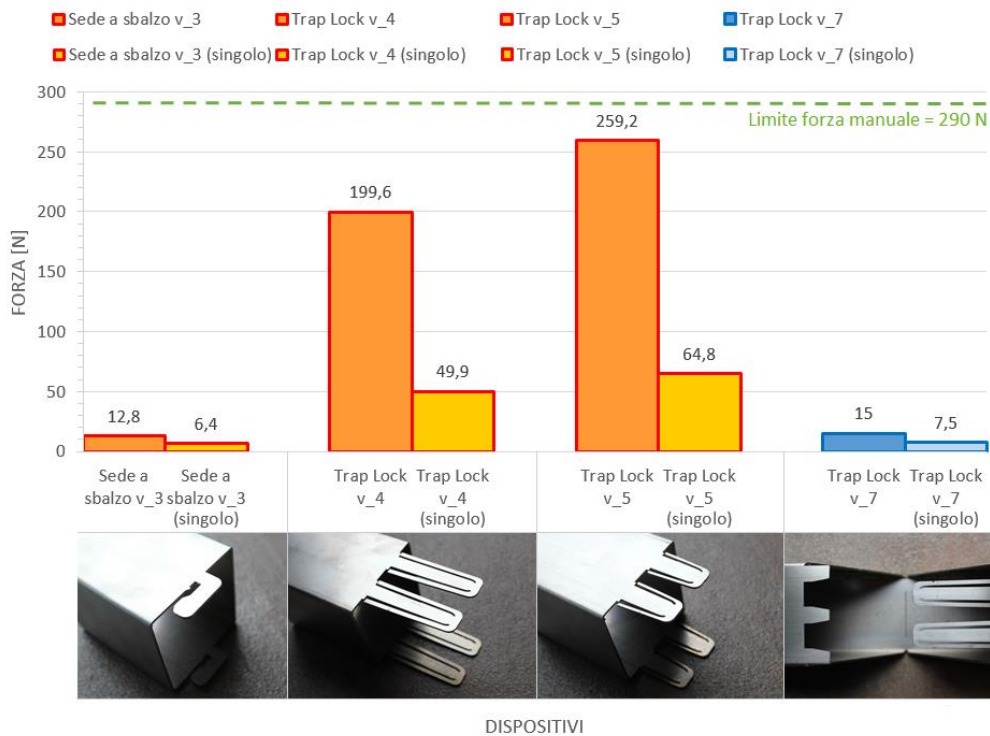


Figura 7.23 - Confronto delle forze di assemblaggio dei singoli snap-fit progettati e dell'intero sistema di collegamento. Da sinistra verso destra: per il giunto a T si hanno "Sede a sbalzo_v3", "Trap Lock_v4" e "Trap Lock_v5"; per il *Folding* "Trap Lock_v7".

In conclusione, nonostante le differenze, a volte elevate, tra le forze richieste, le soluzioni sviluppate sono comunque tutte al di sotto del limite massimo accettabile per il montaggio manuale. Dunque la forza di assemblaggio, nei limiti delle richieste progettuali, non è da considerarsi un elemento discriminante nella scelta della tipologia di giunto per la particolare applicazione.

Capitolo 8

Prove di tenuta

8.1 Prova e verifica dei collegamenti a scatto in acciaio

8.1.1 Introduzione alle prove monoassiali di trazione

La prova di trazione è una prova meccanica distruttiva. Consiste nel sottoporre una serie di campioni, per ogni tipologia dei giunti prescelti per l'esame, ad un carico monoassiale di trazione, applicato in modo graduale e continuo, da zero ad un valore massimo, fino a provocare la rottura o l'apertura dell'unione.

I diversi valori di resistenza che si determinano con la prova sono gli elementi che consentono di caratterizzare il giunto ed individuarne le possibilità di impiego.

La macchina di trazione è essenzialmente costituita da un telaio rigido, con montanti a colonne su scorre la traversa mobile. Questa è comandata da un motore elettrico, attraverso trasmissione meccanica o idraulica, che consente di ottenere un movimento molto preciso. Esiste la possibilità di variare in modo noto la velocità della traversa impostando incrementi di velocità del carico o dell'allungamento. Si possono quindi realizzare prove a carico imposto o a deformazione imposta.

Il provino di forma e geometria opportuna è afferrato da due ganasce solidali rispettivamente alla traversa mobile e ad un elemento molto rigido. La cella di carico è incastrata tra ganascia superiore e traversa mobile. Quando la traversa viene fatta muovere, il provino è messo in trazione ed il carico passa così in serie attraverso l'omonima cella.

Una tipica macchina utilizzata per la prova di trazione è schematizzata nella seguente Figura 8.1.

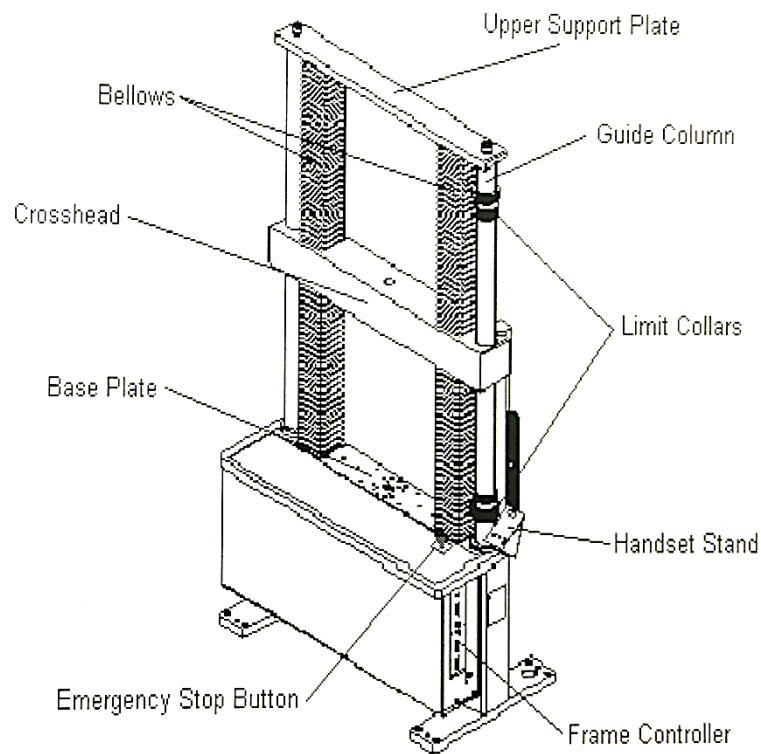


Figura 8.1 - Schema del macchinario adoperato per le prove di trazione monoassiali.

[33.b]

Dopo che la prova è stata eseguita, si ricava il diagramma che mette in relazione il carico applicato e l'allungamento prodotto. Dal grafico è possibile estrarre ulteriori utili informazioni sulle caratteristiche meccaniche del sistema snap-fit testato. Tra queste le principali sono:

- Resistenza a trazione, R_m : Carico unitario massimo a trazione sopportato durante la prova di trazione. È espresso in MPa.
- Tensione allo snervamento, $R_{p0,2}$: Valore di tensione associato, nel caso dell'acciaio inossidabile AISI 304, ad una deformazione plastica irreversibile dello 0,2%. È espresso in MPa.

- Deformazione a trazione, ϵ : Allungamento per unità di lunghezza iniziale del tratto di misura. Essa è espressa come un rapporto adimensionale oppure in percentuale.
- Deformazione nominale alla rottura in trazione, ϵ_r : Deformazione nominale al carico unitario di trazione a rottura. Essa è espressa come un rapporto adimensionale oppure in percentuale.²⁵

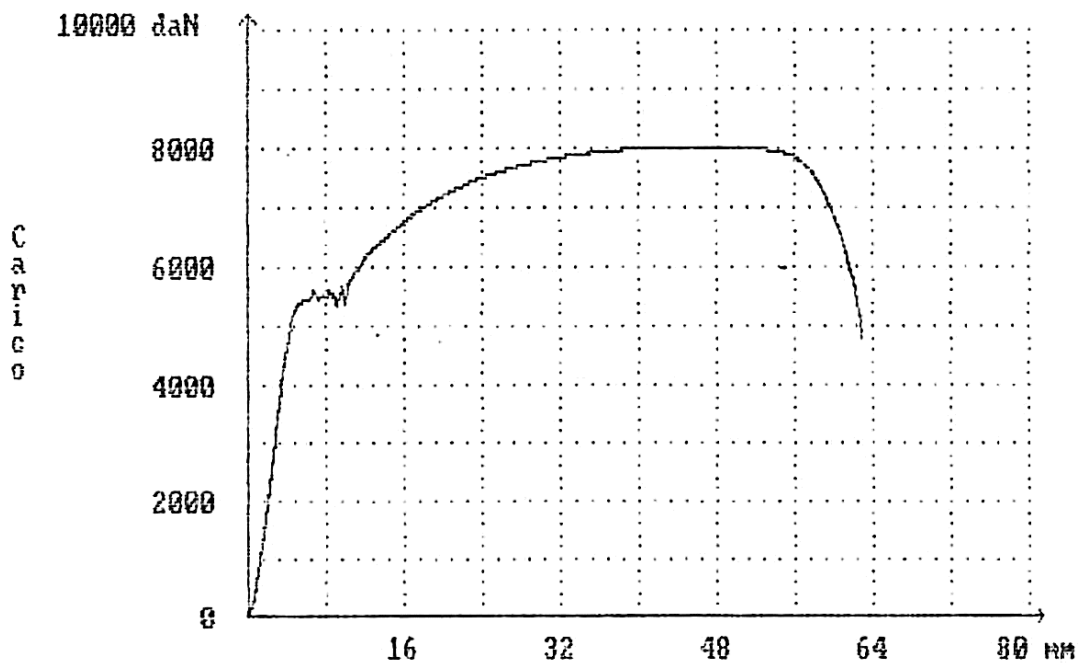


Figura 8.2 - Esempio di tipica curva carico-allungamento ricavate da prove di trazione monoassiali.

²⁵ Politecnico di Milano, Facoltà di Ingegneria dei Processi Industriali. Dipartimento di Ingegneria dei Materiali: Tesi di laurea in Ingegneria dei Materiali "Studio del danneggiamento in un materiale ibrido a sandwich mediante termografia". Laureando Luca Acquati, AA 2012-2013.

8.1.2 Prova di trazione sui collegamenti a scatto progettati

Al fine di definire la massima tenuta meccanica delle giunzioni proposte dal caso di studio, è stata eseguita, presso il Laboratorio Prove Materiali del DIM (Edificio B23, Laboratorio C4) del Dipartimento di Meccanica - Politecnico di Milano, una serie di prove monoassiali di trazione condotte a velocità di deformazione controllata. Per tale campagna l'apparecchiatura utilizzata è il sistema di trazione MTS Alliance RF/150, mostrato in Figura 8.3.



Figura 8.3 - MTS Alliance RF/150.

La RF/150 è in grado di muovere il suo carrello per oltre un metro (1 232 mm) con una velocità minima di 0,001 mm/min ed una velocità massima di 1 000 mm/min. La risoluzione di posizionamento è di 0,5 micrometri. La cella di carico usata è in grado di sopportare carichi fino a 150 kN.

8.1.3 Materiale e strumentazione

Prima ancora di incominciare le prove di trazione monoassiale, il principale problema che si è dovuto risolvere è stato quello di agganciare i tubolari alla macchina di prova per poter eseguire i test nella maniera più corretta. Dopo aver visto la macchina di prova ed aver valutato gli ingombri dei provini, si è deciso di staffare la parte inferiore dei campioni al basamento rigido della macchina, mentre per quanto riguarda la parte superiore si è pensato di trasmettere il carico tramite un perno passante nel tubolare. A tale scopo si sono rivelati adatti al caso due afferraggi già presenti in laboratorio, entrambi riportati nelle Figure 8.4 e 8.5.



Figura 8.4 - Gancio utilizzato per l'afferraggio dei campioni di giunto a T.

Il primo è un gancio snodabile, il quale applica il carico su di un perno infilato in due appositi fori realizzati sul tubolare. Il perno ha diametro pari a 14 mm, mentre per i fori è stata utilizzata una punta di 14,25 mm di diametro. Questo primo afferraggio è stato

utilizzato per realizzare la prova di trazione sui dodici campioni, quattro per ogni tipologia, appartenenti al sistema di collegamento snap-fit per i giunti a T.



Figura 8.5 - Forcella utilizzata per l'afferraggio dei campioni del "Taglio-piega".

L'altro afferraggio è una forcella con un foro nel quale è infilato un perno di diametro 18 mm. Questa è utilizzata per agganciare il campione della geometria Trap Lock_v7 per la tecnica del "Taglio-piega". Infatti, per ottenere uno sforzo di pura trazione, è necessario applicare un carico giacente sul piano contenente le due *locking features* e perpendicolare alla base che le vincola. Dunque l'unico foro di aggancio, in questo caso di diametro 18,50 mm, è stato realizzato solo sulla faccia del tubolare coincidente con il suddetto piano, non anche su quella opposta come per i campioni precedenti.

Prima di poter prendere per buoni gli afferraggi testé presentati con le loro rispettive spine, si è reso necessario lo svolgimento del calcolo preliminare per verificare che i loro diametri fossero adeguati alla geometria del tubolare ed ai carichi in gioco durante la prova, onde non portare a plasticizzazione il materiale in prossimità dei fori.

Per il dimensionamento del diametro minimo consentito si è fatto riferimento al “Manuale dell’Ingegnere - G. Colombo”²⁶. La procedura di calcolo suggerita è immediatamente esposta e parte da una stima della forza necessaria a rompere il giunto.

Per cominciare si sono individuati i dati richiesti dal problema. Quelli utilizzati sono riportati in Tabella 8.1.

Dati del problema		
Numero di perni resistenti (n)	1	
Spessore del tubolare (t)	1,5	mm
Tensione di taglio ammissibile della spina ($\tau_{b,adm}$)	120	MPa
Tensione di trazione ammissibile del tubolare (σ_{adm})	300	MPa

Tabella 8.1 - Dati per il corretto dimensionamento dei fori.

Per prima cosa si è ricavata la tensione di trazione di riferimento σ_{rif} , cioè la pressione sul contorno del foro, che è riferita alla proiezione diametrale della superficie cilindrica della spina e deve risultare:

$$\sigma_{rif} \leq 2 \cdot \sigma_{adm} \quad (8.1)$$

²⁶ Giuseppe Colombo, *Manuale dell’Ingegnere*, 85/Ed., Milano, Hoepli, maggio 2012.

Per perni impegnati simmetricamente in due o più sezioni, come avviene in questo caso per i giunti a T, σ_{rif} è aumentata del 15%.

$$\sigma_{rif} \leq (2 \cdot \sigma_{adm}) \cdot 1,15 \quad (8.2)$$

Nel calcolo si considera il pericolo di recisione del fusto e di schiacciamento delle pareti del foro. Per quanto concerne la scelta delle spine per le tre tipologie di giunti a T, reagenti in due sezioni, il diametro d da considerare nei calcoli dovrà rispettare entrambe le seguenti condizioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{2 \cdot n \cdot \pi \cdot \tau_{b,adm}}} \\ d \geq \frac{P}{n \cdot t \cdot \sigma_{rif}} \end{array} \right. \quad (8.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} d \geq \frac{P}{n \cdot t \cdot \sigma_{rif}} \end{array} \right. \quad (8.4)$$

Dove σ_{rif} è quella aumentata del 15% e P è il carico totale da trasmettere, inizialmente stimato per ogni tipo di collegamento.

Infine si adotta, come diametro minimo consentito, il maggiore dei valori di d ricavati dalla coppia di disequazioni (8.3) e (8.4).

Per quanto riguarda la tipologia di giunto per il "Taglio-piega", il procedimento è analogo, ma in questo caso si considera il perno reagente in un unico foro. Il sistema di disequazioni diventa dunque:

$$\left\{ \begin{array}{l} d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{n \cdot \pi \cdot \tau_{b,adm}}} \\ d \geq \frac{P}{n \cdot t \cdot \sigma_{rif}} \end{array} \right. \quad (8.5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} d \geq \frac{P}{n \cdot t \cdot \sigma_{rif}} \end{array} \right. \quad (8.6)$$

Dove σ_{rif} è quella calcolata per una sola sezione e P è ancora il carico totale da trasmettere, inizialmente stimato per questo giunto.

Infine si adotta, come diametro minimo consentito, il maggiore dei valori di d ricavati dalla coppia di disequazioni (8.5) e (8.6).

I risultati ottenuti sono riassunti nella Tabella 8.2 seguente.

Diametri minimi consentiti		
Tipologia di giunto	Nome del collegamento	d [mm]
Giunto a T	Trap Lock_v4	7
	Trap Lock_v5	8
	Sede a sbalzo_v3	4
Giunto per "Taglio-piega"	Trap Lock_v7	7

Tabella 8.2 - Diametri minimi consentiti per tipologia di giunto.

Per i giunti a T risulta necessario un diametro della spina di almeno 8 mm. Fortunatamente quella già a disposizione, presso il laboratorio del Politecnico di Milano per le prove di trazione, possiede un diametro di 14 mm, ampiamente superiore al minimo richiesto.

Lo stesso discorso è valido per il giunto funzionale al *Folding*. In questo caso il perno utilizzabile ha diametro pari a 18 mm, perciò è conforme al foro minimo calcolato di 7 mm.

I suddetti provini, di entrambe le tipologie di giunzione, sono stati staffati alla parte inferiore del macchinario per la prova di trazione tramite delle barre in acciaio appositamente disegnate e progettate per resistere e non flettere eccessivamente sotto i carichi ad esse applicati. Per la loro realizzazione si è inoltre dovuto tener conto delle posizioni dei fori di fissaggio già esistenti sulla base rigida della macchina di trazione monoassiale, visibile in Figura 8.6.

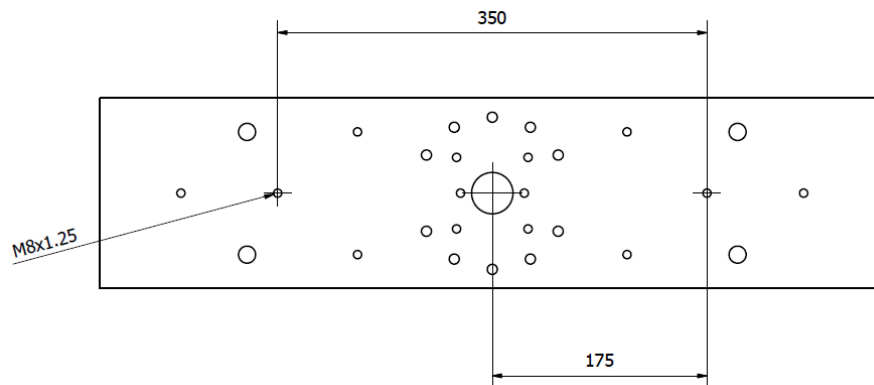


Figura 8.6 - Schema dei fori di fissaggio presenti sul macchinario. Le misure sono riferite soltanto ai fori utilizzati per lo staffaggio.

Per il dimensionamento delle staffe si è partiti, anche in questo caso, dai carichi in giuoco ipotizzati. Di questi se ne è però considerata una sovrastima, onde ridurre al minimo la flessione da essi generata sulle barre in acciaio.

I calcoli eseguiti per la progettazione delle staffe si sono basati sullo schema della trave incastrata. Come obiettivo si è proposto di rendere le staffe il più rigide possibile, riducendone la flessione al minimo, conformemente allo spazio di manovra a disposizione. Si è stabilito che la freccia massima imposta all'estremità delle staffe non dovesse superare 0,5 mm, a fronte di un carico massimo ipotizzato pari a 10 000 N, che con certezza nessuno dei giunti progettati avrebbe raggiunto.

I dati iniziali necessari al conto sono riassunti in Tabella 8.3.

Dati del problema		
Carico massimo ipotizzato (F)	10 000	N
Freccia massima imposta (Y)	0,5	mm
Larghezza della staffa (b)	55	mm
Modulo elastico della staffa (E)	206 000	MPa

Tabella 8.3 - Dati per il dimensionamento delle staffe.

Nel provino per testare la tenuta del giunto a T, si è proceduto al suo staffaggio attraverso una coppia di barre in acciaio disposte simmetricamente ai lati della base del giunto. Uno schema del sistema di vincolo è rappresentato in Figura 8.7.

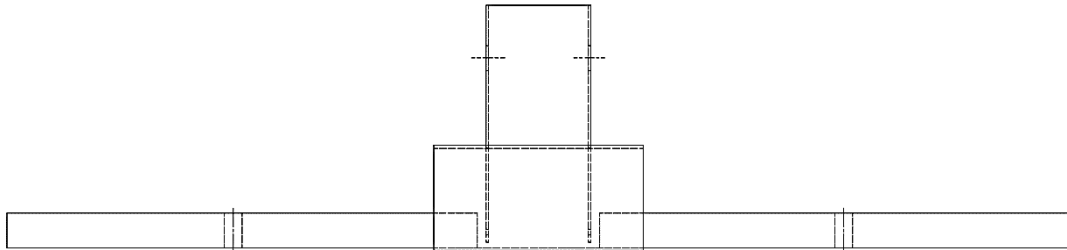


Figura 8.7 - Schema dello staffaggio per i giunti a T.

Avendo questa configurazione a due staffe, la forza agente sul singolo elemento è pari alla metà del carico totale di 10 000 N. Inoltre il punto di applicazione del carico e la sezione in cui la barra è vincolata distano di una lunghezza L di 125 mm. Definiti questi ultimi dati è possibile determinare univocamente l'altezza h della staffa, attraverso l'equazione della freccia:

$$Y = \frac{FL^3}{3EJ} \quad (8.7)$$

Dove J vale:

$$J = \frac{1}{12}bh^3 \quad (8.8)$$

Si è quindi invertita la formula esplicitando l'altezza, h :

$$h = L \cdot \sqrt[3]{\frac{4F}{YEb}} \quad (8.9)$$

Da cui risulta un'altezza minima necessaria di 19,03 mm, approssimati a 20 mm, valore più facilmente reperibile in commercio per le barre in acciaio. Il disegno tecnico della staffa utilizzata per il giunto a T è riportato in Figura 8.8.

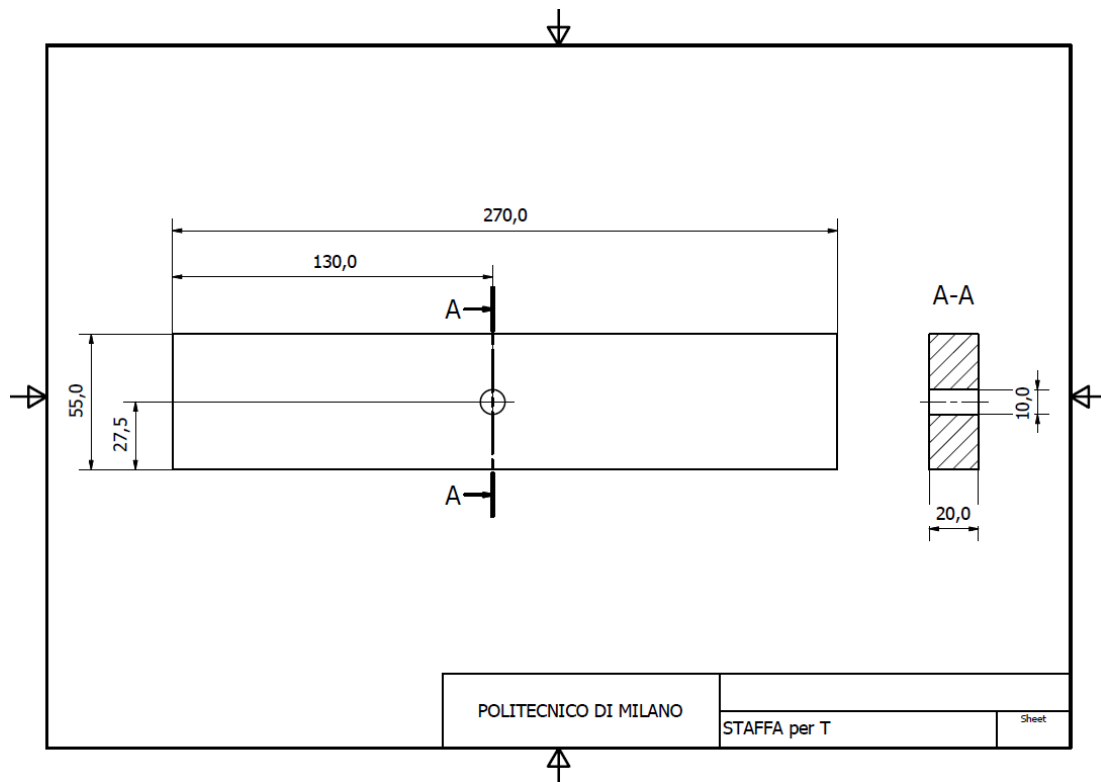


Figura 8.8 - Disegno tecnico della staffa realizzata per i giunti a T.

