



ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

**Corso di Laurea magistrale in**

**Ingegneria Meccanica Magistrale indirizzo automazione robotica**

# **Studio degli orientamenti di stampa 3D ed applicazioni in ambito meccanico**

**Relatore**

**Prof. Daniela Francia**

**Presentata da**

**Simone Bianchi**

**Correlatore**

**Ing. Marco Freddi**

---

**Sessione marzo 2026**

**Anno Accademico 2025/2026**

# Abstract

La presente tesi analizza la fattibilità dell'impiego della tecnologia di stampa 3D FDM per la realizzazione di componenti meccanici destinati a una trasmissione leggera in ambito robotico e mecatronico. È stato progettato e sviluppato un prototipo di veicolo elettrico radiocomandato, nel quale la maggior parte dei componenti strutturali e della trasmissione è stata realizzata in materiali polimerici stampati in 3D. L'attività sperimentale ha previsto la caratterizzazione del gruppo motore – ESC, l'analisi della trasmissione isolata e lo studio del veicolo completo in condizioni controllate e operative reali. Sono stati valutati l'effetto dell'infill, del numero di perimetri, dell'orientamento di stampa e del materiale PLA, PETG, Nylon (PA12+CF15) sulle prestazioni dinamiche, sull'assorbimento energetico e sull'affidabilità. I risultati evidenziano come la rigidità strutturale e la scelta del materiale influenzino significativamente la risposta dinamica e la durata dei componenti. La configurazione con denti elicoidali in Nylon si è dimostrata la più idonea per applicazioni dinamiche con carichi ripetuti. Il lavoro conferma che la manifattura additiva può rappresentare una valida alternativa ai componenti metallici tradizionali in applicazioni a carico moderato, purché supportata da un'adeguata progettazione funzionale e validazione sperimentale.

# Indice

1.	Introduzione .....	1
1.1	Contesto e motivazioni .....	1
1.2	Obiettivi della tesi .....	1
1.3	Stato dell'arte della stampa 3D.....	2
1.4	Materiali per la stampa 3D.....	3
1.4.1	L'acido polilattico (PLA).....	3
1.4.2	Il polietilene tereftalato glicole (PETG).....	5
1.4.3	Altri materiali.....	6
1.5	Vantaggi e limiti della stampa 3D.....	8
1.5.1	Vantaggi .....	8
1.5.2	limiti e criticità .....	8
1.6	Inquadramento del lavoro nella letteratura .....	9
2	Metodo e caso studio .....	10
2.1	Criteri di selezione dei materiali.....	10
2.2	Scelta del motore elettrico: brushed vs brushless .....	11
2.3	Analisi della trasmissione .....	12
2.3.1	Determinazione della coppia motrice .....	12
2.3.2	Condizione di trazione e aderenza .....	14
2.3.3	Considerazioni sulla scelta del modulo delle ruote dentate.....	17
2.3.4	Geometria delle ruote dentate e rapporti di trasmissione .....	18
2.3.5	Verifica del numero minimo di denti (assenza di interferenza) .....	19
2.3.6	Verifica del fattore di ricoprimento .....	19
2.3.7	Calcolo delle forze di ingranamento (ingranaggi cilindrici denti dritti) .....	20
2.3.8	Analisi del differenziale (ingranaggi conici a denti dritti) .....	20
2.4	Verifiche strutturali degli ingranaggi.....	21
2.4.1	Verifica a flessione del dente.....	21
2.4.2	Verifica a flessione del dente – Metodo di Niemann/DIN.....	22
2.4.3	Verifica a flessione – metodo di Lewis (confronto) .....	25
2.4.4	Confronto tra metodo Niemann/DIN e Lewis .....	26
2.5	Dimensionamento strutturale dell'albero condotto.....	27
2.5.1	Determinazione dei momenti flettenti agenti sull'albero .....	27
2.5.2	Determinazione del diametro minimo dell'albero.....	29
2.6	Studio dei cuscinetti [16].....	30
2.6.1	Ipotesi di modellazione e schema statico .....	30

2.6.2	Equilibrio dell'albero – Ingranaggio cilindrico a denti dritti .....	30
2.6.3	Equilibrio dell'albero – Ingranaggio conico del differenziale .....	31
2.6.4	Sovrapposizione dei carichi e carichi equivalenti sui cuscinetti .....	32
2.6.5	Verifica dei cuscinetti [17] .....	33
2.7	Orientamento di stampa .....	41
2.7.1	Orientamento Geometrico .....	42
2.7.2	Orientamento funzionale .....	42
2.7.3	Orientamento per carico meccanico .....	44
2.7.4	Orientamento Volumetrico .....	45
2.8	Elettronica .....	46
2.8.1	Evoluzione dell'architettura di controllo e comunicazione .....	46
2.8.2	Piattaforma di controllo: ESP32 NodeMCU [19] .....	49
2.8.3	Interfacciamento digitale: pull-up/pull-down .....	51
2.8.4	Batterie e requisiti di alimentazione .....	53
2.8.5	Architettura di alimentazione del sistema .....	56
2.8.6	Architettura di comunicazione e telemetria .....	58
2.9	Alimentazione Solare [24 - 27] .....	61
2.9.1	Obiettivi e motivazioni .....	61
2.9.2	Criticità e svantaggi .....	61
2.9.3	Analisi delle condizioni di irraggiamento solare .....	61
3	Risultati .....	65
3.1	Convenzioni adottate .....	65
3.1.1	Misure sperimentali .....	65
3.1.2	Velocità angolare .....	65
3.1.3	Tensioni e correnti .....	65
3.1.4	Elaborazione dei dati .....	66
3.1.5	Configurazione degli ingranaggi stampati in 3D .....	66
3.2	Prima prova: caratterizzazione del motore a vuoto .....	66
3.2.1	Parametri di prova .....	66
3.2.2	Modellazione teorica del motore brushless .....	66
3.2.3	Taratura a vuoto sul punto di massimo comando e stima di $KV_{eff}$ .....	67
3.2.4	Potenza elettrica assorbita a vuoto .....	70
3.2.5	Analisi del transitorio corrente – velocità .....	72
3.3	Seconda prova: trasmissione in PLA .....	74
3.3.1	Sistema di misura .....	74

3.3.2	Parametri di prova .....	76
3.3.3	Scomposizione della corrente e corrente di coppia .....	76
3.3.4	Potenza meccanica in ingresso alla trasmissione .....	78
3.3.5	Verifica del rapporto di trasmissione.....	79
3.4	Terza prova: veicolo completo sollevato da terra.....	82
3.4.1	Parametri di prova .....	82
3.4.2	Corrente di coppia e momento torcente all'albero motore .....	84
3.4.3	Velocità dell'assale posteriore .....	85
3.4.4	Efficienza relativa .....	88
3.5	Studio empirico per la modifica del materiale della trasmissione .....	90
3.5.1	Configurazione PLA – denti dritti .....	90
3.5.2	Configurazione PETG – denti elicoidali .....	91
3.5.3	Configurazione Nylon – denti elicoidali.....	92
3.6	Valutazione dei cuscinetti stampati in 3D .....	92
3.6.1	Parametri di prova .....	93
3.6.2	Risultati sperimentali .....	93
3.7	Ottimizzazioni .....	96
3.7.1	Assale posteriore.....	96
3.7.2	Giunto sferico e supporti bracci .....	99
4	Conclusioni.....	100
5	Referenze.....	103

## Indice delle Figure

Figura 1: Principali tecnologie di manifattura additiva e relativi principi di funzionamento. ...3	3
Figura 2: Confronto Qualitativo dei materiali.....7	7
Figura 3: Modello CAD del veicolo radiocomandato impiegato come base per le analisi strutturali e funzionali ..... 10	10
Figura 4: Rappresentazione momenti torcenti nella trasmissione del moto. .... 12	12
Figura 5: Schema delle forze agenti sul veicolo in fase di avviamento. .... 14	14
Figura 6: Forza di trazione e soglie di aderenza. .... 16	16
Figura 7: a) Ruota dentata $m = 1$ mm; b) Ruota dentata $m = 2$ mm. .... 17	17
Figura 8: Rappresentazione delle forze agenti. .... 30	30
Figura 9: Reazioni vincolari sui cuscinetti. .... 33	33
Figura 10: Cuscinetto Ibrido..... 36	36
Figura 11: Contatto hertziano sfera – piano. .... 37	37
Figura 12: Andamento del raggio di contatto hertziano sfera – pista in funzione del carico agente sulla sfera. .... 38	38
Figura 13: Contatto hertziano sfera–pista: Andamento della pressione media e della pressione massima in funzione della forza agente sulla sfera, con confronto rispetto alla tensione ammissibile del PLA. .... 40	40
Figura 14: a) Evidenza della sede del cuscinetto e dei fori per vite prigioniera; b) Orientamento di stampa adottato per privilegiare la sede della vite prigioniera. .... 42	42
Figura 15: Geometria del componente dello sterzo e identificazione del perno funzionale. .... 43	43
Figura 16: a) Deposizione dei layer in orientamento sfavorevole – layer 43; b) Deposizione dei layer in orientamento sfavorevole – layer 44: interferenza con la rotazione del perno. .... 43	43
Figura 17: Orientamento di stampa corretto: continuità del materiale lungo la direzione di rotazione del perno. .... 44	44
Figura 18: a) Orientamento alternativo non adottato: aumento dei supporti e disposizione sfavorevole dei layer; b) Geometria e Orientamento di stampa adottato per il componente di sostegno della trasmissione. .... 45	45
Figura 19: a) Orientamento di stampa della carena: configurazione ottimizzata per riduzione dei supporti; b) Orientamento di stampa del fondo del veicolo: inclinazione per ridurre il rischio di delaminazione..... 45	45
Figura 20: ESP32 NodeMCU – pinout. .... 50	50
Figura 21: Schema elettrico finale utilizzato per la telemetria. .... 60	60

Figura 22: Disponibilità di ore di luce in riferimento alla latitudine della propria città. ....	62
Figura 23: Andamento della velocità angolare a vuoto in funzione del comando $u$ (PWM)	68
Figura 24: Andamento $deq$ in funzione del comando $u$ (PWM).....	69
Figura 25: Potenza elettrica assorbita a vuoto in funzione del comando $u$ (PWM).....	70
Figura 26: Potenza elettrica assorbita a vuoto in funzione della velocità angolare. ....	71
Figura 27: Andamento della corrente a vuoto in funzione della velocità angolare a vuoto, e andamento della corrente a vuoto e della velocità di rotazione nel tempo.....	72
Figura 28: Andamento temporale della corrente a vuoto e della velocità angolare in seguito a un gradino di comando a $u = 1700 \mu s$ nel dominio del tempo. ....	73
Figura 29: Corrente a vuoto rispetto alla velocità angolare in funzione del comando $u$ . ....	74
Figura 30: Configurazione sperimentale per misure della trasmissione in PLA. ....	75
Figura 31: a) Orientamento di stampa pignone motore; b) Orientamento di stampa ruota condotta.....	75
Figura 32: Disco rotativo integrato sulla ruota condotta.....	76
Figura 33: a) Pignone motore 20% infill; b) Pignone motore 30% infill. ....	76
Figura 34: Confronto tra corrente totale e corrente di coppia per infill 20% e 30%. ....	77
Figura 35: Confronto tra velocità angolare e momento torcente per infill 20% e 30%. ....	78
Figura 36: Confronto tra potenza meccanica per infill 20% e 30%. ....	79
Figura 37: Confronto tra rapporto di trasmissione per infill 20% e 30%. ....	80
Figura 38: Rapporto di trasmissione in funzione del tempo (infill 20%). ....	81
Figura 39: Zoom del transitorio (variazione 1800–1900 $\mu s$ ).....	82
Figura 40: a) Pignone motore Infill 5% Gyroid b) Pignone motore infill 5% Cross c) Pignone motore infill 10% Cross.....	83
Figura 41: a) Pignone motore Infill 5% 1-wall; b) Zoom pignone motore Infill 5% 1-wall. ...	84
Figura 42: a) Pignone motore Infill 5% 1-wall; b) Pignone motore infill 5% 2-wall; c) Pignone motore infill 10% 3-wall.....	84
Figura 43: Confronto tra corrente di coppia e momento torcente per infill 5% (1-2-3 wall) e infill 10% (1 wall).....	85
Figura 44: Confronto tra velocità di rotazione assale posteriore per infill 5% (1-2-3 wall) e infill 10% (1 wall).....	86
Figura 45: andamenti temporali della velocità dell'assale posteriore per le diverse configurazioni di stampa. ....	87
Figura 46: zoom della fase di transizione tra 1700 e 1800 $\mu s$ per le diverse configurazioni di stampa. ....	88

Figura 47: Confronto tra efficienza relativa per infill 5% (1-2-3 wall) e infill 10% (1 wall). ...	90
Figura 48: a) Pignone in PLA prima dell'esecuzione del test su asfalto; b) Pignone in PLA al termine del test. ....	91
Figura 49: a) Pignone in PETG profilo dente elicoidale; b) Ruota condotta in PETG profilo dente elicoidale. ....	92
Figura 50: Pignone in Nylon (PA12+CF15) profilo dente elicoidale. ....	92
Figura 51: Fusione del cuscinetto sull'albero condotto. ....	94
Figura 52: Confronto della corrente di coppia e momento torcente tra cuscinetti standard e stampati. ....	94
Figura 53: Confronto velocità di rotazione assale posteriore tra cuscinetti standard e stampati. ....	95
Figura 54: Cedimenti dell'assale posteriore nella prima configurazione. ....	97
Figura 55: a) Assale posteriore in PLA; b) Mozzo in PLA con cedimento strutturale. ....	97
Figura 56: a) Assale posteriore con wall completo; b) Mozzo secondo l'orientamento di stampa ottimale. ....	98
Figura 57: a) Configurazione iniziale del giunto sferico in PLA; b) Configurazione finale del giunto sferico in PETG. ....	99
Figura 58: Sospensione posteriore ottimizzata. ....	99

## Indice delle Tabelle

Tabella 1: Proprietà meccaniche PLA FiloAlfa (norme ASTM).....	4
Tabella 2: Proprietà meccaniche PLA 3D Jake (norme ISO).....	5
Tabella 3: Proprietà meccaniche PETG FiloAlfa (norme ASTM).....	5
Tabella 4: Proprietà meccaniche PETG esun (norme GB/T).....	6
Tabella 5: Proprietà meccaniche Nylon Pa12+CF15 Fiberlogy (norme ISO). ....	7
Tabella 6: Datasheet motore brushless.....	12
Tabella 7: Parametri per la verifica di trazione e aderenza. ....	16
Tabella 8: Risultati delle forze di trazione, limiti di aderenza e correnti corrispettive.....	16
Tabella 9: Geometria delle ruote dentate stampate in 3D. ....	18
Tabella 10: Rapporto di trasmissione e riduzione. ....	18
Tabella 11: Denti Ruote Dentate. ....	18
Tabella 12: Confronto numero di denti effettivo e minimo ammissibile.....	19
Tabella 13: Parametri e risultato per il calcolo del fattore di ricoprimento. ....	20
Tabella 14: Forze di ingranamento sugli ingranaggi cilindrici.....	20
Tabella 15: Parametri geometrici e cinematici del differenziale.....	21
Tabella 16: Forze di ingranamento sugli ingranaggi conici.....	21
Tabella 17: Valori Tabulati del fattore di forma q per ingranaggi cilindrici a denti dritti, $\alpha = 20^\circ$ . ....	23
Tabella 18: Parametri e risultati per il calcolo della tensione ammissibile per ingranaggi a velocità ridotta.....	24
Tabella 19: Parametri e Risultati per il calcolo della trasmissione con coefficiente di Barth per ingranaggi ad alta velocità.....	25
Tabella 20: Parametri e risultati per la verifica a flessione del dente (metodo Niemann/DIN).....	25
Tabella 21: Parametri e risultati per la verifica a flessione del dente (metodo di Lewis). ...	26
Tabella 22: Confronto tra i moduli analizzati. ....	26
Tabella 23: Parametri per il calcolo del braccio equivalente.....	27
Tabella 24: Parametri per il calcolo del Momento Flettente dovuto all'ingranaggio cilindrico. ....	28
Tabella 25: Parametri per il calcolo del momento flettente dovuto all'ingranaggio conico del differenziale. ....	28
Tabella 26: Parametri per il calcolo del diametro minimo dell'albero soggetto a flessione-torsione.....	29

Tabella 27: Reazioni vincolari sui cuscinetti <i>A</i> e <i>B</i> – Ingranaggio cilindrico a denti dritti. ...	31
Tabella 28: Forze ribaltanti agenti sull'albero. ....	31
Tabella 29: Reazioni vincolari sui cuscinetti <i>A</i> e <i>B</i> – Ingranaggio conico del differenziale. ....	32
Tabella 30: Carichi equivalenti dei cuscinetti <i>A</i> e <i>B</i> . ....	33
Tabella 31: Parametri per il calcolo della durata nominale dei cuscinetti. ....	34
Tabella 32: Coefficienti per il calcolo del carico dinamico equivalente. ....	34
Tabella 33: Carichi dinamici equivalenti sui cuscinetti. ....	34
Tabella 34: Carico dinamico nominale minimo richiesto. ....	35
Tabella 35: Carico statico minimo richiesto. ....	35
Tabella 36: Carichi statici equivalenti dei cuscinetti. ....	36
Tabella 37: Parametri di calcolo e risultati del modulo elastico combinato. ....	38
Tabella 38: Parametri e risultati relativi al raggio di contatto. ....	39
Tabella 39: Confronto tra le architetture di controllo e comunicazioni testate. ....	49
Tabella 40: Caratteristiche principali della scheda ESP32 NodeMCU. ....	51
Tabella 41: Assorbimenti di corrente dei protocolli radio ESP32. ....	51
Tabella 42: Caratteristiche principali della cella a ioni di litio formato 18650. ....	54
Tabella 43: ESC, Batteria Li-Po – Datasheet. ....	56
Tabella 44: Servo 25 Kg – Datasheet. ....	57
Tabella 45: Logic level converter bi-directional – Datasheet. ....	57
Tabella 46: Assorbimenti elettrici dei componenti del circuito. ....	57
Tabella 47: Stima di $KV_{eff}$ e $Ke_{eff}$ al massimo comando (condizioni a vuoto). ....	68
Tabella 48: Valori sperimentali del parametro equivalente $deq$ e della velocità angolare a vuoto per i diversi livelli di comando. ....	69
Tabella 49: Potenza elettrica assorbita a vuoto per i diversi livelli di comando. ....	71
Tabella 50: Valori della corrente a vuoto e della velocità angolare in seguito a un gradino di comando a $u = 1700 \mu s$ nel dominio del tempo. ....	73
Tabella 51: Valori medi di corrente totale e corrente di coppia per infill 20% e 30%. ....	77
Tabella 52: Valori medi di velocità angolare e momento torcente per infill 20% e 30%. ....	78
Tabella 53: Valori medi di potenza meccanica per infill 20% e 30%. ....	79
Tabella 54: valori medi di corrente di coppia e momento torcente per le configurazioni analizzate. ....	85
Tabella 55: Valori medi velocità di rotazione assale posteriore. ....	86
Tabella 56: Valori medi di efficienza relativa. ....	90

Tabella 57: Valori medi della corrente di coppia e momento torcente tra cuscinetti standard e stampati. ....	95
Tabella 58: Valori medi della velocità di rotazione assale posteriore tra cuscinetti standard e stampati. ....	96

# Premessa

Il presente lavoro nasce dall'interesse personale per l'integrazione tra la progettazione meccanica e l'elettronica. Già durante il percorso di laurea triennale era nata l'idea di progettare e realizzare un piccolo veicolo elettrico radiocomandato, come occasione per mettere in pratica in modo concreto le conoscenze acquisite nei diversi ambiti dell'ingegneria.

Nel corso della laurea magistrale, la possibilità offerta dai laboratori universitari di progettare, realizzare e testare rapidamente componenti meccanici mediante stampa 3D, nonché di sviluppare circuiti elettronici realizzati ad hoc per il controllo e la misura delle grandezze fisiche del sistema, ha rappresentato un forte stimolo ad approfondire il comportamento reale di tali componenti.

Questo contesto ha permesso di trasformare un interesse personale in un progetto di carattere ingegneristico, finalizzato a comprendere meglio le potenzialità e i limiti della manifattura additiva applicata a sistemi meccanici dinamici, tecnologia che, pur essendo ormai ampiamente diffusa, presenta ancora numerosi aspetti da esplorare e validare sperimentalmente.

# 1. Introduzione

## 1.1 Contesto e motivazioni

Nel corso dello sviluppo dell'ingegneria meccanica, l'evoluzione dei sistemi di trasmissione del moto è stata guidata dalla necessità di incrementare l'efficienza, ridurre le perdite energetiche e ottimizzare l'impiego delle risorse materiali. Dai primi dispositivi meccanici fino alle moderne macchine industriali, l'evoluzione tecnologica ha portato a una progressiva riduzione delle masse in movimento, a un aumento dell'affidabilità e a una razionalizzazione delle architetture costruttive.

Negli ultimi decenni, tale processo si è ulteriormente intensificato a causa delle crescenti esigenze di sostenibilità ambientale e di riduzione dell'impatto energetico dei processi produttivi. In questo contesto, materiali tradizionalmente impiegati in ambito meccanico, quali acciaio e leghe metalliche ad alte prestazioni, pur offrendo eccellenti proprietà meccaniche, risultano spesso associati a processi estrattivi e produttivi ad alto costo energetico e ambientale.

Parallelamente, la manifattura additiva si è affermata come una tecnologia di crescente interesse industriale e scientifico, in grado di offrire nuove opportunità progettuali, grazie alla possibilità di realizzare geometrie complesse che sarebbero complicate da produrre con processi standard per acciai. Inoltre, questa tecnologia permette di ridurre gli scarti di materiale e abbreviare i tempi di sviluppo dei prototipi. In particolare, la stampa 3D di materiali polimerici consente di esplorare soluzioni meccaniche leggere, potenzialmente idonee a sostituire componenti metallici in applicazioni caratterizzate da carichi moderati e requisiti dinamici specifici.

## 1.2 Obiettivi della tesi

La presente tesi ha l'obiettivo di analizzare la possibilità di sostituire componenti metallici tradizionalmente impiegati in sistemi di trasmissione del moto con parti realizzate mediante stampa 3D in materiali polimerici, con particolare riferimento ad applicazioni meccaniche leggere in ambito robotico e mecatronico.

A tale scopo è stato progettato e realizzato un prototipo di veicolo elettrico radiocomandato, nel quale la maggior parte dei componenti meccanici è stata prodotta mediante tecnologia FDM. Partendo da una configurazione iniziale realizzata in PLA, sono state successivamente investigate soluzioni alternative basate su geometrie diverse e materiali polimerici più performanti.

In particolare, il lavoro si propone di valutare criticamente:

- la fattibilità funzionale dei componenti realizzati mediante manifattura additiva in condizioni operative reali;
- l'influenza dei parametri di stampa (quali percentuale di riempimento e orientamento);
- l'ottimizzazione geometrica di alcuni elementi meccanici, quali la trasmissione pignone motore – ruota condotta, cuscinetti e assale posteriore.

La verifica degli obiettivi per la trasmissione è stata condotta mediante prove sperimentali dedicate, durante le quali sono state misurate la velocità di rotazione degli ingranaggi e le grandezze elettriche del sistema di alimentazione, al fine di valutare velocità di rotazione, potenze e assorbimenti di corrente del sistema.

In generale i componenti, sia statici sia dinamici, sono stati valutati mediante un approccio sperimentale di tipo empirico, basato sulla sostituzione progressiva di materiali, geometrie, orientamenti di stampa ottimali e configurazioni di riempimento.

Il lavoro mira, inoltre, a confrontare l'approccio additivo con soluzioni costruttive tradizionali, individuando ambiti applicativi nei quali la stampa 3D possa rappresentare un'alternativa tecnicamente valida e potenzialmente sostenibile.

### 1.3 Stato dell'arte della stampa 3D

Le tecnologie di stampa 3D hanno avuto origine nei primi anni Ottanta con lo sviluppo della stereolitografia (SLA), seguita da altre tecniche additive quali il *Selective Laser Sintering* (SLS) e il *Fused Deposition Modeling* (FDM) (Figura 1) [1]. Quest'ultima, basata sull'estrusione di filamenti termoplastici, ha avuto un ruolo determinante nella diffusione della manifattura additiva grazie alla semplicità costruttiva delle macchine e ai costi relativamente contenuti.

Un ulteriore impulso alla diffusione della stampa 3D è stato fornito dal progetto open-source *RepRap*, che ha favorito la nascita di una vasta comunità di utenti e lo sviluppo di piattaforme di condivisione di modelli digitali. Tale ecosistema ha reso la stampa 3D uno strumento ampiamente accessibile anche al di fuori dei contesti industriali tradizionali, favorendone l'impiego nella prototipazione funzionale e nella sperimentazione meccanica.

Nel contesto di applicazioni meccaniche leggere e di tipo sperimentale, la tecnologia FDM risulta particolarmente adatta grazie alla possibilità di realizzare rapidamente componenti funzionali, di modificare agevolmente geometrie e parametri di processo e di impiegare un'ampia gamma di materiali polimerici a costi contenuti. Rispetto ad altre tecnologie additive, quali SLA e SLS, la FDM consente una maggiore flessibilità nella fase di iterazione progettuale e una più semplice integrazione in attività di sperimentazione su sistemi reali.

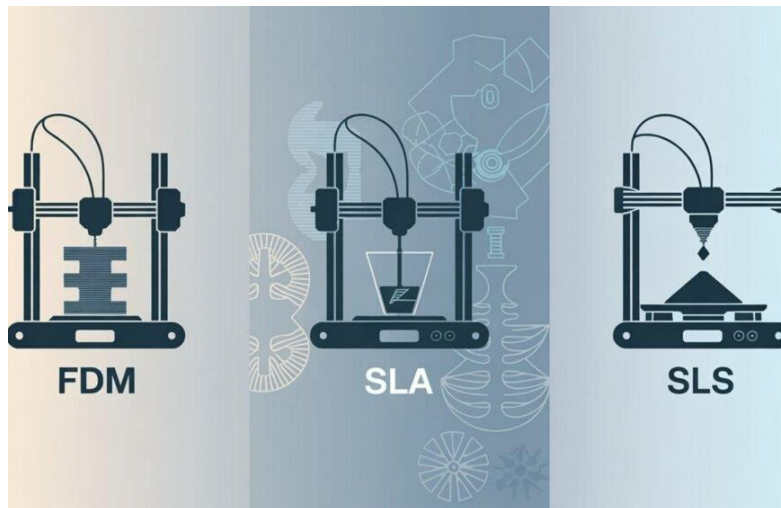


Figura 1: Principali tecnologie di manifattura additiva e relativi principi di funzionamento.

Fonte: tessera3D.

## 1.4 Materiali per la stampa 3D

La tecnologia FDM consente l'utilizzo di un'ampia gamma di materiali polimerici, caratterizzati da differenti proprietà meccaniche, termiche e funzionali. Tra i materiali più diffusi si annoverano PLA e PETG, mentre materiali più tecnici, quali Nylon o compositi rinforzati con fibre specifiche, trovano impiego in requisiti meccanici più elevati.

Un aspetto comune ai materiali stampati mediante FDM è la marcata anisotropia meccanica, dovuta alla deposizione stratificata del materiale. Le proprietà meccaniche del componente risultano infatti fortemente dipendenti dall'adesione tra i layer e dall'orientamento di stampa, rendendo necessaria una progettazione attenta e consapevole.

*Nota: I dati riportati nelle tabelle seguenti sono dichiarati dai produttori dei filamenti e si riferiscono a condizioni di prova standard; tali valori devono pertanto essere considerati indicativi e non direttamente confrontabili con quelli di materiali metallici isotropi.*

### 1.4.1 L'acido polilattico (PLA)

Il PLA è un polimero termoplastico di origine biologica, derivato da risorse rinnovabili quali mais, grano o barbabietola. Grazie alla sua natura bio-based e al relativamente basso impatto ambientale ( $45 \div 75$  MJ/kg) [2], il PLA è spesso associato a strategie di produzione sostenibile ed è generalmente classificato come materiale biodegradabile in condizioni controllate.

Dal punto di vista della stampabilità, il PLA si distingue per la facilità di utilizzo, la ridotta deformazione durante il raffreddamento e la buona stabilità dimensionale. Tali caratteristiche ne fanno uno dei materiali più diffusi nella stampa 3D, in particolare per applicazioni di prototipazione e per la realizzazione di componenti funzionali sottoposti a carichi moderati. Le proprietà meccaniche del PLA risultano tuttavia inferiori rispetto a quelle dei materiali metallici e di alcuni polimeri tecnici. Il materiale presenta una buona rigidità, ma una

limitata tenacità e una scarsa resistenza all’impatto, oltre a una temperatura di transizione vetrosa<sup>1</sup> relativamente bassa, che ne limita l’impiego in ambienti ad alta temperatura.

All’interno della macrocategoria del PLA esistono diverse varianti, incluse formulazioni caricate con fibre di legno, particelle di vetro o altri additivi, finalizzate al miglioramento di specifiche proprietà meccaniche, estetiche o funzionali.

Nel presente lavoro è stato impiegato PLA commerciale di diversi produttori, le cui principali proprietà meccaniche e termiche sono riportate nelle tabelle successive. Sebbene i valori e le caratteristiche meccaniche dichiarate possano variare in funzione del produttore e delle normative di riferimento adottate, essi risultano complessivamente confrontabili e adeguati allo scopo di una valutazione preliminare delle prestazioni del materiale.

Si presenta di seguito un estratto del datasheet del filamento di PLA della marca FiloAlfa (Tabella 1) [3] e, per un confronto, si propone anche un estratto della marca 3D-Jake (Tabella) [4].

Tabella 1: Proprietà meccaniche PLA FiloAlfa (norme ASTM).

<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita’</b>
Modulo di trazione	3,6	GPa
Resistenza alla trazione	53	Mpa
Allungamento allo snervamento	6	%
Modulo di Flessione	3,8	GPa
Temperatura di Transazione vetrosa	60	°C
Temperatura di fusione	135	°C
Densità	1,24	g/cm <sup>3</sup>

Fonte: Scheda tecnica PLA FiloAlfa.

---

<sup>1</sup> La temperatura di transizione vetrosa (*glass transition temperature, T<sub>g</sub>*) rappresenta l’intervallo di temperatura oltre il quale un polimero amorfo o parzialmente amorfo passa da uno stato rigido e vetroso a uno stato viscoelastico. Al di sopra della *T<sub>g</sub>*, il materiale subisce una drastica riduzione del modulo elastico e della resistenza meccanica, manifestando deformazioni permanenti anche sotto carichi relativamente modesti. In applicazioni meccaniche soggette a contatti localizzati, attrito o riscaldamenti interni, il superamento della temperatura di transizione vetrosa può condurre a fenomeni di ammorbidimento locale, usura accelerata o danneggiamento del componente.

Tabella 2: Proprietà meccaniche PLA 3D Jake (norme ISO).

<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
Modulo di trazione	3,5	GPa
Resistenza alla trazione	45	Mpa
Allungamento allo snervamento	5	%
Modulo di Flessione	–	–
Temperatura di Transazione vetrosa	60	°C
Temperatura di fusione	155	°C
Densità	1,24	g/cm <sup>3</sup>

Fonte: Scheda tecnica PLA 3D Jake.

### 1.4.2 Il polietilene tereftalato glicole (PETG)

Il PETG è un polimero termoplastico sviluppato come alternativa all'ABS, con l'obiettivo di offrire buone prestazioni meccaniche mantenendo una maggiore facilità di stampa e riducendo l'emissione di fumi potenzialmente nocivi durante il processo di estrusione. Il materiale è inoltre idoneo al contatto alimentare e presenta una buona resistenza chimica e all'umidità.

Rispetto al PLA, il PETG si caratterizza per una maggiore tenacità e una migliore resistenza all'impatto, risultando meno fragile e più tollerante a sollecitazioni dinamiche. Tali caratteristiche lo rendono adatto alla realizzazione di componenti funzionali soggetti a vibrazioni o urti, pur mantenendo una buona stampabilità.

Dal punto di vista meccanico, il PETG presenta una rigidità inferiore rispetto al PLA. Anche in questo caso, il comportamento anisotropo del materiale richiede un'attenta progettazione dell'orientamento di stampa, in particolare per componenti soggetti a carichi ciclici. Nel presente progetto, il PETG è stato considerato come materiale alternativo al PLA per alcune applicazioni specifiche, in funzione delle richieste di resistenza all'impatto e di durabilità. Le principali proprietà meccaniche dei filamenti di PETG utilizzati sono riportati di seguito nella Tabella 3 per la marca FiloAlfa [5] e nella Tabella 4 per la marca esun [6].

Tabella 3: Proprietà meccaniche PETG FiloAlfa (norme ASTM).

<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
Modulo di trazione	2,11	Gpa
Resistenza alla trazione	50	Mpa
Allungamento allo snervamento	–	–
Allungamento a rottura	–	–
Impact Strength (con intaglio)	9,0	kJ/m <sup>2</sup>
Modulo di Flessione	–	–
Resistenza alla Flessione	73	Mpa
Densità	1,27	g/cm <sup>3</sup>

Fonte: Scheda tecnica PETG 3D FiloAlfa.

Tabella 4: Proprietà meccaniche PETG esun (norme GB/T).

<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
Modulo di trazione	–	–
Resistenza alla trazione	52,2	Mpa
Allungamento allo snervamento	–	–
Allungamento a rottura	83	%
Resistenza all'impatto	4,7	kJ/m <sup>2</sup>
Modulo di Flessione	1,073	GPa
Resistenza alla Flessione	58,1	Mpa
Densità	1,27	g/cm <sup>3</sup>

Fonte: Scheda tecnica PETG esun.

### 1.4.3 Altri materiali

Oltre ai materiali precedentemente descritti, nel corso del progetto sono stati impiegati ulteriori filamenti polimerici, selezionati in funzione di particolari esigenze funzionali dei diversi componenti.

Il LW-PLA (*Lightweight PLA*) è una variante del PLA progettata per la riduzione della massa mediante un processo di schiumatura attiva durante l'estrusione. Tale tecnologia consente di ridurre significativamente la densità del materiale, mantenendo una larghezza di estrusione compatibile con le tolleranze dimensionali richieste. La densità finale del componente risulta fortemente dipendente dalla temperatura di stampa, consentendo un compromesso tra peso e rigidità. Il LW-PLA è particolarmente indicato per applicazioni leggere non strutturali, come carene o telai soggetti a carichi limitati.

Il TPU (*Thermoplastic Polyurethane*) è un elastomero termoplastico caratterizzato da elevata flessibilità, buona resilienza e capacità di assorbire urti. Il materiale presenta una resistenza meccanica moderata e una durezza variabile in funzione della formulazione, espressa comunemente tramite scala *Shore A*<sup>2</sup>. Nel presente lavoro è stato utilizzato un TPU con durezza pari a 89 Shore A, idoneo alla realizzazione di pneumatici per modelli radiocomandati. La stampa del TPU richiede un controllo accurato dei parametri di processo, a causa della natura flessibile del filamento.

Il Nylon (PA12) rinforzato con fibra di carbonio (PA12 + CF) rappresenta il materiale con le migliori prestazioni meccaniche tra quelli considerati in questo progetto. L'aggiunta di fibre

<sup>2</sup> La durezza *Shore* è una misura empirica della resistenza alla penetrazione di un materiale, ottenuta mediante durometri standardizzati. Esistono diverse scale Shore, tra cui la *Shore A*, utilizzata per materiali elastomerici e flessibili, e la *Shore D*, impiegata per materiali più rigidi. Sebbene tale metodo non fornisca una misura diretta delle proprietà meccaniche tradizionali (quali modulo elastico o resistenza a trazione), esso consente una valutazione rapida e comparativa della rigidità superficiale del materiale, risultando particolarmente utile nella selezione dei polimeri per applicazioni funzionali.

di carbonio, in particolare di un 15% nel caso in esame, consente un significativo incremento della rigidezza e della resistenza a flessione, oltre a una maggiore stabilità dimensionale. Si riporta in Tabella 5 [7] un estratto delle caratteristiche meccaniche del Nylon PA12 + CF15 utilizzato.

Tabella 5: Proprietà meccaniche Nylon Pa12+CF15 Fiberlogy (norme ISO).

Parametro	Valore	Unita'
Modulo di trazione	7,3	GPa
Resistenza alla trazione	120	Mpa
Allungamento a rottura	5	%
Resistenza all'impatto	15	kJ/m <sup>2</sup>
Densità	1,07	GPa

Fonte: Scheda tecnica Nylon Pa12+CF15 Fiberlogy.

In Figura 2 si vuole focalizzare l'attenzione su un rapido confronto tra i materiali PLA e PETG (Tabella 1, Tabella 3) e PA12+CF15 (Tabella 5). Tutti i dati sono stati normalizzati rispetto ai valori del Nylon PA12+CF15. Dall'analisi comparativa si nota come il Nylon PA12+CF15, grazie al profilo meccanico elevato e bilanciato, sia il materiale più idoneo per elementi dinamici soggetti a carichi e velocità significative. Il PETG, caratterizzato da una maggiore capacità di assorbire sollecitazioni dinamiche rispetto al PLA, risulta appropriato per elementi strutturali non critici, in movimento o soggetti a carichi moderati. Il PLA, pur presentando una buona rigidezza, mostra prestazioni limitate in condizioni dinamiche ed è pertanto indicato per elementi di supporto o componenti non soggetti a carichi elevati.

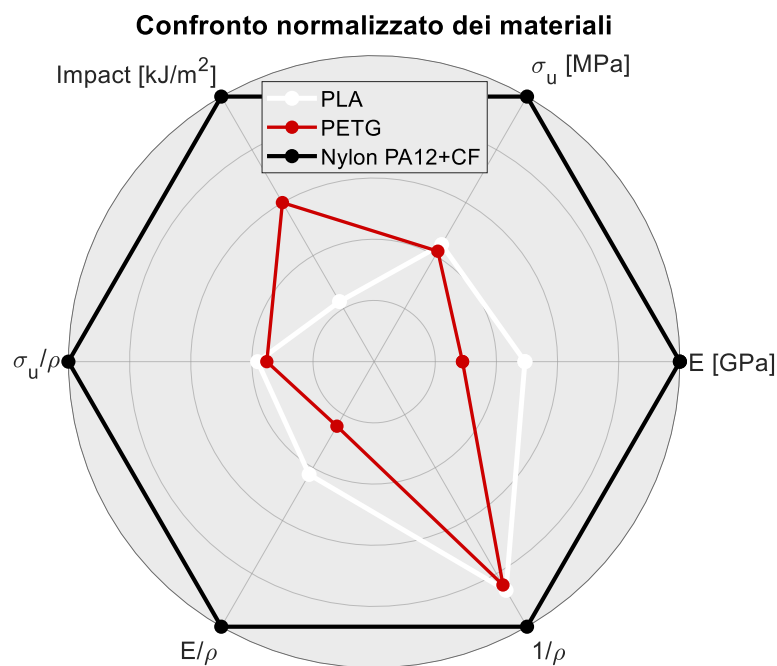


Figura 2: Confronto Qualitativo dei materiali.

