

UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI BRESCIA

DOTTORATO DI RICERCA IN  
Ingegneria Meccanica e Industriale

ING-IND/14 PROGETTAZIONE MECCANICA E COSTRUZIONE DI  
MACCHINE

XXXIII CICLO

INCREMENTO PRESTAZIONALE DEI SISTEMI PER LA  
MOVIMENTAZIONE E TRASPORTO DEI CARICHI  
MEDIANTE L'IMPLEMENTAZIONE DI MATERIALI  
INNOVATIVI

DOTTORANDO: Federico Ceresoli

RELATORE: Prof. Luigi Solazzi

COORDINATORE DEL DOTTORATO: Prof.ssa Laura Eleonora Depero



# Indice

<b>Introduzione</b> .....	1
<b>Capitolo 1</b> .....	3
<b>Macchina di riferimento impiegata per lo studio</b> .....	3
1.1 L'escavatore .....	3
1.1.1 Escavatori a ciclo continuo .....	4
1.1.2 Escavatori a ciclo intermittente .....	5
<b>Capitolo 2</b> .....	9
<b>Alleggerimento componenti per un escavatore idraulico: bracci</b> .....	9
2.1 Descrizione dell' escavatore oggetto di studio .....	9
2.2 Studio e sviluppo soluzioni innovative bracci escavatore .....	11
2.3 Condizioni di carico della macchina .....	12
2.3.1 Condizione di carico 1: livellamento dalla massima alla minima distanza di lavoro .....	14
2.3.2 Condizione di carico 2: sollevamento a pieno carico alla minima distanza di lavoro .....	14
2.3.3 Condizione di carico 3: sollevamento a pieno carico alla massima distanza di lavoro .....	15
2.3.4 Condizione di carico 4: rotazione .....	15
2.4 Prove sperimentali.....	16
2.4.1 Risultati prove sperimentali.....	19
2.4.2 Condizione di carico 1 (accelerometro in posizione 1 componenti y, z e modulo).....	20
2.4.3 Condizione di carico 2 (accelerometro in posizione 1 componenti y, z e modulo).....	21
2.4.4 Condizione di carico 3 (accelerometro in posizione 1 componenti y, z e modulo).....	22
2.4.5 Condizione di carico 4 (accelerometro in posizione 1 modulo) .....	23
2.4.6 Condizione di carico: 1-2-3 e 4 (accelerometro in posizione 2 modulo).....	23
2.5 Analisi numeriche configurazione geometrica originale.....	25
2.6 Materiali scelti / adottati.....	29
2.7 Design bracci in lega di alluminio Al 6063-T6 ed in materiale composito a base di fibre di carbonio e matrice epossidica .....	31

2.8 Soluzioni geometriche adottate .....	33
2.9 Soluzione utilizzo lega di alluminio Al6063-T6 UNI EN 573-3 .....	33
2.10 Soluzione utilizzo materiale composito .....	35
2.11 Riassunto geometrie principali .....	39
2.12 Risultati analisi fem.....	40
2.12.1 Condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza) Al 6063T6.....	40
2.12.2 Condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza) Composito.....	41
2.13 Valutazione risultati .....	43
<b>Capitolo 3</b> .....	<b>47</b>
<b>Alleggerimento componenti per un escavatore idraulico: telaio</b> .....	<b>47</b>
3.1 Telaio acciaio/alluminio .....	47
3.2 Risultati simulazione FEM telaio S355.....	50
3.2.1 Condizione di carico 1 .....	50
3.2.2 Condizione di carico 2 .....	51
3.2.3 Condizione di carico 3 .....	52
3.3 Telaio in lega leggera .....	53
3.3.1 Condizione di carico 1 .....	56
3.3.2 Condizione di carico 2 .....	56
3.3.3 Condizione di carico 3 .....	57
3.4 Valutazione del contrappeso .....	57
3.5 Valutazione massima pendenza superabile .....	59
3.5.1 Salita condizione 2 inizio e fine.....	60
3.5.2 Salita condizione 3 inizio e fine.....	60
3.5.3 Salita condizione 2 (cabina ruotata di 90°) inizio e fine.....	61
3.5.4 Salita condizione 3 (cabina ruotata di 90°) inizio e fine.....	61
3.6 Sintesi dei risultati.....	62
<b>Capitolo 4</b> .....	<b>63</b>

<b>Confronto strutturale e dinamico tra escavatori a 2 e 3 bracci .....</b>	<b>63</b>
4.1 Descrizione delle macchine.....	64
4.2 Teoria per escavatore 2 bracci.....	66
4.3 Teoria per escavatore 3 bracci.....	68
4.4 Parametri per la simulazione del movimento .....	69
4.5 Confronto escavatore a 2 e a 3 bracci .....	72
4.5.1 Condizione di carico 1 (livellamento) .....	72
4.6 Baricentro dei bracci: modulo accelerazione angolare e lineare .....	75
4.6.1 Modulo accelerazione angolare e lineare configurazione due bracci .....	76
4.6.2 Modulo accelerazione angolare e lineare configurazione tre bracci.....	77
4.7 Considerazioni.....	79
4.8 Risultati ed implicazioni.....	80
4.8 Sintesi dei risultati.....	82
<b>Capitolo 5 .....</b>	<b>84</b>
<b>Sviluppo di un innovativo telaio per camion in materiale composito .....</b>	<b>84</b>
5.1 Stato dell'arte .....	87
5.2 Definizione delle condizioni di carico e dei criteri adottati per lo sviluppo del nuovo rimorchio..	88
5.3 Descrizione delle caratteristiche principali del rimorchio utilizzato per lo studio .....	89
5.4 Condizioni di carico .....	90
5.4.1 Condizione di carico 1 (flessione).....	90
5.4.2 Condizione di carico 2 (torsione) .....	92
5.5 Sviluppo telaio innovativo .....	93
5.5.1 Proprietà del materiale scelto per la realizzazione della trave centrale .....	94
5.5.2 Trave centrale .....	95
5.5.3 Staffe di montaggio.....	95
5.5.4 Proprietà del materiale scelto per la realizzazione delle staffe .....	96
5.6 Condizioni di carico per telaio innovativo .....	97

5.6.1 Condizione di carico 1 (flessione) .....	97
5.6.2 Analisi delle staffe di montaggio .....	99
5.6.3 Condizione di carico 2 (torsione) .....	101
5.7 Valutazioni economiche ed industriali .....	102
5.8 Sintesi dei risultati .....	103
5.9 Considerazioni.....	105
<b>Conclusione</b> .....	106
<b>Bibliografia</b> .....	108
<b>Appendice 1</b> .....	117
<b>Tecnica del filament winding</b> .....	117

## Indice delle figure

<i>Figura 1: Escavatore a catena di tazze</i> .....	4
<i>Figura 2: Escavatore a ruota di tazze</i> .....	5
<i>Figura 3: Escavatore a benna dritta</i> .....	6
<i>Figura 4: Escavatore a benna rovescia</i> .....	7
<i>Figura 5: Escavatore con braccio reticolare</i> .....	7
<i>Figura 6: Escavatore utilizzato</i> .....	9
<i>Figura 7: Geometria escavatore esaminato</i> .....	10
<i>Figura 8: Diagramma di scavo</i> .....	12
<i>Figura 9: Condizione di carico 1 (livellamento)</i> .....	14
<i>Figura 10: Condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza)</i> .....	14
<i>Figura 11: Condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza)</i> .....	15
<i>Figura 12: Condizione 4 (urto laterale)</i> .....	15
<i>Figura 13: Schematizzazione posizione accelerometri per prove sperimentali</i> .....	16
<i>Figura 14: Accelerometro (a) e strumentazione utilizzata (b)</i> .....	17
<i>Figura 15: Spostamento dei bracci dell'escavatore per le diverse condizioni di carico: a) condizione di carico 1 inizio <math>f=3.6\text{Hz}</math>; b) condizione di carico 1 fine <math>f=5.51\text{Hz}</math>; c) condizione di carico 2 fine <math>f=4.95\text{Hz}</math>; d) condizione di carico 3 fine <math>f=4.99\text{Hz}</math>; e) condizione di carico 2 inizio con carico=<math>243500\text{N}</math> <math>f=2.28\text{Hz}</math>; f) condizione di carico 2 fine con carico applicato =<math>243500\text{N}</math> <math>f=2.15\text{Hz}</math></i> .....	18
<i>Figura 16: Andamento delle accelerazioni in y (a), z (b) ed in modulo (c)</i> .....	20
<i>Figura 17: Andamento delle accelerazioni in y (a), z (b) ed in modulo (c)</i> .....	21
<i>Figura 18: Andamento delle accelerazioni in y (a), z (b) ed in modulo (c)</i> .....	22
<i>Figura 19: Andamento dell'accelerazione in modulo</i> .....	23
<i>Figura 20: Andamento delle accelerazioni degli accelerometri in posizione 2 considerando differenti condizioni di carico: a) condizione di carico 1; b) condizione di carico 2; c) condizione di carico 3; d) condizione di carico 4; e) zoom della condizione 4</i> .....	24
<i>Figura 21: Modello solido boom escavatore in S355 UNI EN 10025-3</i> .....	25
<i>Figura 22: Modello solido stick escavatore in S355 UNI EN 10025-3</i> .....	25
<i>Figura 23: Modello solido completo per simulazioni FEM</i> .....	26
<i>Figura 24: Modello per simulazione FEM (mesh, vincoli e carichi)</i> .....	27
<i>Figura 25: Risultati sforzi Von Mises per la condizione di carico 1 (a) inizio e (b) fine</i> .....	27
<i>Figura 26: Risultati sforzi Von Mises per la condizione di carico 2 (a) inizio e (b) fine</i> .....	28
<i>Figura 27: Risultati sforzi Von Mises per la condizione di carico 3 (a) inizio e (b) fine</i> .....	28

<i>Figura 28: Risultati sforzi Von Mises per la condizione di carico 4</i> .....	28
<i>Figura 29: Spostamento per la condizione di carico 2 fine</i> .....	29
<i>Figura 30: Modello del boom (a) e dello stick (b) in Al6063-T6 UNI EN 573-3</i> .....	34
<i>Figura 31: Schematizzazione della sezione ellittica e della distribuzione degli sforzi presenti</i> .....	36
<i>Figura 32: Modelli solidi del boom (a) e dello stick (b) in materiale composito</i> .....	37
<i>Figura 33: Particolari delle sezioni in Al 6063 T6 per bracci in composito</i> .....	38
<i>Figura 34: Geometria e sezioni dei bracci nelle differenti soluzioni costruttive</i> .....	39
<i>Figura 35: Sforzi Von Mises condizione di carico 2 inizio (a) e fine (b) per soluzione in Al6063-T6</i> .	40
<i>Figura 36: Spostamenti condizione di carico 2 inizio (a) e fine (b) per soluzione in Al6063-T6</i> .....	41
<i>Figura 37: Sforzi Von Mises condizione di carico 2 inizio (a) e fine (b) per soluzione in composito</i> ..	41
<i>Figura 38: Sforzi Von Mises per interfaccia composito e 60663 T6 (condizione di carico 2)</i> .....	42
<i>Figura 39: Spostamenti condizione di carico 2 inizio (a) e fine (b) per soluzione in composito</i> .....	42
<i>Figura 40: Modello solido e dimensioni principali del telaio e del sottocarro in S355 (UNI EN 10025-3)</i> .....	48
<i>Figura 41: Modello del telaio con vincoli e carichi per la simulazione FEM</i> .....	50
<i>Figura 42: Sforzi di Von Mises per la condizione di carico 1 (livellamento)</i> .....	50
<i>Figura 43: Spostamenti per la condizione di carico 1 (livellamento)</i> .....	51
<i>Figura 44: Sforzi di Von Mises per la condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza)</i> ...	51
<i>Figura 45: Spostamenti per la condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza)</i> .....	52
<i>Figura 46: Sforzi di Von Mises per la condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza)</i> .	52
<i>Figura 47: Spostamenti per la condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza)</i> .....	53
<i>Figura 48: Telaio con geometria originale, ma in Al6060 T5</i> .....	54
<i>Figura 49: Telaio in 6060-T5</i> .....	55
<i>Figura 50: Telaio 6060-T5 condizione di carico 1: (a) sforzi, (b) spostamenti</i> .....	56
<i>Figura 51: Telaio 6060-T5 condizione di carico 2: (a) sforzi, (b) spostamenti</i> .....	56
<i>Figura 52: Telaio 6060-T5 condizione di carico 3: (a) sforzi, (b) spostamenti</i> .....	57
<i>Figura 53: Schematizzazione punto di interesse per il calcolo del momento ribaltante punto A</i> .....	57
<i>Figura 54: Schematizzazione forze e distanze per il calcolo del contrappeso</i> .....	58
<i>Figura 55: Schematizzazione per calcolo massima pendenza superabile</i> .....	59
<i>Figura 56: Grafici massima pendenza superabile condizione di carico 2: (a) inizio condizione di carico, (b) fine condizione di carico</i> .....	60
<i>Figura 57: Grafici massima pendenza superabile condizione di carico 3: (a) inizio condizione di carico, (b) fine condizione di carico</i> .....	60
<i>Figura 58: Schematizzazione per calcolo massima pendenza superabile con cabina ruotata di 90° rispetto al gruppo cingoli</i> .....	61



<i>Figura 59: Grafici massima pendenza superabile condizione di carico 2: (a) inizio condizione di carico, (b) fine condizione di carico .....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 60: Grafici massima pendenza superabile condizione di carico 3: (a) inizio condizione di carico, (b) fine condizione di carico .....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 61: PC 210 nella configurazione a due e a tre bracci .....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 62: Area di lavoro per la configurazione a due bracci.....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 63: Schematizzazione soluzione 2 bracci.....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 64: Schematizzazione soluzione 3 bracci.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 65: Posizione del motore a cui viene imposta la legge di moto.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 66: Schematizzazione del movimento di livellamento per l'escavatore a due bracci.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 67: Legge di moto.....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 68: Modello per simulazione in MeCad.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 69: Posizione dei punti di indagine (A e B) per escavatore a due bracci.....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 70: (a)accelerazione e velocità MeCad, (b) accelerazione SolidWorks, (c) velocità SolidWorks per il punto A.....</i>	<i>73</i>
<i>Figura 71: (a)accelerazione e velocità MeCad, (b) accelerazione SolidWorks, (c) velocità SolidWorks per il punto B.....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 72: Posizione dei punti di indagine (C, D ed E) per escavatore a tre bracci .....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 73: Accelerazione (a) e velocità (b) simulazione punto C .....</i>	<i>74</i>
<i>Figura 74:Accelerazione (a) e velocità (b) simulazione punto D .....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 75: Accelerazione (a) e velocità (b) simulazione punto E.....</i>	<i>75</i>
<i>Figura 76: Posizione dei punti baricentrici (F e G) per escavatore a due bracci.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 77: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto F .....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 78: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto G.....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 79: Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto F .....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 80: Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto G.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 81: Posizione dei punti baricentrici (H, I ed L) per escavatore a tre bracci.....</i>	<i>77</i>
<i>Figura 82: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto H.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 83: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto I .....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 84: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto L .....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 85:Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto H.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 86:Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto I .....</i>	<i>79</i>
<i>Figura 87:Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto L.....</i>	<i>79</i>
<i>Figura 88: Sforzi presenti nella configurazione a due (a) e a tre bracci (b).....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 89: Principali dimensioni del telaio oggetto di studio.....</i>	<i>84</i>

<i>Figura 90: Tipico telaio .....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 91: Modello solido del telaio in acciaio.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 92: Schematizzazione condizione di carico.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 93:Modello telaio per analisi FEM della condizioni di flessione .....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 94:Sforzo di Von Mises (a) e spostamento (b) del telaio per la condizione di flessione.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 95: Modello per l'analisi FEM condizione di carico torsione.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 96: Sforzo di Von Mises (a) e spostamento (b) del telaio per la condizione di torsione.....</i>	<i>93</i>
<i>Figura 97: Modello solido del nuovo telaio (a), sezione ellittica della trave principale del telaio (b)</i>	<i>93</i>
<i>Figura 98 Staffa di carico (a) e staffa di sospensione (b).....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 99: Schema di carico per ogni staffa .....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 100: Modello per l'analisi agli elementi finiti del nuovo telaio per la condizione di flessione</i>	<i>98</i>
<i>Figura 101: Sforzo di Von Mises (a) e spostamento (b) per il nuovo telaio nella condizione di flessione .....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 102: Modello per analisi agli elementi finiti staffa di carico (a) e staffa di sospensione (b) .</i>	<i>100</i>
<i>Figura 103: Sforzi e spostamenti per staffa di carico (a), sforzi e spostamenti per la staffa di sospensione (b).....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 104: Modello analisi agli elementi finiti per condizione torsione .....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 105:Sforzo di Von Mises stress (a) e spostamento (b) del nuovo telaio considerando la condizione di torsione .....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 106: Andamento spostamento torsione (a), risparmio grazie alla riduzione dei consumi di carburante data dall'adozione del telaio in composito (b).....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 107: Schematizzazione del processo di filament winding .....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 108: Componente in fase di realizzazione mediante la tecnica del filament winding.....</i>	<i>119</i>

## Indice delle tabelle

<i>Tabella 1: Caratteristiche pistoni idraulici.....</i>	<i>10</i>
<i>Tabella 2: Valori iniziali e finali posizioni e entità delle forze per ogni condizione di carico.....</i>	<i>17</i>
<i>Tabella 3: Principali proprietà materiali utilizzati.....</i>	<i>30</i>
<i>Tabella 4: Proprietà dei componenti del materiale composito.....</i>	<i>30</i>
<i>Tabella 5: Principali proprietà del materiale composito(teoria delle miscele).....</i>	<i>31</i>
<i>Tabella 6: Confronto pesi dei bracci in S355 e Al 6063-T6 .....</i>	<i>34</i>
<i>Tabella 7: Confronto pesi dei bracci in S355 e Composito .....</i>	<i>39</i>
<i>Tabella 8: Variazioni sezioni dei bracci in funzione del materiale utilizzato.....</i>	<i>40</i>
<i>Tabella 9: Confronto degli sforzi e degli spostamenti per le diverse configurazioni costruttive .....</i>	<i>43</i>
<i>Tabella 10: Tabella riassuntiva riduzione dei pesi in funzione del materiale adottato per la realizzazione dei bracci.....</i>	<i>43</i>
<i>Tabella 11: Comparazione prestazione delle differenti tipologie di bracci.....</i>	<i>44</i>
<i>Tabella 12: Incremento del peso trasportabile .....</i>	<i>45</i>
<i>Tabella 13: Caratteristiche principali dei materiali utilizzati .....</i>	<i>49</i>
<i>Tabella 14: Variazione di dimensioni e peso tra telaio in S355 e telaio in 6060-T5.....</i>	<i>55</i>
<i>Tabella 15: Valore del contrappeso in funzione delle diverse combinazioni costruttive.....</i>	<i>58</i>
<i>Tabella 16: Variazione del contrappeso e del peso operativo della macchina in funzione delle diverse soluzioni costruttive .....</i>	<i>59</i>
<i>Tabella 17: Massima pendenza superabile in funzione della condizione di carico.....</i>	<i>62</i>
<i>Tabella 18: Dimensioni principali escavatore a due e a tre bracci.....</i>	<i>65</i>
<i>Tabella 19: Valori delle accelerazioni lineari ed angolari massime e minime per la condizione 1 – livellamento.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabella 20: Valori delle accelerazioni lineari ed angolari massime e minime per la condizione 2 – sollevamento alla minima distanza .....</i>	<i>80</i>
<i>Tabella 21: Valori delle accelerazioni lineari ed angolari massime e minime per la condizione 3 – sollevamento alla massima distanza .....</i>	<i>80</i>
<i>Tabella 22: Variazione delle forze in funzione del materiale di costruzione.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabella 23: Caratteristiche meccaniche dei materiali che costituiscono la lamina .....</i>	<i>94</i>
<i>Tabella 24: Caratteristiche meccaniche della lamina .....</i>	<i>95</i>
<i>Tabella 25: Confronto tra le due soluzioni .....</i>	<i>103</i>

## Introduzione

Al giorno d'oggi la continua richiesta di un incremento: delle performances, della produzione oraria, dell'ecosostenibilità e dell'ecocompatibilità, con una relativa riduzione dei consumi e delle emissioni di CO<sub>2</sub> ha interessato diversi settori, da quello dell'automotive e più in generale dei trasporti a quello della movimentazione dei carichi. Per far fronte a queste continue richieste di miglioramento si ricorre all'impiego di materiali, tecnologie di produzione e design innovativi. Particolare importanza è data all'adozione di materiali non convenzionali come possono essere gli acciai altoresistenziali, le leghe di alluminio ed i materiali compositi che portano ad indubbi benefici soprattutto per quanto concerne la riduzione dei pesi. La scelta dei materiali da utilizzare a fronte dei classici acciai da costruzione deve essere attentamente valutata specialmente in relazione alle prestazioni del manufatto finale correlandole oltre che ad aspetti di natura ambientale soprattutto ad aspetti più prettamente strutturali come possono essere: la deformabilità, il peso del manufatto legato alla densità del materiale impiegato, la resistenza statica, la resistenza a fatica ed ai fenomeni di instabilità.

Attualmente, nel settore dei trasporti, si osserva una sempre maggiore propensione per l'impiego di materiali come leghe di alluminio e compositi per consentire un alleggerimento delle strutture. Infatti nel settore automotive, l'utilizzo di materiali alternativi rispetto ai tipici acciai da costruzione, vede già un largo impiego garantendo sia un incremento delle prestazioni sia una riduzione dei pesi dei diversi componenti, senza considerare che un decremento del peso rende possibile anche una riduzione dei consumi e dunque un calo anche delle emissioni.



Nel settore dei mezzi di trasporto come ad esempio i camion e nel settore delle macchine movimentazione carichi come ad esempio gli escavatori tali applicazioni sono ancora in fase di ricerca e sviluppo. Proprio in questa ottica si inserisce il presente lavoro di ricerca il cui scopo è quello di eseguire uno studio di fattibilità inerente lo sviluppo e la realizzazione di alcuni componenti fondamentali che costituiscono questi veicoli. Per perseguire tale scopo, il lavoro si è basato sulle analisi di componenti esistenti, andando a studiare le reali condizioni di carico e di sollecitazioni a cui sono sottoposti tali componenti durante il loro impiego. Inoltre a fronte di queste analisi sono state condotte anche numerose prove sperimentali, atte a verificare gli effetti dinamici ed il comportamento delle macchine e dei loro componenti in esame. I risultati ottenuti da queste indagini preliminari sulle strutture tradizionali sono stati la base di partenza per poter progettare i componenti e le macchine tramite l'impiego di materiali e tecniche costruttive innovative.



# Capitolo 1

## Macchina di riferimento impiegata per lo studio

Per condurre tale studio riguardante l'incremento prestazionale a seguito di una riduzione dei pesi dei componenti si è deciso di utilizzare, in una prima fase, come macchina di riferimento un escavatore cingolato di medio/grandi dimensioni (in quanto disponibile per rilievi e prove sperimentali), da precisare che i concetti e le metodologie adottate per lo studio di questa macchina potranno essere trasferiti, come verrà mostrato nei capitoli successivi, anche ad altri modelli di escavatori sia ad altre tipologie di macchine per il trasporto e la manipolazione di carichi come: camion, rimorchi, caricatori, gru e robot industriali.

### 1.1 L'escavatore

Un escavatore è una macchina utilizzata per lo scavo e la movimentazione di terra e/o altro materiale incoerente. Si distingue dalle altre macchine impiegate per il movimento terra (come ad esempio: gli apripista e le pale meccaniche) in quanto agisce da posizione fissa, cioè: gli organi che ne consentono gli spostamenti, come i cingoli o le ruote, se risulta essere un escavatore gommato, servono esclusivamente per il posizionamento e lo spostamento della macchina nonché per seguire l'avanzamento del lavoro, mentre la movimentazione dei carichi è eseguita dai bracci azionati dai cilindri idraulici.

In commercio sono presenti svariati modelli e questi possono essere suddivisi, inizialmente, in due macro categorie: gli escavatori a ciclo continuo e gli escavatori a ciclo intermittente.



### 1.1.1 Escavatori a ciclo continuo

Gli escavatori a ciclo continuo sono adatti a lavori di notevole entità e di lunga durata e comprendono le tipologie a catena di tazze e a ruota di tazze.

Gli escavatori a tazze sono formati da un carro cingolato o mobile su rotaie sul quale sono posizionati: la cabina, gli organi di comando, il motore ed il sistema di scarico del materiale movimentato.

Altro elemento fondamentale è il braccio, chiamato elinda, sul quale è disposta la catena di tazze.

Lo scavo è reso possibile dal continuo trascinarsi delle tazze sulla superficie in lavorazione ed il materiale scavato viene poi scaricato tramite un sistema a tramoggia e nastri trasportatori.



*Figura 1: Escavatore a catena di tazze*



Gli escavatori a ruote di tazze in linea di massima risultano simili agli escavatori a catena di tazze con la sostanziale differenza che a fronte del sistema a catena di tazze è presente una ruota porta tazze collegata al carro tramite un braccio.



Figura 2: Escavatore a ruota di tazze

### 1.1.2 Escavatori a ciclo intermittente

Gli escavatori a ciclo intermittente, sono formati da una struttura di base, sulla quale possono essere montati diversi accessori in funzioni delle operazioni che dovrà svolgere.

La struttura di base è costituita da due componenti fondamentali: il carro ed una sovrastruttura rotante; inoltre sono presenti: la cabina, il sistema propulsivo ed il sistema idraulico. Il carro presenta tutti i sistemi che determinano la movimentazione dell'intero escavatore, la quale può avvenire tramite un sistema a cingoli oppure tramite ruote gommate. La scelta tra le due differenti configurazioni è dettata dal fatto che in cingoli permettono al mezzo di muoversi su terreni accidentati e con scarsa capacità portante grazie al fatto che i cingoli trasmettono una minore pressione sul terreno (pressione esercitata sul terreno  $0.7-0.9 \text{ kg/cm}^2$ ) se confrontati





---

alle ruote gommate; è per queste ragioni che normalmente gli escavatori più potenti sono dotati di un sistema a cingoli.

La variante su ruote gommate è invece utile in quei casi in cui è necessaria un'elevata mobilità dell'escavatore e quando non si vuole danneggiare la superficie su cui si sta operando.

Inoltre tali macchine sono classificate anche in base alla capacità di carico ed alla tipologia di lavoro che deve essere compiuta, come: lo scavo, la demolizione di edifici e la movimentazione di materiale. Per questa ragione gli escavatori possono essere a gru o a braccio articolato, a seconda del sistema di azionamento dell'organo di lavoro, il quale a sua volta può essere una benna: dritta o rovescia a seconda che scavi in avanti o all'indietro rispetto alla macchina.

Con l'impiego della soluzione a benna dritta quest'ultima viene spinta verso il materiale da movimentare ed il materiale raccolto viene scaricato tramite l'apertura del fondo della benna



*Figura 3: Escavatore a benna dritta*

Al contrario la variante dotata di benna rovescia prevede un movimento di questa dalla zona di lavoro verso la macchina, determinando in questo modo un'azione di strappo del terreno, lo



svuotamento della benna avviene semplicemente tramite il suo capovolgimento tramite i cilindri idraulici.



*Figura 4: Escavatore a benna rovescia*

Un'altra variante è data dall'impiego di un braccio reticolare, tale soluzione è adatta per il sollevamento di carichi o per l'impiego di benne mordenti o benne a trascinamento adatte per lo scavo di terreni non compatti.



*Figura 5: Escavatore con braccio reticolare*



Come si è potuto capire gli escavatori ad uso intermittente garantiscono un'elevata versatilità d'impiego rendendoli ottimali per diversi usi grazie all'adozione degli opportuni accessori, infatti oltre alle differenti tipologie di benne possono essere impiegate: pinze per la movimentazione di materiali e rottami, martelli demolitori, cesoie ed elettromagneti.

La prima fase dello studio si baserà proprio su questa seconda tipologia di escavatori in quanto una riduzione dei pesi degli organi mobili e dei loro componenti può garantire un incremento delle prestazioni.



---

## Capitolo 2

# Alleggerimento componenti per un escavatore idraulico: bracci

Questo capitolo ha lo scopo di riportare, uno studio di fattibilità inerente la realizzazione dei principali componenti di un escavatore con l'utilizzo di materiali non convenzionali (leghe di alluminio e materiali compositi), più in particolare lo studio si focalizzerà sui bracci ed il telaio di un medio-grande escavatore idraulico. I concetti e le metodologie adottate per il seguente studio saranno comunque estendibili anche ad altri componenti ed ad altre macchine.

### 2.1 Descrizione dell' escavatore oggetto di studio

La macchina adottata, per condurre lo studio di ottimizzazione relativo all'alleggerimento dei componenti, è un escavatore commerciale realizzato dalla ditta Komatsu e più in particolare il modello PC600 (anno 2007). La scelta di tale macchina (Figura 6) è stata fatta in quanto è un escavatore adatto a differenti impieghi ed inoltre perchè disponibile, presso una cava per l'estrazione di marmo situata a Botticino in provincia di Brescia, per il rilievo delle dimensioni e per lo svolgimento di prove sperimentali.



*Figura 6: Escavatore utilizzato*



L'escavatore presenta un peso complessivo di 584600 N ed è caratterizzato da una potenza di 323 kW; la configurazione geometrica (Figura 7) è data dalla presenza di due bracci: il boom curvo (quello prossimo alla cabina) con una lunghezza di 7.6 m e lo stick (quello su cui viene collegata la benna) che presenta una lunghezza di 3.5 m.

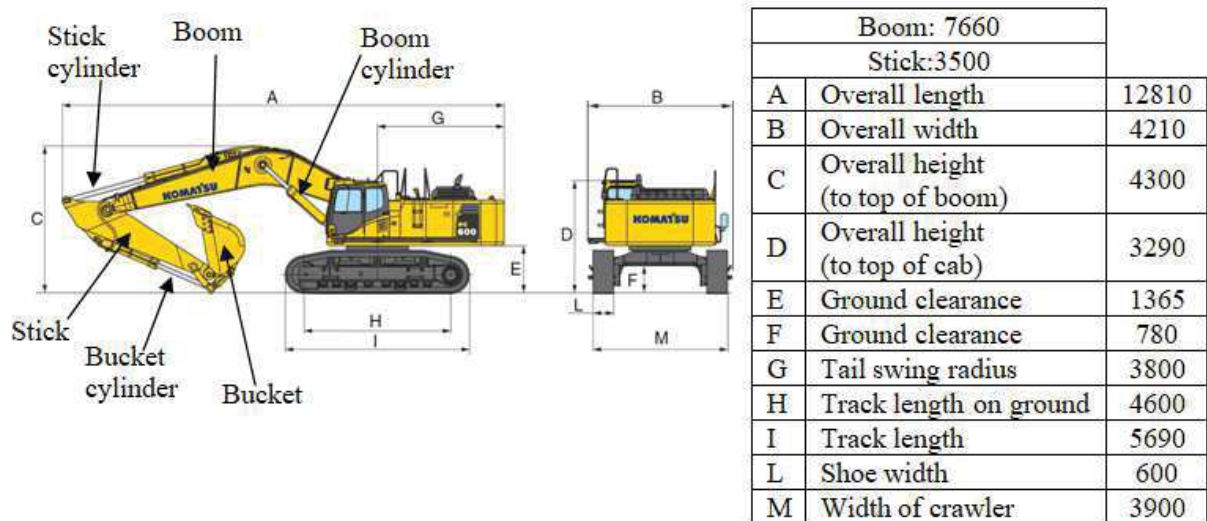


Figura 7: Geometria escavatore esaminato

L'azionamento dell'escavatore, ed in particolare quello dei cilindri idraulici (Tabella 1), avviene mediante uno specifico impianto idraulico costituito da due pompe a pistoni assiali a portata variabile, ciascuna delle quali garantisce una portata massima di 410 l/min. Le pressioni generate per gli azionamenti sono di: 260 bar per la rotazione del corpo superiore, 350 bar per la traslazione e 380 bar per la movimentazione dei bracci.

Tabella 1: Caratteristiche pistoni idraulici

	numero	Alesaggio [mm]	Corsa [mm]
Movimentazione Boom	2	185	1725
Movimentazione Stick	1	200	2045
Movimentazione Benna	2	185	1425



## 2.2 Studio e sviluppo soluzioni innovative bracci escavatore

Lo studio si sviluppa in: una prima fase, in cui numericamente si analizza l'escavatore durante determinate condizioni di carico, ritenute le più significative e le più probabili durante il ciclo di vita dell'escavatore stesso ed una seconda fase in cui si passa alla progettazione ed all'analisi dei principali componenti.

Come riportato in precedenza, la movimentazione dei bracci avviene mediante un insieme di cilindri idraulici azionati da uno specifico impianto idraulico; la determinazione delle reali azioni dinamiche a cui sono sottoposti i bracci ed i cilindri durante il loro azionamento, può essere stimata numericamente solo in modo approssimato. Per questo motivo, poiché le azioni dinamiche sono di difficile determinazione, si è deciso di eseguire numerose prove sperimentali, di natura accelerometrica, al fine di studiare il reale comportamento dinamico della macchina e gli effetti dinamici su di essa e sui bracci durante la loro movimentazione.

Sulla base delle azioni determinate dal diagramma di carico dell'escavatore e sia dalle azioni d'inerzia ricavate sperimentalmente, si è proceduto ad una valutazione strutturale dei componenti ed in particolare dei bracci considerando in prima battuta la loro configurazione geometrica e realizzativa originale in acciaio strutturale S355 UNI EN 10025-3.

I risultati così ottenuti sono stati utilizzati come base di partenza, ovvero il limite inferiore delle performance, per la progettazione dei nuovi bracci con l'impiego di differenti materiali non convenzionali ovvero una lega di alluminio Al 6063 UNI EN 573-3 ed un materiale composito a base di fibre di carbonio (matrice epossidica 40% e fibre di carbonio 60%).

I nuovi bracci sono stati progettati considerando sia le performance dei bracci attualmente impiegati sulla macchina, ma anche facendo considerazioni di carattere tecnico realizzative, specialmente per i componenti realizzati in materiale composito. Infatti, come verrà mostrato



e spiegato nei capitoli successivi, la geometria sviluppata adottando il materiale composito, presenta una sezione ellittica a fronte di una sezione rettangolare, questo essenzialmente per aspetti realizzativi e di versatilità della soluzione.

### 2.3 Condizioni di carico della macchina

Come già riportato precedentemente, per studiare dal punto vista strutturale e dinamico la macchina è necessario determinare dei movimenti fondamentali da utilizzare come base di partenza per lo sviluppo delle nuove soluzioni. Inoltre la determinazione di questi movimenti definiti come condizioni di carico è dettata anche dal fatto che un escavatore presenta un'elevata versatilità e perciò può essere utilizzato per innumerevoli impieghi, determinando di fatto un numero infinito di possibili movimenti realizzabili dalla macchina (Figura 8).

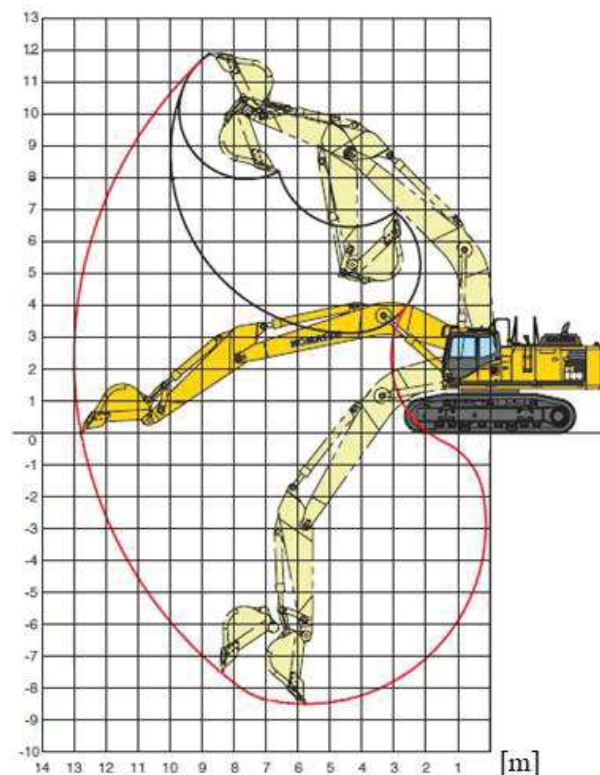


Figura 8: Diagramma di scavo



Questo lo si può capire prendendo in considerazione la morfologia dell'escavatore in esame, che può essere riconducibile ad un sistema a due gradi di libertà, basti pensare infatti che la posizione terminale dello stick, ovvero la zona dove viene collegata la benna, può essere posizionata azionando sia i cilindri presenti sullo stick, ma anche quelli del boom. Per far fronte dunque a questa variabilità di movimenti e poter condurre uno studio atto alla valutazione delle sollecitazioni presenti nei diversi componenti, si è deciso di individuare alcuni movimenti fondamentali. Tale scelta si basa sia sulla visione sperimentale di come effettivamente viene utilizzato l'escavatore, sia sul fatto che i movimenti più complessi possono essere ottenuti dalla sovrapposizione e combinazione di movimenti più semplici. Mediante questo approccio e considerando che la posizione geometrica dei bracci, nonché le azioni applicate derivano dall'area di lavoro dell'escavatore e dalle prestazioni dell'impianto idraulico, sono state individuate quattro condizioni di carico, che vengono descritte e riportate di seguito.

Si fa presente che lo studio e l'analisi di un numero elevato di possibili configurazioni può essere affrontato in futuro tramite prove sperimentali adottando accelerometri wireless in grado dunque di seguire tutte le fasi di lavorazione condotte dalla macchine senza avere impedimenti o di ricorrere all'utilizzo di algoritmi di ottimizzazione o sistemi di machine learning.





### 2.3.1 Condizione di carico 1: livellamento dalla massima alla minima distanza di lavoro

In questa fase di lavoro la doppia articolazione parte da una configurazione dove il cilindro idraulico che comanda lo stick si trova in posizione di rientro completo, la benna è dunque costretta a compiere un movimento di traslazione orizzontale in modo da attuare un livellamento del suolo (Figura 9).