Per ciò che riguarda il giunto funzionale al “Taglio-piega”, a causa della particolare geometria del provino, per il suo staffaggio si è dovuto utilizzare una sola barra di acciaio. Uno schema del sistema di vincolo è rappresentato in Figura 8.9.

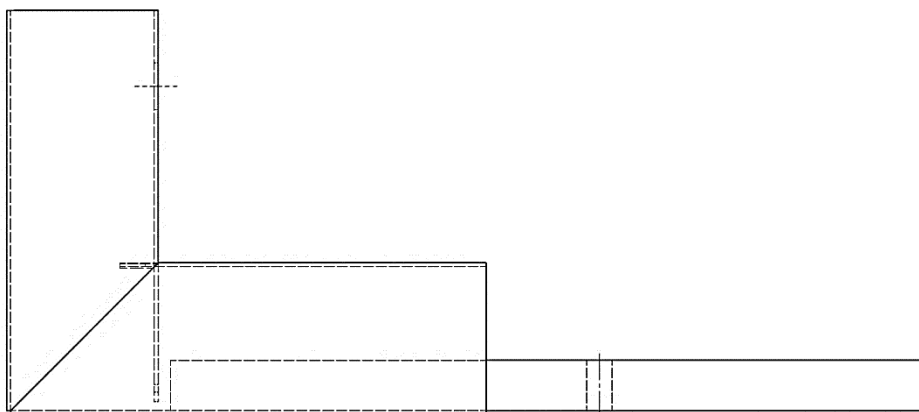


Figura 8.9 – Schema dello staffaggio del giunto per *Folding*.

A differenza del caso precedente tutta il carico di 10 000 N grava su di un'unica staffa. Il punto di applicazione del carico e la sezione in cui la barra è vincolata distano di una lunghezza L pari a 105 mm. Definiti questi ultimi parametri, il procedimento per determinare univocamente l'altezza h della staffa per il "Taglio-piega" è del tutto analogo a quello visto per il giunto a T, arrivando all'equazione finale:

$$h = L \cdot \sqrt[3]{\frac{4F}{YEb}} \quad (8.9)$$

Da cui risulta un'altezza necessaria di 21,10 mm. Tuttavia si è deciso, comunque, di utilizzare staffe di altezza 20 mm, nonostante questo valore sia minore di quello minimo richiesto.

Tale scelta, sebbene possa inizialmente sembrare inopportuna, deriva dalla possibilità di sovrapporre alla staffa quella realizzata per il giunto a T. In questo modo si ottiene un'altezza finale pari a 40 mm, ben al di sopra di quella originariamente richiesta. Il nuovo schema di posizionamento delle due staffe è mostrato in Figura 8.10.

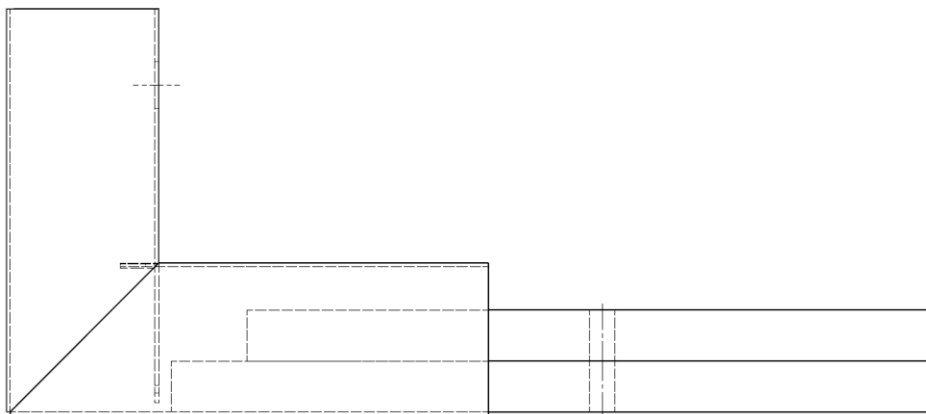


Figura 8.10 - Schema finale dello staffaggio del giunto per *Folding*.

Infine il disegno tecnico della staffa realizzata per il giunto funzionale al "Taglio-piega" è riportato in Figura 8.11.

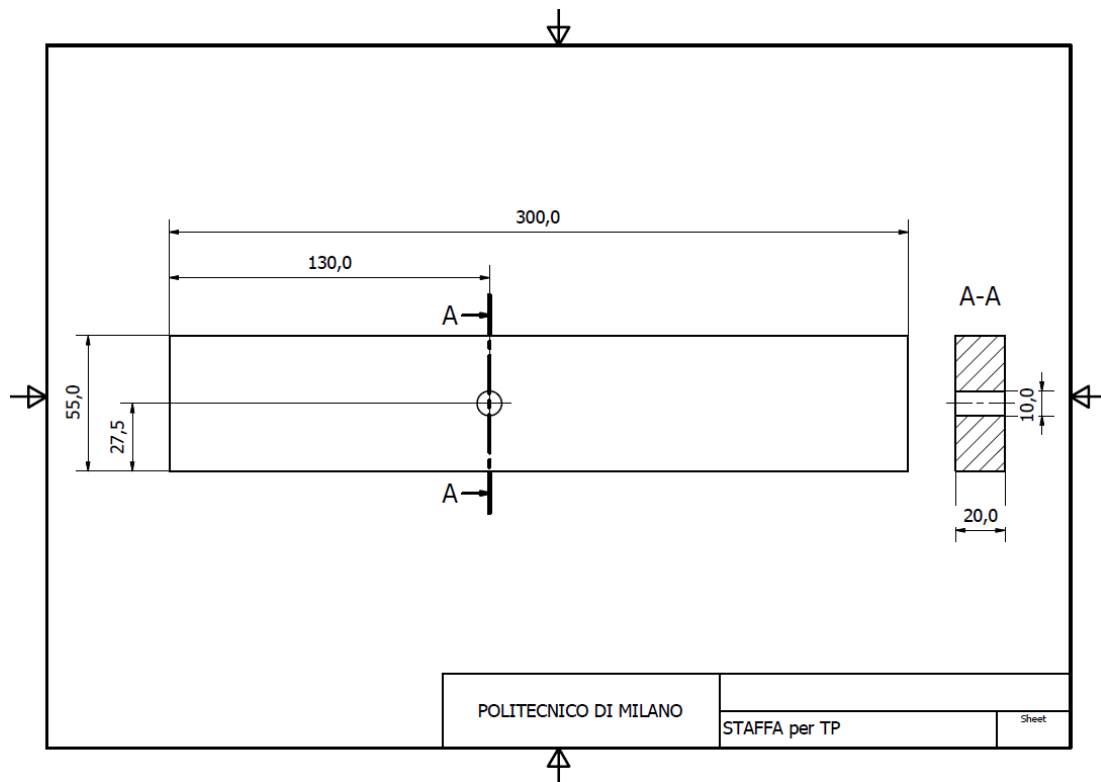


Figura 8.11 - Disegno tecnico della staffa realizzata per il “Taglio-piega”.

Dopo aver dimensionato i fori, al momento di trovare loro una collocazione sul tubolare è sorta una perplessità riguardo a quale fosse la coppia di facce migliore su cui realizzarli. Una prima ipotesi di azione suggerisce di ricavare le aperture sui piani del profilato da cui sono state ricavate le due coppie di snap-fit, come mostrato in Figura 8.12. La seconda, invece, prevede di forare la coppia di facce opposta, ovvero quella interessata dal cordone di saldatura di costruzione del tubolare. Vedi Figura 8.13.

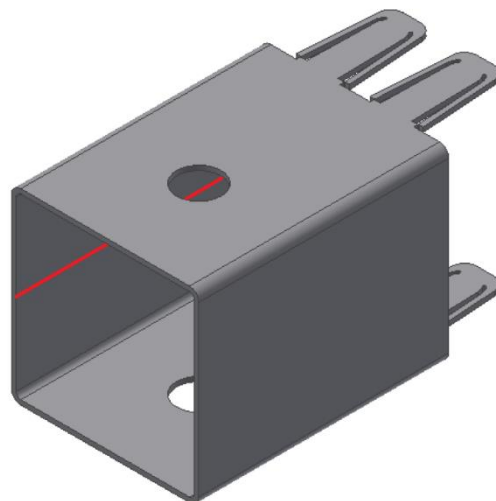


Figura 8.12 - Foratura di un giunto a T sulle facce prive di saldatura. Il tratto rosso rappresenta la posizione del cordone di saldatura.

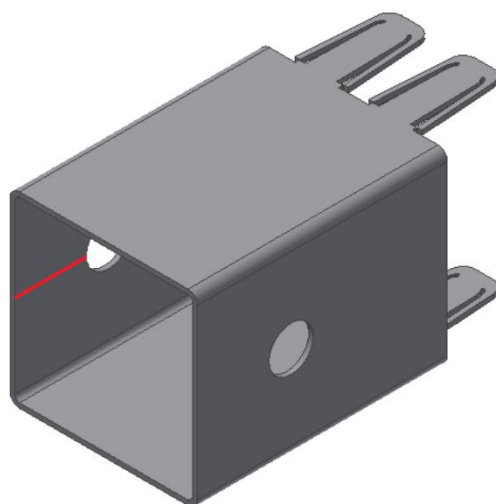


Figura 8.13 - Foratura di un giunto a T sulle facce con la saldatura. Il tratto rosso rappresenta la posizione del cordone di saldatura.

Nella seconda ipotesi, sebbene sembri la più corretta per ottenere una migliore distribuzione degli sforzi sulle geometrie delle *locking features*, la presenza del cordone di saldatura costituisce un problema durante la fase di realizzazione dei fori, poiché ne rende impreciso l'allineamento. Al contrario la prima ipotesi non presenta alcuna difficoltà realizzativa, ma resta il dubbio sull'adeguato flusso degli sforzi durante il test di trazione monoassiale.

Tuttavia, per rendere di più ampio respiro le prove effettuate e poter valutare l'influenza della posizione dei fori, sono stati realizzati tre provini con i fori sulle facce prive di saldatura (Figura 8.12) ed un quarto provino, uno per ogni tipologia, con i fori sulla coppia di facce opposta alla precedente (Figura 8.13). Quest'ultimo non è usato per caratterizzare il giunto, ma solamente come controllo sui risultati ottenuti.

Per quanto concerne i morsetti per il serraggio dei fissaggi, essi sono stati vincolati alla macchina di trazione in modo che l'asse principale della gancio, o della forcella, coincida con la direzione della forza passante per il loro centro di serraggio.

8.2 Svolgimento della prova di trazione

Con il controllo micrometrico dello spostamento del morsetto superiore, prima dell'inizio del test, si è portato il valore di forza rilevato dalla cella di carico il più possibile vicino allo zero, mantenendo comunque valori sempre positivi, quindi di trazione. Le prove sono state svolte a temperatura ambiente in condizioni di umidità standard.

8.2.1 Test sui collegamenti per giunto a T

Le prove di trazione dei giunti a T hanno prodotto i seguenti risultati.

Il primo collegamento testato è il giunto Sede a sbalzo_v3, per il quale si è registrato un carico di rottura pari a 1 745 N, che corrisponde alla media dei valori massimi ricavati da ogni prova.

Il grafico forza-allungamento della prova di tale unione è riportato in Figura 8.14, mentre nella Figura 8.15 successiva è possibile osservare un'immagine del collegamento rotto alla fine della prova.

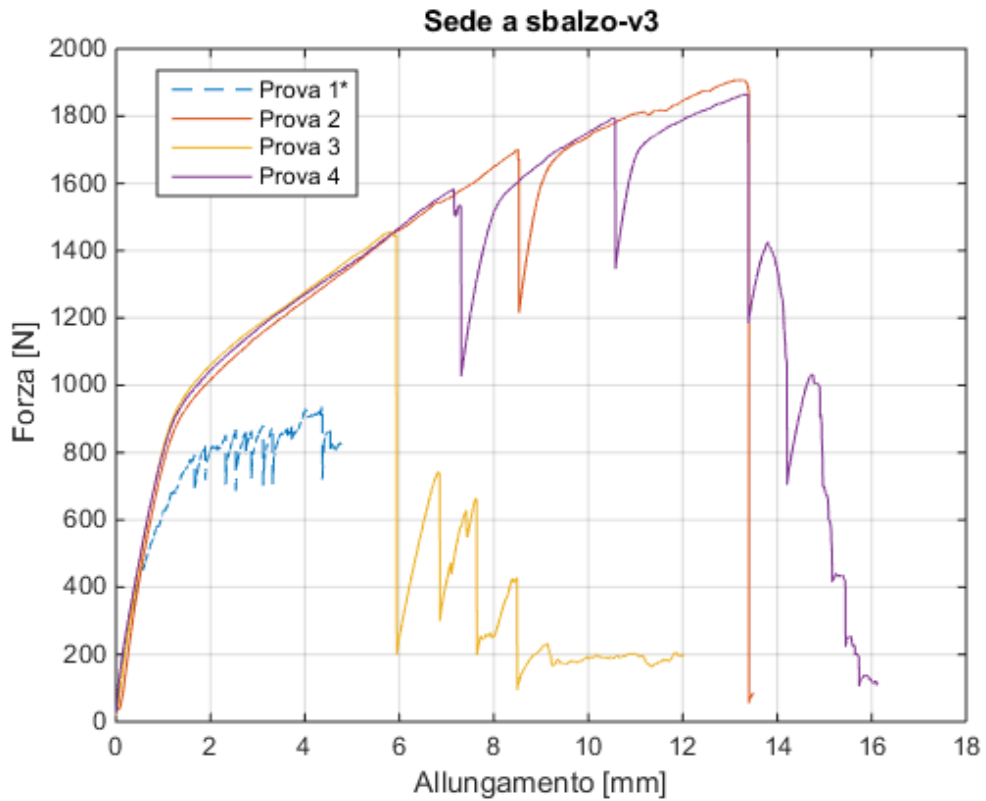


Figura 8.14 - Grafico forza-allungamento per i provini Sede a sbalzo_v3.



Figura 8.15 - Provino Sede a sbalzo_v3 rotto alla fine del test di trazione.

Da come si può osservare in quest'ultima immagine, la rottura del giunto è da considerarsi coincidente con la sua totale divisione e conseguente collasso della struttura in cui esso è inserito.

Il provino forato lungo la coppia di facce interessata dal cordone di saldatura, rappresentato con una linea tratteggiata, non ha fornito risultati simili a quelli ottenuti dalle prove testé descritte, ovvero quelle portate a termine con i campioni forati sui piani del profilato dai quali sono stati ricavati gli snap-fit. Questo a causa del particolare moto di apertura del giunto, il quale, sollevandosi da un lato, consentiva lo scivolamento del perno al di fuori dei fori preposti. Proprio a causa di ciò, si è stati costretti ad interrompere prematuramente la prova onde evitare la fuoriuscita dello stesso. Il fenomeno testé descritto è riscontrabile in Figura 8.16, in cui è possibile apprezzare un andamento a dente di sega che rappresenta i momenti di "slittamento" della spina.

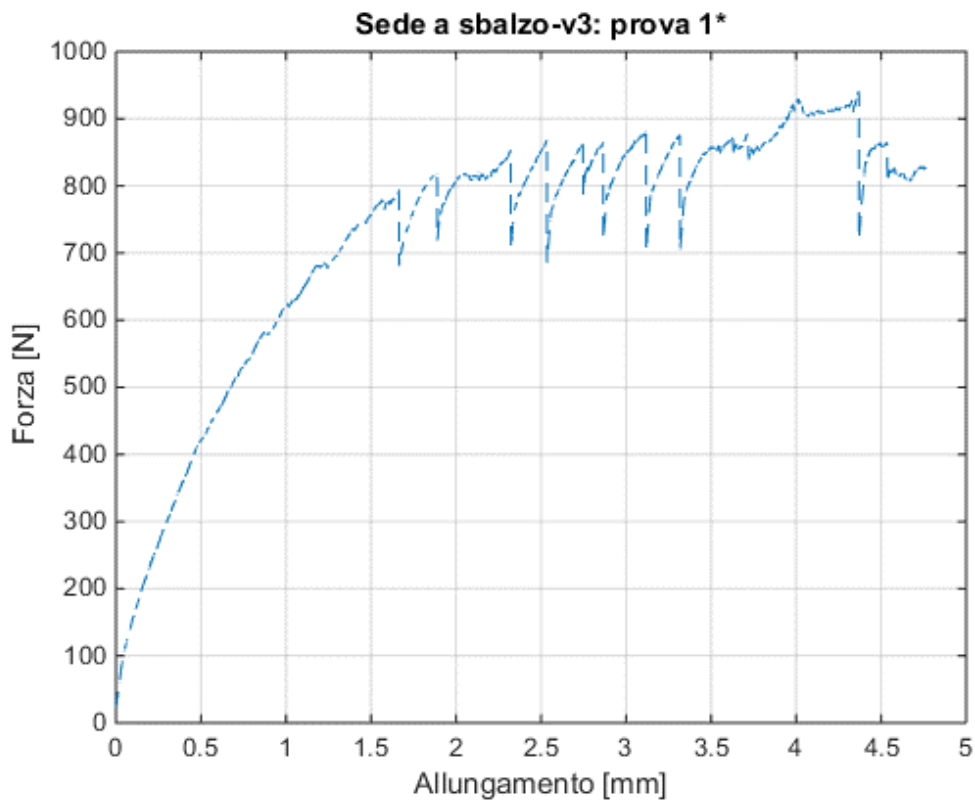


Figura 8.16 - Andamento a “dente di sega” della prova 1 del provino Sede a sbalzo_v3, caratterizzato dai fori posti sulla coppia di facce interessata dal cordone di saldatura.

Per poter meglio caratterizzare la tenuta del giunto, non è corretto considerare solamente la forza necessaria per romperlo, ma si deve far riferimento anche al carico per il quale si manifesta una deformazione della sede ad L tale da rendere inefficace la funzione di ritenzione dello snap-fit una volta tolta la forza. Sotto codesta deformazione, infatti, il giunto in questione diventa smontabile, venendo declassato a semplice incastro amovibile e perdendo la caratteristica peculiare di resistere ad ogni direzione di applicazione dei carichi.

Susseguendo a questo ragionamento, tramite la media tra dati dei grafici a disposizione, relativi alle prove 2, 3 e 4, ovvero quelle che interessano i campioni forati sui piani del profilato dai quali sono stati ricavati gli snap-fit, si è estrapolata la retta relativa al tratto a

comportamento lineare elastico. Con tale retta si è valutato il ritorno elastico del giunto, conseguente al rilascio del carico.

A questo punto si è stabilito, come limite di apertura del giunto, il valore di allungamento permanente legato ad una deformazione plastica di 1 mm, coincidente con l'altezza dell'uncino della sede responsabile della ritenzione della *locking feature*.

Come mostrato in Figura 8.17, a partire dal valore soglia di 1 mm si è ricavato il carico necessario per rendere inefficace il giunto. Tale forza massima risulta pari a 1 102 N.

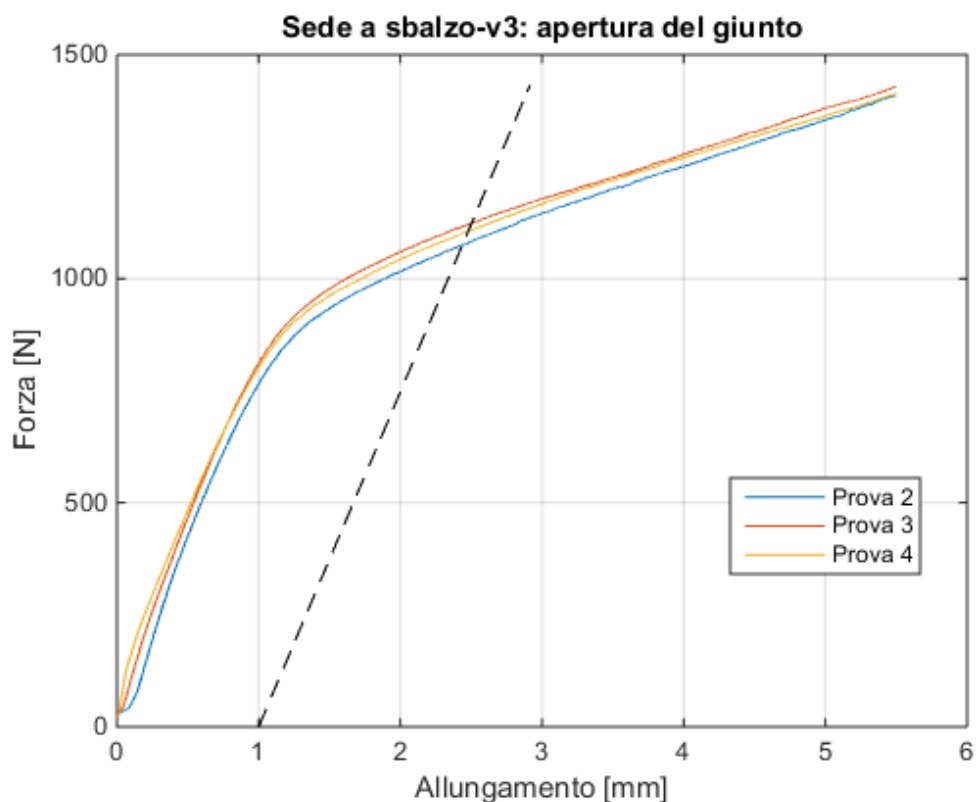


Figura 8.17 - Dettaglio del grafico forza-allungamento per i provini Sede a sbalzo_v3, in cui è evidenziato il valore di soglia.

Per il collegamento chiamato Trap Lock_v4 si è registrato un carico di rottura pari a 2 498 N, che corrisponde alla media dei valori massimi ricavati da ogni prova.

Il grafico forza-allungamento della prova di tale unione è riportato in Figura 8.18, mentre nella Figura 8.19 successiva è possibile osservare un'immagine del collegamento rotto alla fine della prova.