## 1.5 Vantaggi e limiti della stampa 3D

### 1.5.1 Vantaggi

Le applicazioni commerciali della stampa 3D risultano potenzialmente molto estese e in continua espansione, grazie alla flessibilità progettuale e alla rapidità di produzione offerte dalla manifattura additiva. A differenza dei processi sottrattivi tradizionali, la stampa 3D consente di realizzare geometrie complesse senza giunti e senza incrementi significativi di costo o tempi di lavorazione, rendendo possibile la produzione di componenti ottimizzati dal punto di vista funzionale, strutturale e topologico.

In ambito industriale e sportivo, la manifattura additiva viene già impiegata per la realizzazione di componenti ad alte prestazioni, come elementi aerodinamici, condotti di raffreddamento e carter alleggeriti. Un esempio significativo è rappresentato dal settore del motorsport, dove componenti come le ali aerodinamiche o le appendici fluidodinamiche possono essere stampate direttamente in circuito, consentendo test rapidi, iterazioni progettuali immediate e una drastica riduzione del *time-to-market* rispetto ai metodi tradizionali [8].

Nel settore meccanico, la stampa 3D offre la possibilità di personalizzare in modo estremamente preciso geometrie e materiali, adattando il componente alle reali condizioni di carico. Questo aspetto risulta particolarmente vantaggioso nella fase di prototipazione funzionale e nella produzione di piccole serie, dove i costi di attrezzaggio delle lavorazioni tradizionali risulterebbero proibitivi. Inoltre, la possibilità di integrare più funzioni in un singolo componente stampato riduce il numero di parti assemblate, migliorando l'affidabilità del sistema e diminuendo il peso complessivo.

Un ulteriore vantaggio è legato alla sostenibilità del processo produttivo. La stampa 3D permette una riduzione significativa degli scarti di materiale, poiché utilizza solo la quantità strettamente necessaria alla realizzazione del pezzo. Inoltre, unito alla possibilità di produrre localmente, contribuisce alla riduzione dei costi logistici e dell'impatto ambientale, rendendo la manifattura additiva una tecnologia sempre più interessante anche in ottica di economia circolare e industria 5.0.

### 1.5.2 limiti e criticità

Nonostante i numerosi vantaggi, la stampa 3D presenta ancora una serie di limiti che ne riducono l'impiego in applicazioni strutturali e di produzione su larga scala. Uno degli aspetti più critici riguarda le proprietà meccaniche dei materiali stampati, che risultano spesso inferiori e fortemente anisotrope rispetto a quelle dei materiali lavorati per asportazione o

ottenuti per fusione. La resistenza del componente dipende infatti in modo significativo dall'orientamento di stampa e dalla qualità dell'adesione tra i layer, rendendo necessario un accurato studio preliminare del processo produttivo.

Un ulteriore limite è rappresentato dalla precisione dimensionale e dalla qualità superficiale, che possono risultare inferiori rispetto ai metodi tradizionali, soprattutto in presenza di superfici funzionali come sedi di cuscinetti, accoppiamenti di tipo *Press-Fit* o superfici di contatto soggette a usura.

Dal punto di vista produttivo, la stampa 3D risulta poco competitiva per grandi volumi, poiché i tempi di produzione crescono in modo quasi proporzionale al numero di pezzi realizzati. Inoltre, la ripetibilità del processo può essere influenzata da numerosi parametri di stampa, come temperatura, velocità, umidità del materiale e calibrazione della macchina, rendendo più complesso il controllo di qualità.

Infine, sebbene la stampa 3D sia spesso associata a una maggiore sostenibilità, l'utilizzo di materiali polimerici e il consumo energetico delle macchine possono limitare tale vantaggio, soprattutto quando i componenti stampati non raggiungono una durata operativa paragonabile a quella delle controparti metalliche.

## 1.6 Inquadramento del lavoro nella letteratura

Dall'analisi della letteratura emerge come la maggior parte degli studi relativi agli ingranaggi stampati in 3D sia focalizzata su applicazioni a basse velocità di rotazione e carichi relativamente elevati, con particolare attenzione ai fenomeni di usura e alla durata nel tempo [9 - 12].

Risultano invece più limitati i contributi sperimentali relativi a trasmissioni polimeriche leggere operanti ad alte velocità di rotazione e bassi momenti torcenti, ambito di crescente interesse in applicazioni quali la robotica leggera e i sistemi mecatronici compatti. Il presente lavoro si colloca in tale contesto, esplorando un dominio applicativo nel quale la riduzione delle masse e la rapidità di prototipazione risultano prioritari rispetto alla capacità di trasmettere coppie elevate.

## 2 Metodo e caso studio

Il progetto è stato sviluppato seguendo un approccio di *trial and error*, nel quale le scelte progettuali non sono state definite a priori, ma affinate progressivamente in funzione:

- dei vincoli imposti dalla stampa 3D (materiale, precisione, anisotropia);
- delle risorse disponibili nei laboratori universitari;
- dei risultati sperimentali ottenuti durante le fasi di test.

Ai fini del caso studio è stata costruita un veicolo radiocomandato, con l'utilizzo della modellazione in *Creo Parametric* e processo di stampa 3D, che potesse emulare un sistema dinamico reale, con carichi moderati, strutture statiche e dinamiche sottoposte a sollecitazioni costanti. La tecnologia FDM ha permesso di effettuare una prototipazione rapida, fornendo una base per l'ottimizzazione di scelte geometriche alternative, progettazione con strategie di assemblaggio specifico e scelte curate dei materiali.

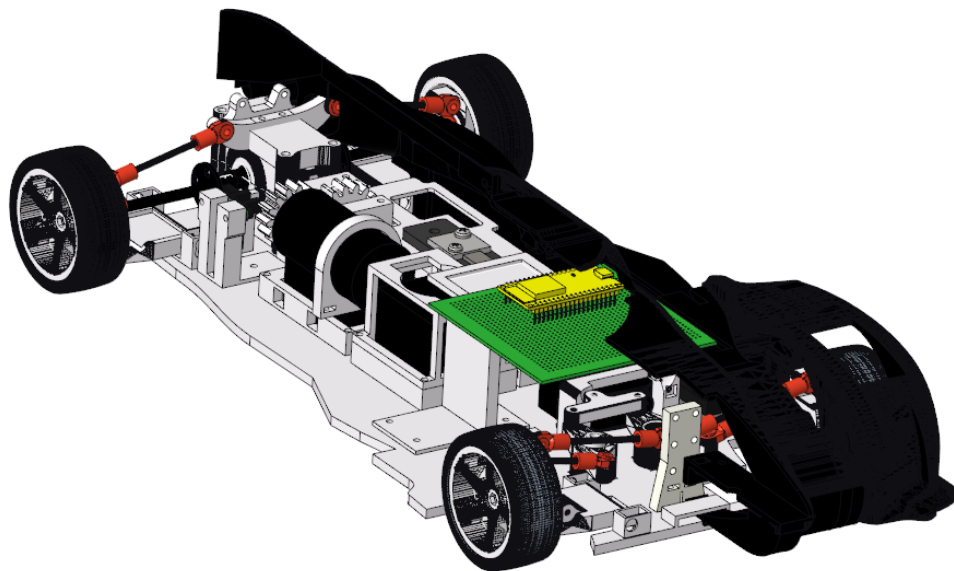


Figura 3: Modello CAD del veicolo radiocomandato impiegato come base per le analisi strutturali e funzionali

### 2.1 Criteri di selezione dei materiali

La selezione dei materiali nel presente lavoro è stata guidata da un compromesso tra proprietà meccaniche, facilità di stampa, costo e sostenibilità. In particolare, il PLA è stato adottato come materiale di riferimento per valutare il limite inferiore delle prestazioni meccaniche ottenibili mediante stampa 3D, mentre materiali polimerici più performanti sono stati impiegati per i componenti maggiormente sollecitati dal punto di vista strutturale.

Tale approccio consente di analizzare in modo critico il potenziale della manifattura additiva nella sostituzione di componenti metallici in applicazioni meccaniche leggere, evidenziandone al contempo i limiti strutturali e tecnologici.

Gli organi meccanici sottoposti ai maggiori cambiamenti progettuali sono stati la trasmissione e l'assale posteriore in quanto risultano essere tra gli elementi più soggetti a sollecitazioni durante il funzionamento. I materiali presi in esame per la realizzazione della ruota dentata sono:

- PLA;
- PETG;
- Nylon PA12+CF15.

In fase preliminare è stata inoltre valutata la possibilità di realizzare mediante stampa 3D anche il gruppo differenziale. Tuttavia, tale soluzione analizzata precedentemente nel tirocinio curriculare suggerendo l'inefficienza di tale gruppo meccanico a causa dei giochi, per cui non è oggetto di questo studio in cui si è utilizzato un differenziale commerciale.

## 2.2 Scelta del motore elettrico: brushed vs brushless

La scelta del motore rappresenta un aspetto fondamentale nella progettazione del sistema, in quanto influisce direttamente sulle prestazioni meccaniche, sull'efficienza energetica e sui carichi trasmessi ai componenti stampati in 3D.

I motori brushed sono caratterizzati dalla presenza di un sistema di spazzole e collettore meccanico per la commutazione della corrente negli avvolgimenti. Sebbene tali motori presentino una struttura semplice e costi contenuti, la presenza di contatti striscianti comporta attrito, usura, maggiore rumorosità e una riduzione dell'efficienza complessiva.

I motori brushless, al contrario, utilizzano magneti permanenti sul rotore e avvolgimenti sullo statore, con commutazione elettronica della corrente. L'assenza di spazzole elimina le perdite per attrito e consente di ottenere rendimenti più elevati, maggiore durata operativa e una coppia più regolare. Il controllo della commutazione è affidato a un dispositivo esterno denominato *Electronic Speed Controller* (ESC). Alla luce di tali considerazioni, per il presente progetto è stato selezionato un motore brushless, le cui principali caratteristiche elettriche e meccaniche sono riportate nella Tabella 6 [13]. La relazione tra la costante di coppia  $K_t$  e la costante di velocità  $K_v$  è espressa da:

$$K_t = \frac{60}{2\pi \cdot K_v} \quad (1.1)$$

Il costruttore fornisce inoltre la resistenza ohmica degli avvolgimenti  $R_{avv}$ , parametro che influisce sulle perdite per effetto Joule. Inoltre, si indica la costante di contro-elettromotrice  $K_e$ , che descrive la tensione generata dal motore in funzione della velocità angolare. In

unità coerenti del Sistema Internazionale, il valore numerico di  $K_e$  coincide con quello di  $K_t$ .

In termini fisici:

- $K_V$  rappresenta la velocità angolare per unità di tensione applicata ( $rpm/Volt$ );
- $K_t$  esprime la coppia erogata per unità di corrente ( $Nm/A$ );
- $K_e$  indica la tensione generata per unità di velocità angolare ( $V/(rad/s)$ ).

Tabella 6: Datasheet motore brushless.

Parametro	Valore	Unita'
$K_V$	2650	rpm/V
$K_t$	0,0036	Nm/A
$K_e$	0,0036	V/(rad/s)
V	7,4	V
$R_{avv}$	0,0069	$\Omega$
$I_{max}$	86	A
$P_{max}$	636,4	W

Fonte: Scheda tecnica SPYMINNPOO.

I parametri del motore risultano fondamentali per la determinazione della coppia trasmessa e dei carichi applicati ai componenti meccanici, che verranno analizzati nelle sezioni successive.

## 2.3 Analisi della trasmissione

### 2.3.1 Determinazione della coppia motrice

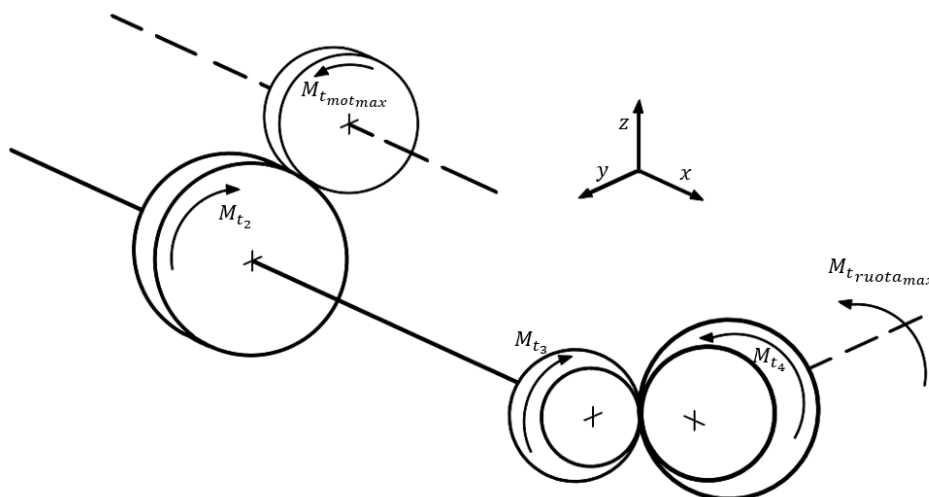


Figura 4: Rappresentazione momenti torcenti nella trasmissione del moto.

Il momento torcente massimo erogabile dal motore elettrico è determinato a partire dalla costante di coppia  $K_t$  e dalla corrente massima  $I_{max}$ :

$$M_{t_{motmax}} = Kt \cdot I_{max} \quad (2.1)$$

Il valore  $M_{t_{motmax}}$  rappresenta una condizione di picco legata al limite di corrente. In esercizio ordinario la coppia effettivamente erogata è in genere inferiore e dipende dalla richiesta del comando e dal carico.

Sostituendo i valori numerici della costante di coppia e della corrente massima fornibili dal motore, si ottiene una coppia motrice massima pari a:

$$M_{t_{motmax}} = 0,31 \text{ Nm} \quad (2.2)$$

Tale valore è stato assunto come riferimento conservativo per le successive analisi della trasmissione meccanica.

Ai fini del calcolo, vengono assunte le seguenti ipotesi semplificative:

- trasmissione infinitamente rigida tra pneumatici e differenziale;
- differenziale aperto privo di giochi e perdite meccaniche;
- assenza di perdite per attrito nei cuscinetti;
- moto rettilineo su piano inclinato di angolo  $\gamma$ .

Il momento torcente trasmesso all'albero di trasmissione (Figura 4) è:

$$M_{t_{2max}} = \frac{M_{t_{motmax}}}{\tau_I} \quad (2.3)$$

Dove  $\tau_I$  rappresenta il rapporto di trasmissione intermedio, ossia quello tra pignone motore e albero condotto.

Essendo sullo stesso asse di trasmissione risulta poi:

$$M_{t_{3max}} = M_{t_{2max}}$$

Considerando il rapporto di trasmissione del differenziale  $\tau_D$ , il momento torcente in uscita al differenziale risulta:

$$M_{t_{4max}} = \frac{M_{t_{3max}}}{\tau_D} \quad (2.4)$$

Nel caso di differenziale aperto, la coppia viene ripartita equamente tra le due ruote motrici:

$$M_{t_{ruota_{max}}} = \frac{M_{t_{4max}}}{2} \quad (2.5)$$

### 2.3.2 Condizione di trazione e aderenza

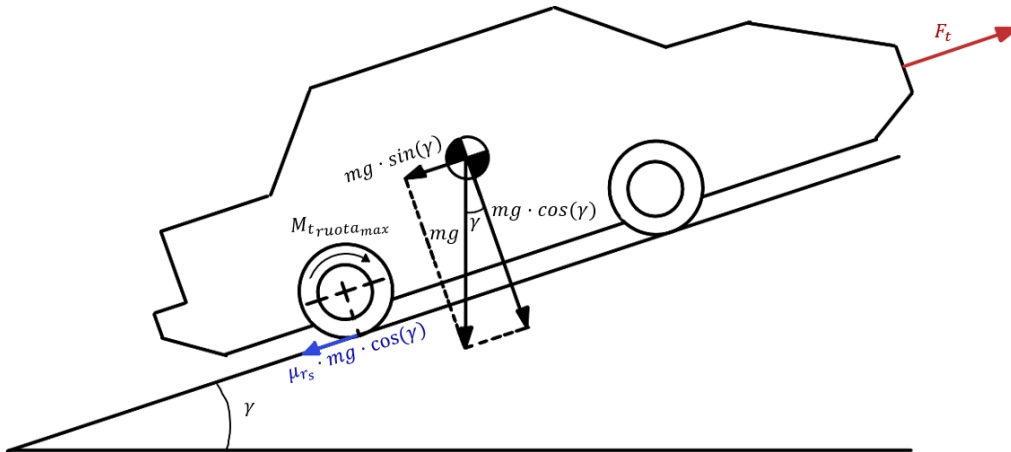


Figura 5: Schema delle forze agenti sul veicolo in fase di avviamento.

Il sistema ruota – suolo è costituito da un mozzo e cerchione rigido in PLA e da un rivestimento esterno in TPU. Tale insieme viene indicato come pneumatico, in quanto responsabile dei fenomeni di aderenza e resistenza al rotolamento.

La forza tangenziale massima (Figura 5) trasmessa al suolo dalla singola ruota può essere espressa come:

$$F_{t_{max}} = \frac{M_{truota_{max}}}{R_{ruota}} = \frac{2 \cdot M_{tmot_{max}}}{\tau_{tot} \cdot R_{ruota}} = \frac{2 \cdot K_t \cdot I_{max}}{\tau_{tot} \cdot R_{ruota}} \quad (2.6)$$

dove  $\tau_{tot} = \tau_I \cdot \tau_D$

La condizione di avviamento del veicolo è determinata dal superamento delle forze resistenti statiche, costituite dalla componente del peso lungo il piano inclinato e dalla resistenza al rotolamento statico. La resistenza aerodinamica è trascurabile nella fase di avviamento, in quanto la velocità del veicolo è nulla. Pertanto, la forza minima di trazione richiesta per ciascuna ruota motrice è:

$$F_{t_{minima}} = \frac{mg \cdot \sin(\gamma) + \mu_{rs} \cdot mg \cdot \cos(\gamma)}{2} \quad (2.7)$$

Il termine  $\frac{1}{2}$  tiene conto del fatto che la forza tangenziale richiesta è ripartita su ciascuna ruota motrice.

La forza massima trasmissibile per aderenza prima di avere slittamento è:

$$F_{aderenza_{max}} = \mu_s \cdot \frac{mg \cdot \cos(\gamma)}{2} \quad (2.8)$$

Si osserva che l'espressione di  $F_{aderenza_{max}}$  è calcolata assumendo ripartizione statica uniforme del carico sulle ruote motrici. Nella pratica, variazioni dell'appoggio e trasferimenti di carico possono ridurre localmente la forza verticale, anticipando lo slittamento.

Affinché il veicolo possa muoversi correttamente, deve risultare:

$$F_{t_{minima}} < F_t < F_{aderenza_{max}}$$

Si distingue tra la forza tangenziale massima disponibile  $F_{t,max}$ , ottenuta assumendo  $I = I_{max}$ , e la forza tangenziale effettivamente richiesta in avviamento. La condizione  $F_{t,max} > F_{aderenza_{max}}$  indica potenzialmente la possibilità di slittamento in caso di richiesta di coppia elevata o di appoggio ridotto, non uno slittamento sistematico.

Ai fini della valutazione della condizione di avviamento, sono stati adottati i parametri riportati di seguito.

La massa del veicolo è stata assunta pari a  $m = 3,5 \text{ kg}$  come valore conservativo, superiore alla massa effettiva del prototipo assemblato. Tale scelta consente di includere un margine di sicurezza nella stima delle forze resistenti all'avviamento e dei limiti di aderenza, rendendo la verifica cautelativa rispetto alle condizioni reali di funzionamento. Poiché  $F_{t_{min}}$  e  $F_{aderenza_{max}}$  crescono linearmente con  $m$ , l'impiego di un valore sovrastimato porta a risultati in eccesso per le forze resistenti e per il limite di aderenza, senza compromettere la validità della verifica.

Il raggio della ruota, pari a  $D_{ruota} = 67 \text{ mm}$ , è stato ricavato dalla geometria delle ruote utilizzate.

È stata assunta una pendenza del piano pari a  $\gamma = 1^\circ$ , rappresentativa di una condizione operativa moderata ma non nulla, idonea a includere un contributo resistivo significativo senza rendere la verifica eccessivamente conservativa.

Il coefficiente di attrito statico pneumatico – suolo è stato assunto pari a  $\mu_s = 0,8$ , valore compatibile con materiali elastomerici quali gomma o TPU su superfici rigide asciutte, coerente con le condizioni operative del prototipo.

La resistenza al rotolamento statico è stata modellata mediante un coefficiente  $\mu_{r_s} = 0,01$ , valore dell'ordine di grandezza comunemente riportato in letteratura per pneumatici su superfici rigide lisce.

Lo slittamento può verificarsi in presenza di richiesta di coppia elevata o di appoggio non uniforme, modellato mediante il fattore  $\kappa$ , che riduce il carico normale e quindi la soglia di aderenza.

Si riassumono i valori indicati in Tabella 7.

Tabella 7: Parametri per la verifica di trazione e aderenza.

Parametro	Valore	Unita'
m	3,5	kg
$D_{ruota}$	67	mm
$R_{ruota}$	33,5	mm
Pendenza ( $\gamma$ )	1	°
Coeff attrito statico $\mu_s$	0,8	—
Coeff Resistenza al Rotolamento statico $\mu_{r_s}$	0,01	—
$\kappa$	0,6	—
$\tau_I$	0,78	—
$\tau_D$	0,34	—
$\tau_{Tot}$	0,26	—

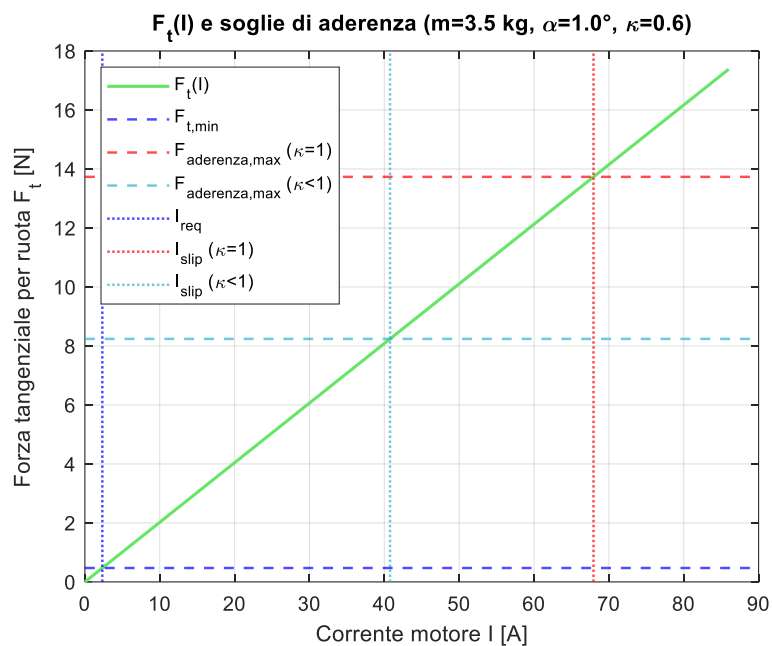


Figura 6: Forza di trazione e soglie di aderenza.

La Figura 6 mostra che la corrente richiesta per soddisfare la condizione di avviamento  $I_{req}$  è significativamente inferiore alla corrente massima disponibile. Di conseguenza il sistema, in condizioni nominali, non richiede l'erogazione di  $M_{t_{mot_{max}}}$  per avviarsi, per cui non tende a slittare. Si noti, come cala drasticamente la forza di aderenza massima in caso di appoggio non conforme tra pneumatico e asfalto. Si mostra un riepilogo delle forze in Tabella 8.

Tabella 8: Risultati delle forze di trazione, limiti di aderenza e correnti corrispettive.

Forza	Valore	Unita'	Corrente	Valore	Unita'
$F_{t_{minima}}$	0,47	N	$I_{richiesta}$	2,33	A
$F_{aderenza_{max}}$	13,73	N	$I_{aderenza_{max}}$	67,94	A
$F_{aderenza_{max_{ridotta}}}$	8,24	N	$I_{aderenza_{max_{ridotta}}}$	40,7	A
$F_{t_{max}}$	17,38	N	$I_{max}$	86	A

Si osserva che, pur risultando  $F_{t_{max}} > F_{aderenza_{max}}$  la forza tangenziale effettivamente richiesta in avviamento è prossima a  $F_{t_{min}}$ . Lo slittamento si manifesta solo in presenza di richieste di coppia elevate o di condizioni di appoggio non uniforme, che riducono la forza normale agente sulle ruote motrici.

Nel dimensionamento sono stati adottati valori cautelativi, assumendo la coppia massima erogabile dal motore  $M_{t_{mot_{max}}}$ <sup>3</sup>. Tale ipotesi non implica che il sistema operi stabilmente a tale coppia, ma garantisce un margine strutturale rispetto a picchi di carico e transitori (avviamenti bruschi, urti, variazioni improvvise di aderenza). In esercizio reale, la coppia effettivamente trasmessa si assesta su valori prossimi a quelli necessari a vincere le resistenze al moto.

### 2.3.3 Considerazioni sulla scelta del modulo delle ruote dentate

I primi test sperimentali, condotti con un modulo pari a  $m = 1 \text{ mm}$ , hanno evidenziato un difficoltoso ingranamento delle ruote dentate. Tale comportamento non è imputabile esclusivamente alle proprietà meccaniche dei materiali, ma è fortemente influenzato dai limiti della stampa 3D nella realizzazione di denti di piccole dimensioni, che risultano caratterizzati da un profilo arrotondato e non conforme al profilo ad evolvente ideale come si evince in Figura 7a. Per tale motivo, le ruote dentate sono state riprogettate con modulo  $m = 2 \text{ mm}$ , ottenendo un aumento della sezione resistente del dente e una maggiore fedeltà del profilo stampato, con conseguente miglioramento del comportamento meccanico (Figura 7b).

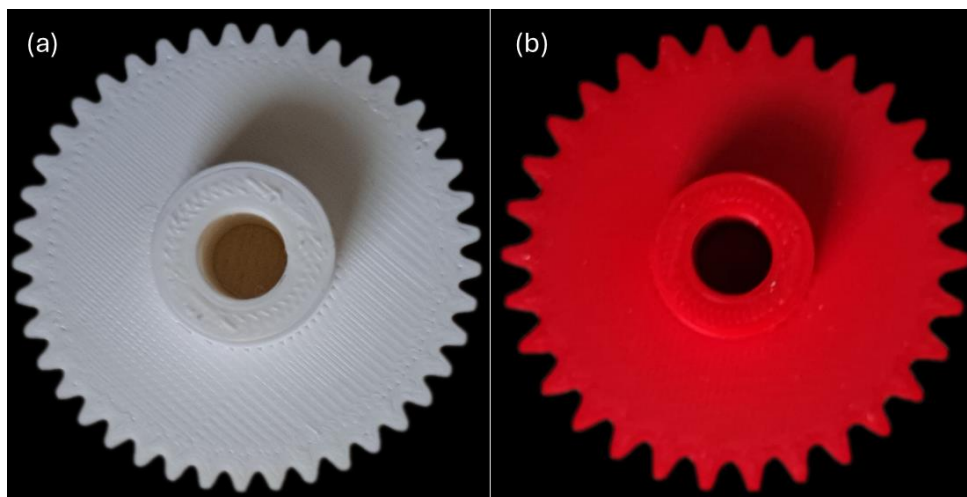


Figura 7: a) Ruota dentata  $m = 1 \text{ mm}$ ; b) Ruota dentata  $m = 2 \text{ mm}$ .

<sup>3</sup> Per semplicità, nel seguito si assumerà che la notazione  $M_{t_x}$  indichi sempre il valore massimo del momento trasmissibile relativo all'indice  $x$ .

### 2.3.4 Geometria delle ruote dentate e rapporti di trasmissione

Nella Tabella 9 sono riportati i principali parametri geometrici delle ruote dentate adottate nella configurazione finale, interamente realizzata mediante stampa 3D. I valori includono il numero di denti, i diametri caratteristici e l'angolo di pressione, fissato pari a 20°, in accordo con il profilo ad evolvente standard.

Tabella 9: Geometria delle ruote dentate stampate in 3D.

Parametro	Valore	Unita'	Parametro	Valore	Unita'
$Z_1$	14	–	$Z_2$	18	–
$D_{1p}$	28	mm	$D_{2p}$	36	mm
$D_{1e}$	32	mm	$D_{2e}$	40	mm
$D_{1d}$	23	mm	$D_{2d}$	31	mm
Angolo di pressione ( $\alpha$ )	20	°	Angolo di pressione ( $\alpha$ )	20	°
$D_{1b}$	26,31	mm	$D_{1b}$	33,83	mm

Il rapporto di trasmissione tra il pignone e la ruota condotta è definito come:

$$\tau = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (2.9)$$

dove  $Z_1$  e  $Z_2$  rappresentano rispettivamente il numero di denti del pignone motore e della ruota condotta. Il rapporto di riduzione risulta pertanto:

$$i = \tau^{-1} \quad (2.10)$$

Nel caso in esame si ottengono i risultati indicati in Tabella 10.

Tabella 10: Rapporto di trasmissione e riduzione.

Parametro	Valore	Unita'
$\tau$	0,78	–
$i$	1,29	–

Il rapporto di trasmissione complessivo del sistema è determinato dalla combinazione del rapporto intermedio  $\tau_I$ , realizzato mediante componenti stampati in 3D, e del rapporto del differenziale  $\tau_D$ , definito dal componente commerciale utilizzato. I valori adottati sono riportati nella Tabella 11.

Tabella 11: Denti Ruote Dentate.

Stadio	$Z_{in}/Z_{out}$	$\tau$
Pignone – ruota dentata $\tau_I$	14/18	0,78
Pignone – conica differenziale $\tau_D$	13/38	0,34
Rapporto Complessivo $\tau_{tot}$	–	0,27

### 2.3.5 Verifica del numero minimo di denti (assenza di interferenza)

Al fine di evitare fenomeni di interferenza tra il profilo dei denti durante l'ingranamento, è necessario verificare che il numero di denti del pignone progettato sia superiore al valore minimo ammissibile. Tale valore è calcolato mediante la relazione:

$$Z_{min} = \frac{2}{\sqrt{i^2 + (1 + 2 \cdot i) \cdot (\text{sen}(\alpha))^2 - i}} \quad (2.11)$$

Dove  $i$  è il rapporto di riduzione e  $\alpha$  è l'angolo di pressione dell'ingranaggio definiti nella sezione precedente.

Sostituendo i valori numerici si ottengono i risultati in Tabella 12:

Tabella 12: Confronto numero di denti effettivo e minimo ammissibile.

Parametro	Valore	Unita'
$Z_1$	14	–
$Z_{min}$	13,04	–

Poiché risulta verificata la condizione:

$$Z_1 > Z_{min} \quad (2.12)$$

l'ingranamento avviene in assenza di interferenza.

### 2.3.6 Verifica del fattore di ricoprimento

La corretta continuità di trasmissione del moto è verificata mediante il calcolo del fattore di ricoprimento  $\varepsilon$ , definito come:

$$\varepsilon = \frac{AB}{m\pi \cdot \cos(\alpha)} \quad (2.13)$$

dove  $AB$  rappresenta la lunghezza dell'arco di contatto tra i denti. Tale grandezza è calcolata come:

$$AB = \frac{\sqrt{D_{e1}^2 - D_{b1}^2} + \sqrt{D_{e2}^2 - D_{b2}^2}}{2} - a \cdot \text{sen}(\alpha) \quad (2.14)$$

L'interasse  $a$  tra le due ruote dentate è dato da:

$$a = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m}{2} \quad (2.15)$$

I valori calcolati risultano essere (Tabella 13):

Tabella 13: Parametri e risultato per il calcolo del fattore di ricoprimento.

<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
AB (lunghezza arco)	8,83	mm
Interasse (a)	32	mm
$\varepsilon$	1,49	–

Poiché  $\varepsilon > 1$ , la trasmissione del moto risulta continua.

### 2.3.7 Calcolo delle forze di ingranamento (ingranaggi cilindrici denti dritti)

Compresi i parametri geometrici delle ruote dentate, è possibile determinare le forze generate dall'ingranamento. Nel caso di ingranaggi cilindrici a denti dritti, non si generano forze assiali. Le componenti considerate sono pertanto la forza tangenziale e la forza radiale. Secondo i modelli di riferimento per il calcolo delle sollecitazioni sugli ingranaggi e sui cuscinetti, la forza tangenziale è espressa come:

$$T = \frac{M_{t_2}}{D_p} \quad (2.16)$$

mentre la forza radiale è:

$$R = T \cdot \tan(\alpha) \quad (2.17)$$

I valori ottenuti per le due ruote sono riportati nella Tabella 14.

Tabella 14: Forze di ingranamento sugli ingranaggi cilindrici.

<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>	<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
$M_{t_{mot_{max}}}$	0,31	Nm	$M_{t_2}$	0,4	Nm
$T_1$	22,14	N	$T_2$	22,14	N
$R_1$	8,06	N	$R_2$	8,06	N

Essendo forze di azione e reazione, esse risultano uguali in modulo per entrambe le ruote dentate.

### 2.3.8 Analisi del differenziale (ingranaggi conici a denti dritti)

Per procedere alle verifiche successive, quali il dimensionamento degli alberi e dei cuscinetti, è necessario analizzare anche il differenziale commerciale impiegato, costituito da due ruote dentate coniche a denti dritti, caratterizzate da un modulo pari a  $m = 1 \text{ mm}$ .

I principali parametri geometrici e cinematici sono riportati di seguito in Tabella 15.

Tabella 15: Parametri geometrici e cinematici del differenziale.

Parametro	Valore	Unita'	Parametro	Valore	Unita'
$M_{t_3}$	0,40	Nm	$M_{t_4}$	1,16	Nm
$Z_3$	13	–	$Z_4$	38	–
$D_{m_3}$	130	mm	$D_{m_4}$	380	mm
Angolo Semi Apertura ( $\theta$ )	18,8892	°	Angolo Semi Apertura ( $\theta$ )	71,1108	°
Angolo di pressione ( $\alpha$ )	20	°	Angolo di pressione ( $\alpha$ )	20	°

### 2.3.8.1 Calcolo delle forze negli ingranaggi conici

A differenza degli ingranaggi cilindrici, gli ingranaggi conici sviluppano componenti di forza tangenziale, radiale e assiale, oltre a generare momenti ribaltanti sugli alberi.

La forza tangenziale agente sul pignone del differenziale è calcolata come:

$$T_3 = \frac{M_{t_3}}{D_{m_3}} \quad (2.18)$$

La forza normale di contatto risulta:

$$N_3 = T_3 \cdot \tan(\alpha) \quad (2.19)$$

La forza normale viene successivamente scomposta nelle componenti assiale e radiale:

$$A_3 = N_3 \sin(\theta) \quad (2.20)$$

$$R_3 = N_3 \cos(\theta) \quad (2.21)$$

I valori ottenuti sono presenti in Tabella 16.

Tabella 16: Forze di ingranamento sugli ingranaggi conici.

Forza	Valore	Unita'	Forza	Valore	Unita'
$T_3$	61,30	N	$T_4$	61,30	N
$N_3$	22,31	N	$N_4$	22,31	N
$A_3$	7,22	N	$A_4$	21,11	N
$R_3$	21,11	N	$R_4$	7,22	N

## 2.4 Verifiche strutturali degli ingranaggi

Le verifiche strutturali degli ingranaggi sono state condotte mediante una verifica a flessione del dente.

L'obiettivo di tali verifiche è valutare l'idoneità della geometria degli ingranaggi stampati in 3D in relazione ai carichi determinati nel paragrafo 2.3, fornendo una base teorica per l'interpretazione dei risultati sperimentali.

### 2.4.1 Verifica a flessione del dente

La verifica a flessione dei denti degli ingranaggi è stata condotta mediante una formulazione di tipo progettuale, derivata dalle teorie classiche di Niemann e dalle normative DIN per il

dimensionamento degli ingranaggi cilindrici a denti dritti. Tale approccio consente di valutare l'idoneità della geometria dell'ingranaggio in funzione della coppia trasmessa, tenendo conto sia dei parametri geometrici del dente sia delle condizioni di carico reali.

La relazione utilizzata permette di correlare la tensione ammissibile del materiale con la coppia agente, il numero di denti della ruota condotta e una serie di coefficienti correttivi che descrivono l'effettivo comportamento dell'ingranamento. In particolare, vengono considerati il fattore di forma del dente, il rapporto tra larghezza di fascia e modulo, il fattore di ricoprimento e il rendimento della trasmissione. L'espressione adottata risulta pertanto più completa rispetto alla formulazione classica di Lewis, in quanto introduce una valutazione globale dell'ingranaggio e non esclusivamente locale del piede del dente.

La verifica a flessione risulta soddisfatta qualora la geometria dell'ingranaggio garantisca che le tensioni agenti al piede del dente rimangano inferiori alla tensione ammissibile del materiale, opportunamente ridotta mediante un coefficiente di sicurezza. Tale approccio consente di individuare una configurazione geometrica idonea e di giustificare le scelte progettuali adottate per la realizzazione degli ingranaggi stampati in 3D.

L'approccio adottato consente di valutare l'idoneità della geometria dell'ingranaggio in un'ottica di progetto preliminare, coerente con le finalità di prototipazione funzionale del presente lavoro.

#### 2.4.2 Verifica a flessione del dente – Metodo di Niemann/DIN

Consideriamo la coppia torcente massima agente sul pignone che è l'elemento più sollecitato, il dimensionamento a flessione del dente viene condotto mediante la seguente relazione progettuale:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{t_{max}} \cdot q}{z \cdot \lambda \cdot \varepsilon \cdot \eta \cdot \sigma_{amm}}} \quad (2.22)$$

La relazione è stata riorganizzata in modo da ricavare il valore minimo del modulo necessario a soddisfare la verifica a flessione.

Dove i parametri citati sono:

- $m$  Modulo dell'ingranaggio;
- $\sigma_{amm}$  Tensione ammissibile del materiale;
- $q$  Fattore di forma del dente;
- $z$  Numero di denti della ruota in esame;
- $\lambda = \frac{b}{m}$  Rapporto larghezza di fascia / modulo, solitamente vale tra 5 ÷ 10;
- $\varepsilon$  Fattore di ricoprimento;

- $\eta$  Rendimento della trasmissione e lubrificazione;
- $M_t$  Coppia torcente agente.

La verifica a flessione risulta soddisfatta se il modulo scelto rispetta la seguente condizione:

$$m_{scelto} \geq m_{minNiemann/DIN} \quad (2.23)$$

#### 2.4.2.1 Fattore di forma $q$

Il fattore di forma  $q$  tiene conto dell'influenza della geometria del dente sulla resistenza a flessione ed è funzione del numero di denti e dell'angolo di pressione. Per ingranaggi cilindrici a denti dritti con angolo di pressione  $\alpha = 20^\circ$ , il valore di  $q$  può essere ricavato da tabelle normative di riferimento oppure determinato mediante espressioni analitiche approssimate.