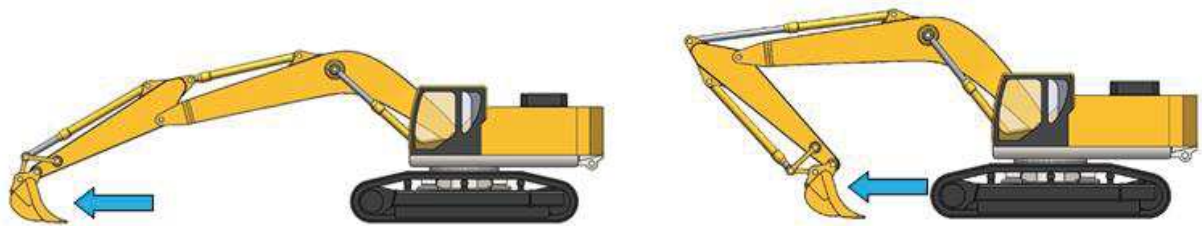


Figura 9: Condizione di carico 1 (livellamento)

### 2.3.2 Condizione di carico 2: sollevamento a pieno carico alla minima distanza di lavoro

In questa configurazione l'escavatore si trova con la benna carica, collocata alla minima distanza dall'asse di rotazione e pronta per essere sollevata in maniera verticale in modo tale che non ci siano variazioni nella posizione angolare della stessa al fine di evitare la fuoriuscita del materiale. Tale fase quindi richiede ai cilindri idraulici di sollevamento, quelli che muovono il boom, una notevole spinta in fase di estensione, mentre i restanti cilindri vengono mossi relativamente per bilanciare la posizione della benna (Figura 10).

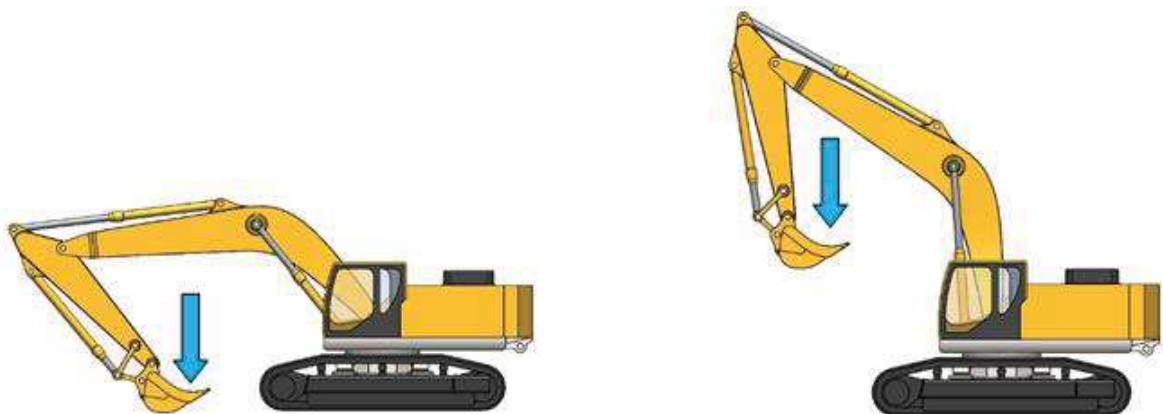


Figura 10: Condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza)



### 2.3.3 Condizione di carico 3: sollevamento a pieno carico alla massima distanza di lavoro

Questa condizione di carico è simile alla precedente ove però la benna si trova alla massima distanza dall'asse di rotazione dell'escavatore. Durante il movimento la benna si mantiene orizzontale al fine di impedire l'uscita del materiale in esso contenuto (Figura 11).

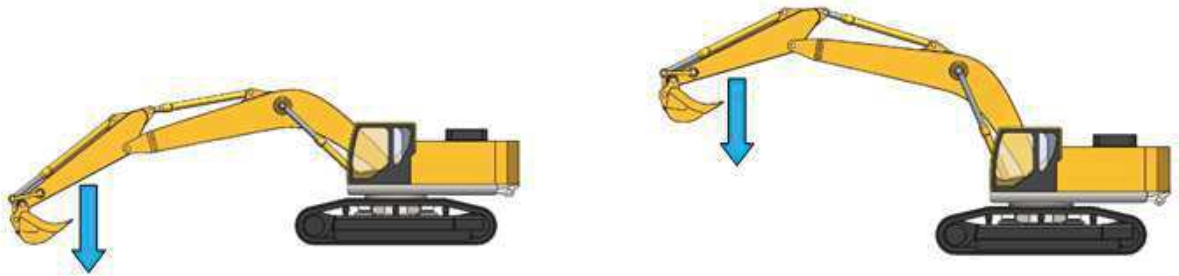


Figura 11: Condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza)

### 2.3.4 Condizione di carico 4: rotazione

La presente condizione di carico si verifica sia in fase di livellamento del terreno in direzione trasversale, sia in caso di spostamento di materiale, quindi ripetuta molte volte in cantiere. Questa condizione di carico risulta essere particolarmente severa per i bracci dell'escavatore che vengono sottoposti ad azioni flesso torsionali le quali risultano in funzione anche della posizione della benna rispetto all'asse di rotazione della macchina (Figura 12).

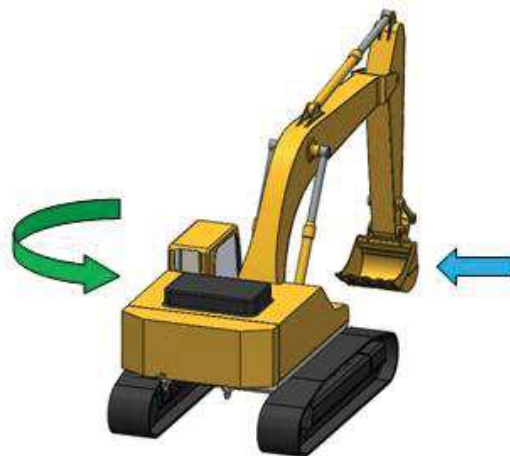


Figura 12: Condizione 4 (urto laterale)



## 2.4 Prove sperimentali

Come già evidenziato, le valutazioni delle azioni presenti sulla macchina non possono prescindere dalle azioni d'inerzia indotte dal movimento dei bracci stessi. Questa stima può essere valutata mediante specifiche schematizzazioni della macchina tuttavia la soluzione di tali schematizzazioni richiede l'utilizzo di parametri specifici che possono solo essere stimati, come ad esempio la legge di azionamento dei cilindri idraulici. Per far fronte a questa indeterminazione si è deciso di condurre una serie di analisi sperimentali il cui scopo è quello di stimare le reali azioni dinamiche durante l'utilizzo della macchina sia considerando le quattro condizioni di carico precedentemente descritte, sia studiando anche altre tipologie di movimenti.

Nella Figura 13 viene riportata la schematizzazione dell'escavatore ed in particolare la posizione degli accelerometri, utilizzati per le prove, ed il loro sistema di riferimento, nonché le coordinate geometriche necessarie per la determinazione della posizione dei bracci per le diverse condizioni di carico.

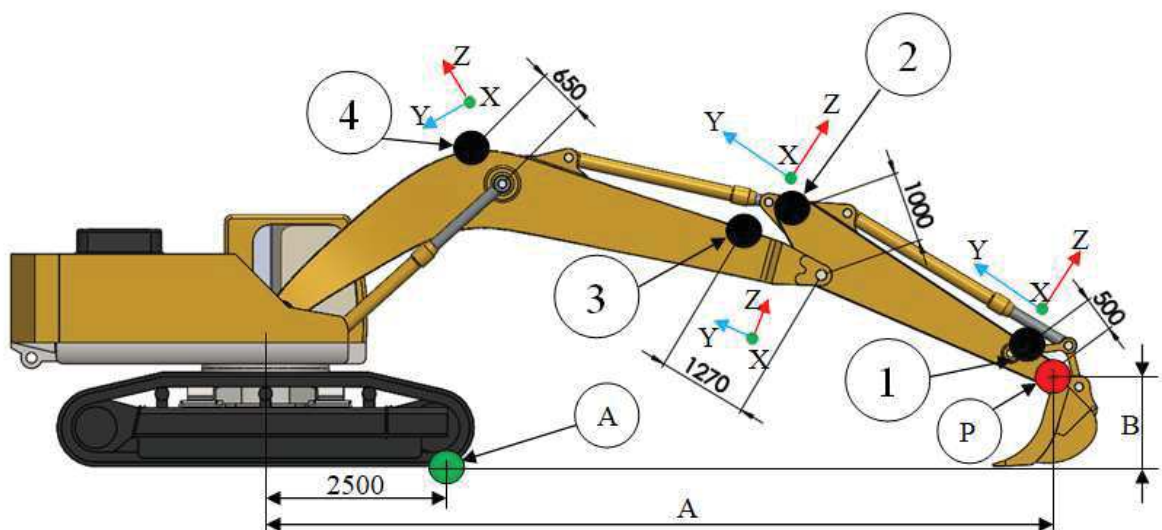


Figura 13: Schematizzazione posizione accelerometri per prove sperimentali



Mentre nella Tabella 2 vengono riportati i valori relativi alla posizione iniziale e finale per le diverse condizioni di carico analizzate, tali valori si riferiscono al punto P relativo all'estremità dello stick rispetto all'asse di rotazione dell'escavatore (Figura 13).

Tabella 2: Valori iniziali e finali posizioni e entità delle forze per ogni condizione di carico

Condizione di carico	Escursione [m] / rotazione[°]	A <sub>inizio</sub> [m]	A <sub>fine</sub> [m]	B <sub>inizio</sub> [m]	B <sub>fine</sub> [m]	F[N]
1	3.8	10.0	6.2	1.0	1	323000
2		6.2	6.2	1.0	4.0	243500
3		10.0	10.0	1.0	4.0	93500
4	45°	8.4	8.4	1.0	1.0	50000

Le prove sperimentali condotte sull'escavatore, hanno come scopo principale quello di poter andare a stimare le accelerazioni massime sui singoli bracci durante lo svolgimento delle condizioni di carico descritte e dunque valutare le azioni dinamiche che inevitabilmente incrementano il carico e di conseguenza le sollecitazioni agenti sui bracci stessi.

Per condurre tali prove sono stati impiegati quattro accelerometri triassiali con fondo scala da  $\pm 2g$  e  $\pm 5g$  (Figura 14); tali accelerometri sono stati fissati ai bracci dell'escavatore nelle posizioni riportate nella schematizzazione di Figura 13 mediante una basetta metallica incollata per mezzo di adesivo cianoacrilato.



Figura 14: Accelerometro (a) e strumentazione utilizzata (b)



Il segnale proveniente dagli accelerometri è stato acquisito tramite una scheda di acquisizione National Instruments NI 9237 (Figura 14) tramite un campionamento alla frequenza di 200 Hz, in modo tale da evitare problemi di aliasing ed essere sufficientemente lontani dai valori delle prime frequenze proprie determinate numericamente intorno al valore di  $2/5$  Hz.

La Figura 15 riporta lo spostamento presente nei bracci in corrispondenza dei primi modi di vibrare considerando alcune condizioni di carico ed in corrispondenza della benna con e senza carico.

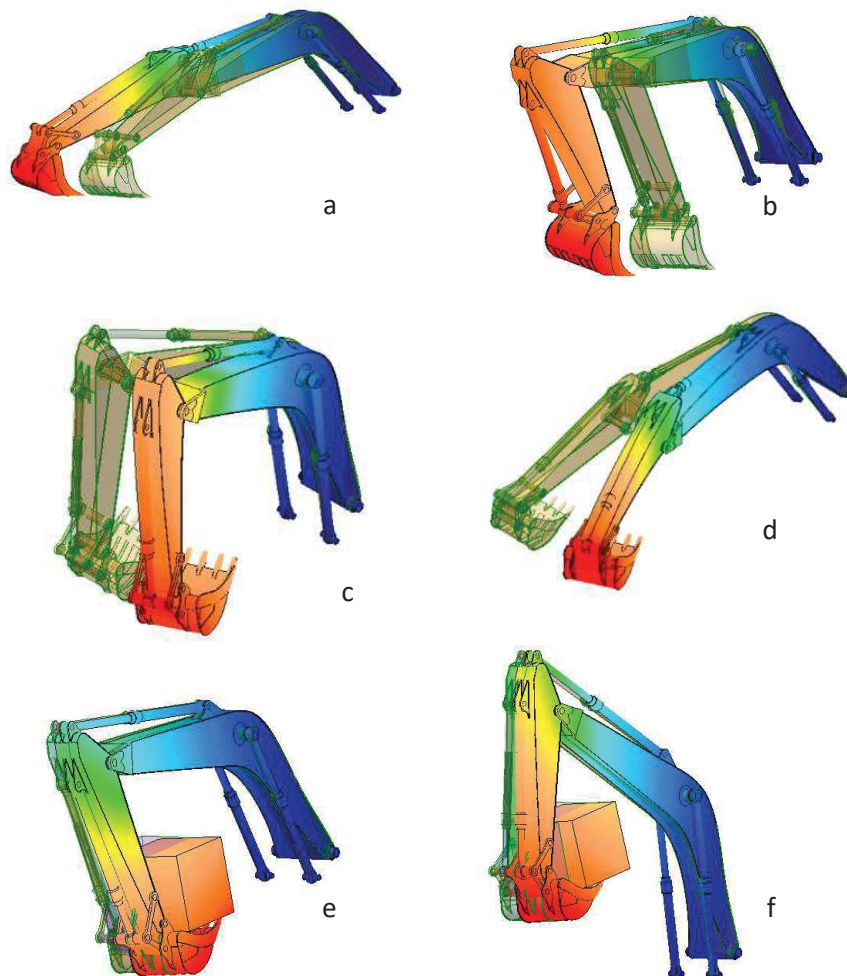


Figura 15: Spostamento dei bracci dell'escavatore per le diverse condizioni di carico: a) condizione di carico 1 inizio  $f=3.6\text{Hz}$ ; b) condizione di carico 1 fine  $f=5.51\text{Hz}$ ; c) condizione di carico 2 fine  $f=4.95\text{Hz}$ ; d) condizione di carico 3 fine  $f=4.99\text{Hz}$ ; e) condizione di carico 2 inizio con carico  $=243500\text{N}$   $f=2.28\text{Hz}$ ; f) condizione di carico 2 fine con carico applicato  $=243500\text{N}$   $f=2.15\text{Hz}$



### 2.4.1 Risultati prove sperimentali

Una volta condotte le prove accelerometriche per le diverse condizioni di carico è stato possibile ricavare dai dati acquisiti i principali grafici contenenti gli andamenti delle accelerazioni per i due bracci dell'escavatore, il boom e lo stick. Le prove sono state condotte tutte alla massima velocità di azionamento ed ogni ciclo, all'interno di ogni singola prova, è stato ripetuto almeno cinque volte, al fine di valutare la ripetibilità del segnale.

È importante sottolineare che per le condizioni di carico 1,2 e 3 sono stati riportati i valori della accelerazioni dell'accelerometro 1 (Figura 13) in direzione y e z in quanto il movimento dei bracci è avvenuto nel piano verticale, inoltre si è calcolato anche il corrispettivo valore in modulo ( $a_v = \sqrt{a_y^2 + a_z^2}$ ) così da rilevare l'intensità delle accelerazioni a cui i vari elementi sono sottoposti durante i movimenti effettuati nelle varie condizioni di carico. Per quanto riguarda la condizione di carico 4 i grafici si riferiscono sia alla accelerazione in direzione x (normale al piano verticale), sia al modulo ( $a_t = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$ ) coinvolgendo in tal modo anche la componente centrifuga.



### 2.4.2 Condizione di carico 1 (accelerometro in posizione 1 componenti y, z e modulo)

La Figura 16 mostra l'andamento delle accelerazioni per le direzioni y (a), z (b) ed il relativo modulo (c) considerando la condizione di carico 1 livellamento e l'accelerometro in posizione 1 di Figura 13.

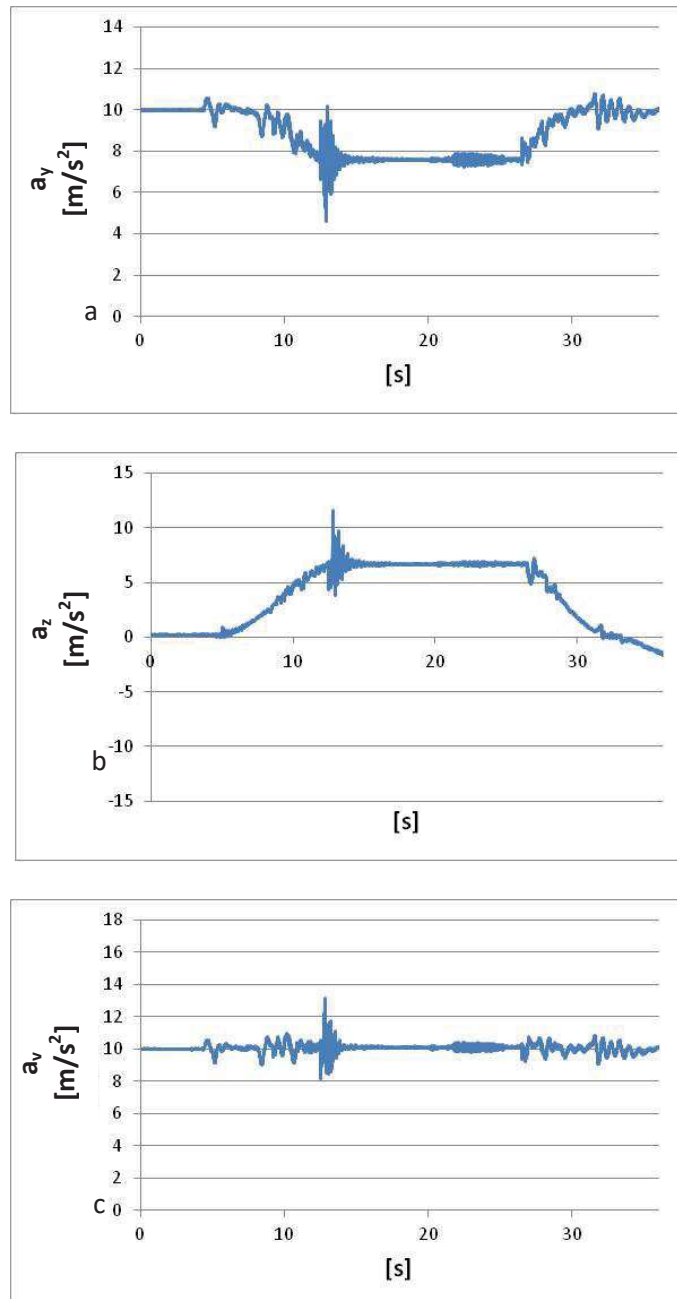


Figura 16: Andamento delle accelerazioni in y (a), z (b) ed in modulo (c)



### 2.4.3 Condizione di carico 2 (accelerometro in posizione 1 componenti y, z e modulo)

La Figura 17 mostra l'andamento delle accelerazioni per le direzioni y (a), z (b) ed il relativo modulo (c) considerando la condizione di carico 2 sollevamento alla minima distanza e l'accelerometro in posizione 1 di Figura 13.

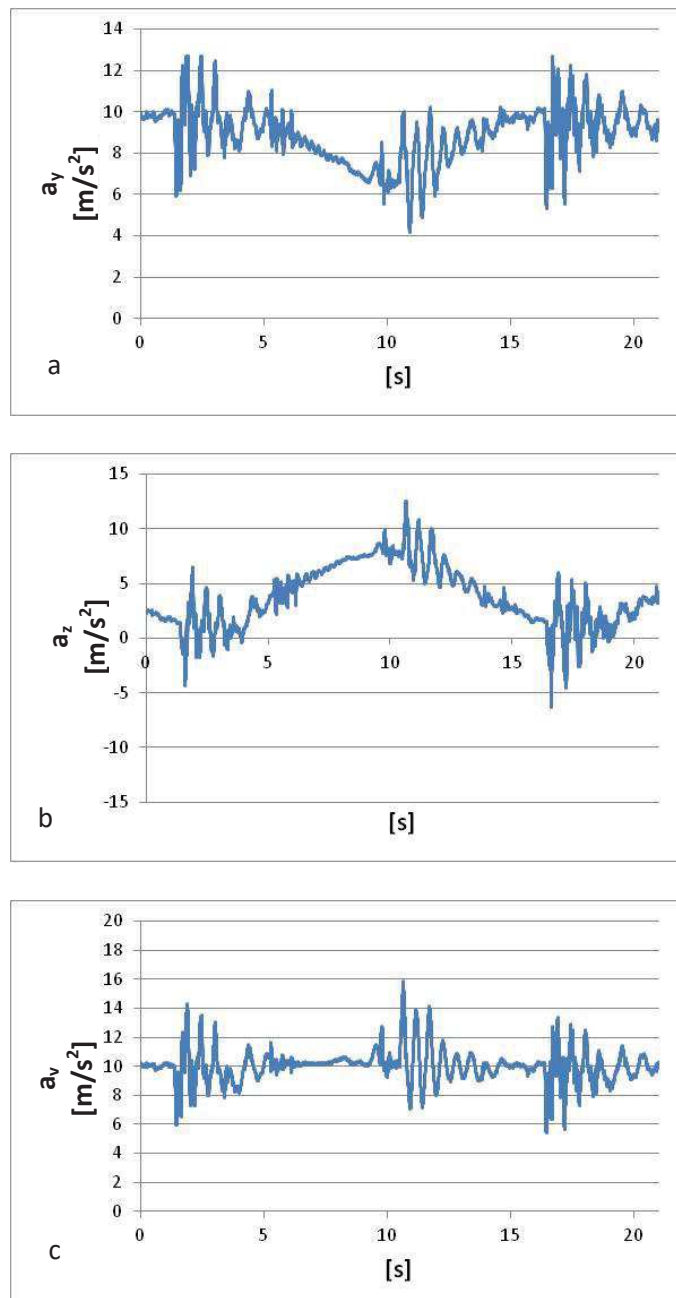


Figura 17: Andamento delle accelerazioni in y (a), z (b) ed in modulo (c)





### 2.4.4 Condizione di carico 3 (accelerometro in posizione 1 componenti y, z e modulo)

La Figura 18 mostra l'andamento delle accelerazioni per le direzioni y (a), z (b) ed il relativo modulo (c) considerando la condizione di carico 3 sollevamento alla massima distanza e l'accelerometro in posizione 1 di Figura 13.

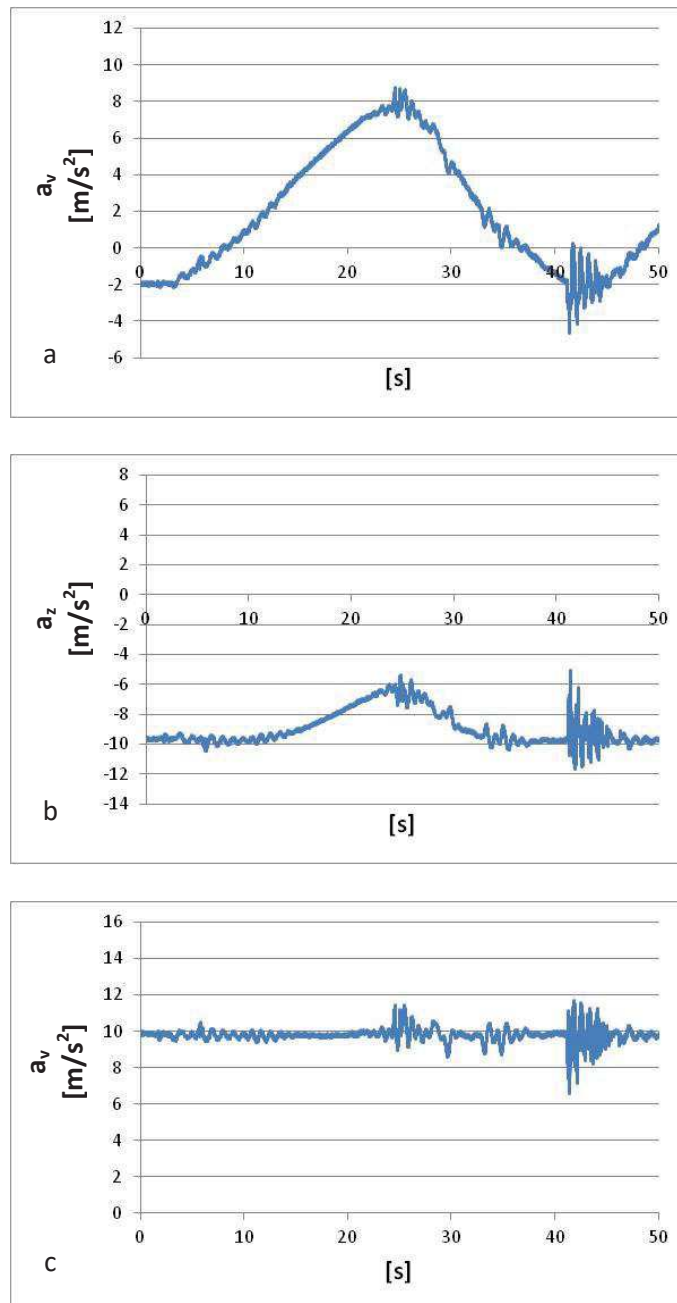


Figura 18: Andamento delle accelerazioni in y (a), z (b) ed in modulo (c)



#### 2.4.5 Condizione di carico 4 (accelerometro in posizione 1 modulo)

La Figura 19 mostra l'andamento del modulo considerando la condizione di carico 4 (urto laterale) e l'accelerometro in posizione 1 di Figura 13.

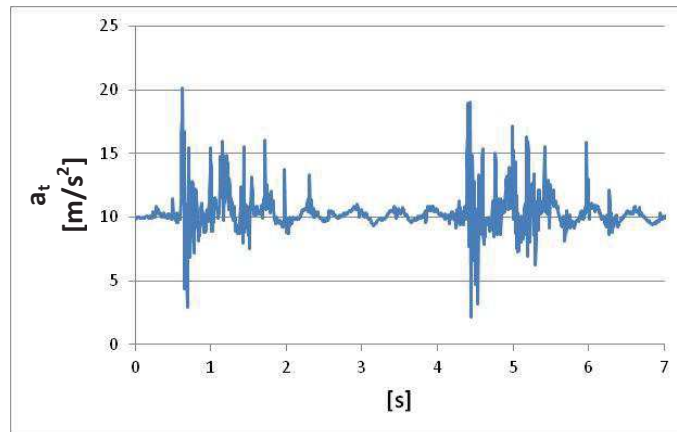
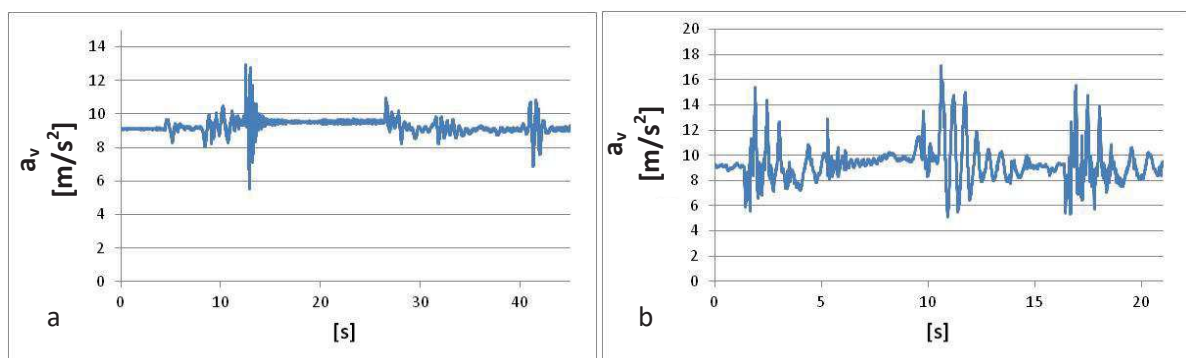


Figura 19: Andamento dell'accelerazione in modulo

#### 2.4.6 Condizione di carico: 1-2-3 e 4 (accelerometro in posizione 2 modulo)

La Figura 20 mostra l'andamento delle accelerazioni in modulo per l'accelerometro in posizione 2 (Figura 13) considerando le condizioni di carico 1 (a), 2 (b), 3 (c) e 4 (d). In aggiunta è riportato anche in dettaglio (e) la condizione 4 per evidenziare la geometria del picco presente.



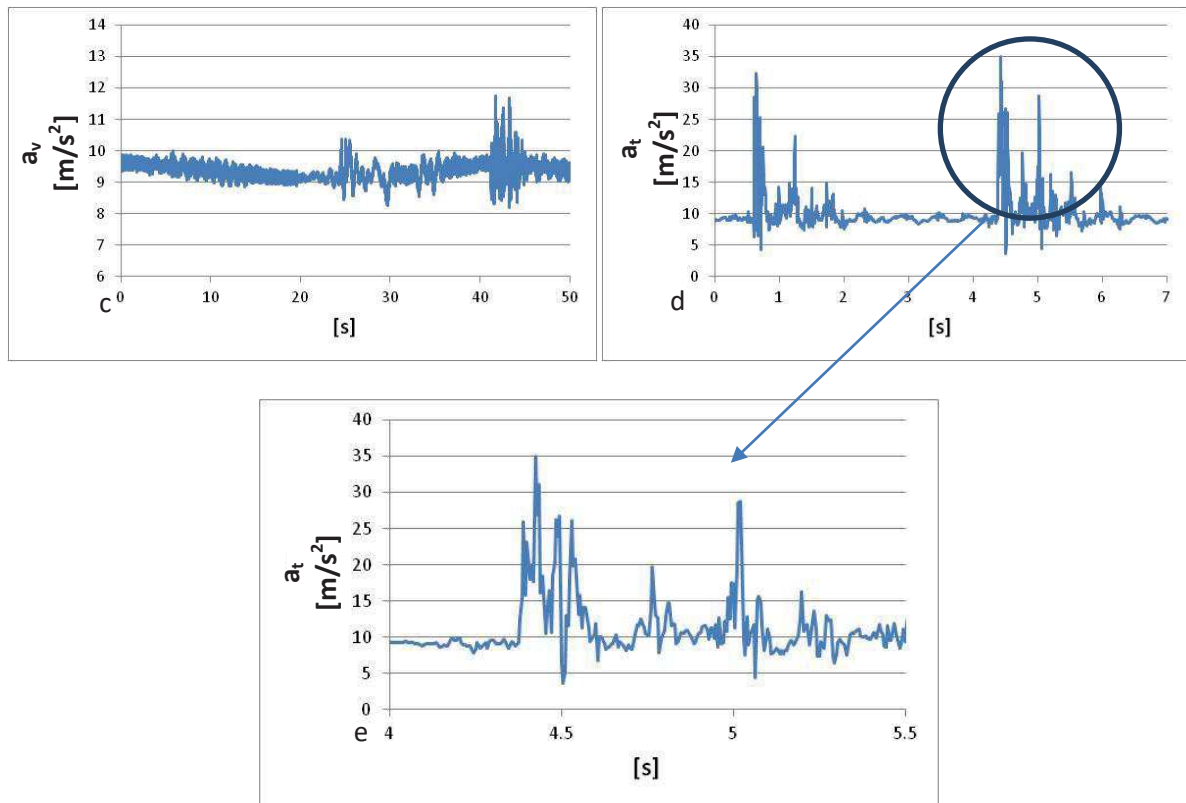


Figura 20: Andamento delle accelerazioni degli accelerometri in posizione 2 considerando differenti condizioni di carico: a) condizione di carico 1; b) condizione di carico 2; c) condizione di carico 3; d) condizione di carico 4; e) zoom della condizione 4

Dalle analisi sperimentali emerge che i valori massimi delle accelerazioni si riscontrano in corrispondenza dell'inizio e dell'arresto dei movimenti, questo per tutte le condizioni di carico e per tutti gli accelerometri. Per quanto riguarda l'accelerometro in posizione 1, ovvero quello posizionato all'apice del braccio stick, il valore massimo dell'accelerazione per le condizioni di carico 1,2 e 3 è pari a circa 1,5g; tale valore aumenta per la condizione di carico 4 il cui valore è pari a circa 2g. Questo elevato valore deriva essenzialmente dalla velocità di accostamento della benna al blocco di marmo che deve essere movimentato. Tale movimento avviene ad una velocità che usualmente viene adottata dagli operatori, ovvero in un utilizzo classico dell'escavatore, questo genera un urto sull'escavatore che si traduce in un elevato valore delle accelerazioni sui bracci stessi.



Le considerazioni sopra sintetizzate possono essere estese anche per l'accelerometro in posizione 2 ovvero quello posto sempre sullo stick, ma nell'estremità opposta rispetto al punto di vincolo con la benna.

Per questo accelerometro, la condizione di carico 4 è sempre la più gravosa ed in questo caso le accelerazioni raggiungono valori pari a circa 3,5g.

## 2.5 Analisi numeriche configurazione geometrica originale

Dopo una prima fase basata sul rilievo geometrico e sulla ricerca delle dimensioni dell'intero escavatore, si è proceduto con lo sviluppo e la realizzazione dei modelli solidi dei bracci (Figura 21 e Figura 22) nella loro configurazione originale (S355 UNI EN 10025-3) mediante il software di modellazione grafica 3D SolidWorks®.

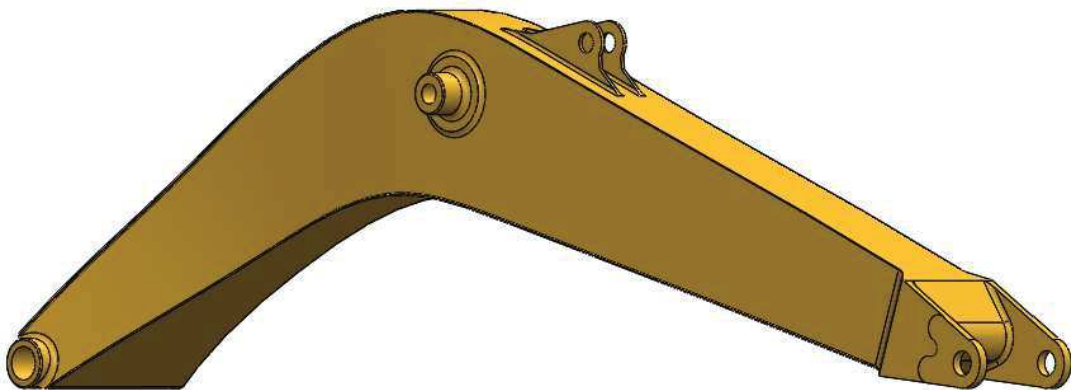


Figura 21: Modello solido boom escavatore in S355 UNI EN 10025-3

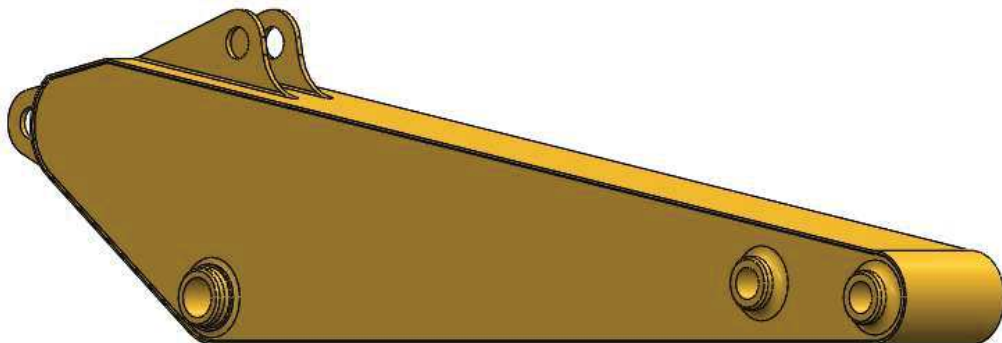
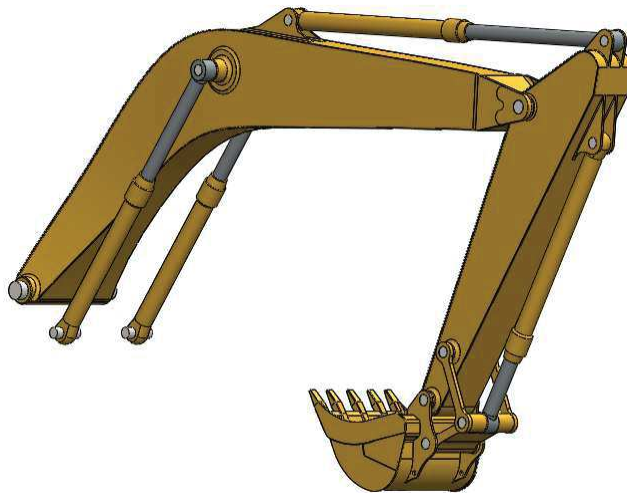


Figura 22: Modello solido stick escavatore in S355 UNI EN 10025-3



Per condurre le analisi tramite il metodo agli elementi finiti (FEM) si è deciso di impiegare un modello costituito da tutti gli elementi che compongono i bracci stessi (Figura 23): bracci, cilindri idraulici, bielle e benna. Tale scelta deriva dal fatto che, anche se il modello numerico risulta essere più complesso rispetto alle analisi condotte sui singoli elementi, i risultati ottenuti dall'impiego del modello completo sono più attendibili in quanto si evita il passaggio della determinazione delle azioni che i vari componenti si scambiano. Le condizioni di vincolo applicati ai vari modelli prevedono l'adozione di vincoli a cerniera alla base del boom ed alla base del cilindro del boom, l'interazione fra i vari elementi che formano il modello avviene mediante la definizione di apposite superfici di contatto. Per quanto riguarda il carico applicato al modello per condurre la simulazione si è considerato il carico massimo della condizione di carico in esame, aggiungendo la presenza dell'effetto di gravità nonché il valore massimo dell'accelerazione rilevato mediante le prove sperimentali condotte.



*Figura 23: Modello solido completo per simulazioni FEM*



Le analisi numeriche, eseguite mediante il software di simulazione Autodesk Simulation Mechanical<sup>®</sup>, sono di natura statica e sono state condotte sia per la fase iniziale, sia per la fase finale del movimento in funzione della specifica condizione di carico.

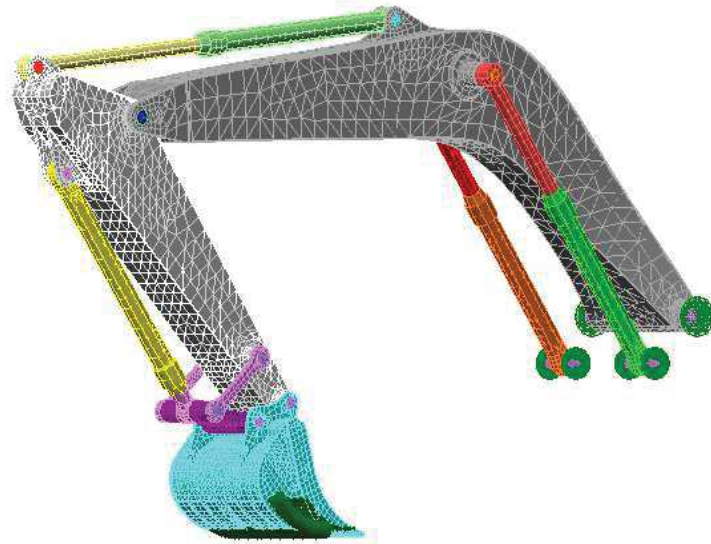


Figura 24: Modello per simulazione FEM (mesh, vincoli e carichi)

Il modello FEM (Figura 24) è stato realizzato mediante elementi solidi brick a formulazione quadratica ed in generale il braccio boom è stato modellato con 35000 elementi, mentre il braccio stick con 20000 elementi.