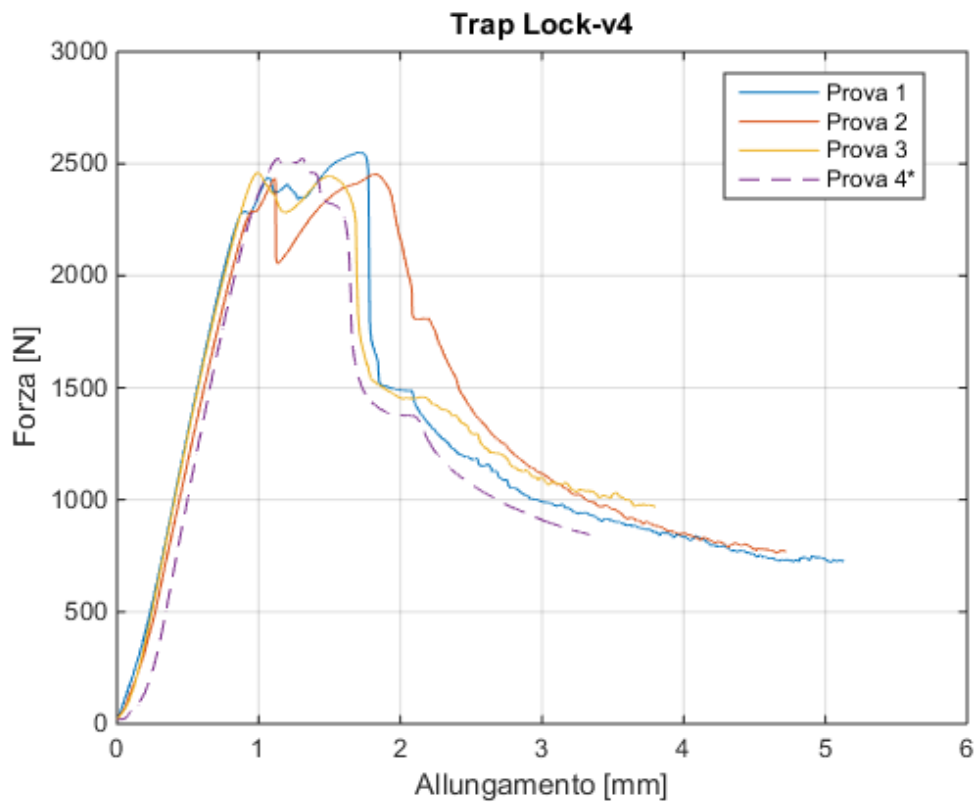


Figura 8.18 - Grafico forza-allungamento per i provini Trap Lock_v4.

Il provino forato lungo la coppia di facce interessata dal cordone di saldatura, rappresentato con una linea tratteggiata, ha fornito in questo caso risultati analoghi a quelli ottenuti dalle prove testé descritte, ovvero quelle portate a termine con i campioni forati sui piani del profilato dai quali sono stati ricavati gli snap-fit.

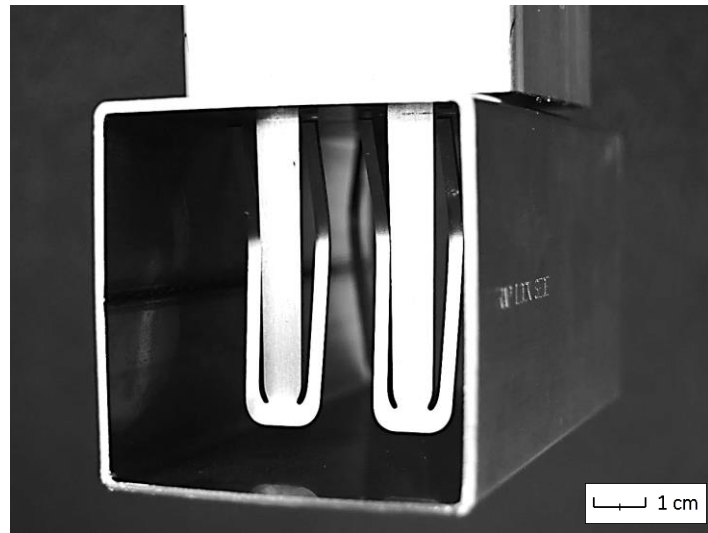


Figura 8.19 - Provino Trap Lock_v4 rotto alla fine del test di trazione.

Il cedimento del giunto è avvenuto per instabilità a carico di punta (in inglese *buckling*). La compressione agente sugli elementi elastici a sbalzo ne ha causato un improvviso collasso con flessione verso l'interno del profilato, nonostante l'effettivo sforzo di compressione fosse minore dello sforzo massimo che il materiale del componente è capace di sopportare.

Per il collegamento Trap Lock_v5 si è registrato un carico di rottura pari a 3 827 N, che corrisponde alla media dei valori massimi ricavati da ogni prova.

Il grafico forza-allungamento della prova di tale unione è riportato in Figura 8.20, mentre nella Figura 8.21 successiva è possibile osservare un'immagine del collegamento rotto alla fine della prova.

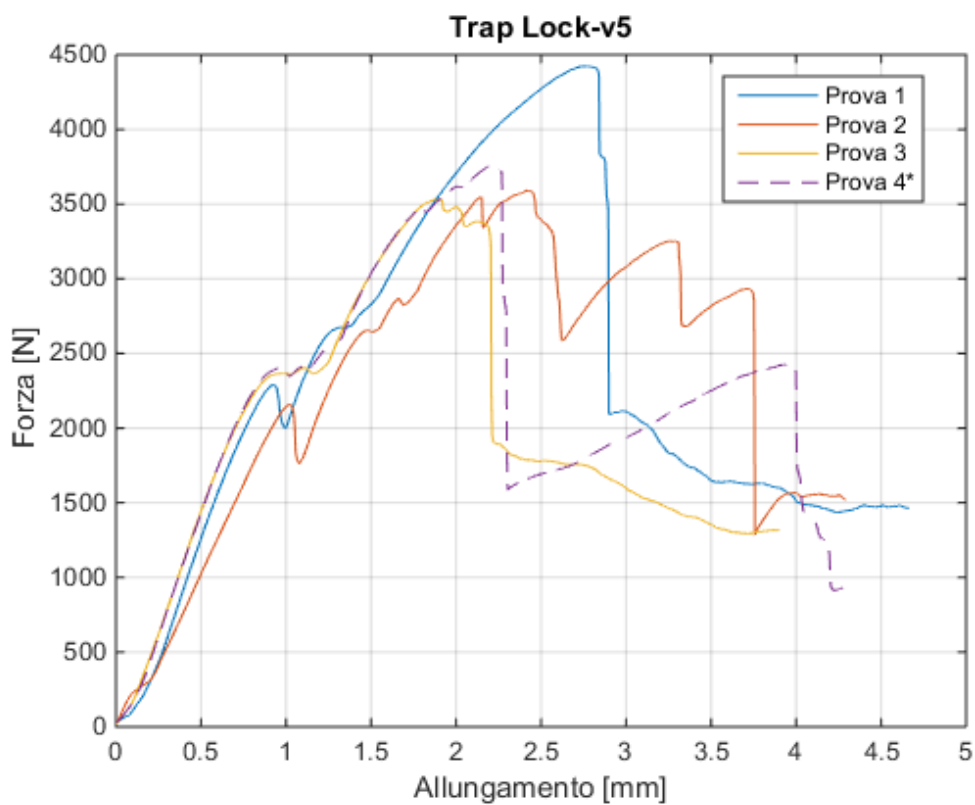


Figura 8.20 - Grafico forza-allungamento per i provini Trap Lock_v5.

Il provino forato lungo la coppia di facce interessata dal cordone di saldatura, rappresentato con una linea tratteggiata, ha fornito risultati analoghi a quelli ottenuti dalle prove testé descritte, ovvero quelle portate a termine con i campioni forati sui piani del profilato dai quali sono stati ricavati gli snap-fit.



Figura 8.21 - Provino Trap Lock_v5 rotto alla fine del test di trazione.

Anche in questo caso la rottura del giunto è avvenuta per instabilità a carico di punta la quale ha causato un improvviso collasso degli elementi flettenti a sbalzo.

Nonostante l'analogia geometria delle *locking features* dei giunti Trap Lock_v4 e v5 ed il medesimo meccanismo di cedimento, quest'ultimo collegamento risulta molto più resistente. Ciò è da imputarsi alla minore snellezza dei bracci degli snap-fit, calcolabile come il rapporto tra la lunghezza libera d'inflessione (L_0) e la radice quadrata del raggio d'inerzia (R_i^2)²⁷.

Questa caratteristica del giunto Trap Lock_v5 lo rende il più robusto tra le tipologie proposte per il collegamento a T.

²⁷ Rapporto di snellezza: $\lambda = L_0/R_i$

Dove: $L_0 = \beta \cdot L$ con β che dipende dalla tipologia di vincoli a cui è soggetta la trave; $R_i^2 = J/A$.

8.2.2 Test sul collegamento per giunto funzionale alla tecnica del “Taglio-piega”

La prova di trazione del collegamento Trap Lock_v7 funzionale al “Taglio-piega” ha fornito il seguente risultato. Per tale sistema di unione è stato registrato un carico di rottura pari a 1 539 N, che corrisponde alla media dei valori massimi ricavati da ogni giunto.

La prova monoassiale di trazione è stata effettuata nella condizione più gravosa tra quelle riscontrabili in un’applicazione reale, sebbene si possa obiettare che il test maggiormente impegnativo sia quello di apertura simmetrica del collegamento. Tale prova avrebbe richiesto l’utilizzo di una seconda coppia perno-gancio al posto dello staffaggio.

Il confronto tra le due soluzioni è mostrato nello schema di Figura 8.22.

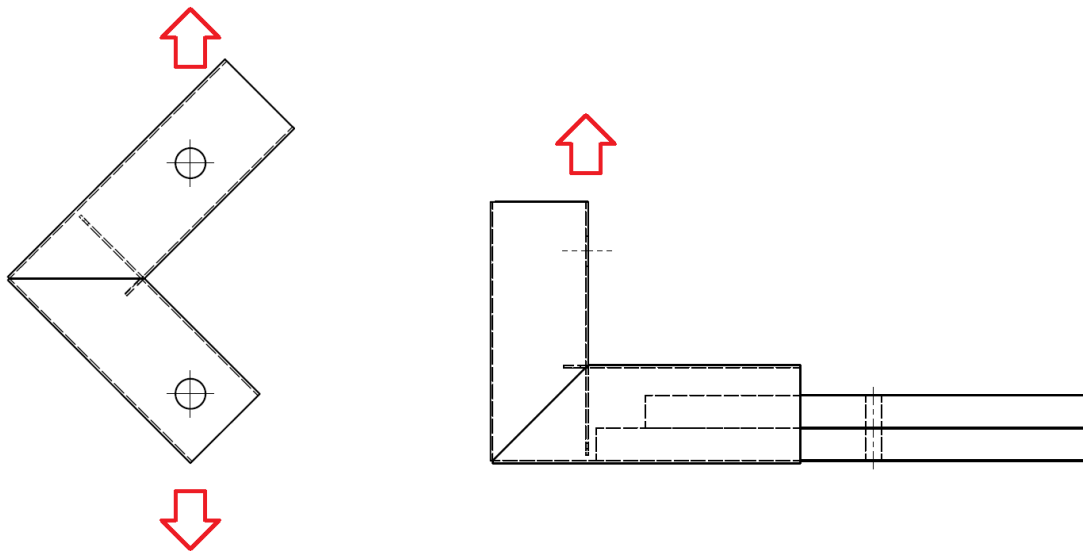


Figura 8.22 - Confronto tra i due schemi di carico per il *Folding*: apertura e staffaggio.

Tuttavia questo schema di carico non è percorribile, poiché durante la prova verrebbe a generarsi un momento flettente non modellabile con i macchinari a disposizione.

Inoltre è arduo ipotizzare una soluzione applicativa in cui il giunto venga utilizzato nella condizione di carico testé proposta.

Il grafico forza-allungamento della prova è riportato in Figura 8.23, mentre nella Figura 8.24 successiva è mostrata l'immagine del collegamento rotto alla fine della prova.

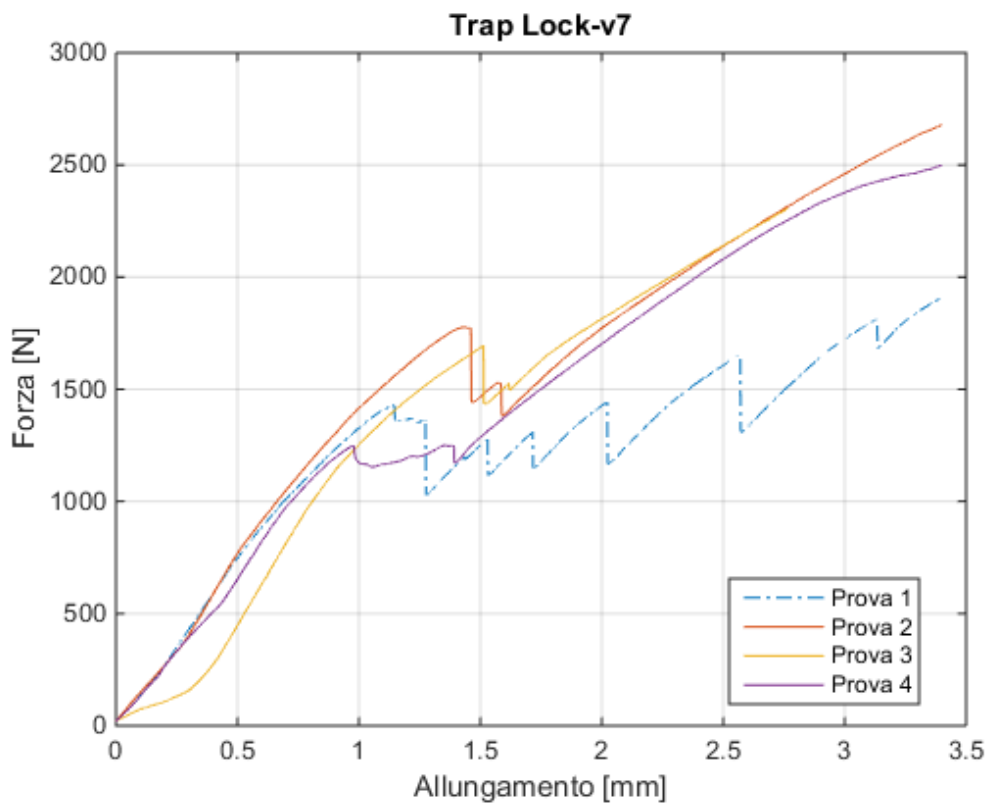


Figura 8.23 - Grafico forza-allungamento per il provino Trap Lock_v7.

Da notarsi che i giunti testati non arrivano a completa rottura, infatti la prova è stata interrotta dopo aver registrato il cedimento degli snap-fit, riscontrabile nel grafico come una discontinuità.

Questa decisione è motivata dalla geometria stessa del collegamento, per come è stato staffato, oltre una certa soglia di carico ciò che tiene insieme le due parti non è più la coppia di Trap Lock, ma solamente lo spigolo del tubolare, cioè la parete non interessata dall'intaglio a V.

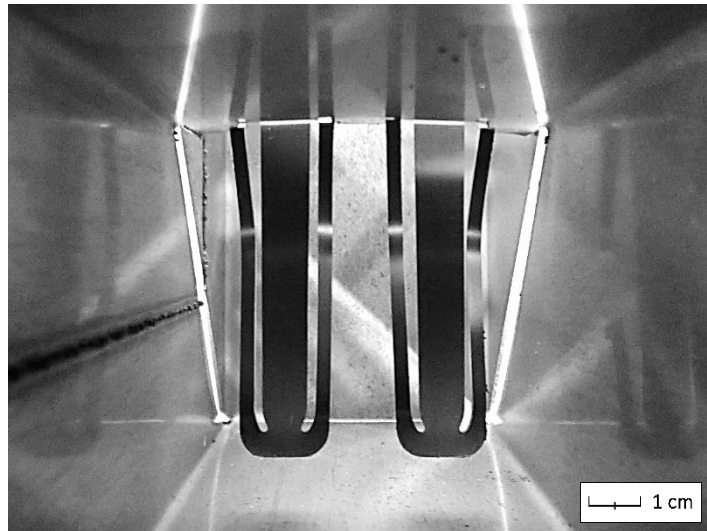


Figura 8.24 - Provino Trap Lock_v7 rotto alla fine del test di trazione.

Anche in questo caso il cedimento della giunzione è avvenuto per instabilità a carico di punta che ha causato un improvviso collasso degli elementi elastici a sbalzo.

Lo snap-fit testato per primo, rappresentato nel grafico con una linea tratto-punto (prova 1), mostra un andamento a dente di sega imputabile al sistema di afferraggio.

Come distanziale fra la parete del tubolare ed i bracci della forcilla si sono predisposte delle rondelle. Queste, nel primo test, sono state erroneamente poste, all'esterno del profilato, consentendo lo scivolamento dello stesso sulla spina a causa della possibilità di inflettersi liberamente lasciategli in questo caso.

Nelle successive prove 2, 3 e 4 si è rimediato all'errore spostando le rondelle all'interno. Il corretto posizionamento è mostrato nella Figura 8.25.



Figura 8.25 - Rondelle posizionate correttamente all'interno del tubolare.

I risultati delle singole prove di trazione sono consultabili in Appendice B.

8.3 Esposizione dei risultati e valutazione critica

Dalle prove di trazione monoassiale realizzate si può desumere che, per quanto concerne la tipologia di giunto a T, il dispositivo contraddistinto della minore forza di apertura è il collegamento Sede a sbalzo_v3. Questo fatto porta a ritenerlo la peggiore tra le tre alternative, ma, come già esplicitato nei capitoli precedenti, esso è il più vantaggioso dal punto di vista economico, infatti genera lo sfrido minore, ed anche il meno impegnativo nella fase di assemblaggio.

In un confronto tra le rimanenti soluzioni della stessa tipologia, giunto a T "Trap Lock", la differenza tra i due carichi di rottura è considerevole, a causa del fenomeno di instabilità a carico di punta. Questo, infatti, inficia sulla tenuta del Trap Lock_v4, che pur presentando una sezione maggiore è caratterizzato da un rapporto di snellezza più svantaggioso a causa della sua lunghezza. Quindi esso parrebbe un'alternativa di scarso interesse rispetto al Trap Lock_v5, dato il maggiore sfrido e la minore tenuta, però tra i giunti a T è il collegamento che in assoluto minimizza i giuochi tra le due parti.

Infine, per quanto concerne il dispositivo funzionale al “Taglio-piega”, la massima forza richiesta per l’apertura dell’unione è anch’essa diminuita dal fenomeno del *buckling*, avendo la medesima geometria del Trap Lock_v4.

È possibile apprezzare sull’istogramma in Figura 8.26 il valore del carico richiesto per la rottura del collegamento. Per il giunto a T Sede a sbalzo_v3 si sono riportati entrambi i valori di ricavati: quello di apertura e quello di rottura con separazione delle parti in giuoco.

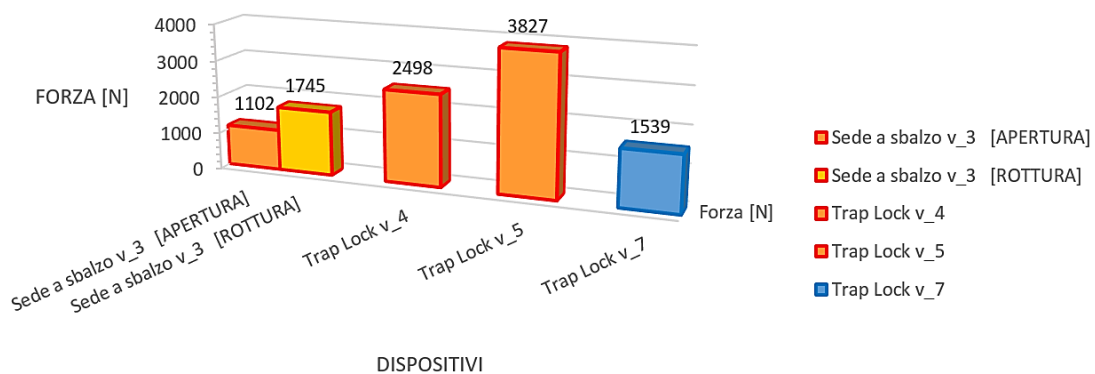


Figura 8.26 - Confronto dei carichi di rottura dei sistemi di collegamento snap-fit progettati. Da sinistra verso destra: per il giunto a T si hanno “Sede a sbalzo_v3”, “Trap Lock_v4” e “Trap Lock_v5”; per il *Folding* “Trap Lock_v7”.

Da notarsi che, rispetto alle forze di inserimento che dovevano semplicemente sottostare ad un valore limite massimo, il carico di servizio dei giunti è questa volta discriminante per la futura applicazione che essi saranno chiamati a svolgere.

Capitolo 9

Valutazioni economiche secondo l'approccio Boothroyd

9.1 Descrizione dell'approccio di Boothroyd al DFMA

Il metodo scelto per il confronto tra le diverse tipologie di unione totalmente o parzialmente alternative a quelle progettate, dal punto di vista economico e del tempo richiesto per l'assemblaggio, è il metodo Boothroyd.²⁸

Esso prevede l'analisi di ogni singola parte dell'assemblato e delle operazioni di montaggio richieste. L'approccio raccomanda di assegnare a ciascun componente un codice di due cifre in base a proprietà fisiche quali le dimensioni, il peso, la necessità di utilizzare una o due mani per il posizionamento e l'esigenza o meno di ricorrere ad appositi strumenti per l'afferraggio e l'assemblaggio. Assegnato a ogni parte un codice, è possibile ricorrere ad apposite tabelle per stimare il tempo, in secondi, necessario per afferrarle e orientarle. Tali valori sono stati ottenuti tramite prove empiriche e benché essi non siano universalmente validi, permettono di approssimare i tempi di assemblaggio senza ricorrere a esperimenti.

La prima cifra del codice binario, assegnato ad ogni componente, serve a distinguere le parti in quattro categorie:

- Cifre comprese tra 0 e 3: parti che possono essere afferrate e manipolate con una sola mano e senza ricorrere ad appositi strumenti.
- Cifre comprese tra 4 e 7: parti che possono essere afferrate e manipolate con una sola mano ma solamente facendo ricorso ad appositi strumenti.

²⁸ G. Boothroyd, P. Dewhurst, W. Knight, *Product Design for Manufacture and Assembly*, 2/Ed., New York, Marcel Dekker, Inc.

- Cifra 8: parti incastrate, aggrovigliate oppure flessibili che possono essere comunque afferrate e sollevate con una sola mano, ma necessitano di due mani per la manipolazione.
- Cifre 9: parti che richiedono due mani, più persone oppure l'assistenza di macchinari per l'afferraggio e la movimentazione.