Nel presente lavoro si è fatto riferimento ai valori tabulati riportati in Tabella 17, che forniscono il fattore di forma  $q(Z)$  per diversi numeri di denti. Poiché il numero di denti della ruota in esame non coincide necessariamente con uno dei valori tabulati, il fattore di forma  $q$  è stato determinato mediante interpolazione lineare tra i due valori di tabella immediatamente adiacenti. Indicando con:

- $Z_1$  il numero di denti effettivo della ruota;
- $Z_a$  e  $Z_b$  i due valori tabulati tali che  $Z_a < Z_1 < Z_b$ ;
- $q_a = q(Z_a)$  e  $q_b = q(Z_b)$ .

Tabella 17: Valori Tabulati del fattore di forma  $q$  per ingranaggi cilindrici a denti dritti,  $\alpha = 20^\circ$ .

$Z$	$q(Z)$	$(q_a - q_b)/(Z_b - Z_a)$
10	5	0,125
12	4,75	0,283333
15	3,9	0,106
20	3,37	0,046
25	3,14	0,018
30	3,05	0,016
35	2,97	0,014
40	2,9	0,01
50	2,8	0,008
60	2,72	—

Fonte: Elementi di macchine [14].

il valore interpolato del fattore di forma è dato da:

$$q(Z_1) = q_a - \frac{Z_1 - Z_a}{Z_b - Z_a} (q_a - q_b) \quad (2.24)$$

Nel caso in esame, con  $Z_1 = 13$ , l'interpolazione è stata effettuata tra i valori tabulati  $Z_a = 12$  e  $Z_b = 15$ , per i quali si hanno rispettivamente  $q(12) = 4,75$  e  $q(15) = 3,9$ , ottenendo un valore di:

$$q(Z_1) = 4,18$$

Tale procedura permette di stimare in modo continuo il fattore di forma  $q$ , evitando discontinuità e mantenendo la coerenza con le formulazioni normative utilizzate nel dimensionamento a flessione del dente.

#### 2.4.2.2 Espressione della tensione ammissibile

La tensione ammissibile del materiale non è stata assunta pari alla tensione limite a flessione (di cui non sono disponibili dati per tutti i materiali), ma è stata opportunamente ridotta per tenere conto sia degli effetti dinamici sia della qualità costruttiva degli ingranaggi stampati in 3D.

Per tener conto della velocità periferica e delle imprecisioni dovute al processo di stampa, la riduzione della tensione è stata applicata tramite il coefficiente di Barth, più adeguato rispetto alla tradizionale formulazione empirica basata sul fattore  $f_v$ , la quale risulta valida principalmente per ingranaggi metallici a velocità inferiori a  $3 \text{ m/s}$ .

Nel caso in esame, la velocità periferica è calcolata come:

$$v = \omega_{max} \cdot \frac{D_p}{2} \approx 28,74976 \frac{m}{s} > 3 \frac{m}{s} \quad (2.25)$$

Applicando la formulazione generica, avremmo:

$$f_v = \frac{A}{A + v} \quad (2.26)$$

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_{tensile_{PLA}} \cdot f_v}{CS} \quad (2.27)$$

Tabella 18: Parametri e risultati per il calcolo della tensione ammissibile per ingranaggi a velocità ridotta.

Parametro	Valore	Unità'
$\sigma_{tensile_{PLA}}$	70	MPa
CS	1,5	–
A	3	m/s
$f_v$	0,094	–
$\sigma_{amm}$	4,41	MPa

Tale approccio determinerebbe una riduzione della tensione ammissibile superiore al 90%, risultando eccessivamente conservativo (Tabella 18).

Applicando invece il coefficiente di Barth, si ottengono valori più realistici:

$$K_v = \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{v}} \quad (2.28)$$

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_{tensile_{PLA}} \cdot K_v}{CS} \quad (2.29)$$

I risultati sono rappresentati in Tabella 19.

Tabella 19: Parametri e Risultati per il calcolo della trasmissione con coefficiente di Barth per ingranaggi ad alta velocità.

Parametro	Valore	Unita'
$\sigma_{tensile_{PLA}}$	70	MPa
CS	1,5	–
$K_v$	0,92	–
$\sigma_{amm}$	42,83	MPa

Questo approccio permette di includere in modo semplificato gli effetti dinamici senza penalizzare eccessivamente la tensione ammissibile, garantendo valori coerenti con le proprietà meccaniche dei materiali plastici utilizzati. Per tali motivi, nel presente lavoro è stato adottato il coefficiente di Barth per la determinazione della tensione ammissibile.

#### 2.4.2.3 Riepilogo risultati metodo di Niemann/DIN

Alla luce dei risultati commentati nei paragrafi riassumiamo i valori di flessione del dente con il metodo di Niemann/DIN in Tabella 20.

Tabella 20: Parametri e risultati per la verifica a flessione del dente (metodo Niemann/DIN).

Parametro	Valore	Unita'
$\sigma_{amm}$	42,82	Mpa
q	4,18	–
z	14	–
$\lambda$	5	–
$\varepsilon$	1,50	–
$\eta_e$	0,64	–
$M_t$	0,31	Nm
$m_{\min_{Niemann/DIN}}$	0,97	mm
$m_{scelto}$	2	mm

#### 2.4.3 Verifica a flessione – metodo di Lewis (confronto)

Per confronto, la verifica a flessione è stata condotta anche mediante la formulazione classica di Lewis. La forza tangenziale agente sul dente è data da:

$$F_t = \frac{2M_t}{D_p} \quad (2.30)$$

Il modulo minimo necessario nella formulazione di Lewis è pertanto:

$$m_{minLewis} = \frac{F_t}{b \cdot \sigma_{amm} \cdot Y} \quad (2.31)$$

dove  $Y$  è il fattore di forma di Lewis.

Per ingranaggi a denti dritti con  $\alpha = 20^\circ$ , il fattore di Lewis può essere approssimato come[15]:

$$Y = 0,154 - \frac{0,912}{z} \quad (2.32)$$

La verifica risulta soddisfatta se

$$m_{scelto} > m_{minLewis} \quad (2.33)$$

Otteniamo i risultati in Tabella 21.

Tabella 21: Parametri e risultati per la verifica a flessione del dente (metodo di Lewis).

<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
Y	0,09	–
b	9,04	mm
F <sub>t</sub>	22,14	mm
m <sub>minLewis</sub>	0,58	mm

#### 2.4.4 Confronto tra metodo Niemann/DIN e Lewis

Dai risultati precedenti si può osservare che:

$$m_{minLewis} < m_{minNiemann/DIN} \quad (2.34)$$

Si riporta il confronto tra i moduli (Tabella 22).

Tabella 22: Confronto tra i moduli analizzati.

<b>Modulo</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
m <sub>minNiemann/DIN</sub>	0,97	mm
m <sub>minLewis</sub>	0,58	mm

Il metodo di Lewis fornisce una valutazione locale della tensione di flessione massima al piede del dente, basata su un modello semplificato di trave equivalente. Esso non tiene conto del fattore di ricoprimento, del rendimento della trasmissione né della distribuzione reale del carico tra più denti in presa.

La formulazione di tipo Niemann/DIN, invece, consente una valutazione più globale del comportamento dell'ingranaggio, introducendo parametri correttivi che descrivono in modo più realistico le condizioni di funzionamento. Per tale motivo, nel presente lavoro la verifica di tipo Niemann/DIN è stata assunta come riferimento principale, mentre la verifica di Lewis è stata utilizzata a scopo comparativo.

## 2.5 Dimensionamento strutturale dell'albero condotto

Il dimensionamento è stato condotto assumendo l'albero come elemento monoblocco del materiale polimerico, trascurando il contributo resistente del collegamento con il differenziale in acciaio. Tale ipotesi, di tipo cautelativo, consente di valutare la resistenza dell'elemento più debole del sistema.

### 2.5.1 Determinazione dei momenti flettenti agenti sull'albero

Il dimensionamento strutturale dell'albero condotto è stato fatto a partire dai carichi determinati nel paragrafo 2.3, considerando congiuntamente le sollecitazioni di flessione indotte dagli ingranaggi e la torsione dovuta alla coppia motrice trasmessa. L'obiettivo dell'analisi è la determinazione del diametro minimo dell'albero in grado di garantire un adeguato margine di sicurezza in condizioni di esercizio.

Per combinare gli effetti della flessione e della torsione viene introdotto il momento flettente equivalente  $M_{fi}$ , definito secondo il criterio di Niemann come:

$$M_{fi} = \sqrt{(M_{f_1} + M_{f_2})^2 + 0,75 \cdot M_t^2} \quad (2.35)$$

dove  $M_{f_1}$  e  $M_{f_2}$  rappresentano i contributi flettenti generati rispettivamente dall'ingranaggio cilindrico e dall'ingranaggio conico del differenziale, mentre  $M_t$  è il momento torcente trasmesso.

#### 2.5.1.1 Momenti flettenti dovuti all'ingranaggio cilindrico

Nel caso dell'ingranaggio cilindrico a denti dritti, disposto tra due cuscinetti, le forze tangenziali e radiali generano momenti flettenti nelle due direzioni principali. Il braccio equivalente della forza (Tabella 23) è espresso come:

$$l = \frac{L_{A_2} \cdot L_{B_2}}{L_{A_2} + L_{B_2}} \quad (2.36)$$

Tabella 23: Parametri per il calcolo del braccio equivalente.

Lunghezza	Valore	Unita'
$L_{A_2}$	9,8	mm
$L_{B_2}$	11,4	mm
$l$	5,27	mm

I contributi flessionali sono quindi:

$$\begin{aligned} M_{ft} &= F_t \cdot l \\ M_{fr} &= F_r \cdot l \end{aligned} \quad (2.37)$$

Il momento flettente risultante è ottenuto mediante composizione vettoriale:

$$M_{f_i} = \sqrt{M_{f_t}^2 + M_{f_r}^2} \quad (2.38)$$

Sostituendo otteniamo i seguenti valori in Tabella 24:

Tabella 24: Parametri per il calcolo del Momento Flettente dovuto all'ingranaggio cilindrico.

<b>Momento flettente</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
$M_{f_t}$	0,12	Nm
$M_{f_r}$	0,042	Nm
$M_{f_i}$	0,12	Nm

### 2.5.1.2 Momenti flettenti dovuti all'ingranaggio conico del differenziale

L'ingranaggio conico del differenziale è montato a sbalzo rispetto ai supporti. La conicità dell'ingranaggio genera, oltre alle componenti tangenziale e radiale, una forza assiale che contribuisce al momento flettente mediante un effetto ribaltante.

Il braccio della forza coincide con la distanza tra il punto di applicazione e il supporto più vicino:

$$l = L'_{B_2} \quad (2.39)$$

Il contributo della forza assiale è modellato come:

$$M_{f_a} = F_a \cdot \frac{D_m}{2} \quad (2.40)$$

Il momento flettente risultante è quindi espresso come:

$$M_{f_2} = \sqrt{M_{f_t}^2 + M_{f_r}^2 + M_{f_a}^2} \quad (2.41)$$

Sostituendo si ottengono i seguenti risultati in Tabella 25.

Tabella 25: Parametri per il calcolo del momento flettente dovuto all'ingranaggio conico del differenziale.

<b>Momento flettente</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
$M_{f_a}$	0,047	Nm
$M_{f_t}$	1,45	Nm
$M_{f_r}$	0,50	Nm
$M_{f_2}$	1,54	Nm

### 2.5.1.3 Calcolo del momento flettente equivalente

Combinando i contributi flettenti e considerando il momento torcente agente sull'albero, si ottiene:

$$M_{f_i} = 1,70 \text{ Nm}$$

## 2.5.2 Determinazione del diametro minimo dell'albero

Il diametro minimo richiesto per un albero circolare soggetto a flessione – torsione è ricavato dalla relazione:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{fi}}{\pi \cdot \sigma_{amf}}} \quad (2.42)$$

In assenza di dati affidabili sul limite di fatica dei materiali polimerici stampati in 3D, la tensione ammissibile a fatica è stata stimata a partire dalla resistenza a trazione del materiale, secondo l'approccio suggerito da Niemann:

$$\sigma_D = (0,3 \div 0,5) \cdot \sigma_{tensile} \quad (2.43)$$

Si ricava di seguito:

$$\sigma_{amf} = \frac{\sigma_D}{CS} \quad (2.44)$$

Assumendo valori cautelativi si ottengono i risultati in Tabella 26.

Tabella 26: Parametri per il calcolo del diametro minimo dell'albero soggetto a flessione-torsione.

Parametro	Valore	Unità'
$\sigma_{tensile_{PLA}}$	70	MPa
Coeff Niemann	0,3	–
$\sigma_D$	21	MPa
CS	1,5	
$\sigma_{amf}$	14	Mpa
$d_{min}$	10,73	mm

Per motivi di sicurezza e di standardizzazione costruttiva, è stato pertanto scelto un diametro nominale superiore, pari a:

$$d = 11,8 \text{ mm}$$

Durante la progettazione sono state studiate e comprese le tolleranze dimensionali intrinseche dovute al processo di stampa 3D FDM, per cui il diametro reale ottenuto risulta pari a circa  $12,0 \text{ mm} - 12,01 \text{ mm}$ . Tale scostamento consente di ottenere un accoppiamento con leggera interferenza con il foro nominale del cuscinetto commerciale da  $12 \text{ mm}$  di diametro interno, garantendo un adeguato bloccaggio dell'anello interno senza necessità di ulteriori sistemi di fissaggio.

## 2.6 Studio dei cuscinetti [16]

I carichi agenti sull'albero condotto derivano dall'ingranamento della ruota cilindrica a denti dritti (stadio intermedio) e della ruota conica a denti dritti del differenziale. Ai fini del dimensionamento dei cuscinetti, l'analisi è condotta in condizioni di carico massimo, assumendo il momento torcente massimo trasmesso come condizione più gravosa.

### 2.6.1 Ipotesi di modellazione e schema statico

Per semplificare l'analisi statica vengono assunte le seguenti ipotesi:

- l'albero è modellato come monoblocco (nella configurazione reale è presente un collegamento tramite grano, l'ipotesi è adottata a scopo semplificativo e cautelativo);
- i tre cuscinetti di supporto del differenziale di diametro inferiore sono considerati con funzione prevalente di centraggio, pertanto, non partecipano alla ripartizione dei carichi.

Il sistema è quindi ricondotto a uno schema isostatico con due soli vincoli portanti, indicati come cuscinetti  $A$  e  $B$ .

Le forze tangenziali e radiali generate dall'ingranamento producono carichi prevalentemente radiali sui cuscinetti. Nel caso dell'ingranaggio conico, la presenza della forza assiale e del momento ribaltante modifica le reazioni vincolari e introduce anche un contributo assiale, assunto assorbito dal solo cuscinetto  $B$ , che è il più vicino al pignone differenziale (Figura 8).

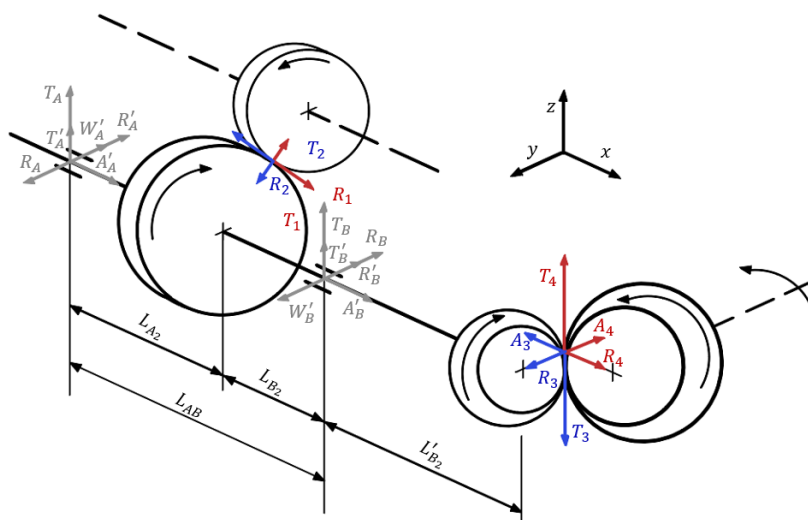


Figura 8: Rappresentazione delle forze agenti.

### 2.6.2 Equilibrio dell'albero – Ingranaggio cilindrico a denti dritti

Si considerano inizialmente i soli carichi generati dall'ingranaggio cilindrico a denti dritti. Indicate con  $T_2$  e  $R_2$  le componenti tangenziale e radiale agenti sull'ingranaggio, le equazioni di equilibrio alle forze e ai momenti portano al seguente sistema nel piano interessato:

Equazioni di equilibrio alle forze:

$$\begin{cases} \Sigma F_x = 0 \\ \Sigma F_y = 0 \Rightarrow T_A + T_B = T_2 \\ \Sigma F_z = 0 \Rightarrow R_A + R_B = R_2 \end{cases} \quad (2.45)$$

Equazioni di equilibrio ai momenti:

$$\begin{cases} \Sigma M_x = 0 \Rightarrow T_A L_{AB} = T_2 L_{B_2} \\ \Sigma M_y = 0 \Rightarrow R_A L_{AB} = R_2 L_{B_2} \\ \Sigma M_z = 0 \end{cases} \quad (2.46)$$

Da cui si ricavano le reazioni vincolari sui cuscinetti A e B (Tabella 27):

$$A: \begin{cases} R_A = \frac{R_2 L_{B_2}}{L_{AB}} \\ T_A = \frac{T_2 L_{B_2}}{L_{AB}} \end{cases} \quad B: \begin{cases} R_B = R_2 - \frac{R_2 L_{B_2}}{L_{AB}} \\ T_B = T_2 - \frac{T_2 L_{B_2}}{L_{AB}} \end{cases} \quad (2.47)$$

Tabella 27: Reazioni vincolari sui cuscinetti A e B – Ingranaggio cilindrico a denti dritti.

Forza	Valore	Unita'	Forza	Valore	Unita'
R <sub>A</sub>	4,33	N	R <sub>B</sub>	3,72	N
T <sub>A</sub>	11,90	N	T <sub>B</sub>	10,23	N
A <sub>A</sub>	0	N	A <sub>B</sub>	0	N

### 2.6.3 Equilibrio dell'albero – Ingranaggio conico del differenziale

Si analizzano successivamente i carichi generati dall'ingranaggio conico del differenziale. In questo caso sono presenti anche una componente assiale A<sub>3</sub> e un contributo ribaltante modellato tramite le forze equivalenti W<sub>A</sub> e W<sub>B</sub> applicate ai supporti. Esse si possono rappresentare come una coppia di forze uguali e opposte agenti sui supporti:

$$W_a = -W_b = \frac{A \cdot D_m}{2 \cdot L_{ab}} \quad (2.48)$$

dove D<sub>m</sub> è il diametro medio dell'ingranaggio e L<sub>ab</sub> è la distanza tra i due cuscinetti.

I valori ottenuti sono riassunti di seguito in Tabella 28.

Tabella 28: Forze ribaltanti agenti sull'albero.

Forza	Valore	Unita'
W <sub>a</sub>	-2,21	N
W <sub>b</sub>	2,21	N

Equazioni di equilibrio alle forze:

$$\begin{cases} \Sigma F_x = 0 \Rightarrow A'_B = A_3 \\ \Sigma F_y = 0 \Rightarrow R'_A - W'_A + R'_B - W'_B = R_3 \\ \Sigma F_z = 0 \Rightarrow T'_A + T'_B = T_3 \end{cases} \quad (2.49)$$

Equazioni di equilibrio ai momenti:

$$\begin{cases} \Sigma M_x = 0 \Rightarrow (R'_A - W'_A)L_{AB} + R_3L'_{B_2} = 0 \\ \Sigma M_y = 0 \Rightarrow T'_AL_{AB} + T_3L'_{B_2} = 0 \\ \Sigma M_z = 0 \end{cases} \quad (2.50)$$

Da cui si ricavano le reazioni vincolari dovute all'ingranaggio conico (Tabella 29):

$$A: \begin{cases} T'_A = \frac{T_3L'_{B_2}}{L_{AB}} \\ R'_A = W'_A - \frac{R_3L'_{B_2}}{L_{AB}} \\ A_A = 0 \end{cases} \quad B: \begin{cases} T'_B = T_3 - \frac{T_3L'_{B_2}}{L_{AB}} \\ R'_B = W'_B + \frac{R_3(L_{AB} + L'_{B_2})}{L_{AB}} \\ A_B = A_3 \end{cases} \quad (2.51)$$

Tabella 29: Reazioni vincolari sui cuscinetti A e B – Ingranaggio conico del differenziale.

Forza	Valore	Unita'	Forza	Valore	Unita'
$R'_A$	-25,81	N	$R'_B$	46,92	N
$T'_A$	68,53	N	$T'_B$	-7,23	N
$A'_A$	0	N	$A'_B$	7,22	N

#### 2.6.4 Sovrapposizione dei carichi e carichi equivalenti sui cuscinetti

Assumendo linearità statica, le reazioni complessive sui cuscinetti si ottengono per sovrapposizione dei contributi dovuti a due ingranaggi (Figura 9).

Cuscinetto A:

$$\begin{cases} X_{A_{tot}} = 0 \\ Y_{A_{tot}} = R_A + R'_A - W_A \\ Z_{A_{tot}} = T_A + T'_A \end{cases} \quad (2.52)$$

$$\begin{cases} Q_{A_{radiale}} = \sqrt{Z_{A_{tot}}^2 + Y_{A_{tot}}^2} \\ Q_{A_{assiale}} = X_{A_{tot}} = 0 \end{cases} \quad (2.53)$$

Cuscinetto B:

$$\begin{cases} X_{B_{tot}} = A_3 \\ Y_{B_{tot}} = R_B + R'_B - W_B \\ Z_{B_{tot}} = T_B + T'_B \end{cases} \quad (2.54)$$

$$\begin{cases} Q_{B_{radiale}} = \sqrt{Z_{B_{tot}}^2 + Y_{B_{tot}}^2} \\ Q_{B_{assiale}} = X_{B_{tot}} \end{cases} \quad (2.55)$$

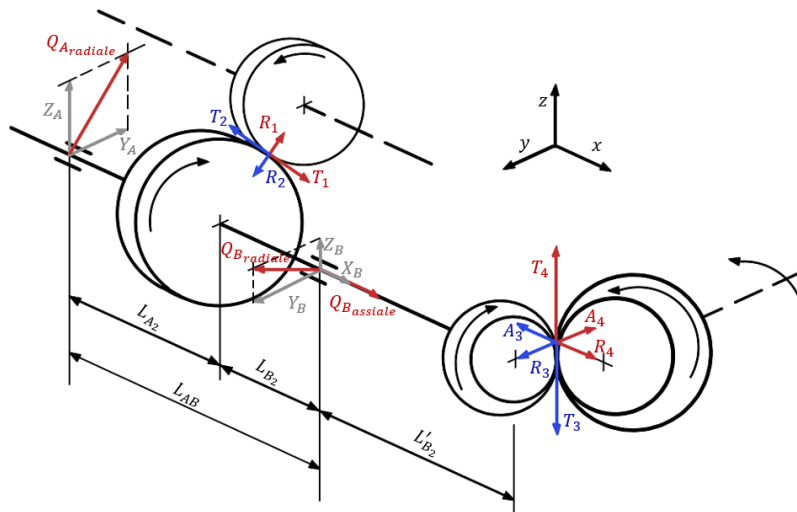


Figura 9: Reazioni vincolari sui cuscinetti.

I risultati dei carichi equivalenti sui cuscinetti sono riportati in Tabella 30.

Tabella 30: Carichi equivalenti dei cuscinetti A e B.

Forza	Valore	Unita'	Forza	Valore	Unita'
$Z_{A_{tot}}$	80,4	N	$Z_{B_{tot}}$	3,01	N
$Y_{A_{tot}}$	-21,48	N	$Y_{B_{tot}}$	50,65	N
$X_{A_{tot}}$	0	N	$X_{B_{tot}}$	7,22	N
$Q_{A_{radiale}}$	83,25	N	$Q_{B_{radiale}}$	50,74	N
$Q_{A_{assiale}}$	0	N	$Q_{B_{assiale}}$	7,22	N

### 2.6.5 Verifica dei cuscinetti [17]

La scelta dei cuscinetti di supporto dell'albero condotto è stata effettuata mediante una verifica a durata nominale e a carico statico, secondo l'impostazione classica riportata nelle normative ISO e nei cataloghi del produttore. Le verifiche sono condotte considerando i carichi più gravosi determinati nel paragrafo precedente.

#### 2.6.5.1 Durata nominale richiesta

La durata nominale richiesta del cuscinetto, espressa in milioni di giri, è stata calcolata a partire dal tempo di funzionamento previsto e dalla velocità di rotazione dell'albero condotto, secondo la relazione:

$$L = \frac{h_{funz} n_{alb_{cond}} \cdot 60}{10^6} \quad (2.56)$$

Sostituendo con i dati presenti in Tabella 31, si ottiene:

$$L = 91,51 \text{ milioni di giri} \quad (2.57)$$

Tale valore rappresenta la durata nominale richiesta al cuscinetto durante il ciclo di vita previsto del sistema.

Tabella 31: Parametri per il calcolo della durata nominale dei cuscinetti.

Parametro	Valore	Unita'
$n_{alb_{cond}}$	15252,222	rpm
$h_{funz}$	100	h

### 2.6.5.2 Carico dinamico equivalente e capacità di carico richiesta

La relazione tra la durata nominale  $L$  e il carico dinamico equivalente  $P$  agente sul cuscinetto è espressa dalla legge di durata dei cuscinetti volventi:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.58)$$

dove:

- $C$  è il carico dinamico nominale del cusinetto;
- $P$  è il carico dinamico equivalente agente;
- $p = 3$  per cuscinetti radiali a sfere.

Il carico dinamico equivalente è determinato in funzione del rapporto tra carico assiale e radiale  $Q_a/Q_r$ . In particolare, nel caso in cui:

$$\frac{Q_a}{Q_r} \leq e$$

Il carico equivalente è espresso come:

$$P = Q_r + Y_1 \cdot Q_a \quad (2.59)$$

Mentre, per valori superiori, si utilizza la relazione:

$$P = 0,75 \cdot Q_r + Y_2 \cdot Q_a \quad (2.60)$$

I coefficienti adottati sono riportati in Tabella 32.

Tabella 32: Coefficienti per il calcolo del carico dinamico equivalente.

Coefficiente	Valore
$e$	0,17
$Y_1$	2,8
$Y_2$	3,7

Fonte: Cuscinetti volventi SKF

Applicando tali relazioni ai carichi calcolati sui cuscinetti  $A$  e  $B$  si ottengono i valori di carico dinamico equivalente riportati in Tabella 33.

Tabella 33: Carichi dinamici equivalenti sui cuscinetti.

Cuscinetto	Parametro	Valore	Unita'
A	$Q_a/Q_r$	0	–
A	$P$	0,083	kN
B	$Q_a/Q_r$	0,14	–
B	$P$	0,071	kN

Ricavando il valore minimo del carico dinamico nominale richiesto:

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{p}} \quad (2.61)$$

Si ottengono i valori in Tabella 34.

Tabella 34: Carico dinamico nominale minimo richiesto.

Cuscinetto	Carico dinamico	Valore	Unita'
A	C	0,375	kN
B	C	0,320	kN

A scopo cautelativo è stato valutato anche il caso alternativo in cui il carico assiale venga assorbito dal cuscinetto A, anche in tale configurazione il carico dinamico nominale minimo richiesto risulta inferiore al valore nominale del cuscinetto selezionato, con un valore pari a:

$$C_{Aalternativo} = 0,466 \text{ kN}$$

Confermando l'idoneità del cuscinetto scelto anche nello scenario più gravoso.

#### 2.6.5.3 Verifica del carico statico

La verifica a carico statico è stata condotta imponendo che la forza assiale agente sul cuscinetto sia inferiore a una frazione del carico statico nominale  $C_0$ , secondo la condizione cautelativa:

$$F_a \leq 0,5 C_0 \quad (2.62)$$

da cui segue:

$$C_0 \geq F_a \cdot 2 \quad (2.63)$$

Nel caso in esame si ottengono i valori riportati in Tabella 35.

Tabella 35: Carico statico minimo richiesto.

Cuscinetto	Parametro	Valore	Unita'
A	$C_0$	0	kN
B	$C_0$	0,014	kN

#### 2.6.5.4 Scelta del tipo di cuscinetto e carico equivalente

Considerata l'entità ridotta dei carichi assiali e la prevalenza delle componenti radiali, è stato scelto un cuscinetto radiale a sfere, soluzione adeguata sia dal punto di vista funzionale sia costruttivo.

Il carico statico equivalente è valutato mediante la relazione:

$$P_0 = Q_{b\text{radiale}} + 1,7Q_{b\text{assiale}} \quad (2.64)$$

I valori ottenuti sono riportati in Tabella 36.

Tabella 36: Carichi statici equivalenti dei cuscinetti.

Cuscinetto	Parametro	Valore	Unita'
A	$P_0$	83,25	kN
B	$P_0$	63,018	kN

#### 2.6.5.5 Scelta del cuscinetto commerciale

Consultando il catalogo SKF, è stato individuato un cuscinetto radiale a sfere con dimensioni  $12 \times 18 \times 4 \text{ mm}$ , compatibile con le scelte dimensionali dell'albero e degli alloggiamenti.

Il cuscinetto selezionato presenta:

- carico dinamico nominale  $C = 0,527 \text{ kN}$ ;
- carico statico nominale  $C_0 = 0,265 \text{ kN}$ .

Entrambi i valori risultano superiori ai carichi minimi richiesti, rendendo il cuscinetto idoneo sia dal punto di vista della durata nominale sia della sicurezza statica.

La scelta del cuscinetto risulta pertanto coerente con i carichi calcolati e compatibile con i vincoli dimensionali del progetto.

#### 2.6.5.6 Cuscinetti Stampati in 3D

Prima di procedere all'analisi dei risultati ottenuti sul modello reale, è stata investigata la possibilità di realizzare mediante stampa 3D anche uno degli organi meccanici più critici di un sistema meccanico: il cuscinetto volvente.

L'obiettivo di questa fase del lavoro è stato quello di valutare, in maniera preliminare, il comportamento dinamico del cuscinetto progettato durante il tirocinio. Tale analisi non è finalizzata alla sostituzione dei cuscinetti commerciali nel sistema definitivo, bensì alla comprensione dei limiti tecnologici e funzionali della manifattura additiva in applicazioni cinematiche ad alta velocità.

In particolare, è stato progettato un cuscinetto radiale a sfere di tipo ibrido (Figura 10), caratterizzato da:

- sfere realizzate mediante elementi commerciali in acciaio, di diametro  $D_{sf} = 3 \text{ mm}$ ;
- corona interna, corona esterna e gabbia realizzate in PLA mediante stampa 3D.

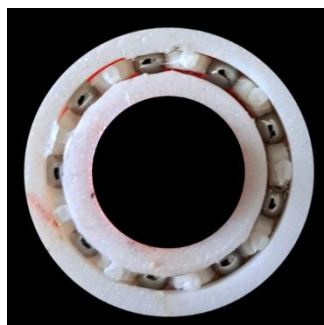


Figura 10: Cuscinetto Ibrido.

### 2.6.5.6.1 Modello di calcolo

I carichi agenti sul cuscinetto stampato sono stati assunti pari a quelli ricavati nel dimensionamento dei cuscinetti commerciali, in particolare:

- carichi radiali dovuti alle forze tangenziali e radiali trasmesse dagli ingranaggi;
- carichi assiali derivanti principalmente dall'ingranamento conico del differenziale.

È stato inoltre considerato che non tutte le sfere partecipano simultaneamente alla trasmissione del carico, ma che solo una frazione di esse risulti effettivamente sollecitata, in particolare assumiamo che la sfera più caricata avrà il 35% del carico totale, in accordo con la teoria classica dei cuscinetti volventi. Il carico totale è stato quindi ripartito su un numero ridotto di sfere portanti, determinando un incremento significativo della forza normale agente su ciascun contatto sfera – pista.

### 2.6.5.6.2 Modello di contatto hertziano

Per valutare in modo più realistico lo stato tensionale nelle piste in PLA, non è stata utilizzata un'area di contatto nominale, bensì è stato adottato un modello di contatto locale di tipo Hertziano. In particolare, è stato utilizzato il modello sfera – piano (Figura 11) [18], adeguato a descrivere il contatto tra la sfera in acciaio e la pista in materiale polimerico.

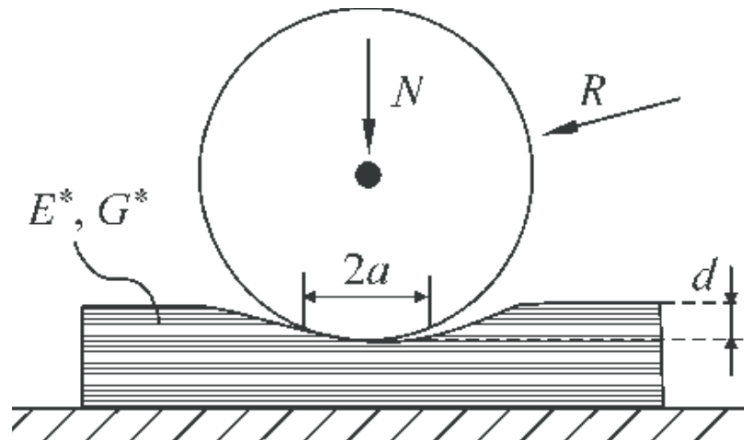


Figura 11: Contatto hertziano sfera – piano.

Fonte: ResearchGate.

Il raggio di contatto hertziano  $a$  è stato calcolato mediante la relazione:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_{sf} \cdot \frac{D_{sf}}{2}}{4 \cdot E^*}} \quad (2.65)$$

Dove:

- $F_{sf}$  rappresenta il carico agente sulla singola sfera derivato dai calcoli di ripartizione dei carichi sui cuscinetti e dalla teoria dei cuscinetti, secondo cui:

$$F_{sf} = Q_r \cdot 35\% \quad (2.66)$$

- $D_{sf}$  è il diametro della sfera di contatto;
- $E^*$  è il modulo elastico combinato delle superfici a contatto, definito come:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.67)$$

con  $E_1, \nu_1$  modulo di Young e il coefficiente di Poisson dell'acciaio della sfera ed  $E_2, \nu_2$  quelli del PLA. Per il coefficiente di Poisson del PLA è stato assunto un valore plausibile pari a  $\nu_2 = 0,35$ .

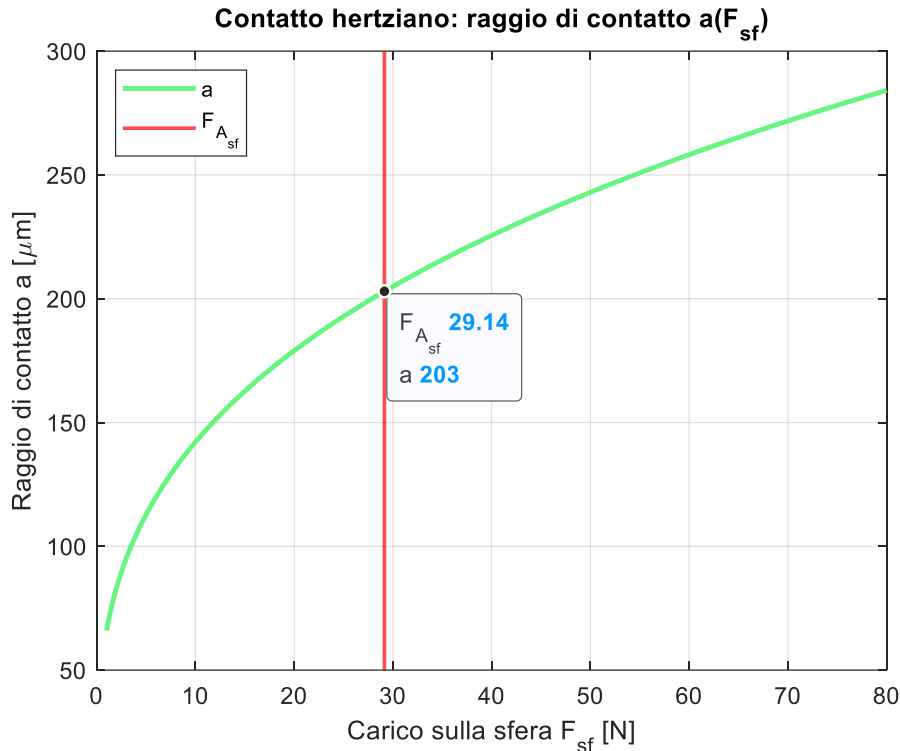


Figura 12: Andamento del raggio di contatto hertziano sfera – pista in funzione del carico agente sulla sfera.

Si noti in Figura 12 il raggio di contatto hertziano crescere con la legge  $F_{sf}^{1/3}$ , aumentando l'area di contatto ma senza evitare pressioni locali elevate, soprattutto in presenza di materiale polimerico.<sup>4</sup>

I parametri di calcolo del modulo elastico combinato, con i rispettivi risultati sono riportati in Tabella 37.

Tabella 37: Parametri di calcolo e risultati del modulo elastico combinato.

Parametro	Valore	Unita'
$E_1$	210	GPa
$\nu_1$	0,3	–
$E_2$	3,5	GPa
$\nu_2$	0,35	–
$E^*$	3,92	GPa

<sup>4</sup> I calcoli riportati in questo paragrafo si riferiscono esclusivamente al cuscinetto A, identificato come l'elemento maggiormente sollecitato del sistema al carico radiale (2.6.4).

Nella Tabella 38 sono riportati invece i dati e i risultati relativi al raggio di contatto  $a$ :

Tabella 38: Parametri e risultati relativi al raggio di contatto.

Parametro	Valore	Unita'
$Q_{Ar}$	83,25	N
$F_{Asf}$	29,14	N
$D_{sf}$	3,00	mm
$a$	203	$\mu\text{m}$

Il modulo elastico combinato  $E^*$  risulta fortemente influenzato dal materiale più deformabile, in questo caso il PLA, determinando valori significativamente inferiori rispetto al contatto acciaio – acciaio ( $E_{acc}^* = 115,39 \text{ GPa}$ ). Ciò comporta un'area di contatto relativamente più ampia, ma pressioni di contatto comunque elevate.

L'area di contatto effettiva è stata quindi calcolata come:

$$A = a^2 \pi \quad (2.68)$$

Ottenendo il risultato di:

$$A = 0,14 \text{ mm}^2$$

E la pressione media di contatto come:

$$p_m = \frac{F_{sf}}{A} \quad (2.69)$$

Nel caso in esame si ottiene:

$$p_m = 208,81 \text{ MPa}$$

#### 2.6.5.6.3 Pressione massima di contatto e valutazione strutturale delle piste

A partire dal raggio di contatto hertziano  $a$ , oltre alla pressione media di contatto  $p_m$ , è stata valutata anche la pressione massima di contatto  $p_{max}$ , che rappresenta la grandezza più significativa ai fini della verifica del materiale delle piste del cuscinetto.

Nel contatto hertziano sfera – piano, la distribuzione delle pressioni non è uniforme, ma segue un andamento parabolico, con valore massimo localizzato al centro dell'area di contatto. La pressione massima risulta pari a:

$$p_{max} = \frac{3F_{sf}}{2A} = \frac{3}{2} p_m \quad (2.70)$$

dove  $F_{sf}$  rappresenta il carico agente sulla singola sfera e  $A$  l'area di contatto hertziana.