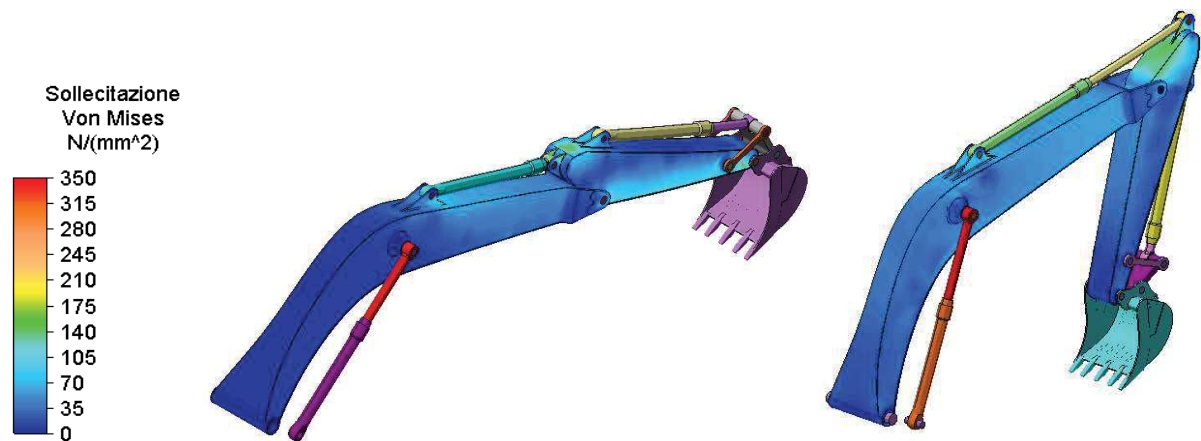


Figura 25: Risultati sforzi Von Mises per la condizione di carico 1 (a) inizio e (b) fine



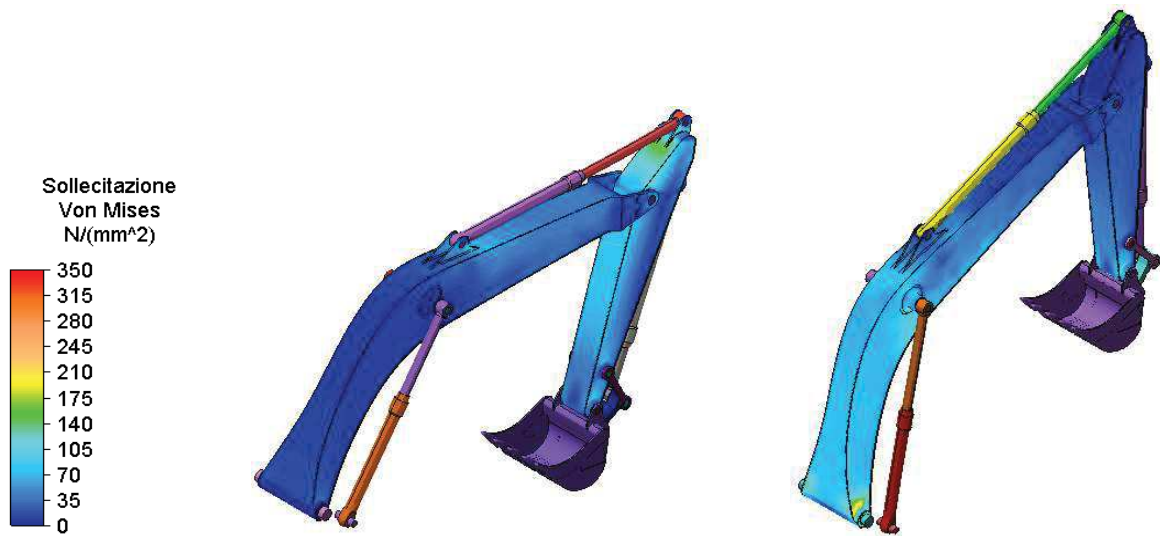


Figura 26: Risultati sforzi Von Mises per la condizione di carico 2 (a) inizio e (b) fine

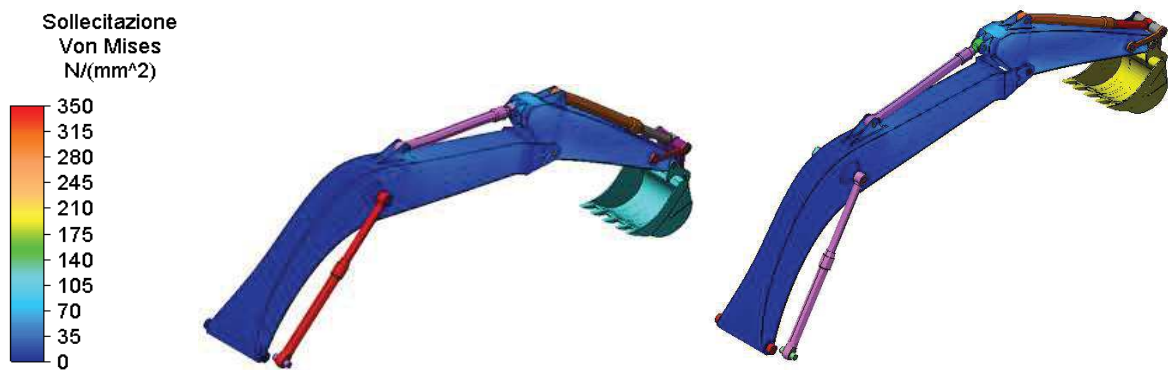


Figura 27: Risultati sforzi Von Mises per la condizione di carico 3 (a) inizio e (b) fine



Figura 28: Risultati sforzi Von Mises per la condizione di carico 4



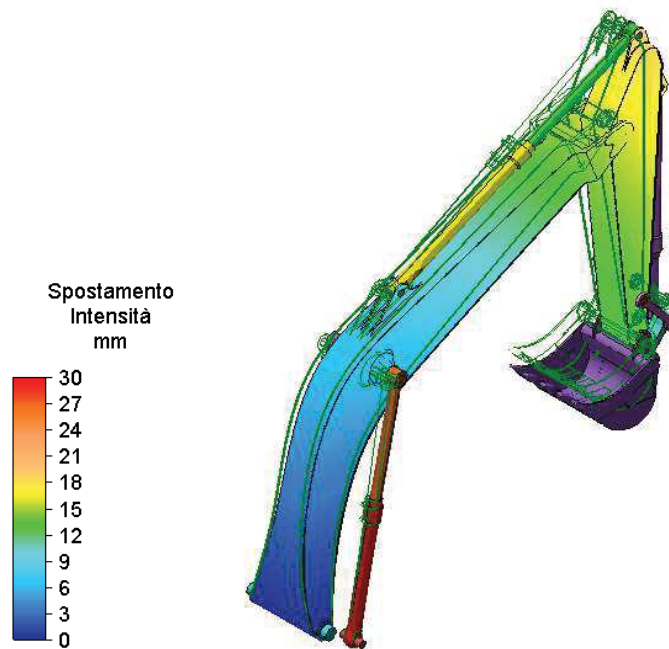


Figura 29: Spostamento per la condizione di carico 2 fine

I risultati così ottenuti (Figura 25, Figura 26, Figura 27, Figura 28 e Figura 29) sono la base di partenza per la valutazione delle prestazioni sia in termini di peso, sollecitazioni e deformazioni per lo sviluppo dei bracci tramite l'impiego di materiali alternativi.

## 2.6 Materiali scelti / adottati

Date le innumerevoli possibilità di scelta dei materiali utilizzabili per l'alleggerimento dei componenti, la relativa decisione può essere dettata da differenti criteri come ad esempio: massimizzare la rigidità del componente andando ad osservare il rapporto massimo tra il modulo di Young ( $E$ ) e la densità del materiale ( $\rho$ ), oppure puntando ad aspetti legati ad altri campi come ad esempio la sostenibilità ambientale, la reperibilità ed ai costi sia del materiale di base che di realizzazione.

Detto questo, nel nostro caso, la scelta dei materiali si è basata principalmente su aspetti di natura tecnico-realizzativa, puntando all'effettiva fattibilità dei componenti in esame e non





tanto al costo economico. Un esempio di questo approccio è dato proprio dalla scelta di utilizzare un materiale composito ad alte prestazioni in fibra di carbonio, ovviamente l'adozione di tale materiale determina che la soluzione presenti costi elevati, ma nel contempo è quella, come si potrà vedere tramite i risultati che verranno presentati, che comporta i benefici maggiori in termini di prestazioni e riduzione dei pesi.

Dunque, per la realizzazione dell'escavatore nella sua configurazione di base si è ipotizzato l'impiego di un tipico acciaio da costruzione S355 UNI EN 10025-3; mentre per quanto riguarda l'alleggerimento dei bracci si è pensato l'impiego di differenti materiali in modo tale da poter avere diverse soluzioni e perciò condurre anche uno studio comparativo.

I materiali adottati e studiati per l'alleggerimento sono una lega leggera ovvero la lega d'alluminio Al6063-T6 UNI EN 573-3 ed un materiale composito a base di fibre di carbonio in matrice epossidica. Nelle Tabella 3, Tabella 4 e Tabella 5 vengono riportate le caratteristiche principali dei materiali utilizzati.

Tabella 3: Principali proprietà materiali utilizzati

Materiale	Densità $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young E [MPa]	Coefficiente di Poisson $\nu$	$\sigma_{sn}$ [MPa]	$\sigma_R$ [MPa]
S 355 (UNI EN 10025-3)	780	210000	0.28	355	510
Al 6063 T6 (UNI EN 573-3)	270	69000	0.33	215	221

Tabella 4: Proprietà dei componenti del materiale composito

Materiale	Densità $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young E [MPa]	Modulo di taglio G [MPa]	Coefficiente di Poisson $\nu$
Resina epossidica	1200	4500	1600	0.4
Fibra di carbonio	1750	230000	50000	0.3



Tabella 5: Principali proprietà del materiale composito (teoria delle miscele)

Densità $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo elastico $E_1$ ( $\parallel$ alla direzione delle fibre) [MPa]	Modulo elastico $E_2$ ( $\perp$ alla direzione delle fibre) [MPa]	Modulo di taglio $G_{12}$ [MPa]	Major Poisson ratio $\nu_{12}$	Minor Poisson ratio $\nu_{12}$
1530	139800	10929	3817	0.34	0.0026

## 2.7 Design bracci in lega di alluminio Al 6063-T6 ed in materiale composito a base di fibre di carbonio e matrice epossidica

Per lo sviluppo dei bracci dell'escavatore in lega di alluminio Al6063-T6 UNI EN 573-3 e per quelli in composito, sono stati adottati diversi criteri progettuali. Come prima assunzione, si è imposta una limitazione di natura geometrica, infatti si è deciso di mantenere le dimensioni relative alle larghezze dei bracci uguali a quelle dei bracci originali realizzati in acciaio da costruzione S355 UNI EN 10025-3, così da non dover essere costretti a modificare gli attacchi della benna e quelli presenti sul telaio dell'escavatore nonché tutti gli elementi che si interfacciano con i bracci stessi. Questa scelta permette una facile intercambiabilità dei componenti senza dover modificare la struttura di base della macchina, rendendo dunque il passaggio dalla soluzione geometrica originale in acciaio a quelle innovative più facile e meno dispendioso se confrontato con l'ipotesi di dover, sostituire anche i componenti standard. Altro aspetto fondamentale è dato dal fatto che le prestazioni strutturali delle nuove soluzioni devono essere assolutamente comparabili ed il più possibile simili a quelle date dalla soluzione originale realizzata in acciaio. La valutazione delle prestazioni strutturali è basata in funzione di tre differenti parametri, ovvero: la sollecitazione massima, lo spostamento massimo ed il fenomeno dell'instabilità lineare elastica.



Questi criteri vengono così formulati:

$$\frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{max}}|_{Steel} \cong \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{max}}|_{Aluminium} \cong \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{max}}|_{Composite\ material}$$

$$\delta_{max}|_{Steel} \cong \delta_{max}|_{Aluminium} \cong \delta_{max}|_{Composite\ material}$$

$$\frac{F_{crt}}{F_{max}}|_{Steel} \cong \frac{F_{crt}}{F_{max}}|_{Aluminium} \cong \frac{F_{crt}}{F_{max}}|_{Composite\ material}$$

Dove:

$\sigma_{limit}$  è la sollecitazione limite legata al materiale utilizzato ed in particolare è il valore della sollecitazione di snervamento;

$\sigma_{max}$  è la sollecitazione massima, determinata mediante analisi numeriche, presente nel componente;

$\delta_{max}$  corrisponde allo spostamento massimo presente nella struttura;

$F_{crt}$  è il carico critico di instabilità per l'azione considerata, come ad esempio l'azione di compressione, l'azione flettente o l'azione di taglio che si presenta prevalentemente nelle pareti delle sezioni dei bracci.

In particolare per quanto riguarda l'azione assiale e l'azione flettente si sono adottate le seguenti formule:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E I}{a^2 (1 - \nu^2)}$$

$$M_{cr} = \frac{\pi}{l_{ef}} \sqrt{E_0 I_z G I_{tor}}$$

Dove:

$E_0 I_z$  è la rigidità flessionale intorno all'asse z;

$G I_{tor}$  è la rigidità torsionale;

$l_{ef}$  è la lunghezza di libera inflessione.



---

## 2.8 Soluzioni geometriche adottate

In funzione dei materiali adottati e sulla base dei criteri progettuali riportati in precedenza, sono stati seguiti una serie di passaggi per ottenere il modello finale dei bracci in materiali alternativi, tali passaggi sono:

- determinazione e sviluppo tramite primo dimensionamento analitico delle sezioni dei bracci;
- realizzazione dei modelli solidi relativi ai bracci;
- analisi dei modelli realizzati tramite il metodo degli elementi finiti.

Tali passaggi sono stati iterati in modo tale da poter rispettare i vincoli ed i criteri imposti ai bracci ed alle loro prestazioni.

## 2.9 Soluzione utilizzo lega di alluminio Al6063-T6 UNI EN 573-3

Come si può vedere dalla Figura 30 l'impiego della lega di alluminio per la realizzazione dei bracci non ha comportato modifiche sostanziali alla tipica geometria dei bracci. Infatti con l'adozione di tale materiale è stato possibile non alterare la struttura scatolata dei bracci e per poter mantenere le stesse prestazioni in termini di sforzi e spostamenti presenti sui componenti si è giocato principalmente: sullo spessore delle lamiere, che formano le sezioni scatolate, sull'incremento dell'altezza delle sezioni e sull'aggiunta di piastre di rinforzo poste all'interno dei bracci. Tramite l'impiego di tale soluzione geometrica e costruttiva è stato possibile ottenere una buona riduzione dei pesi relativi ai bracci (Tabella 6), ma al contempo è stato possibile garantire delle prestazioni strutturali simili a quelle della soluzione di partenza.



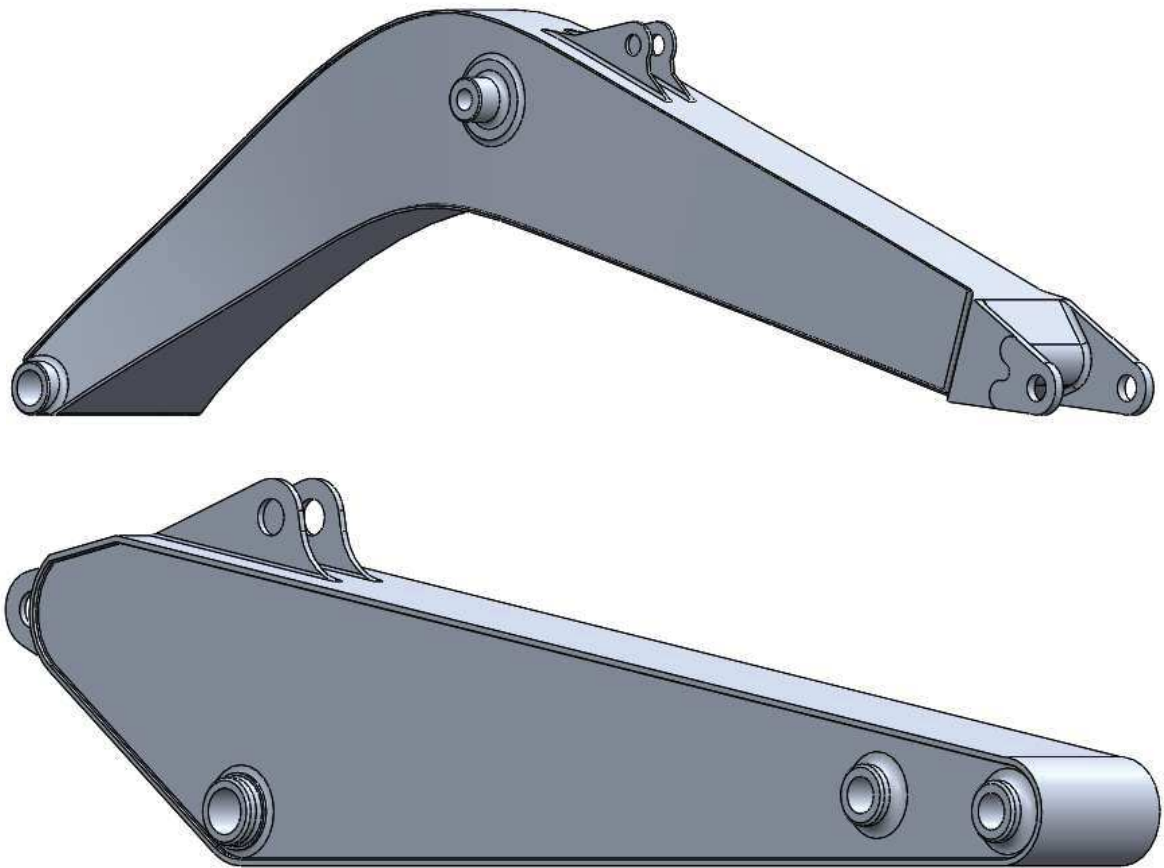


Figura 30: Modello del boom (a) e dello stick (b) in Al6063-T6 UNI EN 573-3

Tabella 6: Confronto pesi dei bracci in S355 e Al 6063-T6

Materiale	Peso Boom [N]	Riduzione di peso [%]	Peso Stick [N]	Riduzione di peso [%]	Peso totale [N]	Riduzione di peso [%]
S355 (UNI EN 10025-3)	36000	-	15000	-	51000	-
6063 T6 (UNI EN 573-3)	18640	48.2	9040	39.7	27680	45.7



## 2.10 Soluzione utilizzo materiale composito

Un discorso diverso deve essere fatto per quanto riguarda lo studio e la realizzazione dei bracci tramite l'impiego del materiale composito.

Per questa soluzione, oltre a mantenere ed applicare i criteri strutturali e geometrici riportati in precedenza si è dovuto fare un ulteriore passo, proprio a causa dell'utilizzo di un materiale composito.

Con l'impiego di materiali compositi, da un punto di vista realizzativo e per quanto concerne lo stato tensionale nel componente, risulta alquanto problematico la creazione di sezioni rettangolari, per tale ragione si è deciso di optare per una differente geometria e più in particolare si è scelta una sezione ellittica a tronco di cono con spessore variabile lungo il suo sviluppo.

In tal modo è possibile creare una sezione uniformemente resistente in relazione ai momenti flettenti agenti nei due piani. In particolare, poiché lo spessore del composito è costante sul contorno di tutta la sezione si è proceduto andando a modificare gli assi della sezione ellittica al fine di ottenere una resistenza uniforme, ovvero come si evince dalla Figura 31, lo sforzo nel punto A ( $\sigma_{zA}$ ) è stato imposto uguale allo sforzo nel punto B ( $\sigma_{zB}$ ) (1). In relazione ai momenti flettenti nei due piani ( $M_X$  ed  $M_Y$ ), e alle proprietà della sezione ( $J_X, J_Y, W_X, W_Y$ ), la formula (5) riporta la correlazione fra i momenti agenti nei due piani e le dimensioni ( $H, B$ ), della sezione ellittica.



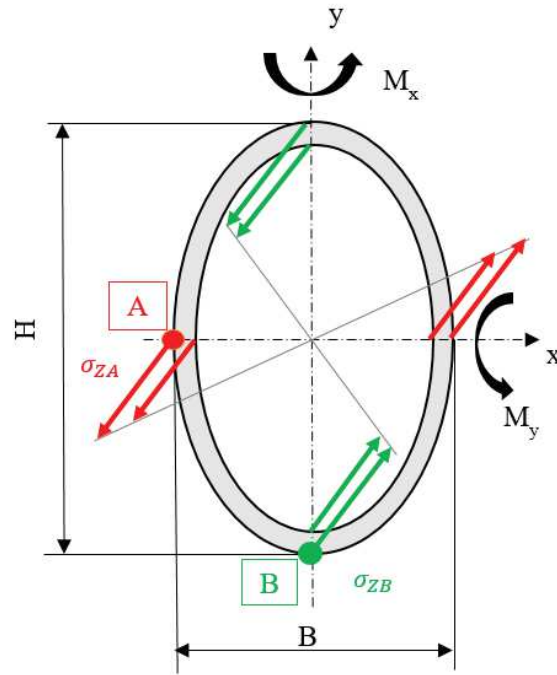


Figura 31: Schematizzazione della sezione ellittica e della distribuzione degli sforzi presenti

$$\sigma_{ZA} = \sigma_{ZB} = \frac{M_x}{W_x} = \frac{M_y}{W_y} \quad (1)$$

$$J_x = \frac{W_x}{H/2}; J_y = \frac{W_y}{B/2} \quad (2)$$

$$b = B - 2S; h = H - 2S \quad (3)$$

$$J_x = \frac{\pi}{64} B \cdot H^3; J_y = \frac{\pi}{64} H \cdot B^3 \quad (4)$$

$$\frac{M_x}{M_y} = \frac{BH^3 - (B-2S) \cdot (H-2S)^3}{B^3H - (B-2S)^3 \cdot (H-2S)} \cdot \frac{B}{H} \quad (5)$$

Inoltre, la scelta di adottare una sezione ellittica con sviluppo tronco conico permette la realizzazione del manufatto mediante la tecnica del filament winding<sup>1</sup>; tale processo produttivo prevede l'impiego di un'anima sulla quale viene poi avvolto a strati il materiale composito tronco conico per facilitare lo sfilo dell'anima.

<sup>1</sup> Appendice 1



Superato il problema relativo alla geometria di base del braccio, è necessario trovare il modo per poter connettere a questo i diversi componenti, necessari per il suo impiego, come ad esempio: i cilindri idraulici o la benna.

Per far fronte a tale problematica si è pensato di realizzare delle apposite sezioni in alluminio sulle quali verranno innestate ed incollate le diverse componenti troncoconiche in composito (Figura 33).

Questa soluzione è stata pensata per ottenere una continuità delle sezioni ed in modo tale da non alterare la resistenza della parte in composito mediante la realizzazione di fori per il fissaggio in quanto quest'ultimi risultano essere il punto di innesco, per effetto intaglio, di cricche.



Figura 32: Modelli solidi del boom (a) e dello stick (b) in materiale composito





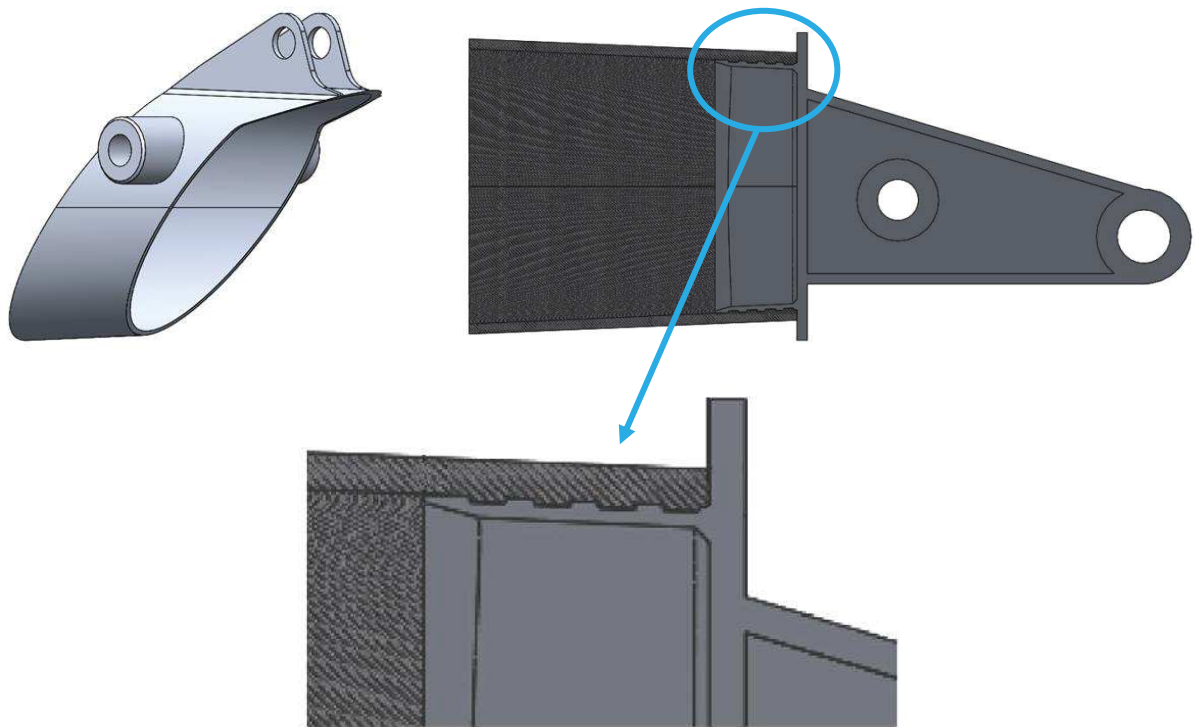


Figura 33: Particolari delle sezioni in Al 6063 T6 per bracci in composito

Altra caratteristica del boom in materiale composito, come si può vedere dalla Figura 32, è quella di non presentare la tipica curvatura che si può ritrovare nelle due precedenti soluzioni. Tale scelta è stata fatta per ragioni di flessibilità, di modularità e realizzabilità. Infatti adottando sezioni in composito a geometria tronco conica con assenza di curvature il processo produttivo del componente risulta essere più semplice e dunque meno costoso ed inoltre con tale geometria risulta anche più immediato e facile ottenere formati differenti dei bracci andando a sostituire le diverse sezioni che costituiscono il braccio stesso. Questa geometria inoltre consente di ottenere un diagramma di scavo non molto differente da quello ottenibile dalla soluzione classica, ciò che variano sono gli ingombri a macchina ferma.



Tabella 7: Confronto pesi dei bracci in S355 e Composito

Materiale	Peso Boom [N]	Riduzione di peso [%]	Peso Stick [N]	Riduzione di peso [%]	Peso totale [N]	Riduzione di peso [%]
S355 (UNI EN 10025-3)	36000	-	1500	-	51000	-
Composito	12450	65.4	5850	61.0	18300	64.1

## 2.11 Riassunto geometrie principali

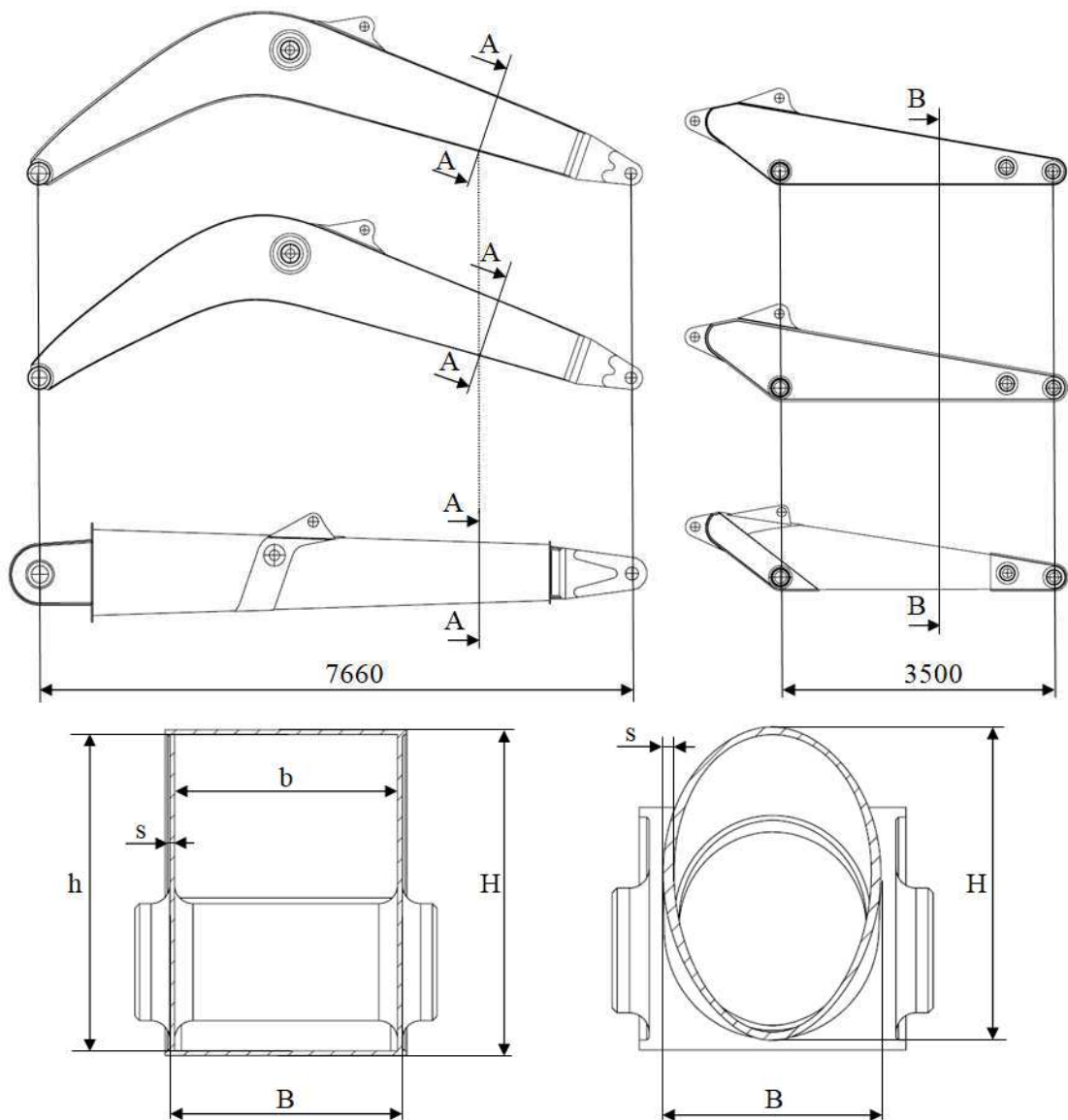


Figura 34: Geometria e sezioni dei bracci nelle differenti soluzioni costruttive



Tabella 8: Variazioni sezioni dei bracci in funzione del materiale utilizzato

Materiale	Sezione A-A					Sezione B-B				
	H	h	B	b	s	H	h	B	b	s
S355 (UNI EN 10025-3)	724	704	500	480	10	700	680	500	480	10
6063T6 (UNI EN 573-3)	724	674	500	450	25	700	650	500	450	25
Composito	720	-	528	-	15	635	-	440	-	22

## 2.12 Risultati analisi fem

Per le analisi numeriche delle nuove soluzioni adottate, sono stati ovviamente mantenuti gli stessi criteri impiegati per lo studio della soluzione originale, quella in acciaio da costruzione, in particolare sono state mantenute le stesse condizioni di carico e i medesimi vincoli.

Dalle analisi numeriche condotte sui bracci nella configurazione originale (Figura 25, Figura 26, Figura 27 e Figura 28) si riscontra che la condizione più gravosa risulta essere la condizione 2, sollevamento alla minima distanza, per questa ragione si è deciso di riportare i risultati relativi agli sforzi ed agli spostamenti per la soluzione in Al6063-T6 (Figura 36) ed in composito considerando l'inizio e la fine del movimento relativo alla sola condizione di carico 2 (Figura 37, Figura 38 e Figura 39).

### 2.12.1 Condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza) Al 6063T6

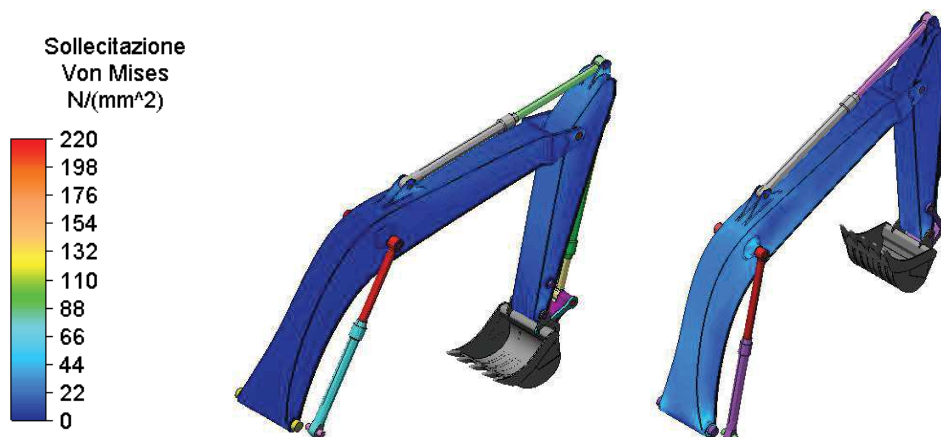


Figura 35: Sforzi Von Mises condizione di carico 2 inizio (a) e fine (b) per soluzione in Al6063-T6



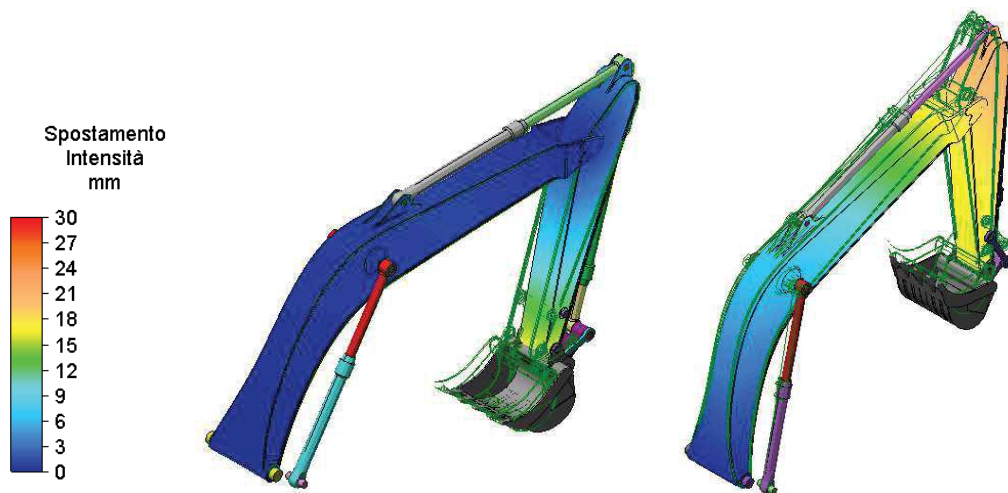


Figura 36: Spostamenti condizione di carico 2 inizio (a) e fine (b) per soluzione in Al6063-T6

### 2.12.2 Condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza) Composito

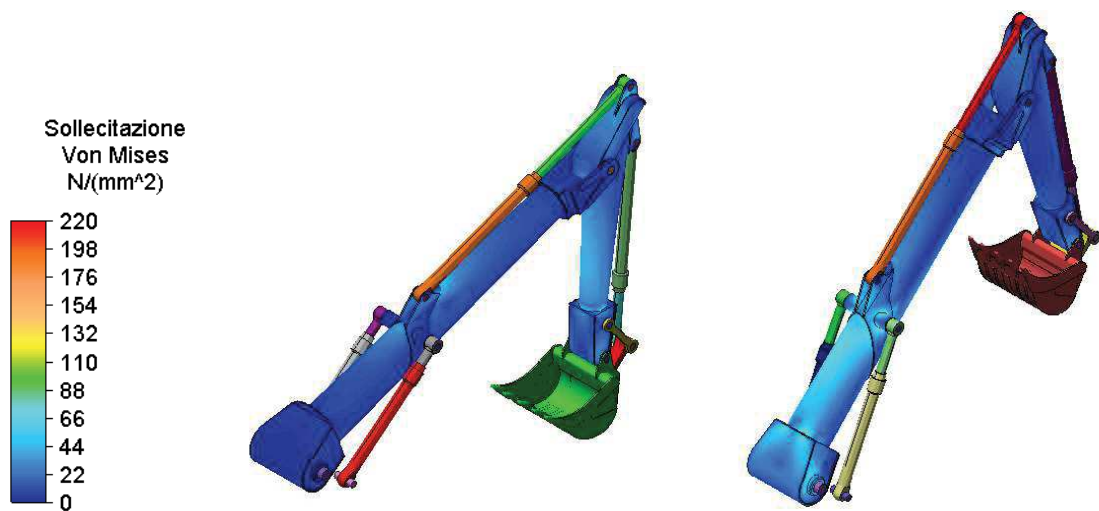


Figura 37: Sforzi Von Mises condizione di carico 2 inizio (a) e fine (b) per soluzione in composito



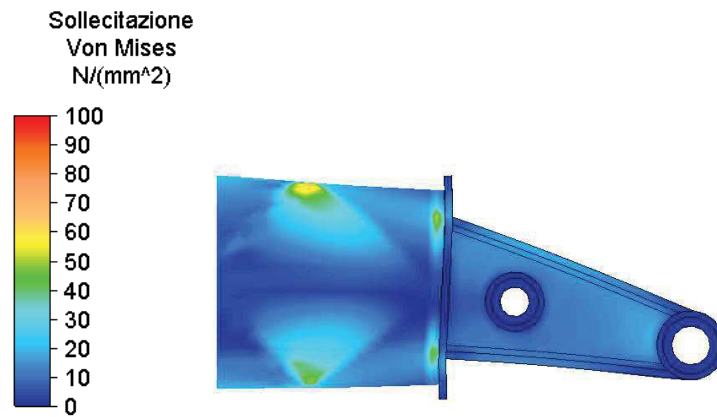


Figura 38: Sforzi Von Mises per interfaccia composito e 60663 T6 (condizione di carico 2)

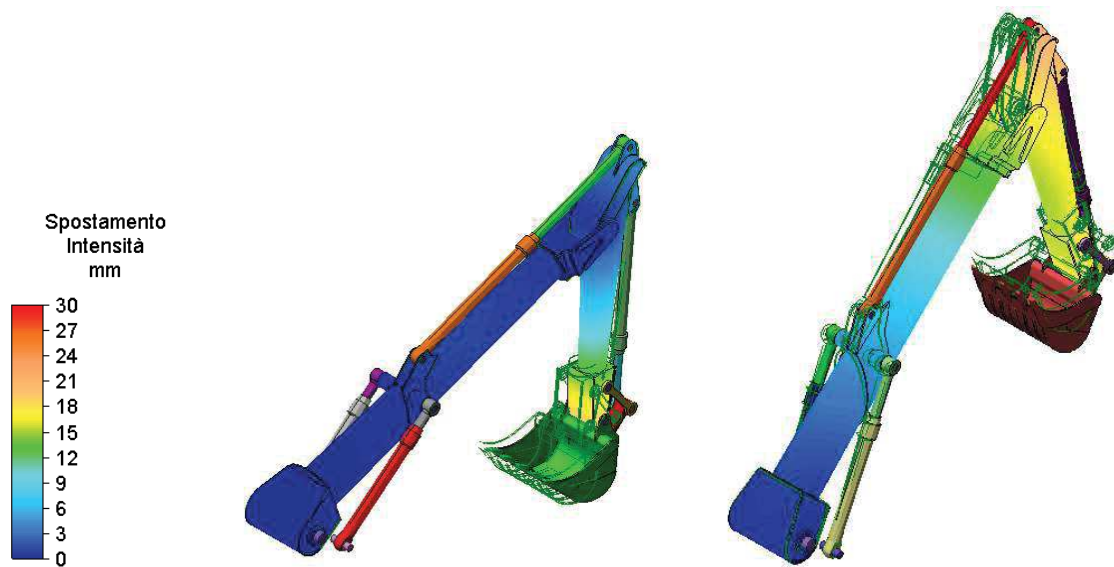


Figura 39: Spostamenti condizione di carico 2 inizio (a) e fine (b) per soluzione in composito



## 2.13 Valutazione risultati

Tabella 9: Confronto degli sforzi e degli spostamenti per le diverse configurazioni costruttive

Materiale	$\sigma_{max}$ [MPa] (condizione di carico)						Spostamento [mm] (condizione di carico)					
	1		2		3		1		2		3	
	Inizio	Fine	Inizio	Fine	Inizio	Fine	Inizio	Fine	Inizio	Fine	Inizio	Fine
S355 (UNI EN 10025-3)	120	125	146	130	35	41	7	10	9	15	5	6
6063 T6 (UNI EN 573-3)	56	78	53	66	18	22	8	13	7	18	6	7
Composito	105	117	48	60	43	46	7	9	18	16	8	10

Come si può vedere dalla Tabella 9 tramite l'impiego di materiali particolarmente innovativi, lo sviluppo di un nuovo design e l'adozione di specifici criteri progettuali è stato possibile ottenere delle soluzioni strutturali innovative con prestazioni simili, per quanto riguarda gli spostamenti ed i coefficienti di sicurezza, a quelle normalmente utilizzate, portando però ad una considerevole riduzione dei pesi; questo lo si può vedere dalla Tabella 10 dove vengono riportati i pesi dei bracci considerando le diverse soluzioni costruttive.

