

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

con orientamento Automazione

Tesi di laurea magistrale

**Studio funzionale, modellazione 3D e analisi dinamica
del “Mulino segheria Nadin” di San Pietro
di Monterosso Grana (CN)**



Relatore: Walter Franco

Candidato: Marco Regis

Anno accademico: 2024-2025

Indice

Sommario	5
1.0 – INTRODUZIONE	1
1.1 - Origine e sviluppo storico dei mulini ad acqua	1
1.2 - Aspetti tecnici e funzionali dei mulini ad acqua	4
1.3 - Riavvio e riconversione dei mulini ad acqua	11
2 – STATO DELL'ARTE	13
2.1 - Analisi di contesto e finalità del recupero/riconversione dei mulini ad acqua	13
2.2 - Il riavvio dei mulini ad acqua: il parco macchine.....	25
2.3 - Produzioni riavviate e ricadute territoriali dei mulini ad acqua recuperati	42
3 - IL CASO STUDIO: IL “MULINO NADIN”	45
3.1 - Analisi funzionale	52
3.1.1 - Ruota idraulica	52
3.1.2 - Trasmissione di potenza	54
3.1.3 - Meccanismo biella-manovella	61
3.1.4 - Meccanismo per l'avanzamento automatico della “slitta primaria”	65
3.1.5 - Meccanismo per l'avanzamento della “slitta secondaria”	75
3.1.6 - Fissaggio del tronco alla “slitta secondaria”	77
3.2 - Analisi dinamica	81
3.2.1 – Ruota idraulica.....	83
3.2.2 – Trasmissione di potenza	91
3.2.3 – Meccanismo biella-manovella.....	101
3.2.4 – Utilizzatori	105
3.2.4.1 – Fase di discesa	105
3.2.4.2 – Fase di salita	109
3.3 - Analisi dei dati	117
4 - CONCLUSIONI	126
Tabella dei parametri.....	127
Bibliografia	133
Ringraziamenti.....	138

Sommario

I primi mulini ad acqua hanno cominciato a diffondersi già dal I secolo a.C. e, con il passare del tempo, hanno trovato sempre più impiego nelle zone rurali. Utilizzando appositi meccanismi, è stato possibile sfruttare la rotazione dell'albero, collegato alla ruota idraulica, per diversi e multipli scopi, per esempio: macinare grano, frumento e mais, segare tronchi per ottenere delle assi o filare la seta. Il mulino ad acqua è quindi stato fondamentale per lo sviluppo delle comunità per numerosi secoli.

A seguito della rivoluzione industriale, la diffusione e, soprattutto, l'utilizzo dei mulini ad acqua è diminuito drasticamente a causa dell'impiego dell'energia termica e, successivamente, di quella elettrica, entrambe più vantaggiose dell'energia idraulica. Queste nuove tecnologie hanno portato all'abbandono dei mulini ad acqua esistenti.

La tesi si colloca nell'ambito del filone di ricerca relativo al ripristino o riutilizzo dei mulini ad acqua. All'interno dell'elaborato, prima è brevemente illustrata la storia dei mulini e sono presentate le varie tipologie di ruote idrauliche, quindi è effettuato lo studio dello stato dell'arte sui processi di recupero e riconversione. Successivamente è stato individuato come caso studio, oggetto della tesi, il "Mulino segheria Nadin", di San Pietro di Monterosso Grana (CN), che presenta ancora il parco macchine, macinatura del grano e segheria, in ottimo stato. A seguito di un dettagliato rilievo sul campo, è stato realizzato, mediante il software Solidworks, il modello CAD della sezione segheria. Questo ha permesso di realizzare delle animazioni 3D che consentono di comprendere il funzionamento di ogni singolo meccanismo. È stata quindi effettuata l'analisi funzionale dei vari meccanismi: il sistema di trasmissione di potenza, composto da pulegge e ruote dentate, il meccanismo biella-manovella che consente di trasformare il moto rotatorio della ruota ad acqua in un moto alternato della sega, il meccanismo per l'avanzamento automatico della slitta primaria, quello per l'avanzamento manuale della slitta secondaria e quello per il fissaggio del tronco. Inoltre, è stata condotta l'analisi dinamica finalizzata allo studio del transitorio di avvio della segheria, mediante il software. A tal fine è stato realizzato un modello Simulink che, a fronte dei parametri di ingresso, è in grado di calcolare gli andamenti delle grandezze cinematiche e dinamiche caratteristiche della segheria.