Ottenendo il valore di:

$$p_{max} = 313,21 \text{ MPa}$$

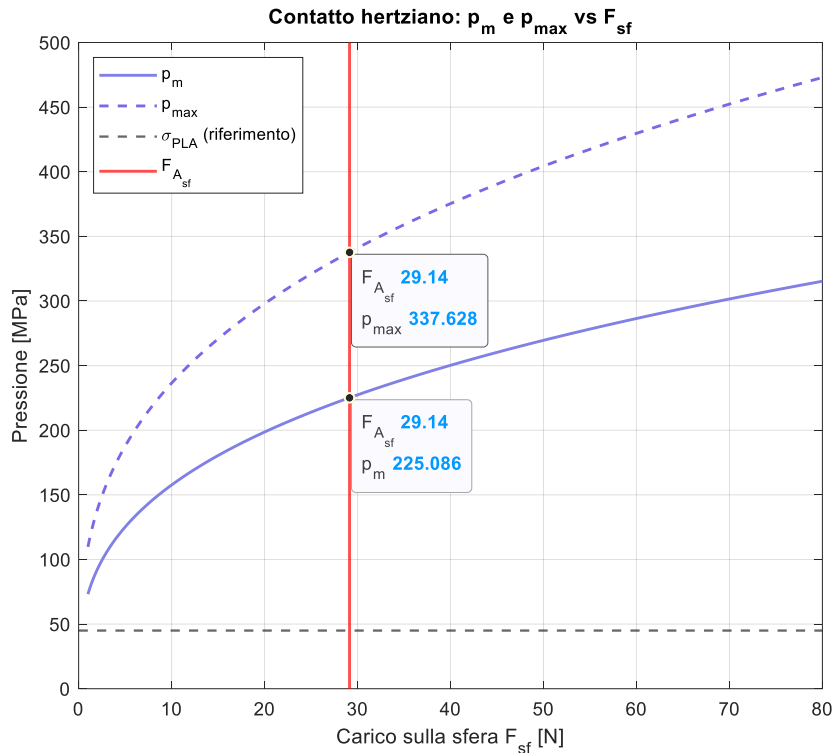


Figura 13: Contatto hertziano sfera–pista: Andamento della pressione media e della pressione massima in funzione della forza agente sulla sfera, con confronto rispetto alla tensione ammissibile del PLA.

La Figura 13 mostra che, al crescere del carico agente sulla singola sfera, le pressioni di contatto aumentano rapidamente, per i valori di carico del caso studio,  $p_{max}$  assume valori dell'ordine di alcune centinaia di  $MPa$ , risultando superiore ai limiti del materiale polimerico. Tale evidenza supporta l'impossibilità di garantire un funzionamento affidabile delle piste in PLA.

Il parametro  $p_{max}$  costituisce un criterio di verifica più cautelativo rispetto alla pressione media, in quanto il danneggiamento delle piste avviene localmente in corrispondenza del massimo della distribuzione di pressione. Questo aspetto risulta particolarmente critico nel caso di materiali polimerici come il PLA, caratterizzati da:

- bassa rigidità elastica;
- limitata resistenza a compressione;
- elevata sensibilità a deformazioni permanenti, fenomeni di creep e riscaldamento localizzato.

Il confronto tra la pressione massima di contatto e la resistenza meccanica del materiale evidenzia come, anche per carichi relativamente contenuti, le pressioni locali risultino comparabili o superiori ai limiti del PLA. Ciò comporta l'insorgere di deformazioni plastiche localizzate sulle piste, con conseguente alterazione della geometria di contatto e perdita della corretta distribuzione dei carichi tra le sfere.

L'analisi teorica basata sulla teoria del contatto di Hertz mostra pertanto che, per un cuscinetto stampato in PLA, la combinazione di pressioni massime elevate e ridotte proprietà meccaniche del materiale conduce inevitabilmente a:

- deformazioni permanenti delle piste;
- distribuzione non uniforme del carico sugli elementi volventi;
- incremento progressivo del gioco interno;
- disallineamento dell'albero;
- concentrazioni locali di tensione superiori alla resistenza del materiale.

L'analisi preliminare condotta mediante il modello di contatto hertziano fornisce quindi un solido fondamento teorico a supporto delle evidenze sperimentali e giustifica l'adozione di cuscinetti commerciali nelle successive fasi di sviluppo del progetto.

## 2.7 Orientamento di stampa

L'orientamento di stampa rappresenta uno degli aspetti più critici nella progettazione di componenti realizzati mediante stampa 3D. La scelta dell'orientamento non può essere guidata esclusivamente da considerazioni geometriche o dalla stabilità del pezzo sul piano di stampa, ma deve tenere conto della funzione del componente, dei carichi applicati e delle caratteristiche meccaniche del materiale.

I materiali ottenuti tramite stampa 3D presentano infatti un comportamento marcatamente anisotropo, dovuto alla deposizione stratificata del materiale. La resistenza meccanica lungo la direzione dei layer risulta generalmente superiore rispetto a quella nella direzione ortogonale, dove il legame interstrato è più debole. Di conseguenza, l'orientamento di stampa influisce direttamente sulla capacità del componente di sopportare carichi, sulla precisione geometrica delle superfici funzionali e sulla qualità superficiale finale.

Ulteriori fattori che hanno guidato la scelta dell'orientamento includono:

- la precisione dimensionale, influenzata dall'orientamento e dal diametro dell'ugello (tolleranza tipica di circa  $\pm 0,2 \text{ mm}$ );
- la presenza di superfici funzionali (sedi di cuscinetti, perni, fori), la cui accuratezza dipende fortemente dal verso di deposizione;
- i tempi di stampa e la necessità di supporti, che comportano un aumento dei tempi di lavorazione, del post-processing e dello spreco di materiale.

In funzione del ruolo del componente all'interno del sistema, sono stati individuati diversi criteri di orientamento, illustrati nei paragrafi seguenti.

### 2.7.1 Orientamento Geometrico

Nel caso di componenti privi di una funzione strutturale predominante, l'orientamento di stampa può essere scelto privilegiando la precisione geometrica delle sedi funzionali, quali fori filettati, alloggiamenti per viti o sedi per cuscinetti.

Nel componente analizzato le viti utilizzate sono del tipo a prigioniero. Tale accoppiamento non risulta sufficientemente critico da giustificare un orientamento perpendicolare del componente (Figura 14a).

Un orientamento di stampa volto a favorire la precisione dei fori destinati alla vite prigioniera, avrebbe comportato una penalizzazione significativa della qualità geometrica della sede del cuscinetto. In particolare, tale orientamento avrebbe aumentato la rugosità superficiale e le deviazioni dimensionali nella zona di accoppiamento del cuscinetto, compromettendone l'allineamento e la coassialità. Poiché la funzione primaria del componente è esattamente quella di garantire il corretto posizionamento e allineamento del cuscinetto rispetto all'uscita del differenziale, l'orientamento è stato scelto privilegiando tale sede rispetto ai fori per le viti, la cui funzione risulta secondaria (Figura 14b).

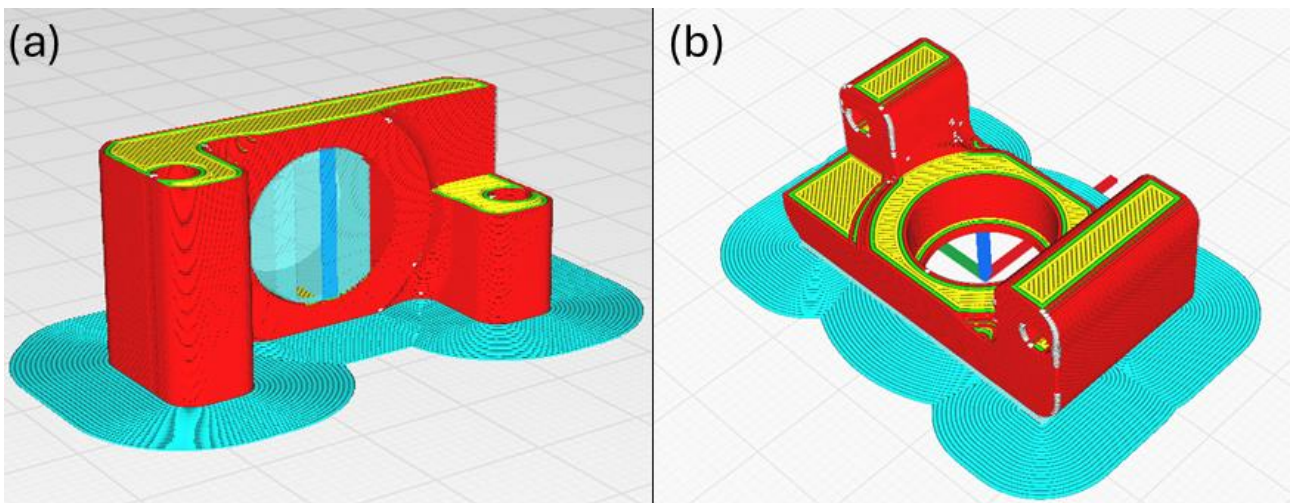


Figura 14: a) Evidenza della sede del cuscinetto e dei fori per viti prigioniera; b) Orientamento di stampa adottato per privilegiare la sede della vite prigioniera.

### 2.7.2 Orientamento funzionale

In alcuni casi, la geometria del componente può suggerire un orientamento apparentemente favorevole, che tuttavia risulta inadeguato dal punto di vista funzionale.

Si consideri, ad esempio, il componente dello sterzo della ruota, costituito da un corpo doppio Figura 15. Osservando il pezzo, si potrebbe essere indotti a privilegiare un orientamento che favorisca l'inserimento del cuscinetto. Tuttavia, l'elemento funzionalmente più critico è rappresentato dal perno del corpo rotante (evidenziato in figura).

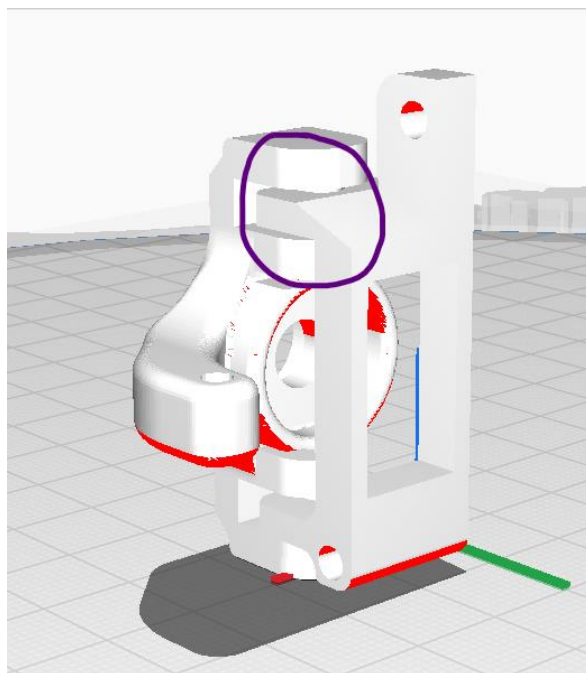


Figura 15: Geometria del componente dello sterzo e identificazione del perno funzionale.

Con un orientamento sfavorevole, tale perno risulterebbe formato da layer sovrapposti lungo la direzione di rotazione, come evidenziato in Figura 16, impedendone il movimento. Inoltre, in questa configurazione, il carico e il moto relativo agirebbero prevalentemente lungo la direzione di adesione tra i layer, aumentando il rischio di delaminazione e compromettendo la funzionalità del componente.

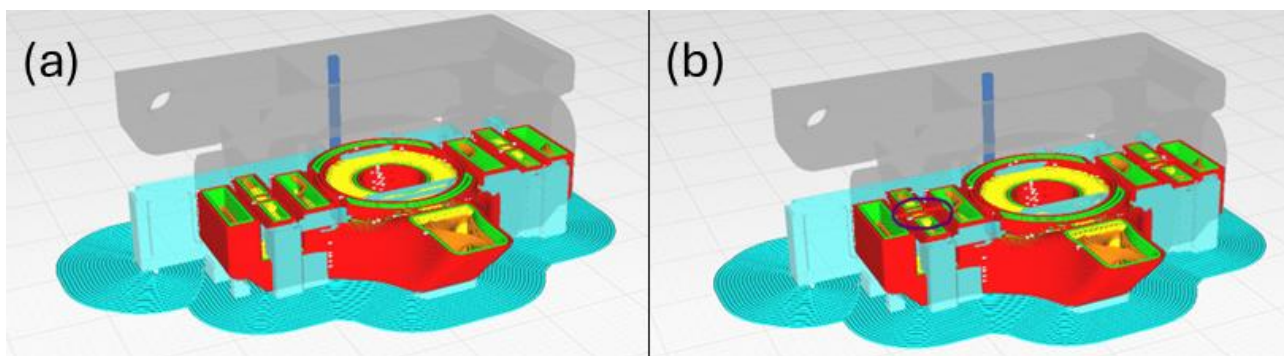


Figura 16: a) Deposizione dei layer in orientamento sfavorevole – layer 43; b) Deposizione dei layer in orientamento sfavorevole – layer 44: interferenza con la rotazione del perno.

Per questo motivo, è stato scelto un orientamento di stampa che privilegia la continuità del materiale lungo la direzione di rotazione del perno (Figura 17), riducendo il rischio di cedimenti interstrato e garantendo una maggiore affidabilità funzionale. Sebbene ciò comporti una leggera variazione rispetto alla tolleranza nominale della sede del cuscinetto, tale variazione risulta gestibile mediante un opportuno ricalcolo delle tolleranze di accoppiamento.

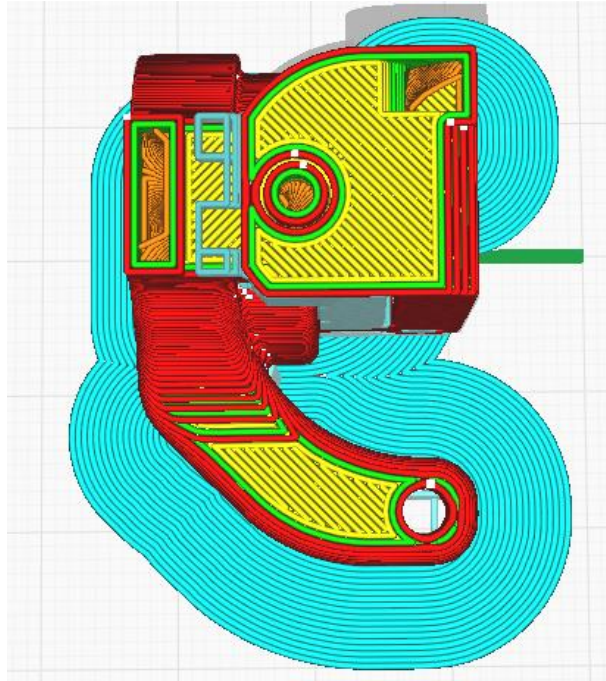


Figura 17: Orientamento di stampa corretto: continuità del materiale lungo la direzione di rotazione del perno.

### 2.7.3 Orientamento per carico meccanico

Quando un componente è destinato a sopportare carichi meccanici significativi, l'orientamento di stampa deve essere scelto in modo da massimizzare la resistenza lungo la direzione delle sollecitazioni principali.

Nel caso del corpo di sostegno della trasmissione (Figura 18a) la funzione primaria del componente è quella di sostenere carichi meccanici trasmessi dalla trasmissione stessa. Pertanto, è stato adottato un orientamento parallelo al piano, che consente di disporre i layer in modo favorevole rispetto alle sollecitazioni principali.

Un orientamento perpendicolare (Figura 18b) privilegiando i cuscinetti, avrebbe comportato:

- un elevato utilizzo di supporti;
- un peggioramento della qualità delle superfici funzionali;
- un aumento dei tempi di stampa e post-processing.

senza offrire reali vantaggi in termini di resistenza strutturale.

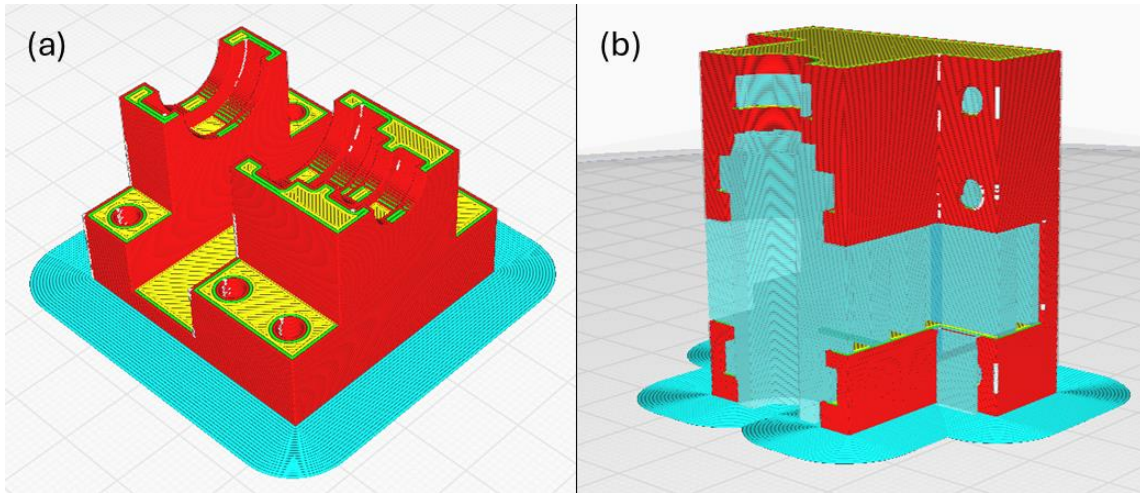


Figura 18: a) Orientamento alternativo non adottato: aumento dei supporti e disposizione sfavorevole dei layer; b) Geometria e Orientamento di stampa adottato per il componente di sostegno della trasmissione.

## 2.7.4 Orientamento Volumetrico

In alcuni casi, l'orientamento di stampa è fortemente vincolato dalle dimensioni complessive del pezzo rispetto al volume utile della stampante. Quando i componenti presentano ingombri prossimi ai limiti dimensionali della macchina, la priorità diventa garantire la stampabilità del pezzo e minimizzare lo spreco di materiale. Per componenti a prevalente funzione estetica, come la carena del veicolo (Figura 19a), l'orientamento è stato scelto principalmente per ridurre il numero di supporti e il consumo di materiale, non essendo richieste particolari prestazioni strutturali. Al contrario, per il fondo del veicolo, che deve sostenere carichi e limitare le deformazioni flessionali, è stato necessario adottare un orientamento leggermente inclinato (Figura 19b).

Un orientamento completamente verticale avrebbe infatti aumentato il rischio di delaminazione sotto carico, a causa delle sollecitazioni perpendicolari ai layer.

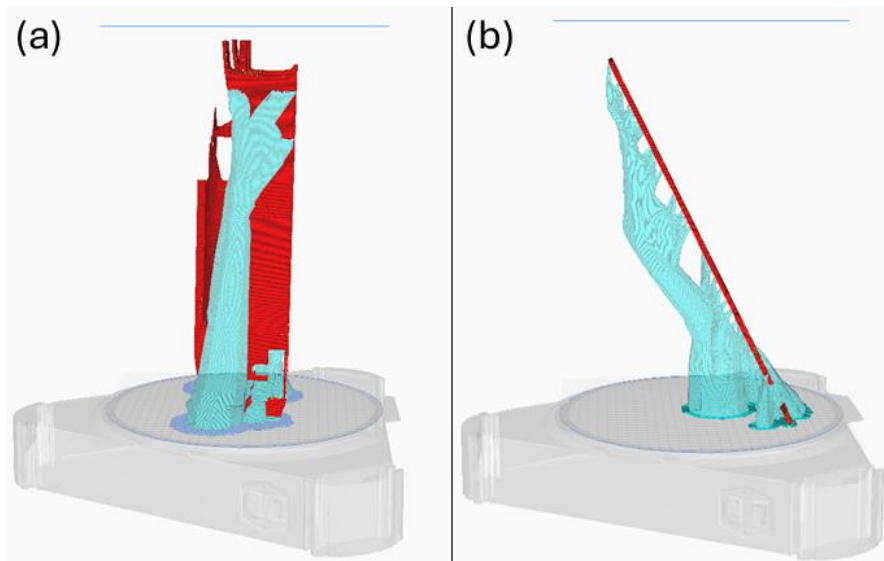


Figura 19: a) Orientamento di stampa della carena: configurazione ottimizzata per riduzione dei supporti; b) Orientamento di stampa del fondo del veicolo: inclinazione per ridurre il rischio di delaminazione.

## 2.8 Elettronica

Il sistema elettronico costituisce l'interfaccia tra l'utente e il veicolo e svolge un ruolo fondamentale nel garantire un controllo affidabile, reattivo e ripetibile delle funzioni di trazione e sterzo. Nel corso dello sviluppo del progetto sono state valutate e testate diverse architetture di controllo e comunicazione, con l'obiettivo di individuare il miglior compromesso tra latenza, affidabilità del collegamento, robustezza alle interferenze e complessità del sistema.

L'evoluzione delle soluzioni rappresenta un percorso sperimentale progressivo, finalizzato a valutare limiti e vantaggi di ciascuna configurazione rispetto ai requisiti funzionali del veicolo.

### 2.8.1 Evoluzione dell'architettura di controllo e comunicazione

Nella fase iniziale del progetto sono state analizzate diverse soluzioni hardware per la gestione del controllo e della comunicazione remota del veicolo. I criteri principali adottati nella scelta della piattaforma sono stati:

- affidabilità della comunicazione;
- latenza complessiva del sistema;
- semplicità di integrazione hardware e software;
- disponibilità di risorse di calcolo e periferiche;
- robustezza alle interferenze elettromagnetiche.

#### 2.8.1.1 *Arduino + modulo nRF24L01+*

In una prima fase del progetto sono state utilizzate due schede Arduino Uno Rev3, abbinate a moduli radio nRF24L01+ per la comunicazione wireless tra il dispositivo di controllo e il veicolo.

Il modulo nRF24L01+ è caratterizzato da consumo energetico contenuto, buona portata operativa e semplicità di integrazione in applicazioni embedded.

Tuttavia, durante le prove sperimentali sono emerse alcune criticità significative che ne hanno limitato l'idoneità per un controllo affidabile del veicolo. In particolare, si ha l'elevata sensibilità ai disturbi elettromagnetici provenienti da dispositivi elettronici presenti nelle vicinanze, l'instabilità nella ricezione dei pacchetti dati e un aumento della latenza percepita e perdita di precisione nel comando.

Nel complesso, tali problematiche hanno reso questa soluzione poco adatta a garantire un controllo continuo e ripetibile del veicolo, soprattutto in condizioni operative non ideali.

### 2.8.1.2 Doppio ESP32 + ESP-NOW

Per superare le limitazioni riscontrate con la soluzione precedente, entrambe le schede Arduino sono state sostituite con due ESP32 NodeMCU, sfruttando il protocollo di comunicazione ESP-NOW.

ESP-NOW è un protocollo proprietario sviluppato da *Espressif*, basato sullo *stack Wi-Fi*, che consente una comunicazione diretta *peer-to-peer* tra dispositivi *ESP32* senza la necessità di una rete Wi-Fi tradizionale o di un access point.

I principali vantaggi di questa soluzione sono risultati:

- latenza molto ridotta, compatibile con applicazioni di controllo in tempo reale;
- maggiore robustezza rispetto alle interferenze radio;
- flusso dati superiore rispetto alla soluzione basata su nRF24L01+;
- utilizzo dell'indirizzo MAC univoco di ciascun dispositivo per il riconoscimento automatico dei nodi.

Dal punto di vista prestazionale, questa configurazione si è dimostrata efficace e coerente con i requisiti del progetto, consentendo un controllo più stabile e reattivo del veicolo rispetto alla soluzione basata su Arduino.

### 2.8.1.3 Soluzione finale: PC + volante USB + ESP32 via Wi-Fi

Nella fase finale del progetto è stata adottata una soluzione differente, basata su un singolo ESP32 NodeMCU montato a bordo del veicolo e su un volante USB di vecchia generazione, inutilizzato, collegato a un computer esterno.

È importante sottolineare che questa scelta non è stata dettata da una necessità di riduzione ulteriore della latenza rispetto alla configurazione con doppio ESP32, bensì da considerazioni di tipo costruttivo, architettonico e sperimentale.

In particolare, i principali vantaggi di questa soluzione sono:

- semplificazione dell'architettura hardware, eliminando un nodo radio e riducendo il numero complessivo di componenti;
- maggiore affidabilità complessiva del sistema, grazie all'eliminazione della comunicazione wireless per l'acquisizione dei comandi di guida;
- riutilizzo di un componente esistente (volante USB), in linea con un approccio sperimentale e sostenibile;
- interfaccia di controllo più ergonomica e intuitiva rispetto a soluzioni basate su potenziometri o joystick;

- maggiore precisione e risoluzione nei comandi di sterzo e accelerazione, grazie ai sensori interni del volante.

L'uso di un volante USB fornisce un input ad alta risoluzione e ripetibilità, utile per confronti sperimentali tra diverse configurazioni meccaniche e per ridurre la variabilità introdotta dall'operatore.

Il volante è stato gestito mediante uno script sviluppato in Python, incaricato di acquisire i segnali di sterzo e accelerazione e di trasmetterli all'ESP32 tramite una connessione Wi-Fi. L'ESP32 provvede quindi all'elaborazione dei comandi e al controllo diretto degli attuatori del veicolo.

Questa architettura ha consentito di ottenere un sistema di controllo stabile, reattivo e facilmente modificabile, risultando particolarmente adatta alle finalità sperimentali del progetto.

#### *2.8.1.4 Confronto tra architetture*

La configurazione finale basata su volante USB, ESP32 e comunicazione Wi-Fi rappresenta un compromesso ottimale tra prestazioni, semplicità architetture e affidabilità operativa. Pur non offrendo un vantaggio diretto in termini di latenza rispetto alla soluzione con doppio ESP32 e protocollo ESP-NOW, essa consente una significativa semplificazione del sistema, riducendo il numero di nodi radio e aumentando la robustezza complessiva del controllo.

La scelta risulta coerente con gli obiettivi del progetto, che privilegiano un approccio sperimentale, modulare e facilmente riproducibile, nonché una piattaforma di controllo intuitiva e ad alta risoluzione per l'operatore. Si riassumono in Tabella 39 le architetture descritte in precedenza.

Tabella 39: Confronto tra le architetture di controllo e comunicazioni testate.

<b>Parametro</b>	<b>Arduino + nRF24L01 +</b>	<b>Doppio ESP32 + ESP – NOW</b>	<b>ESP32 + Wi – Fi + Volante USB</b>
Tecnologia di Comunicazione	Radio 2.4 GHz proprietaria	Wi – Fi (ESP – NOW, peer – to – peer)	Wi – Fi standard (TCP /UDP su rete locale)
Numero di nodi	2 microcontrollori	2 microcontrollor	1 microcontrollore + PC
Latenza	Media – alta, variabile	Molto bassa	Bassa – media
Stabilità del segnale	Sensibile a disturbi RF	Elevata	Elevata in rete locale
Affidabilità dei pacchetti	Media (perdite occasio	Alta	Molto alta
Portata	Elevata (teorica)	Media – alta	Limitata alla rete Wi – Fi
Banda dati disponibile	Limitata	Elevata	Molto elevata
Gestione indirizzamento	Manuale	MAC address univ	IP locale
Complessità hardware	Media	Media – alta	Bassa
Complessità software	Media	Alta	Media
Scalabilità (telemetria)	Limitata	Buona	Ottima
Interfaccia di controllo	Potenziometri	Potenziometri / input digitali	Volante USB (alta risoluz
Sensibilità a interferenze	Alta	Bassa	Bassa
Adattabilità a test sperim	Limitata	Buona	Molto buona

## 2.8.2 Piattaforma di controllo: ESP32 NodeMCU [19]

La scheda ESP32 rappresenta il cuore del sistema elettronico adottato nel presente progetto. La si descrive sinteticamente per comprendere le scelte progettuali effettuate nei capitoli successivi. Nel seguito si fa riferimento alla scheda ESP32 NodeMCU, riportata in Figura 20.

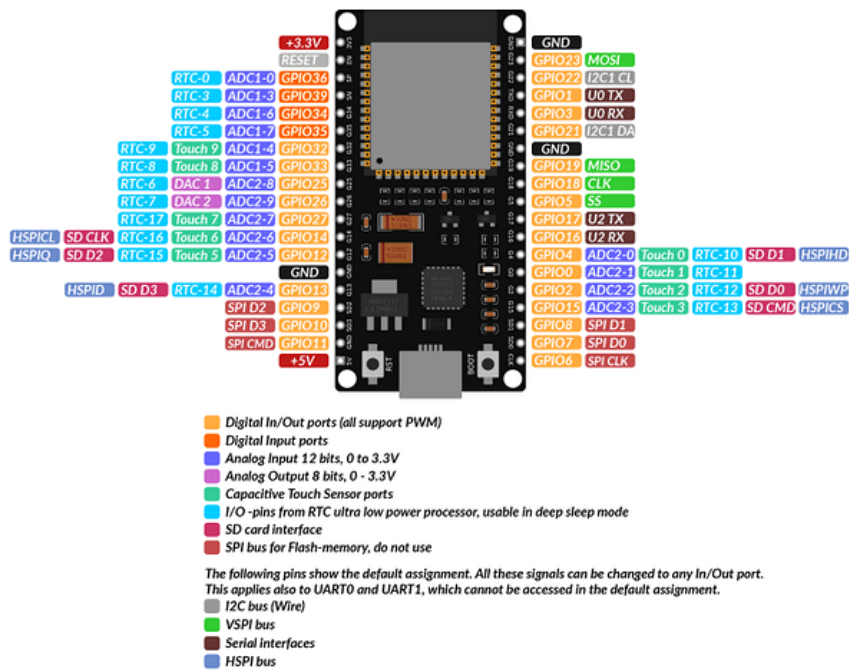


Figura 20: ESP32 NodeMCU – pinout.

Fonte: *community-assets.home-assistant*.

La scheda è alimentata tramite una linea a +5 V, generalmente fornita dalla porta USB. Questa tensione viene regolata internamente e utilizzata per l'alimentazione della logica a +3,3 V, compatibile con l'architettura del microcontrollore e con le periferiche utilizzate.

I pin di ingresso/uscita digitali consentono la gestione diretta di segnali logici e di controllo; essi non dispongono, in configurazione standard, di resistenze di pull-up o pull-down esterne, rendendo necessario l'impiego di resistenze interne o esterne per garantire uno stato logico definito. L'ESP32 ha a disposizione ingressi ADC utilizzati per acquisizioni analogiche (es. misura tensione batteria tramite partitore). La scheda integra, inoltre, interfacce di comunicazione standard, tra cui I<sup>2</sup>C e SPI, utilizzate per il collegamento di sensori, display e dispositivi di controllo. In particolare:

- il protocollo I<sup>2</sup>C consente la connessione di più dispositivi condividendo le stesse linee SDA e SCL;
- il protocollo SPI offre una maggiore velocità di trasmissione, a fronte di un numero superiore di linee dedicate.

Si riporta nella Tabella 40 un riepilogo del datasheet della scheda ESP32 riassumendo le caratteristiche e i protocolli più importanti, mentre in Tabella 41 si riportano gli assorbimenti di corrente che verranno riutilizzati nei prossimi capitoli.

Tabella 40: Caratteristiche principali della scheda ESP32 NodeMCU.

Parametro	Valore
Tensione di alimentazione (USB)	5V
Tensione di ingresso/uscita	3.3V
Corrente tipica consigliata per alimentazione stabile (Wi – Fi attivo + periferiche)	≈ 500mA
SoC	ESP32 – WROOM 32
Gamma di frequenza di clock	80MHz / 240MHz
RAM	512kB
Memoria flash esterna	4MB
Pin di I/O	34
Interfacce	SPI, I2C, I2S, CAN, UART
Protocolli Wi – Fi	802.11 b/g /n (802.11n fino a 150 Mbps)
Frequenza Wi – Fi	2,4 GHz – 2,5 GHz
Bluetooth	V4.2 BLE e Bluetooth classico
Antenna wireless	PCB
Dimensioni	56x28x13 mm
Operating Temperature	–40 to + 125°C
Interfacce di comunicazione	SPI, I2C, I2S, CAN, UART

Fonte: AZ-Delivery scheda ESP32 NodeMCU WLAN WiFi

Tabella 41: Assorbimenti di corrente dei protocolli radio ESP32.

Modalita' di Lavoro	Min	Typ	Max	Unit
Transmit 802.11b, DSSS 1 Mbps, POUT = +19.5 dBm	–	240	–	mA
Transmit 802.11g, OFDM 54 Mbps, POUT = +16 dBm	–	190	–	mA
Transmit 802.11n, OFDM MCS7, POUT = +14 dBm	–	180	–	mA
Receive 802.11b/g/n	–	95/100	–	mA
Transmit BT/BLE, POUT = 0 dBm	–	130	–	mA
Receive BT/BLE	–	95/100	–	mA
Wi – Fi Radio	Min	Typ	Max	Unit
Operating frequency range	2412	–	2484	MHz

Fonte: AZ-Delivery scheda ESP32 NodeMCU WLAN WiFi

### 2.8.3 Interfacciamento digitale: pull-up/pull-down

Per l'utilizzo di pulsanti, interruttori e ingressi digitali, il microcontrollore interpreta lo stato del segnale leggendo due livelli logici.

LOW (0) e HIGH (1), corrispondenti rispettivamente a una tensione prossima a 0 V e a una tensione prossima alla tensione di alimentazione logica.

Tuttavia, quando un ingresso digitale non è collegato né a massa (GND) né a tensione di riferimento (VCC), esso si trova in una condizione detta floating. In tale stato, il valore letto dal microcontrollore non è definito, poiché il pin può assumere tensioni casuali dovute ad interferenze elettromagnetiche, accoppiamenti capacitivi e cariche elettrostatiche.

Per evitare letture errate e garantire uno stato logico ben definito, si impiega un circuito di polarizzazione dell'ingresso mediante resistenze di pull-up o pull-down.

#### 2.8.3.1 Resistenza di pull-up

Nel circuito di pull-up, il pin di ingresso è collegato alla tensione di alimentazione VCC tramite una resistenza.

- Stato di riposo (pulsante non premuto):  
Il pin è collegato a VCC attraverso la resistenza → il microcontrollore legge HIGH;
- Stato attivo (pulsante premuto):  
Il pin viene collegato direttamente a GND → la tensione sul pin diventa 0 V → il microcontrollore legge LOW.

Poiché l'impedenza di ingresso del microcontrollore è molto elevata, la corrente che attraversa la resistenza di pull-up è trascurabile, e la caduta di tensione sulla resistenza risulta minima.

#### 2.8.3.2 Resistenza di pull-down

Nel circuito di pull-down, il pin di ingresso è collegato a massa (GND) tramite una resistenza.

- Stato di riposo (pulsante non premuto):  
Il pin è collegato a GND attraverso la resistenza → il microcontrollore legge LOW;
- Stato attivo (pulsante premuto):  
Il pin viene collegato direttamente a VCC → la tensione sul pin sale al livello logico HIGH.

Anche in questo caso, l'elevata impedenza di ingresso del microcontrollore limita la corrente circolante, garantendo un funzionamento sicuro e affidabile del circuito.

#### 2.8.3.3 Valori tipici delle resistenze

Un valore comunemente utilizzato per le resistenze di pull-up o pull-down esterne è  $4,7\text{ k}\Omega$ .

Tale valore rappresenta un buon compromesso tra:

- immunità al rumore;
- limitazione della corrente assorbita;
- tempi di risposta adeguati a segnali digitali.

#### 2.8.3.4 Utilizzo delle resistenze interne dell'ESP32

I segnali di comando e di telemetria si possono però collegare ai pin dell'ESP32 configurabili come input/output digitali. L'ESP32 integra internamente resistenze di pull-up e pull-down attivabili via software, con valori tipici dell'ordine di  $40\text{ k}\Omega - 50\text{ k}\Omega$ , quindi sensibilmente maggiori rispetto alle resistenze esterne comunemente utilizzate.

Data la natura dei segnali (bassa frequenza e assenza di carichi significativi), l'impiego delle resistenze interne risulta, ove possibile, vantaggioso, poiché:

- riduce il numero di componenti esterni;
- semplifica il cablaggio;
- aumenta l'affidabilità complessiva del sistema.

Le resistenze interne vengono abilitate direttamente via software, consentendo di ottenere un comportamento deterministico degli ingressi digitali impiegati nel sistema di controllo e di telemetria, senza introdurre complessità hardware aggiuntiva.

## 2.8.4 Batterie e requisiti di alimentazione

### 2.8.4.1 *Li-ion 18650*

Le batterie agli ioni di litio rappresentano una soluzione di accumulo energetico particolarmente diffusa in applicazioni mobili e veicoli elettrici di piccola scala, grazie all'elevata densità energetica, al peso contenuto e alla buona affidabilità nel tempo.

L'impiego di batterie agli ioni di litio risulta particolarmente vantaggioso in quanto consente di soddisfare i seguenti requisiti progettuali:

- elevata densità energetica, utile a contenere la massa complessiva del veicolo;
- tensione nominale di cella relativamente elevata ( $\approx 3,7 V$ ), che riduce il numero di celle necessarie;
- capacità di fornire correnti di scarica compatibili con i picchi richiesti dal sistema di trazione;
- buona stabilità e durata ciclica.

Si riporta un estratto delle caratteristiche principali della batteria a ioni di litio nel formato 18650 in Tabella 42 [20].

Tabella 42: Caratteristiche principali della cella a ioni di litio formato 18650.

<b>Categoria</b>	<b>Parametro</b>	<b>Valore</b>	<b>Unita'</b>
Energia	Capacità nominale	2.600	mAh
	Energia nominale	9.62	Wh
	Tensione nominale	3.7	V
Tensione	Tensione a piena carica	4.2	V
	Tensione di scarica minima	2.75	V
Corrente di carica	Standard	1.3	A
	Fast charge	2.6	A
Tempo di carica	Standard	180	min
	Fast charge	90	min
Scarica continua	Corrente massima	15	A
Resistenza interna	AC (1 kHz)	≤ 25	mΩ
	In carica	0 → 45	°C
Temperatura operativa	In scarica	-20 → 60	°C
	Volumetrica	566	Wh/L
Densita' energetica	Gravimetrica	208	Wh/kg

Fonte: hdapower

La densità energetica delle batterie agli ioni di litio è tipicamente compresa tra 150 *Wh/kg* e 220 *Wh/kg*. Nel caso specifico delle celle utilizzate nel presente progetto il valore nominale è pari a 208 *Wh/kg*. A titolo di confronto, le batterie alcaline tradizionali presentano una densità energetica di circa 100 *Wh/kg*, risultando quindi nettamente meno performanti a parità di massa.