Tabella 10: Tabella riassuntiva riduzione dei pesi in funzione del materiale adottato per la realizzazione dei bracci

Materiale	Peso Boom [N]	Riduzione di peso [%]	Peso Stick [N]	Riduzione di peso [%]	Peso totale [N]	Riduzione di peso [%]
S355 (UNI EN 10025-3)	36000	-	15000	-	51000	-
6063 T6 (UNI EN 573-3)	18640	48.2	9040	39.7	27680	45.7
Composito	12450	65.4	5850	61.0	18300	64.1

Dalla Tabella 10 emerge che la riduzione complessiva del peso dei bracci, rispetto alla soluzione originale (S355 UNI EN 10025-3), è pari a circa il 45% per quanto riguarda la



soluzione in lega di alluminio (6063 T6 UNI EN 573-3), mentre per la soluzione in materiale composito la riduzione è circa pari al 65%.

Dai valori riportati in Tabella 10 è inoltre possibile sviluppare alcune considerazioni numeriche. In particolare nella Tabella 11 si riporta il rapporto  $\eta_i$  dato dalla forza necessaria per il sollevamento (considerando tre differenti condizioni di carico: il livellamento, condizione di carico 1, il sollevamento alla minima distanza, condizione di carico 2 ed il sollevamento alla massima distanza, condizione di carico 3) in relazione al peso complessivo dei bracci per le diverse soluzioni geometriche sviluppate.

$$\eta_1 = \frac{F_{Loadcase\_1}}{Arms\_Weight} \quad \eta_2 = \frac{F_{Loadcase\_2}}{Arms\_Weight} \quad \eta_3 = \frac{F_{Loadcase\_3}}{Arms\_Weight}$$

Questo parametro è stato adottato al fine di evidenziare il rapporto tra il carico da movimentare ed il peso dei bracci impiegati per movimentare il carico stesso.

Tabella 11: Comparazione prestazione delle differenti tipologie di bracci

Materiale	Peso totale bracci [N]	$\eta_1$	$\eta_2$	$\eta_3$
S 355 (UNI EN 10025-3)	51000	6.33	4.77	1.83
6063 T6 (UNI EN 573-3)	27680	11.67	8.80	3.38
Composito	18300	17.65	13.31	5.11

Sempre dai dati riportati nella Tabella 10 è possibile stimare l'incremento della portata della macchina a seguito della riduzione dei pesi del braccio. Tale valutazione è stata condotta considerando di mantenere lo stesso coefficiente di sicurezza per quanto riguarda il ribaltamento della macchina. La stima di tale valore è stata fatta per due differenti configurazioni: condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza) e la condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza).



Il confronto per le tre soluzioni è stato condotto considerando che la benna da  $5.25\text{m}^3$  fosse completamente piena di materiale con un peso specifico di  $1500\text{kg/m}^3$ .

Tabella 12: Incremento del peso trasportabile

Materiale	Peso Boom [N]	Riduzione peso [%]	Peso Stick [N]	Riduzione peso [%]	Peso totale [N]	Peso trasportabile [N]		Incremento peso trasportabile [%]	
						esteso	chiuso	esteso	chiuso
S355	36000	-	15000	-	51000	78750	78750	-	-
6063 T6	18640	48.2	9040	39.7	27680	90410	102070	14.8	29.6
Composito	12450	65.4	5850	61.0	18300	95100	111450	20.8	41.5

Dalla Tabella 12, contenente i risultati delle valutazioni condotte, emerge che si può ottenere un incremento della portata pari a circa al 41% (considerando il caso in cui i bracci sono realizzati in materiale composito e in configurazione condizione di sollevamento alla minima distanza), mantenendo lo stesso coefficiente di sicurezza rispetto al pericolo di ribaltamento.

## 10. Sintesi dei risultati

Il presente capitolo illustra i risultati di una ricerca condotta sui bracci di un escavatore al fine di una riprogettazione degli stessi utilizzando materiali innovativi e non convenzionali. Oltre alle analisi numeriche sviluppate mediante la generazione dei modelli solidi e le successive analisi ad elementi finiti, il lavoro prevede una parte sperimentale mirata alla determinazione delle reali accelerazioni a cui i bracci stessi sono sottoposti durante le movimentazioni ritenute essere le fondamentali per l'utilizzo dell'escavatore stesso (l'escavatore è utilizzato in una cava di marmo per la movimentazione di grossi blocchi). Le analisi sperimentali hanno permesso di stimare le reali accelerazioni che agiscono nei bracci nelle diverse condizioni di





carico e configurazioni geometriche. Da esse emerge che l'entità non è assolutamente trascurabile raggiungendo valori anche prossimi a 2g questo permette di affermare anche che il peso dei bracci assume un ruolo fondamentale nelle performance dell'escavatore sia per quanto concerne la capacità di carico ma anche per quanto riguarda altri aspetti come ad esempio la stabilità contro il ribaltamento.

Le soluzioni geometriche sviluppate e verificate adottando l'alluminio o il materiale composito a fibre di carbonio in luogo del classico acciaio da costruzione, presentano una notevole riduzione in peso dell'insieme dei bracci. Questo ha indubbiamente notevoli effetti sulle performance della macchina come ad esempio la riduzione della capacità dell'impianto idraulico, la riduzione del contrappeso atto a stabilizzare la macchina, ecc. Un parametro veramente importante da evidenziare è dato dal fatto che ad una diminuzione del peso dei bracci, può corrispondere un incremento della capacità di carico della benna, tale incremento è anche funzione della posizione dei bracci stessi. In particolare si ha un incremento massimo pari a 29.6% e pari a 41.5% per quanto riguarda rispettivamente la soluzione realizzata con i bracci in alluminio e con i bracci realizzati in composito. Tale incremento può anche essere assunto come l'incremento della produzione oraria del nuovo escavatore, compensando in tal modo l'incremento dei costi necessari per la produzione dei bracci con i nuovi materiali.



---

## Capitolo 3

# Alleggerimento componenti per un escavatore idraulico: telaio

Sempre nell'ottica di poter incrementare le prestazioni della macchina in esame, dopo aver affrontato lo studio per la realizzazione dei bracci in lega di alluminio ed in materiale composito si è deciso di passare allo studio di un altro componente fondamentale dell'escavatore, il telaio.

Si andrà perciò a studiare una soluzione innovativa per la realizzazione di un telaio di un escavatore impiegando una lega leggera. Per questo motivo si cercherà di identificare il materiale ottimale per la realizzazione del telaio, andando a confrontare l'impiego del tipico acciaio da costruzione S355 (UNI EN 10025-3) con una lega leggera di alluminio, stimando di conseguenza la geometria ottimale per l'impiego di tale materiale per poter mantenere i medesimi coefficienti di sicurezza della soluzione di partenza.

Inoltre verrà presentato anche uno studio relativo al contrappeso ed all'equilibrio della macchina in funzione delle differenti soluzioni costruttive e delle diverse condizioni di carico.

### 3.1 Telaio acciaio/alluminio

Lo scopo è dunque quello di andare a studiare il telaio e perciò ottimizzarlo mediante l'impiego di una lega leggera, per far questo è necessario avere come base di partenza il telaio in acciaio così da poter realizzare il modello solido dello stesso. Come per i bracci, si è ipotizzato che il telaio originale fosse realizzato in acciaio da costruzione S355 (UNI EN 10025-3). Di seguito (Figura 40) vengono riportate le immagini riguardanti le dimensioni



principali ed il modello solido del telaio, realizzato grazie alle dimensioni ricavate dal rilievo sull'escavatore a disposizione.

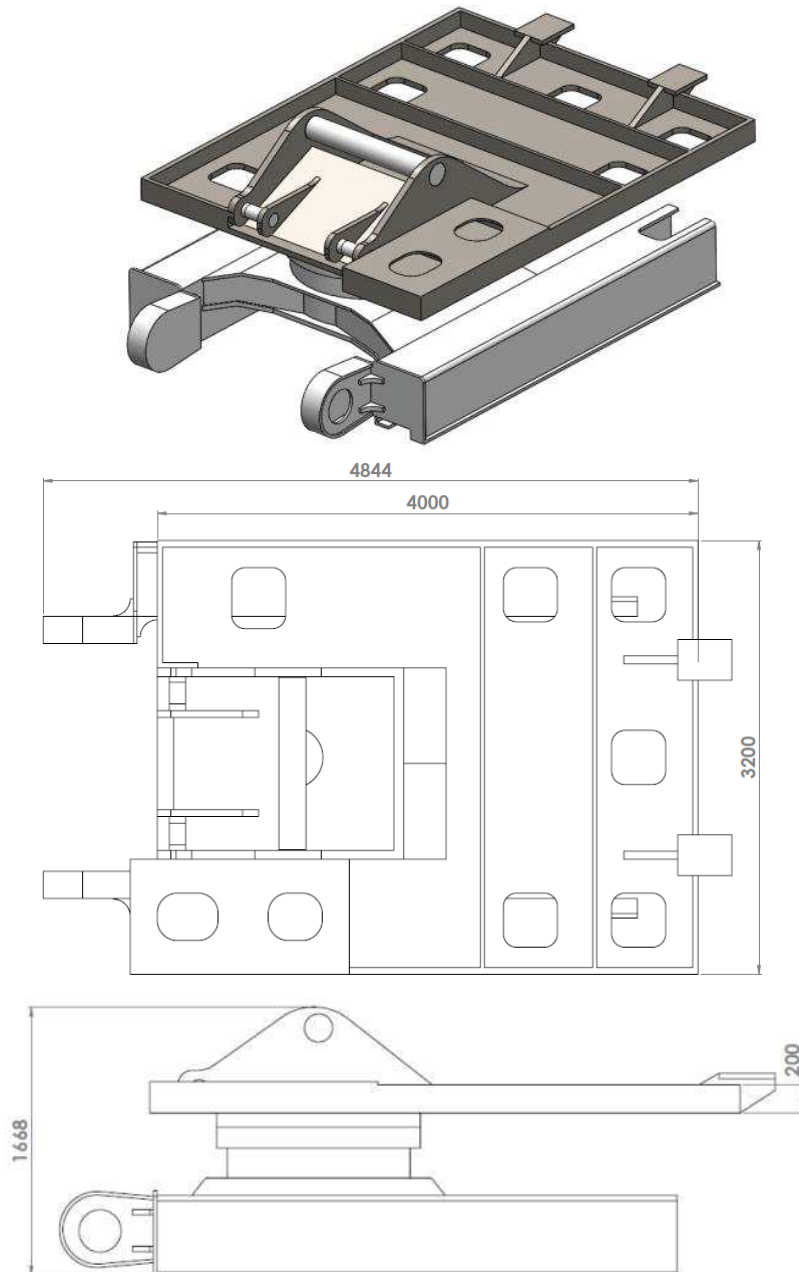


Figura 40: Modello solido e dimensioni principali del telaio e del sottocarro in S355 (UNI EN 10025-3)



Per la realizzazione del telaio in lega leggera si è ipotizzato l'impiego della lega di alluminio 6060-T5 (EN 573-3) che presenta un buon compromesso tra prestazioni, saldabilità e costi. In Tabella 13 vengono riportate le caratteristiche principali dei materiali studiati.

Tabella 13: Caratteristiche principali dei materiali utilizzati

Materiale	Densità $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young E [MPa]	Coefficiente di Poisson $\nu$	$\sigma_{sn}$ [MPa]	$\sigma_R$ [MPa]
S 355 (UNI EN 10025-3)	780	210000	0.28	355	510
Al 6060 T5 (UNI EN 573-3)	270	69000	0.33	120	165

Per poter realizzare il telaio in lega leggera si è deciso, come per lo studio dei bracci, di adottare come criterio di progetto il mantenimento dello stesso coefficiente di sicurezza tra le due soluzioni costruttive sia in termini di sollecitazioni che di spostamenti in modo tale da avere, a parità di comportamento meccanico, la medesima struttura, ma più leggera. Inoltre per poter condurre un confronto tra le due soluzioni costruttive differenti (S355 (UNI EN 10025-3)) e Al 6060 T5 (UNI EN 573-3)) sono state considerate le condizioni di carico viste per la progettazione dei bracci dello stesso escavatore (condizione di carico 1: livellamento, condizione di carico 2: sollevamento alla minima distanza e condizione di carico 3: sollevamento alla massima distanza).

Una volta realizzato il modello solido del telaio dell'escavatore è stato possibile condurre le analisi agli elementi finiti per le tre differenti condizioni di carico. Le prime analisi sono state condotte considerando la condizione originale dell'escavatore: telaio e bracci in S355 (UNI EN 10025-3); così facendo è possibile andare a stimare le prestazioni di base della macchina e valutare quali sono i punti critici presenti sul telaio. Nella Figura 41 è riportato il modello del telaio con relativa mesh, vincoli e carichi; il telaio è stato supposto fisso a terra ed i carichi



sono dati dalle forze trasmesse dai bracci (ricavate dalle analisi precedenti) e dal carico dato dal contrappeso.

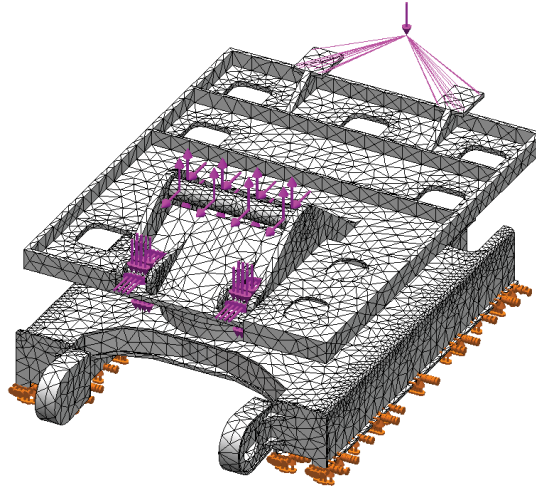


Figura 41: Modello del telaio con vincoli e carichi per la simulazione FEM

### 3.2 Risultati simulazione FEM telaio S355

Una volta imposti i vincoli ed i carichi relativi ad ogni singola condizione di carico i risultati ottenuti dalle simulazioni agli elementi finiti sono i seguenti:

#### 3.2.1 Condizione di carico 1

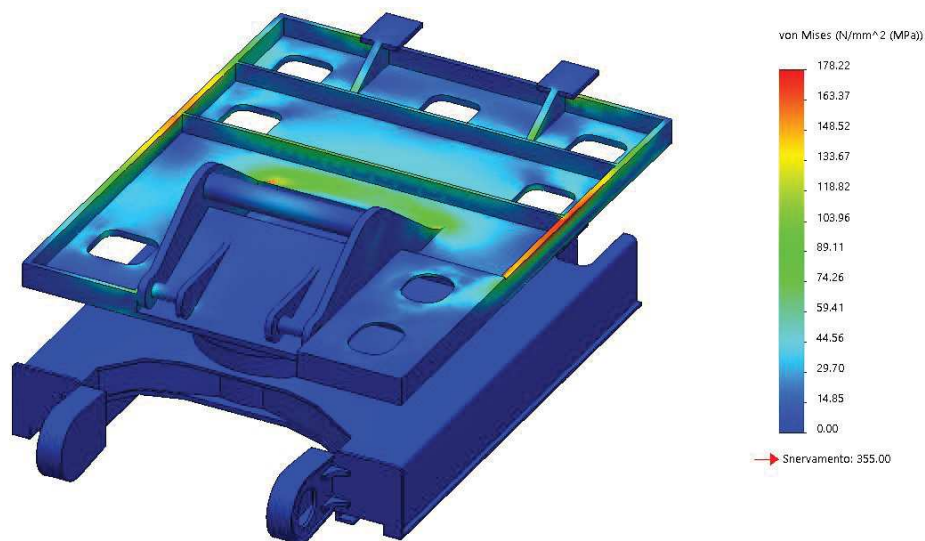


Figura 42: Sforzi di Von Mises per la condizione di carico 1 (livellamento)



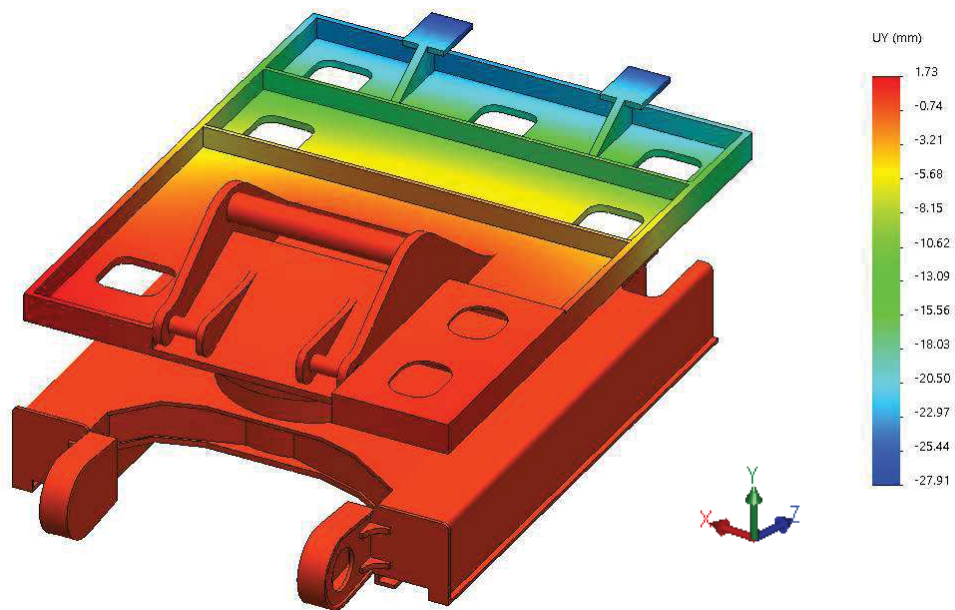


Figura 43: Spostamenti per la condizione di carico 1 (livellamento)

### 3.2.2 Condizione di carico 2

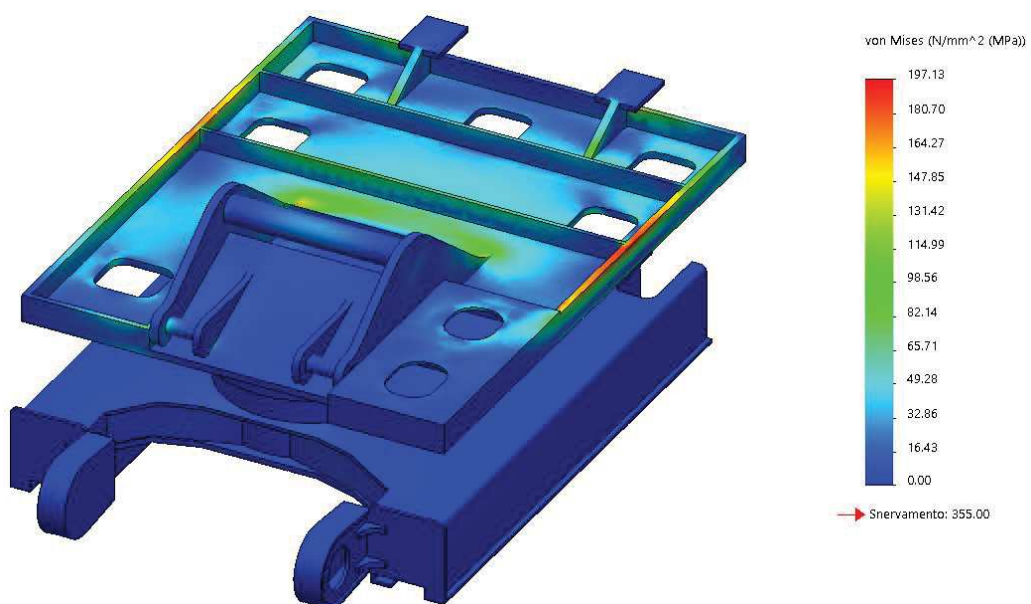


Figura 44: Sforzi di Von Mises per la condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza)



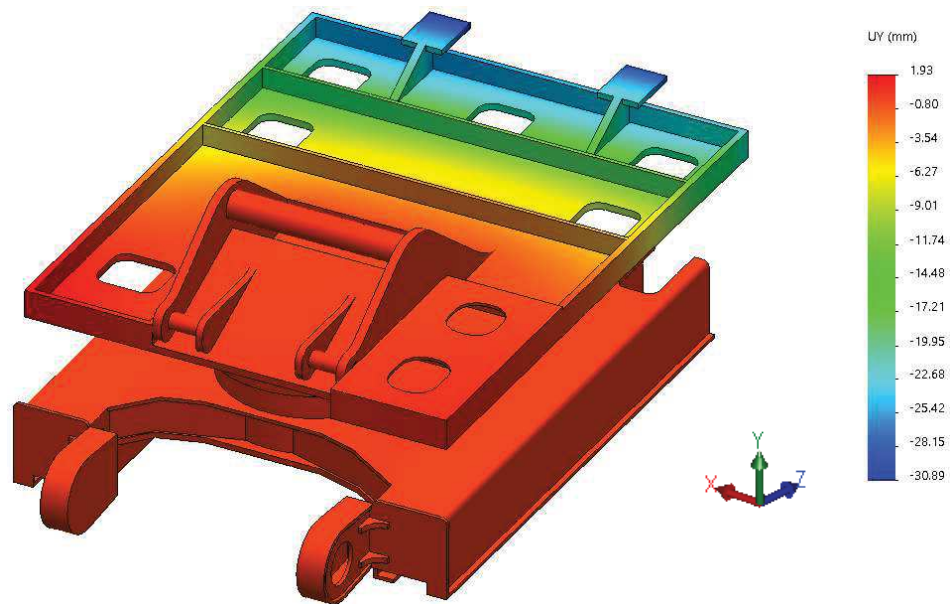


Figura 45: Spostamenti per la condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza)

### 3.2.3 Condizione di carico 3

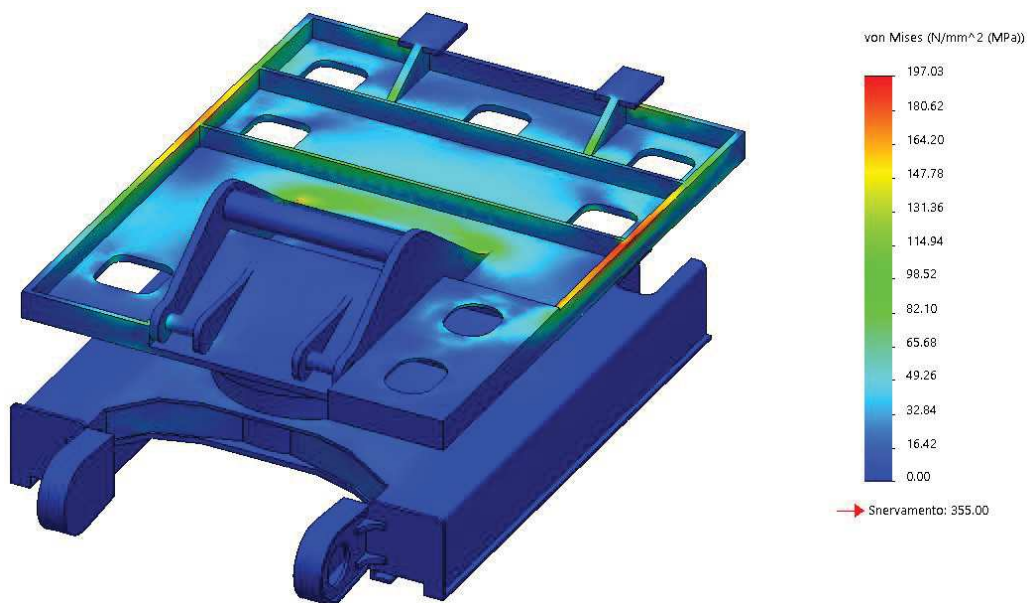


Figura 46: Sforzi di Von Mises per la condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza)



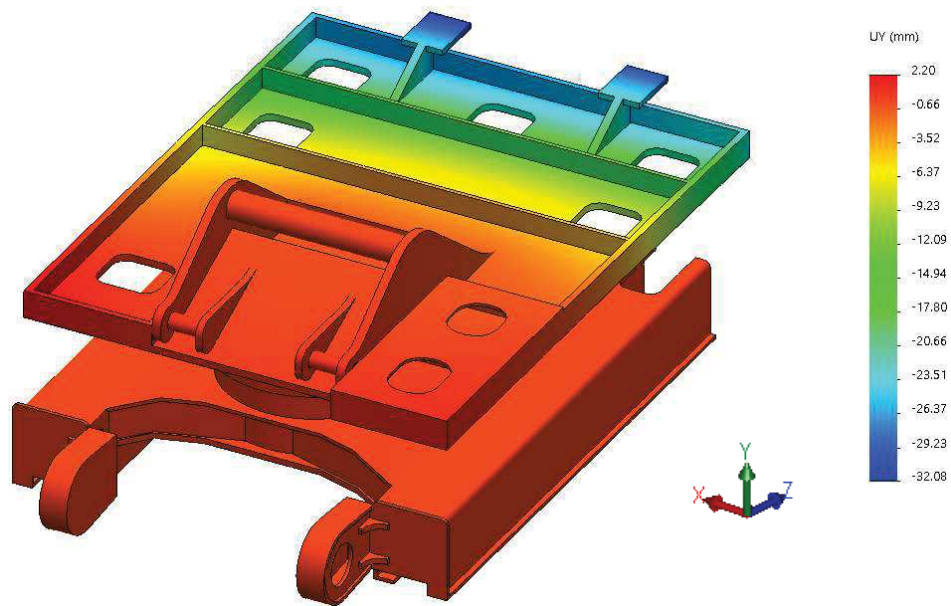


Figura 47: Spostamenti per la condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza)

### 3.3 Telaio in lega leggera

Per la realizzazione di un nuovo telaio mediante l'impiego di un materiale alternativo si è deciso inizialmente di mantenere la medesima geometria del telaio realizzato in acciaio S355 (UNI EN 10025-3), ma impiegando come materiale il 6060-T5 (UNI EN 573-3) così da andare ad individuare le aree critiche dello stesso.





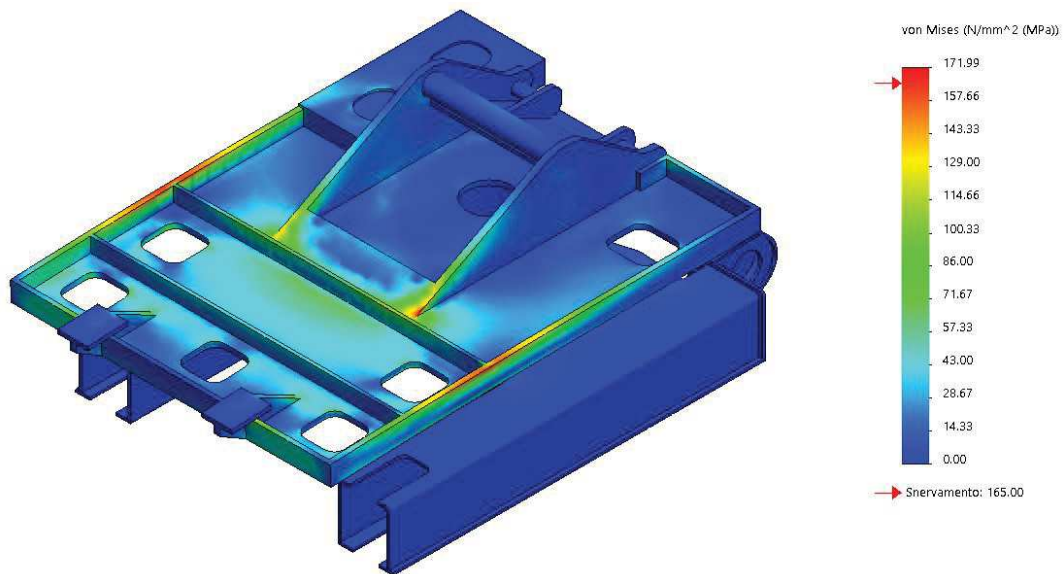


Figura 48: Telaio con geometria originale, ma in Al6060 T5

Una volta individuate le zone critiche Figura 48 si è proceduto, tramite iterazioni, al miglioramento delle stesse tramite aumenti di spessore e modifiche nelle geometrie di base in modo tale da poter ottenere un telaio con le medesime caratteristiche ed il medesimo comportamento di quello di partenza.

Così facendo è stato possibile ottenere una geometria ottimizzata in funzione del materiale adottato, tale risultato lo si può apprezzare in Figura 49 e dalla Tabella 14 nella quale sono state riportate le variazioni degli spessori relativi alle zone critiche.

A questo punto è possibile procedere con la simulazione agli elementi finiti.



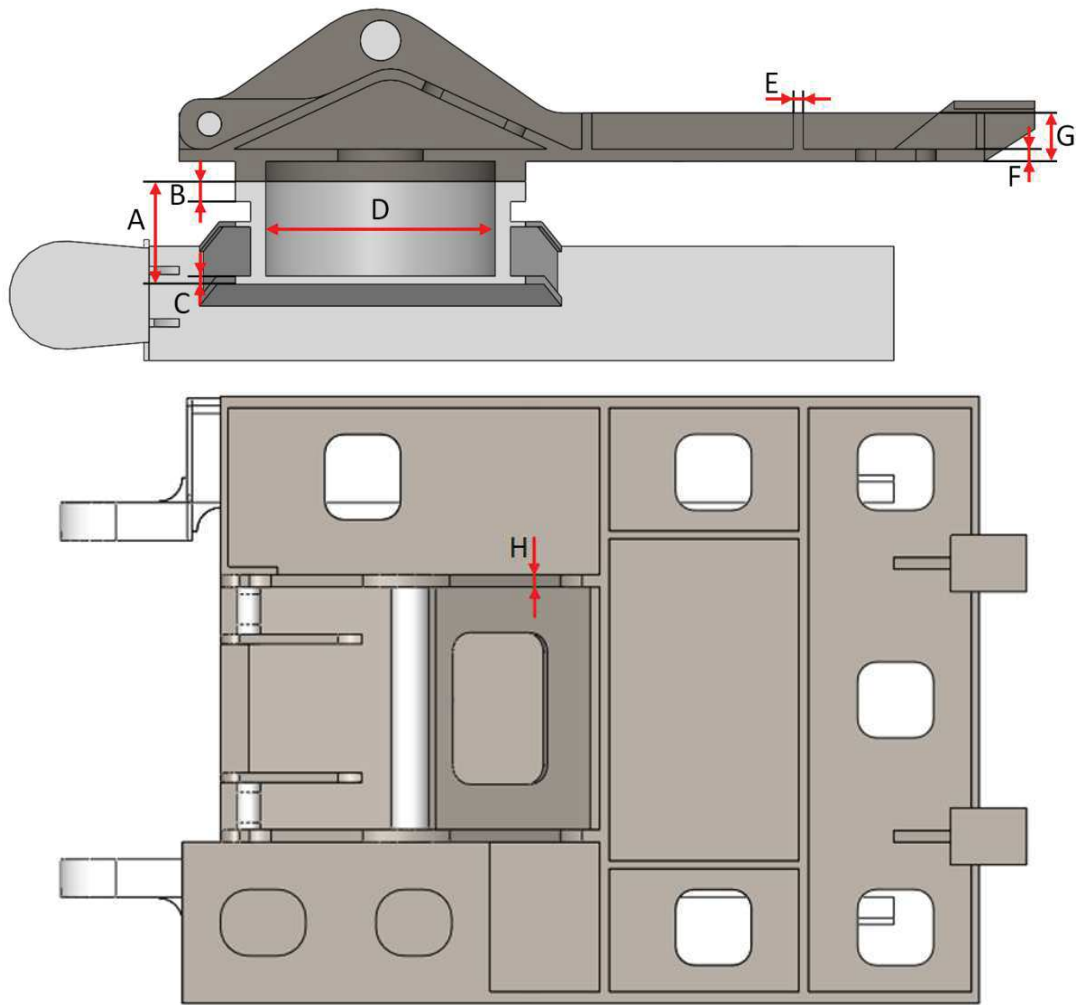


Figura 49: Telaio in 6060-T5

Tabella 14: Variazione di dimensioni e peso tra telaio in S355 e telaio in 6060-T5

[mm]	S355 (UNI EN 10025-3)	6060-T5 (UNI EN 573-3)
A	460	510
B	80	100
C	25	40
D	1250	1150
E	30	50
F	50	60
G	200	240
H	50	65
Peso [kN]	122.9	54.7



### 3.3.1 Condizione di carico 1

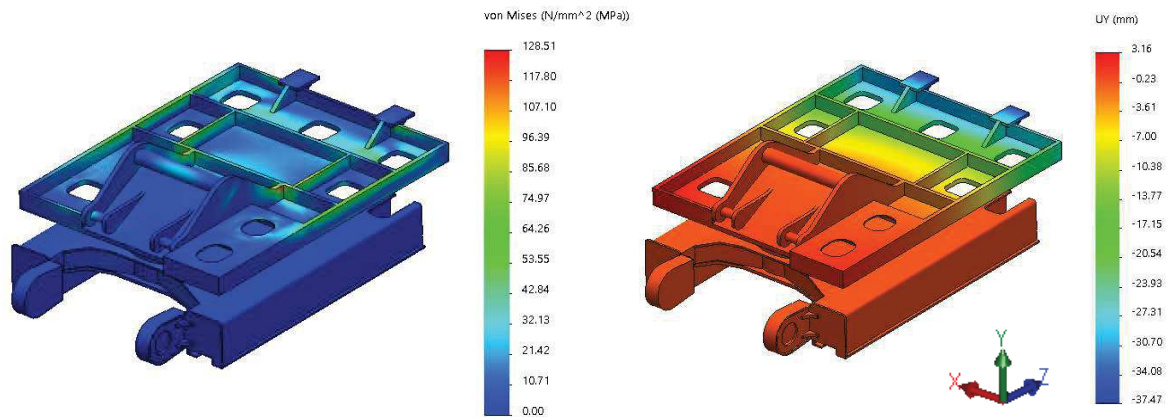


Figura 50: Telaio 6060-T5 condizione di carico 1: (a) sforzi, (b) spostamenti

### 3.3.2 Condizione di carico 2

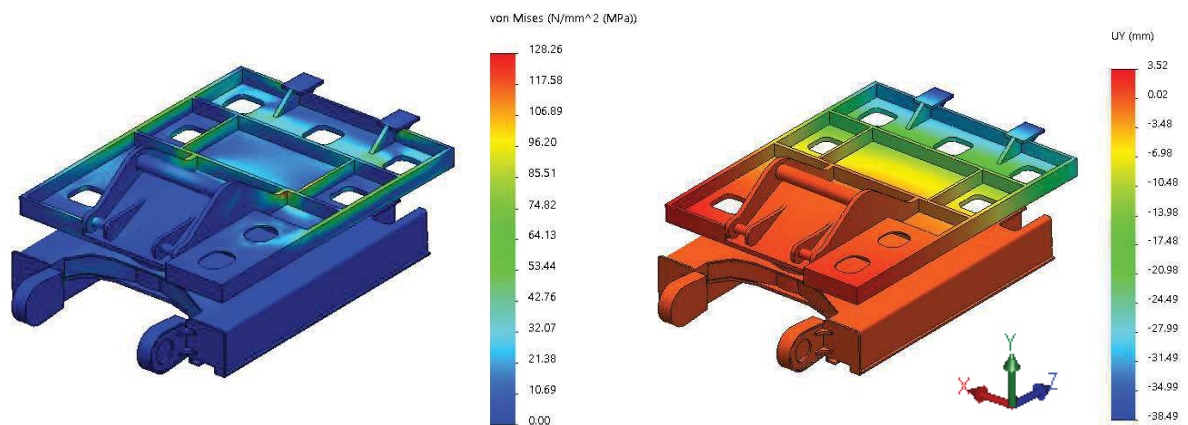


Figura 51: Telaio 6060-T5 condizione di carico 2: (a) sforzi, (b) spostamenti



### 3.3.3 Condizione di carico 3

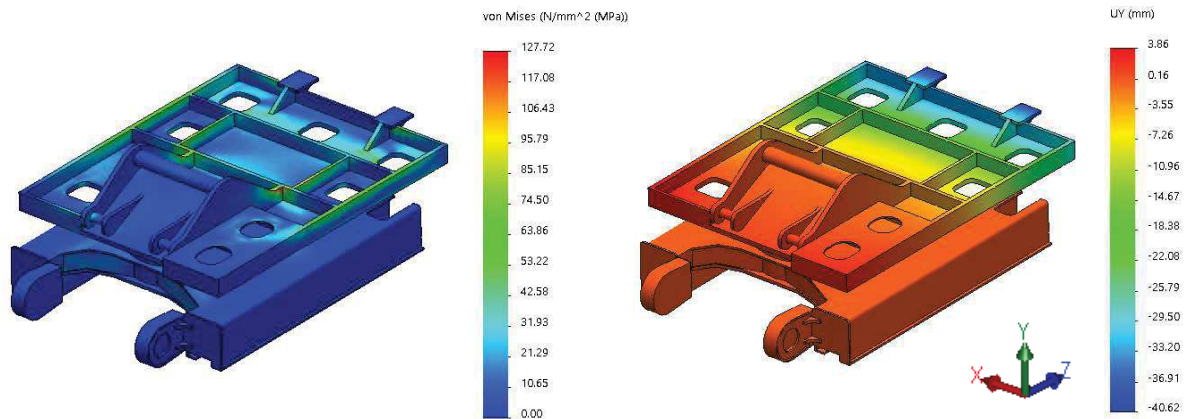


Figura 52: Telaio 6060-T5 condizione di carico 3: (a) sforzi, (b) spostamenti

### 3.4 Valutazione del contrappeso

Per equilibrare l'escavatore nelle diverse condizioni di carico è necessario l'impiego di un contrappeso che deve essere opportunamente dimensionato.