UNA MANO		parti facilmente afferrabili e manipolabili					parti che presentano difficoltà movimentazione					
		spessore > 2 mm			spessore ≤2mm		spessore > 2 mm			spessore ≤2mm		
		dim >15mm	6mm ≤ dim <15mm	dim <6mm	dim >6mm	dim ≤6mm	dim >15mm	6mm ≤ dim <15mm	dim <6mm	dim >6mm	dim ≤6mm	
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
parti che possono essere afferrate e manipolate con una sola mano e senza ricorrere ad appositi strumenti	(α+β) <360°	0	1,13	1,43	1,88	1,69	2,18	1,84	2,17	2,65	2,45	2,98
	360° ≤ (α+β) <540°	1	1,5	1,8	2,25	2,06	2,55	2,25	2,57	3,06	3	3,38
	540° ≤ (α+β) <720°	2	1,8	2,1	2,56	2,36	2,85	2,57	2,9	3,38	3,18	3,7
	(α+β) =720°	3	1,95	2,25	2,7	2,51	3	2,73	3,06	3,55	3,34	4

Tabella 9.1 - Parti manipolabili con una mano senza appositi strumenti. [3.a]

**UNA MANO coadiuvata
nell’AFFERRAGGIO**

parti che necessitano pinzette per l’afferraggio e la manipolazione

parti che possono essere manipolate senza l’ausilio di ingrandimenti ottici

parti che possono essere manipolate solo con l’ausilio di ingrandimenti ottici

parti semplici da manipolare ed afferrare

parti con difficoltà di manipolazione

parti semplici da manipolare ed afferrare

parti con difficoltà di manipolazione

parti che necessitano di oggetti standard oltre le pinzette

parti che necessitano di oggetti speciali per l’afferraggio

spessore >0,25mm

spessore ≤0,25mm

spessore >0,25mm

spessore ≤0,25mm

spessore >0,25mm

spessore ≤0,25mm

spessore >0,25mm

spessore ≤0,25mm

spessore >0,25mm

spessore ≤0,25mm

spessore >0,25mm

spessore ≤0,25mm

0

1

2

3

4

5

6

7

8

9

4

3,6

6,85

4,35

7,6

5,6

8,35

6,35

8,6

7

7

5

4

7,25

4,75

8

6

8,75

6,75

9

8

8

6

4,8

8,05

5,55

8,8

6,8

9,55

7,55

9,8

8

9

7

5,1

8,35

5,85

9,1

7,1

9,55

7,85

10,1

9

10

parti che possono essere afferrate e manipolate con una sola mano ma solo facendo ricorso ad appositi strumenti

α ≤ 180°

0 ≤ β ≤ 180°

β = 360°

α = 360°

0 ≤ β ≤ 180°

β = 360°

Tabella 9.2 - Parti manipolabili con una mano ma ricorrendo ad appositi strumenti. [3.a]

**DUE MANI per
la MANIPOLAZIONE**

parti che non presentano ulteriori difficoltà di manipolazione

parti che presentano ulteriori difficoltà di manipolazione (es. delicati, appiccicosi, scivolosi ecc)

α ≤ 180°

α = 360°

α ≤ 180°

α = 360°

dim >15mm

6mm ≤ dim <15mm

dim <6mm

dim >6mm

dim ≤6mm

dim >15mm

6mm ≤ dim <15mm

dim <6mm

dim >6mm

dim ≤6mm

0

1

2

3

4

5

6

7

8

9

8

4,1

4,5

5,1

5,6

6,75

5

5,25

5,85

6,35

7

parti che si aggrovigliano facilmente o sono molto flessibili ma possono essere afferrate e spostate con una mano (se necessario usando degli afferraggio)

Tabella 9.3 - Parti afferrabili con una mano e manipolabili con due mani. [3.a]

DUE MANI per GRANDI DIMENSIONI		parti che possono essere manipolate da una sola persona senza l'aiuto di macchinari										
		parti leggere < 4,54 kg				parti pesanti > 4,54 kg				parti flessibili o che si aggrovigliano		parti che necessitano di oggetti speciali per la manipolazione
		parti semplici da manipolare ed afferrare		parti con difficoltà di manipolazione		parti semplici da manipolare ed afferrare		parti con difficoltà di manipolazione				
		$\alpha \leq 180^\circ$	$\alpha = 360^\circ$	$\alpha \leq 180^\circ$	$\alpha = 360^\circ$	$\alpha \leq 180^\circ$	$\alpha = 360^\circ$	$\alpha \leq 180^\circ$	$\alpha = 360^\circ$	$\alpha \leq 180^\circ$	$\alpha = 360^\circ$	
parti che richiedono due mani per l'afferraggio e il trasporto		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
9	2	3	2	3	3	4	4	5	7	9		

Tabella 9.4 - Parti manipolabili con due mani a causa delle grandi dimensioni. [3.a]

I primi due gruppi sono a loro volta divisi in quattro sottogruppi ciascuno, i quali sono funzione dei movimenti necessari per orientare correttamente la parte da assemblare. Tali rotazioni sono caratterizzate da due angoli:

- Angolo α : angolo di cui è necessario far ruotare il pezzo attorno ad un asse ortogonale alla direzione di assemblaggio, per riportarlo nella posizione d'inserimento corretta.
- Angolo β : angolo di cui è necessario far ruotare il pezzo attorno all'asse della direzione di assemblaggio, per riportarlo nella posizione d'inserimento corretta.

Una parte perfettamente sferica ad esempio non necessita orientamento, quindi essa ha angoli α e β nulli. Un parallelepipedo retto a sezione quadrata che deve essere inserito in un foro di forma identica alla base minore del parallelepipedo, invece, è correttamente orientato ogni α pari a 180° e β uguale a 90° .

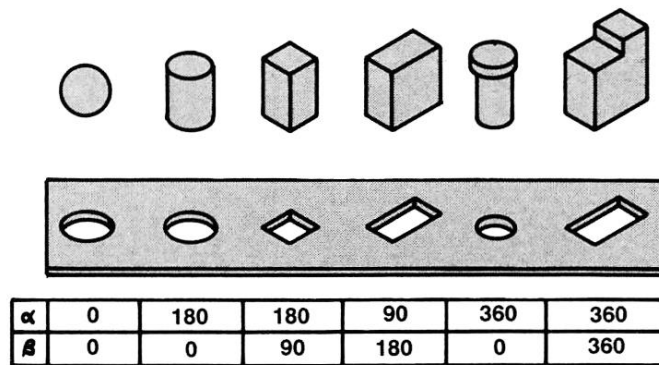


Figura 9.1 - Esempio di componenti di diverse geometrie e relativi alloggi in cui sono evidenziati i corrispondenti angoli α e β . [25.a]

La seconda cifra del codice relativo alla manipolazione delle parti dipende dal primo numero assegnato alla parte. Nello specifico essa fa riferimento a:

- Dimensione massima e spessore del componente, dove lo spessore equivale al lato più corto del prisma rettangolare in cui è inscrivibile la parte.
- Tipologia di attrezzo richiesto per l'afferraggio e necessità di ingrandimenti ottici per una manipolazione corretta.
- Eventuali simmetrie della parte.
- Peso e particolari requisiti per la movimentazione.

Il metodo Boothroyd prevede, inoltre, di assegnare ai componenti un secondo codice a due cifre che identifica il tipo di collegamento con il resto dell'assemblato. Assegnato a ogni parte un codice, è possibile ricorrere ad apposite tabelle per stimarne il tempo necessario al posizionamento ed al montaggio. Per quanto concerne la prima cifra si hanno tre diverse classi:

- Cifre comprese tra 0 e 2: la parte inserita non è vincolata o fissata subito dopo il suo posizionamento.
- Cifre comprese tra 3 e 5: la parte inserita è bloccata o ne ferma un'altra immediatamente dopo il suo posizionamento.

- Cifra 9 (le cifre 6, 7 ed 8 in questo caso non sono utilizzate): indica i processi di collegamento che avvengono con operazioni distinte, cioè in cui le parti sono posizionate correttamente prima che la connessione sia avvenuta.

PARTI AGGIUNTE ma NON FISSATE		dopo l'assemblaggio non serve mantenere l'orientamento e la posizione				dopo l'assemblaggio serve mantenere l'orientamento e la posizione				
		allineamento e posizionamento semplice		allineamento e posizionamento difficile		allineamento e posizionamento semplice		allineamento e posizionamento difficile		
		no resist.	si resist.	no resist.	si resist.	no resist.	si resist.	no resist.	si resist.	
		0	1	2	3	6	7	8	9	
la parte inserita non è vincolata o fissata subito dopo il suo posizionamento	Parti e oggetti associati (comprese le mani) che possono essere semplicemente portati nella posizione desiderata	0	1,13	1,43	1,88	1,69	2,17	2,65	2,45	2,98
	Parti e oggetti associati (anche le mani) che NON possono raggiungere facilmente la posizione	1	1,5	1,8	2,25	2,06	2,57	3,06	3	3,38
	a causa di accesso ostruito o visuale ristretta	2	1,8	2,1	2,55	2,36	2,9	3,38	3,18	3,7
	a causa di accesso ostruito e visuale ristretta									

Tabella 9.5 - Parte non vincolata subito dopo il suo posizionamento. [3.a]

PARTI IMMEDIATAMENTE ASSICURATE		nessuna operazione di avvvitamento o deformazione plastica (molle, snap-fit ecc.)		deformazione plastica immediatamente dopo l'inserimento						serraggio vite immediatamente dopo l'inserimento			
		allineamento e posizionamento semplice senza resistenza		allineamento e posizionamento complesso con/o senza resistenza di inserimento		deformazione plastica o torsione		rivetto o operazione simile					
						allineamento e posizionamento semplice		allineamento e posizionamento complesso		allineamento e posizionamento semplice		allineamento e posizionamento complesso	
		allineamento e posizionamento semplice senza resistenza		allineamento e posizionamento complesso con/o senza resistenza di inserimento		allineamento e posizionamento semplice		allineamento e posizionamento complesso		allineamento e posizionamento semplice		allineamento e posizionamento complesso con/o senza resistenza	
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9		
la parte inserita è bloccata o ne ferma un'altra immediatamente dopo il suo posizionamento	parti e oggetti associati (comprese le mani) che possono essere semplicemente portati nella posizione desiderata	3	2	5	4	5	6	7	8	9	6	8	
	parti e oggetti associati (comprese le mani) che NON possono essere semplicemente portati nella posizione desiderata	a causa di accesso ostruito o visuale ristretta	4	4,5	7,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5	11,5	8,5	10,5
		a causa di accesso ostruito e visuale ristretta	5	6	9	8	9	10	11	12	13	10	12

Tabella 9.6 - Parte assicurata immediatamente dopo il suo posizionamento. [3.a]

OPERAZIONI SEPARATE		processo meccanico di assemblaggio			processo di assemblaggio non meccanico				processo di non assemblaggio			
		deformazione plastica nulla o localizzata			Snap-fit, press-fit ecc.	processo metallurgico				processo chimico (es. adesivo)	manipolazioni delle parti (orientamento o aggiustamento)	altri processi (inserimento liquido)
		piegatura o processi simili	rivetti o processi simili	serraggio vite o processi simili		nessun materiale aggiuntivo richiesto (es. forzamento)	Materiali aggiuntivi richiesti					
					processo di saldatura		processo di brasatura					
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
processi di collegamento che avvengono con operazioni distinte (le parti sono posizionate ma non ancora assemblate)		9	4	7	5	3,5	7	8	12	12	9	12

Tabella 9.7 - Processi di collegamento che avvengono con operazioni distinte. [3.a]

Queste classi possono essere ulteriormente suddivise sulla base della complessità delle operazioni di posizionamento. In particolare le cifre 0 e 3 sono assegnate a componenti la cui sede è facilmente raggiungibile, le restanti invece indicano posizionamenti con accesso all'area di lavoro ostacolato e/o visione limitata.

La seconda cifra del codice, anche in questo caso, ha un significato che varia in base al primo numero.

- Prima classe: mantenimento manuale in posizione della parte, sino ad avvenuto montaggio; semplicità del centraggio della parte; posizionamento ostacolato da resistenze meccaniche.
- Seconda classe: richiesta di deformazione plastica per l'assemblaggio oppure utilizzo di elementi filettati.
- Terza classe: collegamenti filettati; deformazioni plastiche; saldature oppure processi chimici.

Dunque ogni pezzo vedrà assegnarsi due tempi: il tempo di manipolazione e quello di inserimento, la cui somma corrisponde al tempo di assemblaggio. Il tempo di manipolazione della parte è definito dal tempo di prelievo ed orientamento del pezzo in modo che sia pronto per l'inserimento ed è funzione della simmetria del pezzo, del suo spessore e peso. Il tempo di inserimento, invece, è il tempo necessario per inserire e fissare la parte, funzione della facilità di inserimento ed alloggiamento nonché delle modalità di fissaggio.

9.2 Confronto tra l'efficienza di collegamenti tradizionali e soluzioni snap-fit innovative

Come precedentemente affermato, il parametro scelto per il confronto tra le tipologie proposte nel caso di studio e quelle attualmente utilizzate allo Stato dell'Arte è il metodo Boothroyd. Per prima cosa si sono classificate tutte le unioni prese in esame secondo lo

schema testé proposto, assegnando ad ognuna il proprio tempo di assemblaggio. Per una maggiore chiarezza espositiva verranno sempre presentate dapprima le alternative esistenti ai metodi di unione proposti e successivamente quelli originali, frutto di questo studio.

9.2.1 Sistemi di collegamento per giunti ad L

9.2.1.1 Stato dell'Arte dei collegamenti per la tecnica del "Taglio-piega"

Il primo metodo di unione indagato, riscontrabile nello Stato dell'Arte, è quello funzionale alla messa in dima per il "Taglio-piega". Come mostrato in Figura 9.2, l'incastro consiste in sottosquadri, circolari oppure a denti di sega, che vengono assemblati deformando elasticamente, tramite torsione, i due lembi dell'intaglio a "V".



Figura 9.2 - Esempio di collegamenti realizzati con la tecnica del "Taglio-piega". [2.b],
[31.b]

Come esempio applicativo si consideri un tubolare di sezione quadrata 60x60 mm, lungo in totale 2 m e sul quale è ricavato l'intaglio a "V" tipico del "Taglio-piega". Questo profilato ha dimensioni tali da necessitare l'impiego di entrambe le mani per eseguire l'afferraggio e il posizionamento. Tali operazioni non sono complesse e possono essere compiute da un solo operatore senza l'ausilio di attrezzi. Infine, essendo i due tratti di tubolare già uniti lungo la piega, la parte non richiede di essere orientata prima dell'assemblaggio, trovandosi per forza di cose nella posizione corretta. Per questo motivo si ipotizza un

valore degli angoli α e β pari a 0° . Il codice di manipolazione del tubolare con sottosquadri è quindi "90", a cui corrisponde un tempo pari a 2 s. Per quanto concerne il codice di inserimento, invece, le parti vengono immediatamente assicurate senza ostacoli al posizionamento e l'operazione di fissaggio richiede una torsione per l'allineamento dei sottosquadri. Le due cifre ottenute sono "31", a cui corrisponde un tempo di 5 s.

Il tempo totale necessario per piegare il tubolare e portare a compimento il giunto è dunque pari a:

$$t_{tot} = t_{manipolazione} + t_{inserimento} = 7 \text{ s}$$

9.2.1.2 Incastri finalizzati alla messa in dima per la saldatura

I collegamenti finalizzati al corretto allineamento per la saldatura sono costituiti da incastri geometrici complementari, vale a dire sporgenze rettangolari o di forme simili a quelle dei puzzle. Queste tengono fermi i due componenti nel punto stabilito, agevolando in tal modo la successiva operazione di unione.

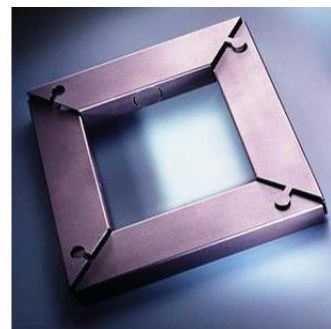
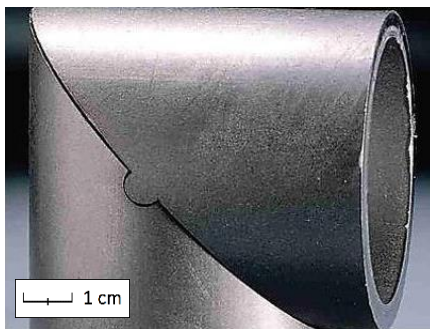


Figura 9.3 - Esempio di unioni funzionali alla messa in dima. [2.b], [31.b]

Per ottenere un giunto di dimensioni analoghe a quello dell'esempio precedente, il tubolare, sempre della medesima sezione, è diviso in due pezzi ciascuno dei quali lungo 1 m. Dunque ogni profilato ha geometria e dimensioni tali che le operazioni di afferraggio e posizionamento non risultino complesse e possano essere compiute da un operatore con

una sola mano e senza l'ausilio di attrezzi. Essendo i due tubolari disgiunti, i pezzi richiedono di essere reciprocamente orientati prima dell'assemblaggio. Infine l'orientamento delle parti, prive di simmetrie, è caratterizzato da angoli α e β pari a 360° . Il codice di manipolazione dei profilati è perciò "30", a cui corrisponde un tempo pari a 1,95 s. Per quanto riguarda il codice di inserimento, invece, le parti non vengono vincolate o fissate immediatamente dopo il loro posizionamento. L'operazione non è ostacolata, l'allineamento e il posizionamento sono semplici e non richiedono di essere mantenuti ad assemblaggio avvenuto. Le due cifre ottenute sono dunque "00", a cui corrisponde un tempo di 1,13 s.

Il tempo totale necessario per portare a compimento il giunto è dunque pari a:

$$t_{tot} = t_{manipolazione} + t_{inserimento} = 3,08 \text{ s}$$

9.2.1.3 Snap-fit elaborati funzionali alla tecnica del "Taglio-piega": Trap lock_v7

Infine si è valutato il tempo di assemblaggio richiesto dal metodo di unione sviluppato in questa tesi. Le dimensioni del tubolare sono identiche a quelle presentate nel primo esempio, quindi è richiesto l'utilizzo di due mani per manipolarlo. Come mostrato in Figura 9.4, l'incastro consiste in snap-fit Trap Lock che vengono assemblati accostando i due lembi dell'intaglio a "V".

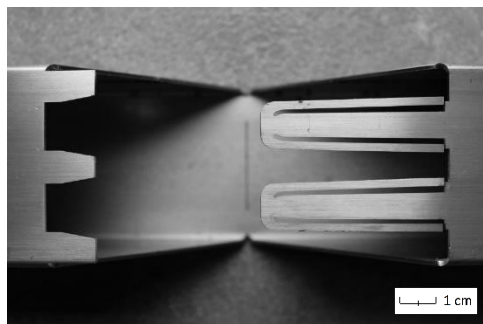


Figura 9.4 - Dispositivo di bloccaggio snap-fit per il "Taglio-piega": Trap Lock_v7.

Le operazioni di afferraggio e posizionamento non sono complesse e possono essere compiute da un solo operatore senza l'ausilio di attrezzi. Infine, essendo i due tratti di tubolare già uniti lungo la piega, la parte non richiede di essere orientata prima dell'assemblaggio, trovandosi per forza di cose nella posizione corretta. Per questo motivo si ipotizza un valore degli angoli α e β pari a 0° . Il codice di manipolazione del tubolare con snap-fit, Trap lock_v7, è quindi "90", a cui corrisponde un tempo pari a 2 s.

Per quanto concerne il codice di inserimento, invece, le parti vengono immediatamente assicurate senza ostacoli al posizionamento ed il fissaggio non richiede alcuna operazione di avvitamento o deformazione plastica. Le due cifre ottenute sono "30", a cui corrisponde un tempo di 2 s.

Il tempo totale necessario per piegare il tubolare e portare a compimento il giunto è dunque pari a:

$$t_{tot} = t_{manipolazione} + t_{inserimento} = 4 \text{ s}$$

9.2.2 Commento critico ai risultati ottenuti per il giunto ad L

Giunto ad L					
Parte	Codice manipolaz	$t_{manipolaz}$ [s]	Codice inserim	$t_{inserim}$ [s]	t_{tot} [s]
S.d.A. Taglio-piega	90	2,00	31	5,00	7,00
Messa in dima	30	1,95	00	1,13	3,08
Trap Lock_v7	90	2,00	30	2,00	4,00

Tabella 9.8 - Tempi di assemblaggio richiesti dalle tipologie di unione per i giunti ad L.

Come si evince dalla tabella sopra riportata, la soluzione più vantaggiosa sembra essere quella per la messa in dima. Se ci si fermasse alla semplice osservazione dei tempi, non si avrebbe tuttavia un quadro completo della situazione. Infatti quest'ultimo collegamento

non è autoportante, ma necessita obbligatoriamente di una successiva operazione di saldatura sui due spigoli, interno ed esterno, del gomito formatosi.

Lo stesso discorso vale per il giunto caratterizzato dai sottosquadri, il quale non è mai utilizzato senza aver prima subito un processo di saldatura, sebbene garantisca una minima resistenza meccanica, che ne impedisce la riapertura, e nessuna resistenza al taglio.

L'unione elaborata, pur non presentando il tempo di assemblaggio più breve, è l'unica che per applicazioni non strutturali come la componentistica d'arredo non necessita della successiva operazione di saldatura essendone un'alternativa. Ciò comporta un'importante riduzione dei costi e delle tempistiche di assemblaggio in generale.

9.2.3 Sistemi di collegamento per giunti a T

Come esempio applicativo per questa tipologia di unione si considerino due tubolari di sezione quadrata 60x60 mm, lunghi ciascuno 1 m. Questi profilati hanno dimensioni tali da consentire l'afferraggio e il posizionamento con l'utilizzo di una sola mano.

9.2.3.1 Incastri fissi con alette

Il primo metodo di unione indagato, riscontrabile nello Stato dell'Arte, è quello dell'incastro fisso, che necessita di una successiva fase di piegatura per realizzare la tenuta. Come descritto nel Capitolo 4, la classe degli incastri fissi comprende semplici geometrie, come ad esempio alette di forma rettangolare, ricavate direttamente dal componente. La loro sezione viene indebolita, tramite un taglio, per rendere più precisa e di facile esecuzione l'operazione di piegatura, sia essa manuale o coadiuvata da un martello ed una barra metallica per raggiungere le parti più lontane. Vedi Figura 9.5.

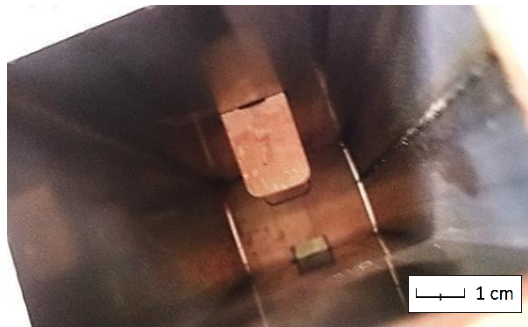


Figura 9.5 - Esempio di collegamento con incastro fisso.

Le operazioni di afferraggio e posizionamento non sono complesse e possono essere compiute da un solo operatore senza l'ausilio di attrezzi. Infine l'orientamento delle parti è caratterizzato da angoli α e β rispettivamente pari a 360° e 180° . Il codice di manipolazione dei profilati è perciò "20", a cui corrisponde un tempo pari a 1,8 s.

Per quanto riguarda il codice di inserimento, le parti vengono assicurate senza ostacoli, mentre l'operazione di fissaggio richiede la deformazione plastica delle alette immediatamente dopo il loro inserimento nelle apposite sedi. Le due cifre ottenute sono "32", a cui corrisponde un tempo di 4 s.

Il tempo totale necessario per portare a compimento il giunto è dunque pari a:

$$t_{tot} = t_{manipolazione} + t_{inserimento} = 5,80 \text{ s}$$

9.2.3.2 Incastri amovibili

Il secondo metodo di unione, che è possibile trovare allo Stato dell'Arte, è l'incastro amovibile. Come descritto nel Capitolo 4, esse presentano collegamenti a baionetta o tramite geometrie con sporgenze ad "L" oppure a "T", efficaci però solamente lungo una direzione preferenziale di applicazione dei carichi. Vedi Figura 9.6.

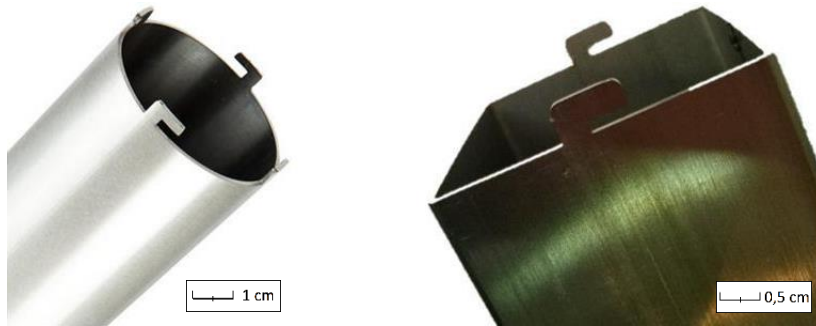


Figura 9.6 - Esempio di collegamenti con incastrati amovibili. [31.b], [32.b]

Le operazioni di afferraggio e posizionamento non sono complesse e possono essere compiute da un solo operatore senza l'ausilio di attrezzi. Infine l'orientamento delle parti, prive di simmetrie, è caratterizzato da angoli α e β pari a 360° . Il codice di manipolazione dei profilati è perciò "30", a cui corrisponde un tempo pari a 1,95 s.