Le celle impiegate nel sistema sono di tipo INR18650-26ME. La sigla identifica le principali caratteristiche costruttive della batteria:

- I: cella agli ioni di litio (Li-ion);
- N: catodo a base di nichel;
- R: cella ricaricabile;
- 18: diametro nominale pari a 18 mm;
- 65: lunghezza nominale pari a 65 mm;

- 0: forma cilindrica;
- 26: indica la capacità nominale della cella in centinaia di *mAh*.
- M: indica la variante del modello specifica del produttore.
- E: indica una versione migliorata (*Efficiency*)

La denominazione 18650 rappresenta uno standard industriale ampiamente diffuso, che garantisce disponibilità commerciale, ripetibilità delle prestazioni e compatibilità con numerosi sistemi di gestione della batteria (BMS).

Dal punto di vista costruttivo, una cella agli ioni di litio è costituita da:

- un catodo, realizzato in ossidi metallici a base di litio-nichel-manganese-cobalto (NMC), scelti per il buon compromesso tra capacità, stabilità termica e durata;
- un anodo, generalmente in grafite, che ospita gli ioni di litio durante la fase di carica;
- un elettrolita, liquido o polimerico, che consente il trasporto ionico tra anodo e catodo mantenendo l'isolamento elettrico.

Durante il funzionamento, il flusso di elettroni nel circuito esterno e la migrazione degli ioni di litio attraverso l'elettrolita permettono la conversione reversibile dell'energia chimica in energia elettrica.

#### 2.8.4.2 Scelta della batteria in base all'ESC

Il corretto funzionamento del sistema è garantito da un accoppiamento coerente tra motore, ESC e batteria, al fine di evitare condizioni di sovratensione o sovracorrente potenzialmente dannose per i componenti elettronici.

Il costruttore dell'ESC specifica un intervallo di tensione di alimentazione compreso tra 1S e 4S Li-ion/Li-Po, corrispondente a un range nominale di circa 3,7 – 14,8 V<sup>5</sup>. La batteria deve pertanto essere selezionata in modo da rientrare in tale intervallo.

Oltre alla tensione nominale, risulta fondamentale verificare la capacità della batteria di fornire la corrente richiesta dal sistema. In particolare, durante fasi transitorie quali avviamenti bruschi o rapide variazioni di carico, l'ESC può assorbire correnti elevate. La batteria deve quindi essere dimensionata anche in termini di corrente di scarica continua.

##### 2.8.4.2.1 Parametri caratteristici di una batteria (Li-Po / Li-ion)

Per batterie RC Li-Po il costruttore fornisce spesso il *C-rating*, per celle Li-ion cilindriche è più comune la corrente continua massima ( $I_{max}$ ).

---

<sup>5</sup> Si precisa che la tensione nominale di una cella Li-ion/Li-Po è pari a 3,7 V. Tuttavia, a piena carica la tensione ai terminali può raggiungere 4,2 V. Tutte le verifiche di compatibilità elettrica sono state effettuate considerando la tensione nominale di carica.

Si utilizzano i seguenti parametri principali:

- numero di celle in serie ( $S$ ), che determina la tensione nominale complessiva:

$$V_{batt} = 3,7 \cdot S \quad (2.71)$$

- capacità nominale  $C_{batt}$ , espressa in  $mAh$ , che fornisce una stima dell'autonomia del sistema;
- C-rating di scarica, parametro adimensionale che indica la massima corrente erogabile in modo continuo:

$$I_{max} = C_{batt} \cdot C_{scarica} \quad (2.72)$$

#### 2.8.4.2.2 Verifica di compatibilità batteria – ESC

Affinché il sistema operi in condizioni di sicurezza, deve essere verificata la seguente condizione:

$$I_{ESCmax} < C_{batt} \cdot C_{scarica}$$

Nel caso in esame, i dati di progetto sono riportati in Tabella 43 [13, 21].

Tabella 43: ESC, Batteria Li-Po – Datasheet.

Parametro	Valore	Unita'
$I_{ESCmax}$	120	A
Capacità <sub>batt</sub>	2200	mAh
Corrente <sub>scarica</sub>	50	C
S	2	–

Fonte: Datasheet SPYMINNPOO (ESC) e OVONIC (Li-Po).

La corrente massima teoricamente erogabile dalla batteria risulta:

$$I_{max} = 110 A$$

Tale valore risulta comparabile con la corrente massima dell'ESC ed è ritenuto compatibile con un utilizzo dinamico e non continuativo a pieno carico, tipico dell'applicazione in esame.

#### 2.8.5 Architettura di alimentazione del sistema

Il sistema elettronico è stato suddiviso in due circuiti di alimentazione distinti, al fine di separare il sistema di potenza da quello di controllo e ridurre interferenze elettromagnetiche e cadute di tensione.

Il primo circuito è dedicato esclusivamente alla trazione ed è alimentato dalla batteria di potenza, che fornisce energia direttamente all'ESC del motore brushless.

Il secondo circuito è dedicato alla logica di controllo ed è alimentato da una batteria Li-ion 18650, che fornisce energia direttamente alla scheda ESP32. La distribuzione delle tensioni di alimentazione verso i sensori e gli attuatori avviene a partire dall'ESP32, che mette a

disposizione sia una linea a 3,3 V sia una linea a 5 V, in funzione dei requisiti dei dispositivi collegati.

### 2.8.5.1 Struttura del circuito di bassa potenza

L'architettura del circuito elettronico di controllo è così organizzata:

- alimentazione secondaria mediante batteria Li-ion 18650;
- alimentazione dell'ESP32 tramite pin USB dalla batteria Li-ion;
- alimentazione del servomotore a 5 V tramite la scheda ESP32;
- alimentazione dei sensori di misurazione prelevata dall'alimentazione 3,3 V della scheda ESP32.
- utilizzo di un convertitore logico bidirezionale (*Logic level converter bi-directional*) per l'adattamento dei livelli logici da 5 V a 3,3 V compatibili con l'ESP32;

La separazione tra alimentazione di potenza (trazione) e alimentazione di controllo riduce disturbi condotti e cadute di tensione dovute alle correnti impulsive dell'ESC, mitigando reset del microcontrollore e comportamenti non deterministici degli attuatori.

Di seguito è rappresentato un estratto dei parametri del costruttore per il servo da 25 Kg (Tabella 44) [22] e per il Logic level converter bi-directional (Tabella 45) [23].

Tabella 44: Servo 25 Kg – Datasheet.

Parametro	Valore	Unita'
Tensione di Funzionamento	4,8 ÷ 8,4	V
Corrente di funzionamento	260	mA
Corrente di Stallo a 4,8 V	2600	mA

Fonte: Datasheet Miuzel.

Tabella 45: Logic level converter bi-directional – Datasheet.

Parametro	Valore	Unita'
$V_{in}$	5	V
$V_{out}$	3,3	V
I	≈ 3,3	mA

Fonte: Circuit Scheme sparkfun.

### 2.8.5.2 Dimensionamento del circuito di controllo e autonomia

I principali assorbimenti del circuito di controllo sono riportati in Tabella 46.

Tabella 46: Assorbimenti elettrici dei componenti del circuito.

Componente	Corrente tipica
ESP32 (inclusa trasmissione Wi – Fi)	≈ 500 mA
Servo 25 kg (carico medio)	≈ 260 mA
Level shifter	≈ 3,3 mA
$I_{tot}$	≈ 750 ÷ 800 mA

Assumendo una corrente media complessiva cautelativa pari a:

$$I_{tot} \approx 800 \text{ mA}$$

l'autonomia teorica del sistema di controllo risulta:

$$t = \frac{C_{batt}}{I_{tot}} \approx 2,75 \text{ h}$$

(2.73)

in condizioni reali devono essere considerati:

- perdite del convertitore DC-DC;
- picchi di corrente del servomotore;
- consumo variabile del modulo Wi-Fi dell'ESP32.

Applicando un coefficiente di utilizzo realistico dell'85% - 90% l'autonomia effettiva risulta tra 2,2 h e 2,5 h.

### 2.8.5.3 Considerazioni progettuali sull'alimentazione

Sarebbe possibile adottare una batteria con capacità maggiore e/o C-rating più elevato. Tale scelta, però, comporterebbe diversi svantaggi:

- aumento significativo della massa complessiva del sistema;
- necessità di un controllo attivo della corrente, al fine di evitare il superamento della corrente massima ammessa dall'ESC;
- dissipazione dell'energia in eccesso sotto forma di calore, con conseguente incremento della temperatura del sistema elettronico;
- aumento del rischio di degrado termico o danneggiamento della batteria.

Per tali motivi, la batteria selezionata rappresenta un compromesso ottimale tra prestazioni dinamiche, sicurezza, peso e semplicità costruttiva, risultando adeguata alle specifiche dell'ESC e alle esigenze del progetto.

### 2.8.6 Architettura di comunicazione e telemetria

L'ESP32 è stato configurato in modalità Access Point Wi-Fi, generando autonomamente una rete locale dedicata e assegnando un indirizzo IP al sistema. Su tale rete è stato implementato un server locale, utilizzato per svolgere le seguenti funzioni principali:

- ricezione dei comandi di controllo provenienti dal computer;
- trasmissione in tempo reale dei dati di telemetria, quali:
  - stato del sistema;
  - segnali di comando;
  - parametri diagnostici e grandezze elettriche misurate.

Questa architettura ha consentito di separare logicamente due livelli distinti del sistema:

- livello di controllo, gestito da un computer esterno tramite script Python;
- livello di attuazione e acquisizione dati, demandato all'ESP32, che opera in modo autonomo sul veicolo.

La soluzione adottata si è dimostrata particolarmente flessibile e modulare, consentendo future estensioni del sistema, come l'integrazione di sensori aggiuntivi, l'implementazione di funzioni di data-logging o il controllo remoto avanzato.

#### 2.8.6.1 Circuito di acquisizione dati

Il circuito di telemetria è stato progettato per acquisire tutte le grandezze necessarie alla validazione dei modelli teorici e alla compilazione delle tabelle di risultati presentate nei paragrafi successivi.

In particolare, il sistema comprende:

- Sensori di velocità (*LM393*)

Sono presenti due sensori a infrarossi, utilizzati per il rilevamento della velocità di rotazione della macchinina. La misura avviene tramite un disco forato solidale all'albero, che interrompe periodicamente il fascio IR permettendo di ricavare il numero di giri al minuto.

- Sensore di corrente (*INA219*)

Il sensore INA219 è impiegato per la misura della corrente assorbita dal sistema. Tuttavia, il dispositivo presenta un limite intrinseco di corrente misurabile (tipicamente dell'ordine di alcuni ampere), insufficiente per le correnti in gioco nel sistema di trazione. Per questo motivo, l'INA219 è stato utilizzato in combinazione con uno shunt esterno da 50 A, collegato in serie al carico. Per consentire questa configurazione è stata rimossa la resistenza di shunt interna del modulo INA219 (di valore nominale pari a  $0,1 \Omega$ ), in questo modo la caduta di tensione misurata dal sensore è generata esclusivamente dallo shunt esterno, evitando saturazioni e riducendo le perdite interne.

- Misura della tensione di batteria

La tensione della batteria principale, variabile tra  $6,4 V \div 8,4 V$ , è stata portata a un ingresso analogico mediante un partitore resistivo. Le due resistenze inserite consentono:

- il passaggio di una corrente minima e sicura;
- la riduzione della tensione entro i limiti ammissibili dai pin analogici dell'ESP32.



## 2.9 Alimentazione Solare [24 - 27]

### 2.9.1 Obiettivi e motivazioni

È stata valutata la possibilità di integrare un sistema di alimentazione solare al fine di aumentare la sostenibilità energetica del progetto. L'idea alla base di questa analisi è quella di sfruttare una fonte di energia rinnovabile e pulita per:

- alimentare direttamente il sistema elettronico di controllo;
- ricaricare la batteria Li-ion 18650 durante i periodi di inattività;
- ridurre il numero di cicli di carica/scarica della batteria, prolungandone la vita utile.

In linea teorica, un sistema di questo tipo permetterebbe di utilizzare la batteria solo nei momenti di ridotta disponibilità solare, rendendo il sistema parzialmente autosufficiente dal punto di vista energetico.

### 2.9.2 Criticità e svantaggi

L'adozione di un sistema di alimentazione solare comporta tuttavia alcune criticità rilevanti:

- Aumento della complessità del sistema, dovuto alla necessità di:
  - regolatori di tensione dedicati;
  - circuiti di protezione e controllo della carica;
  - gestione sicura delle batterie al litio, particolarmente sensibili a sovraccarica e sovracorrente.
- Incremento dei costi e dell'ingombro complessivo del veicolo.
- Variabilità dell'irraggiamento solare, fortemente influenzata da:
  - inclinazione del pannello durante il movimento;
  - ombreggiamenti parziali;
  - condizioni meteorologiche non controllabili.

Questi fattori rendono complesso garantire una potenza costante e affidabile durante il funzionamento dinamico della macchina.

### 2.9.3 Analisi delle condizioni di irraggiamento solare

Per stimare la disponibilità energetica solare, si è fatto riferimento alla posizione geografica del luogo di utilizzo, individuata tramite GPS. La latitudine di Bologna è pari a circa 44° N.

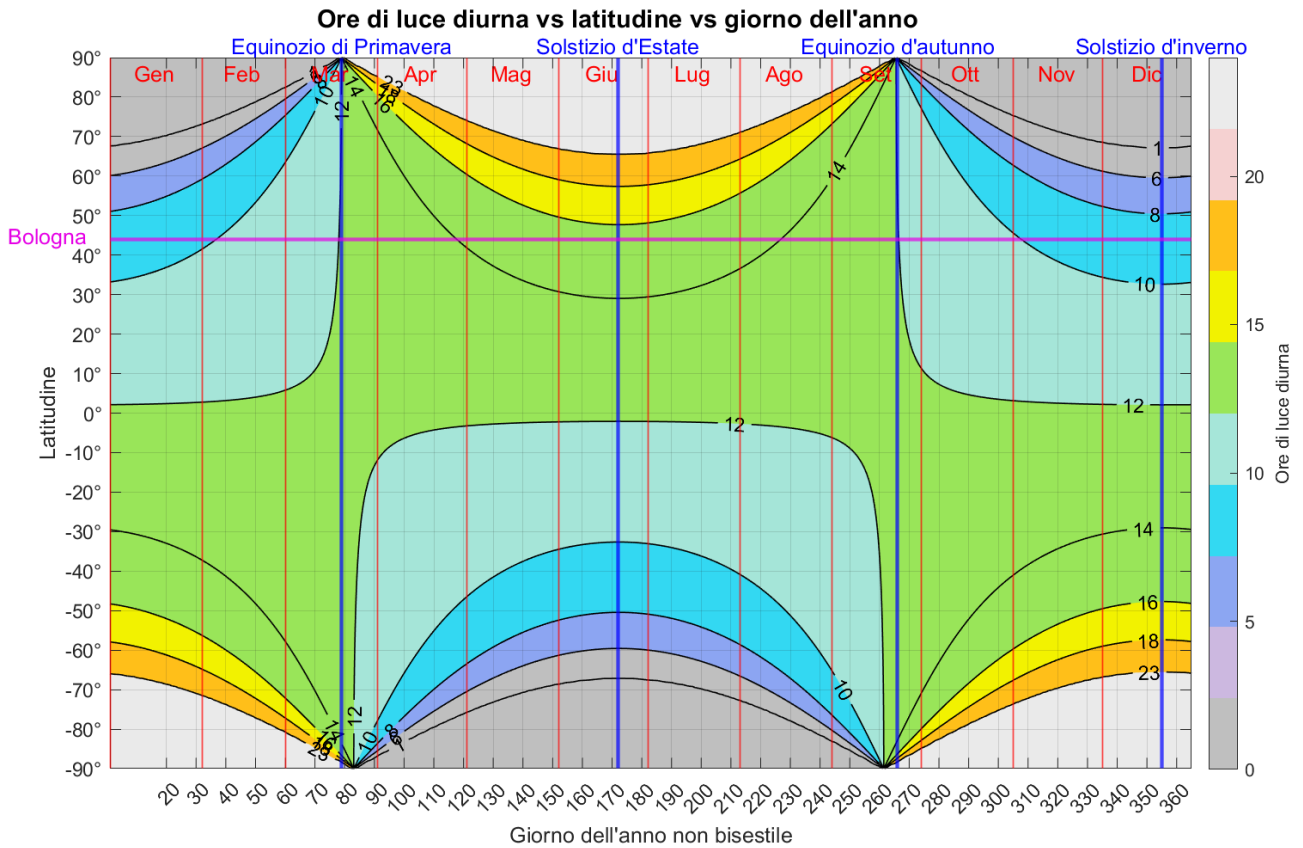


Figura 22: Disponibilità di ore di luce in riferimento alla latitudine della propria città.

Fonte: Rielaborazione mappa solare di Jalanpalmer.

Considerando il giorno più sfavorevole dell'anno, ovvero il 21 dicembre (solstizio d'inverno), la durata del giorno risulta pari a circa (Figura 22):

$$t_{sole_{teor}} = 8 \text{ h } 56 \text{ min} \approx 9 \text{ h/giorno}$$

Tuttavia, la durata del giorno non corrisponde alla piena disponibilità di irraggiamento utile. Dai dati climatologici relativi al mese di dicembre emerge una copertura solare media pari al 46%, per cui il numero di ore solari effettivamente sfruttabili diventa:

$$t_{sole} = \eta_{sole_{dicembre}} \cdot t_{sole_{teor}} \approx 4,14 \text{ h/giorno} \quad (2.74)$$

Si osserva che tale valore rappresenta una stima media, in condizioni reali l'irraggiamento utile può risultare ulteriormente ridotto da ombreggiature e orientamenti non ottimali del pannello.

### 2.9.3.1 Potenza richiesta dal sistema elettronico

Dalla precedente analisi dei consumi del circuito di controllo, la corrente media assorbita risulta pari a:

$$I_{tot} \approx 800 \text{ mA}$$

Assumendo una tensione di alimentazione stabilizzata a:

$$V = 5 \text{ V}$$

La potenza elettrica richiesta per alimentare direttamente il sistema è:

$$P_{necessaria} = V \cdot I_{tot} = 4 W \quad (2.75)$$

Tenendo conto delle perdite del convertitore DC-DC, dell'efficienza del pannello e delle condizioni non ideali di irraggiamento, è prudente applicare un margine di sicurezza del 30% – 40%. Ne consegue una potenza minima richiesta del pannello pari a:

$$P_{pannello} \approx 5,5 W$$

Per questo motivo, in ambito commerciale, risulterebbe opportuno selezionare un pannello da almeno 6 W.

### 2.9.3.2 Dimensionamento geometrico del pannello fotovoltaico

Selezioniamo un pannello fotovoltaico da 6W e 5V [28], assumendo un irraggiamento solare standard pari a:

$$Irr_{solare_{STD}} = 1000 W/m^2$$

Il valore di efficienza  $\eta_{pannello}$  non è indicato nel datasheet del pannello utilizzato. In generale i moduli fotovoltaici monocristallini di piccola potenza presentano tipicamente rendimenti dell'ordine del 20 %, con valori compresi indicativamente tra 18 % – 24 % [29]:

$$\eta_{pannello} = 22 \%$$

L'area minima richiesta risulta

$$A_{pannello} = \frac{P_{pannello}}{\eta_{pannello} \cdot Irr_{solare_{STD}}} = 0,0273 m^2 \quad (2.76)$$

Che corrisponde a:

$$A = 273 cm^2$$

Supponendo di avere un pannello quadrato, la lunghezza del lato risulta essere:

$$L_{pannello} = \sqrt{A_{pannello}} = 16,5 cm \quad (2.77)$$

Un pannello di dimensioni commerciali di minimo 17x17 cm risulterebbe quindi sufficiente per l'alimentazione del solo sistema elettronico in condizioni ideali. Tuttavia, tale soluzione presenterebbe un ingombro non trascurabile rispetto ai vincoli geometrici del sistema.

### 2.9.3.3 Ricarica della batteria Li-ion 18650

Nel caso in cui il pannello venga utilizzato esclusivamente per la ricarica della batteria, si considera una corrente di carica media<sup>6</sup> pari a:

$$I_{carica} \approx 1300 mA$$

<sup>6</sup> Il valore riportato è da intendersi cautelativo, in quanto nella carica CC-CV la corrente si riduce progressivamente nella fase finale.

Assumendo un tempo di ricarica giornaliero di circa 3 h, la quantità di carica da reintegrare risulta:

$$Q = I_{carica} \cdot t = 1300 \cdot 3 = 3900 \text{ mAh/giorno} \quad (2.78)$$

Tale valore tiene conto delle inefficienze del processo di carica e delle perdite del convertitore DC-DC, risultando superiore alla capacità nominale della batteria.

La corrente media richiesta al pannello diventa:

$$I_{pannello} = \frac{Q}{t_{sole}} \approx 942 \text{ mA} \quad (2.79)$$

Tale valore è compatibile con un pannello da 6W, purchè esposto alla luce solare per l'intera durata delle ore utili.

Inoltre, è necessario precisare che una batteria al litio non può essere ricaricata direttamente applicando una tensione di 5 V, come quella fornita dal pannello fotovoltaico o da una porta USB.

Le batterie Li-ion / Li-Po richiedono infatti:

- una tensione di carica nominale di 4,2 V per cella;
- un profilo di carica controllato, di tipo CC-CV (Constant Current-Constant Voltage).

Di conseguenza, la ricarica deve avvenire tramite un circuito dedicato.

#### 2.9.3.4 Considerazioni finali sull'integrazione solare

Dall'analisi svolta emerge che:

- l'alimentazione solare potrebbe teoricamente sostenere da sola sistema elettronico di controllo unicamente in condizioni favorevoli;
- risulta invece poco realistica l'alimentazione simultanea del sistema elettronico e la ricarica della batteria durante il funzionamento dinamico del veicolo, se non a fronte di un aumento significativo dell'ingombro del pannello fotovoltaico.
- La dimensione del pannello, la variabilità dell'irraggiamento e la complessità del circuito di gestione della carica rendono questa soluzione non ottimale per l'utilizzo operativo della macchinina.

Una possibile applicazione pratica del pannello solare potrebbe essere lo sviluppo di un caricatore esterno dedicato, utilizzabile durante i periodi di inattività del veicolo, mantenendo il sistema semplice e affidabile durante il funzionamento.

## 3 Risultati

I calcoli teorici sulla flessione dell'albero e sul carico del dente della ruota dentata indicano che, ai fini della durata e dell'affidabilità della trasmissione, la scelta del materiale riveste un ruolo determinante. Tuttavia, la sola analisi teorica non risulta sufficiente a descrivere in modo completo il comportamento del sistema realizzato mediante materiali polimerici stampati in tecnologia FDM. Si rende necessaria una caratterizzazione sperimentale finalizzata a determinare:

- velocità massime raggiungibili;
- potenze sviluppate;
- assorbimenti di corrente associati.

L'analisi sperimentale è stata quindi condotta con particolare attenzione all'evoluzione dei rendimenti e delle perdite per attrito lungo la catena cinematica, dal motore elettrico fino alle ruote.

### 3.1 Convenzioni adottate

Nel seguito della trattazione vengono adottate le seguenti convenzioni, al fine di garantire un'interpretazione univoca delle grandezze fisiche e dei dati sperimentali riportati nelle tabelle e nei grafici.

*Nota: Salvo diversa indicazione, tutte le grandezze sono espresse nel Sistema Internazionale (SI), le ruote dentate impiegate nelle prove sperimentali presentano due perimetri di contorno (2-wall) e un profilo a denti dritti. Inoltre, durante tutte le prove non è stata adottata alcuna lubrificazione.*

#### 3.1.1 Misure sperimentali

Le grandezze contrassegnate con il pedice  $I_S$  indicano valori ottenuti tramite misurazioni sperimentali dirette.

#### 3.1.2 Velocità angolare

La velocità angolare  $\omega$  è ricavata dalla misura della velocità di rotazione  $n_{I_S}$  mediante semplice conversione unitaria, senza ulteriori elaborazioni modellistiche. Nel prosieguo, per semplicità, si utilizzerà la notazione  $\omega_{I_S} \equiv \omega$ .

#### 3.1.3 Tensioni e correnti

Le misure di tensione e corrente sono state effettuate direttamente ai capi della batteria e non ai morsetti del motore.

La corrente indicata come  $I_{I_S}$  è ottenuta applicando al dato grezzo una correzione volta a rimuovere il contributo sistematico introdotto dal punto di misura, così da renderla rappresentativa della corrente effettivamente assorbita dal motore. Tale operazione

costituisce una compensazione del metodo di misura e non un'elaborazione modellistica, per questo motivo la grandezza mantiene il pedice  $I_s$ .

Tutti i dati sono normalizzati rispetto a una batteria 2S con tensione nominale pari a 7,4 V. La tensione indicata come  $V_{I_{sBatt}}$  rappresenta pertanto la tensione misurata alla batteria, successivamente normalizzata rispetto a tale valore di riferimento, pertanto, essendo normalizzata assume costantemente il valore di 7,4 V.

### 3.1.4 Elaborazione dei dati

I valori riportati nelle tabelle corrispondono a medie aritmetiche ottenute dalle sei prove sperimentali condotte nelle medesime condizioni operative.

Il termine *PWM* indica il valore medio della grandezza considerata, calcolato con riferimento alla classe di duty cycle applicata.

### 3.1.5 Configurazione degli ingranaggi stampati in 3D

Per gli ingranaggi realizzati mediante stampa additiva si adottano le seguenti convenzioni:

- le notazioni 0, 10, ... indicano la percentuale di riempimento (*infill*);
- le notazioni -1, -2, ... indicano il numero di perimetri di contorno (*wall*) utilizzati nella stampa;
- la sigla *Elic* identifica la presenza di un profilo elicoidale del dente;
- la sigla *Cusc* identifica l'utilizzo di un cuscinetto ibrido.

## 3.2 Prima prova: caratterizzazione del motore a vuoto

La prima campagna sperimentale è stata eseguita con motore funzionante a vuoto, senza la trasmissione collegata, al fine di caratterizzare esclusivamente il comportamento del motore brushless e dell'ESC, isolando il contributo della catena cinematica.

### 3.2.1 Parametri di prova

Le condizioni operative adottate sono le seguenti:

- materiale: -;
- infill: -;
- comando: variazione a gradini del segnale  $u$ ;
- alimentazione: batteria 2S;

### 3.2.2 Modellazione teorica del motore brushless

Il comportamento del motore brushless può essere descritto, in prima approssimazione, mediante il modello elettrico equivalente:

$$V_{eq} = R_{avv} \cdot I + K_e \omega$$

(3.1)

dove  $V_{eq}$  è la tensione equivalente applicata agli avvolgimenti.

In condizioni ideali e trascurando le perdite, la velocità teorica a vuoto può essere espressa come:

$$\omega_{max} = K_V \cdot V_{eq} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (3.2)$$

Tale relazione rappresenta un limite ideale non raggiungibile nella pratica a causa delle perdite interne e delle non idealità introdotte dal sistema di alimentazione elettronico (ESC).

Per il caso in esame si utilizzano i dati di targa riportati in Tabella 6 ottenendo:

$$\omega_{max} = 2053 \text{ rad/s}$$

### 3.2.3 Taratura a vuoto sul punto di massimo comando e stima di $K_{V_{eff}}$

Per disporre di un riferimento coerente per l'analisi successiva della trasmissione, è stata eseguita una taratura del modello in condizioni di funzionamento a vuoto, utilizzando il punto sperimentale corrispondente al massimo comando in marcia avanti ( $\mu = 2000 \mu s$ ).

Assunto che la tensione che vede il motore brushless è una quantità del tipo:

$$V_{eq} = d(\mu) \cdot V_{Isbatt} \quad (3.3)$$

Dove  $d(u)$  rappresenta un parametro equivalente (0-1) associato al livello di comando. Al massimo comando si assume che l'ESC operi in prossimità della massima tensione applicabile, per cui:

$$d(\mu = 2000 \mu s) \approx 1$$

Ottenendo quindi:

$$V_{eq} \approx V_{Isbatt}$$

Sotto tale ipotesi, la costante di velocità efficace  $K_{V_{eff}}$  viene stimata a partire dalla velocità a vuoto misurata al massimo comando:

$$K_{V_{eff}} = \frac{n_{Is0max}}{V_{Isbatt}}$$

Dove  $n_{Is0max}$  (rpm) è la velocità a vuoto misurata al massimo comando e  $V_{batt}$  è la tensione di batteria misurata nella medesima condizione. In termini di velocità angolare:

$$K_{V_{eff}} = \frac{\omega_{0max}}{V_{Isbatt}} \cdot \frac{60}{2\pi} \quad (3.4)$$

I valori sperimentali utilizzati per la stima di  $K_{V_{eff}}$  e il corrispondente  $K_{e_{eff}}$  sono riportati in Tabella 47.

Tabella 47: Stima di  $K_{V_{eff}}$  e  $K_{e_{eff}}$  al massimo comando (condizioni a vuoto).

Parametro	Valore	Unita'
$n_{Is0_{max}}$	18676	rpm
$\omega_{Is0_{max}}$	1956	rad/s
$V_{Isbatt}$	7,4	V
$K_{V_{eff}}$	2523	rpm/V
$K_{e_{eff}}$	0,0038	V/(rad/s)
$K_{t_{eff}}$	0,0038	Nm/A

Si sottolinea che  $K_{V_{eff}}$  non rappresenta la costante di velocità nominale del motore, ma un parametro efficace ricavato sperimentalmente che include le non idealità del sistema di alimentazione e conversione (ESC) e gli effetti delle perdite interne. Il parametro  $K_{V_{eff}}$  viene determinato esclusivamente nelle condizioni di funzionamento a vuoto e mantenuto costante nelle successive analisi. Esso rappresenta una calibrazione iniziale del modello e non viene ricalcolato al variare del carico. Eventuali scostamenti osservati nelle prove sotto carico sono attribuiti alle perdite della trasmissione e non a variazioni della costante del motore.

La velocità misurata risulta infatti inferiore al limite teorico ideale, in quanto una parte della potenza elettrica assorbita è impiegata per compensare perdite elettriche, magnetiche e meccaniche. L'andamento della velocità a vuoto  $\omega_{Is0}$  in funzione del comando  $u$  (comunemente indicato come PWM) è riportato in Figura 23.

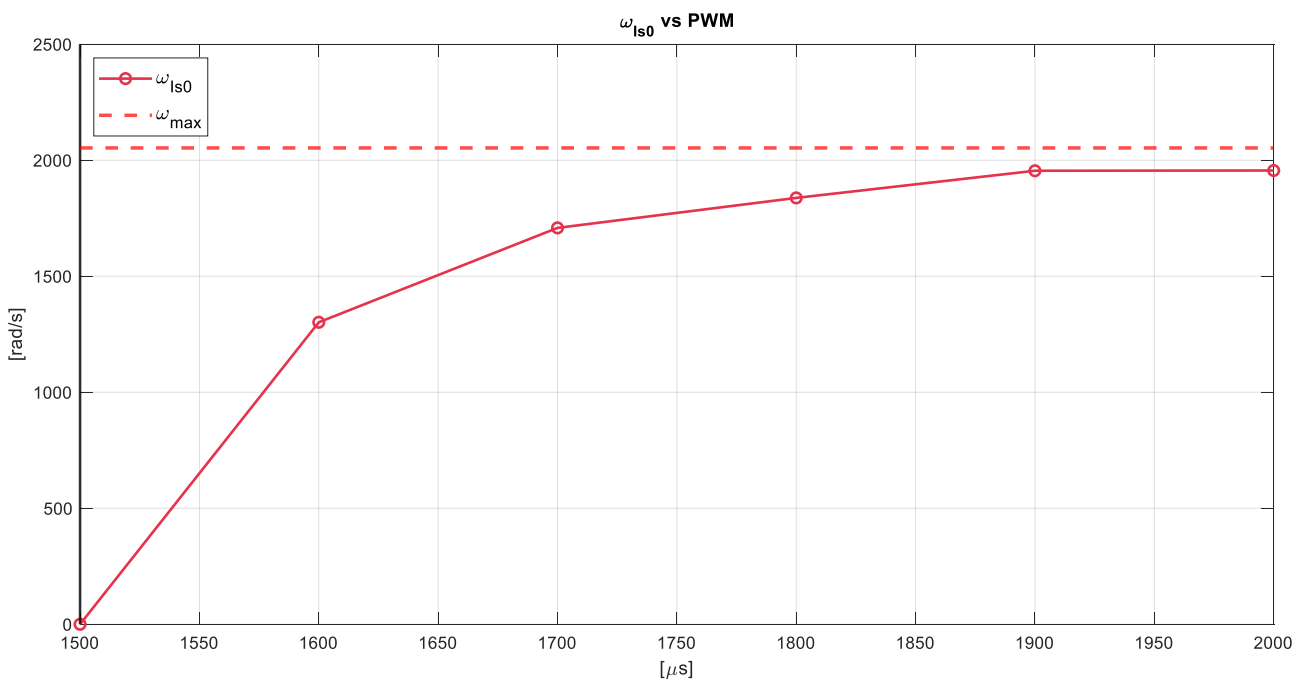


Figura 23: Andamento della velocità angolare a vuoto in funzione del comando  $u$  (PWM)

A seguito della determinazione del parametro  $K_{V_{eff}}$  è possibile definire un parametro equivalente  $d_{eq}$  associato a ciascun livello di comando, definito come il rapporto tra la tensione equivalente necessaria a generare la velocità osservata e la tensione di batteria:

$$d_{eq} = \frac{V_{eq}}{V_{ISbatt}} = \frac{R_{avv} \cdot I_{IS0} + K_{eff} \omega_{IS0}}{V_{ISbatt}} \quad (3.5)$$

Si evidenzia che  $d_{eq}$  non rappresenta il duty PWM interno dell'ESC, ma un indicatore equivalente utile a descrivere in modo compatto la relazione comando – velocità osservata sperimentalmente. L'andamento di  $d_{eq}$  in funzione del comando è riportato in Figura 24.

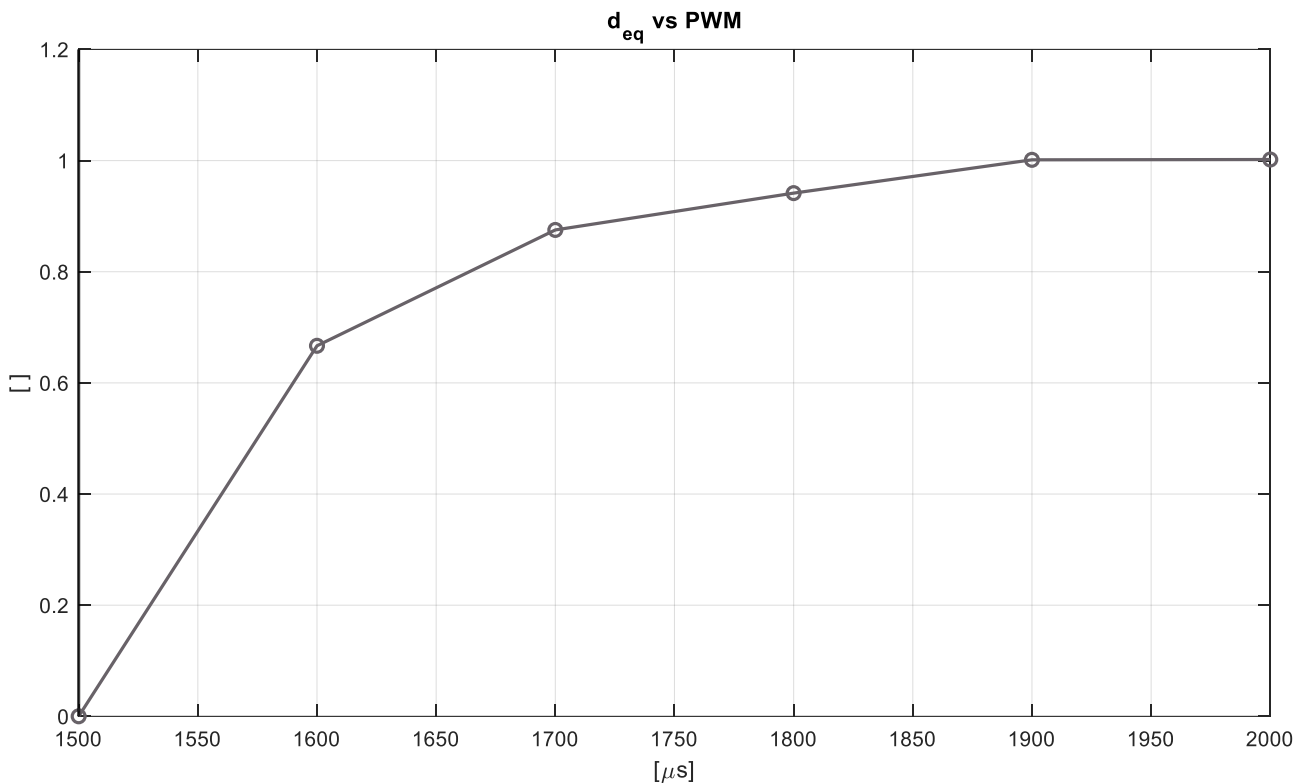


Figura 24: Andamento  $d_{eq}$  in funzione del comando  $u$  (PWM).

I valori calcolati di  $d_{eq}$  e  $\omega_{IS0}$  sono riportati in Tabella 48:

Tabella 48: Valori sperimentali del parametro equivalente  $d_{eq}$  e della velocità angolare a vuoto per i diversi livelli di comando.

PWM	$d_{eq}$	$\omega_{IS0}$
1500	0	0
1600	0,67	1302
1700	0,87	1708
1800	0,94	1834
1900	1	1955
2000	1	1956

Nota:  $d_{eq}$  è un parametro equivalente, la saturazione per alti comandi indica che, rispetto alla taratura, l'incremento di velocità a vuoto diventa marginale.

### 3.2.4 Potenza elettrica assorbita a vuoto

In condizioni di funzionamento a vuoto, l'intero contributo di potenza elettrica assorbita dal gruppo batteria – ESC – motore viene impiegato per compensare le perdite interne del sistema, non essendo presente alcun carico meccanico esterno.

La potenza elettrica istantanea assorbita è calcolata come:

$$P_{el_0} = V_{Is_{batt_0}} \cdot I_{Is_0} \quad (3.6)$$

Poiché in tali condizioni la potenza meccanica utile è nulla, si può assumere:

$$P_{loss_0} \approx P_{el_0}$$

La potenza così calcolata rappresenta pertanto la baseline energetica del sistema motore – ESC, comprensiva di:

- perdite Joule negli avvolgimenti;
- perdite magnetiche nel circuito ferromagnetico;
- attriti meccanici e perdite di ventilazione;
- perdite associate alla conversione elettronica operata dall'ESC.

I valori di potenza elettrica assorbita per ciascun livello di comando sono riportati in Tabella 49, mentre l'andamento in funzione del comando è illustrato in Figura 25.