Per far questo è necessario calcolare il baricentro ed il peso dell'escavatore andando a considerare la disposizione dei diversi carichi e la posizione dei bracci, così da poter calcolare il momento ribaltante della macchina.

La parte anteriore dei cingoli, punto A di Figura 53, è stata scelta come il punto attorno al quale può avvenire il ribaltamento dell'escavatore in condizioni di terreno piano.

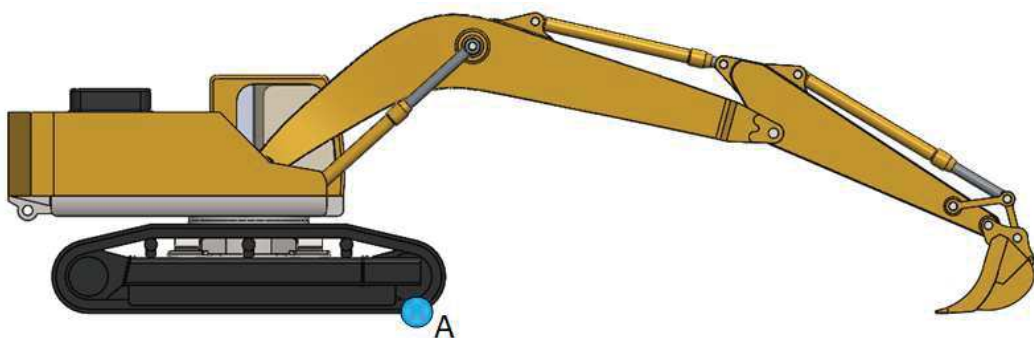


Figura 53: Schematizzazione punto di interesse per il calcolo del momento ribaltante punto A



Per poter dimensionare correttamente il contrappeso è necessario utilizzare un coefficiente di sicurezza  $\eta$ , definito come il rapporto tra il momento ribaltante ed il momento stabilizzante

$$\eta = \frac{M_s}{M_r}$$

Dove il momento ribaltante  $M_r$  è generato dal carico presente nella benna, dal peso del boom e dello stick, mentre il momento stabilizzante, che mantiene in posizione sicura la macchina, è dato dal peso della struttura portante dell'escavatore e dal contrappeso. Il valore ottimale è considerato  $1.5 < \eta < 2.0$

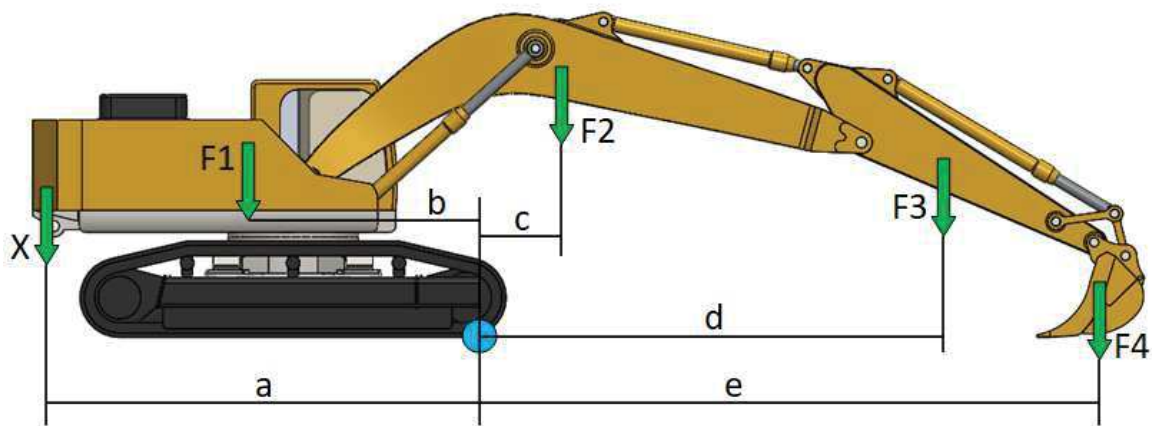


Figura 54: Schematizzazione forze e distanze per il calcolo del contrappeso

$$\begin{cases} X \cdot a + F1 \cdot b = \eta(F2 \cdot c + F3 \cdot d + F4 \cdot e) \\ X = \frac{\eta(F2 \cdot c + F3 \cdot d + F4 \cdot e) - F1 \cdot b}{a} \end{cases}$$

Tabella 15: Valore del contrappeso in funzione delle diverse combinazioni costruttive

[N]	S355	6060-T5	Mix (telaio S355 bracci Al)	Mix (telaio S355 bracci comp)	Mix (telaio Al bracci comp)
F1	360000	266720	360000	360000	266720
F2	35316	18640	18640	12450	12450
F3	14715	9040	9040	5850	5850
F4	93500	93500	93500	93500	93500
X $\eta=1$	94892.8	117032.3	82044.7	75708.5	110696.1
X $\eta=1.2$	140877.2	160447.2	125459.5	117856.1	152843.7



Tabella 16: Variazione del contrappeso e del peso operativo della macchina in funzione delle diverse soluzioni costruttive

[kN]	S355 (cil.: steel)	6060-T5 (cil.: steel)	Mix (frame:S355 arms: 6060-T5 cil.: steel)	Mix (frame:S355 arms: composite cil.: composite)	Mix (frame:6060-T5 arms: composite cil.: composite)
Contrappeso (F)	117.9	138.7	103.8	96.8	131.8
Peso operativo	577.9	483.1	541.4	484.1	425.8
Riduzione	-	16.4%	6.3%	16.2%	26.3%

Dove F corrisponde alla media dei valori di X per  $\eta=1$  ed  $\eta=1.2$  presenti nella Tabella 15.

### 3.5 Valutazione massima pendenza superabile

Si vuole ora andare a studiare l'effetto del momento ribaltante in funzione dell'inclinazione del suolo e della configurazione dell'escavatore in condizione statica (ad inizio e fine movimento senza considerare gli effetti inerziali del movimento). Le condizioni di carico considerate sono la 2 (sollevamento alla minima distanza) e la 3 (sollevamento alla massima distanza), per entrambe le condizioni di carico sono state considerate la fase iniziale e quella finale del movimento. La determinazione della massima pendenza superabile prima del ribaltamento risulta essere di notevole importanza in quanto la macchina non lavora sempre in piano e perciò è necessario stimare l'inclinazione per ragioni di sicurezza. L'inclinazione del terreno è rappresentata dall'angolo  $\alpha$  che può variare da  $0^\circ$  a  $90^\circ$ .

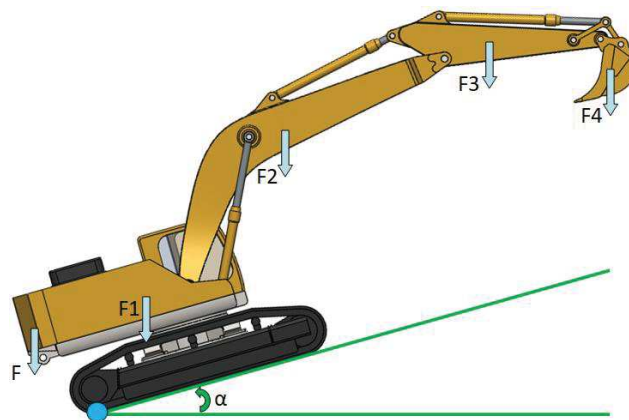


Figura 55: Schematizzazione per calcolo massima pendenza superabile



### 3.5.1 Salita condizione 2 inizio e fine

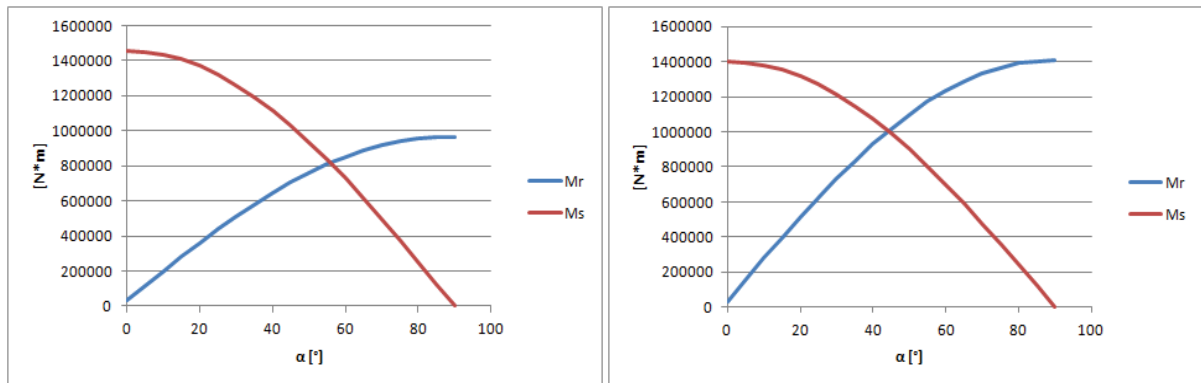


Figura 56: Grafici massima pendenza superabile condizione di carico 2: (a) inizio condizione di carico, (b) fine condizione di carico

### 3.5.2 Salita condizione 3 inizio e fine

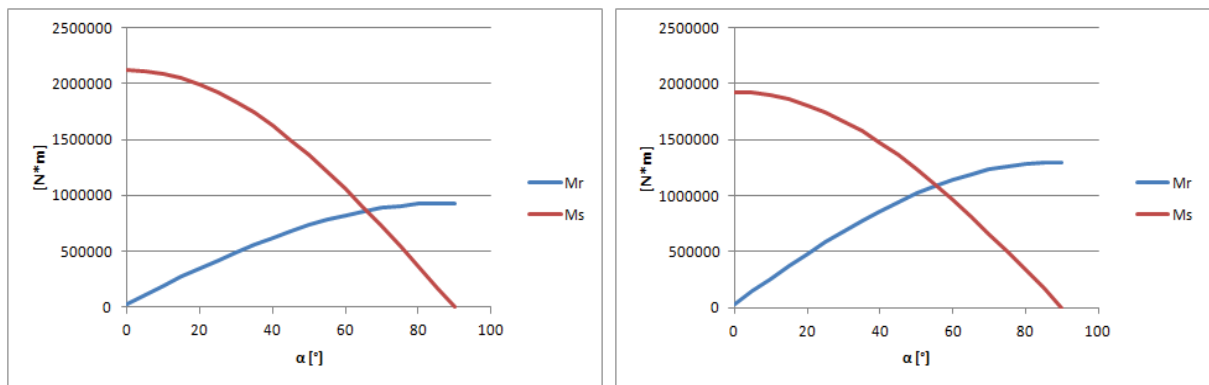


Figura 57: Grafici massima pendenza superabile condizione di carico 3: (a) inizio condizione di carico, (b) fine condizione di carico

L'inclinazione massima prima del ribaltamento è data dal punto di intersezione delle curve presenti nei grafici



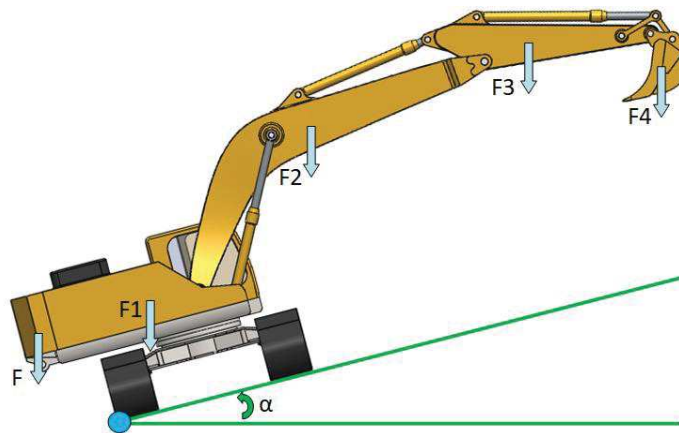


Figura 58: Schematizzazione per calcolo massima pendenza superabile con cabina ruotata di  $90^\circ$  rispetto al gruppo cingoli

### 3.5.3 Salita condizione 2 (cabina ruotata di $90^\circ$ ) inizio e fine

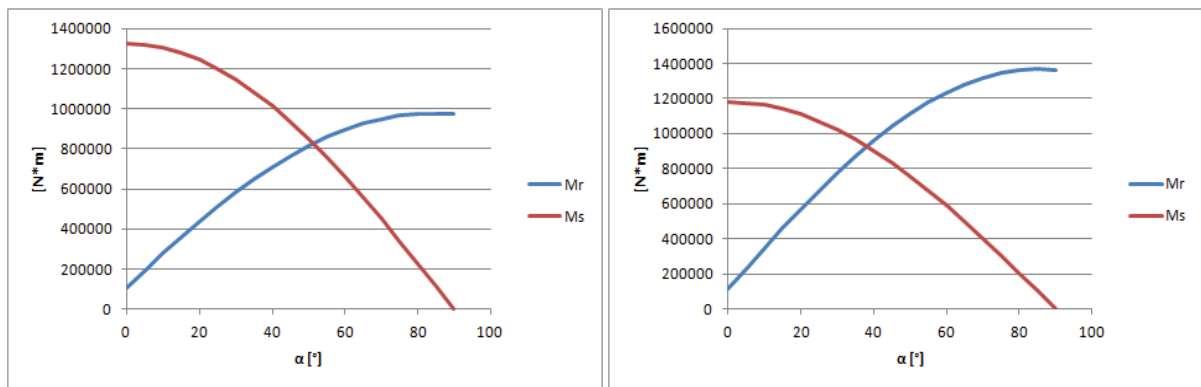


Figura 59: Grafici massima pendenza superabile condizione di carico 2: (a) inizio condizione di carico, (b) fine condizione di carico

### 3.5.4 Salita condizione 3 (cabina ruotata di $90^\circ$ ) inizio e fine

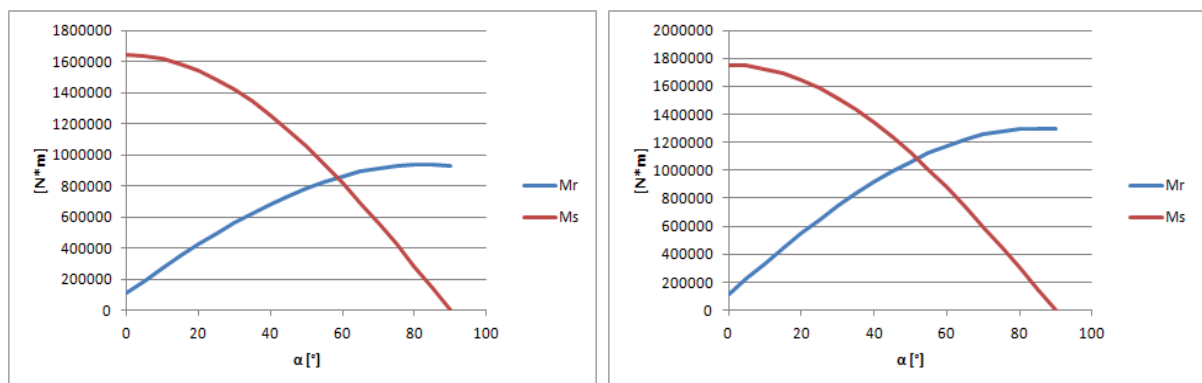


Figura 60: Grafici massima pendenza superabile condizione di carico 3: (a) inizio condizione di carico, (b) fine condizione di carico





*Tabella 17: Massima pendenza superabile in funzione della condizione di carico*

	$\alpha$ [°]
Load condition 2 start	50
Load condition 2 end	37
Load condition 3 start	56
Load condition 3 end	51

### 3.6 Sintesi dei risultati

A fronte dei risultati ottenuti, si può affermare che grazie all'adozione di bracci in composito ed un telaio in lega leggera si è in grado di garantire una riduzione del peso operativo della macchina pari a circa il 26% a fronte di un incremento del peso del contrappeso. Inoltre sempre dallo studio condotto emerge l'importanza del contrappeso per la stabilità della macchina, infatti andando ad alleggerire i componenti come i bracci ed il telaio, ma cercando di garantire la stessa massa trasportabile è inevitabile dover aumentare l'entità del contrappeso andando in parte a vanificare la ricerca della leggerezza. Per questa ragione si è pensato di iniziare a sviluppare un sistema che possa rendere mobile il contrappeso, in questo modo si potrebbe ridurre il peso di quest'ultimo in quando si potrebbe giocare sull'effetto leva avvicinandolo o allontanandolo dal fulcro di rotazione della macchina in funzione della pendenza del terreno o del carico movimentato dalla macchina.



---

## Capitolo 4

# Confronto strutturale e dinamico tra escavatori a 2 e 3 bracci

Lo scopo del presente capitolo è quello di confrontare, a parità di diagramma di scavo, le velocità, le accelerazioni e le performance dinamiche di due escavatori con differenti configurazioni di bracci. In particolar modo si andranno a prendere in esame soluzioni costruttive che prevedano l'adozione di due e tre articolazioni mobili in modo tale da valutare i benefici nell'adottare le soluzioni innovative presentate precedentemente anche su macchinari con dimensioni e geometrie differenti.

Come già riportato nell'introduzione, gli escavatori sono macchine movimento terra molto versatili, a cui corrisponde ovviamente anche un diverso diagramma di scavo.

Per gli escavatori, la differente geometria costruttiva, a due o a tre bracci, è dettata principalmente da ragioni di praticità in funzione dell'impiego della macchina, infatti la soluzione a 3 bracci viene normalmente utilizzata in zone che permettono una scarsa mobilità del mezzo e presentano ostacoli durante le fasi di lavoro. La scelta fra le due possibili configurazioni è svolta in relazione più all'esperienza personale piuttosto che su valutazioni oggettive. L'obiettivo principale di questo capitolo è dunque quello di ottenere una valutazione oggettiva delle performance di escavatori della stessa classe di potenza e portata (medio grande escavatore), ma andando a considerare due differenti configurazioni geometriche: a due e a tre bracci, per poi valutare l'applicazione delle soluzioni relative all'alleggerimento dei bracci degli stessi.



Il confronto dinamico fra le due differenti soluzioni geometriche viene eseguito considerando delle reali condizioni di carico a cui gli stessi possono essere sottoposti durante l'esercizio. Poiché le condizioni di lavoro sono molteplici, si è ricorso alle tre condizioni di carico riportate nei capitoli precedenti: condizione di carico 1 (livellamento), condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza) e condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza), così da studiare sia in modo analitico che numerico le performance dinamiche dei bracci per le due differenti configurazioni geometriche.

#### **4.1 Descrizione delle macchine**

Il mezzo scelto per condurre tale studio comparativo è l'escavatore PC 210 della ditta Komatsu (Figura 61). La scelta di tale macchinario è stata fatta in quanto l'escavatore in esame risulta ampiamente diffuso nel campo della movimentazione materiali e nella manutenzione ordinaria di strade e corsi d'acqua. Inoltre un altro aspetto fondamentale per la sua scelta, è stato il fatto di averlo disponibile per rilievi sperimentali ed anche di avere disponibili alcune informazioni tecniche. Un ulteriore punto a favore di tale macchinario è la possibilità di poter scegliere la configurazione a due o a tre bracci tenendo come base l'intero gruppo motore/cabina e cingoli, andando in pratica a modificare la sola configurazione dei bracci.



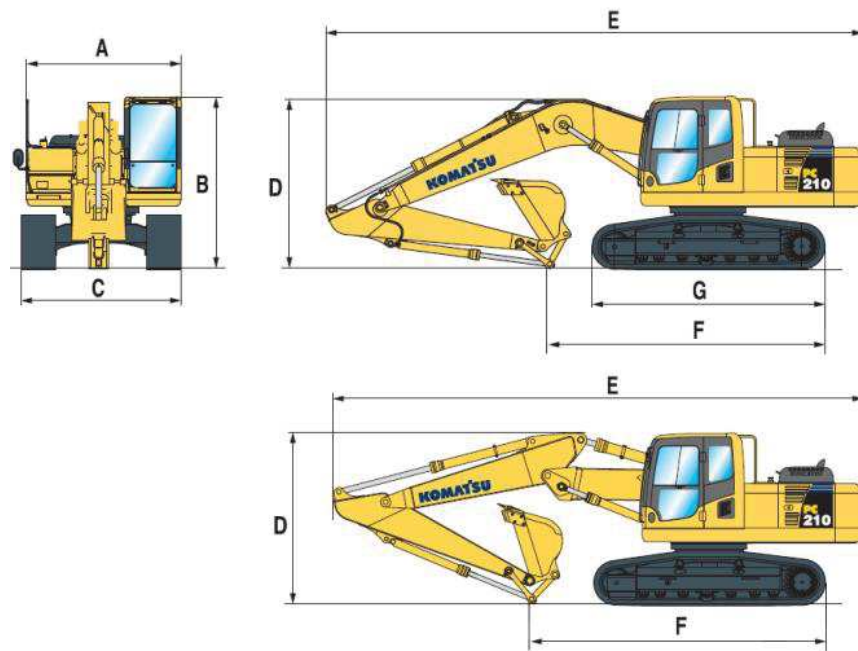


Figura 61: PC 210 nella configurazione a due e a tre bracci

Tabella 18: Dimensioni principali escavatore a due e a tre bracci

PC 210 [mm]	2 bracci	3 bracci
A	2500	2500
B	3035	3035
C	3000	3000
D	3190	3090
E	9555	9420
F	5700	5970
G	4080	4080

Di seguito vengono riportati i diagrammi di scavo della macchina nelle due differenti configurazioni. Come si può notare non vi è una notevole differenza nei diagrammi di scavo e lo stesso vale per le quote, relative agli ingombri, riportate nella tabella. A fronte di questo si può dire che la scelta di un escavatore a doppia o a triplice articolazione può essere dettata dal fatto che il lavoro possa richiedere una maggiore flessibilità nel raggiungere un determinato punto, infatti seppur le due configurazioni garantiscano la quasi medesima area di lavoro (Figura 62) l'escavatore in configurazione di triplice articolazione, presentando un



ulteriore grado di libertà, permette di raggiungere il medesimo punto di un escavatore a doppia articolazione, ma con maggior flessibilità, riuscendo a superare eventuali ostacoli presenti sul percorso o nella zona di scavo.

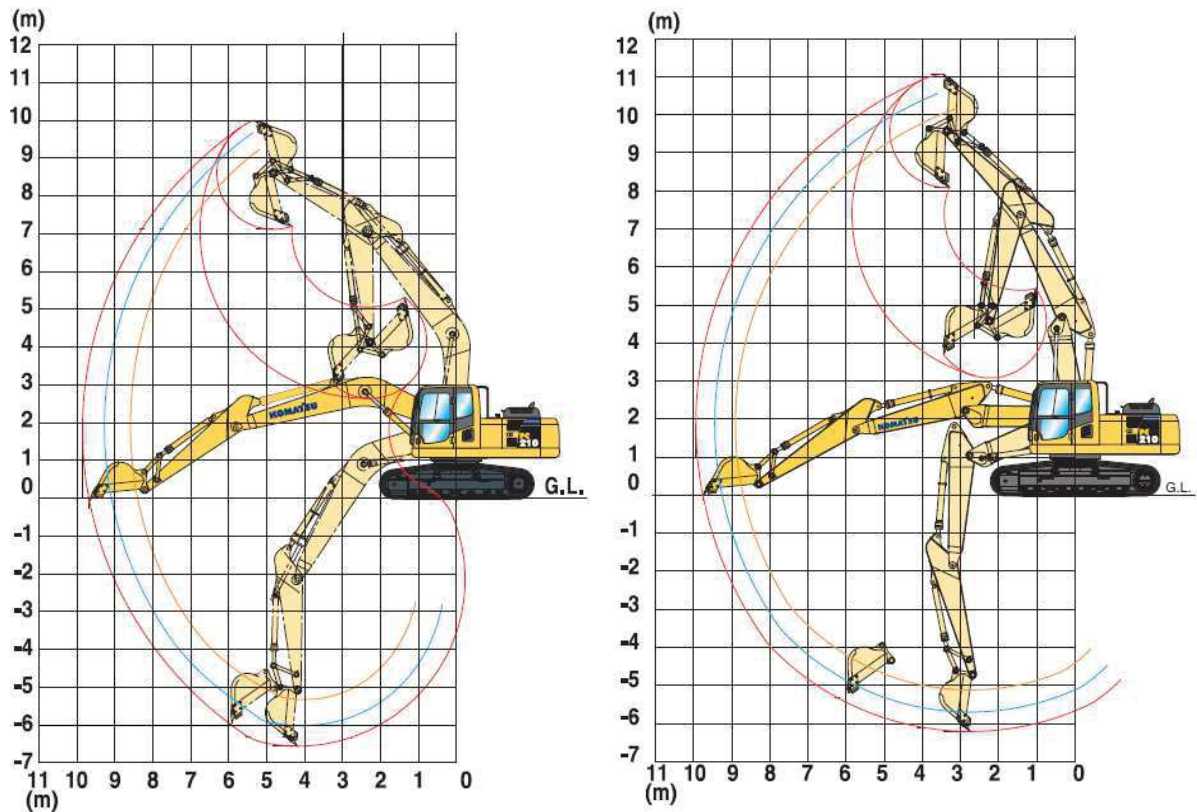


Figura 62: Area di lavoro per la configurazione a due bracci

## 4.2 Teoria per escavatore 2 bracci

Per poter andare a confrontare i risultati delle movimentazioni dei bracci e dunque poter stimare le accelerazioni e le velocità presenti durante lo svolgimento delle tre differenti condizioni di carico precedentemente descritte, si è deciso di imporre alla zona d'attacco della benna, di entrambe le soluzioni costruttive, la medesima legge di moto. Si procederà poi allo studio dei casi in esame tramite due differenti approcci: uno analitico, ed uno di simulazione mediante l'impiego di software dedicati allo studio dei movimenti.



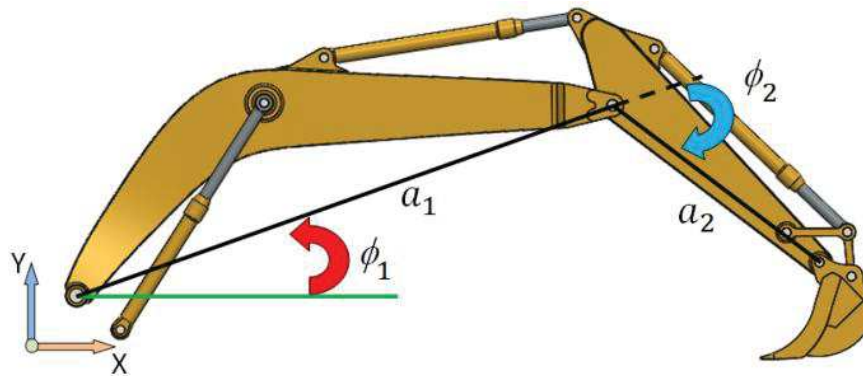


Figura 63: Schematizzazione soluzione 2 bracci

Per poter definire la posizione della benna, per la configurazione a due e a tre bracci ci si rifà alla convenzione di Denavit-Hartenberg che consente di definire la posizione e l'orientamento di bracci consecutivi, riconducendo tutto all'individuazione delle terne solidali a ciascun braccio ed alla determinazione della trasformazione di coordinate che lega le due terne.

Posizione delle estremità dei bracci:

$$H_{boom} = \begin{bmatrix} \cos(\Phi_1) & -\sin(\Phi_1) & 0 & a_1 \cos(\Phi_1) \\ \sin(\Phi_1) & \cos(\Phi_1) & 0 & a_1 \sin(\Phi_1) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$H_{stick} = \begin{bmatrix} \cos(\Phi_2) & -\sin(\Phi_2) & 0 & a_2 \cos(\Phi_2) \\ \sin(\Phi_2) & \cos(\Phi_2) & 0 & a_2 \sin(\Phi_2) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

Posizione dell'estremità della benna

$$H = H_{boom} \cdot H_{stick} \quad (8)$$

Nota la matrice H (8) è ora possibile ottenere le componenti della posizione in x ed in y dell'estremità dello stick come riportato dalle equazioni (9) e (10)

$$x = a_1 \cos(\Phi_1) + a_2 \cos(\Phi_1 + \Phi_2) \quad (9)$$



$$y = a_1 \sin(\Phi_1) + a_2 \sin(\Phi_1 + \Phi_2) \quad (10)$$

### 4.3 Teoria per escavatore 3 bracci

Lo stesso procedimento può essere ripetuto per la configurazione a tre bracci. Ottenendo così la posizione (11), (12) e (13) dei bracci e quella dell'estremità dello stick in x e y (15) e (16).

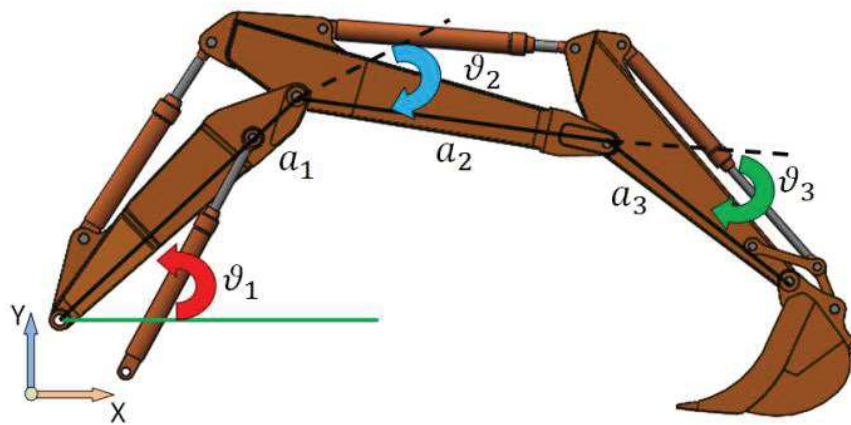


Figura 64: Schematizzazione soluzione 3 bracci

$$H_1 = \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_1) & -\sin(\vartheta_1) & 0 & a_1 \cos(\vartheta_1) \\ \sin(\vartheta_1) & \cos(\vartheta_1) & 0 & a_1 \sin(\vartheta_1) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$H_2 = \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_2) & -\sin(\vartheta_2) & 0 & a_2 \cos(\vartheta_2) \\ \sin(\vartheta_2) & \cos(\vartheta_2) & 0 & a_2 \sin(\vartheta_2) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$H_3 = \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_3) & -\sin(\vartheta_3) & 0 & a_3 \cos(\vartheta_3) \\ \sin(\vartheta_3) & \cos(\vartheta_3) & 0 & a_3 \sin(\vartheta_3) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$H = H_1 H_2 H_3 \quad (14)$$



---

$$x = a_1 \cos(\vartheta_1) + a_2 \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2) + a_3 \cos(\vartheta_1 + \vartheta_2 + \vartheta_3)$$

(15)

$$y = a_1 \sin(\vartheta_1) + a_2 \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2) + a_3 \sin(\vartheta_1 + \vartheta_2 + \vartheta_3)$$

(16)

#### 4.4 Parametri per la simulazione del movimento

Per poter andare a condurre il confronto sarà necessario utilizzare i medesimi parametri relativi sia alle leggi di moto delle tre differenti condizioni di carico sia alle caratteristiche degli elementi in movimento (lunghezza, durata dello spostamento in termini di tempo e di spazio).

Per poter condurre una simulazione in un ambiente di lavoro 3D è necessario realizzare i modelli solidi degli elementi che si desidera analizzare, per questa ragione sono stati creati i bracci degli escavatori sia per la soluzione a due che a tre bracci.

Come si vede dalla Figura 65 la rappresentazione degli escavatori è stata notevolmente semplificata, infatti per entrambe le soluzioni sono stati riportati solo il telaio ed i bracci andando a tralasciare componenti come possono essere i cilindri idraulici o la benna. Questa scelta è stata fatta sia per semplificare il più possibile il modello, in modo tale da poter alleggerire la simulazione, ma anche perché in questo modo è possibile ricondurre la geometria dei bracci di un escavatore alla geometria di un robot SCARA presa come base di studio per questo lavoro di confronto.

Per procedere alla simulazione, una volta realizzati i componenti ed imposti i vincoli/accoppiamenti necessari si è deciso di posizionare un “motore” all’estremità dello stick, in corrispondenza del perno di fissaggio tra la benna e lo stick andando ad impostare la legge di moto.





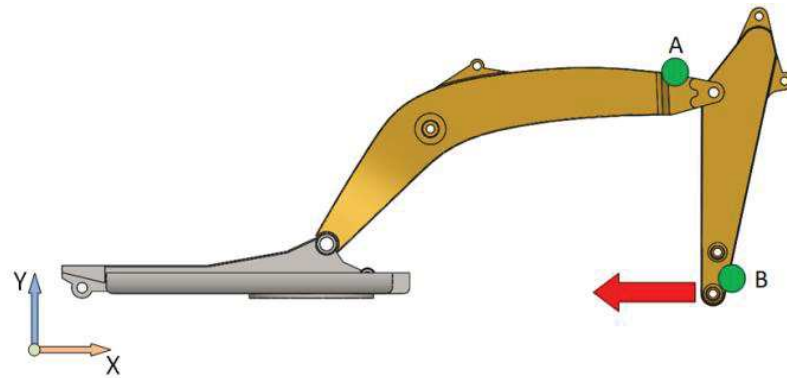


Figura 65: Posizione del motore a cui viene imposta la legge di moto

Così facendo il movimento dei bracci è indotto dal movimento e dalla posizione del punto in cui è applicato il motore.

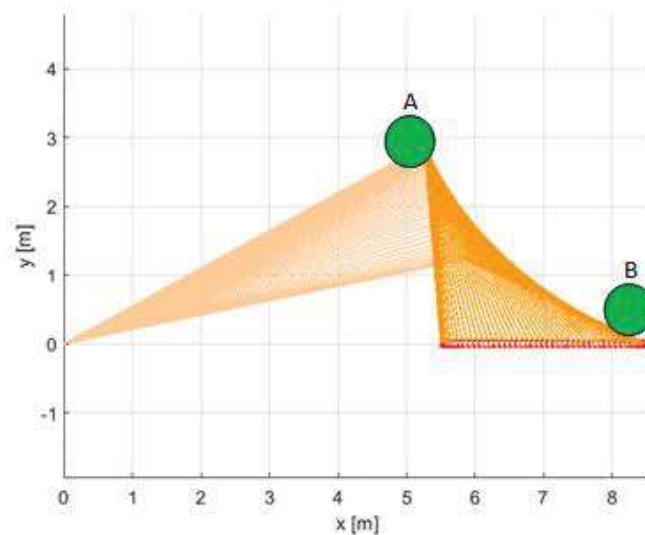


Figura 66: Schematizzazione del movimento di livellamento per l'escavatore a due bracci

Per poter determinare i parametri della legge di moto quali: la distanza percorsa dalla benna ed i tempi, si è proceduto con un rilievo sperimentale della movimentazione andando a prendere la corsa totale del movimento ed il tempo necessario per compierla.

Parametri della legge di moto (Figura 67):

- corsa totale: 7000mm



La velocità e l'accelerazione sono state ricavate algebricamente avendo ipotizzato un tempo di transitorio, in cui il movente accelera, pari a 0.33s e considerando che il movente compie una movimentazione di 7000mm in 4s.