Per quanto riguarda il codice di inserimento, invece, le parti non vengono vincolate o fissate immediatamente dopo il loro posizionamento. L'operazione non è ostacolata, l'allineamento e il posizionamento sono semplici e non richiedono di essere mantenuti ad assemblaggio avvenuto. Le due cifre ottenute sono dunque "00", a cui corrisponde un tempo di 1,13 s.

Il tempo totale necessario per portare a compimento il giunto è dunque pari a:

$$t_{tot} = t_{manipolazione} + t_{inserimento} = 3,08 \text{ s}$$

9.2.3.3 Snap-fit elaborati: Sede a sbalzo_v3, Trap lock_v4, Trap lock_v5

Infine si è valutato il tempo di assemblaggio richiesto dai metodi di unione sviluppati in questo lavoro di tesi, mostrati in Figura 9.7.

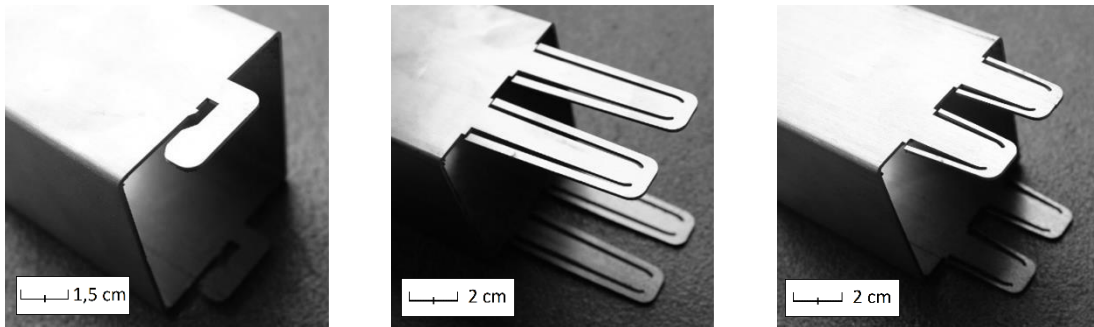


Figura 9.7 - Da sinistra verso destra: Sede a sbalzo_v3, Trap lock_v4, Trap lock_v5.

Le operazioni di afferraggio e posizionamento non sono complesse e possono essere compiute da un solo operatore senza l'ausilio di attrezzi. L'orientamento del dispositivo Sede a sbalzo_v3, privo di simmetrie, è caratterizzato da angoli α e β di 360° , mentre quello dei sistemi Trap Lock ha angoli α e β rispettivamente pari a 360° e 180° . Il codice di manipolazione dei profilati è perciò "30" per il primo, a cui corrisponde un tempo pari a 1,95 s, e "20" per i restanti due, con un tempo di 1,8 s.

Per quanto concerne il codice di inserimento, invece, tutti i dispositivi snap-fit si comportano nello stesso modo. Le parti vengono immediatamente assicurate senza ostacoli al posizionamento ed il fissaggio non richiede alcuna operazione di avvitamento o deformazione plastica. Le due cifre ottenute sono "30", a cui corrisponde un tempo di 2 s.

I tempi totali necessari per portare a compimento i giunti sono dunque pari a:

$$t_{Sede\ a\ sbalzo_v3} = t_{manipolazione} + t_{inserimento} = 3,95\ s$$

$$t_{Trap\ lock_v4} = t_{manipolazione} + t_{inserimento} = 3,8\ s$$

$$t_{Trap\ lock_v5} = t_{manipolazione} + t_{inserimento} = 3,8\ s$$

9.2.4 Commento critico ai risultati ottenuti per il giunto a T

Giunto a T					
Parte	Codice manipolaz	$t_{manipolaz}$ [s]	Codice inserim	$t_{inserim}$ [s]	t_{tot} [s]
Incastro fisso	20	1,80	32	4,00	5,80
Incastro amovibile	30	1,95	00	1,13	3,08
Sede a sbalzo_v3	30	1,95	30	2,00	3,95
Trap Lock_v4	20	1,80	30	2,00	3,80
Trap Lock_v5	20	1,80	30	2,00	3,80

Tabella 9.9 - Tempi di assemblaggio richiesti dalle tipologie di unione per i giunti a T.

Come si evince dalla tabella sopra riportata, la soluzione più vantaggiosa sembra essere quella dell'incastro amovibile. Questo tuttavia non fornisce una visione a trecentosessanta gradi del problema, infatti quest'ultimo collegamento è efficace solamente lungo alcune direzioni di applicazione dei carichi. Per questo motivo, sovente viene sottoposto a saldatura.

L'incastro fisso risolve questa problematica, ma è caratterizzato da un tempo di assemblaggio quasi doppio, senza neppure contare la penalità temporale dovuta alla necessità di attrezzi aggiuntivi per portare a termine l'unione, quali ad esempio martello e barra metallica utilizzata per raggiungere le parti più lontane.

Gli snap-fit elaborati presentano tempi di assemblaggio molto vicini all'incastro amovibile, il più rapido. Inoltre forniscono resistenza meccanica lungo ogni direzione di carico e sono le uniche che per applicazioni non strutturali, come la componentistica d'arredo, non necessitano della saldatura essendone una valida alternativa. Ciò comporta quindi un'importante riduzione dei costi e delle tempistiche di assemblaggio in generale.

Quanto visto dimostra che i collegamenti elaborati sono migliori, sia nelle tempistiche, sia nella riduzione delle fasi di assemblaggio, sia nel minor utilizzo di strumenti, rispetto a quelli già presenti allo Stato dell'Arte. Il miglioramento più significativo tuttavia risiede nell'abbattimento dei costi legati alle operazioni di saldatura, l'impiego di operatori qualificati e l'attrezzaggio specifico, sebbene per talune applicazioni strutturali, a causa delle forze in giuoco, non risulti possibile sottrarsi a tale pratica.

Capitolo 10

Conclusioni e sviluppi futuri

10.1 Conclusioni

Tramite le sperimentazioni e gli esempi illustrati si sono voluti dimostrare la validità ed i possibili campi di applicazione degli snap-fit metallici elaborati. La decisione di scegliere quelle particolari giunzioni (giunto a T, giunto di testa e tecnica del “Taglio-piega”) come caso di studio della tesi ha permesso di dare più ampio respiro al lavoro svolto, essendo esse le più diffuse in commercio per la classe merceologica indagata, il Furniture. Le analisi numeriche, le regole di progettazione di Bonenberger e i prototipi sviluppati sono stati quindi passaggi fondamentali per la definizione di collegamenti a scatto soddisfacenti, in un settore in cui gli snap-fit, per i motivi più diversi, a partire dai materiali impiegati, non sono comunemente utilizzati. Infine le geometrie ottenute sono state analizzate e modificate per mezzo di analisi a elementi finiti, rendendole adatte all’unione di parti metalliche. Gli snap-fit così progettati sono stati realizzati tramite taglio a fascio laser e testati per verificarne le prestazioni. Gli esperimenti hanno dimostrato che i collegamenti a scatto sono adatti all’integrazione in componenti fabbricati in metallo, in questo caso acciaio inossidabile austenitico. Così come già esposto nei primi capitoli di questo lavoro di tesi, uno dei principali problemi degli snap-fit metallici è l’elevato modulo elastico di questi ultimi, che rende difficoltosa la flessione degli elementi elastici delle *locking features* esponendole al pericolo della plasticizzazione. Tale fenomeno potrebbe essere evitato aumentando la lunghezza degli elementi di collegamento che, però, assumerebbero ingombri eccessivi. Tuttavia, in questo caso, anche una lieve plasticizzazione non inficia la tenuta del giunto dal momento che i collegamenti a scatto sviluppati, compresi quelli per la giunzione di testa, sono pensati come unioni fisse, definitive e permanenti che, durante la loro vita utile, devono essere soggette ad un unico e definitivo inserimento.

Si è infine illustrato come le geometrie individuate possano essere agevolmente adattate a diverse applicazioni. Ciò vale sia per il conseguimento dei valori obiettivo delle forze di assemblaggio, sia per l'impiego di sezioni e spessori differenti. Modificando gli angoli di inserimento e variando le sezioni delle geometrie ottenute è possibile ridurre la forza necessaria all'assemblaggio per renderlo ancora più facile. Ciò fa sì che gli snap-fit siano integrabili in profilati con sezioni anche diverse da quella iniziale e adoperabili in scaffalature e generiche strutture di supporto, conformemente alle forze di tenuta richieste. Nella Figura 10.1 viene mostrato un particolare esempio di applicazione di una delle tipologie di giunto indagate, il "Taglio-piega", adottata per articoli d'arredo, onde evidenziare la versatilità e la modularità delle strutture realizzate con la tecnica sviluppata.

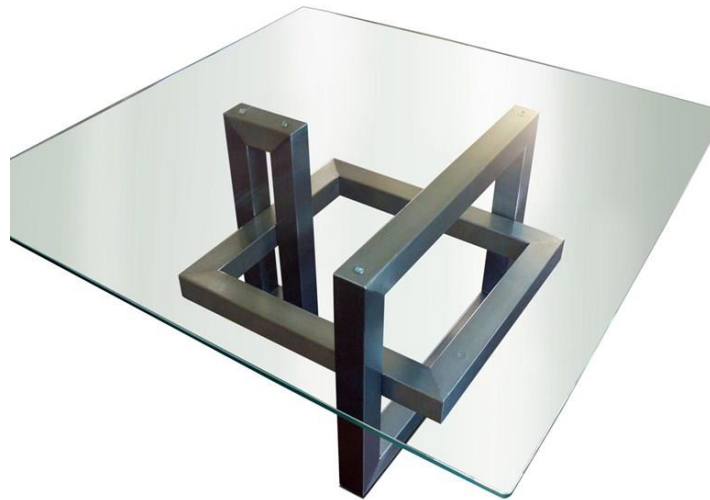


Figura 10.1 - Esempio di applicazione della tecnica del "Taglio-piega" su tubolare nell'ambito della componentistica d'arredo.

In conclusione la progettazione di unioni integrate a scatto, dette snap-fit, è valsa come caso di studio per illustrare una loro possibile applicazione in un particolare ambito merceologico, la componentistica d'arredo, e mostrare i benefici derivanti dal loro impiego in termini di semplificazione e velocizzazione delle operazioni di assemblaggio e, ove richiesto, di smontaggio. Quindi, in qualunque ambito le caratteristiche testé riassunte

risultino funzionali, i collegamenti a scatto in metallo ricavati direttamente sul prodotto possono trovare una felice applicazione.

10.2 Sviluppi ed indagini future

I confini di questa ricerca possono offrire utili spunti per indagini future. Nello specifico ci si è focalizzati su di una particolare geometria di tubolare, ovvero 60x60x1,5 mm per quanto riguarda la sezione quadrata e 50x1 mm per quella circolare, facendo sempre riferimento allo stesso materiale, acciaio inossidabile AISI 304.

Tale inquadramento del problema può essere considerato un limite al lavoro di tesi presentato, nel quale si è prodotto un campionario di unioni, ciascuna con i propri pro e contro che tendono a sottolinearne un particolare aspetto, come ad esempio quello estetico, strutturale o economico, piuttosto che la semplice agevolazione e velocizzazione del montaggio del pezzo da parte dell'operatore o dell'utente finale.

Le possibilità di sviluppo offerte dalle tipologie di collegamento mostrate in questo caso di studio sono le più svariate. L'intento principale è quello di allargare il campo di applicazione di questi metodi di unione adottando le geometrie sviluppate anche per le altre classi di impiego oltre a quelle indagate.

A tale scopo si può innanzitutto rendere gli snap-fit parametrizzabili dal punto di vista geometrico, in modo tale che essi risultino reimpiegabili anche per tubolari, sempre in acciaio inossidabile AISI 304, ma di dimensione e spessore differenti.

Un passo di sviluppo ulteriore è quello di estendere in modo ancora maggiore la gamma di prodotti per i quali gli snap-fit esplorati possono essere sfruttati, rendendoli adeguati ai diversi metalli ed alle relative applicazioni. Si potrebbero inoltre sviluppare nuove geometrie a partire dal lavoro di selezione e verifica svolto in questa tesi.

Tali geometrie andrebbero poi rese configurabili sulla base del tipo di materiale e del genere di applicazione, onde adattare agli ingombri disponibili ed alle tenute richieste.

Gli studi futuri dovranno dunque essere rivolti a rendere gli snap-fit parametrici ed integrabili in una libreria di geometrie contenuta nel software proprietario implementato a bordo dei macchinari per il taglio laser CNC. Grazie alla generazione automatica della geometria degli snap-fit in base ai dati in input, sulla sezione, il materiale e le caratteristiche del tubolare in lavorazione, è possibile sollevare l'utente finale o l'operatore dal compito, laborioso e non scontato, della scelta tecnica dei parametri per la definizione di tali unioni integrate.

Una seconda limitazione all'orizzonte esplorato dalla ricerca svolta è dato dall'impossibilità di portare a termine lo smontaggio dei dispositivi senza la necessità di romperli. Sebbene per il giunto di testa realizzato tramite geometria Cantilever Beam sia sufficiente forzare il collegamento in verso opposto a quello di montaggio per dividere i pezzi, negli altri casi la difficoltà aumenta a causa dell'angolo di smontaggio (β) di 90° e dall'utilizzo di geometrie snap-fit fisse e permanenti quali le "Trap Lock".

Quindi un'ulteriore via di sviluppo potrebbe riguardare la ricerca di soluzioni che adottino geometrie tali da consentire il rilascio delle *locking features*, sempre nel rispetto della tenuta richiesta, facilitando così il recupero del materiale o delle parti una volta dismesso il prodotto. Questo modo di progettare rientra nelle famiglie del Design for Disassembly (DfD) e del Design for Environment (DfE).

Appendice A

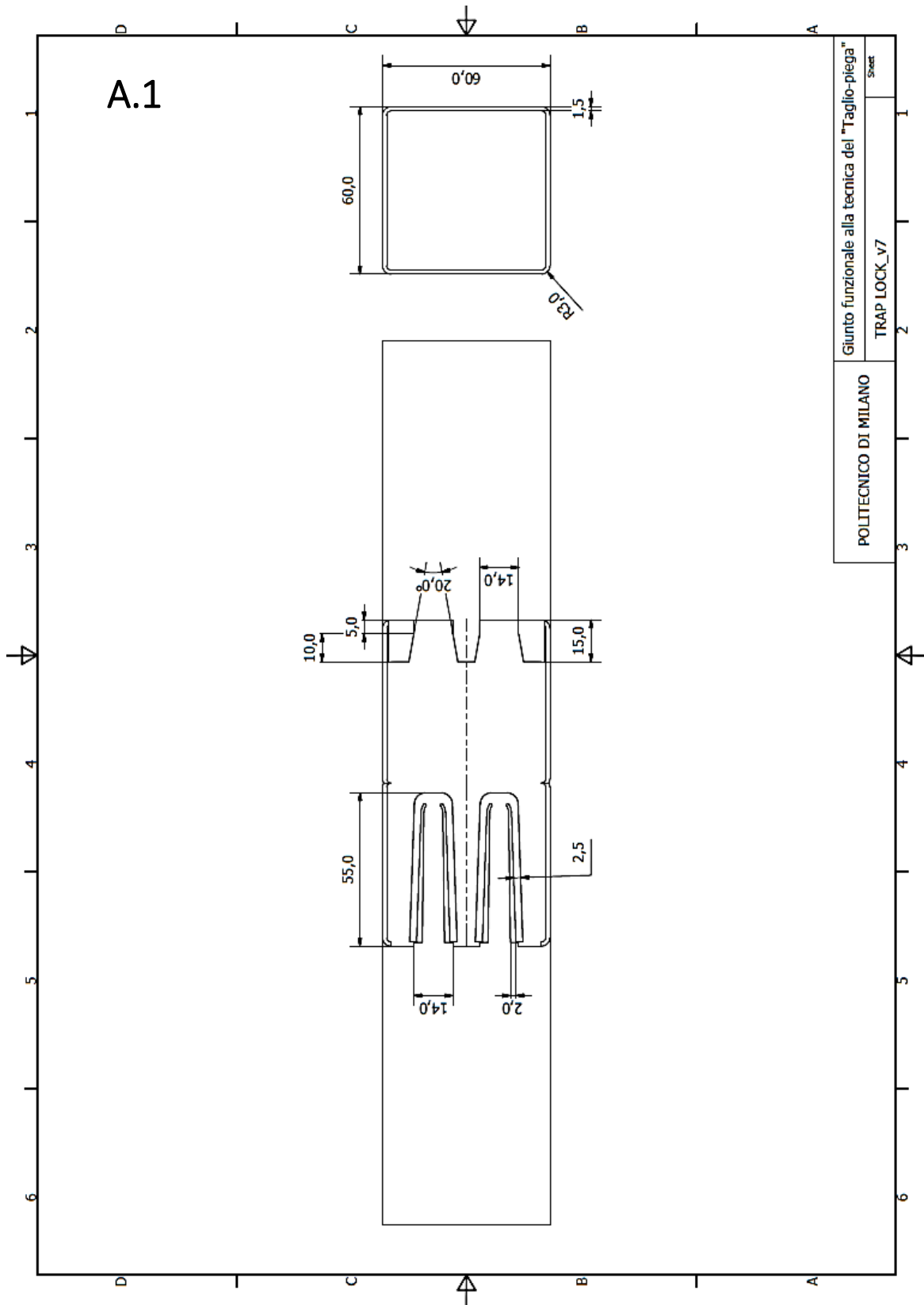
Disegni tecnici delle versioni definitive dei progetti prototipati

I disegni tecnici sono limitati agli snap-fit realizzati durante la sessione di taglio laser, effettuato per mezzo del macchinario LT8 Fiber, presso la sede di Levico Terme (TN) di ADIGE S.p.A. - Gruppo BLM.

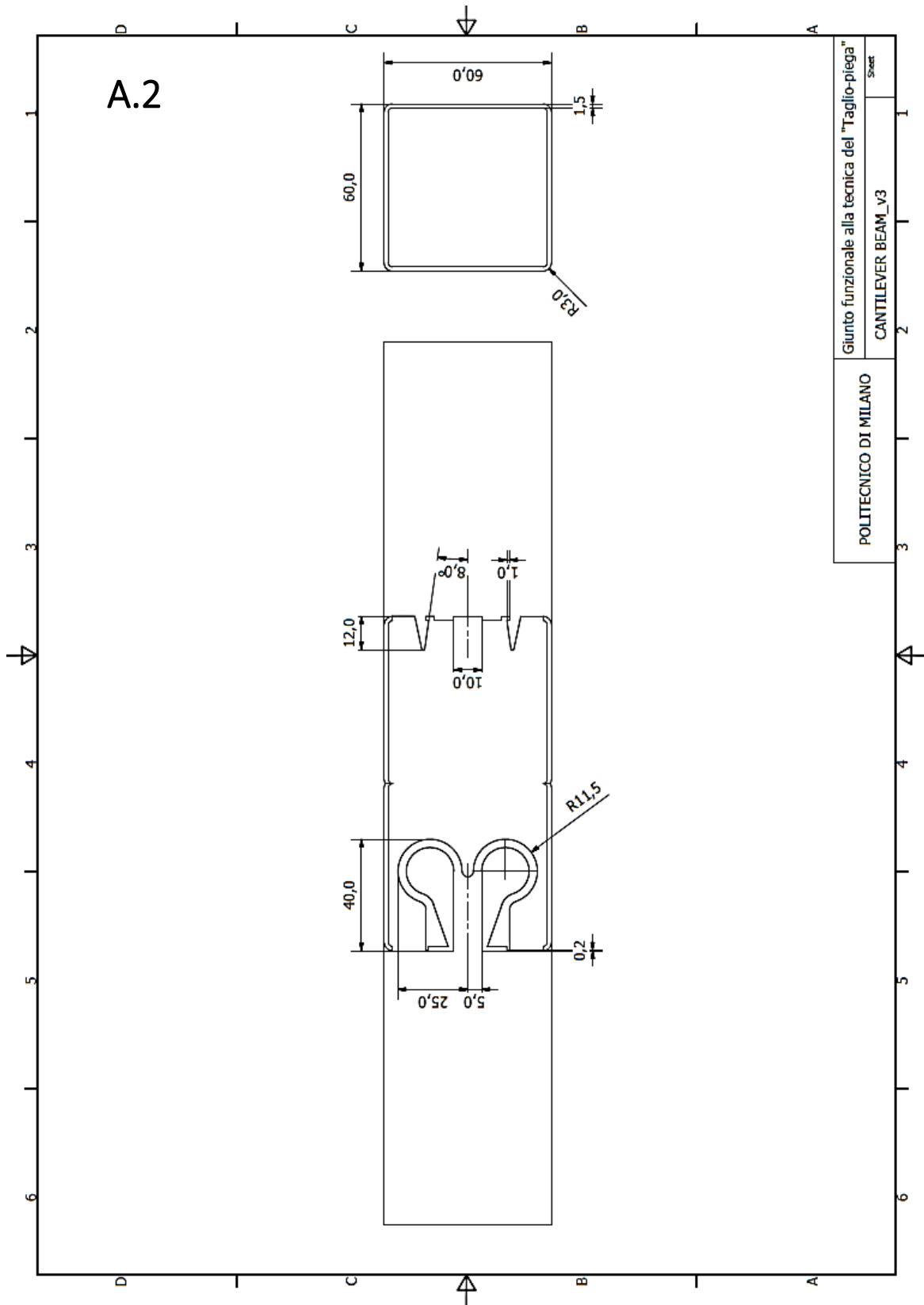
La successione dei disegni è così indicizzata:

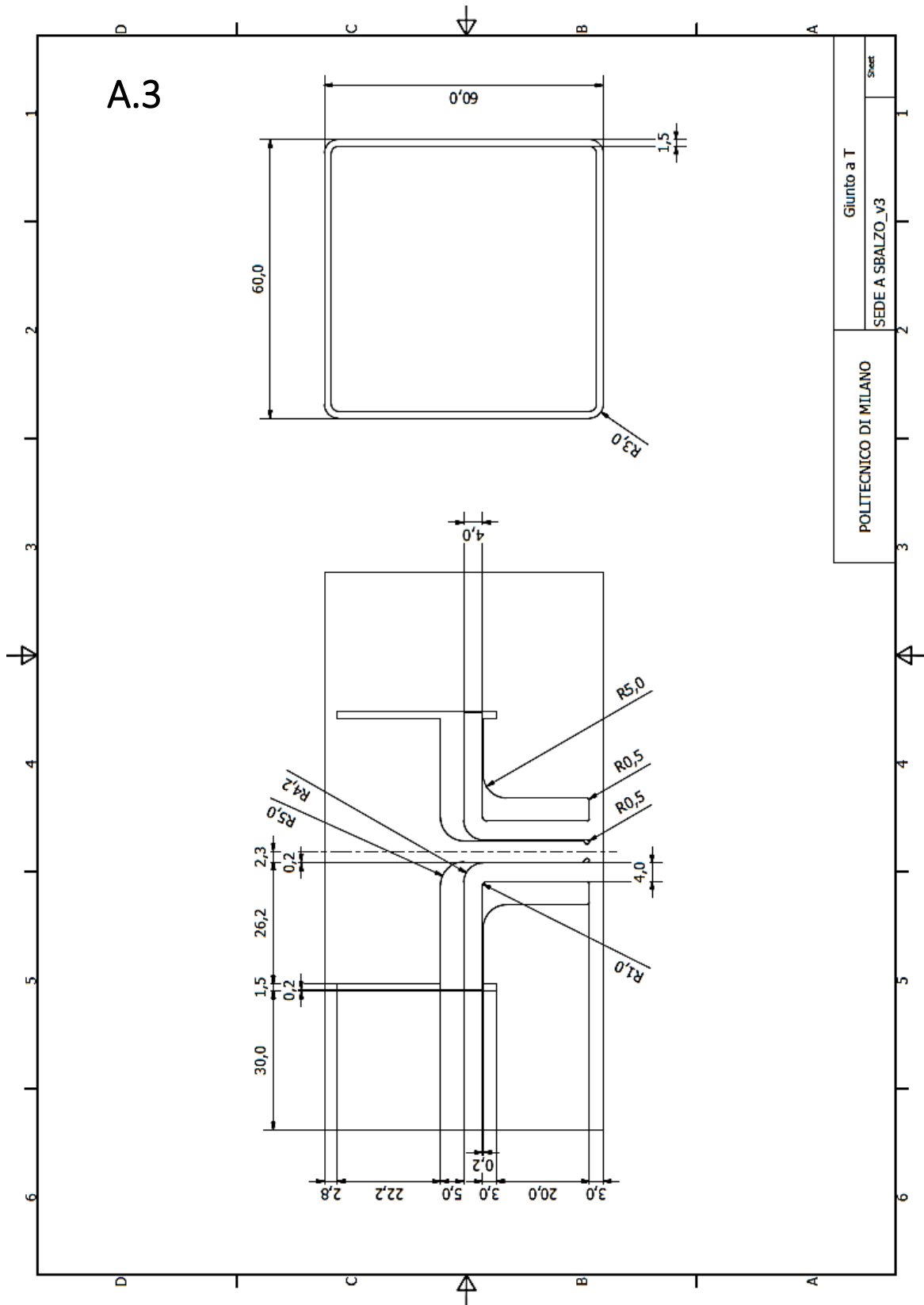
- A.1 Giunto funzionale alla tecnica del “Taglio-piega”: TRAP LOCK_v7
- A.2 Giunto funzionale alla tecnica del “Taglio-piega”: CANTILEVER BEAM_v3
- A.3 Giunto a T: SEDE A SBALZO_v3
- A.4 Giunto a T: SEDE A SBALZO_v3 - SEDE
- A.5 Giunto a T: TRAP LOCK_v4
- A.6 Giunto a T: TRAP LOCK_v4 - SEDE
- A.7 Giunto a T: TRAP LOCK_v5
- A.8 Giunto a T: TRAP LOCK_v5 - SEDE
- A.9 Giunto di Testa: CANTILEVER BEAM_v1
- A.10 Giunto di Testa: TRAP LOCK_v2

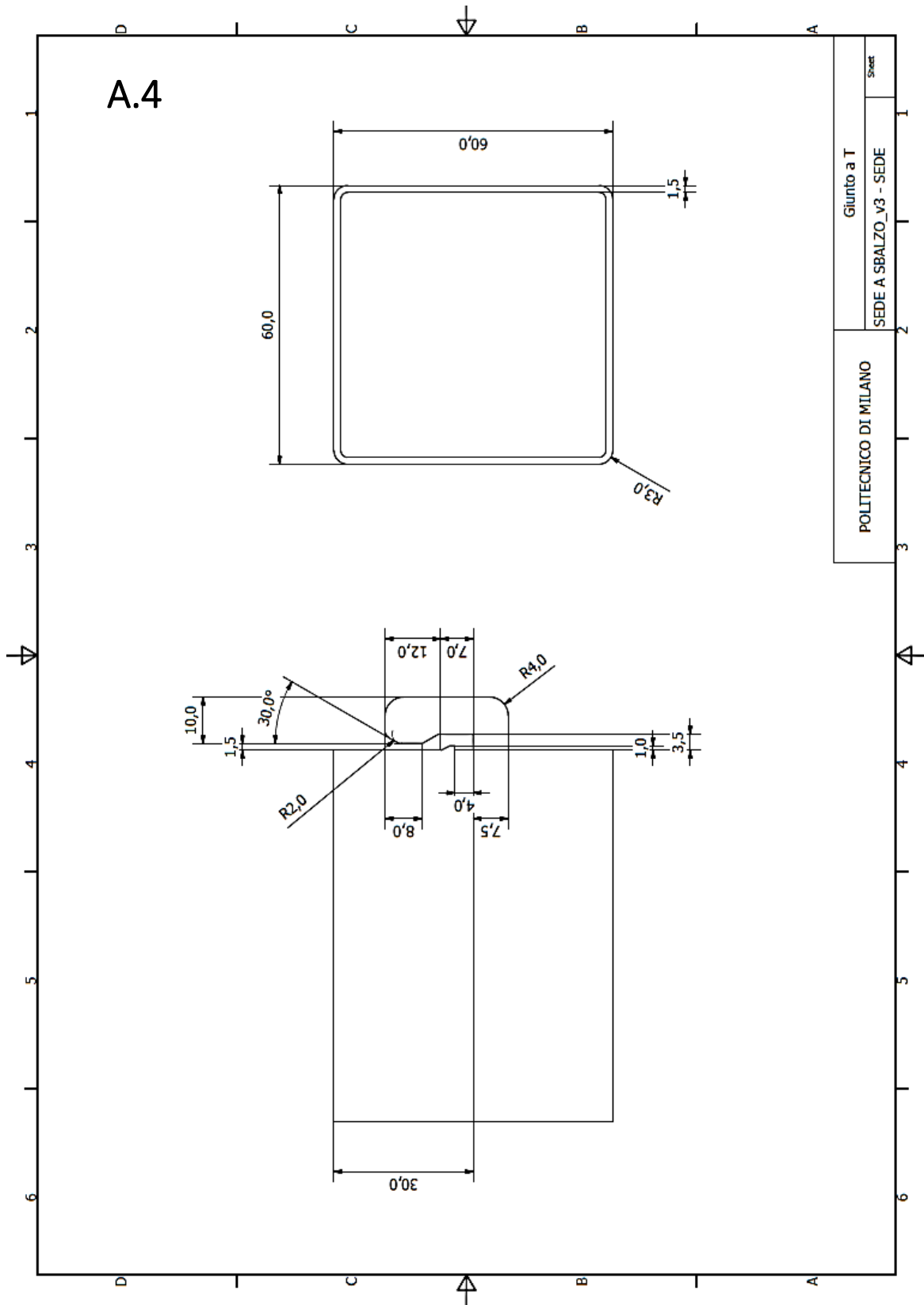
Tutte le misure lineari indicate sono da considerarsi in millimetri.

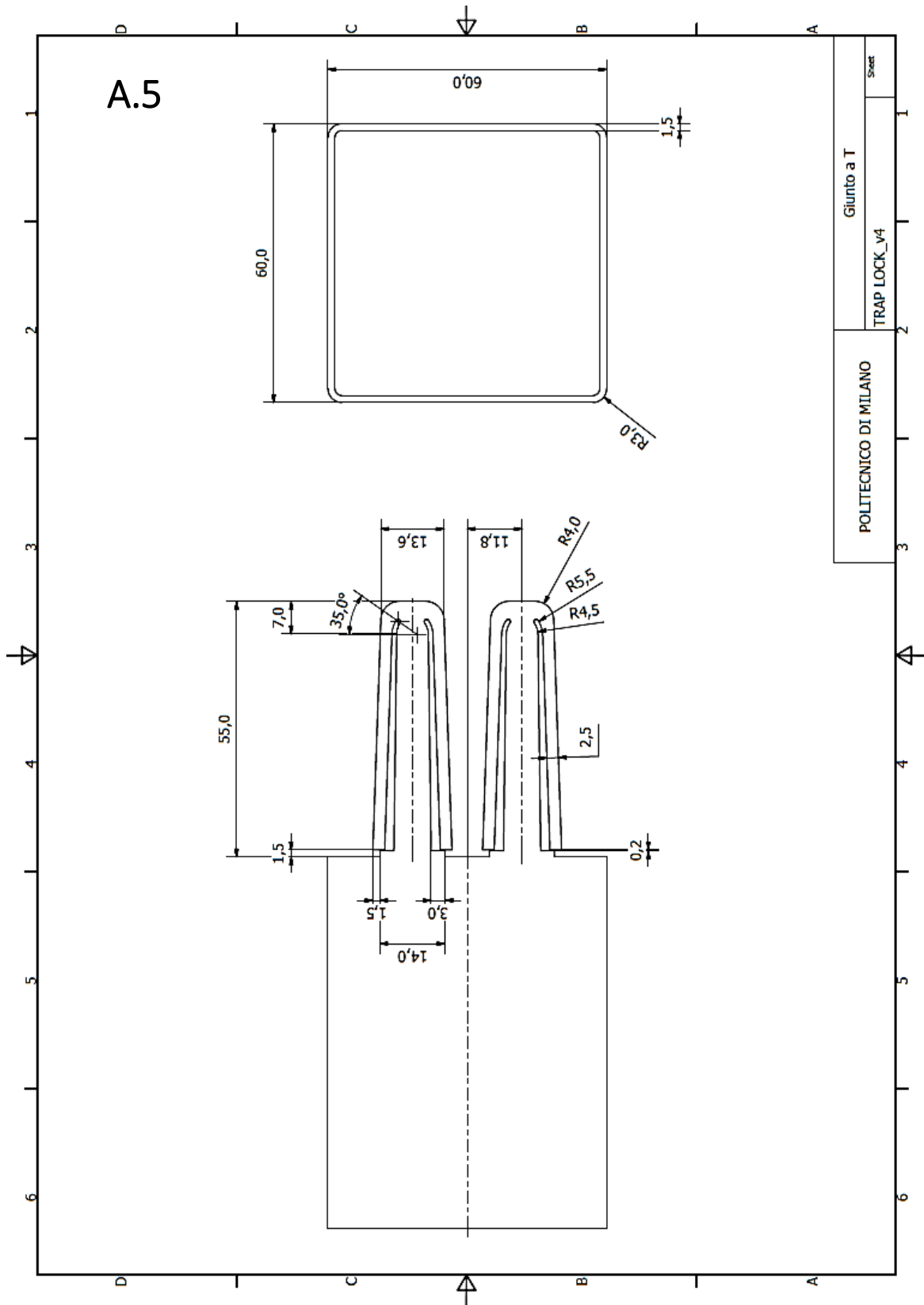


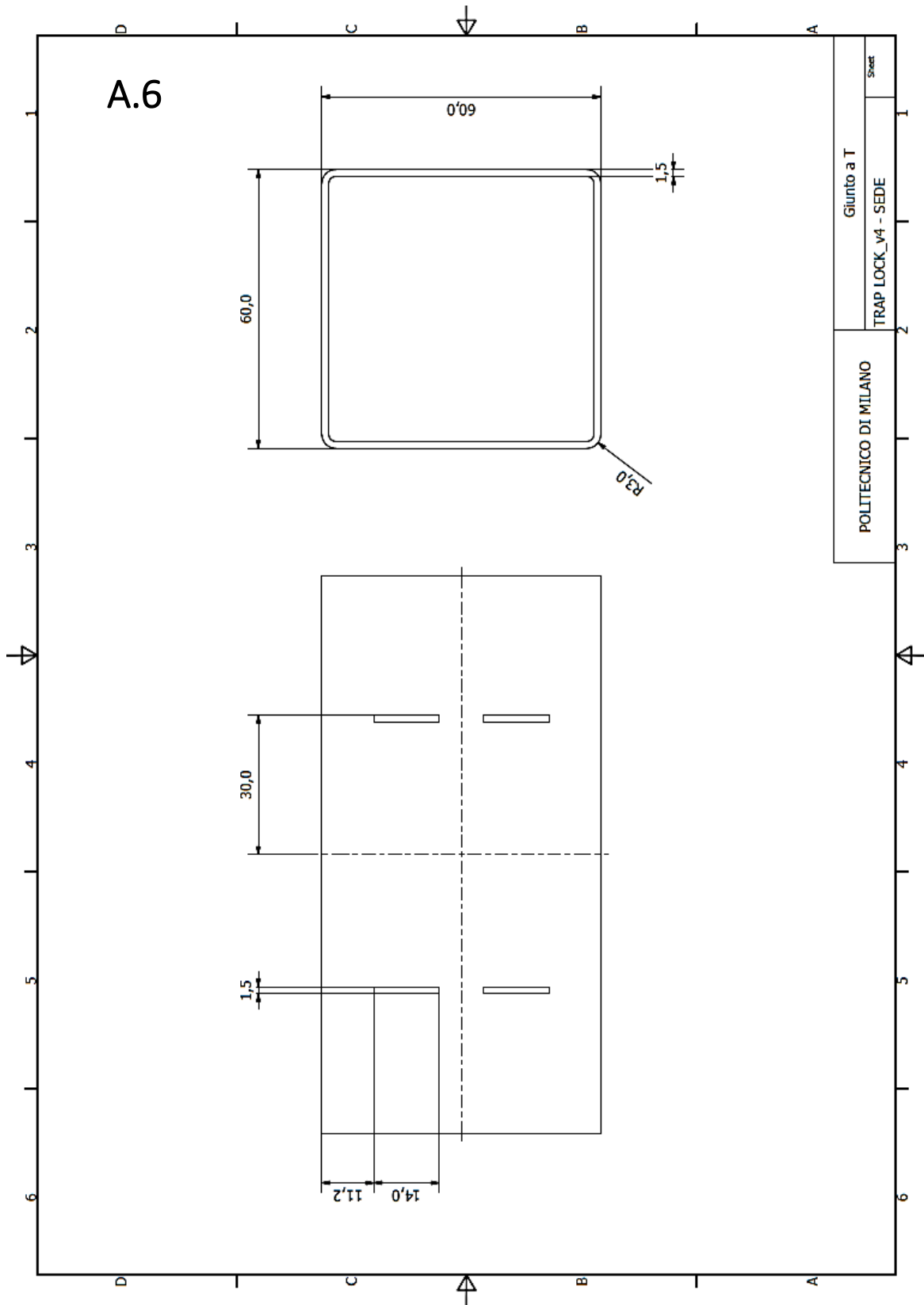
POLITECNICO DI MILANO	Giunto funzionale alla tecnica del "Taglio-piega"	
	TRAP LOCK_V7	
	Sheet	