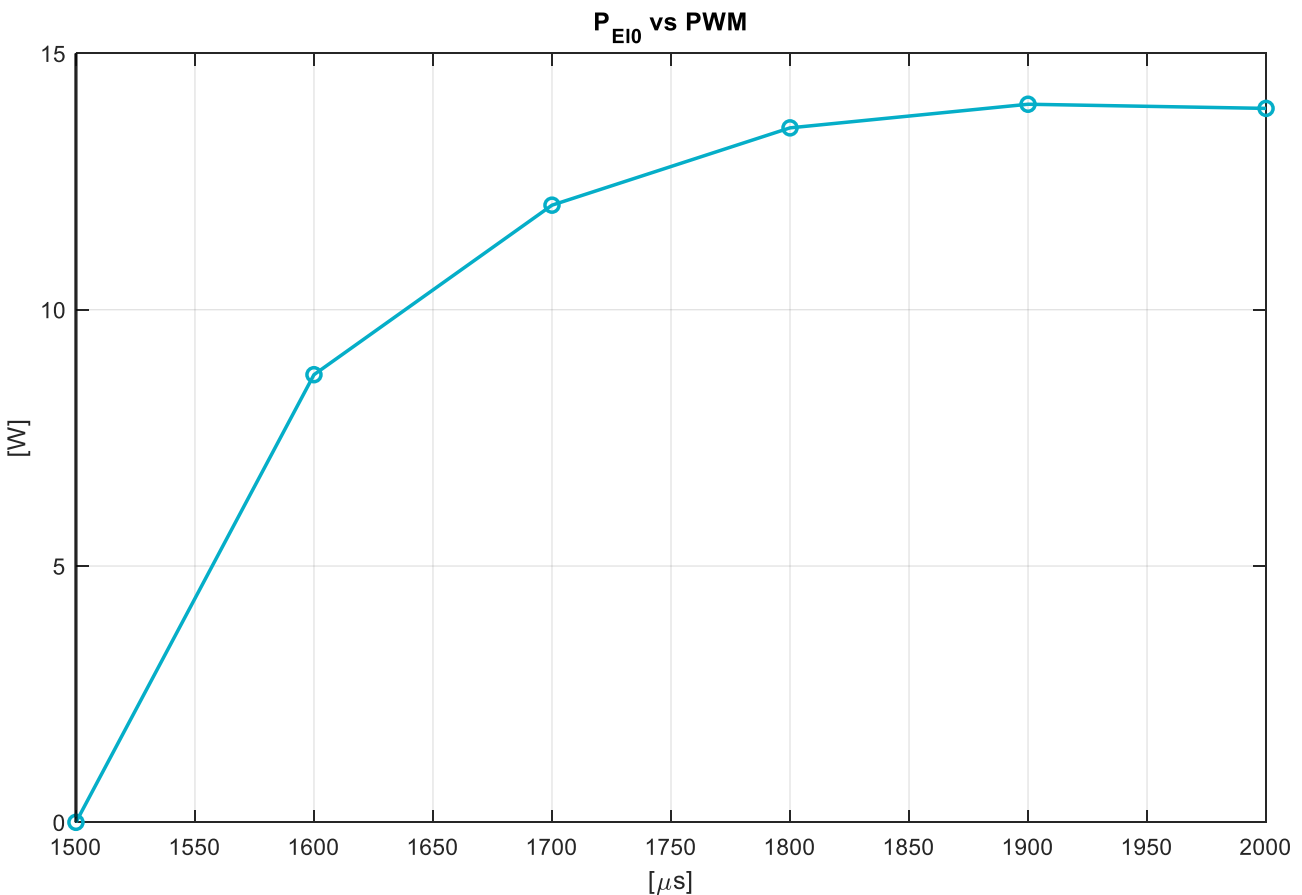


Figura 25: Potenza elettrica assorbita a vuoto in funzione del comando  $u$  (PWM).

Tabella 49: Potenza elettrica assorbita a vuoto per i diversi livelli di comando

PWM	$I_{Is0}$	$P_{el0}$
1500	0	0
1600	1,18	8,73
1700	1,63	12,04
1800	1,83	13,55
1900	1,89	14,01
2000	1,88	13,93

L'andamento della potenza elettrica assorbita a vuoto in funzione del comando  $u$  evidenzia una crescita progressiva all'aumentare del livello di attuazione.

Tale comportamento è coerente con l'incremento della velocità angolare del rotore (Figura 26): al crescere della velocità aumentano infatti le perdite interne del sistema, in particolare, le perdite meccaniche per attrito, per ventilazione e le perdite magnetiche nel circuito ferromagnetico.

Si osserva che l'incremento di potenza non è perfettamente lineare rispetto al comando.

Questo è attribuibile alla combinazione tra:

- non linearità della relazione comando – velocità;
- dipendenza delle perdite interne dalla velocità;
- caratteristiche di regolazione dell'ESC;

In assenza di carico meccanico esterno, la potenza elettrica assorbita rappresenta integralmente il contributo dissipativo del gruppo motore – ESC e costituisce pertanto la baseline energetica di riferimento per le successive prove con trasmissione.

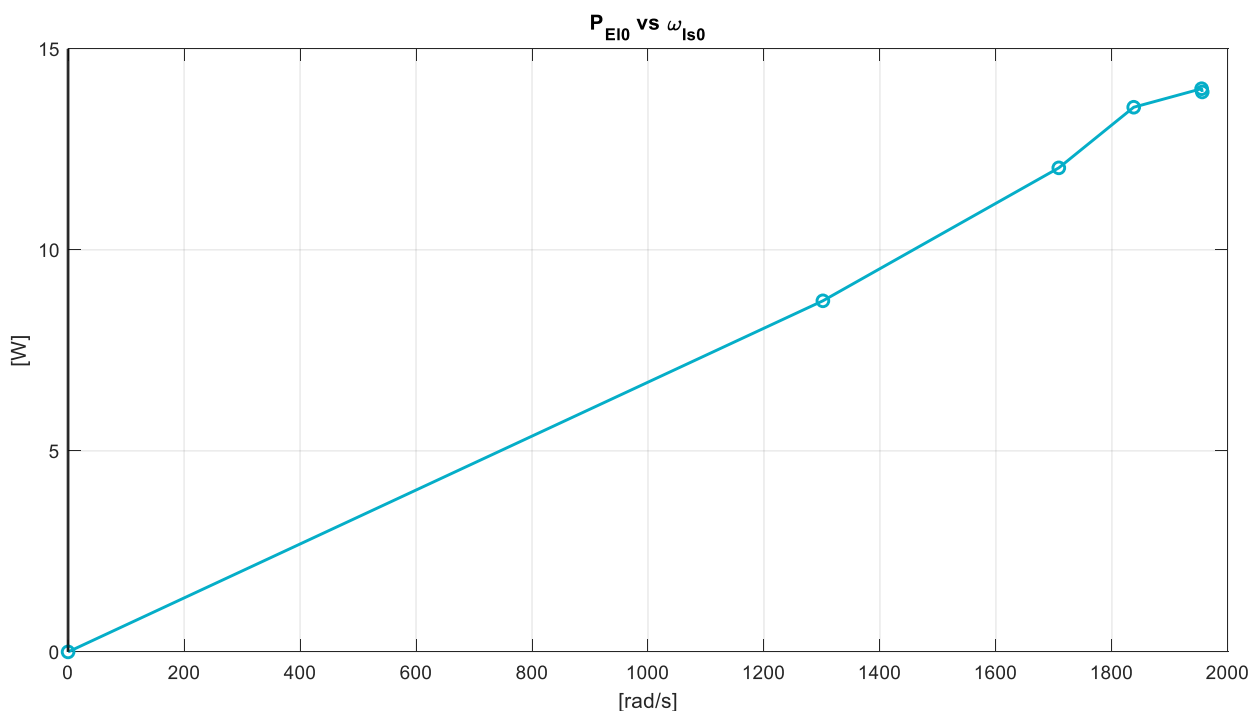


Figura 26: Potenza elettrica assorbita a vuoto in funzione della velocità angolare.

### 3.2.5 Analisi del transitorio corrente – velocità

L'andamento della corrente a vuoto  $I_{Is_0}$  e della velocità angolare  $\omega_{Is_0}$  in funzione del gradino di comando evidenzia una dinamica tipica dei motori elettrici controllati da ESC (Figura 27). In corrispondenza di un incremento del comando, si osserva un picco iniziale di corrente, associato alla fase di accelerazione del rotore. In tale fase la velocità è inizialmente bassa e la forza contro elettromotrice risulta ridotta, di conseguenza l'ESC eroga una corrente elevata per generare la coppia necessaria ad aumentare rapidamente la velocità.

All'aumentare di  $\omega_{Is_0}$ , la corrente tende a diminuire rispetto al picco iniziale e successivamente si stabilizza attorno a un valore quasi stazionario. La velocità angolare continua a crescere fino al raggiungimento del regime, con pendenza progressivamente inferiore. Tale comportamento è coerente con l'aumento della forza contro elettromotrice, e con l'avvicinamento a una condizione di equilibrio tra coppia motrice e perdite interne.

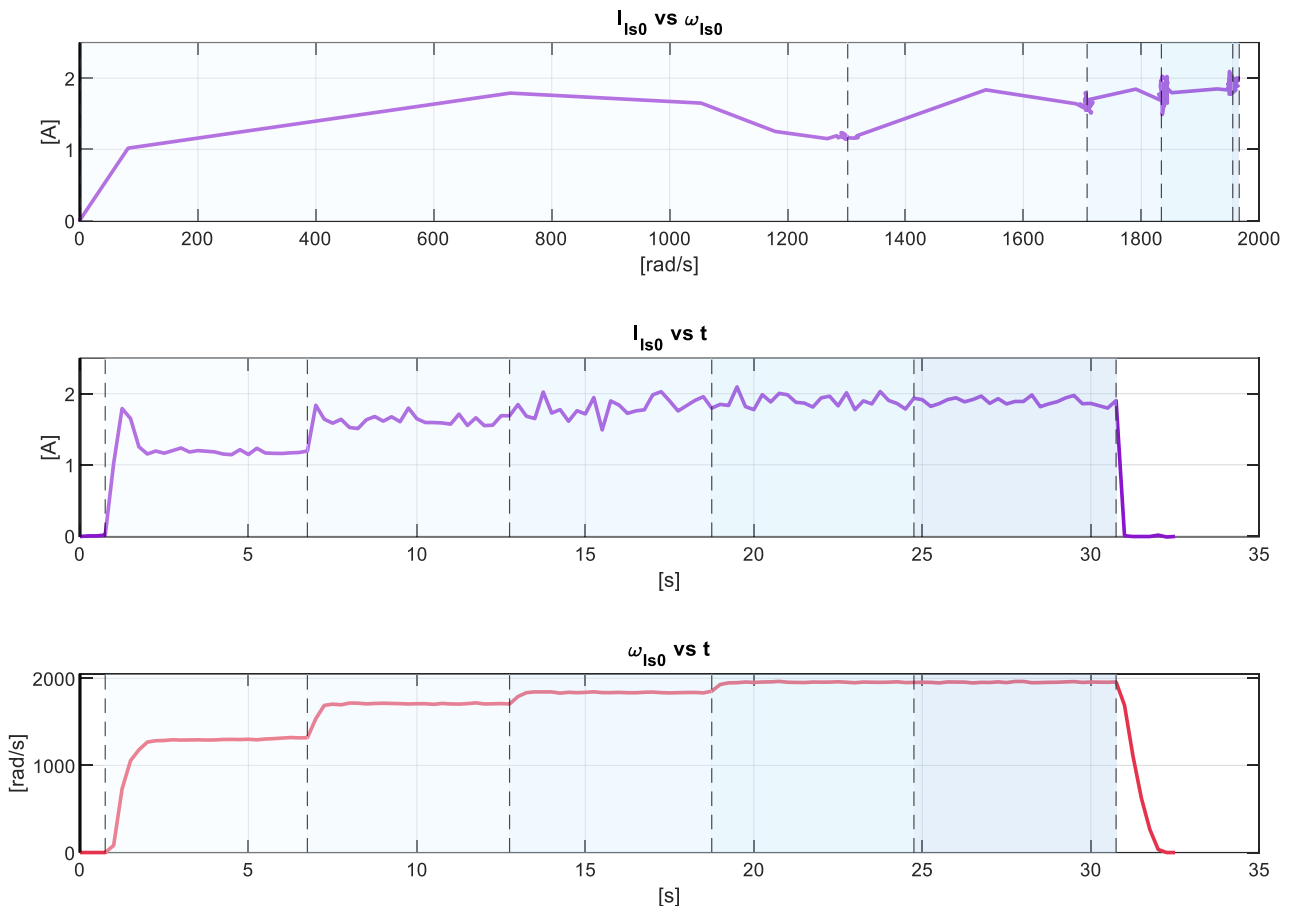


Figura 27: Andamento della corrente a vuoto in funzione della velocità angolare a vuoto, e andamento della corrente a vuoto e della velocità di rotazione nel tempo.

La Figura 28 riporta l'andamento temporale di  $I_{Is_0}$  e  $\omega_{Is_0}$  durante un gradino di comando rappresentativo. In corrispondenza dell'incremento del comando a  $1700 \mu s$  si osserva un picco iniziale di corrente, che termina in corrispondenza del termine della variazione del comando, associato alla fase di accelerazione del rotore. Per cui, successivamente la

corrente diminuisce progressivamente fino a stabilizzarsi su un valore quasi stazionario, mentre la velocità angolare cresce con pendenza decrescente fino al raggiungimento del regime, anche oltre la stazionarietà già esistente del comando  $u$ .

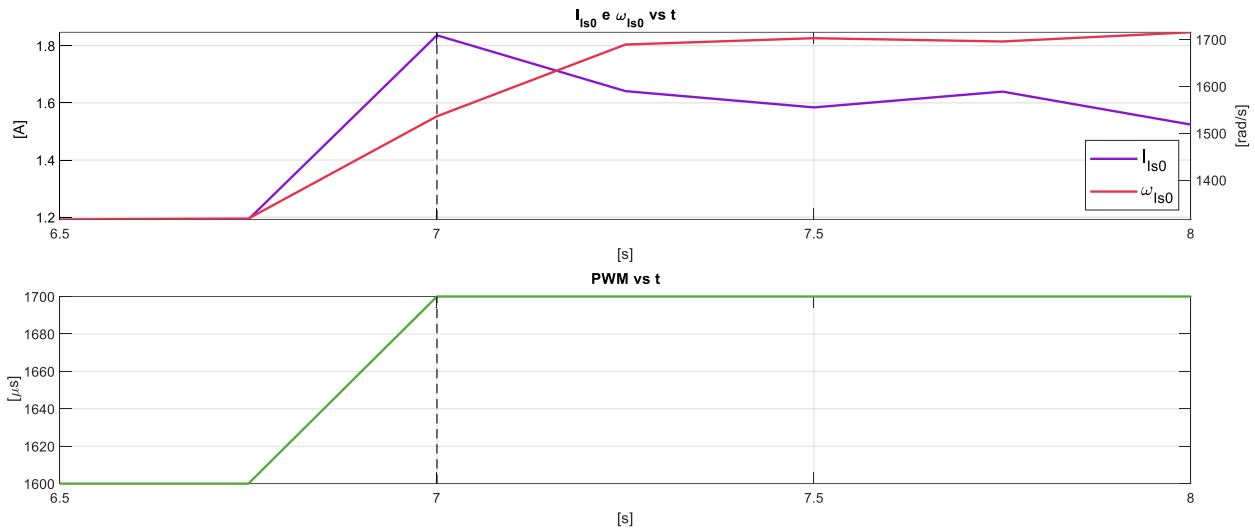


Figura 28: Andamento temporale della corrente a vuoto e della velocità angolare in seguito a un gradino di comando a  $u = 1700 \mu s$  nel dominio del tempo.

Si riportano i valori medi della corrente a vuoto  $I_{Is0}$  e della velocità angolare  $\omega_{Is0}$  in seguito a un gradino di comando a  $u = 1700 \mu s$  nel dominio del tempo in Tabella 50.

Tabella 50: Valori della corrente a vuoto e della velocità angolare in seguito a un gradino di comando a  $u = 1700 \mu s$  nel dominio del tempo.

<b>t</b>	<b>PWM</b>	<b><math>I_{Is0}</math></b>	<b><math>\omega_{Is0}</math></b>
6,50	1600	1,17	1361
6,75	1600	1,19	1318
7,00	1700	1,84	1537
7,25	1700	1,64	1690
7,50	1700	1,58	1703
7,75	1700	1,64	1696
8,00	1700	1,52	1716

L'andamento della velocità angolare a vuoto  $\omega_{Is0}$  in funzione del comando  $u$  evidenzia una crescita monotona all'aumentare del livello di attuazione (Figura 29).

Tra  $1600 \mu s$  e  $1900 \mu s$  si osserva un incremento significativo della velocità, mentre in prossimità del massimo comando ( $1900 - 2000 \mu s$ ) l'incremento diventa marginale, indicando una condizione prossima al limite operativo imposto dalla tensione di alimentazione e dalle perdite interne.

La corrente a vuoto  $I_{Is0}$  mostra un comportamento crescente con il comando, con un incremento più marcato ai regimi intermedi e una tendenza alla stabilizzazione ai valori più elevati di  $u$ . Questo andamento è coerente con l'aumento delle perdite interne al crescere della velocità, in particolare delle perdite meccaniche e magnetiche.

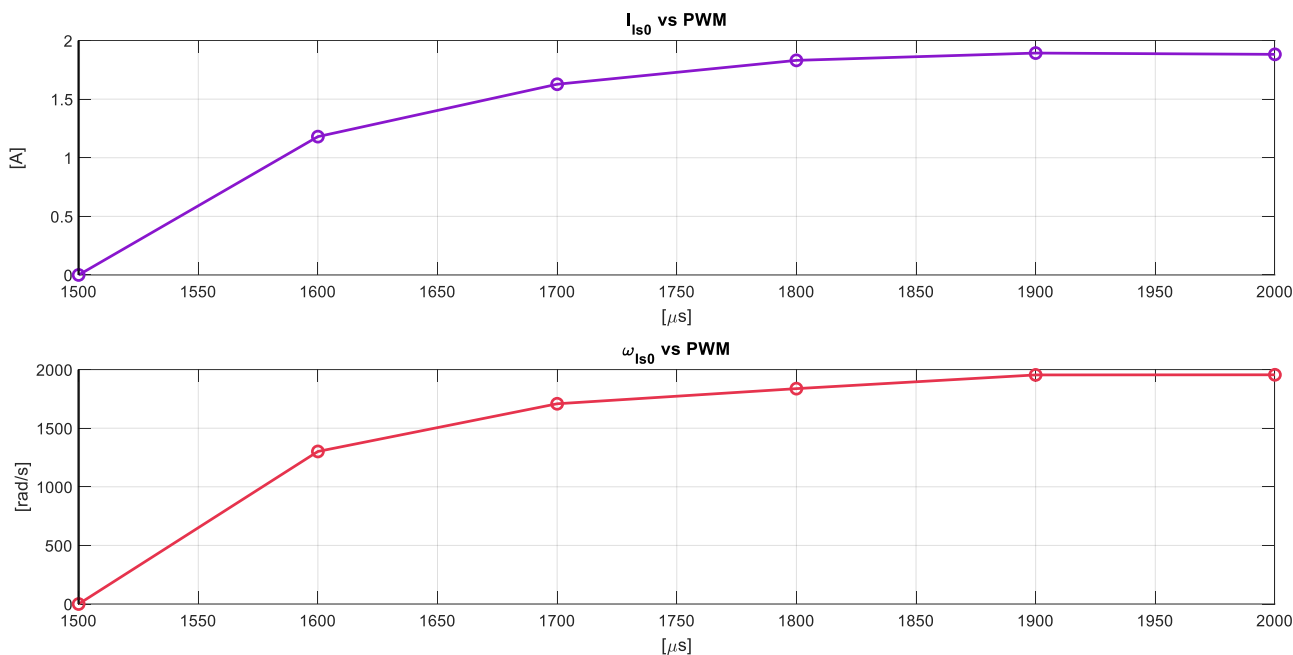


Figura 29: Corrente a vuoto rispetto alla velocità angolare in funzione del comando  $u$ .

### 3.3 Seconda prova: trasmissione in PLA

Nella seconda prova viene analizzato il comportamento della trasmissione completa, dal motore al differenziale, con l'obiettivo di quantificare l'influenza degli organi meccanici stampati in 3D sulle prestazioni dinamiche ed energetiche del sistema.

Sono stati adottati valori di infill pari al 20% e 30% al fine di investigare l'influenza della rigidità e della deformabilità del componente sul comportamento dinamico della trasmissione, con particolare riferimento alla stabilità del rapporto di trasmissione e alle oscillazioni nei transitori.

#### 3.3.1 Sistema di misura

Il sistema di misura adottato per la caratterizzazione della trasmissione è illustrato in Figura 30. La velocità di rotazione del pignone motore e della ruota condotta viene misurata mediante due sensori ottici a infrarossi LM393, configurati per la rilevazione degli impulsi generati dal passaggio dell'encoder. I segnali acquisiti vengono successivamente convertiti in velocità angolare ( $rpm$  o  $rad/s$ ). La ruota condotta è montata su cuscinetti, in modo da garantire una rotazione libera e ridurre l'influenza degli attriti parassiti durante le prove. Il motore è posizionato sulla propria base di supporto ed è ulteriormente vincolato tramite un elemento di contenimento progettato ad hoc, al fine di evitare spostamenti o disallineamenti dovuti alle sollecitazioni dinamiche durante il funzionamento.

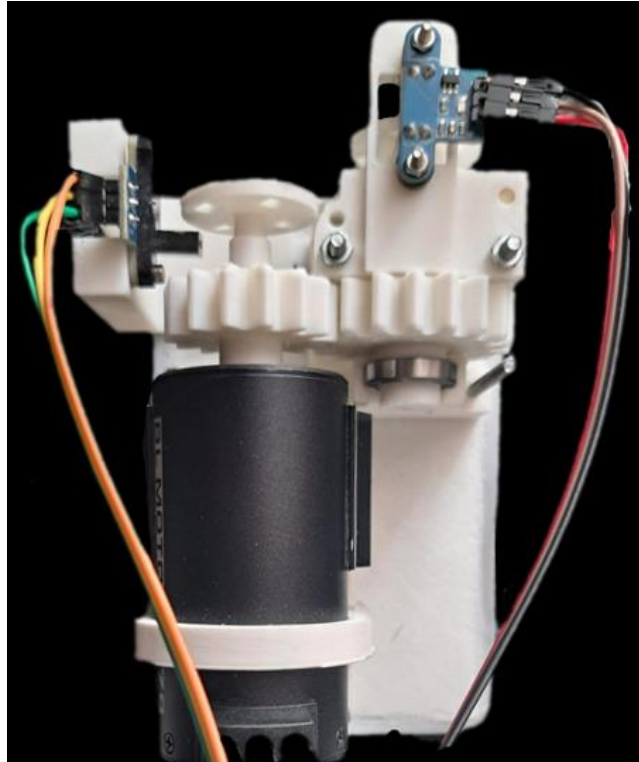


Figura 30: Configurazione sperimentale per misure della trasmissione in PLA.

Nelle figure successive sono riportati gli orientamenti di stampa adottati per gli ingranaggi. Il piano dell'ingranaggio è stato mantenuto parallelo al piano di stampa, scelta motivata dalla necessità di:

- garantire uniformità geometrica tra i denti;
- ridurre il rischio di delaminazione lungo l'altezza del dente;
- migliorare la qualità superficiale del profilo e la ripetibilità dimensionale.

Il pignone motore integra direttamente l'elemento encoder per la misura della velocità, non richiedendo un supporto su cuscinetti dedicato (Figura 31a). Al contrario, per la ruota condotta è stato realizzato un elemento a forma di parallelepipedo aggiuntivo (Figura 31b), utilizzato esclusivamente nelle prove di caratterizzazione, che consente l'alloggiamento del disco rotativo (Figura 32) e la corretta acquisizione del segnale di rotazione.

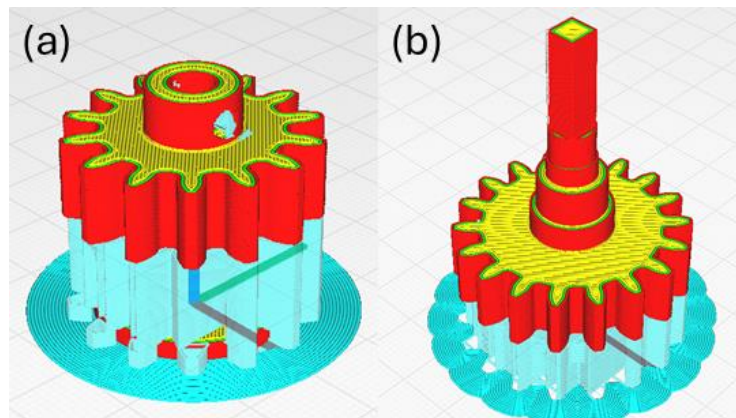


Figura 31: a) Orientamento di stampa pignone motore; b) Orientamento di stampa ruota condotta.

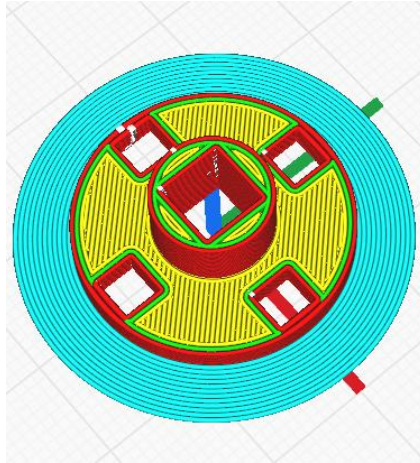


Figura 32: Disco rotativo integrato sulla ruota condotta.

### 3.3.2 Parametri di prova

Le condizioni operative adottate sono le seguenti:

- materiale: PLA;
- infill: 20% - 30%;
- comando: variazione a gradini del segnale  $u$ ;
- alimentazione: batteria 2S;

Si rappresentano in Figura 33 il riempimento e l'orientamento di stampa utilizzato.

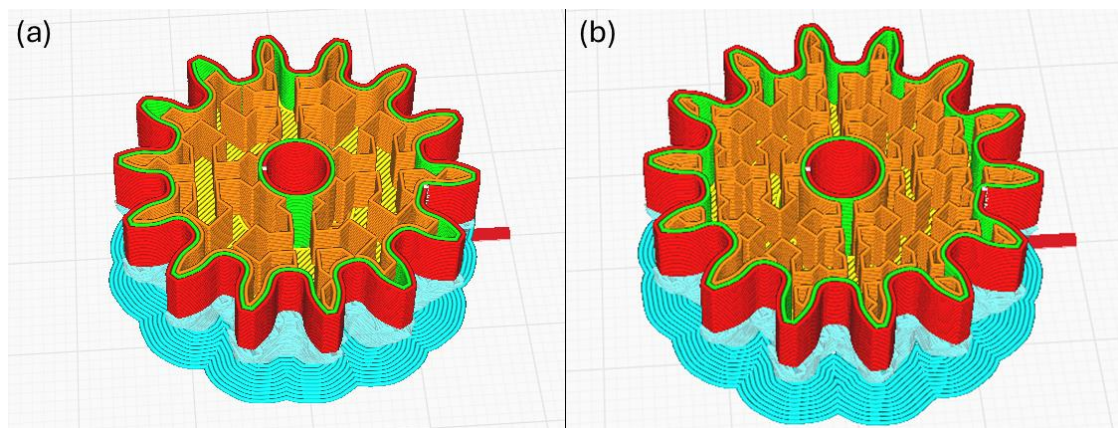


Figura 33: a) Pignone motore 20% infill; b) Pignone motore 30% infill.

### 3.3.3 Scomposizione della corrente e corrente di coppia

La corrente misurata durante il funzionamento con la trasmissione montata viene scomposta in due contributi:

- corrente a vuoto  $I_{Is_0}$  determinata nella prova precedente;
- corrente utile di coppia  $I_{coppia}$  associata al carico meccanico.

Si definisce pertanto:

$$I_{coppia} = I_{Is} - I_{Is_0}$$

(3.7)

Solo  $I_{coppia}$  contribuisce alla generazione del momento torcente effettivamente trasmesso alla catena cinematica.

Si osservi che, nel caso in esame, i valori di corrente risultano contenuti, in quanto il carico applicato è costituito esclusivamente dalla trasmissione in PLA, caratterizzata da masse ridotte e attriti relativamente limitati. I risultati risultano coerenti in quanto una percentuale di infill maggiore richiede maggior corrente per essere messa in movimento a causa della maggiore inerzia (Figura 34).

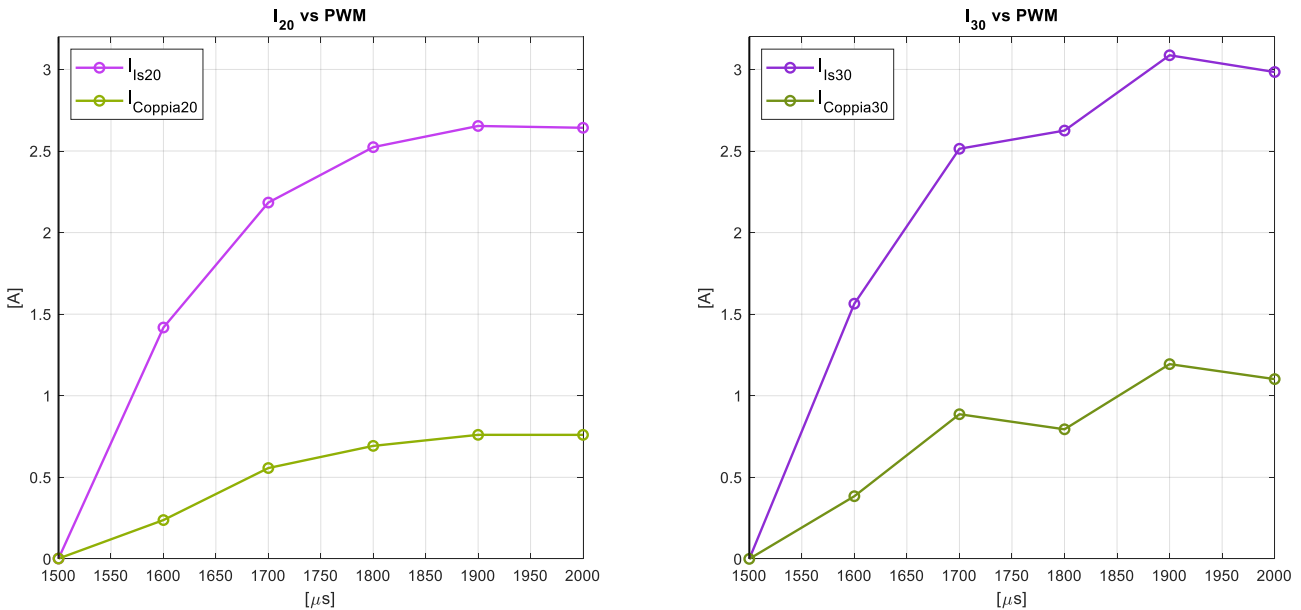


Figura 34: Confronto tra corrente totale e corrente di coppia per infill 20% e 30%.

Tabella 51: Valori medi di corrente totale e corrente di coppia per infill 20% e 30%.

PWM	$I_{s20}$	$I_{coppia20}$	$I_{s30}$	$I_{coppia30}$
1500	0	0	0	0
1600	1,42	0,24	1,56	0,37
1700	2,18	0,56	2,51	0,88
1800	2,52	0,70	2,63	0,78
1900	2,65	0,76	3,09	1,18
2000	2,64	0,76	3,98	1,09

Si osservi che tra 1700  $\mu s$  e 1800  $\mu s$  l'incremento di corrente misurata risulta contenuta (Tabella 51), mentre la velocità angolare aumenta in modo significativo (Tabella 52). Tale comportamento è coerente con le condizioni di carico ridotto della trasmissione: l'aumento del comando determina principalmente un incremento della tensione equivalente e quindi della velocità, mentre la coppia richiesta per vincere le perdite meccaniche cresce in misura limitata. Di conseguenza, la corrente di coppia e la potenza meccanica in ingresso variano moderatamente nonostante l'aumento sensibile della velocità (Figura 35).

dove il momento torcente del motore è espresso come:

$$M_t = K_{t_{eff}} \cdot (I - I_0) = K_{t_{eff}} \cdot I_{Coppia} \quad (3.8)$$

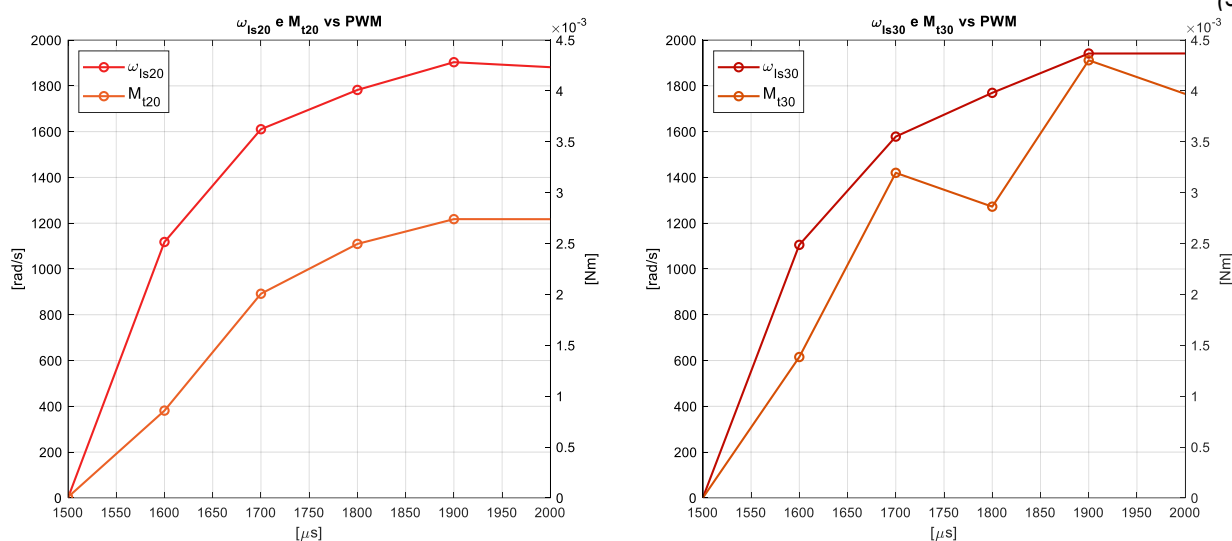


Figura 35: Confronto tra velocità angolare e momento torcente per infill 20% e 30%.

Tabella 52: Valori medi di velocità angolare e momento torcente per infill 20% e 30%.

PWM	$\omega_{Is20}$	$M_{t20}$ [Nmm]	$\omega_{Is30}$	$M_{t30}$ [Nmm]
1500	0	0	0	0
1600	1118	0,09	1105	1,38
1700	1611	2,00	1578	3,20
1800	1782	2,50	1770	2,86
1900	1903	2,74	1941	4,30
2000	1882	2,74	1942	3,97

### 3.3.4 Potenza meccanica in ingresso alla trasmissione

La potenza meccanica fornita dal motore all'ingresso della trasmissione è calcolata come:

$$P_{meccin} = \omega_{Is} \cdot M_t \quad (3.9)$$

All'aumentare del comando si osserva un incremento della potenza meccanica disponibile all'ingresso della trasmissione. Tale incremento risulta coerente con l'aumento della velocità angolare e della corrente di coppia richiesta dal sistema (Figura 36).

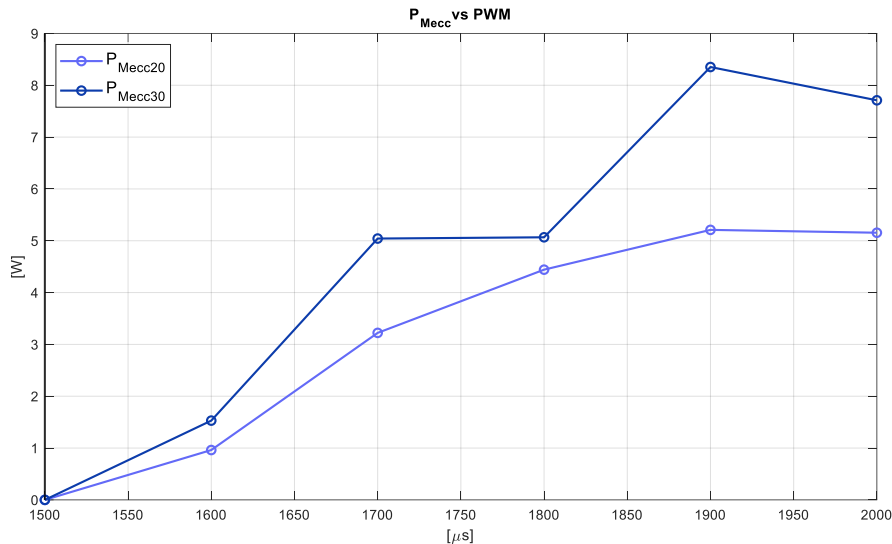


Figura 36: Confronto tra potenza meccanica per infill 20% e 30%.

In Tabella 53 sono riportati i valori medi di potenza meccanica per infill 20% e 30%.

Tabella 53: Valori medi di potenza meccanica per infill 20% e 30%.

PWM	$P_{mecc20}$	$P_{mecc30}$
1500	0	0
1600	0,97	1,49
1700	3,23	4,99
1800	4,46	5,01
1900	5,23	8,29
2000	5,17	7,64

Si consideri che la trasmissione è un carico quasi nullo, per cui la coppia richiesta è molto bassa e di conseguenza anche la potenza.

### 3.3.5 Verifica del rapporto di trasmissione

Il valore teorico del rapporto, determinato dalla geometria degli ingranaggi, viene confrontato con quello misurato sperimentalmente.

In condizioni di regime stazionario, i valori misurati risultano coerenti con il rapporto teorico (circa 0,77 nel caso in esame). Tuttavia, durante le fasi transitorie di variazione del comando, si osservano oscillazioni significative del rapporto calcolato (Figura 38).

Tali oscillazioni sono attribuibili principalmente a:

- finestra temporale di acquisizione dei dati (250 ms);
- dinamica elastica e flessionale degli ingranaggi in PLA;
- ritardi dinamici tra ingresso e uscita durante la fase di accelerazione.

Un'analisi ingrandita della fase di transizione evidenzia che immediatamente dopo la variazione del comando la velocità di uscita non segue istantaneamente quella di ingresso. La condizione di regime viene ristabilita entro circa 0,5 s dalla variazione del comando.

Si osserva inoltre che alle basse velocità il rapporto misurato presenta scostamenti maggiori rispetto al valore teorico, probabilmente a causa di:

- giochi meccanici tra i denti;
- deformabilità del materiale polimerico;
- maggiore incidenza relativa degli attriti.

L'aumento dell'infill dal 20% al 30% comporta modifiche misurabili nel comportamento dinamico della trasmissione.

In particolare, si osservi:

- maggiore stabilità del rapporto di trasmissione a regime;
- migliore comportamento alle basse velocità, con minori oscillazioni del rapporto  $\tau$ ;
- riduzione delle oscillazioni  $\tau$  durante le fasi transitorie.

L'incremento di rigidità riduce le deformazioni elastiche del dente e migliora l'accoppiamento.