La tesi, pur focalizzando lo studio sul "Mulino segheria Nadin" di San Pietro di Monterosso Grana, fornisce una visione generale delle segherie alimentate da una ruota ad acqua: descrizione del funzionamento dei vari meccanismi e organi di macchina, modellazione dell'intera trasmissione, simulazione del transitorio e del funzionamento a regime. È possibile condurre la stessa analisi dinamica anche su altre segherie alimentate da ruota idraulica, semplicemente cambiando i parametri del modello Simulink. In questo modo, è possibile valutare, nel caso di mulini abbandonati, le potenzialità in termini produttivi.

1.0 – INTRODUZIONE

I mulini ad acqua sono macchine che si sono sviluppate moltissimi anni fa e che, con il passare del tempo, sono state modificate in base alle condizioni di utilizzo e alla finalità a cui erano destinate. In questo primo capitolo verrà inizialmente trattata l'origine e lo sviluppo dei mulini ad acqua, dai primi manoscritti che riportano queste macchine fino ad ora. In seguito, verranno trattati i loro aspetti tecnici e funzionali, quindi le varie tipologie di macchine e le loro caratteristiche. Al termine di questo primo capitolo verrà poi analizzato il tema del riavvio e riconversione di questi mulini e del motivo per cui, in questi ultimi anni, questa tematica sta suscitando sempre più interesse.

1.1 - Origine e sviluppo storico dei mulini ad acqua

Il mulino ad acqua è un sistema che sfrutta l'energia cinetica e potenziale dell'acqua corrente per generare energia meccanica che viene impiegata per azionare dispositivi destinati alla macinazione di cereali, alla lavorazione dei metalli, alla segagione del legno e ad altri usi produttivi.

L'invenzione dei mulini ad acqua risale a moltissimi anni fa, infatti, le prime menzioni di tali sistemi si trovano in alcuni testi greci in cui venivano descritti dei dispositivi automatici azionati da meccanismi idraulici, anche se la diffusione vera e propria avvenne poi solo in epoca romana, intorno al I secolo a.C. Infatti, una delle prime testimonianze concrete sui mulini ad acqua è stata quella di Marco Vitruvio Pollione, un noto ingegnere e architetto dell'epoca romana, che li ha descritti all'interno della sua opera *De Architectura* [1] come delle ruote verticali, azionate da un flusso d'acqua continuo, collegate ad un sistema di ingranaggi che muovevano una macina. Un ritrovamento archeologico significativo di quel periodo storico è il mulino di Barbegal [2] che è stato riportato nella figura sottostante.



Figura 1: Rendering del mulino di Barbegal [2]

Questo mulino, infatti, risale circa al II secolo d.C. ed è situato ad Arles, in Francia. Era uno dei primi sistemi proto-industriali dell'epoca perché costituito da sedici ruote idrauliche disposte su due file parallele, quindi otto per parte, alimentate da due corsi d'acqua. Purtroppo con il passare del tempo le parti superiori del mulino sono andate distrutte ma, grazie ai depositi di carbonato di calcio che si sono depositati sui componenti ancora presenti, i ricercatori hanno potuto ricostruirne il funzionamento. È stato notato che, contrariamente a quello che ci si poteva aspettare, il canale per l'alimentazione idraulica dei mulini non aveva una struttura tradizionale ma aveva una forma a gomito chiamata "elbow-shaped gutter". Nella figura sottostante viene riportato un confronto tra un canale tradizionale e un canale a gomito.

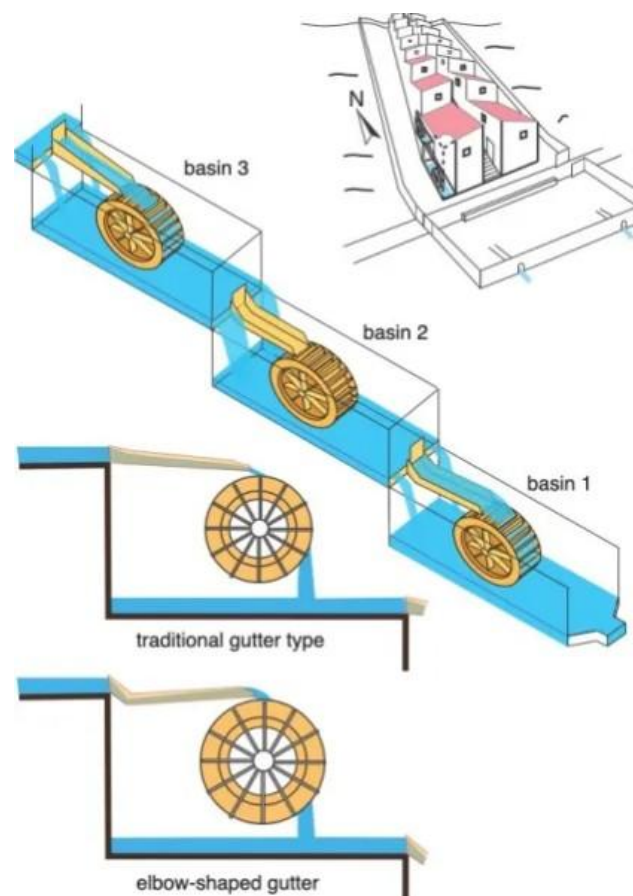


Figura 2: Confronto tra l'alimentazione dei mulini ad acqua tradizionali ed il mulino di Barbegal [1]