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 = \frac{1}{2}at_1^2 + (at_1t_2) + \left(at_1t_3 - \frac{1}{2}at_3^2\right) \quad (17)$$

dove:

a= accelerazione

t<sub>1</sub>= tempo di accelerazione

t<sub>2</sub>= tempo con accelerazione costante

t<sub>3</sub>= tempo di decelerazione

con t<sub>1</sub>=t<sub>3</sub>

Ricavando:

- accelerazione massima: 1432 mm/s<sup>2</sup>

- velocità massima: 477 mm/s

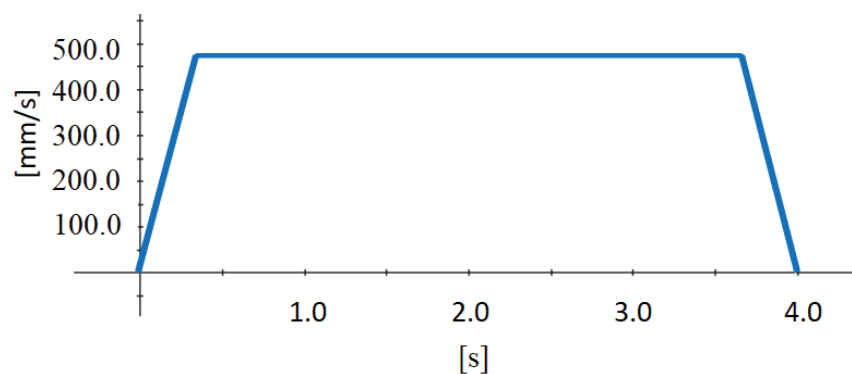


Figura 67: Legge di moto



## 4.5 Confronto escavatore a 2 e a 3 bracci

Confronto tra le simulazioni della condizione di livellamento tra MeCad (Figura 68), software libero sviluppato dall'Università degli studi di Brescia per la modellizzazione di sistemi articolati e camme e SolidWorks®.

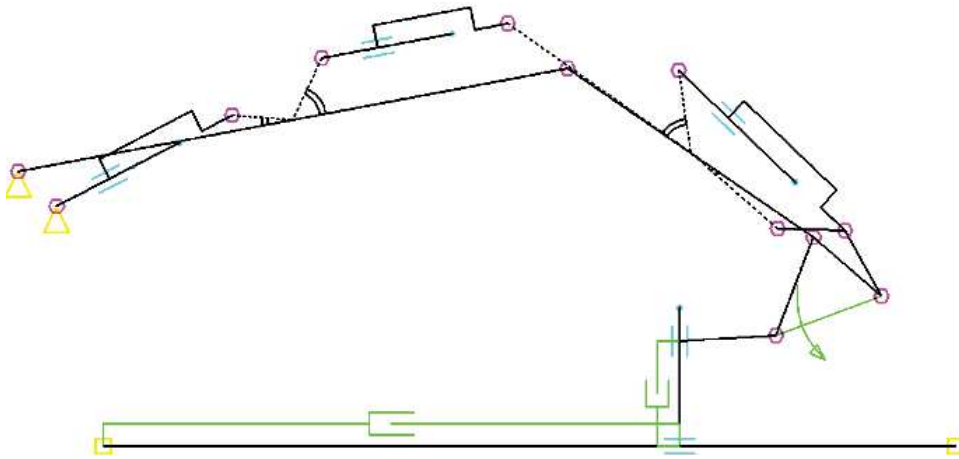


Figura 68: Modello per simulazione in MeCad

### 4.5.1 Condizione di carico 1 (livellamento)

-2 bracci

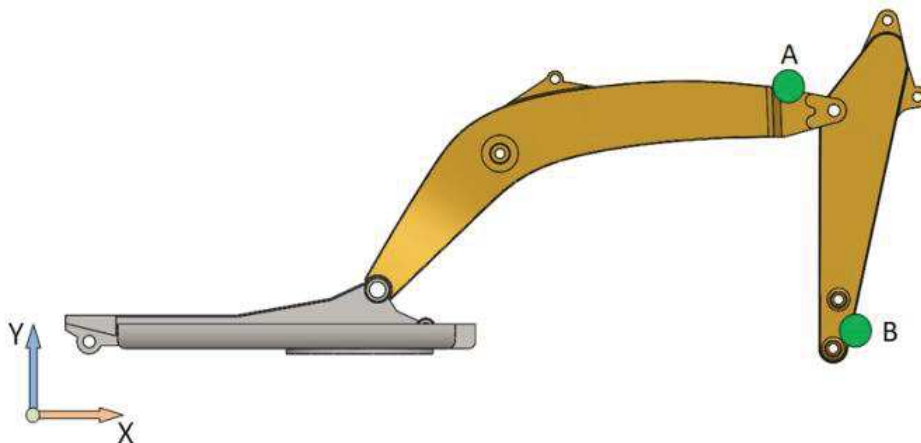


Figura 69: Posizione dei punti di indagine (A e B) per escavatore a due bracci



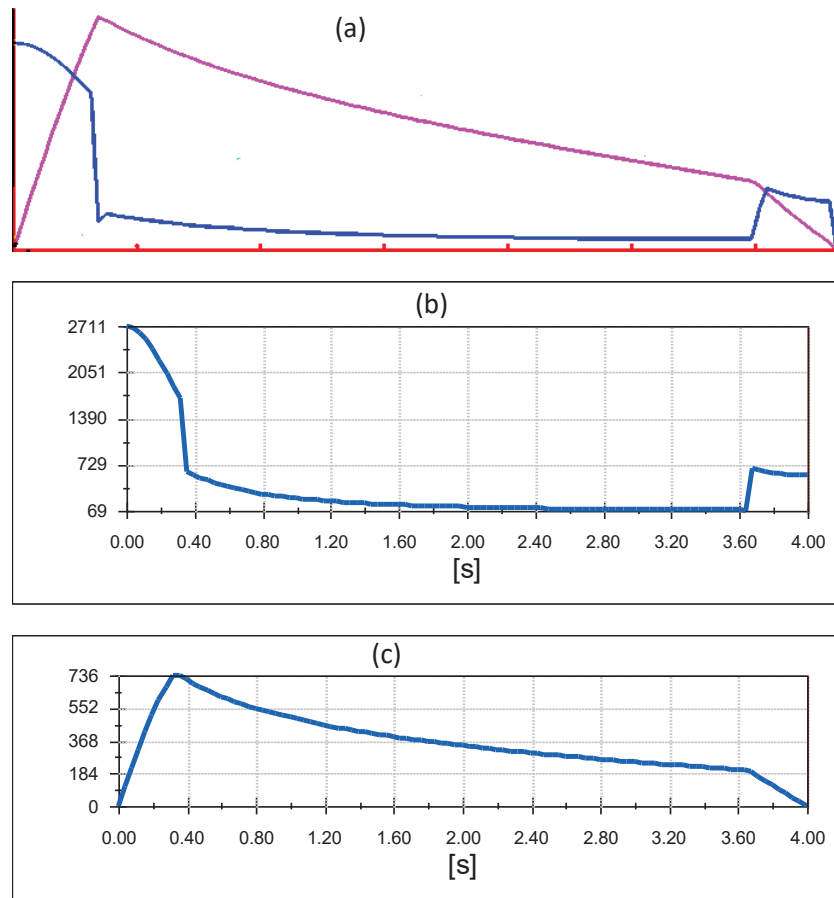
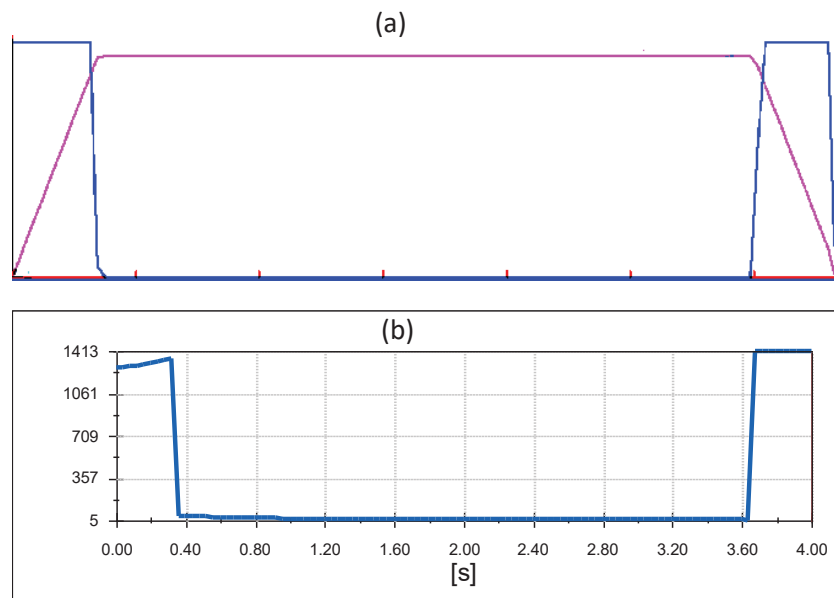


Figura 70: (a) accelerazione e velocità MeCad, (b) accelerazione SolidWorks, (c) velocità SolidWorks per il punto A



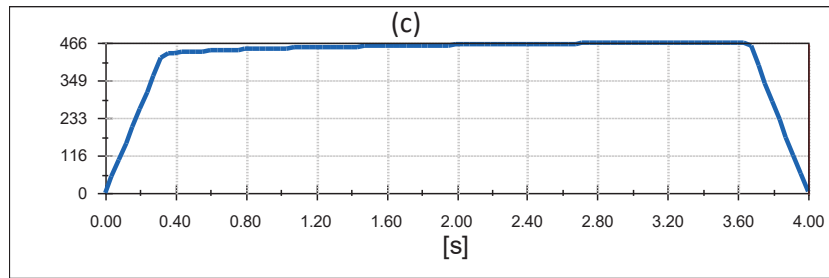


Figura 71: (a) accelerazione e velocità MeCad, (b) accelerazione SolidWorks, (c) velocità SolidWorks per il punto B

-3 bracci

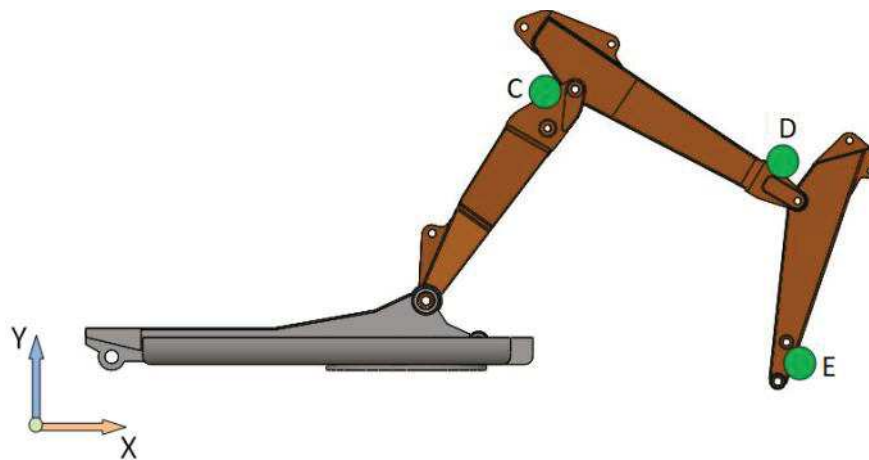


Figura 72: Posizione dei punti di indagine (C, D ed E) per escavatore a tre bracci

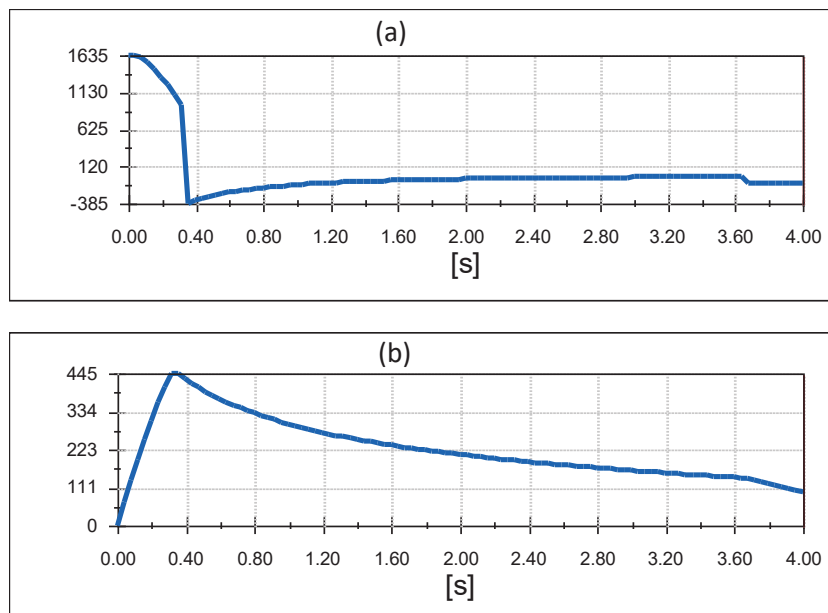


Figura 73: Accelerazione (a) e velocità (b) simulazione punto C



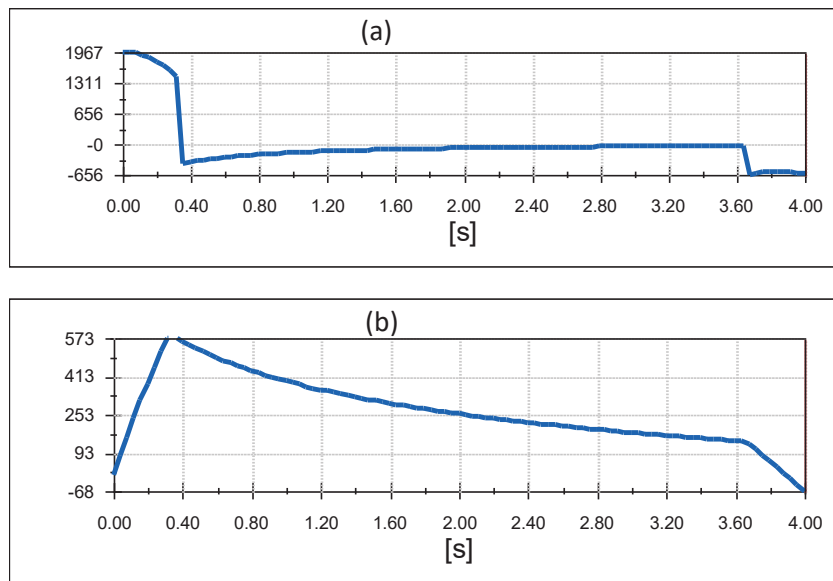


Figura 74: Accelerazione (a) e velocità (b) simulazione punto D

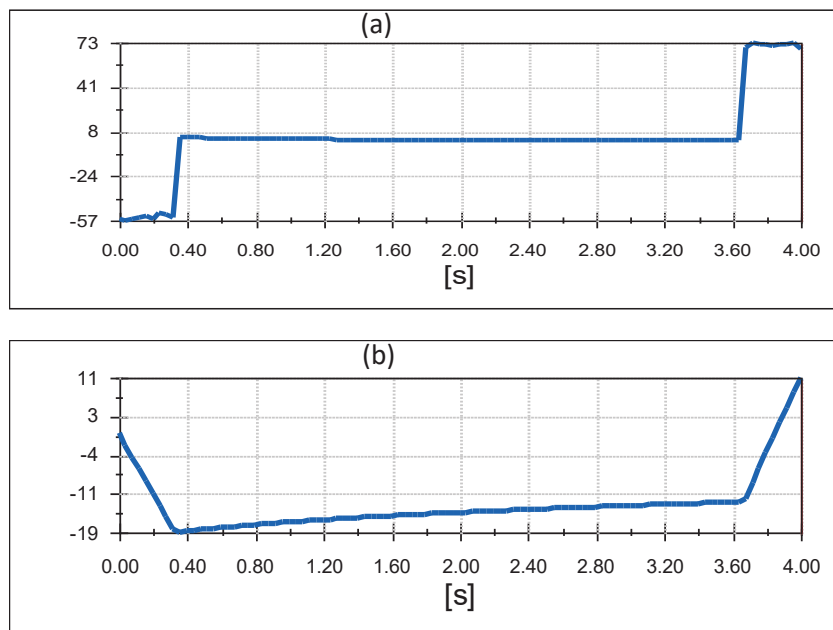


Figura 75: Accelerazione (a) e velocità (b) simulazione punto E

#### 4.6 Baricentro dei bracci: modulo accelerazione angolare e lineare

Una volta confrontati e vista l'affidabilità dei risultati ottenuti, si è passati a simulare sempre tramite SolidWorks®, ma questa volta andando a considerare come punto di investigazione



delle accelerazioni, non più la posizione riportata in precedenza, bensì il baricentro di ciascun braccio, così da ottenere gli andamenti (Figura 77 - Figura 80 e Figura 82 - Figura 87) e ricavare le accelerazioni lineari ed angolari massime e minime (Tabella 19, Tabella 20 e Tabella 21).

#### 4.6.1 Modulo accelerazione angolare e lineare configurazione due bracci

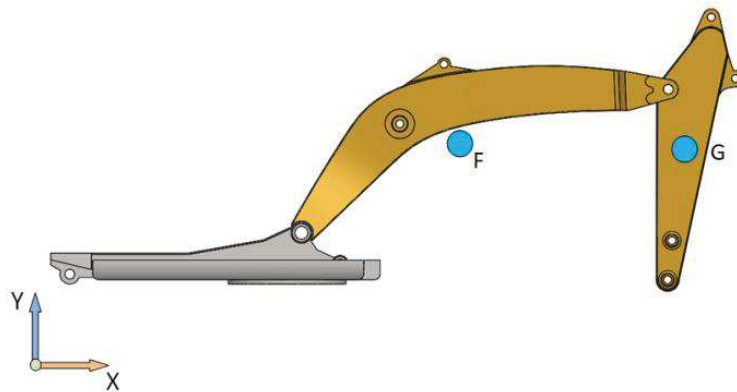


Figura 76: Posizione dei punti baricentrici (F e G) per escavatore a due bracci

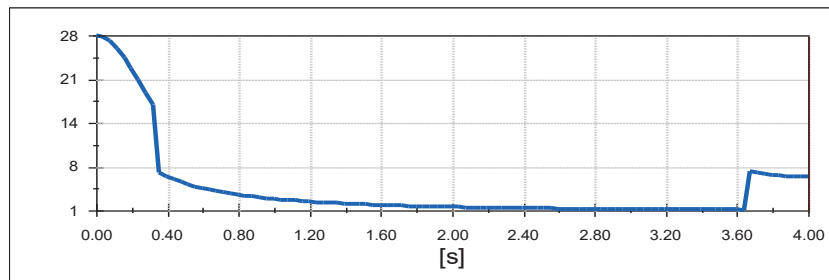


Figura 77: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto F

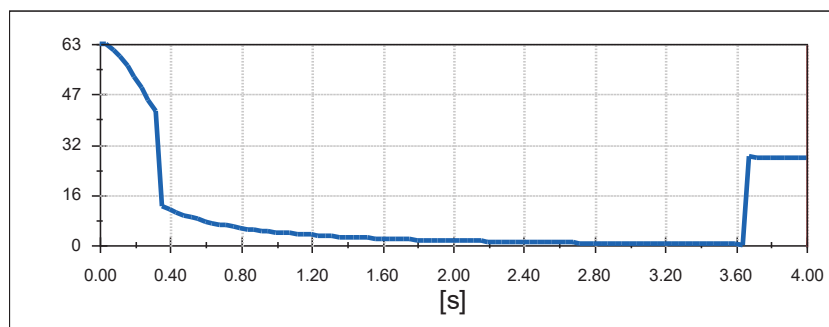


Figura 78: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto G



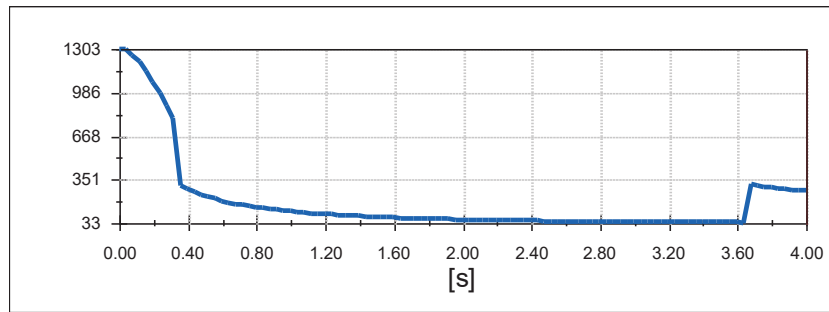


Figura 79: Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto F

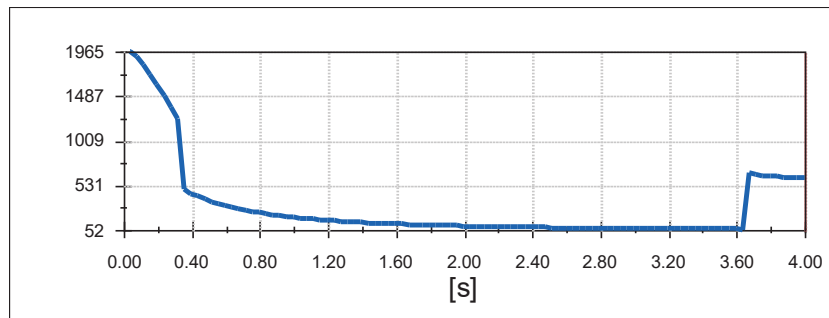


Figura 80: Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto G

#### 4.6.2 Modulo accelerazione angolare e lineare configurazione tre bracci

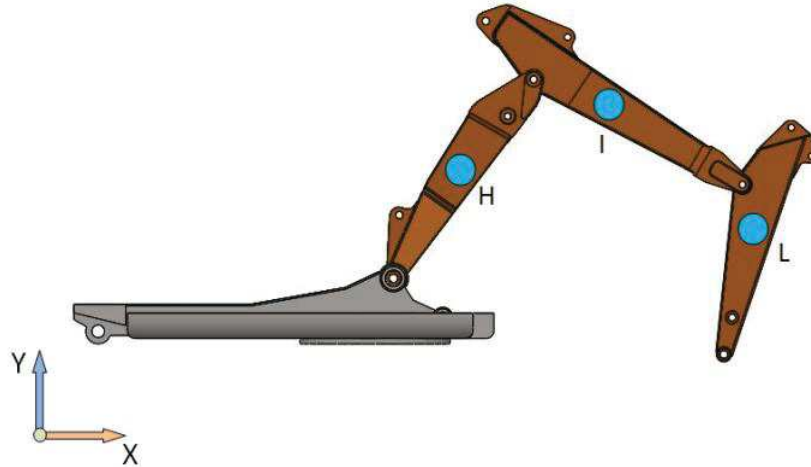


Figura 81: Posizione dei punti baricentrici (H, I ed L) per escavatore a tre bracci



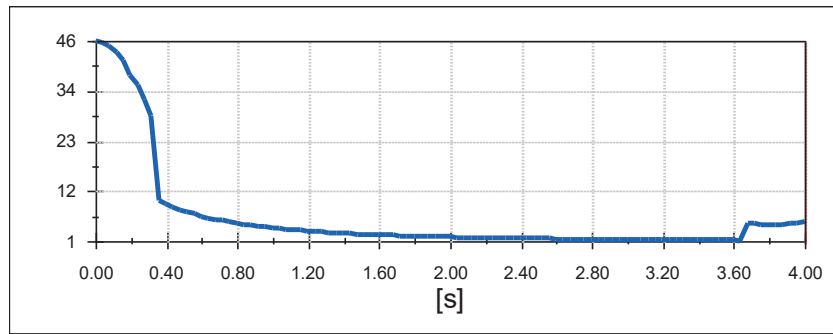


Figura 82: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto H

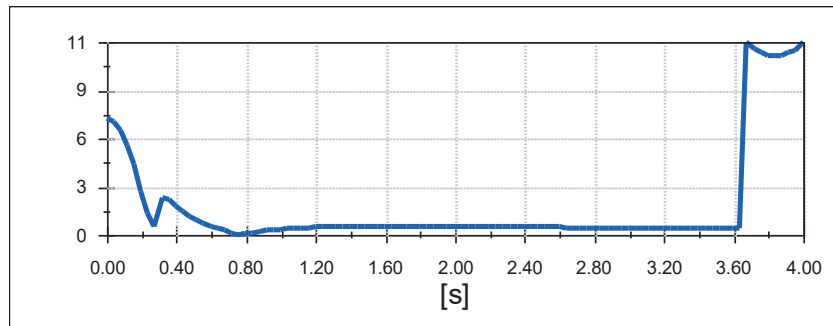


Figura 83: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto I

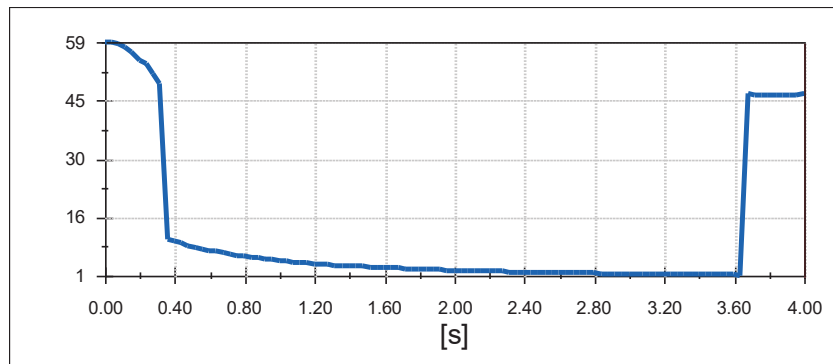


Figura 84: Andamento in modulo dell'accelerazione angolare punto L

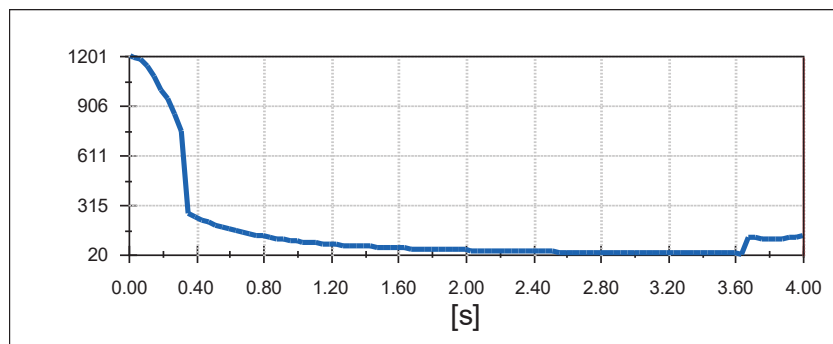


Figura 85: Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto H



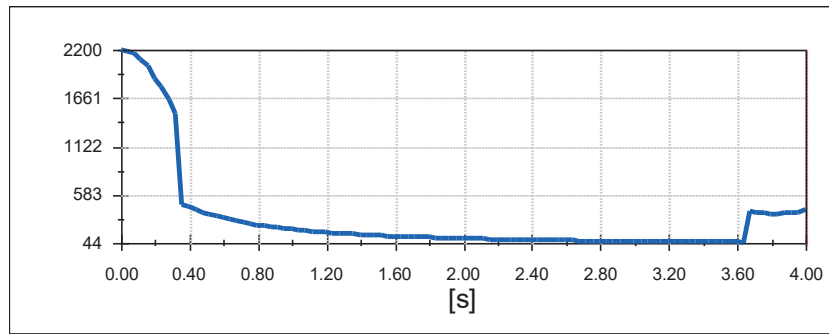


Figura 86: Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto I

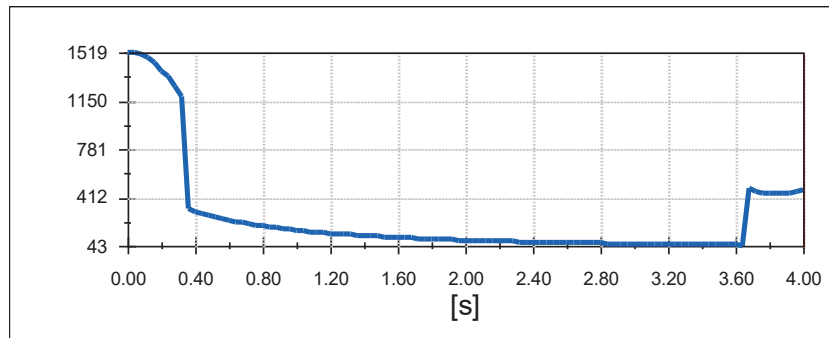


Figura 87: Andamento in modulo dell'accelerazione lineare punto L

## 4.7 Considerazioni

Le due soluzioni geometriche presentano gli stessi ingombri, lo stesso diagramma di scavo e più o meno la stessa capacità di carico; inoltre il peso complessivo dell'escavatore, passando dalla soluzione da due a quella a tre bracci, sostanzialmente non varia; il leggero incremento di peso presente nella soluzione a triplice articolazione è da imputare alla presenza di un ulteriore cilindro idraulico. Di seguito vengono riportati i risultati relativi alle accelerazioni lineari ed angolari per le tre differenti condizioni di carico. In Tabella 19 sono riportate le accelerazioni dei baricentri dei bracci per le due configurazioni (2 e 3 bracci) relative alla condizione di carico 1 (livellamento) in cui si è considerata come legge di moto quella riportata in Fig. Per quanto riguarda le accelerazioni per la condizione di carico 2 (sollevamento alla minima distanza) e la condizione di carico 3 (sollevamento alla massima



distanza) i risultati, delle accelerazioni dei baricentri, sono riportati rispettivamente nella Tabella 19, nella Tabella 20 e nella Tabella 21, per le condizioni di carico 2 e 3 si è imposta una velocità di sollevamento costante pari a 500mm/s.

Tabella 19: Valori delle accelerazioni lineari ed angolari massime e minime per la condizione 1 – livellamento.

	nome	$a_{\max}$ [mm/s <sup>2</sup> ]	$a_{\min}$ [mm/s <sup>2</sup> ]	$\dot{\omega}_{\max}$ [°/s <sup>2</sup> ]	$\dot{\omega}_{\min}$ [°/s <sup>2</sup> ]
2 bracci	F	1303	33	26	1
	G	1965	52	63	0
3 bracci	H	1201	20	46	1
	I	2200	44	11	0
	L	1519	43	59	1

Tabella 20: Valori delle accelerazioni lineari ed angolari massime e minime per la condizione 2 – sollevamento alla minima distanza

	nome	$a_{\max}$ [mm/s <sup>2</sup> ]	$a_{\min}$ [mm/s <sup>2</sup> ]	$\dot{\omega}_{\max}$ [°/s <sup>2</sup> ]	$\dot{\omega}_{\min}$ [°/s <sup>2</sup> ]
2 bracci	F	22.7	21	0.11	0
	G	51	47	0.11	0
3 bracci	H	33	19	1.3	0.7
	I	31	16	2.2	0
	L	90	40	3.2	1.4

Tabella 21: Valori delle accelerazioni lineari ed angolari massime e minime per la condizione 3 – sollevamento alla massima distanza

	nome	$a_{\max}$ [mm/s <sup>2</sup> ]	$a_{\min}$ [mm/s <sup>2</sup> ]	$\dot{\omega}_{\max}$ [°/s <sup>2</sup> ]	$\dot{\omega}_{\min}$ [°/s <sup>2</sup> ]
2 bracci	F	9.07	8.96	0.02	0
	G	23.55	23.26	0.02	0
3 bracci	H	101	35	3.7	1.3
	I	168	35	2.5	1.6
	L	92	34	3.2	0

## 4.8 Risultati ed implicazioni

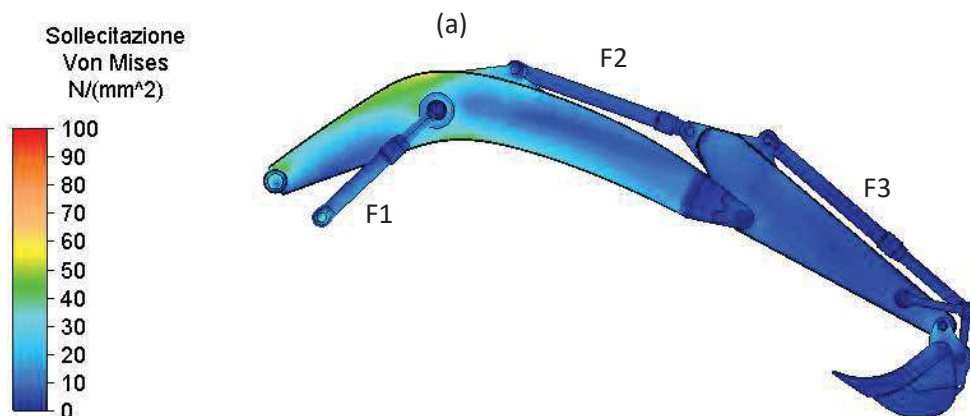
Sulla base dei risultati riportati nella Tabella 19, Tabella 20, Tabella 21 e sulla base del lavoro inerente l'alleggerimento dei componenti di un escavatore utilizzando sia alluminio e sia materiali compositi, si è proceduto ad una valutazione delle azioni che i cilindri idraulici



devono generare sia per movimentare il carico ed i bracci stessi. In particolare nella Figura 88 si riporta, a titolo esemplificativo, la distribuzione delle sollecitazioni presenti nei bracci dell'escavatore nelle due configurazioni geometriche definite nel presente lavoro ovvero con due e tre bracci, nella fase iniziale della condizione di carico 3 (sollevamento alla massima distanza).

La Tabella 22 riporta i valori delle forze che i cilindri idraulici devono esercitare per equilibrare sia il carico da movimentare, il peso dei bracci ed il peso degli accessori. Dalla Tabella 22 si evince una considerevole riduzione delle forze esercitate dai cilindri considerando anche la variabilità del materiale ipotizzato per la realizzazione dei bracci e dei cilindri stessi. Il valore delle forze esercitate dai cilindri idraulici F3 ed F7 è invariato in quanto dipende dalla benna e non dall'ottimizzazione strutturale dei bracci.

Il range varia dal 8% fino al 50% costituendo quindi una significativa riduzione delle forze massime, è importante sottolineare che anche i cilindri idraulici possono essere oggetto di ottimizzazione in peso, riducendo quindi la loro incidenza sul peso complessivo dei bracci.



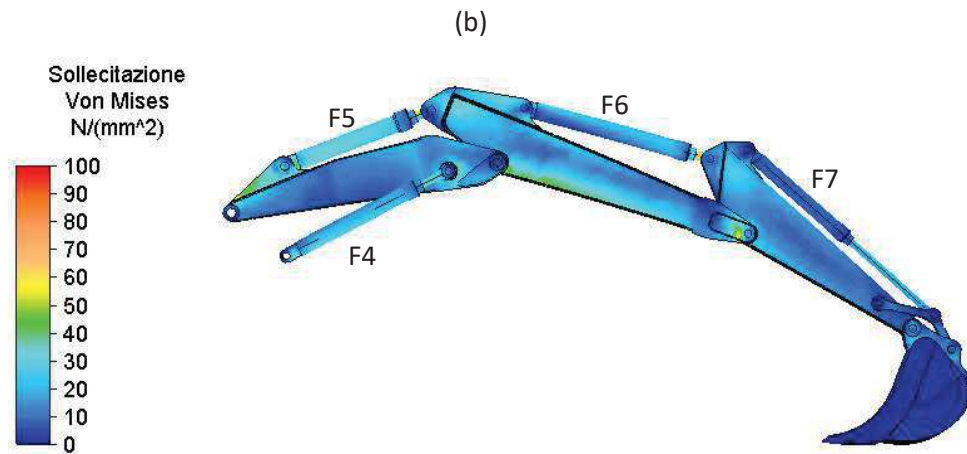


Figura 88: Sforzi presenti nella configurazione a due (a) e a tre bracci (b)

Tabella 22: Variazione delle forze in funzione del materiale di costruzione

[kN]	Acciaio	Al.	rid.%	Comp.	rid.%
F1	471.2	382.0	19	325.7	31
F2	238.8	216.1	10	201.8	15
F3	135.7	-	-	-	-
F4	754.0	432.6	43	367.5	51
F5	659.7	553.2	16	486.1	26
F6	596.9	547.8	8	507.9	15
F7	261.1	-	-	-	-

## 4.8 Sintesi dei risultati

Il capitolo ha riguardato l'analisi cinematica e dinamica di un escavatore a due e tre bracci confrontandone il comportamento su reali condizioni di carico valutate sperimentalmente. Il raffronto è stato eseguito analiticamente e numericamente con due software ottenendo una sostanziale convergenza nei valori e negli andamenti delle accelerazioni per i diversi punti che identificano i bracci stessi.

Tali grandezze sono state utilizzate per ottimizzare il peso dei bracci degli escavatori focalizzando l'attenzione anche ai cilindri idraulici necessari sia per movimentare il carico e sia i bracci stessi. Dai risultati emerge che le due configurazioni (due o tre bracci) hanno un comportamento dinamico simile, solo la condizione di sollevamento alla massima distanza presenta delle divergenze. L'ottimizzazione in peso adottando diversi materiali per la



realizzazione dei bracci come l'alluminio o i materiali compositi in luogo del classico acciaio da costruzione, nelle diverse condizioni di carico analizzate e considerando gli effetti dinamici calcolati, porta ad una significativa riduzione delle forze esercitate dai cilindri idraulici per movimentate sia i bracci nonché il carico.



## Capitolo 5

# Sviluppo di un innovativo telaio per camion in materiale composito

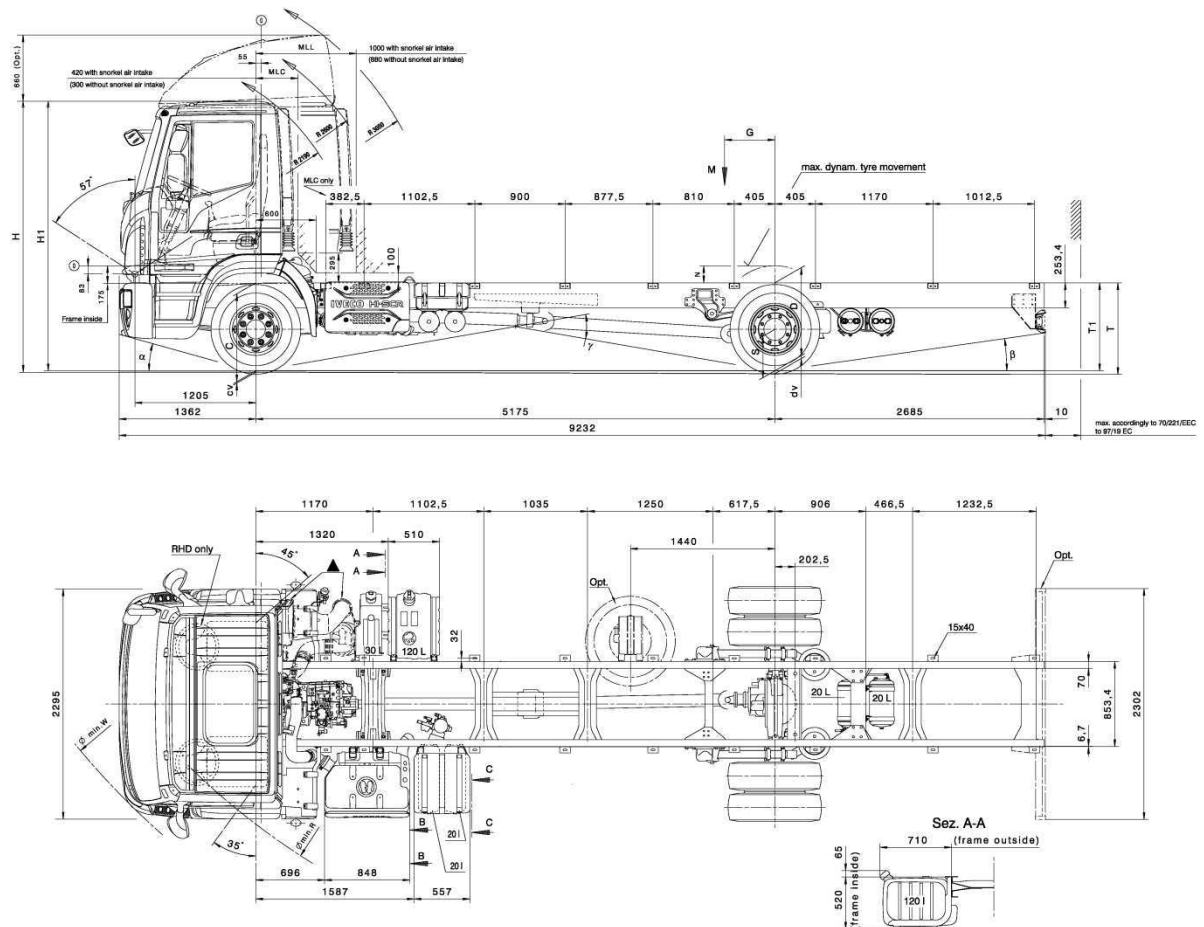


Figura 89: Principali dimensioni del telaio oggetto di studio

In questo capitolo si vuole presentare lo studio riguardante l'alleggerimento, di uno dei componenti fondamentali per i veicoli industriali per il trasporto di merci, il telaio, adottando le metodologie ed i criteri illustrati ed utilizzati precedentemente.