Dal punto di vista dinamico, aumentare l'infill però determina:

- aumento dell'inerzia complessiva della trasmissione;
- riduce leggermente la velocità a regime
- comportamento più stabile nel tempo, con minore sensibilità a fenomeni di usura o deformazione plastica.

Si evidenzia quindi un compromesso tra rapidità dinamica e stabilità meccanica.

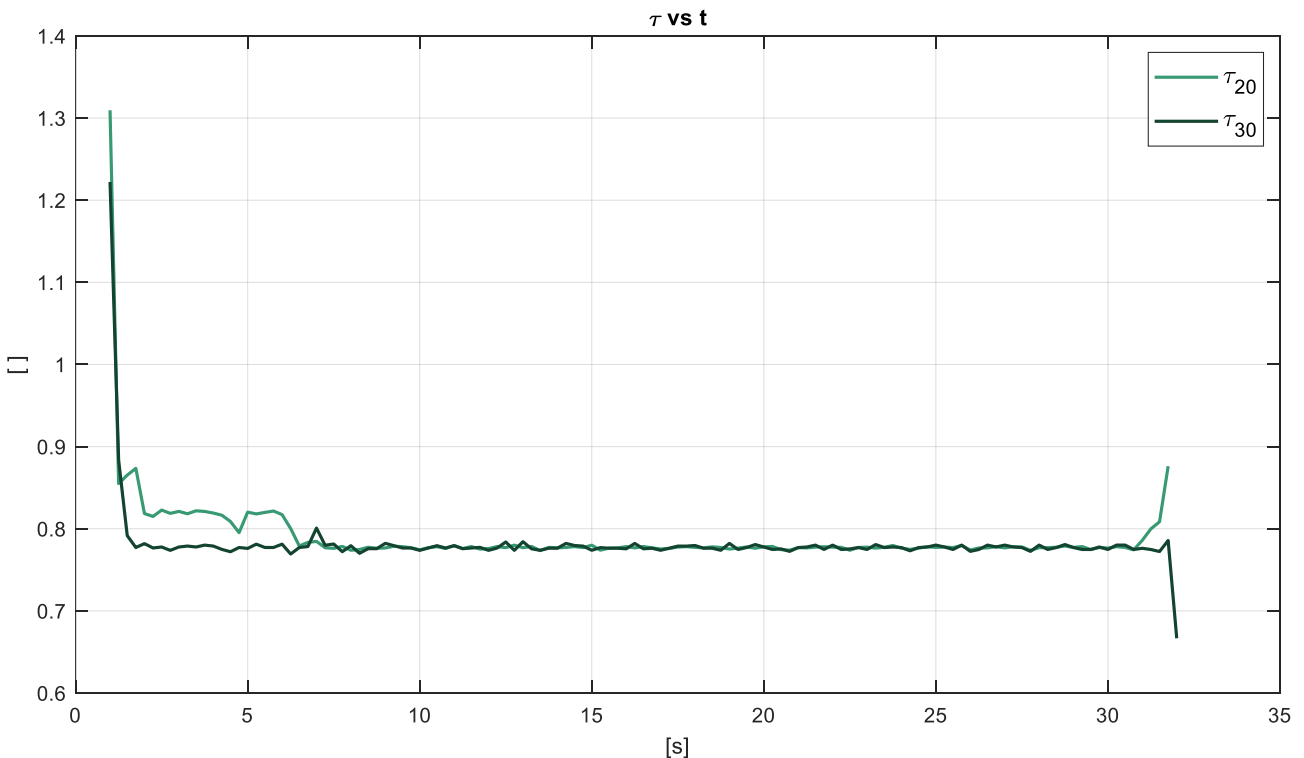


Figura 37: Confronto tra rapporto di trasmissione per infill 20% e 30%.

L'analisi dettagliata del rapporto di trasmissione nel dominio temporale viene riportata per la configurazione con infill 20%, scelta come caso rappresentativo in quanto maggiormente sensibile alle oscillazioni elastiche. Per la configurazione al 30%, l'andamento qualitativo risulta analogo ma con ampiezza delle oscillazioni ridotta, come già evidenziato dal confronto dei valori medi a regime.

La linea rossa indica il valore nominale del rapporto  $\tau_I$  (Figura 38).

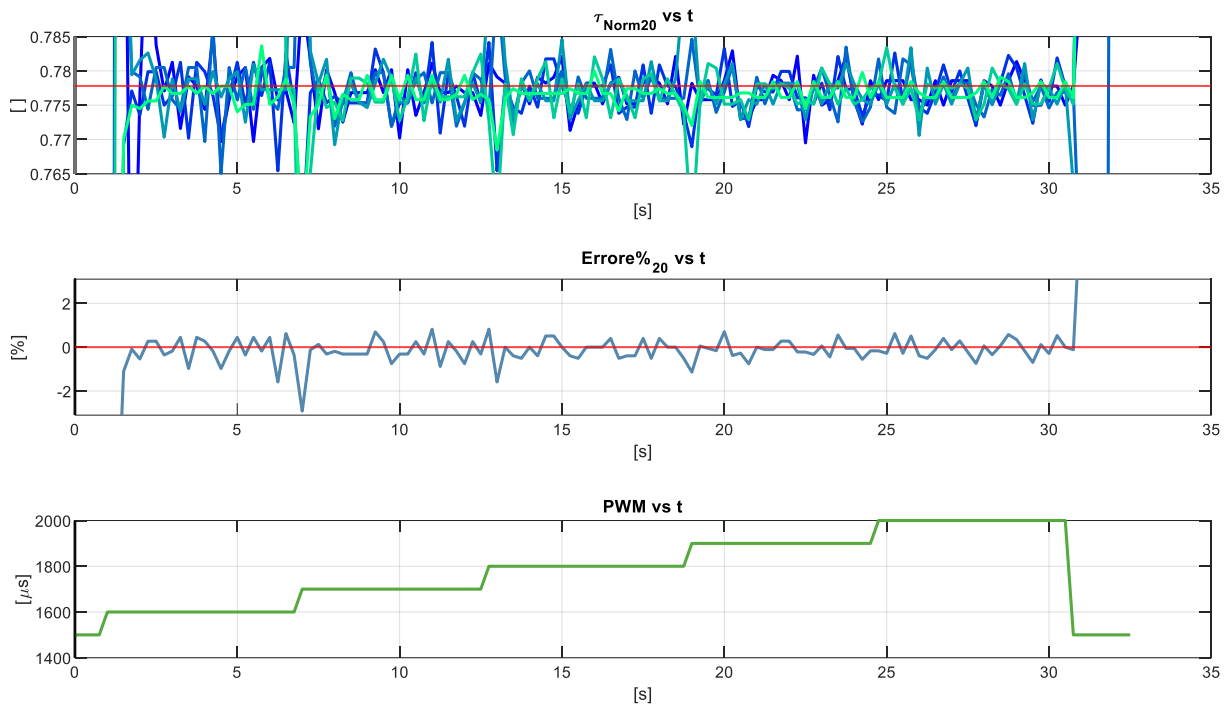


Figura 38: Rapporto di trasmissione in funzione del tempo (infill 20%).

Si effettua uno zoom su una zona di cambio di comando  $u$ , in Figura 39 si consideri una variazione da  $1800 \mu s$  a  $1900 \mu s$ . Poco prima del cambio di PWM le misure di  $\tau$  sono tutte molto simili e in linea al valore atteso, mentre durante la fase di transizione sono presenti scostamenti maggiori.

L' $Errore\%_{20}$  è espresso come valore medio è definito come il rapporto tra:

$$Errore\%_{20} = \frac{\tau_{20} - \tau_I}{\tau_I} \cdot 100$$

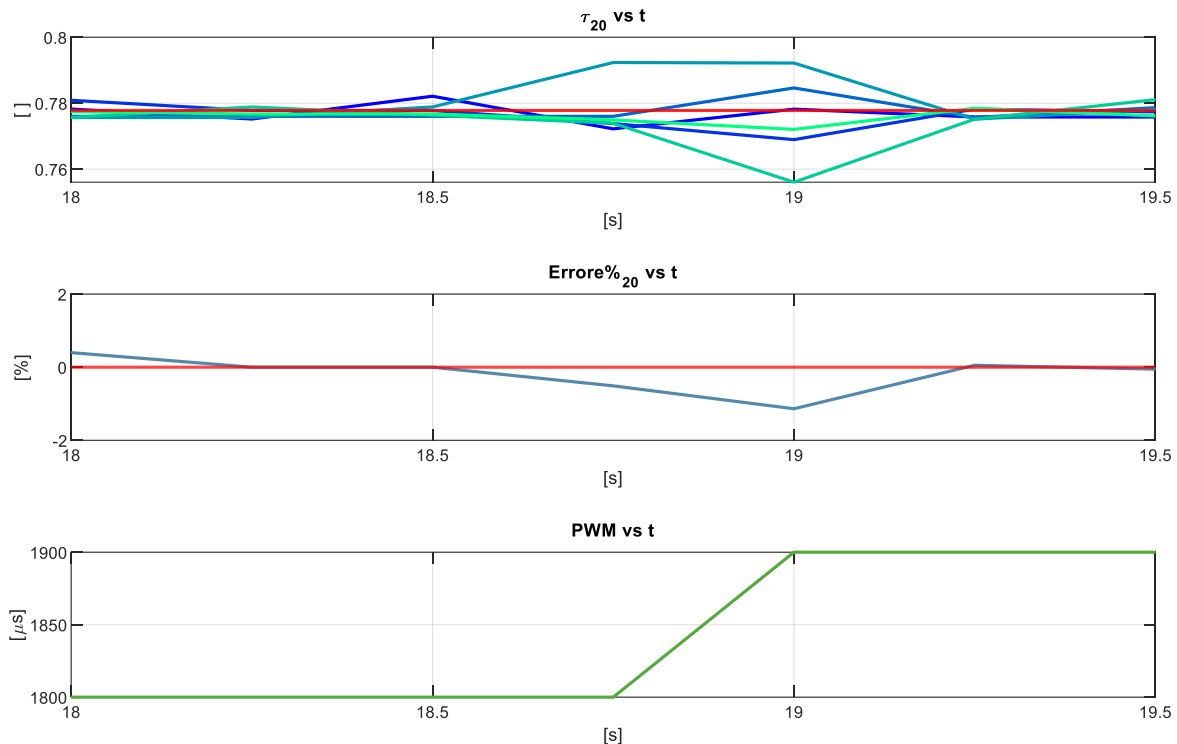


Figura 39: Zoom del transitorio (variazione 1800–1900  $\mu\text{s}$ ).

### 3.4 Terza prova: veicolo completo sollevato da terra

Nella terza prova il veicolo completo viene testato in condizioni di rotolamento assente (veicolo sollevato), al fine di valutare l'influenza dei parametri di stampa della struttura, quali *infill* e *wall*, sull'assorbimento energetico e sulla risposta dinamica del sistema.

Le configurazioni analizzate includono:

- infill 10% con 1 wall;
- infill 5% con 1, 2 e 3 wall.

In questa fase l'attenzione non è rivolta al rapporto di trasmissione, già validato nelle prove precedenti, bensì alla variazione di corrente, momento torcente e velocità dell'assale posteriore al variare della massa e della rigidità della struttura stampata.

#### 3.4.1 Parametri di prova

Le condizioni operative adottate sono le seguenti:

- materiale: PLA
- infill: 10% (1 wall)
- infill: 5% (1-2-3 wall)
- comando: variazione a gradini del segnale  $u$ ;
- alimentazione: batteria 2S;

Per gli ingranaggi stampati con infill pari al 5% si è resa necessaria una modifica della geometria interna del riempimento (Figura 40). La configurazione iniziale con pattern di tipo

“Cross” (Figura 40b) mostrava una scarsa continuità strutturale tra il mozzo e la corona dentata: le pareti interne, orientate secondo direzioni ortogonali, non garantivano un collegamento efficace con tutti i denti, lasciando alcune zone poco supportate e favorendo concentrazioni di tensione locali.

Tale configurazione risulta penalizzante sotto sollecitazioni torsionali, in quanto il carico tende a distribuirsi in modo non uniforme, incidendo negativamente sulla stabilità del singolo dente e sulla rigidità complessiva della ruota dentata.

Per questo motivo, nelle ruote stampate al 5% di infill è stato adottato un pattern di tipo “Gyroid” (Figura 40a), caratterizzato da una struttura tridimensionale continua. Questa soluzione consente una migliore connessione tra mozzo e denti e una più uniforme redistribuzione delle sollecitazioni, riducendo le concentrazioni di sforzo e migliorando il comportamento dinamico dell’ingranaggio.

Diversamente per le configurazioni con infill superiore, come mostrato in Figura 40c, il pattern di tipo “Cross” non evidenzia criticità significative nella trasmissione delle sollecitazioni verso il mozzo. L’aumento della quantità di materiale interno garantisce infatti una sufficiente continuità strutturale tra la corona dentata e il nucleo centrale. Pur rimanendo la presenza di alcune zone del dente non completamente supportate, nella configurazione con 2 wall tale condizione risulta strutturalmente accettabile. Il contributo dei perimetri esterni compensa la minore continuità dell’infill interno, permettendo di adottare questa soluzione come compromesso tra rigidità, massa e tempo di stampa.

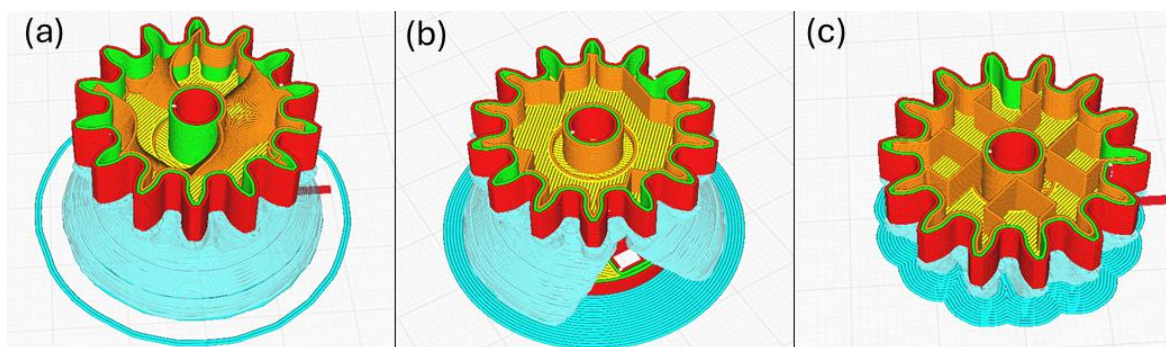


Figura 40: a) Pignone motore Infill 5% Gyroid b) Pignone motore infill 5% Cross c) Pignone motore infill 10% Cross.

A ulteriore motivazione della modifica della geometria dell’infill, si riporta di seguito la configurazione del pignone motore stampato con infill 5% e 1 wall (Figura 41a). Tale soluzione avrebbe presentato criticità strutturali rilevanti sotto le sollecitazioni torsionali generate durante il funzionamento.

La linea verticale visibile in figura, evidenziata in fase di zoom (Figura 41b), corrisponde alla zona di inizio/fine percorso di stampa (*seam*). In tale regione si concentrano inevitabilmente

discontinuità di deposizione e possibili difetti di adesione tra layer consecutivi. Dal punto di vista meccanico, questa discontinuità rappresenta una zona preferenziale di innesco della rottura, analoga a una linea di debolezza lungo la quale possono concentrarsi le tensioni. In presenza di infill ridotto e singolo perimetro, la capacità del componente di redistribuire le sollecitazioni torsionali risulta fortemente limitata, ciò avrebbe potuto portare a una rapida propagazione della frattura lungo la direzione del seam, compromettendo l'integrità del pignone.

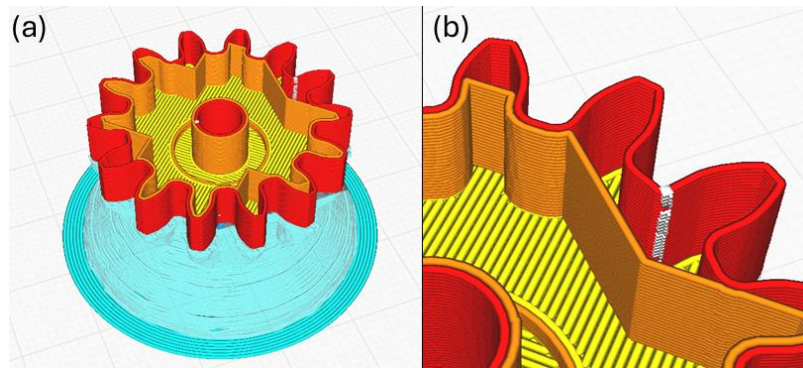


Figura 41: a) Pignone motore Infill 5% 1-wall; b) Zoom pignone motore Infill 5% 1-wall.

Si riportano in Figura 42 le diverse configurazioni di pignone motore in riferimento ai diversi wall stampati utilizzati nei prossimi paragrafi.

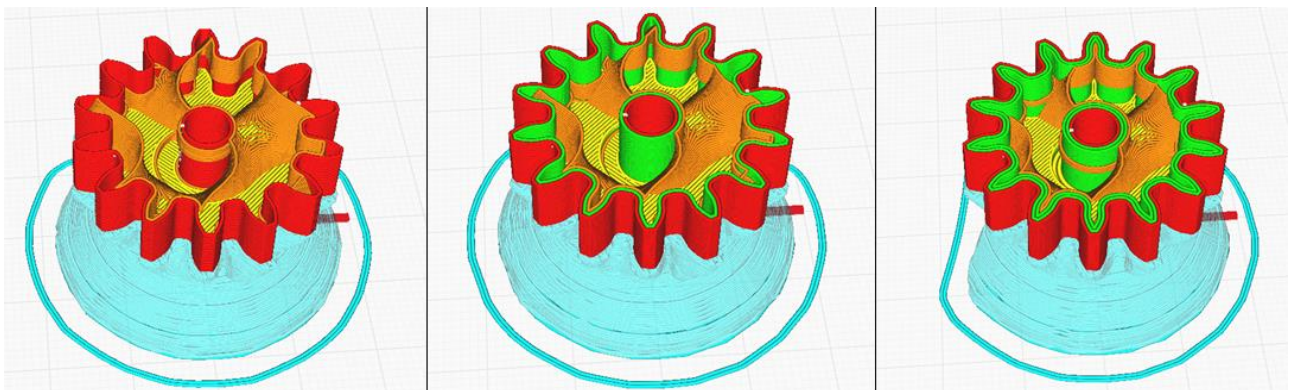


Figura 42: a) Pignone motore Infill 5% 1-wall; b) Pignone motore infill 5% 2-wall; c) Pignone motore infill 10% 3-wall.

### 3.4.2 Corrente di coppia e momento torcente all'albero motore

L'aumento del numero di perimetri e la variazione dell'infill comportano un incremento della massa e dell'inerzia delle parti rotanti. Tale incremento si riflette in un aumento della corrente di coppia e, conseguentemente, del momento torcente richiesto al motore.

Dai risultati si osserva un incremento sistematico della corrente di coppia all'aumentare del numero di wall, coerente con l'aumento dell'inerzia e della rigidità strutturale. In particolare, la configurazione con 2 wall presenta i valori di coppia più elevati ai regimi medio-alti, indicando un maggiore assorbimento energetico a fronte di un incremento di massa non pienamente compensata da un miglioramento strutturale (Figura 43).

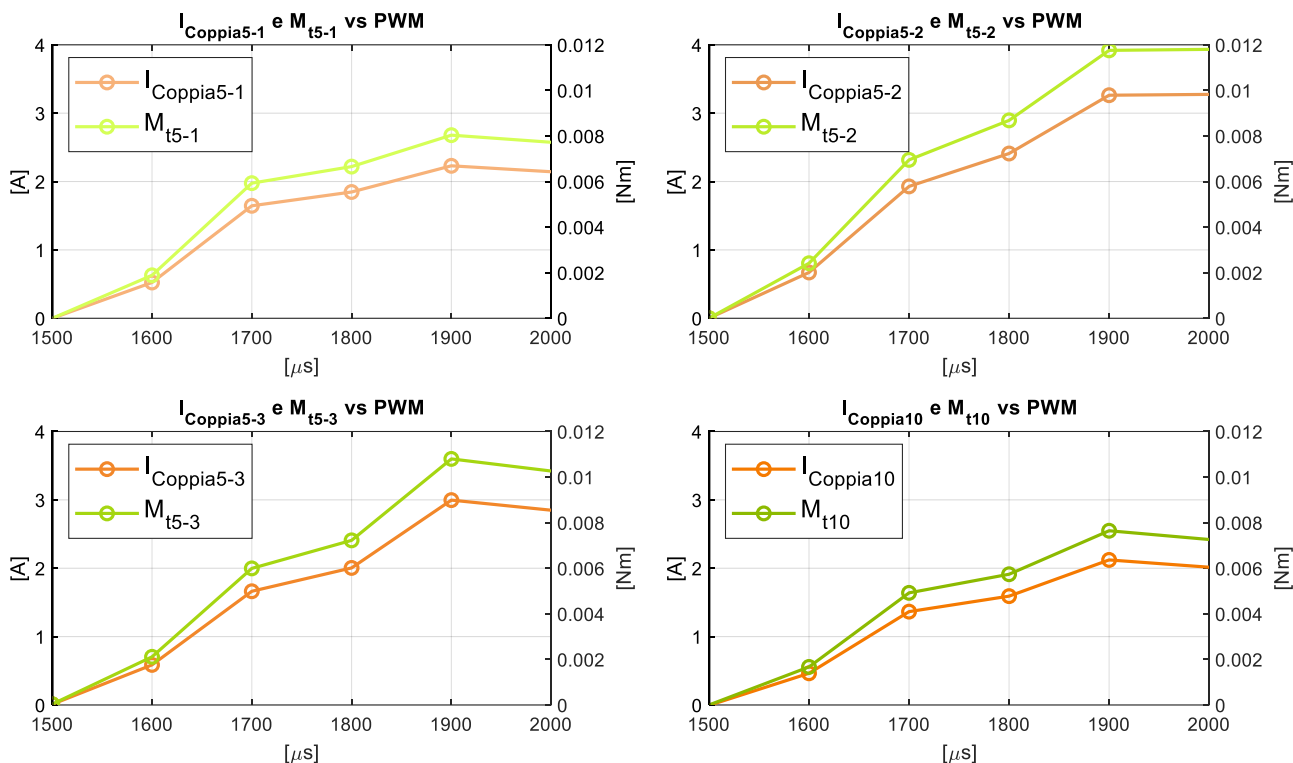


Figura 43: Confronto tra corrente di coppia e momento torcente per infill 5% (1-2-3 wall) e infill 10% (1 wall).

Si riportano i dati medi in Tabella 54.

Tabella 54: valori medi di corrente di coppia e momento torcente per le configurazioni analizzate.

PWM	$I_{Coppia5-1}$	$M_{t5-1}$	$I_{Coppia5-2}$	$M_{t5-2}$	$I_{Coppia5-3}$	$M_{t5-3}$	$I_{Coppia10}$	$M_{t10}$
1500	0	0	0	0	0	0	0	0
1600	0,52	1,89	0,68	2,42	0,59	2,11	0,46	1,67
1700	1,65	5,92	1,93	6,95	1,66	6,00	1,37	4,92
1800	1,85	6,66	2,41	8,68	2,00	7,22	1,59	5,74
1900	2,23	8,04	3,26	11,76	3,00	10,80	2,12	7,65
2000	2,14	7,72	3,27	11,80	2,85	10,27	2,01	7,26

Nota: Il momento torcente è espresso in Nmm

### 3.4.3 Velocità dell'assale posteriore

Dall'analisi (Figura 44) si osserva che:

- l'aumento del numero di perimetri migliora la stabilità della risposta dinamica;
- configurazioni con maggiore rigidità tendono a mantenere velocità più elevate ai regimi medio-alti;
- l'incremento dell'infill dal 5% al 10% produce un effetto comparabile all'aumento del numero di wall, in termini di velocità raggiunta.

L'incremento della rigidità riduce le deformazioni elastiche del dente e migliora la continuità della trasmissione del moto, con effetti evidenti soprattutto ai regimi più elevati.

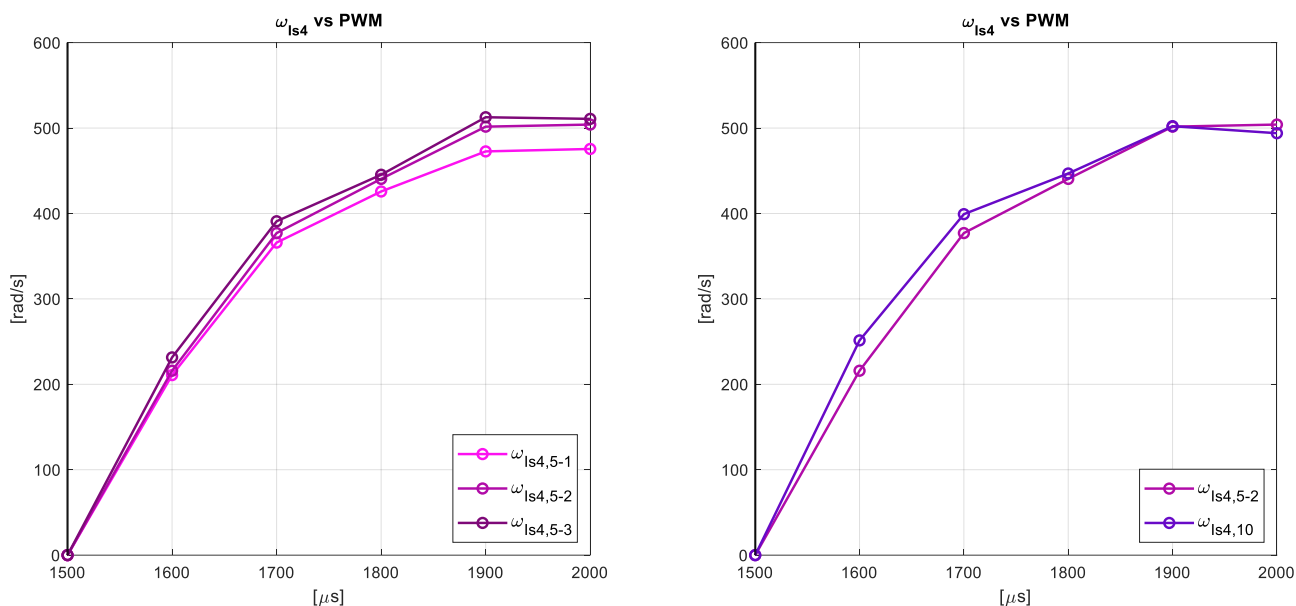


Figura 44: Confronto tra velocità di rotazione assale posteriore per infill 5% (1-2-3 wall) e infill 10% (1 wall).

I valori medi a regime sono riportati in Tabella 55.

Tabella 55: Valori medi velocità di rotazione assale posteriore.

PWM	$\omega_{Is4_{5-1}}$	$\omega_{Is4_{5-2}}$	$\omega_{Is4_{5-3}}$	$\omega_{Is4_{10}}$
1500	0	0	0	0
1600	210,78	215,91	231,50	251,42
1700	365,92	377,04	390,89	399,20
1800	425,74	440,48	445,34	446,80
1900	472,66	501,64	512,67	502,20
2000	475,53	504,08	510,75	493,97

La risposta dinamica del sistema è analizzata in Figura 45, in cui sono riportati gli andamenti temporali della velocità dell'assale posteriore per le diverse configurazioni di stampa, organizzati in quattro quadranti per evidenziare separatamente l'influenza dei perimetri e dell'infill.

Nel quadrante in alto a sinistra è riportato il confronto tra le configurazioni con infill 5% e numero di perimetri pari a 1, 2 e 3. Si osserva che la configurazione con 1 wall presenta una crescita della velocità più graduale, mentre le configurazioni con 2 e 3 wall mostrano una risposta più pronta e una maggiore stabilità durante il transitorio. L'aumento dei perimetri incrementa quindi la rigidità strutturale, riducendo le deformazioni elastiche e migliorando la trasmissione della coppia.

Nel quadrante in alto a destra è riportato il confronto tra infill 5% (1-wall) e 10% (2-wall). L'incremento dell'infill e del wall comporta una salita più rapida verso il regime e una velocità finale leggermente superiore, oltre a una minore dispersione del segnale nel tempo.

Nei quadranti inferiori sono messi a confronto gli effetti combinati di infill e perimetri. In particolare, la configurazione con 3 wall e 5% di infill (in basso a destra) mostra un comportamento dinamico comparabile a quello con 10% di infill e 2 wall, evidenziando come l'aumento dei perimetri possa compensare un riempimento inferiore.

Alle basse velocità si rileva un lieve effetto inerziale dovuto alla maggiore massa delle configurazioni più rigide. Ai regimi più elevati, tuttavia, queste ultime mantengono la velocità in modo più stabile nel tempo, indicando una minore sensibilità a deformazioni e fenomeni di degrado progressivo.

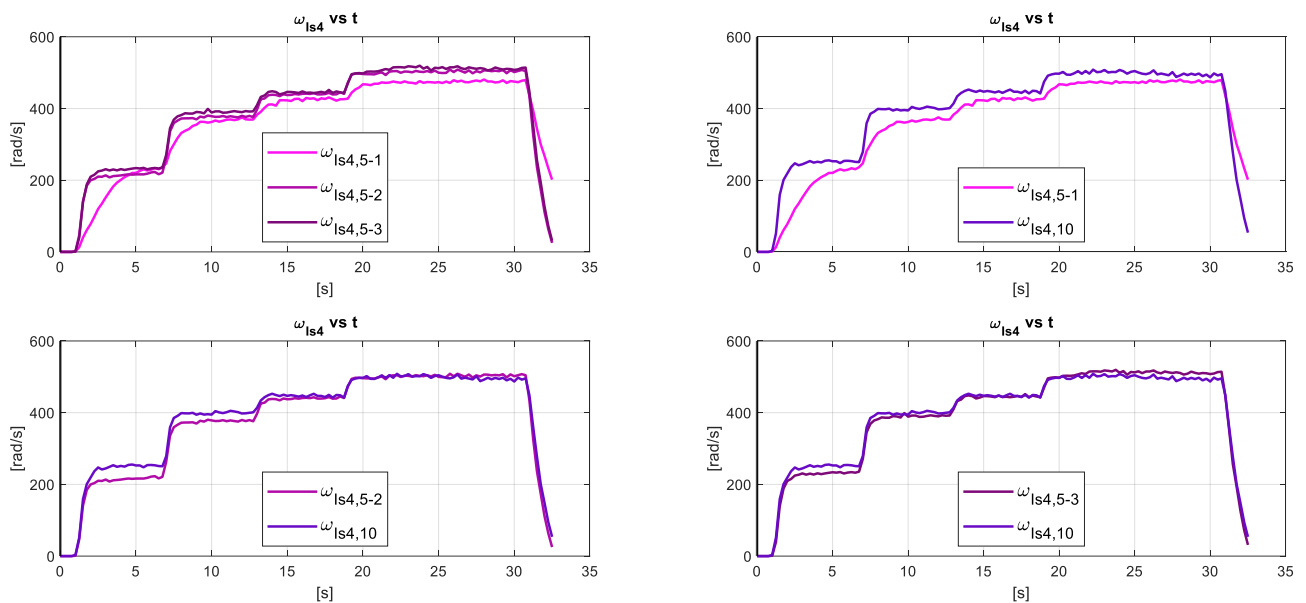


Figura 45: andamenti temporali della velocità dell'assale posteriore per le diverse configurazioni di stampa. In Figura 46 è riportato uno zoom della fase di transizione tra  $1700 \mu s$  e  $1800 \mu s$ .

Dall'analisi dettagliata del transitorio si osserva che:

- la configurazione con 1 wall e 5% di infill presenta una pendenza iniziale inferiore, indicativa di una trasmissione della coppia meno efficace;
- le configurazioni con maggiore numero di perimetri raggiungono più rapidamente il nuovo valore di regime;
- l'aumento dell'infill produce un comportamento intermedio ma stabile.

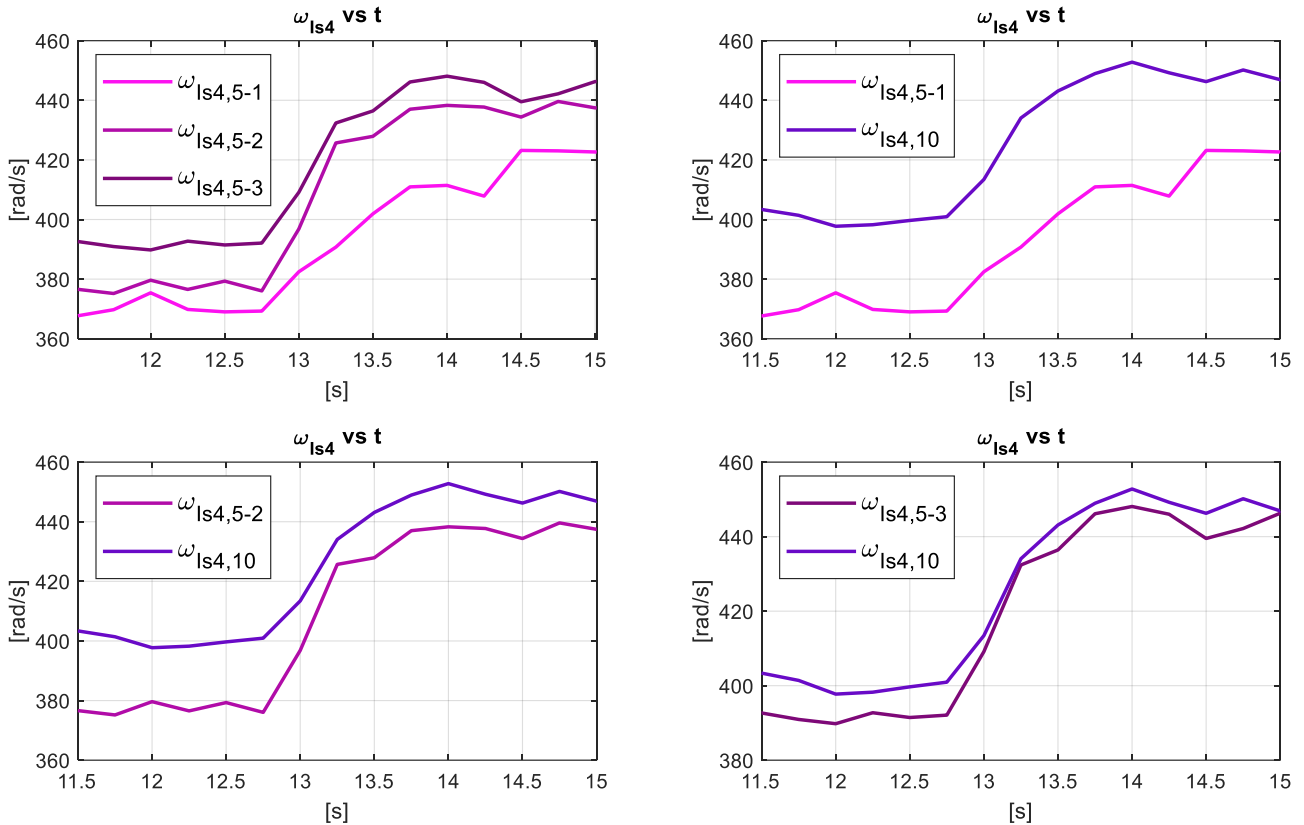


Figura 46: zoom della fase di transizione tra 1700 e 1800  $\mu$ s per le diverse configurazioni di stampa.

Si conferma quindi che un incremento della rigidità, ottenuto mediante aumento dei perimetri o dell'infill, comporta un beneficio diretto sulla risposta dinamica del sistema, con particolare evidenza nelle fasi di accelerazione.

### 3.4.4 Efficienza relativa

Al fine di isolare la quota di potenza elettrica effettivamente associata alla generazione di coppia, viene definita la potenza elettrica di coppia:

$$P_{elcoppia} = V_{Isbatt} \cdot (I_{Is} - I_{Is0}) \quad (3.10)$$

Tale grandezza rappresenta la potenza assorbita dal sistema al netto della corrente a vuoto, ed è utilizzata come indicatore comparativo delle perdite meccaniche e dell'incremento di carico tra le diverse configurazioni.

La grandezza  $P_{elcoppia}$  rappresenta la potenza aggiuntiva richiesta dalla struttura meccanica rispetto alla sola rotazione del motore a vuoto.

Come visto prima le configurazioni con maggiore numero di wall raggiungono velocità leggermente superiori a parità di comando, tuttavia richiedono una potenza incrementale maggiore, coerente con l'aumento della massa, per cui questa analisi non permette solo di dire che l'aumento di massa aumenta la rigidità, ma anche come metterla nel modo giusto per minimizzare le perdite.

Il confronto tra  $\omega_{IS_4}$  e  $P_{elcoppia}$  consente di valutare l'efficienza relativa delle diverse configurazioni in termini di velocità ottenuta per potenza assorbita.

Per sintetizzare il comportamento delle diverse configurazioni si consideri il rapporto:

$$\Psi = \frac{\omega_{IS_4}}{P_{elcoppia}} \quad (3.11)$$

che rappresenta un indicatore prestazionale relativo.

Valori più elevati di  $\Psi$  indicano una maggiore velocità raggiunta per unità di potenza elettrica di coppia (Figura 47).

Dai risultati emerge un compromesso tra:

- configurazioni più leggere (minor numero di wall), che richiedono minore potenza ma presentano minore stabilità e maggiore usura nel tempo;
- configurazioni più rigide (maggiore numero di wall), che richiedono maggiore coppia ma garantiscono una migliore risposta dinamica e minore degrado dei denti;
- All'aumentare del livello di comando, e quindi della corrente richiesta al sistema, si osserva una progressiva riduzione dell'efficienza relativa, imputabile all'incremento delle perdite meccaniche.

In particolare, la configurazione con 2 wall e infill 5% risulta intermedia ma energeticamente meno favorevole, poiché combina un assorbimento relativamente elevato con un incremento prestazionale non proporzionale. Pertanto, un incremento della rigidità e della massa risulta funzionale, a condizione che venga introdotto adottando gli opportuni accorgimenti progettuali.