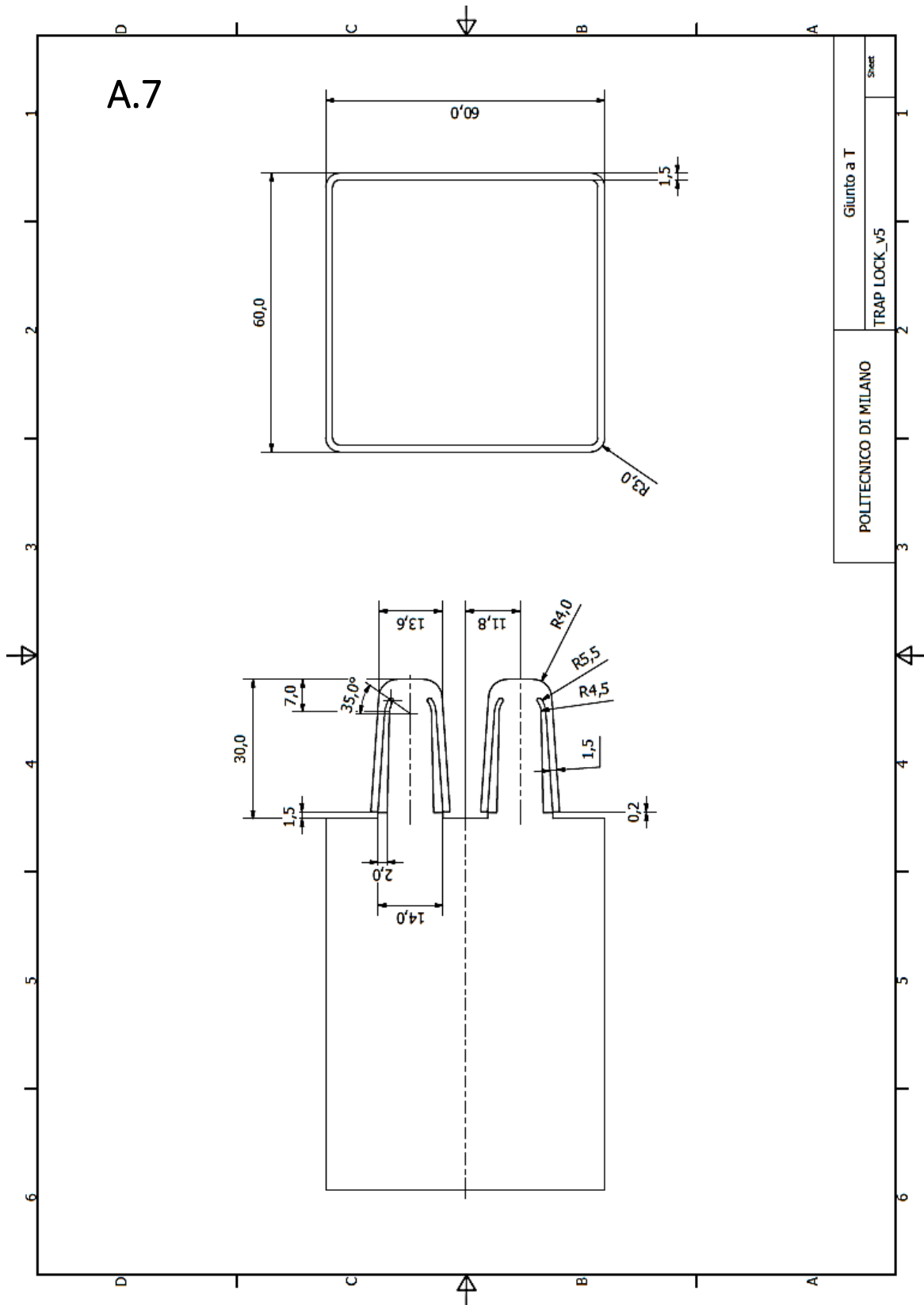


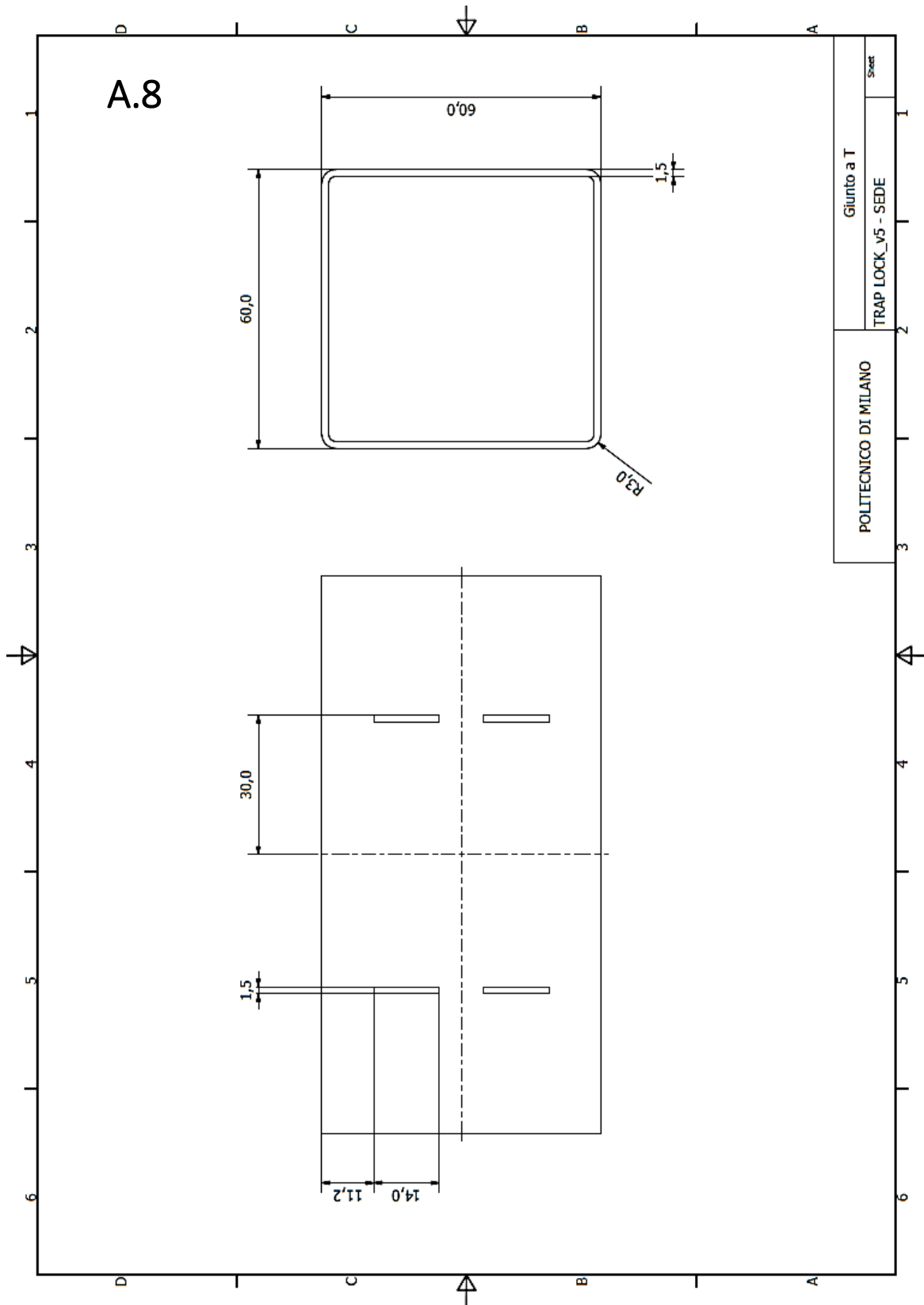


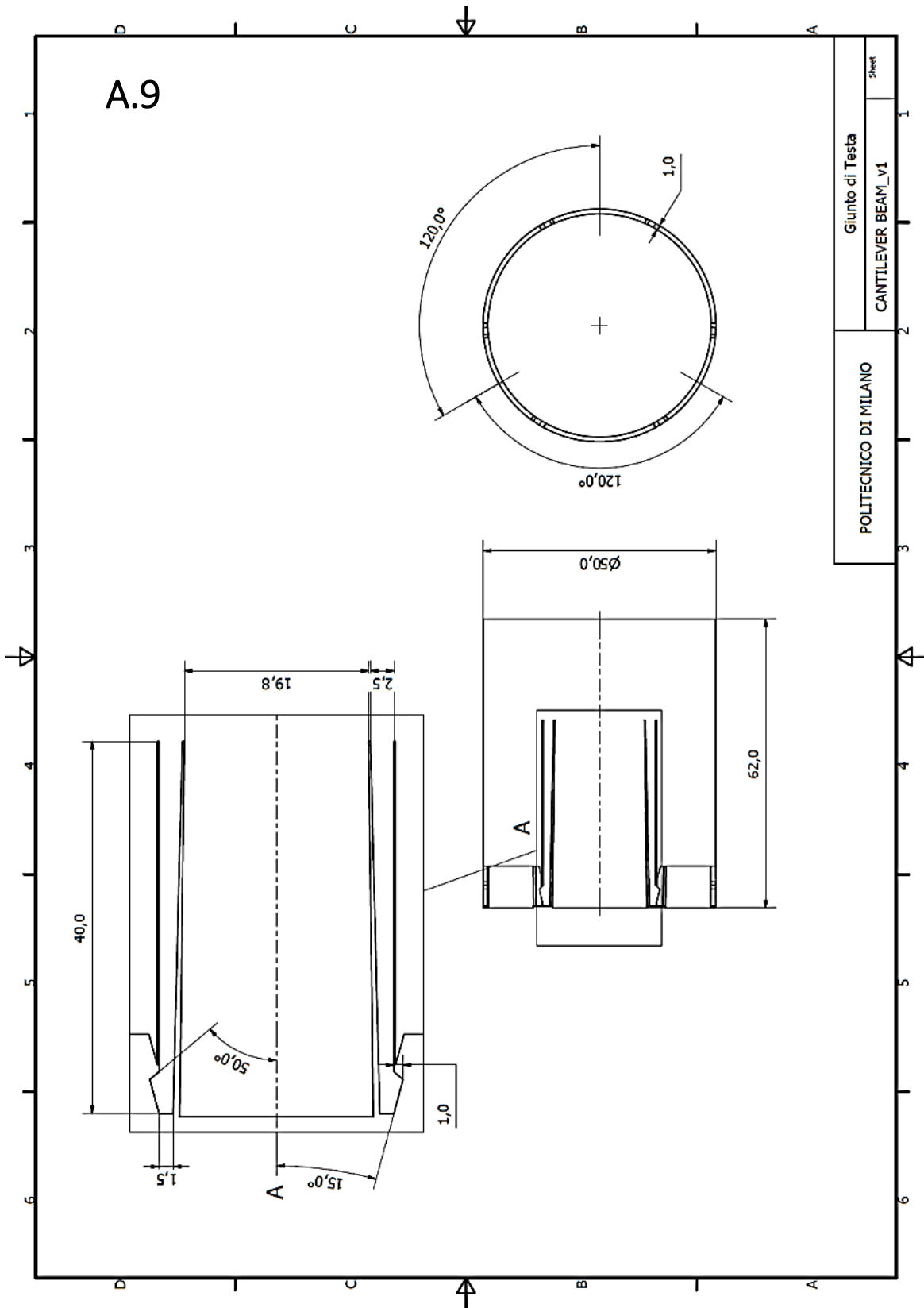






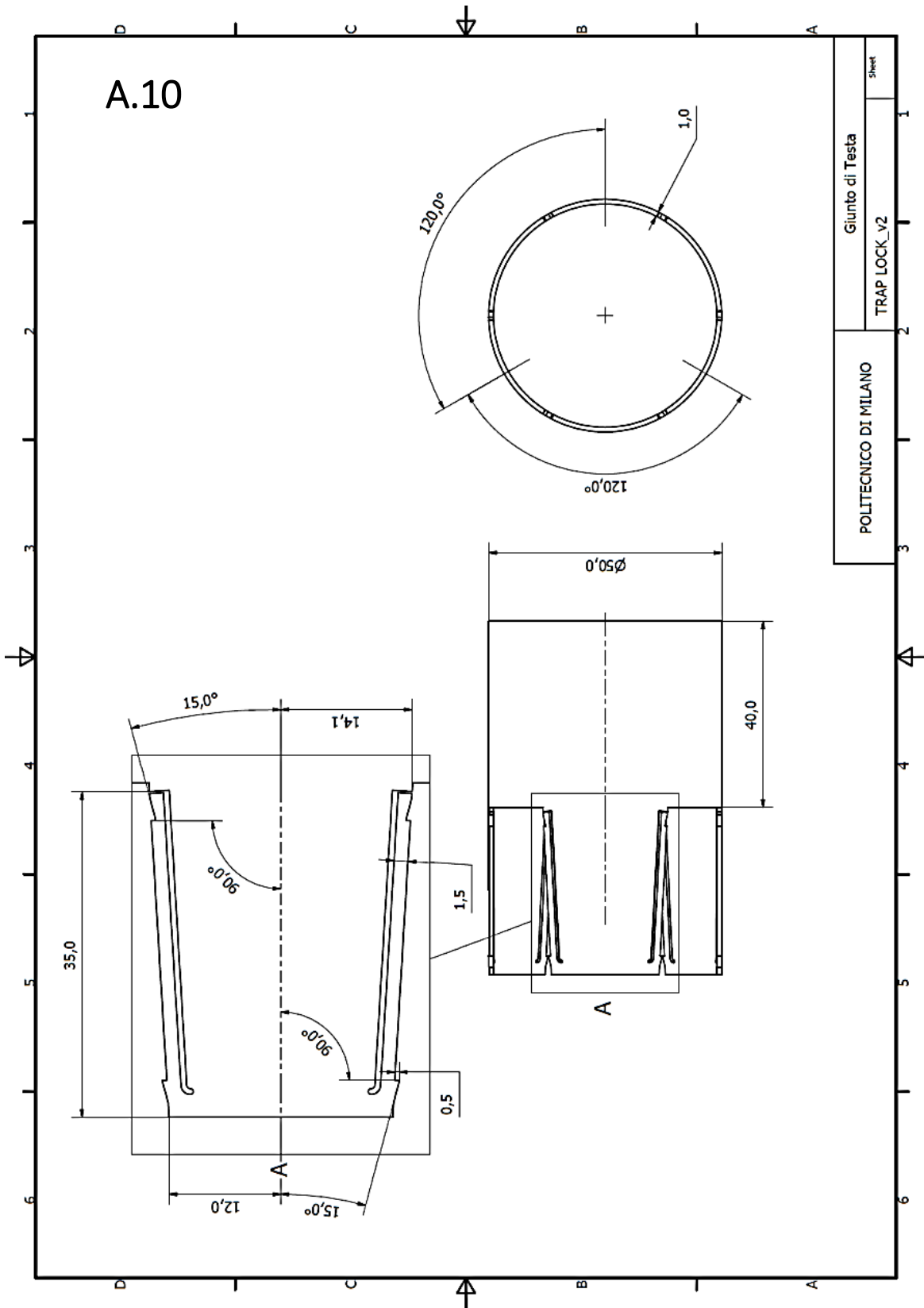






A.9

Giunto di Testa		Sheet
CANTILEVER BEAM_V1		1
POLITECNICO DI MILANO		2



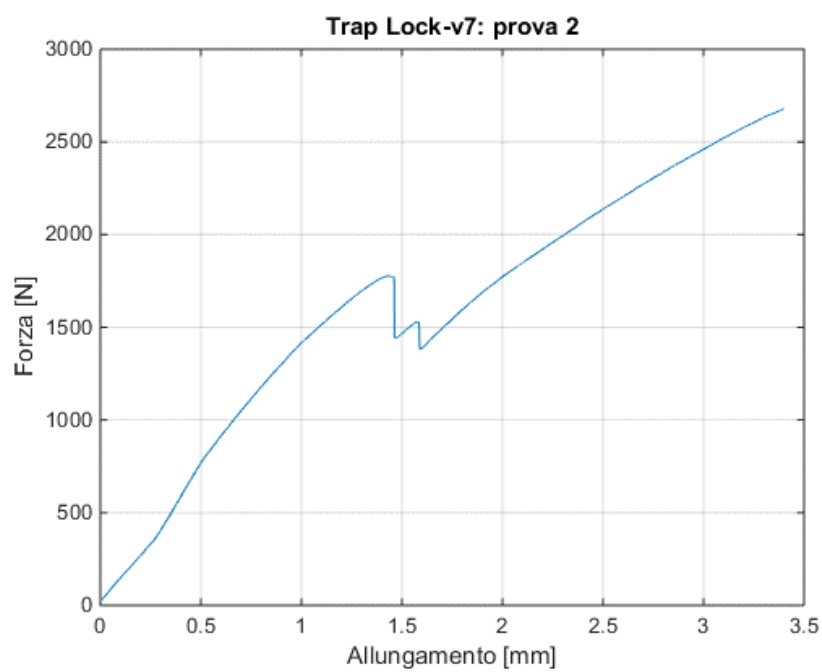
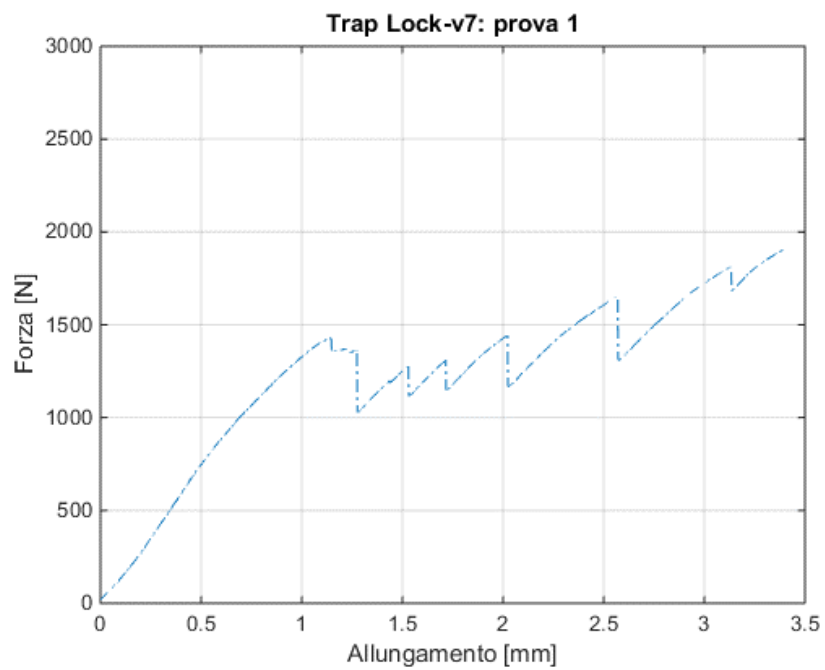
Giunto di Testa
TRAP LOCK_V2

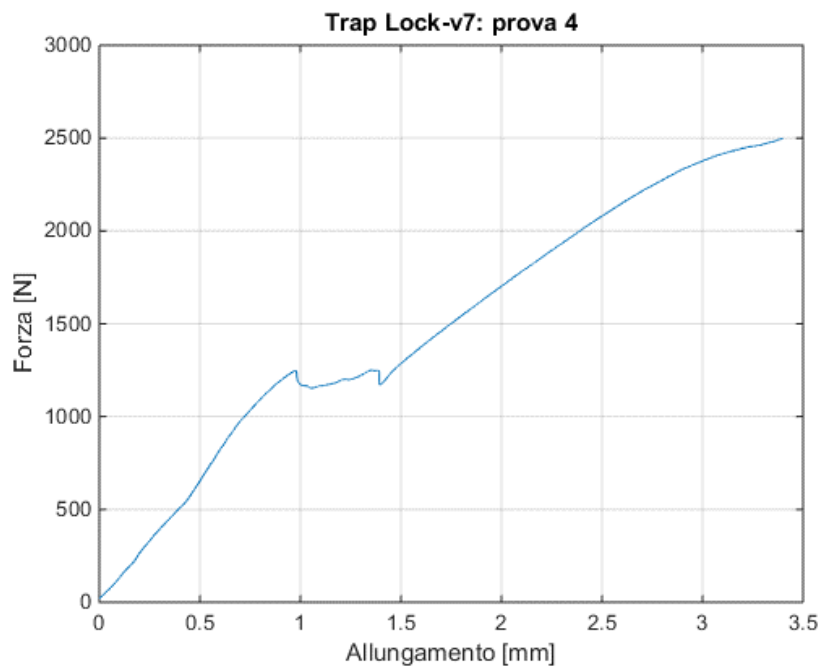
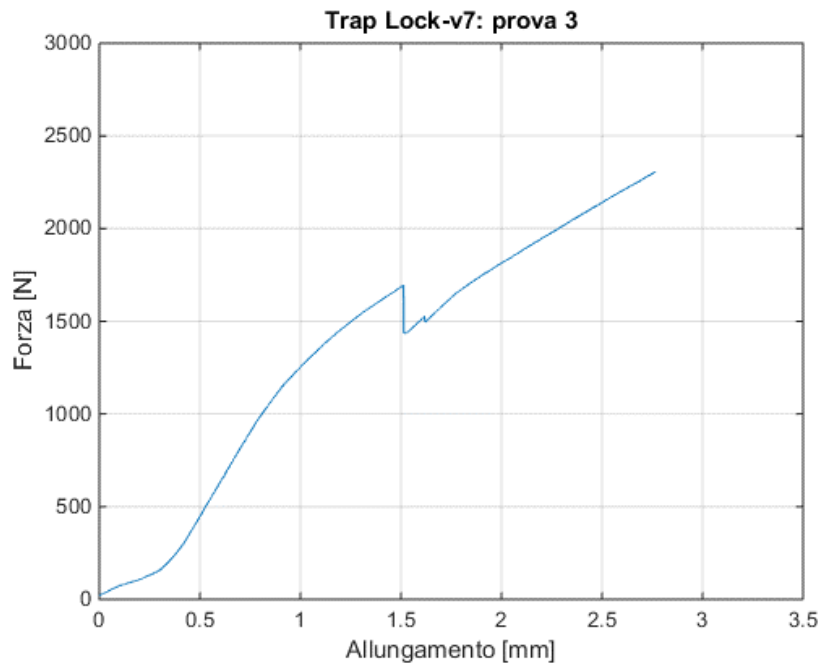
POLITECNICO DI MILANO

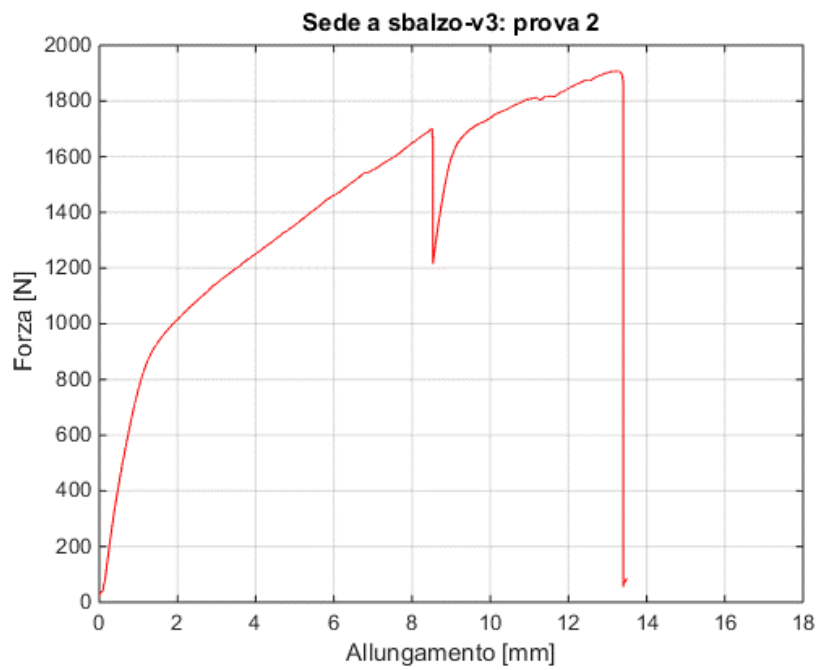
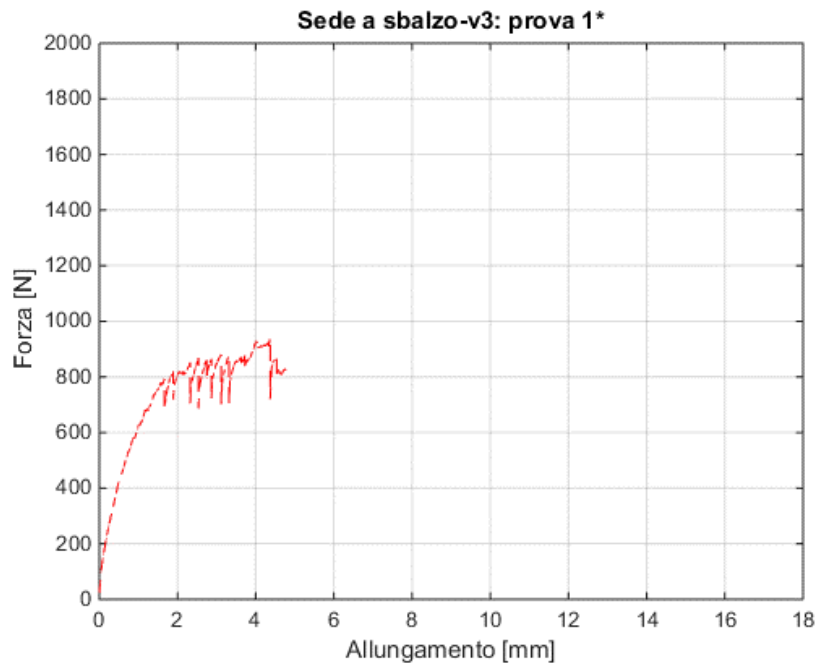
Sheet

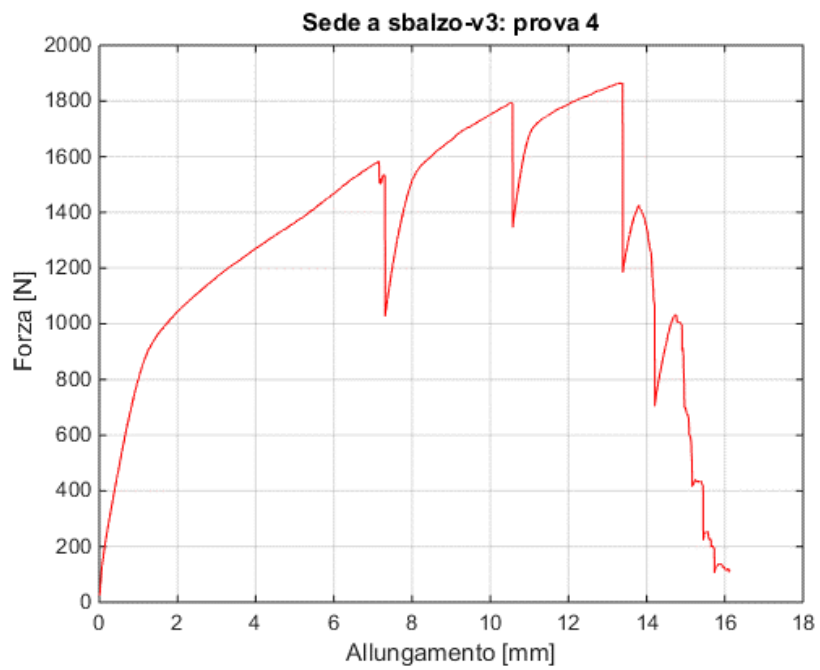
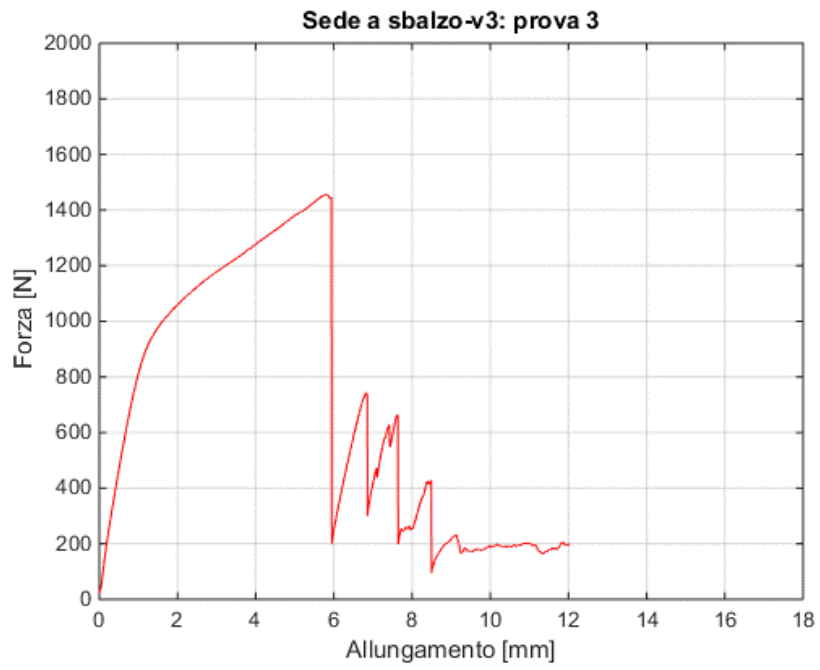
Appendice B

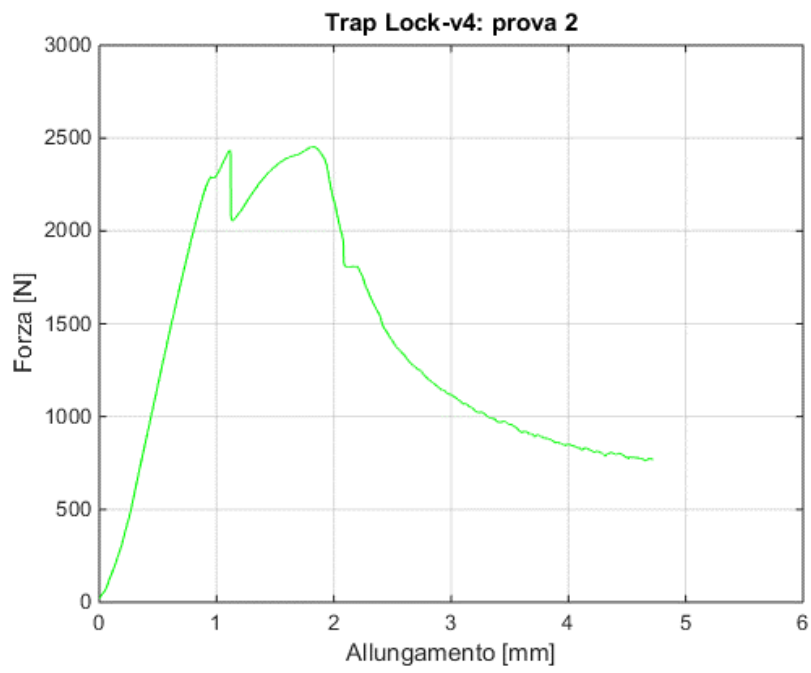
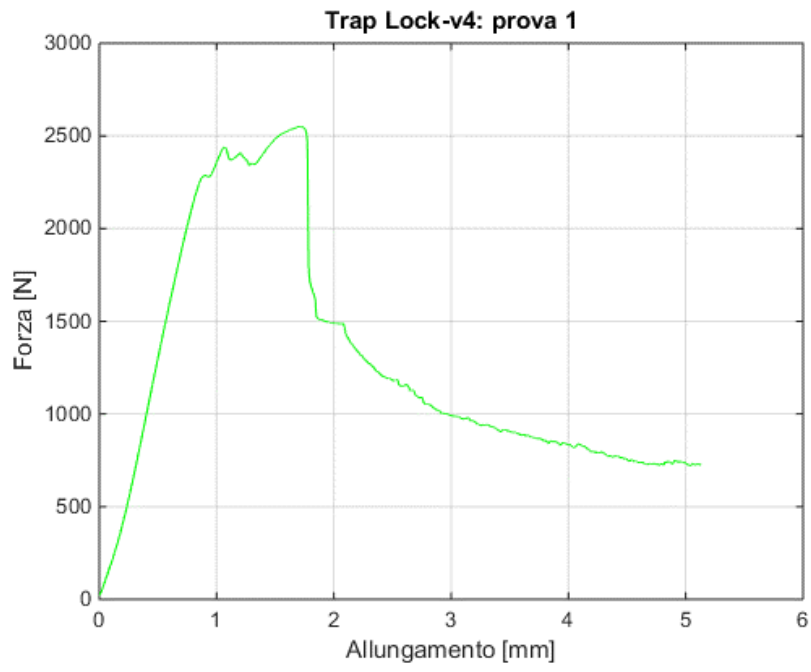
Grafici dei risultati delle prove di trazione sui prototipi realizzati