---

Il telaio di un camion generalmente (Figura 90) è realizzato in acciaio e presenta una geometria così detta a “scala” ed è progettato per trasportare differenti tipologie di accessori in funzione della mansione per cui sarà utilizzato. Per questo motivo, il telaio deve essere progettato in modo da potersi interfacciare con differenti strutture aggiuntive ed al contempo deve poter resistere alle sollecitazioni a cui sarà sottoposto durante il suo utilizzo. Una delle funzioni del telaio è quella di distribuire il carico tra i diversi assi e per questa ragione tale struttura è progettata tenendo principalmente in considerazione la rigidità e la resistenza alla flessione. In funzione dell’attrezzatura aggiunta al telaio principale, il camion assume differenti configurazioni (camion furgone, autocarro con cassone ribaltabile o meno, camion cisterna, camion a pianale, betoniere, ecc.), inoltre ogni tipologia di attrezzatura presenta una propria resistenza flessionale e torsionale che collabora con quelle del telaio principale. Nella maggior parte dei casi, la resistenza e la rigidità del telaio principale sono essenziali per sostenere i carichi. Tuttavia, sono presenti dei casi, come ad esempio le autocisterne o i camion compattatori, in cui la struttura aggiunta è in grado di assicurare la necessaria resistenza e rigidità alla flessione ed alla torsione.

Lo scopo di questo capitolo è dunque quello di mostrare uno studio riguardante lo sviluppo di un innovativo telaio per camion in materiale composito, nell’ottica di poter garantire una riduzione dei pesi, proprio per poter far fronte alle principali sfide a cui l’industria dei trasporti è sottoposta oggi, come ad esempio: la riduzione delle emissioni inquinanti e la riduzione del consumo di carburante. Per far fronte a queste problematiche si è cercato sia di migliorare ed ottimizzare il rendimento dei propulsori, ma si è sempre cercato anche di ridurre i pesi dei componenti in quanto quest’ultimi influenzano direttamente le prestazioni del veicolo. Una riduzione del peso determina un calo della potenza richiesta al motore





portando dunque ad un ridimensionamento del sistema propulsivo con la conseguenza di una riduzione dei consumi e delle emissioni. Per questo motivo la riduzione del peso riveste un ruolo fondamentale nelle moderne strategie di progettazione.

Per questa ragione, i maggiori produttori cercano di alleggerire i propri veicoli tramite l'impiego di materiali alternativi e con prestazioni elevate. Alcuni studi hanno evidenziato che si può avere un'efficienza nei consumi dal 5% al 8% a fronte di una riduzione del peso del 10%, inoltre per ogni 100kg risparmiati si può avere una riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> di circa 12.5g/km.

È importante sottolineare che la riduzione del peso in un telaio può offrire due opportunità: la prima è quella che permette di ottenere, come già riportato, una ridimensionamento di altri componenti, come ad esempio il motore ed il sistema frenante, amplificando ulteriormente la riduzione di peso e di emissioni; la seconda invece riguarda l'aumento del carico trasportabile dal telaio a parità di prestazione degli altri componenti. Come già evidenziato più volte, un ruolo fondamentale nella strategia per la riduzione del peso è la sostituzione del materiale normalmente impiegato per la realizzazione dei componenti con materiali alternativi.



*Figura 90: Tipico telaio*



## 5.1 Stato dell'arte

Il telaio di un rimorchio per un veicolo industriale costituisce lo "scheletro" del veicolo stesso, di solito è realizzato in acciaio da costruzione (SR235JR EN10025-2). Il telaio svolge la funzione di essere l'interfaccia tra il carico trasportato (motore, cabina, rimorchio, merci, ...) e le diverse sollecitazioni provenienti dalle sospensioni. In quest'ottica, il telaio deve sopportare sia il peso statico, che le forze dinamiche orizzontali e verticali causate durante il movimento. Le azioni più importanti alle quali la struttura deve resistere sono i momenti flettenti e torsionali. I momenti flettenti sono principalmente generati dai carichi verticali, dati dalla somma del peso statico (carico, motore, cabina, accessori, ecc.) e delle forze inerziali date dalle accelerazioni verticali. Queste forze sono applicate alle masse concentrate e distribuite presenti sul telaio, mentre le reazioni a tali forze si trasmettono dal terreno agli assi e da questi al telaio. La distribuzione delle forze determina dunque le azioni flessionali sul telaio. Attualmente, quasi tutti i telai strutturali dei rimorchi adottano la cosiddetta geometria del "telaio a scala". questa soluzione tecnica è composta da due travi parallele principali, con una sezione aperta ("i" o "c") o chiusa Figura 90.

Questa soluzione tecnica presenta alcuni vantaggi come:

- buona resistenza alle azioni flettenti;
- realizzazione semplice;
- costo dell'attrezzatura ridotto,

ma anche alcuni svantaggi:

- bassa rigidità alla torsione;
- utilizzo elevato di saldature e/o bulloni;
- peso elevato.



---

## 5.2 Definizione delle condizioni di carico e dei criteri adottati per lo sviluppo del nuovo rimorchio

Le condizioni di carico considerate per lo sviluppo del telaio sono due: la flessione e la torsione.

La flessione in generale è dovuta alle forze verticali che agiscono sul rimorchio, queste sono date dal peso dei componenti, dal carico trasportato e dalle azioni riconducibili alla dinamica verticale del veicolo. Nello studio del presente capitolo sono state considerate le sole forze, di natura statica, date dal peso del carico e del telaio stesso. Le ruote idealmente sono fissate a terra, creando un vincolo cerniera su ciascun asse in modo che il telaio sia soggetto a flessione. La torsione è invece dovuta a tutte le forze orizzontali di natura inerziale che derivano dalla dinamica laterale del veicolo (comportamento del telaio in curva) e dalle diverse forze verticali che agiscono su ciascuna ruota o del lato destro o di quello sinistro dell'asse in esame; queste forze determinano una rotazione attorno all'asse di rotazione; in questa sede si andrà a valutare la rigidità torsionale la quale verrà valutata, in modo semplificato, andando ad imporre che l'asse anteriore sia rigidamente fissato, mentre l'asse posteriore presenterà il lato sinistro fisso, mentre il destro sarà caricato verticalmente con una forza di 10000N.

Il criterio adottato per sviluppare il nuovo telaio in materiale composito è il medesimo di quello utilizzato per lo sviluppo dei bracci dell'escavatore in lega leggera ed in materiale composito; il nuovo telaio dovrà presentare delle prestazioni simili, in termini di fattore sicurezza al telaio, al tipico telaio in acciaio disponibile sul mercato europeo cercando di ottenere la massima riduzione di peso.



---

Pertanto, il primo passo di questo lavoro è quello di applicare le condizioni di carico, espote in precedenza, su un rimorchio esistente per definire le condizioni e le proprietà di riferimento per quanto riguarda le caratteristiche meccaniche del telaio; il secondo passo infine è quello di progettare il nuovo telaio con proprietà simili, ma adottando materiali alternativi e nuove soluzioni costruttive.

### **5.3 Descrizione delle caratteristiche principali del rimorchio utilizzato per lo studio**

Il telaio scelto è di medie dimensioni ed è uno dei più diffusi nel mercato europeo, il telaio presenta le seguenti caratteristiche:

- lunghezza 9230mm;
- distanza tra la parte anteriore e l'asse anteriore 1370mm;
- distanza tra gli assi 5180mm;
- lunghezza massima del passo 7840mm;
- le travi longitudinali presentano un forma a C altezza 255mm, larghezza 70mm e spessore 7mm;
- larghezza del telaio 850mm;
- 8 traverse con due geometrie differenti;
- lunghezza del paraurti posteriore 2300mm (non verrà caricato, ma sarà utilizzato per misurare la torsione del telaio);
- materiale: SR235JR EN10025-2 ( $E=210\text{GPa}$ ,  $\sigma_r=360\text{MPa}$  and  $\sigma_y=235\text{MPa}$ );
- peso totale 8700N (valutato dal modello solido realizzato).



Per poter condurre le analisi e le considerazioni necessarie per lo sviluppo di un innovativo telaio per camion si è proceduto con la realizzazione del modello solido del telaio in acciaio SR235JR EN10025-2, in Figura 91 è riportato il modello con le dimensioni principali.

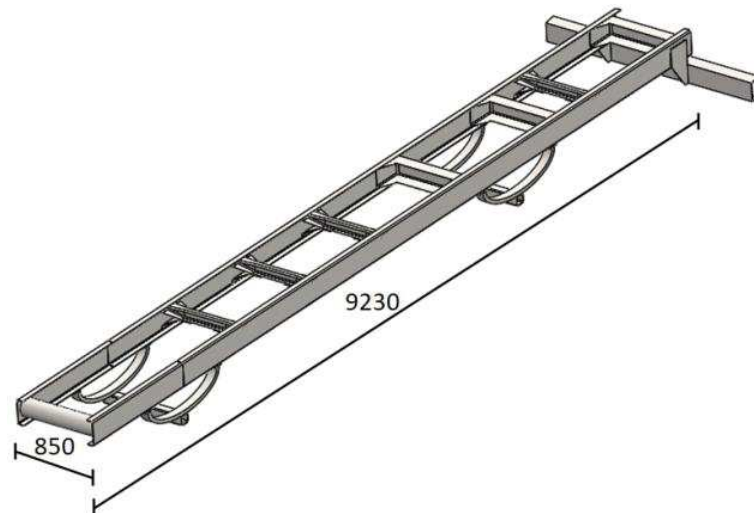


Figura 91: Modello solido del telaio in acciaio

## 5.4 Condizioni di carico

### 5.4.1 Condizione di carico 1 (flessione)

La prima condizione di carico (condizione di flessione) è realizzata tramite:

- il peso di 20000 N dato dal motore e dalla cabina, il carico è uniformemente distribuito sulla parte anteriore del telaio;
- il massimo carico trasportabile pari a 74000N è uniformemente distribuito sulla parte posteriore del telaio;
- gli assi determinano un vincolo isostatico di cerniera e supporto semplice.

La schematizzazione della condizione di carico è rappresentata in Figura 92, vista la simmetria della geometria si riporta solo metà modello.



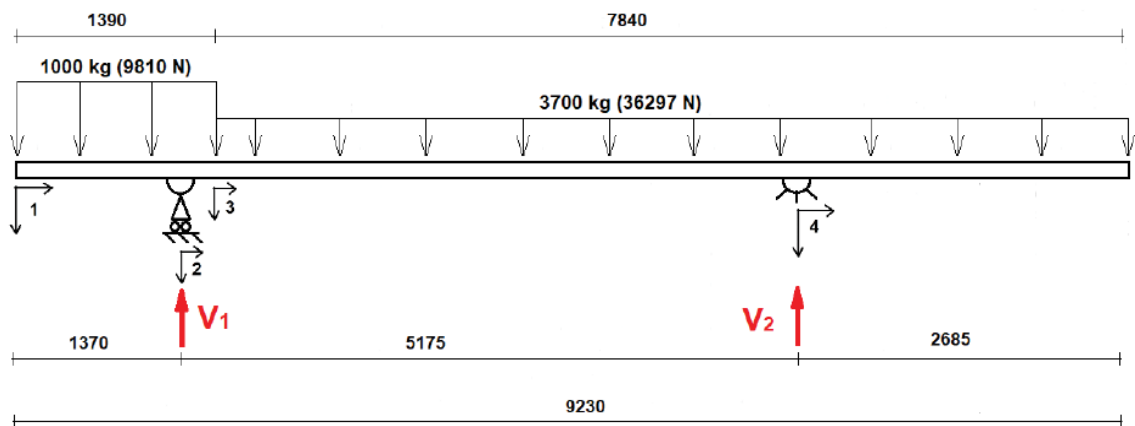


Figura 92: Schematizzazione condizione di carico

Durante l'analisi agli elementi finiti (FEM) i vincoli sono stati rappresentati in modo più realistico, modellando ciascun asse con una trave quadrata cava delle seguenti dimensioni 100x100x10mm, posizionata in corrispondenza degli assi, inoltre ciascun asse è collegato alle travi longitudinali per mezzo di due molle a balestra semiellittiche, le cui misure sono: lunghezza 1060mm, altezza 250mm e larghezza 40mm, la rigidità della molla a balestra è stata determinata in funzione di quella presente sul telaio studiato.

Come materiale di partenza si è ipotizzato l'acciaio SR235JR EN 10025-2. I vincoli sono stati ottenuti fissando le facce inferiori delle travi quadrate vuote. Il modello di analisi per la simulazione agli elementi finiti è rappresentato in Figura 93 ed è composto da 93783 elementi di tipo Brick e 43249 nodi.

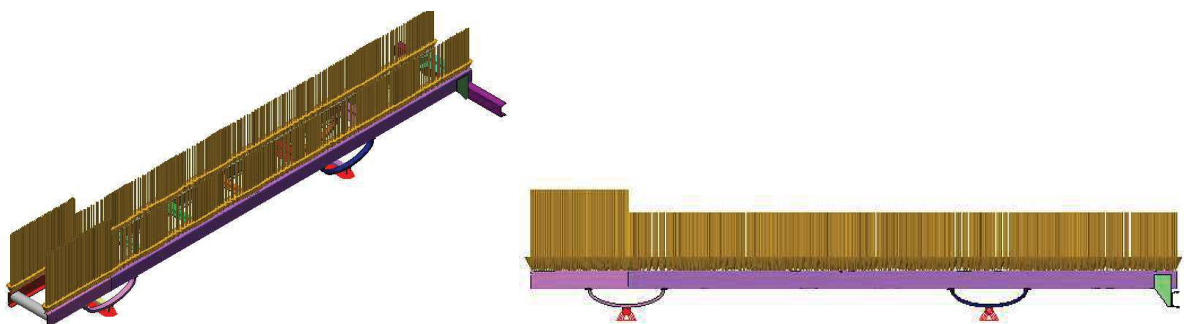


Figura 93: Modello telaio per analisi FEM della condizioni di flessione



Il massimo valore dello sforzo di Von Mises è pari a 81.5 MPa e lo spostamento massimo è di 4.5mm come si vede dalla Figura 94 in questo modo il fattore di sicurezza è pari a  $\eta_s=235\text{MPa}/81.5\text{MPa}=2.88$

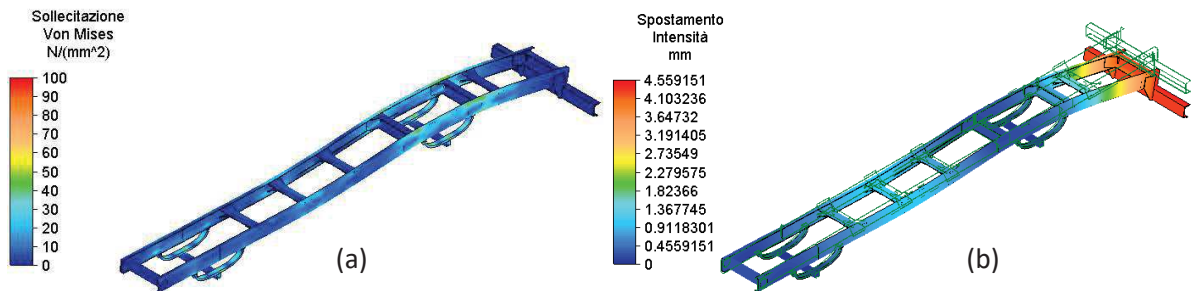


Figura 94: Sforzo di Von Mises (a) e spostamento (b) del telaio per la condizione di flessione

#### 5.4.2 Condizione di carico 2 (torsione)

Come precisato in precedenza, la rigidità torsionale è stata valutata in modo semplificato andando ad imporre che l'asse anteriore sia fisso, mentre quello posteriori presenti l'estremità di sinistra fissa e quella destra caricata in direzione verticale con 10000N, tutto questo lo si può vedere dalla Figura 95.

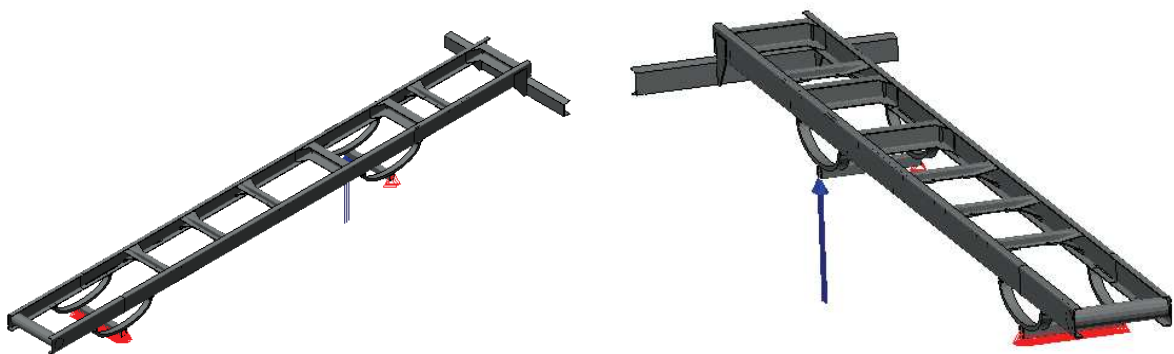


Figura 95: Modello per l'analisi FEM condizione di carico torsione



Il valore dello spostamento utilizzato per poter valutare la rigidità torsionale del telaio è lo spostamento massimo del paraurti posteriore, tale spostamento corrisponde ad un valore di 43.2 mm come si può vedere dalla Figura 96.

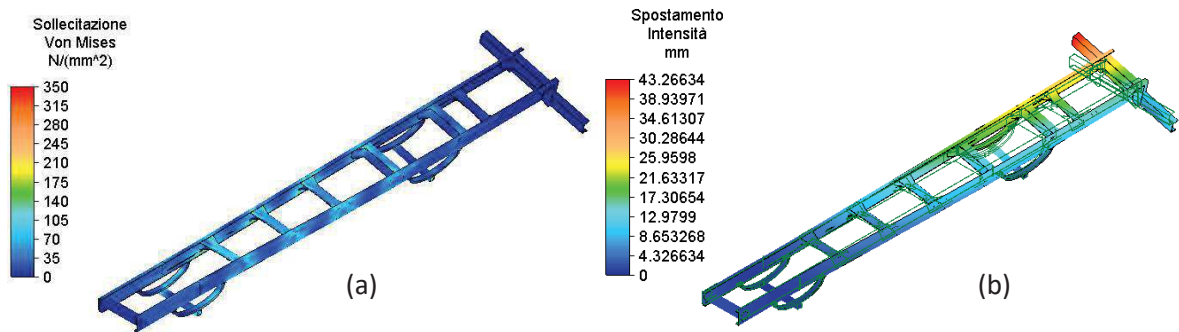


Figura 96: Sforzo di Von Mises (a) e spostamento (b) del telaio per la condizione di torsione

## 5.5 Sviluppo telaio innovativo

Il nuovo telaio (Figura 97) che si vuole studiare e sviluppare è costituito da una singola trave longitudinale con sezione ellittica in materiale composito sulla quale sono fissati, nelle posizione richieste per il montaggio dei diversi accessori, nove supporti in lega di alluminio.

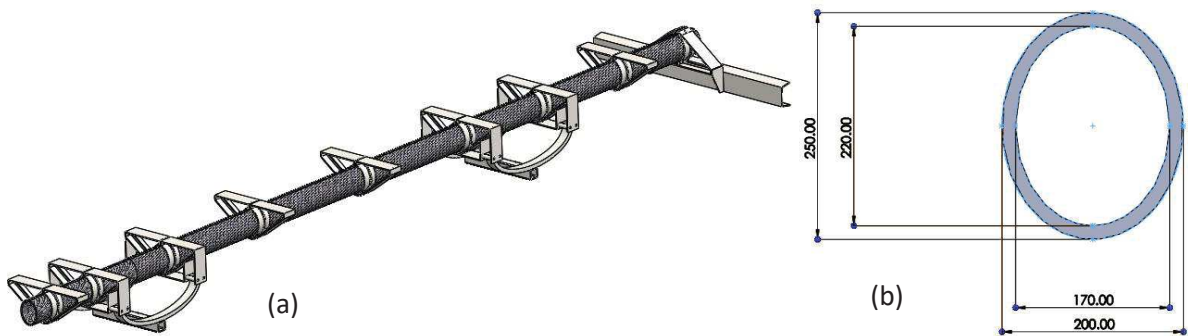


Figura 97: Modello solido del nuovo telaio (a), sezione ellittica della trave principale del telaio (b)





### 5.5.1 Proprietà del materiale scelto per la realizzazione della trave centrale

Il materiale utilizzato per lo sviluppo del nuovo telaio è stato scelto come compromesso tra prestazioni e costo. Il telaio perciò è stato supposto realizzato tramite lamine pre-impregnate di fibre di carbonio a medio modulo e resina epossidica, in queste lamine la percentuale di carbonio presente in ciascuno strato è pari al 60% del volume.

Tabella 23: Caratteristiche meccaniche dei materiali che costituiscono la lamina

Materiale	Densità $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo di Young E[MPa]	Modulo a taglio G[MPa]	Coefficiente di Poisson $\nu$
Resina epossidica	1200	4500	1600	0.4
Fibra di carbonio	1750	230000	50000	0.3

Le fibre presenti in ciascuna lamina sono lunghe e disposte unidirezionalmente; questo determina la possibilità di rendere il composito orientabile, andando perciò ad ottimizzare la resistenza nella direzione principale di sollecitazione; si è scelto inoltre un composito che presenti fibre lunghe, anziché corte, questa scelta è giustificata dal fatto che il processo produttivo consente di realizzare la trave utilizzando stampi specifici nei quali vengono distese le pelli in costituite da fibre di carbonio; inoltre le fibre corte hanno anche una resistenza alla fatica inferiore. La principale direzione di sollecitazione è su un'elica a 45°, quindi le fibre saranno orientate per la maggior parte con un angolo di +45° e -45°.

La sequenza di impilamento degli strati che compongono il laminato deve rispettare le seguenti regole:

- l'angolo di orientamento del singolo strato deve essere scelto in funzione delle principali direzioni di carico;
- ogni orientamento (0°, 45°, -45°, 90°) deve essere presente nel laminato con una percentuale almeno del 10%;



- distribuire simmetricamente gli strati;
- considerare la protezione degli strati primari attraverso la collocazione nelle parti interne del laminato;
- garantire un graduale cambio di spessore ove necessario.

Con questi dati è possibile calcolare le caratteristiche meccaniche della lamina riportate in Tabella 24.

Tabella 24: Caratteristiche meccaniche della lamina

Densità $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Modulo elastico $E_1$ ( $\parallel$ alla direzione delle fibre) [MPa]	Modulo elastico $E_2$ ( $\perp$ alla direzione delle fibre) [MPa]	Modulo di taglio $G_{12}$ [MPa]	Major poisson ratio $\nu_{12}$	Minor poisson ratio $\nu_{21}$
1530	139800	10929	3817	0.34	0.026

### 5.5.2 Trave centrale

La trave centrale del telaio presenta una sezione cava ellittica come da Figura 97 questo è stato fatto per assicurare una maggiore rigidità torsionale al telaio, le sue dimensioni principali sono:

- altezza 250 mm;
- larghezza 200 mm;
- lunghezza 9230 mm.

### 5.5.3 Staffe di montaggio

Le staffe di montaggio Figura 98 presentano due differenti geometrie in quanto svolgono due diverse funzioni: la prima tipologia di staffa, denominata staffa di carico, è progettata per poter supportare il solo cassone; la seconda tipologia, denominata staffa di sospensione, serve per supportare sia il cassone che la molla a balestra dell'asse.



Le staffe presentano una larghezza di 853,4 mm, come il telaio originale, una lunghezza assiale di 150 mm ed un'altezza di 340 mm; inoltre sono divise in due parti simmetriche attorno al piano verticale longitudinale e presentano un "foro ellittico" centrale in modo tale che una volta imbullonate tramite i relativi bulloni M16 8.8 possano serrare la trave ellittica in composito, la forma ellittica garantisce l'assenza di rotazione delle staffe rispetto alla trave stessa.



Figura 98 Staffa di carico (a) e staffa di sospensione (b)

#### 5.5.4 Proprietà del materiale scelto per la realizzazione delle staffe

Le staffe di montaggio sono state ipotizzate in lega di alluminio e più in particolare in 7075-T6 (UNI9007/2) commercialmente conosciuta come Ergal.

Le caratteristiche meccaniche del materiale adottato sono le seguenti:

- $E=70000\text{MPa}$
- $\sigma_t=570\text{MPa}$
- $R_{p0.2}=500\text{MPa}$

Il peso della staffa di carico è circa di 130N, quello della staffa di sospensione è nell'ordine di 190N ed il peso della staffa per il paraurti posteriore è pari a 400N. Il peso totale di tutte le staffe è nell'ordine dei 1670N.



L'analisi agli elementi finiti è stata condotta con la stessa metodologia adottata per la simulazione relativa al telaio originale in acciaio, inoltre sono state aggiunte le sospensioni a balestra modellate e vincolate come per l'analisi precedente.

## 5.6 Condizioni di carico per telaio innovativo

### 5.6.1 Condizione di carico 1 (flessione)

La prima condizione di carico (condizione di flessione) prevede l'applicazione degli stessi pesi della soluzione originale: peso del motore e della cabina 20000N, peso massimo del carico 74000N, ma in questo caso i carichi non sono uniformemente distribuiti sulla trave, ma sono suddivisi in funzione delle staffe di supporto andando a considerare l'area di influenza di ciascuna staffa come si può vedere nella Figura 99.

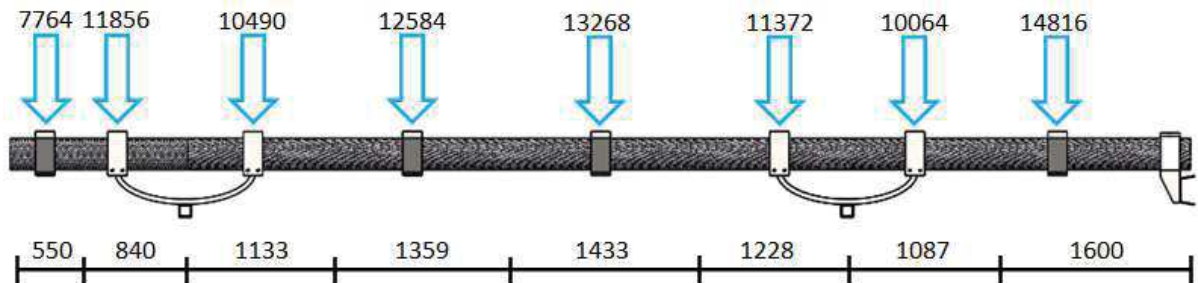


Figura 99: Schema di carico per ogni staffa

Il modello per la simulazione agli elementi finiti è mostrato in Figura 100 ed è composto da 162481 elementi di tipo brick e 86993 nodi.



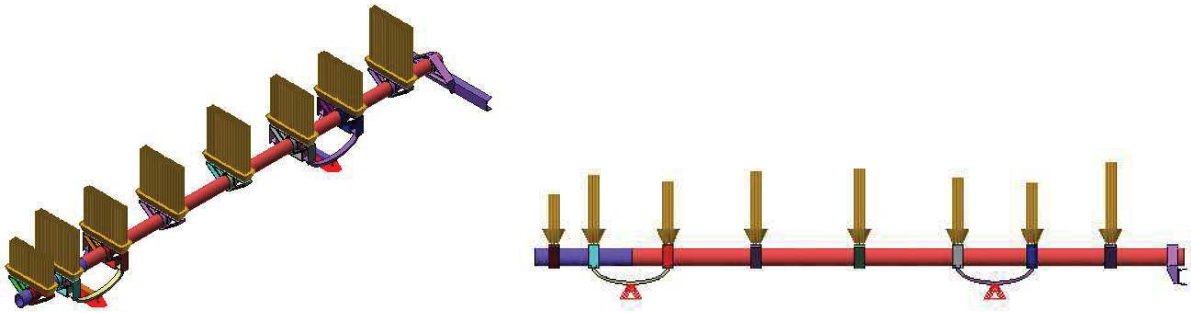


Figura 100: Modello per l'analisi agli elementi finiti del nuovo telaio per la condizione di flessione

Lo sforzo massimo valutato tramite il criterio di Von Mises è pari a 92.3MPa ed il massimo valore dello spostamento corrisponde a 6.6mm come si può vedere dalla Figura 101.

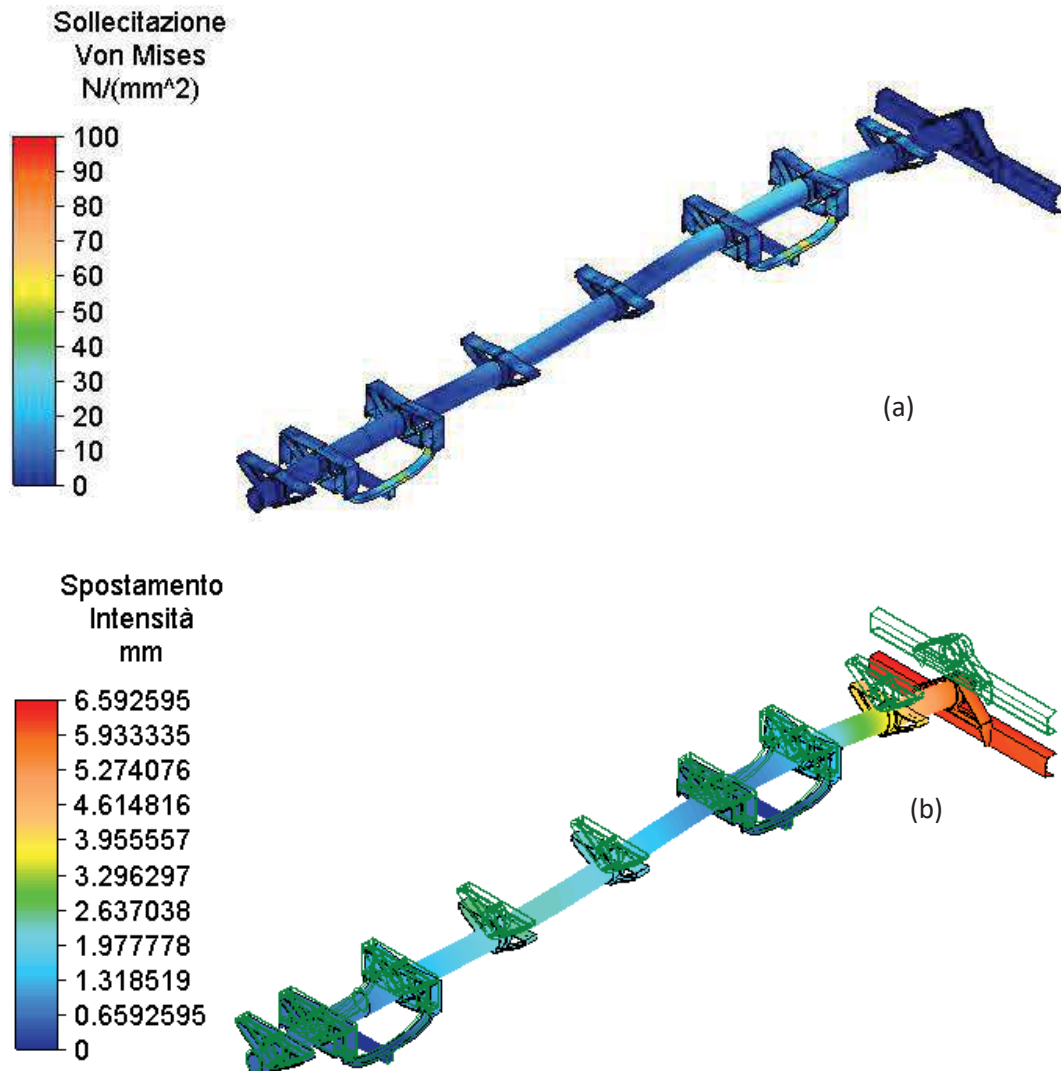


Figura 101: Sforzo di Von Mises (a) e spostamento (b) per il nuovo telaio nella condizione di flessione



Il fattore di sicurezza è stato valutato tramite il criterio di Tsai-Hill, espresso generalmente dalla seguente relazione:

$$\left(\frac{\sigma_1}{X}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{Y}\right)^2 - \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{X^2} + \left(\frac{\tau_{12}}{S}\right)^2 < 1 \quad (18)$$

In questo caso, il tensore degli sforzi presenta una sola  $\sigma_1$  molto simile al valore di Von Mises calcolato tramite la simulazione, quindi è necessario la verifica solo per la resistenza direzionale

$$\left(\frac{\sigma_1}{X}\right)^2 < 1 \quad (19)$$

$$\left(\frac{92.3MPa}{1270MPa}\right)^2 < 1 \quad (20)$$

Il fattore di sicurezza risulta:

$$\eta_t = \frac{X}{\sigma_1} = \frac{1270MPa}{92.3MPa} = 13.7 \quad (21)$$

### 5.6.2 Analisi delle staffe di montaggio

Per questa nuova tipologia di telaio è importante andare a valutare la resistenza delle staffe di montaggio, per semplificare la simulazione si è utilizzato solo metà modello delle staffe andando a sfruttare la loro simmetria.

Le staffe sono state vincolate lungo il piano di simmetria ed il carico applicato sulla superficie superiore è stato dimezzato Figura 102.



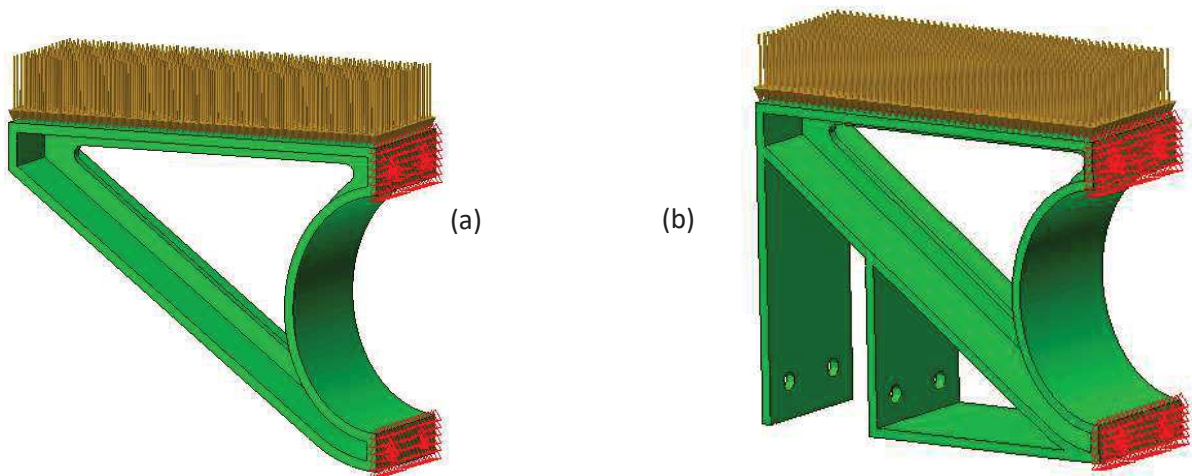


Figura 102: Modello per analisi agli elementi finiti staffa di carico (a) e staffa di sospensione (b)

Nella Figura 103 si possono vedere gli sforzi e gli spostamenti per le due differenti tipologie di staffa.