A seguito di numerosi studi è stato scoperto che quel canale a gomito permetteva di alimentare le ruote inferiori del mulino con un'efficienza maggiore rispetto a quella che si avrebbe avuto con dei canali dritti tradizionali. Infatti, è stato notato che avere un canale leggermente inclinato controcorrente permetteva un miglior controllo della portata e favoriva l'angolo del getto d'acqua sulla ruota del mulino migliorandone il funzionamento.

La diffusione dei mulini ad acqua ha subito un rallentamento a seguito della caduta dell'Impero Romano ma poi, a partire dall'Alto Medioevo (dal VI al X secolo d.C.), c'è stata una nuova espansione di questi sistemi. Infatti, in quel periodo il numero di comunità monastiche, in particolare benedettine e cistercensi, è aumentata moltissimo ed ha portato all'espansione dei mulini ad acqua nei territori rurali europei. Questo perché i monaci, oltre ad utilizzare moltissimo i mulini per lavorare i cereali, studiavano e promuovevano l'ingegneria idraulica e la gestione delle acque. Con l'inizio del Basso Medioevo (dal X al XIII secolo d.C.) i mulini ad acqua hanno cominciato a diffondersi anche nelle campagne e con diversi varianti tecniche che approfondiremo in seguito: mulini ad asse orizzontale, mulini ad asse verticale e mulini galleggianti. Sempre in quel periodo sono stati scoperti anche altri impieghi, oltre a quello della macina, per i mulini ad acqua: follatoi per la lavorazione della lana, mulini per la canapa, martinetti per la battitura dei metalli e segherie.

Nel periodo compreso tra l'XI e XVII secolo d.C. è stato intensificato lo studio sui mulini ad acqua e, in particolare sulle tecniche costruttive e sulla trasmissione meccanica del moto. Questo ha permesso di ottenere sistemi sempre più efficienti e, di conseguenza, è aumentata ulteriormente la loro diffusione. In aggiunta, sono stati costruiti canali artificiali per alimentare più mulini ad acqua possibili sfruttando al massimo la portata ed il salto utile disponibile. Sempre in quel periodo, il mulino era diventato un centro sociale ed economico nella maggior parte delle campagne perché la macchina era diventata essenziale nella vita di tutti i giorni. In alcune regioni come Piemonte, Lombardia e Veneto, sono state costruite delle "valli molinatorie" e cioè degli spazi in cui un unico corso d'acqua alimentava decine di mulini. Quest'espansione dei mulini ha però portato alla nascita di controversie in merito all'uso dell'acqua perché contesa tra agricoltori, pastori e mugnai.

Con l'avvento della Rivoluzione Industriale è stato registrato un grosso crollo nell'utilizzo dei mulini ad acqua. Questo è legato al fatto che l'energia idraulica è stata progressivamente sostituita, dapprima con l'energia termica e successivamente con quella elettrica, permettendo così di spostare il baricentro della produzione industriale dalle campagne alle città. Di conseguenza è aumentato esponenzialmente il numero di mulini ad acqua in disuso o comunque convertiti in magazzini o stalle.

1.2 - Aspetti tecnici e funzionali dei mulini ad acqua

I mulini ad acqua si distinguono principalmente in base alla posizione e all'orientamento della ruota idraulica. Possiamo quindi avere:

- Mulini ad asse orizzontale: in questi tipi di mulini la ruota idraulica è montata in maniera orizzontale ed è collegata direttamente alla macina. Il funzionamento di questi mulini è molto semplice: l'acqua colpisce le pale della ruota facendola ruotare e poi il moto rotatorio viene trasmesso direttamente alla macina. Il vantaggio di questi mulini è che la struttura è molto semplice e vanno bene per i corsi d'acqua con portata variabile. Lo svantaggio, invece, è la difficoltà nel regolare la velocità di rotazione della macina perché, essendo collegata direttamente con la ruota, dipende esclusivamente dalla velocità del flusso d'acqua. Un esempio di mulino ad asse orizzontale è quello riportato nella figura sottostante.