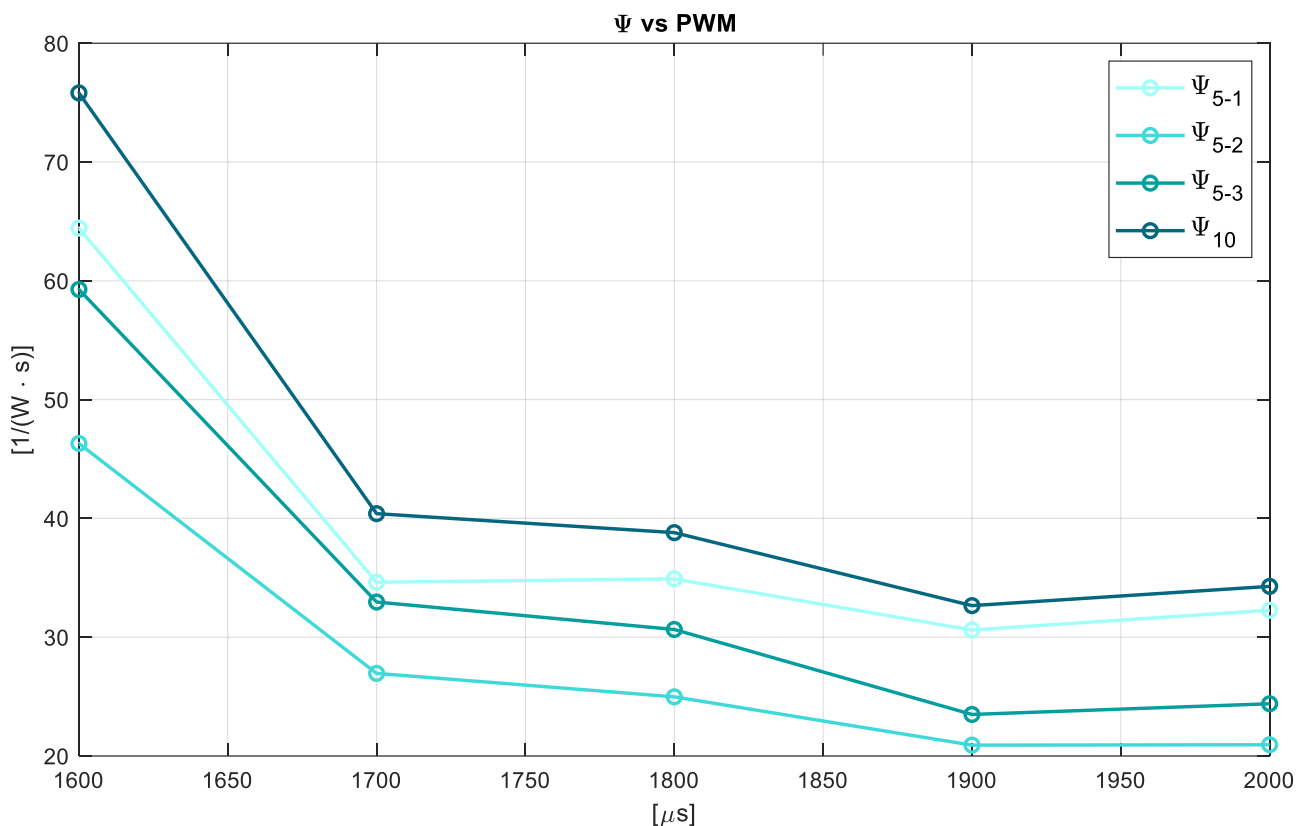


Figura 47: Confronto tra efficienza relativa per infill 5% (1-2-3 wall) e infill 10% (1 wall).

Si riportano i valori medi dell'efficienza relativa in Tabella 56.

Tabella 56: Valori medi di efficienza relativa.

PWM	Ψ <sub>5-1</sub>	Ψ <sub>5-2</sub>	Ψ <sub>5-3</sub>	Ψ <sub>10</sub>
1500	0	0	0	0
1600	64,44	46,31	59,28	75,81
1700	34,62	26,95	32,97	40,40
1800	34,91	25,98	30,65	38,80
1900	30,61	20,92	23,50	32,66
2000	32,27	20,95	24,40	34,28

### 3.5 Studio empirico per la modifica del materiale della trasmissione

Le prove relative al cambio di materiale e di profilo del dente sono state condotte con finalità prevalentemente funzionali e di validazione operativa. Il livello di rumore presente nelle misure dinamiche, dovuto alle vibrazioni e alle sollecitazioni impulsive in condizioni reali di rotolamento, non consente infatti un'analisi quantitativa fine delle differenze energetiche tra le configurazioni. L'attenzione è stata quindi posta principalmente sulla continuità di funzionamento, sull'usura e sull'affidabilità nel tempo.

#### 3.5.1 Configurazione PLA – denti dritti

La prima configurazione del veicolo completo prevedeva l'impiego di ingranaggi in PLA con profilo a denti dritti (Figura 48a).

Durante le prove in condizioni operative reali (veicolo appoggiato al suolo), tale soluzione ha evidenziato diverse criticità. Il contatto tra i denti risultava di natura impulsiva, con urti ripetuti e discontinuità nella trasmissione del moto, accompagnati da elevata rumorosità. L'azione combinata di velocità elevate, carichi ciclici e limitata resilienza del PLA ha inoltre portato a fenomeni di usura localizzata sui fianchi dei denti e, nei casi più gravosi, a deformazioni permanenti fino a episodi di fusione superficiale dovuti al riscaldamento per attrito.

La rigidità del materiale, unita alla geometria a denti dritti, ha favorito la concentrazione delle sollecitazioni in corrispondenza dell'ingresso in presa, accelerando il degrado del componente (Figura 48b).

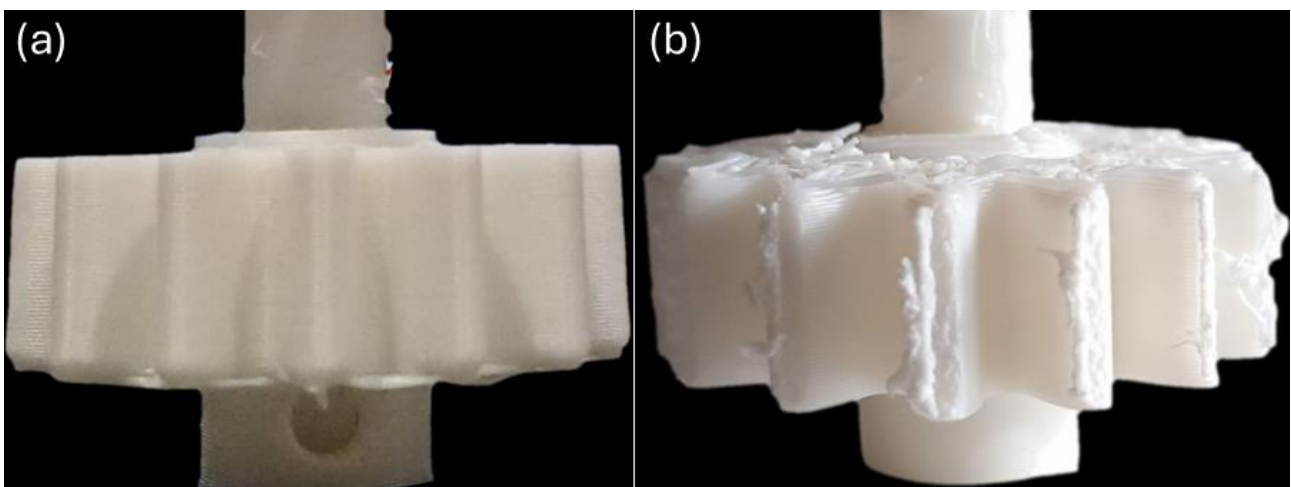


Figura 48: a) Pignone in PLA prima dell'esecuzione del test su asfalto; b) Pignone in PLA al termine del test.

L'analisi qualitativa ha evidenziato la necessità di intervenire sia sulla geometria del dente, per garantire maggiore continuità di contatto, sia sul materiale, al fine di migliorare il comportamento a fatica e la resistenza all'usura.

### 3.5.2 Configurazione PETG – denti elicoidali

La seconda configurazione ha previsto l'introduzione di un profilo a denti elicoidali realizzato in PETG (Figura 49).

Il profilo elicoidale consente un contatto progressivo tra i denti, con un numero maggiore di elementi simultaneamente in presa. Ciò si traduce in una migliore distribuzione del carico lungo la fascia del dente e in una riduzione dell'impatto impulsivo tipico dei denti dritti.

Dal punto di vista funzionale si è osservato un netto miglioramento della fluidità di rotazione e una riduzione della rumorosità, con una trasmissione del moto più continua. Tuttavia, in condizioni di carico prolungato, il PETG ha mostrato fenomeni di deformazione progressiva e usura dei fianchi.

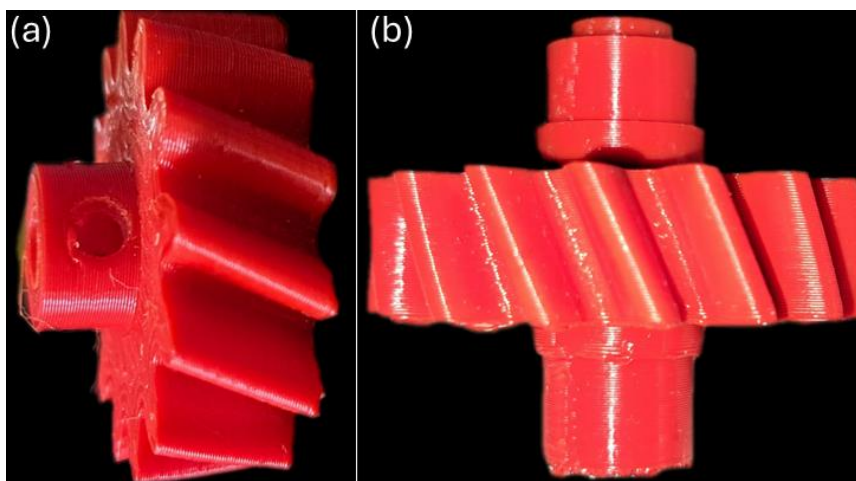


Figura 49: a) Pignone in PETG profilo dente elicoidale; b) Ruota condotta in PETG profilo dente elicoidale.

La soluzione ha quindi rappresentato un miglioramento rispetto alla configurazione iniziale, ma non ha garantito una stabilità dimensionale e prestazionale adeguata nel lungo periodo.

### 3.5.3 Configurazione Nylon – denti elicoidali

Le prove operative hanno evidenziato un funzionamento più stabile nel tempo, con riduzione significativa dell'usura e assorbimenti più regolari. L'affidabilità complessiva del sistema è aumentata sensibilmente (Figura 50).

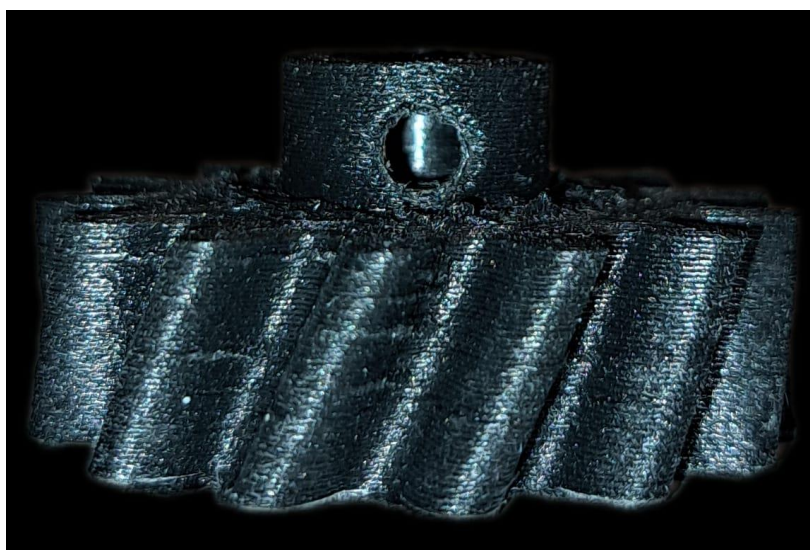


Figura 50: Pignone in Nylon (PA12+CF15) profilo dente elicoidale.

Il passaggio al Nylon, combinato con il profilo elicoidale, ha quindi rappresentato la soluzione più idonea per applicazioni dinamiche caratterizzate da carichi ripetuti e regimi di rotazione elevati.

## 3.6 Valutazione dei cuscinetti stampati in 3D

È stata condotta una prova sperimentale sostituendo i cuscinetti commerciali con elementi ibridi realizzati mediante stampa 3D, utilizzando nuovamente il veicolo sollevato per ridurre i carichi sviluppati.

### 3.6.1 Parametri di prova

Le condizioni operative adottate sono le seguenti:

- materiale: Cuscinetti ibridi in PLA
- infill cuscinetto: 100%
- comando: variazione a gradini del segnale  $u$ ;
- alimentazione: batteria 2S;
- numero di ripetizioni: 6.

Al fine di favorire ulteriormente la configurazione ibrida dei cuscinetti PLA, le prove sono state condotte con ingranaggi a denti elicoidali e infill pari al 10%, così da ridurre gli effetti impulsivi e migliorare la distribuzione del carico.

### 3.6.2 Risultati sperimentali

Le prove condotte con cuscinetti stampati in PLA hanno evidenziato un comportamento significativamente differente rispetto ai cuscinetti standard commerciali.

In particolare, si è osservato che:

- la velocità di rotazione della ruota si riduce a circa il 25% del valore ottenuto con cuscinetti tradizionali;

L'assorbimento di corrente ha registrato un incremento fino a un ordine di grandezza superiore rispetto al valore iniziale. In Figura 52 è riportato il confronto tra corrente di coppia e momento torcente nelle configurazioni con cuscinetti standard e cuscinetti stampati. Il caso riportato corrisponde alla configurazione più sfavorevole in termini di corrente e momento torcente tra quelle analizzate nel paragrafo 3.4.2, al fine di rendere il confronto conservativo. Nonostante ciò, l'impiego del cuscinetto stampato determina un incremento anomalo della corrente già a partire da  $1700 \mu\text{s}$ , con un rapido degrado della situazione a  $1800 \mu\text{s}$ .

Tale comportamento è attribuibile a:

- disallineamenti geometrici dovuti alla precisione limitata della stampa;
- aumento dell'attrito radente tra anello interno e albero;
- fenomeni di grippaggio meccanico;
- riscaldamento localizzato per attrito.

Entrambi i cuscinetti analizzati (*A* e *B*) hanno mostrato fusione dell'anello interno sull'albero di trasmissione. Il cuscinetto *A* risulta completamente distrutto al termine della prova, mentre il cuscinetto *B*, pur presentando fusione e deformazioni plastiche, mantiene parzialmente la propria integrità strutturale. Tale differenza è attribuibile alla presenza, nel caso *B*, dei cuscinetti del differenziale adiacenti, che contribuiscono a una migliore distribuzione del carico radiale (Figura 51).

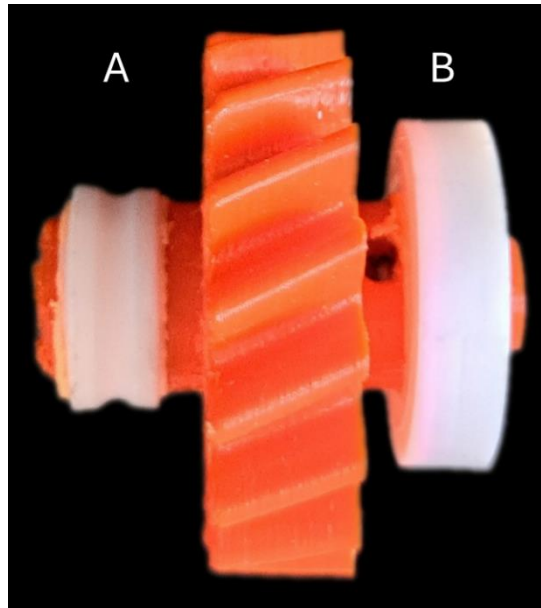


Figura 51: Fusione del cuscinetto sull'albero condotto.

A causa delle criticità riscontrate, la prova è stata interrotta anticipatamente al livello di comando pari a 1800  $\mu\text{s}$ .

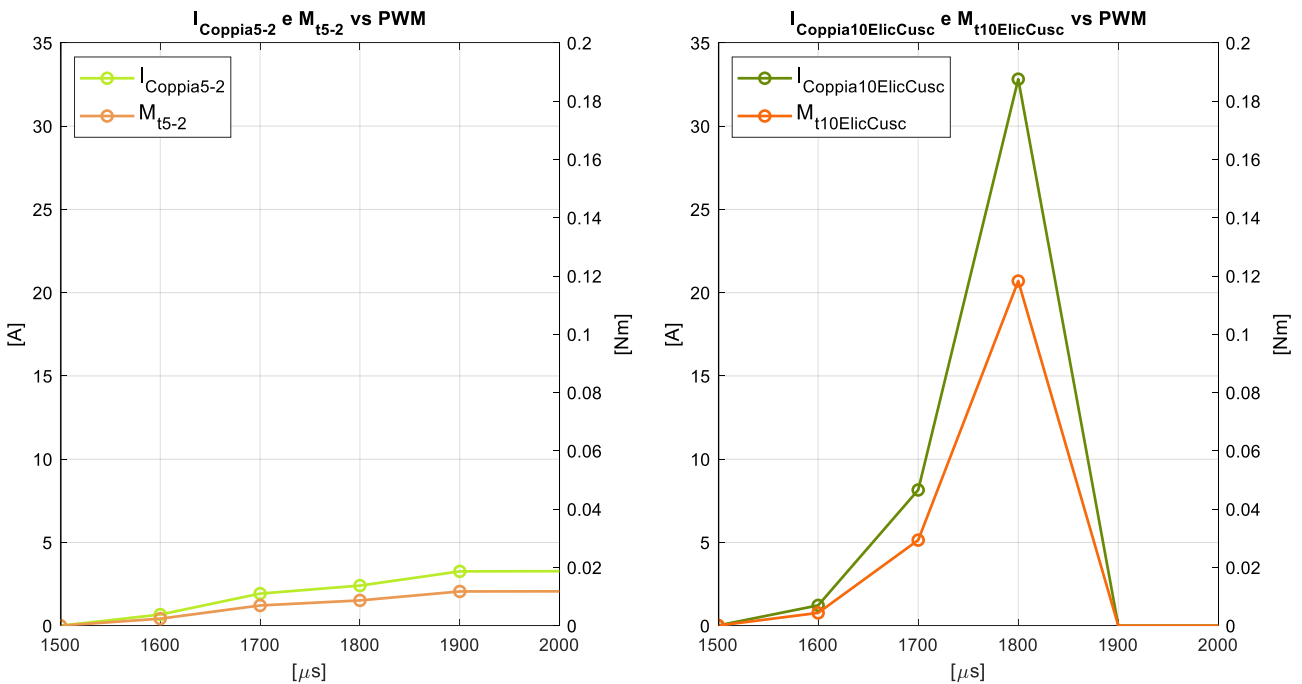


Figura 52: Confronto della corrente di coppia e momento torcente tra cuscinetti standard e stampati.

Si riportano i valori medi della corrente di coppia e momento torcente in Tabella 57.

Tabella 57: Valori medi della corrente di coppia e momento torcente tra cuscinetti standard e stampati.

PWM	$I_{Coppia_{5-2}}$	$M_{t_{5-2}} [Nmm]$	$I_{Coppia_{10Elic}}$	$M_{t_{10Elic}} [Nmm]$
1500	0	0	0	0
1600	0,68	2,42	1,22	4,40
1700	1,93	6,95	8,15	29,38
1800	2,41	8,68	32,82	118,27
1900	3,26	11,76	0	0
2000	3,27	11,80	0	0

La riduzione della velocità di rotazione dell'assale posteriore è riportata in Figura 53. La significativa diminuzione della velocità, associata all'aumento della corrente, indica un'elevata dissipazione di potenza per attrito all'interno del cuscinetto stampato. La combinazione di deformazioni elastiche, imprecisioni dimensionali e scarsa resistenza termica del PLA rende tale soluzione non idonea per applicazioni ad alta velocità di rotazione.

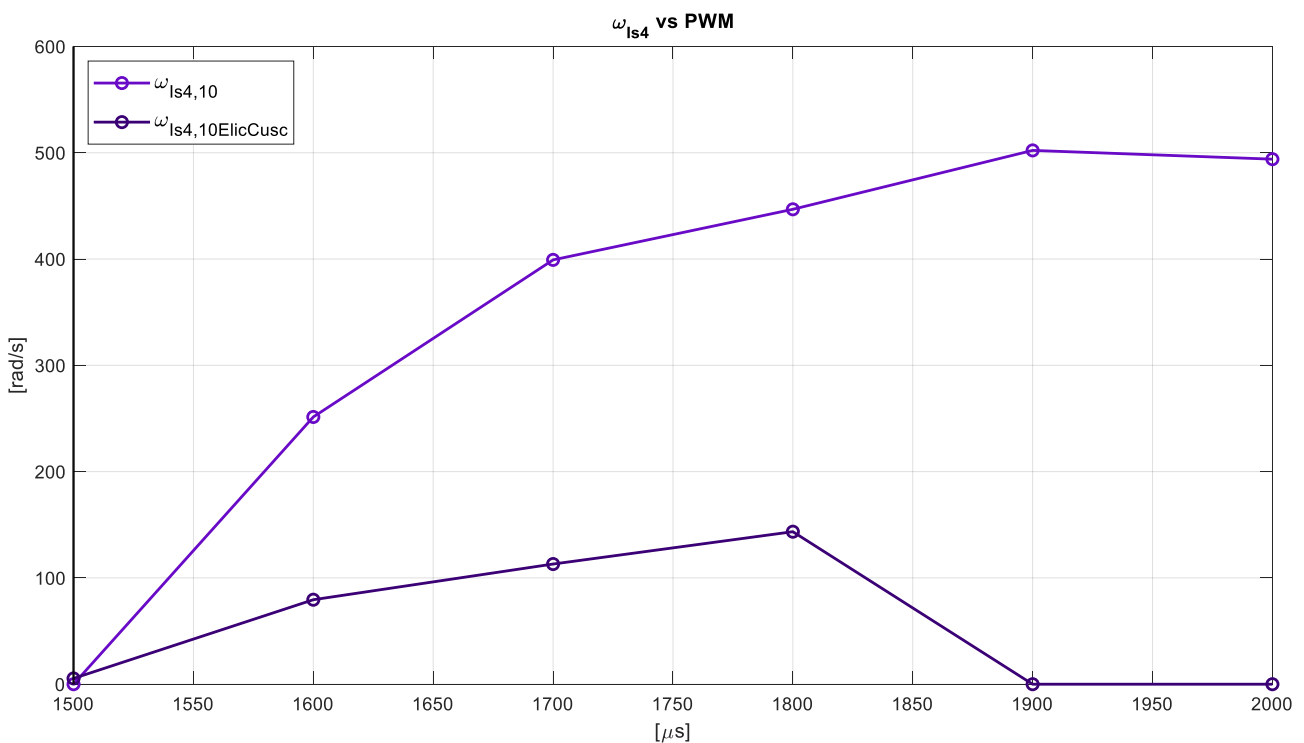


Figura 53: Confronto velocità di rotazione assale posteriore tra cuscinetti standard e stampati.

Si riportano i valori medi della velocità di rotazione assale posteriore in Tabella 58.

Tabella 58: Valori medi della velocità di rotazione assale posteriore tra cuscinetti standard e stampati.

PWM	$\omega_{Is45-1}$	$\omega_{Is410Elic}$
1500	0	0
1600	0,68	2,43
1700	1,94	6,98
1800	2,41	8,72
1900	3,27	11,80
2000	3,29	11,84

I risultati indicano che la tecnologia FDM per cuscinetti ibridi in PLA, nelle condizioni geometriche e di carico adottate, non è idonea alla realizzazione di cuscinetti per applicazioni dinamiche ad alta velocità.

### 3.7 Ottimizzazioni

Durante lo sviluppo del prototipo sono state introdotte diverse modifiche geometriche e costruttive con l'obiettivo di migliorare la resistenza meccanica, l'affidabilità e la continuità della trasmissione del moto. Le ottimizzazioni hanno riguardato principalmente l'assale posteriore, il mozzo della ruota posteriore e gli elementi di collegamento, tenendo conto sia dei vincoli imposti dal differenziale commerciale sia delle limitazioni intrinseche della tecnologia FDM, in particolare anisotropia e discontinuità interlayer.

#### 3.7.1 Assale posteriore

L'assale posteriore rappresenta uno degli elementi maggiormente sollecitati del sistema, essendo soggetto a torsione e carichi impulsivi derivanti dalla trasmissione del moto. La zona di accoppiamento con il differenziale è geometricamente vincolata dal componente commerciale utilizzato, riducendo la libertà progettuale e imponendo specifiche dimensioni di interfaccia.

Nel corso dello sviluppo sono state adottate tre soluzioni successive, progressivamente migliorative.

##### 3.7.1.1 Prima soluzione

La prima configurazione (Figura 54) prevedeva un assale integrato con una porzione maggiorata in corrispondenza dell'appoggio sul cuscinetto, al fine di garantire una corretta rotazione e ridurre le concentrazioni di tensione locali. L'accoppiamento con la ruota era realizzato mediante vite stampata in PLA, avvitata in un dado commerciale inserito nella ruota.

Questa soluzione ha evidenziato criticità significative. Si sono verificati cedimenti per torsione nella zona di trasmissione della spinta, oltre a rotture del filetto in PLA sia durante il serraggio sia sotto carico dinamico. Il comportamento è attribuibile alla bassa resistenza a taglio del materiale, alla concentrazione delle tensioni nella radice del filetto e all'anisotropia meccanica tipica della stampa FDM.



Figura 54: Cedimenti dell'assale posteriore nella prima configurazione.

### 3.7.1.2 Seconda soluzione

La seconda configurazione ha previsto la separazione funzionale tra assale e mozzo. L'assale, ancora vincolato geometricamente dal differenziale commerciale, trasmetteva il moto a un mozzo indipendente, con lunghezza ottimizzata tramite modellazione CAD.

L'alberino di spinta presentava diametro  $3,14\text{ mm}$  (Figura 55a, azzurro), mentre l'albero principale era pari a  $4\text{ mm}$  (Figura 55a, rosso). Questa soluzione ha eliminato i cedimenti immediati dell'assale, ma ha evidenziato un'insufficiente capacità di trasmissione della coppia. In particolare, l'assale non risultava in grado di fornire una coppia adeguata all'avviamento del veicolo, mentre il mozzo, ancora accoppiato tramite vite in PLA, risultava soggetto a rottura torsionale.

Il cedimento è riconducibile a uno squilibrio tra la rigidità dell'assale e la capacità resistente del mozzo, con conseguente sovraccarico torsionale localizzato (Figura 55b).

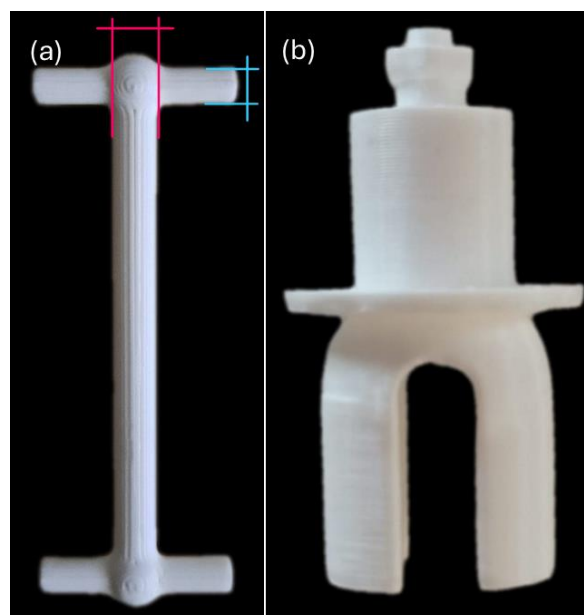


Figura 55: a) Assale posteriore in PLA; b) Mozzo in PLA con cedimento strutturale.

### 3.7.1.3 Terza soluzione: soluzione finale

La soluzione definitiva ha previsto un assale monolitico con revisione completa di materiale, geometria, modalità di accoppiamento e parametri di stampa (Figura 56).

Sono stati testati PLA, PETG e Nylon (PA12+CF15). Le modifiche principali hanno riguardato l'introduzione di elementi metallici nelle zone critiche di trasmissione della coppia. In particolare, le zone di spinta precedentemente realizzate in PLA sono state sostituite con viti metalliche di diametro 1 mm, garantendo una trasmissione più affidabile della coppia.

Il mozzo è stato trasformato da elemento attivo filettato a componente passivo con inserti metallici. L'utilizzo di inserti filettati a caldo ha migliorato significativamente la resistenza meccanica dell'accoppiamento vite – mozzo, mentre l'introduzione di un doppio dado (standard e anti-svitamento) ha consentito di resistere alle sollecitazioni in accelerazione.

L'assale è stato stampato con orientamento volto a massimizzare la resistenza torsionale, riducendo la presenza di layer perpendicolari all'asse di rotazione. I fori sono stati orientati verso l'alto per garantire precisione dimensionale e corretta introduzione delle viti.

Il mozzo è stato stampato in orientamento verticale, al fine di garantire migliore coassialità e comportamento più uniforme sotto carico.

Le prime versioni stampate con infill parziale in PLA hanno mostrato cedimenti torsionali prematuri. Il passaggio a infill 100% ha eliminato le rotture, ma il miglior risultato è stato ottenuto mediante configurazione a parete piena (wall completo), risultata più efficace nel contrastare le sollecitazioni torsionali rispetto a un riempimento interno tradizionale. La continuità del materiale lungo la circonferenza resistente si è dimostrata determinante per la capacità di trasmissione della coppia.



Figura 56: a) Assale posteriore con wall completo; b) Mozzo secondo l'orientamento di stampa ottimale.

### 3.7.2 Giunto sferico e supporti bracci

I supporti dei bracci delle sospensioni sono stati inizialmente sviluppati a partire da un modello open source (Figura 57a). Tuttavia, l'analisi della configurazione originale ha evidenziato alcune criticità, tra cui la presenza di giochi radiali e assiali eccessivi, difficoltà di accoppiamento con una barra filettata commerciale e una limitata ripetibilità dimensionale. Per tali motivi è stata effettuata una revisione progettuale del componente (Figura 57b), finalizzata alla riduzione dei giochi funzionali, all'ottimizzazione della sede dell'inserto filettato e all'aumento della lunghezza utile per la regolazione della barra filettata. Sono inoltre state introdotte modifiche geometriche volte a migliorare la robustezza dell'accoppiamento. Le modifiche apportate hanno consentito di ottenere un sistema di collegamento più stabile e meno soggetto a vibrazioni o allentamenti durante il funzionamento utilizzando degli inserti filettati accoppiati a caldo.

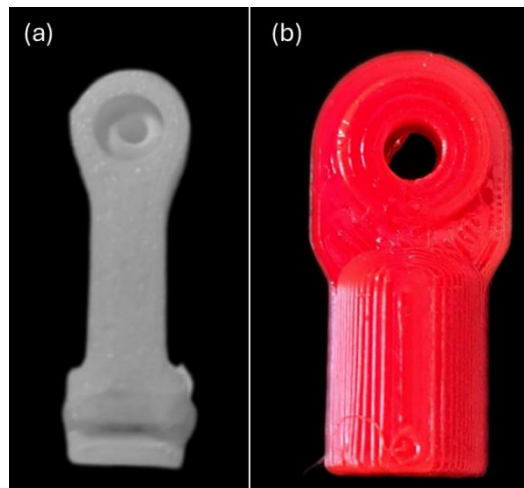


Figura 57: a) Configurazione iniziale del giunto sferico in PLA; b) Configurazione finale del giunto sferico in PETG.

È riportata in Figura 58 l'ottimizzazione della sospensione con tutti gli accorgimenti descritti.



Figura 58: Sospensione posteriore ottimizzata.

## 4 Conclusioni

Il presente lavoro ha analizzato la fattibilità dell'impiego della tecnologia FDM per la realizzazione di componenti meccanici destinati a una trasmissione per applicazioni leggere di tipo mecatronico. L'obiettivo è stato valutare in modo sperimentale l'influenza dei parametri di stampa, del materiale e della geometria dei componenti sulle prestazioni dinamiche, energetiche e funzionali del sistema. Tenendo conto di un orientamento di stampa selezionato al fine di ottimizzare le prestazioni e la funzionalità del componente.

L'attività è stata sviluppata secondo un approccio progressivo, partendo dalla caratterizzazione del motore elettrico a vuoto, passando all'analisi della trasmissione isolata, fino allo studio di un veicolo completo in condizioni controllate e operative reali.

La prima fase di caratterizzazione del gruppo motore – ESC ha consentito di determinare una costante di velocità efficace  $K_{V_{eff}}$  a partire dai dati sperimentali e di distinguere il contributo di corrente a vuoto da quello di coppia. Ciò ha permesso di stimare il momento torcente e la potenza meccanica disponibile all'albero in modo coerente con le misure.

È emerso che, ai bassi livelli di comando, le perdite relative incidono in misura maggiore, mentre ai regimi più elevati il sistema opera in condizioni energeticamente più favorevoli. La modellazione adottata ha fornito una base solida per l'analisi della trasmissione.

L'analisi della trasmissione isolata ha evidenziato come l'aumento dell'infill incrementi la stabilità dinamica e riduca le oscillazioni nei transitori.

Nel veicolo completo sollevato da terra è stato osservato un compromesso tra massa e rigidità strutturale. L'aumento del numero di perimetri contribuisce a migliorare la rapidità della risposta dinamica e la stabilità a regime, tuttavia, un impiego non coscienzioso del materiale può determinare un incremento della corrente di coppia richiesta, riducendo l'efficienza complessiva del sistema.

L'introduzione di un indicatore prestazionale basato sul rapporto tra velocità e potenza elettrica di coppia ha consentito di evidenziare tale equilibrio tra leggerezza ed efficienza strutturale.

Le prove operative con veicolo appoggiato al suolo hanno messo in evidenza i limiti della configurazione in PLA con denti dritti, caratterizzata da contatto impulsivo, elevata rumorosità, usura localizzata e degrado termico.

L'introduzione del profilo elicoidale ha migliorato la continuità del contatto e la distribuzione del carico. Tuttavia, il PETG ha mostrato deformazioni progressive sotto carico prolungato. La configurazione in Nylon con denti elicoidali si è dimostrata la soluzione più idonea,

garantendo maggiore resilienza, migliore resistenza all'usura e funzionamento stabile nel tempo.

Le prove sui cuscinetti ibridi stampati in PLA hanno evidenziato criticità rilevanti. La velocità di rotazione è risultata ridotta a circa un quarto rispetto ai cuscinetti standard, mentre la corrente assorbita è aumentata fino a un ordine di grandezza superiore. Sono stati riscontrati fenomeni di grippaggio, deformazione plastica e fusione dell'anello interno sull'albero.

Tali risultati dimostrano che, nelle condizioni operative analizzate, la stampa FDM in PLA non è idonea alla realizzazione di elementi tribologici soggetti ad alte velocità di rotazione e carichi significativi.

Particolare rilievo assume l'ottimizzazione dell'assale posteriore e del mozzo ruota. Le prime configurazioni hanno evidenziato cedimenti torsionali e criticità negli accoppiamenti filettati stampati in PLA, dovuti a concentrazioni di tensione e anisotropia del materiale.

La soluzione finale, basata su assale monolitico ottimizzato, orientamento di stampa mirato e introduzione di inserti metallici nelle zone critiche, ha consentito di ottenere una trasmissione affidabile della coppia e un comportamento strutturale stabile.

Analogamente, la revisione dei giunti sferici e dei supporti dei bracci delle sospensioni ha dimostrato l'importanza di ridurre i giochi funzionali e migliorare la precisione dimensionale. L'ottimizzazione delle sedi per inserti filettati e dell'accoppiamento con le barre filettate ha portato a un sistema più stabile, meno soggetto a vibrazioni e con maggiore ripetibilità del comportamento dinamico.

Questi risultati evidenziano come, nella progettazione additiva, sia necessario un approccio iterativo che integri modellazione CAD, conoscenza del processo FDM e validazione sperimentale.

Per cui, il lavoro dimostra che la tecnologia FDM può rappresentare una soluzione tecnicamente valida per sistemi meccanici leggeri, a condizione che la progettazione sia orientata alla funzione e tenga conto delle caratteristiche specifiche del processo additivo.

La sostituzione di componenti metallici con parti stampate in 3D è possibile in applicazioni a carico moderato, purché vengano adottate scelte consapevoli in termini di materiale, geometria, orientamento di stampa e distribuzione del materiale. Tuttavia, per componenti tribologici ad alta velocità o fortemente sollecitati, l'impiego di polimeri standard come il PLA presenta limitazioni strutturali e termiche rilevanti.

Nel complesso, il lavoro fornisce una validazione sperimentale completa di un sistema mecatronico ampiamente realizzato mediante stampa 3D, evidenziandone potenzialità, limiti e criteri progettuali per applicazioni future.

## 5 Referenze

- [1] tesseract, "SLS vs. SLA vs. FDM: Choosing the Right 3D Printing Method."
- [2] "MJ\_PLA".
- [3] "TDS PLA FiloAlfa".
- [4] "TDS PLA 3d jake".
- [5] "TDS PET-G FiloAlfa".
- [6] "TDS PET-G esun." [Online]. Available: [www.esun3d.net](http://www.esun3d.net)
- [7] "TDS NYLON PA12CF15 FIBERLOGY".
- [8] "Stampa3d\_motogp".
- [9] M. S. Tunalioglu and B. V. Agca, "Wear and Service Life of 3-D Printed Polymeric Gears," *Polymers (Basel)*, vol. 14, no. 10, May 2022, doi: 10.3390/polym14102064.
- [10] M. R. Hasan, I. J. Davies, A. Pramanik, M. John, and W. K. Biswas, "Technical assessment of 3D-printed spur gears produced from recycled PLA," Nov. 06, 2024. doi: 10.21203/rs.3.rs-5284212/v1.
- [11] A. I. Portoaca, D. G. Zisopol, R. G. Ripeanu, I. Nae, and M. Tanase, "Accelerated testing of the Wear Behavior of 3D-printed Spur Gears," *Engineering, Technology and Applied Science Research*, vol. 14, no. 3, pp. 13845–13850, Jun. 2024, doi: 10.48084/etasr.7113.
- [12] Md Raquibul Hasan, Ian J. Davies, Alokesh Pramanik, Michele Rosano, and Wahidul K. Biswas, "Technical Assessment of 3D-Printed Spur Gears Produced from Recycled Polylactic Acid."
- [13] SPYMINNPOO, "Combo Motore Brushless RC."
- [14] "Elementi di macchine (Gustav Niemann, Hans Winter) (Z-Library)".
- [15] D. Sasikanth and T. B. Rao, "Design, Modeling and Analysis of Involute Spur Gears by Finite Element Method," 2013. [Online]. Available: [www.ijerd.com](http://www.ijerd.com)
- [16] "Elementi di meccanica delle trasmissioni Calcolo degli sforzi sui sopporti Quaderni di formazione."
- [17] "SKF Rolling bearings," 2018.
- [18] Valentin L Popov, "Hertzian contact of rigid sphere with radius R and movable elastic substrate."
- [19] "ESP32 - AzDelivery."
- [20] "Datasheet INR18650-26ME\_hdapower".
- [21] OVONIC, "Datasheet LiPo Battery Pack."
- [22] Miuzei, "Datasheet - Servo 25 kg."
- [23] Patrick Alberts, "Circuit scheme - Logic Level Bidirectional."

- [24] Andreas Spiess, "Cheap and simple Solar Power for our small Projects."
- [25] Clyde Cox, "How to Use Solar Panels to Power the Arduino."
- [26] Enea Energia Solare, "Mappe dell'integrale di luce giornaliero."
- [27] Jalanpalmer, "Hours of daylight vs latitude vs day of year."
- [28] Tvcmall, "Solar Panel".
- [29] exactusenergy, "Energy Efficiency in Solar Panels."