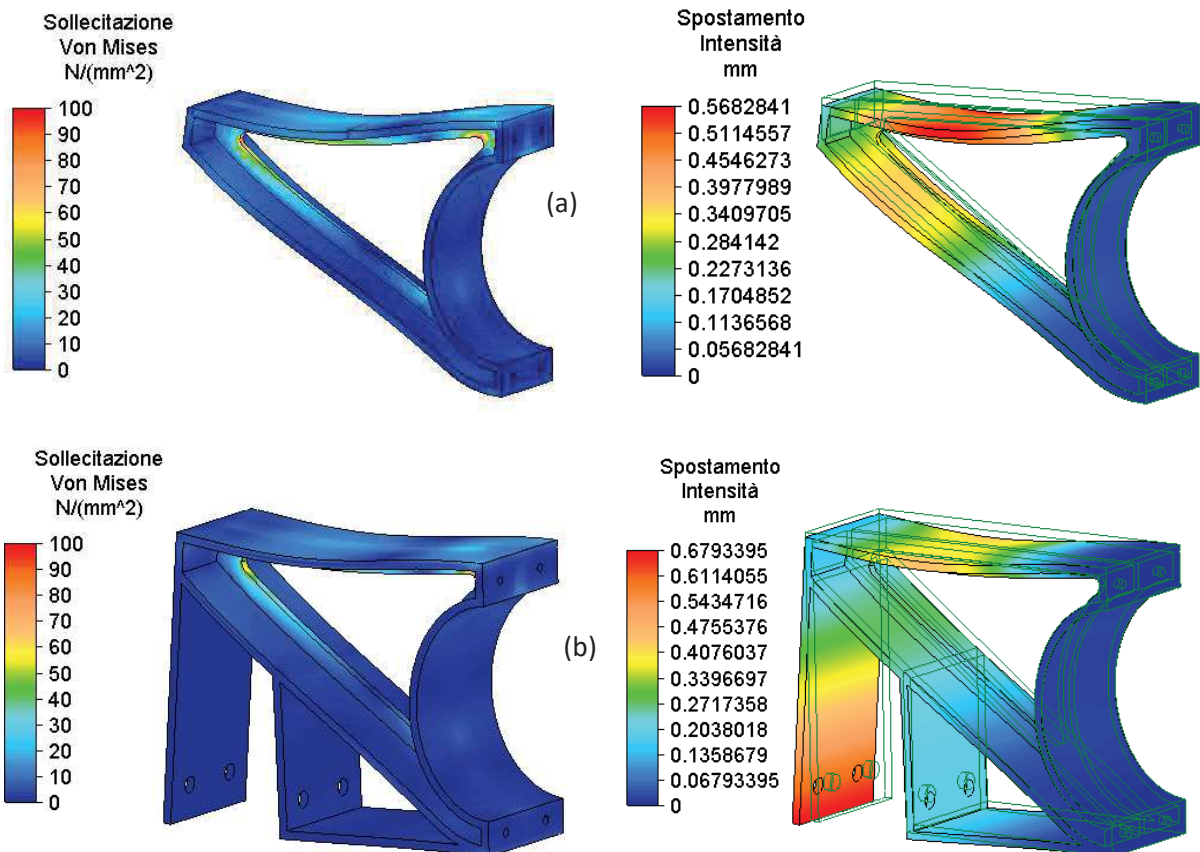


Figura 103: Sforzi e spostamenti per staffa di carico (a), sforzi e spostamenti per la staffa di sospensione (b)



### 5.6.3 Condizione di carico 2 (torsione)

Come per il modello precedente, si è proceduto alla valutazione della rigidità torsionale in modo semplificato, andando ad imporre che l'asse anteriore sia rigidamente fisso, mentre l'asse posteriore presenti l'estremità di sinistra fissa e l'estremità destra caricata in direzione verticale con un carico di 10000N, come si può vedere dalla Figura 104.

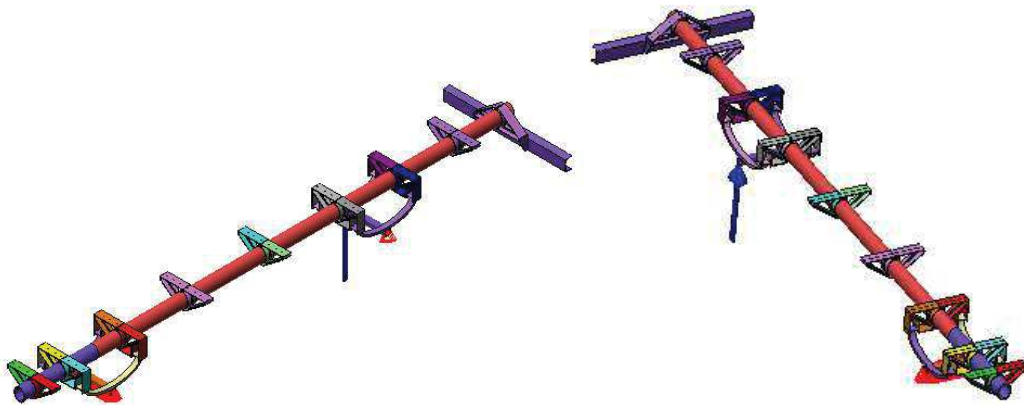


Figura 104: Modello analisi agli elementi finiti per condizione torsione

Il valore dello spostamento utilizzato per determinare la rigidità torsionale corrisponde al massimo spostamento ricavato dallo spostamento del paraurti posteriore che non presenta deformazioni, tale spostamento corrisponde a 62mm come si può vedere dalla Figura 105.

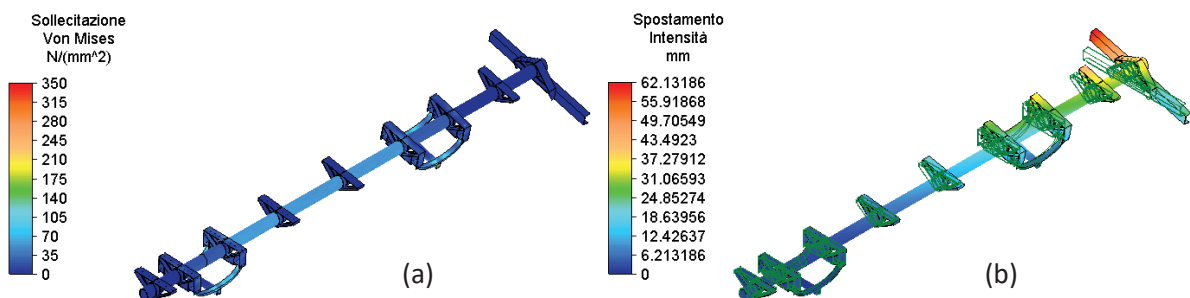


Figura 105: Sforzo di Von Mises stress (a) e spostamento (b) del nuovo telaio considerando la condizione di torsione





## 5.7 Valutazioni economiche ed industriali

Una volta determinate le caratteristiche meccaniche (sforzi e spostamenti) delle due soluzioni, si è proceduto anche ad un confronto per quanto riguarda il costo di realizzazione delle due soluzioni.

Per quanto riguarda la soluzione di partenza, telaio in acciaio, è possibile fare una prima stima, andando a determinare il costo come il prodotto tra il peso del telaio ed un coefficiente di costo, tale coefficiente è dato da: il prezzo al kg del materiale impiegato e la complessità tecnologica e realizzativa del processo (taglio, piegatura, saldatura, ...). In questo caso, considerando che il prezzo dell'acciaio per kg è inferiore a 1,8 € e che il processo produttivo è convenzionale e ben noto, si potrebbe stimare un coefficiente di costo di 4 €/kg; con un costo di circa 2200 €.

Se si considera invece, il telaio di nuova concezione, è necessario suddividere lo stesso in più parti, i componenti in lega di alluminio e quelli in composito in fibra di carbonio. Per le staffe in lega di alluminio, si può considerare un coefficiente di costo pari a 8€/kg, in quanto l'attuale prezzo per la lega di alluminio 7075 T6 utilizzata è pari a 5,5 €/kg e la saldatura di questo materiale risulta essere più complessa; quindi il costo delle staffe è di circa 1250 €.

La valutazione del costo del telaio in fibra di carbonio risulta piuttosto complicata. In questo caso, la stima effettuata tramite l'approccio precedentemente adottato non sarà molto accurata in quanto il processo di produzione è completamente diverso ed inoltre è di carattere artigianale. Infatti, è necessario costruire uno stampo ed è necessaria un'autoclave; inoltre, in questa applicazione, le dimensioni sono considerevoli, ed in produttori che dispongono dell'attrezzatura necessaria sono pochi.



In ogni caso, per avere un termine di confronto con le soluzioni precedenti, si può stimare il costo del telaio in composito mediante il costo dei laminati pre-impregnati e sulla base dei costi sostenuti per la realizzazione di altre strutture in composito, si può dunque stimare un costo di circa 16000 €.

Ovviamente le stime sopra riportate sono approssimative, comunque da questo confronto risulta che un telaio realizzato in fibra di carbonio presenta un costo che se confrontato con quello di un classico telaio in acciaio è di un ordine di grandezza maggiore.

## 5.8 Sintesi dei risultati

La Tabella 25 riassume i risultati ottenuti:

Tabella 25: Confronto tra le due soluzioni

	Telaio in acciaio	Telaio in composito	Variazioni
Peso [N]	8700	2670	-6030 (-70%)
Spostamento flessione [mm]	4.6	6.6	+2 (+43%)
Spostamento torsione [mm]	43.2	62.1	+19 (+44%)
Costo stimato [€]	~2200	~16000	+13800 (+627%)

Il telaio realizzato in materiale composito garantisce dunque una notevole riduzione dei pesi, nell'ordine del 70%, determinando però un incremento degli spostamenti (da 4,6 a 6,6 mm) e dunque una rigidità torsionale minore. Questa riduzione nella rigidità torsionale può essere comunque accettata se vengono per esempio considerati i casi presentati nell'introduzione, come le autocisterne o i compattatori di rifiuti per i quali si ha la presenza di una struttura aggiunta che garantisce un incremento della rigidità torsionale.

Attualmente il costo per la realizzazione del telaio in materiale composito risulta elevato, ma grazie alla riduzione di peso dell'intero camion, si passa dai 45000N (soluzione tradizionale in acciaio) ai 38970N (soluzione in materiale composito) dunque una riduzione del 13%, si



può ottenere un decremento del consumo di carburante di circa l'11%. Così facendo, ipotizzando di percorrere 120000 km all'anno per conducente, come indicato dal Ministero dei trasporti italiano, è possibile recuperare l'investimento effettuato per l'acquisto del telaio in composito durante i primi tre anni di utilizzo dello stesso.

Un altro importante aspetto è dato anche dalla riduzione di emissioni di CO<sub>2</sub> pari a 75,4 g/km, questo sempre grazie alla riduzione del peso e del consumo di carburante. Inoltre, l'adozione della soluzione fin qui presentata ha il grande vantaggio di essere altamente modulabile grazie all'impiego di staffe ed alla geometria tubulare del telaio. Infine, grazie alla riduzione di peso del veicolo ed alla sua modularità è anche possibile adottare differenti sistemi di propulsione anziché il tipico motore combustione.

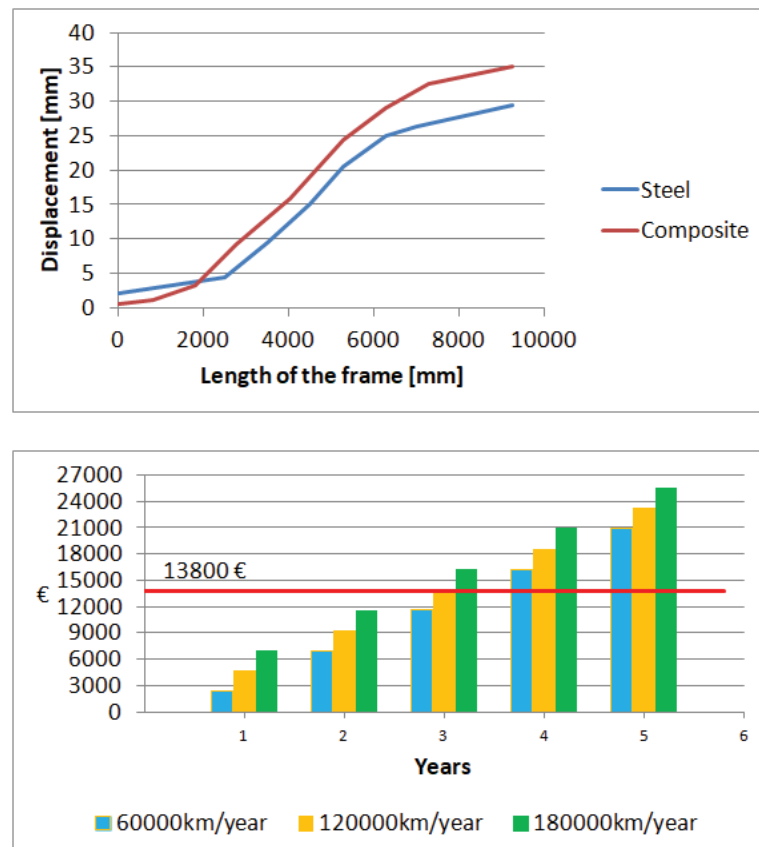


Figura 106: Andamento spostamento torsione (a), risparmio grazie alla riduzione dei consumi di carburante data dall'adozione del telaio in composito (b)



## 5.9 Considerazioni

Lo scopo di questo capitolo è stato quello di illustrare una metodologia per ridurre il peso del telaio strutturale di un rimorchio. La geometria proposta del telaio riduce la flessione e la rigidità torsionale, il che è accettabile solo nei casi in cui il cassone applicato è in grado di resistere alle azioni dovute al carico, ma riduce il peso del telaio del rimorchio del 70%.

Questa riduzione di peso del telaio porta ad un aumento del carico trasportabile o ad un ridimensionamento degli altri componenti, come il motore e i freni, che amplifica il risparmio di peso stesso.

In ogni caso, comporta una riduzione del consumo di carburante e dell'emissione di CO<sub>2</sub>. I risultati ottenuti possono essere applicati anche ad altri componenti fondamentali e possono essere utilizzati anche per veicoli che presentano telai con dimensioni e capacità di carico diverse.



---

## Conclusione

Da quanto esposto nel presente lavoro si può facilmente capire come sia possibile migliorare ed incrementare le prestazioni di macchinari e veicoli industriali per la movimentazione di carichi tramite l'impiego di materiali innovativi e non convenzionali come le leghe di alluminio ed in particolari i materiali compositi a base di fibre di carbonio, ma soprattutto grazie al fatto di ricorrere a metodologie di studio e progettazione che possono adattarsi a componenti di diversa natura. Infatti grazie alla metodologia, adottata per i diversi casi esposti, è stato possibile lo studio e la progettazione dei principali componenti di un escavatore, come i bracci ed il telaio ottenendo un notevole alleggerimento dello stesso (si è ottenuto una riduzione del peso complessivo della macchina di circa il 26%), inoltre come mostrato nel Capitolo (confronto 2 e 3 bracci) è stato possibile trasferire la metodologia adottata anche ad escavatori con dimensioni e caratteristiche differenti da quello impiegato inizialmente, portando anche in questo caso a notevoli benefici dal punto di vista prestazionale. Infine, si è voluto anche mostrare come il metodo progettuale adottato fosse facilmente trasferibile anche ad un'altra tipologia di mezzo ed è per questo che si è deciso di sviluppare un telaio innovativo per camion, per il quale, grazie all'impiego di materiali compositi e leghe di alluminio, è stato possibile ottenere un decisivo calo del peso e dunque una considerevole riduzione dei consumi di carburante e delle emissioni nocive.

Ovviamente la metodologia adottata in questo elaborato non si ferma alla sola applicazione dei casi qui presentati, ma è trasferibile ed utilizzabile anche su macchinari differenti come ad esempio gru portuali o macchinari di natura completamente differente come possono essere i robot industriale.



Da questo punto di vista la ricerca e lo sviluppo di soluzioni innovative per incrementare le prestazioni di componenti o macchine esistenti tramite l'impiego di metodologie opportune e materiali innovativi è in continuo sviluppo ed offre possibilità davvero interessanti.



---

## Bibliografia

- [1] Michael AF, Didac FB, Jordi S. Materials and Sustainable Development. 1st Editio. Butterworth-Heinemann; 2015.
- [2] Omar F, Jimi T, Mohini S. Lightweight and Sustainable Materials for Automotive Applications. 1st Editio. CRC Press; 2017.
- [3] Michael A, Kara J. Materials and Design. 3rd Editio. Butterworth-Heinemann; 2014.
- [4] Michael AF, David JRH. Engineering Materials 1 An Introduction to Properties, Applications, and Design. 4th Editio. Butterworth-Heinemann; 2012.
- [5] Michael AF, David JRH. Engineering Materials 2 An Introduction to Microstructures and Processing. 4th Editio. Butterworth-Heinemann; 2013.
- [6] Mallick PK. Materials, design and manufacturing for lightweight vehicles. 1st Editio. Woodhead Publishing; 2010.
- [7] Davies JM. Lightweight Sandwich Construction. 1st Editio. Wiley-Blackwell; 2001.
- [8] Njuguna J. Lightweight composite structures in transport : design, manufacturing, analysis and performance. 1st Editio. 2016.
- [9] Van Acker K, Verpoest I, De Moor J, Dewulf W, Duflou J. Lightweight Materials for the Automotive: Environmental Impact Analysis of the Use of Composites. Rev Métallurgie 2009:541–6.
- [10] Wang T, Gong Y, Gan L, Peng X, Wan Z. Development of a Carbon Fiber Reinforced Composite Chassis Longitudinal Arm. Sci Adv Mater 2016:2133–41.
- [11] Miscia G, Rotondella V, Baldini A, Bertocchi E, D’Agostino L. Aluminum Structures in Automotive: Experimental and Numerical Investigation for Advanced Crashworthiness. Int. Mech. Eng. Congr. Expo., 2015.
- [12] Tenhaeff K., Drechsler K. Hybrid Structures of Metals and Fiber Reinforced Thermoplastics for Chassis. 17th Eur. Conf. Compos. Mater., 2016.



- 
- [13] Solazzi L, Scalmana R. New Design Concept for a Lifting Platform Made of Composite Material. *Appl Compos Mater* 2013;20:615–26.
- [14] Solazzi L. Applied Research for Weight Reduction of an Industrial Trailer. *FME Trans* 2012;40:57–62.
- [15] Gouveia RM, Silva FJG. Designing a new Sustainable Approach to the Change for Lightweight Materials in Structural Components Used in Truck Industry. *J Clean Prod* 2017:115–23.
- [16] Solazzi L, Incerti G, Petrogalli C. Estimation of the dynamic effect in the lifting operations of a boom crane. *28th Eur. Conf. Model. Simul.*, 2014, p. 309–15.
- [17] Vujic D, Lazarevic O, Batinic V. Development of dynamic-mathematical model of hydraulic excavator. *J Cent South Univ* 2017;24:2010–8.
- [18] Winck RC, Elton M, Book WJ. A practical interface for coordinated position control of an excavator arm. *Autom Constr* 2015;51:46–58.
- [19] Kumar SJ. *Vibration Analysis, Instruments, and Signal Processing*. 1st Editio. CRC Press; 2015.
- [20] Norton M P. *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*. 2nd Editio. Cambridge University Press; 2003.
- [21] Jonathan W. *Finite Element Methods A Practical Guide*. 1st Editio. Springer International Publishing; 2017.
- [22] Bofang Z. *The finite Element Method : fundamentals and Applications in Civil, Hydraulic, Mechanical and Aeronautical Engineering*. 1st Editio. Wiley; 2018.
- [23] Eslami MR. *Buckling and Postbuckling of Beams, Plates, and Shells*. 1st Editio. Springer International Publishing; 2018.
- [24] Falzon B G, Aliabadi M H. *Computational and Experimental Methods in Structures Buckling and Postbuckling Structures Experimental, Analytical and Numerical Studies*. 1st Editio. Imperial College Press; 2008.





- 
- [25] Herbert, L., Nichols, Jr., David Day: *Moving the Earth: The Workbook of Excavations Sixth Edition*, McGraw-Hill Education ISBN-13: 9780-0071502672, ISBN-10: 007150267X, 2010.
- [26] Kudryavtsev, E.M.: *Computer Modelling of a Digging Zone of a Single-bucket Excavator*, IMK-14-Research&Development in Heavy Machinery, Vol. 23, No. 3, 2017.
- [27] Petrovic, P.B. and Lukic, N.A.: *Configuration-based Compliance Control of Kinematically Redundant Robot Arm Part I - Theoretical Framework*, FME Transactions, Vol. 45, No. 4 pp. 468-474, 2017.
- [28] Petrovic, P.B. and Lukic, N.A.: *Configuration-based Compliance Control of Kinematically Redundant Robot Arm Part II - Experimental Validation*, FME Transactions, Vol. 45, No. 4 pp. 475-480, 2017.
- [29] Janosevic, D., Milic, P., Markovic, D. and Nikolic, V.: *Optimization of Kinematic Chain Parameters in Hydraulic Excavators*, IMK-14-Research&Development, Vol. 18, No.2, 2012.
- [30] Koivo, A.J.: *Kinematics of excavators (backhoes) for transferring surface material*, Journal of aerospace engineering, Vol. 7 No. 1 pp. 17-32, 1994.
- [31] Koivo, A.J., Thoma, M., Kocaoglan, E. and Andrade-Cetto J.: *Modeling and Control of Excavator Dynamics during Digging Operation*, Journal of aerospace engineering, Vol. 9, No. 1 pp. 10-18, 1996.
- [32] Cao, Y. and Xie, Y.: *Dynamic modeling of the front structure of an excavator*, Non linear Dynamic, Vol. 91, pp. 233-247, 2018.
- [33] Rupar, D., Hladnik, J. and Jerman, B.: *Loader Crane Inertial forces*, FME Transactions, Vol. 44, No. 3 pp. 291-297, 2016.
- [34] Bosnjak, S., Zrnica, N. and Oguamanam, D.: *On the dynamic modeling of bucket wheel excavators*, FME Transactions, Vol. 34, No. 4, pp.221-226, 2006.
- [35] Gnjatovic, N., Bosnjak, S. and Zrnica, N.: *Spatial reduced dynamic model of a bucket wheel excavator with two mats*, Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 215-235, 2019.



- 
- [36] Bosnjak, S.M., Arsic, M.A., Gnjatovic, N.B., Milenovic, I.L.J. and Arsic, D.M.: Failure of the bucket wheel excavator buckets, *Engineering Failure Analysis*, Vol.64, pp.247-261, 2018.
- [37] Gnjatovic, N., Bosnjak, S. and Stefanovic, A.: The dependency of the dynamic response of a two mast bucket wheel excavator superstructure on the counterweight mass and the degree of fourier approximation of the digging resistance, *Archives of Mining Sciences*, Vol.63, pp.491-509, 2018.
- [38] Bosnjak, S.M., Gnjatovic, N.B.: The influence of geometric configuration on response of the bucket wheel excavator superstructure, *FME Transactions*, Vol.44, pp.313-323, 2016.
- [39] Incerti, G.: Motion Planning of SCARA Robots for Trajectory Tracking, *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, Vol. 9, No. 5, pp. 827-836, 2015.
- [40] Tiwari, R., Knowels, J. and Danko, G.: Bucket trajectory classification of mining excavators, *Automation in Construction*, Vol.31, pp.128-139, 2013.
- [41] Salinic, S., Boskovic, G. and Nikolic, M.: Dynamic modelling of hydraulic excavator motion using Kane's equations, *Automation in Construction*, Vol.44, pp.56-62, 2014.
- [42] <https://meccanica-applicata.unibs.it/>
- [43] Collotta, M., Solazzi, L.: New design concept of tank made of plastic material for firefighting vehicle, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, Vol. 14, pp.4603-4615, 2017.
- [44] Solazzi, L. Assi, A. and Ceresoli, F.: New Design Concept for an Excavator Arms by Using Composite Material, *Applied Composite Materials*, Vol. 25, No. 3, pp. 601-617, 2017.
- [45] Solazzi, L.: Wheel rims for industrial vehicles: Comparative experimental analyses, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, Vol.18, pp.214-225, 2011.
- [46] Fantuzzi N., Borgia F.: Theoretical and Applied Insights on Pistons Buckling According to DNV Regulation, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol.141, 2019.



- 
- [47] Solazzi, L.: Feasibility study of hydraulic cylinder subject to high pressure made of aluminum alloy and composite material, *Composite Structures*, Vol. 209, pp. 739-746, 2019.
- [48] Solazzi, L., Buffoli, A.: Telescopic Hydraulic Cylinder Made of Composite Material, *Applied Composite Materials*, in press, 2019.
- [49] Brooke L, Evans H. Lighten up! 2009. Society of Automotive Engineers (SAE);117:16-22.
- [50] Solazzi L, Ceresoli F, Cima M.: Structural analysis on lightweight excavator arms. *Proceedings - European Council for Modelling and Simulation. ECMS 33(1): 351-357*, 2019.
- [51] Solazzi L.: Design of a new complete industrial trailer using different materials. XIX International conference on "Material Handling, Constructions and Logistics", Belgrade, Serbia, 15-16 October, 2009.
- [52] Baskin D, Dinda S, Moore T.: A Simple Approach to Selecting Automotive Body-in-White Primary-Structural Materials. SAE Technical Paper, 2002.
- [53] Laxman S, Mohan R.: Structural optimization: achieving a robust and light-weight design of automotive components. SAE Technical Paper, 2007.
- [54] Solazzi L.: Design a scrap loader using different alloy steels. II° International Conference on Super High Strength Steel, Peschiera del Garda (Vr), Italy, 17-20 October, 2010.
- [55] Mallick PK.: *Materials design and manufacturing for lightweight vehicles*. Woodhead Publishing, 2010.
- [56] Solazzi L.: Design of an aluminum boom and arm for an excavator. *Journal of Terramechanics*; 47: 201-207, 2010.
- [57] Solazzi L.: Influence the design of composite material on the mechanical behavior of the cantilever – type spring. Ninth International conference on Experimental techniques and design in composite materials, Vicenza, Italy, 30 September, 1-2 October, 2009.



- 
- [58] Gay D, Suong VH, Tsai SW.: Composite materials-design and applications. CRC press, 2003.
- [59] Vanderplaats GN, Miura H.: Trends in structural optimization: some considerations in using standard finite element software. SAE Technical Paper 860801, 1986.
- [60] Babamohammadi S, Fantuzzi N, Lonardi G.: Mechanical assessment of hollow-circular FRP beams. *Composite Structures*; 227, 2019.
- [61] Tiwari A, Alenezi MR, Jun SC.: *Advanced Composite Materials*. ISBN: 978-1-119-24253-6 Scrivener Publishing LLC, 2016.
- [62] Agarwal BD, Broutman LJ, Chandrashekhara K.: *Analysis and performance of fiber composites*, third edition. John Wiley and sons, Inc, 2006.
- [63] Mallick PK.: *Fiber Reinforced Composites*. Boca Raton, CRC Press, 2008.
- [64] Njuguna J.: *Lightweight Composite Structures in Transport Design, Manufacturing, Analysis and Performance*. Woodhead Publishing Series in composites Science and Engineering: Number 67 ISBN: 978-1-78242-325-6 (print) ISBN: 978-1-78242-343-0 (online), 2016.
- [65] Garmstedt EK, Berglund LA.: *Fatigue in thermoplastic composites*. eds: Bryan Harris, Woodhead Publishing Ltd, Cambridge, 2003.
- [66] Talreja R, Singh CV.: *Damage and Failure of Composite Materials*. ISBN 978-0-521-81942-8 Cambridge University Press, 2012.
- [67] Balasubramanian M.: *Composite Materials and Processing*. 1st Edition. CRC Press, 2017.
- [68] Kamal KK.: *Composite Materials Processing, Applications, Characterizations*. 1st Edition. Springer International Publishing, 2017.
- [69] Solazzi L, Assi A, Ceresoli F.: Excavator arms: Numerical, experimental and new concept design. *Composite Structures*; 217: 60-74, 2019.
- [70] Davis JR.: *Aluminum and Aluminum Alloys*. ASM Specialty Handbook, ASM International, 1993.



- 
- [71] Raugei M, Morrey D, Hutchinson A, Winfield PA.: Coherent life cycle assessment of a range of lightweighting strategies for compact vehicles. *Journal of Cleaner Production*; 108: 1168-1176, 2015.
- [72] Lewis GM, Buchanan CA, Jhaveri KD, Sullivan LJ, Kelly JC, Das S, Taub AI, Keoleian GA.: Green Principles for Vehicle Lightweighting. *Environ. Sci. Technol.*; 53: 4063-4077, 2019.
- [73] Luk JM, Kim HC, De Kleine RD, Wallington TJ, MacLean HL.: Greenhouse gas emission benefits of vehicle lightweighting: Monte Carlo probabilistic analysis of the multi material lightweight vehicle glider. *Transportation Research Part D* 62; 1-10, 2018.
- [74] Kim HC, Wallington TJ.: Life Cycle Assessment of Vehicle Lightweighting: A Physics-Based Model To Estimated Use-Phase Fuel Consumption of Electrified Vehicles. *Environ. Sci. Technol.*; 50: 11226-11233, 2016.
- [75] Björn Åkesson: Plate Buckling in Bridges and other Structures ISBN: 978-0-415-43195-8 Taylor & Francis Group (2007)
- [76] Bošnjak, S.M., Zrnić, N.D., Gašić, V.M., Petković, Z.D., Milovančević, M.D.: Dynamic responses of mobile elevating work platform and mega container crane structures, Volume 562-564, 2012, Pages 1539-1543, International Conference on Materials Engineering and Automatic Control, ICMEAC 2012; Jinan; China 27 April 2012 through 29 April 2012; Code 92998 ISBN: 978- 303785458-7
- [77] Jonathan W. Finite Element Methods A Practical Guide. 1st Editio. Springer International Publishing; 2017.
- [78] Miscia G, Rotondella V, Baldini A, Bertocchi E, D'Agostino L. Aluminum Structures in Automotive: Experimental and Numerical Investigation for Advanced Crashworthiness. *Int. Mech. Eng. Congr. Expo.*, 2015.
- [79] Solazzi L., Scalmana R. New Design Concept for a Lifting Platform made of Composite Material, *Applied Composite Materials, An International Journal for Science and Application of Composite Materials*, ISSN 0929-189X *Appl Compos Mater*, (August 2013), Volume 20, Issue 4, pp 615-626, DOI 10.1007/s10443-012-9287-2, Published online: 14 September 2012



- 
- [80] Tomasz Kubiak: Static and Dynamic Buckling of Thin-Walled Plate Structures ISBN: 978-3-319-00653-6, ISBN: 978-3-319-00654-3 (eBook), Springer (2013) Van Acker K, Verpoest I, De Moor J, Dewulf W, Duflou J. Lightweight Materials for the Automotive: Environmental Impact Analysis of the Use of Composites. Rev Métallurgie 2009:541–6.
- [81] Tornabene, F., Fantuzzi, N., Baccocchi, M., Dimitri, R.: Dynamic analysis of thick and thin elliptic shell structures made of laminated composite materials, Composite structures, 133, pp. 278-299, 2015.
- [82] Vujic D, Lazarevic O, Batinic V. Development of dynamic-mathematical model of hydraulic excavator. J Cent South Univ 2017;24:2010–8.
- [83] Zrnić, N.D., Gašić, V.M., Bošnjak, S.M.: Dynamic responses of a gantry crane system due to a moving body considered as moving oscillator, Volume 15, Issue 1,1 January 2015, Pages 243-250 Elsevier
- [84] K.K. Chawla, Composite Materials, Science and Engineering, Springer-Verlag, New York, USA, 1998
- [85] Mel M. Schwarz, Composite Materials Handbook, McGraw Hill, New York, 1992
- [86] C. Harper, Handbook of Plastics, Elastomers and Composites, McGraw-Hill, 1996
- [87] Mel M. Schwartz, Composite Materials, Processing, Fabrication and Applications, Vol.II, Prentice Hall PTR, 1997
- [88] Gianni Caligiana, Francesco Cesari, I materiali compositi, Pitagora editrice Bologna prima edizione 2002
- [89] Usta Yayla, Ayse; Nigar, Baris; Sahin, Harun Levent; Tuncoz, IlhanOzan: Alternative Finite Element Modeling Technique Of Filament Winding Composite Pressure Vessels.
- [90] Dadej, Konrad; Bienias, Jaroslaw: Analytical modeling of fatigue crack growth in Fiber Metal Laminates.
- [91] Fatima, Alabtah Ghassan; Mahdi, Elsadig: The Effect of Sizing Optimization on the Interface between High Strength Steel and Fiber Reinforced Composite.



- [92] Zhang, Xiaoyong; Chen, Yu: Behavior of square pultruded concrete filled GFRP tube (CFGT) columns strengthened with CFRP sheet.
- [93] W. M. Mahdy; Libin Zhao; Fengrui Liu; Jianyu Zhang: Buckling and failure analyses of composite cylindrical shells under combined axial compression and external pressure loads.
- [94] M. J. Al-Mahfooz; E. Mahdi: Internal pressure capacity of glass fiber reinforced composite overwrapping pvc plastic pipes.
- [95] Agnelli, Jacopo; Benedetti, David; Fantuzzi, Nicholas: Carbon Fiber-Reinforced Textiles Enhanced with Carbon Nanotubes.
- [96] Pais, Ana; Brandão, Pedro; Marques, António; Guedes, Rui; Santos, António Tomé: Design for durability of composite pultruded profiles.



## Appendice 1

### Tecnica del filament winding

Di seguito si riporta il processo produttivo del filament winding, processo ipotizzato per la realizzazione dei bracci dell'escavatore ed il telaio del camion qui presentati.

La tecnica del filament winding consente di ottenere superfici di rivoluzione tramite l'avvolgimento di fibre di tessuto impregnate di resina intorno ad una preforma messa in rotazione da un mandrino. Per questo processo generalmente sono impiegati filamenti continui e tessuti che vengono impregnati durante l'avvolgimento oppure tessuti preimpregnati.

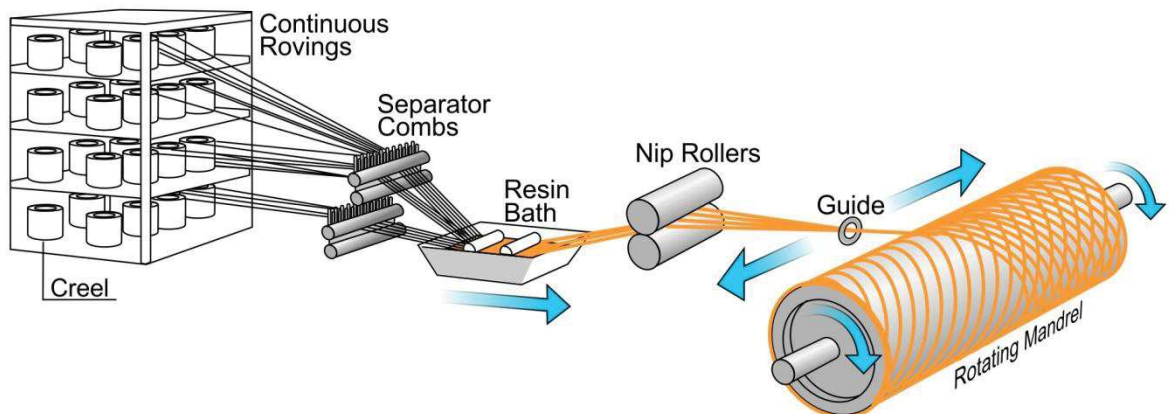


Figura 107: Schematizzazione del processo di filament winding

Alla base di questo processo si trova dunque un mandrino rotante ed un dispositivo in moto relativo rispetto al mandrino, grazie a questa configurazione





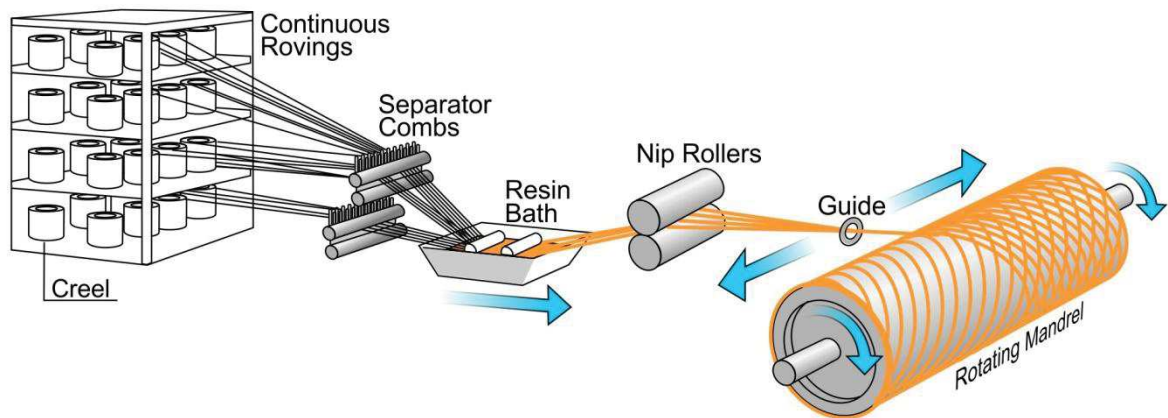


Figura 107) è possibile ottenere avvolgimenti elicoidali con angoli definibili tramite il mandrino ed il sistema di distribuzione delle fibre di rinforzo.

La resina può essere applicata prima, durante o nella fase finale del processo produttivo.

Nel primo caso, in cui la resina viene applicata prima di iniziare a disporre le fibre sul mandrino, si ricorre all'impiego di filamenti preimpregnati per i quali la resina risulta parzialmente reticolata; questa variante garantisce un accurato controllo del contenuto di resina all'interno del composito finito assicurando perciò caratteristiche meccaniche costanti.

Nel secondo caso, la resina può essere aggiunta al filamento proprio durante il processo di avvolgimento tramite l'immersione del filamento in un bagno di resina e catalizzatore; questa variante del processo garantisce un minor costo dell'operazione ed un minor rischio di danneggiamento delle fibre di rinforzo, di contro non è garantito il contenuto uniforme di resina ed inoltre la velocità di avvolgimento risulta essere inferiore rispetto alla variante con filamenti preimpregnati.

L'ultima variante prevede di avvolgere i filamenti, o comunque gli elementi di rinforzo, a secco e solo in un secondo momento impregnarli con la resina tramite il procedimento del sottovuoto o in pressione, il contenuto di resina non è controllabile ed inoltre non è garantita la completa penetrazione della resina in tutto il componente.





*Figura 108: Componente in fase di realizzazione mediante la tecnica del filament winding*

Una volta ottenuto il prodotto finito (spessore desiderato e reticolazione della resina) si estrae l'anima o mandrino dal componente.

Il mandrino per facilitare la sua estrazione è appositamente progettato con sezioni scomponibili, geometrie rastremate, materiali solubili o mandrini espandibili; inoltre si possono usare come mandrini anche sottili camicie di materiale metallico che a fine reticolazione possono diventare parte integrante del componente svolgendo la funzione di rivestimento e rinforzo interno.

Il componente così ottenuto presenta un'elevata rigidità strutturale in quanto è possibile ottenere geometrie continue senza giunzioni ed inoltre è possibile garantire un'elevata percentuale di volume di fibre, dal 60% all'80%. In generale i costi di produzione, se confrontati con altri processi, risultano abbastanza elevati, se ci limita ad un basso numero di pezzi prodotti, ma l'elevata velocità di produzione, l'eventuale possibilità di riutilizzare il mandrino, la possibilità di realizzare componenti di grandi dimensioni che non



permetterebbero l'impiego dell'autoclave (pezzi che presentano dimensioni di 6m di diametro vengono comunemente prodotti tramite questa tecnica) e le caratteristiche meccaniche del pezzo finito rendono questa tecnica molto apprezzata.

Infatti la tecnica del filament winding si presta ed è utilizzata per la realizzazione dei serbatoi in pressione, dei contenitori per motori di missili e razzi, parti di fusoliere di aerei, pale per elicotteri, canne di fucile ed attrezzatura sportiva.