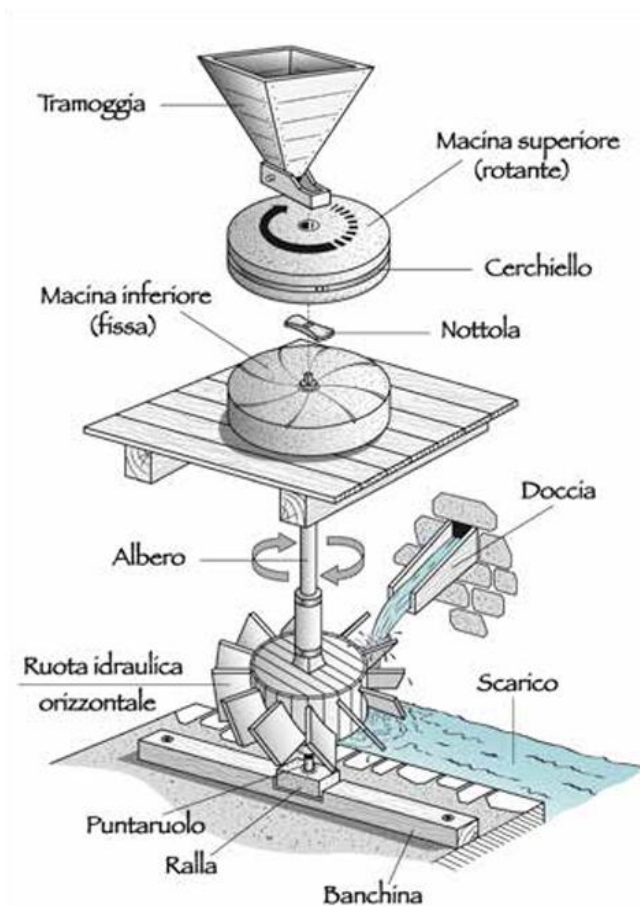


Figura 3: Mulino ad asse orizzontale [3]

- Mulini ad asse verticale: in questi tipi di mulini la ruota idraulica è montata in maniera verticale e non è collegata direttamente alla macina, sono presenti diversi ingranaggi per cambiare la direzione e la velocità del moto. In particolare, i mulini ad asse verticale possono avere la ruota montata in vari modi rispetto alla posizione del flusso d'acqua:
 - Ruota undershot: in questo caso l'acqua colpisce la ruota dal basso. Questo tipo di ruota funziona con salti disponibili molto bassi (inferiori a 1,5m) ma richiede elevate portate (circa $1\text{m}^3/\text{s}$), ha un'efficienza del 70-80% ed è molto costosa da installare (si parla di tempi di ammortamento che possono variare dai 12 ai 17anni). Nella figura sottostante è riportato un esempio di ruota undershot.

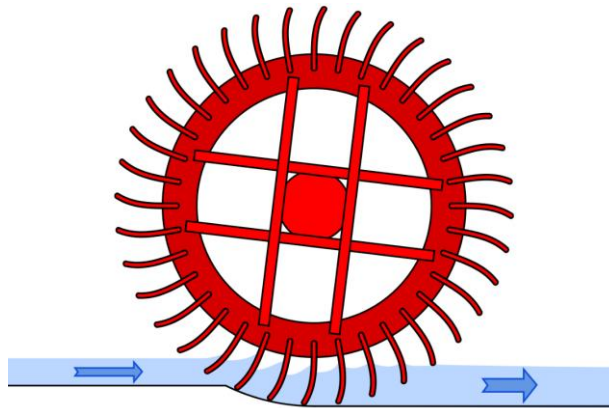


Figura 4: ruota undershot [4]

In particolare, esistono tre tipologie di ruote undershot:

- Ponclet: questa possiamo definirla come “ruota undershot ottimizzata”. In questo caso l'acqua viene guidata dentro le pale curve, progettate in modo da accompagnare il flusso, ed è una ruota semplice ed efficiente. Nella figura sottostante è riportato un esempio di ruota Ponclet:

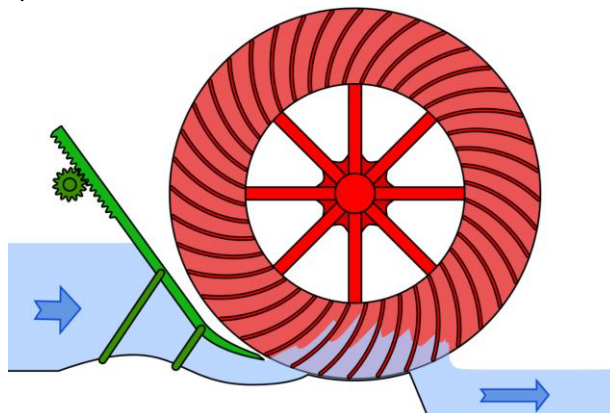


Figura 5: ruota Ponclet [4]

- Sagebien: questa possiamo definirla come “ruota undershot migliorata”. In questo caso le pale sono piatte e inclinate in modo che l’acqua scivoli su di esse riducendo gli sprechi (di conseguenza ha un rendimento maggiore rispetto alla ruota Ponclet). Nella figura sottostante è riportato un esempio di ruota Sagebien:

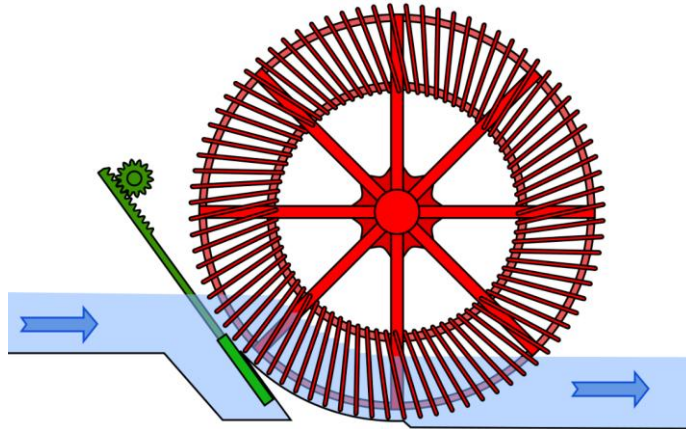


Figura 6: ruota Sagebien [4]

- Zupinger: questa possiamo definirla come “ruota undershot moderna”. In questo caso le pale sono curve e montate su bracci obliqui che aiutano ad evitare che l’acqua torni indietro, questo fa sì che sia la ruota undershot con il rendimento più alto. Nella figura sottostante è riportato un esempio di ruota Zupinger:

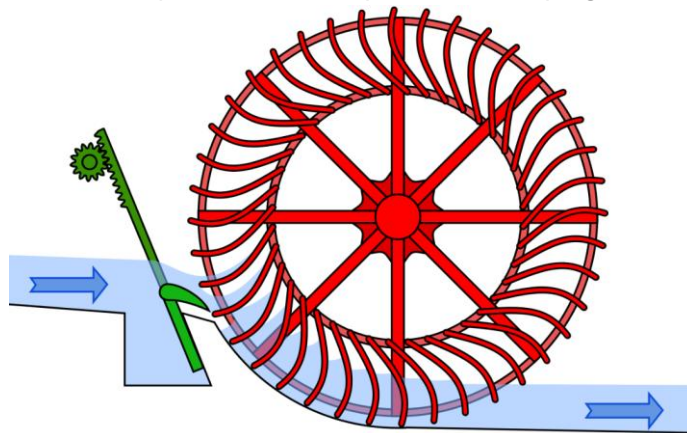


Figura 7: ruota Zupinger [4]

- Ruota overshot: in questo caso l’acqua colpisce la ruota dall’alto. Questo tipo di ruota funziona con salti disponibili elevati (fino ai 6m) ma richiede basse portate (circa $0,2-0,4\text{m}^3/\text{s}$), ha un’efficienza del 80-85% ed è la meno costosa tra le tre tipologie di ruote (si parla di tempi di

ammortamento che possono variare dai 7,5 agli 8,5 anni). In particolare, esistono due tipi di ruote overshot:

- Ruota overshot in avanti: in questo caso la ruota gira nella stessa direzione in cui arriva il flusso. Nella figura sottostante è riportato un esempio di ruota overshot in avanti:

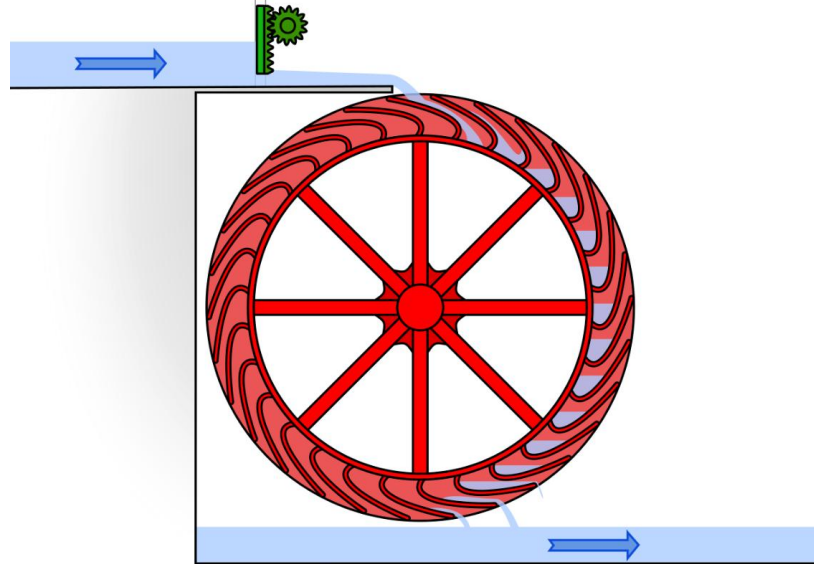


Figura 8: ruota overshot in avanti [4]