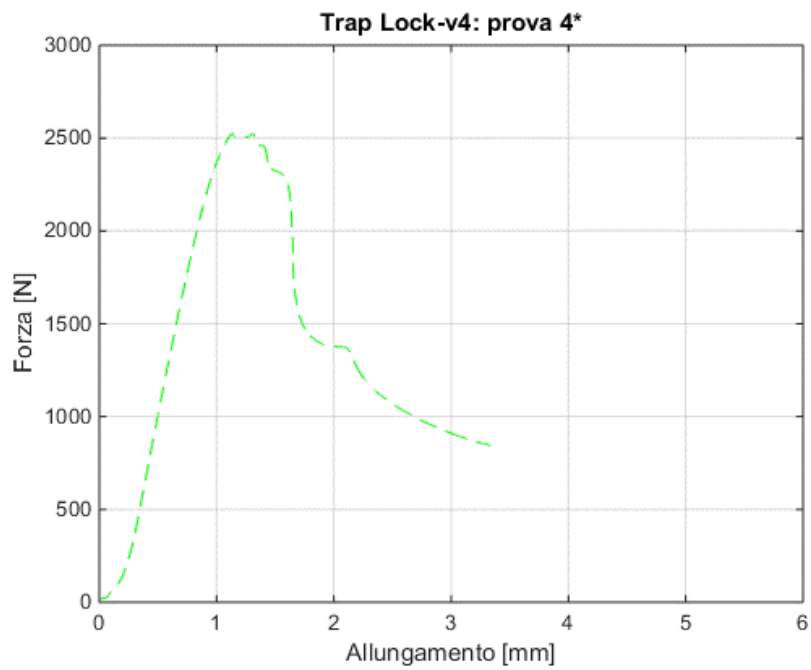
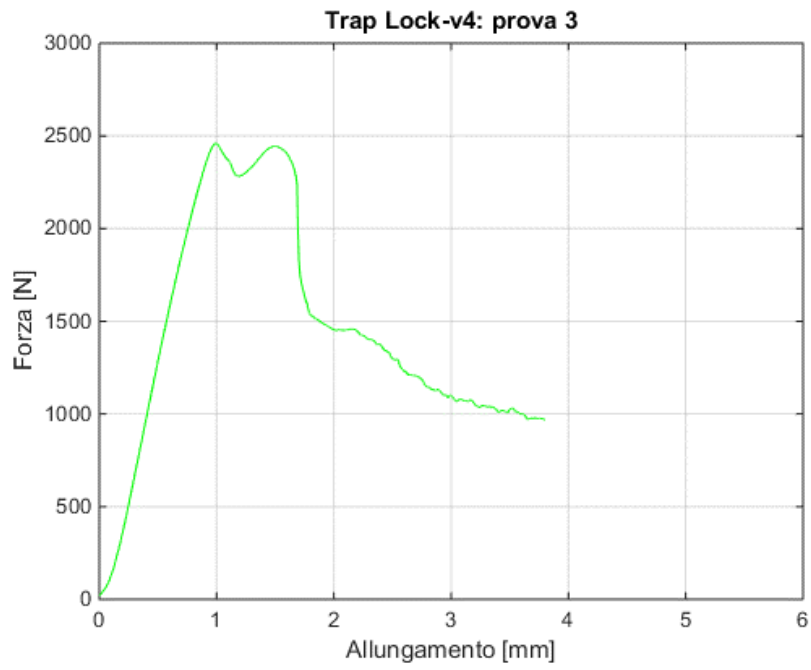


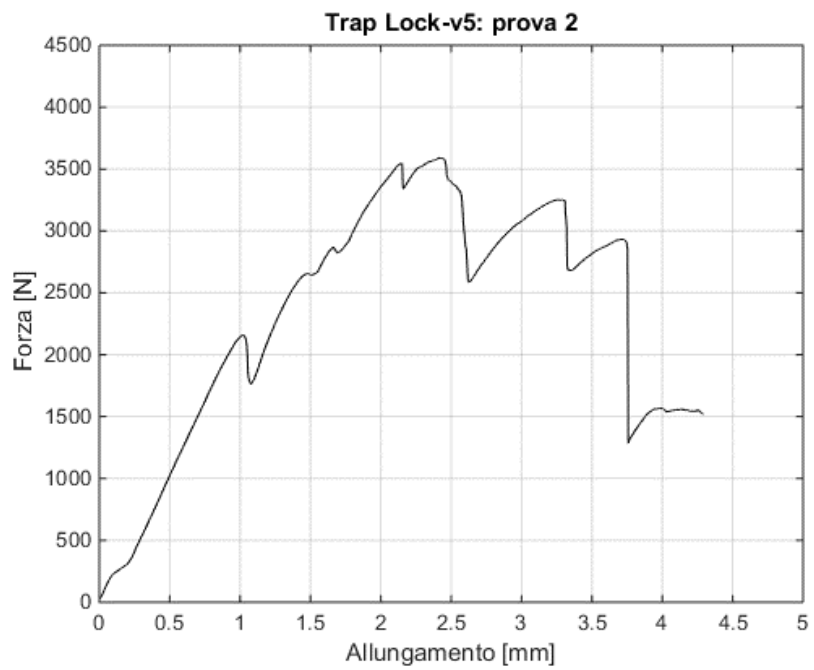
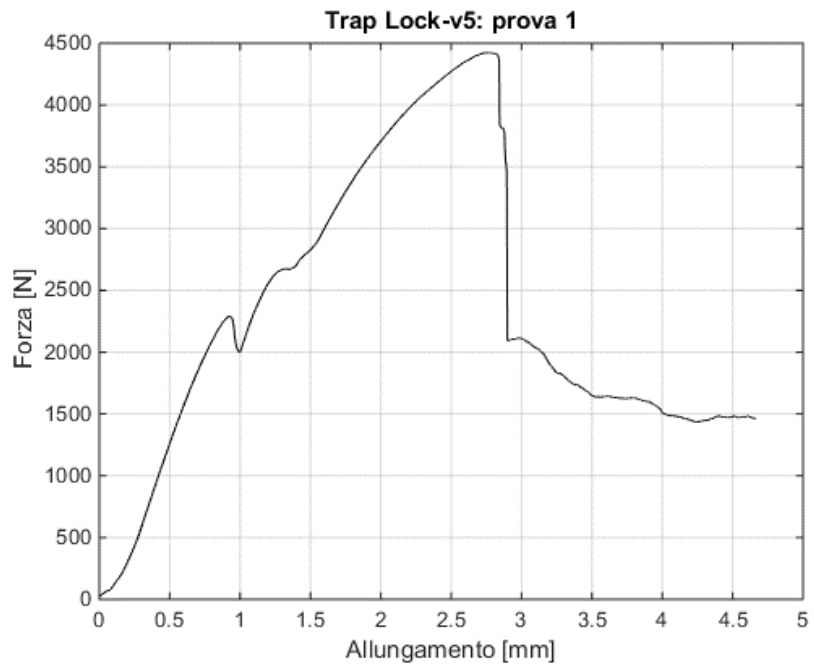


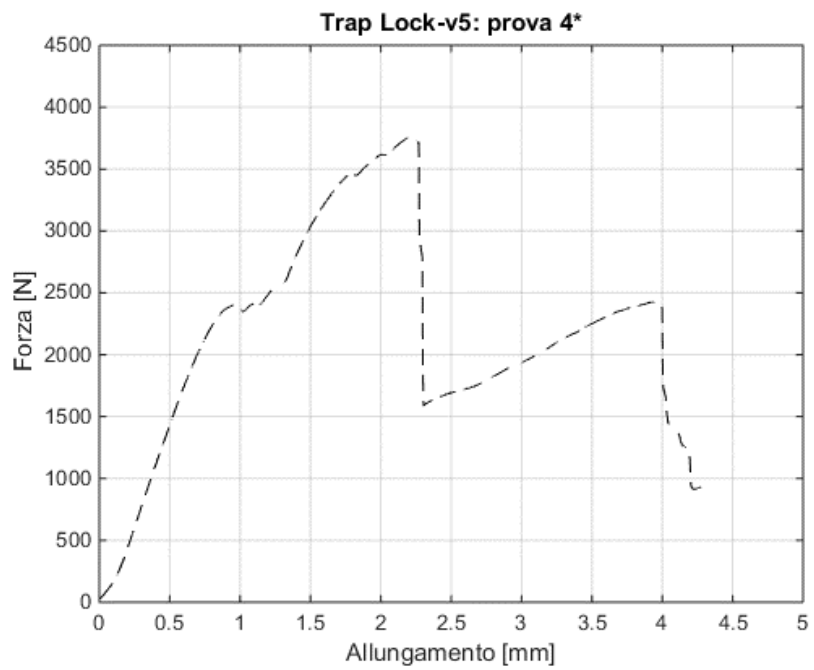
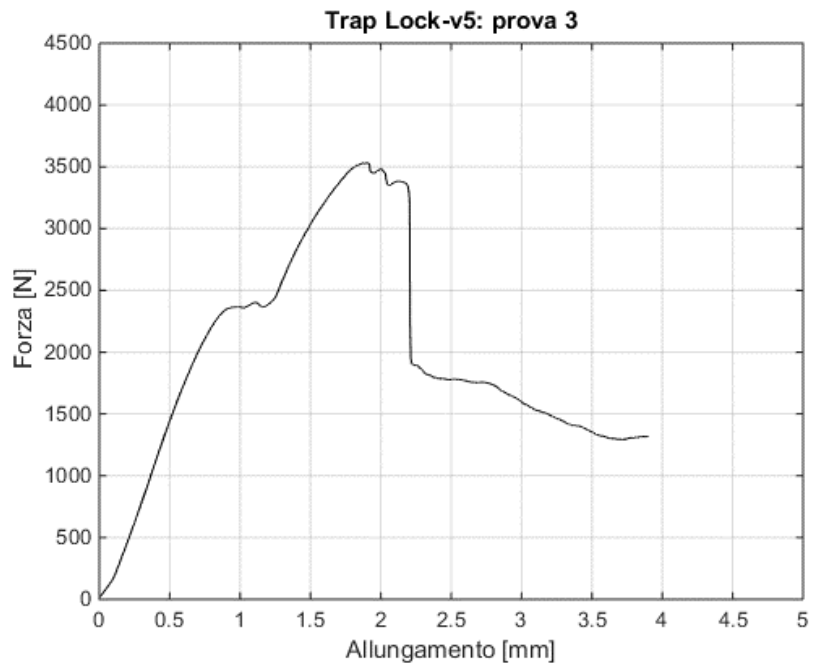












Ringraziamenti

Concludiamo questo lavoro e questa esperienza ringraziando tutte le persone che ci hanno accompagnato ed aiutato durante questo lungo viaggio.

Mille grazie ai professori Mario Guagliano e Barbara Previtali per averci guidato, consigliato e sorretto durante questi mesi di lavoro.

Un ringraziamento particolare alla ADIGE S.p.A. – gruppo BLM, che ci ha concesso l'utilizzo della macchina per la lavorazione delle parti testate, nello specifico la nostra riconoscenza va al Technical Director Paolo Benatti ed al Software Design Manager Claudio S. Delvai.

Grazie a Lorenzo Giudici e Filippo Spinelli per averci sopportato e assistito nella realizzazione delle prove sperimentali.

Un ringraziamento alle aziende COLMEC S.p.A. e LACOMET S.r.l. per la collaborazione durante lo svolgimento delle prove sperimentali.

Mamma e papà, per voi un semplice grazie non è sufficiente. Non riuscirò mai a esprimervi tutta la mia gratitudine per il supporto, l'aiuto datomi e per essermi sempre stati vicini nelle scelte compiute. Ogni traguardo raggiunto è soprattutto merito vostro.

Grazie a tutti!

Bibliografia

- 1.a Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000.
- 2.a Robert W. Messler, Jr., *PRINCIPLE OF WELDING - Processes, Physics, Chemistry, and Metallurgy*.
- 3.a Boothroyd Dewhurst, Inc, *International Forum on Design for Manufacture and Assembly*, Boothroyd Dewhurst, Incorporated, 1999.
- 4.a Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000.
- 5.a Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000, pp 67 - 92.
- 6.a G. Suri and A. F. Luscher, *Structural Abstraction in Snap-fit Analysis*, Journal of Mechanical Design, Transactions of ASME, 2000.
- 7.a Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000, pp 14 - 25.
- 8.a Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000, p 211.
- 9.a European Standard EN 10088-2:2005, *Stainless steels – Part 2: Technical delivery conditions for sheet/plate and strip of corrosion resisting steels for general purposes*, June 2005.
- 10.a Wells R. & Greig M. (2001), "Characterizing human hand prehensile strength by force and moment wrench", *Applied Ergonomics*, Volume 32, Issue 6, (December).
- 11.a UNI EN ISO 1452 - 2010, *Plastics piping system for water supply and for buried and above-ground drainage and sewerage under pressure*.
- 12.a Y. Couasnet, *Memento delle proprietà e caratteristiche dei materiali da costruzione*, Sistemi Editoriali, Roma, 2007.

- 13.a UNI EN 10027 - 1, *Sistemi di designazione degli acciai: designazione alfanumerica, simboli principali*.
- 14.a Paul R. Bonenberger, *The First Snap-Fit Handbook: Creating and Managing Attachments for Plastic Parts*, Munich, Carl Hanser Verlag GmbH & Co, 2000, pp 28 - 30.
- 15.a Politecnico di Milano, Facoltà di Ingegneria dei Processi Industriali. Dipartimento di Ingegneria dei Materiali: Tesi di laurea in Ingegneria dei Materiali "Studio del danneggiamento in un materiale ibrido a sandwich mediante termografia". Laureando Luca Acquati, AA 2012-2013.
- 16.a Giuseppe Colombo, *Manuale dell'Ingegnere*, 85/Ed., Milano, Hoepli, maggio 2012.
- 17.a P. Davoli, L. Vergani, S. Beretta, M. Guagliano, S. Baragetti, *Costruzione di macchine 1, 2/Ed.*, Milano, McGraw-Hill, 2007.
- 18.a G. Boothroyd, P. Dewhurst, W. Knight, *Product Design for Manufacture and Assembly*, 2/Ed., New York, Marcel Dekker, Inc.
- 19.a Serope Kalpakjian, Steven R. Schmid, *Tecnologia meccanica*, Milano, Pearson, gennaio 2008.
- 20.a C. Amerio, R. De Ruvo, S. Simonetti, *Elementi di tecnologia*, SEI Editrice, Libri e Testi scolastici per la scuola, Torino, SEI 2011.
- 21.a Suat Genc, Robert W. Messler Jr., Gary A. Gabriele, *A systematic approach to integral snap-fit attachment design*, Springer-Link, Giugno 1998, Volume 10, Issue 2, pp 84-93.
- 22.a B. Previtali, M. Monno, M. Strano, *Tecnologia Meccanica: Le lavorazioni non convenzionali*, Milano, Città Studi Edizioni, 2012.
- 23.a F. Gabrielli, R. Ippolito, F. Micari, *Analisi e tecnologia delle lavorazioni meccaniche*, Milano, McGraw-Hill, Gennaio 2008
- 24.a M. Guagliano, Lezioni di progettazione, metodi, strumenti, applicazioni: *Cap.3 Metodologia del design for X (DFX)*, Politecnico di Milano
- 25.a M. Guagliano, Lezioni di progettazione, metodi, strumenti, applicazioni: *Cap. 6 Metodi di unione dei materiali polimerici*, Politecnico di Milano

- 26.a A. Bernasconi, M. Filippini, M. Giglio, A. Lo Conte, G. Petrone, M. Sangirardi, *Fondamenti di costruzione di macchine*, 2/Ed., Milano, McGraw-Hill, Maggio 2006.
- 27.a Università degli studi di Padova, Facoltà di Ingegneria. Dipartimento di innovazione Meccanica e Gestionale: Tesi di laurea in Ingegneria dell'Automazione "Impianti automatici per la saldatura: Soluzioni e tendenze". Laureando Riccardo Muraro, AA 2010-2011.
- 28.a Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY: John Wiley & Sons, inc., 1999.
- 29.a Politecnico di Milano, Scuola di Ingegneria Industriale. Dipartimento di Ingegneria Meccanica: Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica "Definizione di una metodologia di ottimizzazione topologica per lo sviluppo di accoppiamenti a scatto (snap-fit) metallici". Laureando Vito Mario De Leonardis, AA 2011-2012.

Siti Internet

- 1.b zaffaroni.com. Turante (CO): *Centro di lavoro per la tecnologia del "Folding" STM*. Disponibile all'indirizzo <http://www.zaffaroni.com/index.html>
- 2.b blmgroup.com. Adige - BLM Group: *Macchine per il taglio laser in fibra*. Disponibile all'indirizzo <http://www.blmgroup.com/it/prodotti/taglio-laser/fibra.aspx>
- 3.b ipgphotonics.com. IPG photonics: *IPG Photonics' Fiber Laser YLR Series*. Disponibile all'indirizzo http://www.ipgphotonics.com/apps_materials_multi_ylr.htm
- 4.b unipg.it. Università di Perugia, Dipartimento di Ingegneria: *Collegamenti Albero-Mozzo*. Disponibile all'indirizzo http://dismac.dii.unipg.it/common_files/disegno/_12_CollegamentiAlberoMozzo.pdf

- 5.b cam.ac.uk. University of Cambridge, Faculty of Mathematics: *Abaqus Analysis User's Manual (6.12)*.
Disponibile all'indirizzo
http://things.maths.cam.ac.uk/computing/software/abaqus_docs/docs/v6.12/books/usb/default.htm
- 6.b fabice.com. FabTips, Abaqus: Advanced modelling techniques (Surfaces).
Disponibile all'indirizzo <http://fabice.com/tips/doku.php?id=abaqus>
- 7.b ravaniacciai.it. Acciaio austenitico: AISI 304-304L.
Disponibile all'indirizzo
http://www.ravaniacciai.it/aisi_304_304l/listtables_it_95.aspx
- 8.b online.scuola.zanichelli.it. Zanichelli: *Corso di Meccanica, 3/Ed.*
Disponibile all'indirizzo
online.scuola.zanichelli.it/meccanica3ed/files/2010/03/Zanichelli_Pidatella_Volume2_Sintesi10.pdf
- 9.b basf.us. BASF, The Chemical Company. Technical Expertise: *Snap-Fit Design Manual*.
Disponibile all'indirizzo
<http://www2.basf.us//PLASTICSWEB/displayanyfile?id=0901a5e1801499d5>
- 10.b fab.cba.mit.edu. FabCentral. Vernelle Noel: *Snap-Fit Joints for Plastics*, Bayer MaterialScience.
Disponibile all'indirizzo
http://fab.cba.mit.edu/classes/S62.12/people/vernelle.noel/Plastic_Snap_fit_design.pdf
- 11.b basf.us. BASF, The Chemical Company: *Design Solutions Guide*.
Disponibile all'indirizzo
<http://www2.basf.us//PLASTICSWEB/displayanyfile?id=0901a5e1801499d2>
- 12.b fab.cba.mit.edu. FabCentral. Will Lark: *Snap fit*.
Disponibile all'indirizzo
http://fab.cba.mit.edu/classes/961.04/people/will/Snap_fit.ppt
- 13.b nd.edu. S. Kalpakjian and S.R. Schmid: *Manufacturing Processes for Engineering Materials*, 5th ed.
Disponibile all'indirizzo <http://www3.nd.edu/~manufact/MPEM.html>

- 14.b algoalluminio.it. AL.GO S.a.s., Ferramenta - Profili in alluminio e accessori: *Strutture e telai per tavoli*.
Disponibile all'indirizzo http://www.algoalluminio.it/it/area/2/28-strutture_e_telai_per_tavoli
- 15.b giulioiacchetti.com. Giulio Iacchetti, Industrial Design: *Tubular Bells*.
Disponibile all'indirizzo <http://www.giulioiacchetti.com/?p=277&lang=it>
- 16.b thefoa.org. The Fiber Optic Association, Inc. Tech Topics: *Guide to Fiber Optics & Premises Cabling*.
Disponibile all'indirizzo <http://www.thefoa.org/tech/connID.htm>
- 17.b manhattanshop.it. Manhattan Shop: *Sdoppiatore di Cavo di rete UTP/FTP Cat. 5 Cable economizer*.
Disponibile all'indirizzo <http://www.manhattanshop.it/sdoppiatore-di-cavo-di-rete-utp-stp-cat-5-cable-economizer.html>
- 18.b lep.polito.it. Università di Torino, Laboratorio di Economia e Produzione: *Processo di Assemblaggio*.
Disponibile all'indirizzo http://www.lep.polito.it/sistemidiproduzione/Lecture%20Notes/PRODUZIONE/Tecniche_assemblaggio.pdf
- 19.b centroinox.it. Centro Inox, Associazione italiana per lo sviluppo degli acciai inossidabili: *Lamiera: Tecniche di fissaggio*.
Disponibile all'indirizzo <http://www.centroinox.it/sites/default/files/pubblicazioni/110A.pdf>
- 20.b Tecno-plastic.it. Tecno Plastic Engineering s.r.l.: *Catalogo*.
Disponibile all'indirizzo <http://www.tecno-plastic.it/pdf/Binder1.pdf>
- 21.b ricercaforestale.it. Ricerca forestale, Portale della ricerca scientifica e della pratica forestale: *Proprietà meccaniche* a cura di CNR - IVALSA.
Disponibile all'indirizzo <http://www.ricercaforestale.it/index.php?module=CMalbi&culopro&func=viewpage&pageid=146>
- 22.b comprare-vendere-macchinari.it. Exapro: *Taglio laser, come scegliere la vostra sorgente laser*.
Disponibile all'indirizzo <http://www.comprare-vendere-macchinari.it/taglio-laser-come-scegliere-la-vostra-sorgente-laser>

- 23.b daihatsu.it. Il design degli interni di Daihatsu Cuore: *Alette parasole con specchio di cortesia e portabiglietti (lato guidatore)*.
Disponibile all'indirizzo
<http://www.daihatsu.it/gamma/cuore/design-interni.html>
- 24.b Ikea.com. IKEA: *Catalogo 2016*.
Disponibile all'indirizzo http://onlinecatalogue.ikea.com/IT/it/IKEA_Catalogue/
- 25.b autoamenity.com. MotorHome Hubcaps: *Chrome ABS Plastic or Polished Stainless RV Wheel covers*.
Disponibile all'indirizzo <http://www.autoamenity.com/KartList/AL-16.htm>
- 26.b german.alibaba.com. Boden draht kanal für elektrische verwenden.
Disponibile all'indirizzo
<http://german.alibaba.com/product-gs/floor-wire-duct-for-electrical-use-60164457624.html>
- 27.b pianidisicurezza.it. Piani di sicurezza: *nodi ponteggio*.
Disponibile all'indirizzo
http://www.pianidisicurezza.it/files/nodi_ponteggio.dwg
- 28.b conveyormarket.eu. Lean System: *Strutture tubolari componibili*.
Disponibile all'indirizzo
http://www.conveyormarket.eu/21/STRUTTURE_TUBOLARI_COMPONIBILI_-_LEAN_SYSTEM.html
- 29.b alticino.it. Al Ticino: *Scaffalature modulari a gancio*.
Disponibile all'indirizzo
<http://www.alticino.it/officina/scaffali%20metallici/sistemi%20di%20fissaggio%20scaffalature%20metalliche%20per%20magazzini.html>
- 30.b lep.polito.it. Università di Torino, Laboratorio di Economia e Produzione: *Progettare per l'assemblaggio*.
Disponibile all'indirizzo
<http://www.lep.polito.it/sistemidiproduzione/Lecture%20Notes/PRODUZIONE/DFA.pdf>
- 31.b it.trumpf.com. Trumpf Italia: *Taglio laser di tubi*.
Disponibile all'indirizzo
<http://www.it.trumpf.com/it/prodotti/macchine-utensili/macchine-lavorazione-lamiera/taglio-laser-tubi.html>

32.b alpilaser.it. AL.PI. Carpenteria Metallica e Taglio Laser Tubo: *Taglio laser tubo*.
Disponibile all'indirizzo <http://www.alpilaser.it/lasertubo/>

33.b mts.com. MTS - Material Testing Systems.
Disponibile all'indirizzo
<http://www.mts.com/en/products/industry/materials-testing/research-development/index.htm>