- Ruota overshot all'indietro: in questo caso la ruota gira nella direzione opposta a quella con cui arriva il flusso. Nella figura sottostante è riportato un esempio di ruota overshot all'indietro:

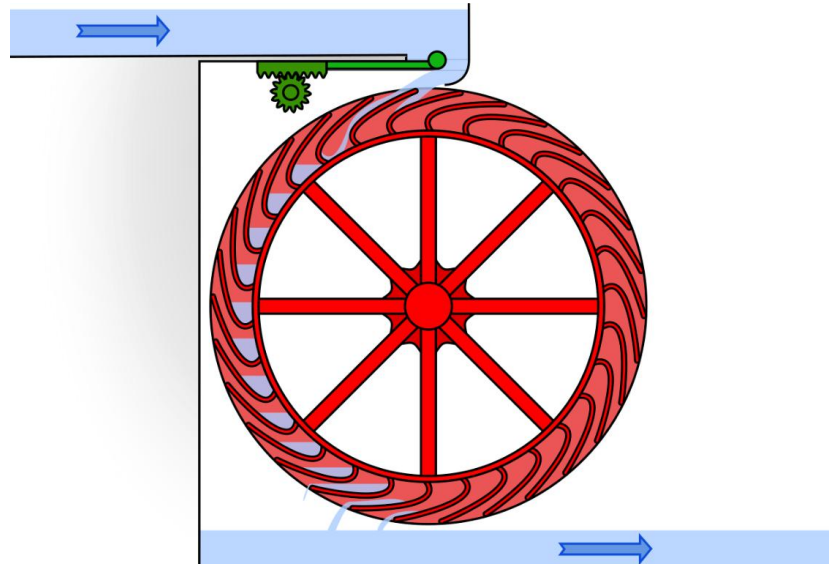


Figura 9: ruota overshot all'indietro [4]

- Ruota breastshot: in questo caso l'acqua colpisce la ruota circa a metà della sua altezza. Questo tipo di ruota funziona con salti disponibili moderati (da 1 a 4m) e richiede portate moderate (circa $0,3-1\text{m}^3/\text{s}$), ha un'efficienza del 70-85% e ha un costo che è una via di mezzo tra le altre due tipologie di ruote (si parla di tempi di ammortamento che possono variare tra gli 8 e i 12 anni). Esistono due tipi di ruote breastshot:
 - Ruota low breastshot: in questo caso il flusso d'acqua si trova leggermente più in basso rispetto all'asse di rotazione della ruota. Nella figura sottostante è riportato un esempio di ruota low breastshot:

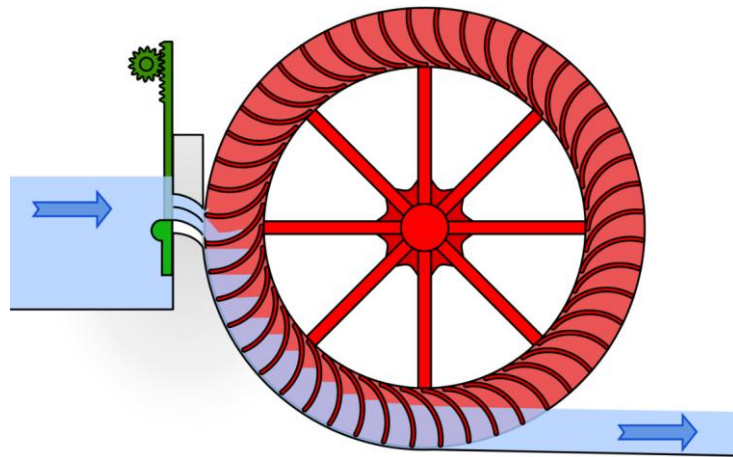


Figura 10: ruota low breastshot [4]

- Ruota high breastshot: in questo caso il flusso d'acqua si trova leggermente più in alto rispetto all'asse di rotazione della ruota. Nella figura sottostante è riportato un esempio di ruota high breastshot:

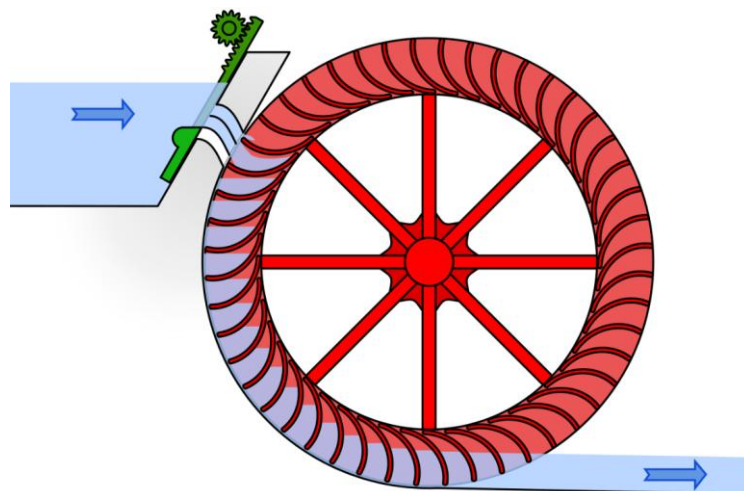


Figura 11: ruota high breastshot [4]

Il vantaggio di questi mulini è che hanno un'efficienza energetica maggiore rispetto ai mulini ad acqua ad asse orizzontale e, con il fatto che la macina non è direttamente collegata alla ruota, è possibile regolare la velocità di rotazione. Lo svantaggio, invece, è che la struttura è molto più complessa rispetto ai mulini ad acqua ad asse orizzontale. Nella figura sottostante è riportato un esempio di mulino ad acqua ad asse verticale, in particolare con ruota a overshoot in avanti.

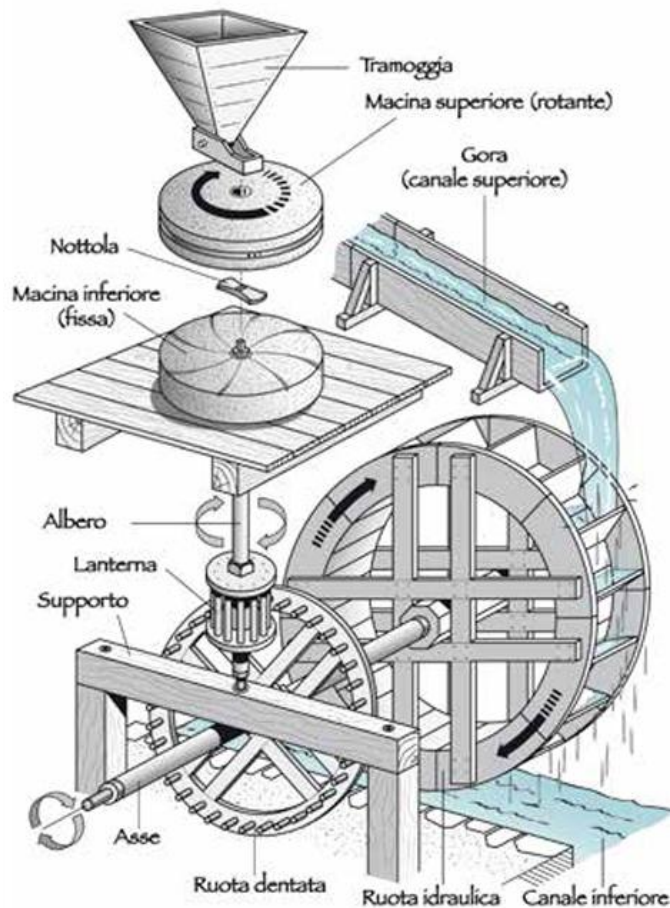


Figura 12: Mulino ad asse verticale con ruota overshoot [3]

- Mulini galleggianti: questi mulini tipicamente sono composti da due scafi affiancati tra i quali è montata una ruota idraulica verticale. In modo analogo ai mulini visti prima, sfruttano la corrente del corso d'acqua per muovere la ruota idraulica e far funzionare la macina. Il vantaggio di questi mulini è che possono essere spostati lungo il fiume in modo da trovare il punto in cui la corrente è maggiore, poi ovviamente vengono ancorati al suolo o ai pali in modo che stiano fermi durante il funzionamento. I mulini galleggianti, però, hanno una capacità produttiva inferiore rispetto ai mulini fissi e, se presenti in grandi quantità, ostacolano il traffico fluviale.

Il mulino ad acqua, come già detto, è un sistema che sfrutta l'energia cinetica e/o potenziale dell'acqua corrente per generare energia meccanica. È quindi importante analizzare gli elementi che compongono un mulino ad acqua e capire come lavorano per trasformare l'energia dell'acqua in lavoro meccanico:

- canali di adduzione e scarico: questi sono dei sistemi di canalizzazione che, rispettivamente, portano l'acqua al mulino e la restituiscono al corso d'acqua dopo l'uso. Sui canali di adduzione sono presenti delle paratoie, cioè dei dispositivi che regolano il flusso d'acqua verso la ruota, che permettono di controllare la velocità di rotazione e di fermare il mulino per manutenzione
- ruota idraulica: questo è il cuore del mulino e, come già detto precedentemente, può essere orizzontale o verticale. L'elemento fondamentale della ruota idraulica sono le pale che, colpite dall'acqua, generano il movimento rotatorio. Esistono due principali tipi di ruote idrauliche:
 - o Ruote idrauliche a pale semplici: questo tipo di ruote è particolarmente indicato per mulini con ruote undershot perché, rimanendo immerse nella corrente, vengono spinte dall'acqua in movimento. Le pale di queste ruote idrauliche possono avere inclinazione variabile in base alle velocità e coppia che si vuole ottenere
 - o Ruote idrauliche a pale con cassette: questo tipo di ruote, invece, è particolarmente indicato per mulini con ruote overshot perché così i cassette trattengono l'acqua mentre scende aumentando il peso utile a spingere la ruota
- albero di trasmissione: collega la ruota idraulica agli altri componenti del mulino, trasmettendo il moto rotatorio
- ingranaggi: sistemi di ruote dentate che permettono di modificare la direzione e la velocità del movimento rotatorio, adattandolo alle esigenze dell'utilizzatore

Quelli che abbiamo appena citato sono i componenti essenziali che fanno parte del parco macchine di un classico mulino. Poi, in base alla sua finalità, presenterà ulteriori componenti specifici e, per esempio, per un mulino per macinare sono necessari:

- macine: sono una coppia di pietre, una fissa e una mobile, utilizzate per macinare i cereali. La distanza tra le macine può essere regolata per ottenere farine di diversa finezza
- tramoggia: questo è un contenitore a forma di piramide rovesciata che alimenta le macine con il cereale da macinare

Quindi, in generale, l'acqua proveniente dal canale d'adduzione colpisce le pale della ruota idraulica generando un movimento rotatorio che viene trasmesso, attraverso l'albero e gli ingranaggi, alle macine, o ad altri dispositivi meccanici in base alla finalità del mulino ad acqua.

1.3 - Riavvio e riconversione dei mulini ad acqua

Un aspetto che bisogna sottolineare in merito al riavvio di un mulino ad acqua è la differenza tra recupero e riconversione. Il recupero consiste nel ripristino delle sue funzioni originarie mediante interventi di manutenzione, restauro o ristrutturazione, con l'obiettivo di renderlo nuovamente operativo per le attività per cui era stato concepito. La riconversione, invece, è il processo di trasformazione dell'edificio e/o del suo sistema idraulico per destinarlo a nuove funzioni come produzione di energia, attrazione turistica, musealizzazione o altro.

Come accennato già precedentemente, la rivoluzione industriale ha trasformato radicalmente il panorama produttivo europeo: con la diffusione dell'energia termica, e in seguito di quella elettrica, le industrie si sono spostate verso le aree urbane e pianeggianti. Di conseguenza, molti mulini sono stati abbandonati, smantellati o convertiti in magazzini, fienili o stalle e solo nelle aree più isolate e in montagna alcuni mulini ad acqua hanno continuato a funzionare fino alla metà del Novecento.

Negli ultimi anni, però, si è assistito a un cambiamento: sempre più spesso, sia in Italia che nel resto del mondo, si registrano interventi di recupero o riconversione dei vecchi mulini ad acqua. Questo fenomeno è legato a diverse motivazioni:

- riscoperta del patrimonio: al giorno d'oggi la crescente attenzione verso il patrimonio culturale ha portato a valorizzare anche le architetture minori, come appunto i mulini, che non sono più visti come ruderi inutili ma come ricordi dell'antichità. Quindi, il recupero dei mulini, può avere la finalità di tutelare il territorio in cui si trova
- sostenibilità e ritorno alle energie rinnovabili: viste le innumerevoli problematiche legate alla crisi climatica e dalla necessità di ridurre le emissioni di CO₂, i mulini ad acqua vengono riscoperti come mezzi per produrre energia in maniera sostenibile. Le loro ruote possono essere riattivate per produrre energia idroelettrica senza dighe o grandi impianti invasivi, infatti, la micro-idroelettricità è una soluzione che viene sempre più adottata in questi ultimi anni
- attività economiche con il turismo: i mulini, se ben restaurati, possono diventare poli culturali, didattici e turistici, offrendo percorsi di visita, degustazioni di prodotti artigianali o attività educative, generando così opportunità economiche per i piccoli borghi
- nuovi usi: alcuni mulini sono diventati microbirrifici, ristoranti, panetterie a filiera corta o anche bed&breakfast
- politiche pubbliche e finanziamenti mirati: a livello europeo, nazionale e regionale, esistono sempre più bandi e incentivi per il recupero del patrimonio idraulico e rurale. Infatti, il PNRR, i fondi europei per la rigenerazione dei borghi e varie leggi regionali sul patrimonio etnografico, offrono sempre più contributi per avviare progetti di recupero

- riscoperta del valore nutrizionale e sensoriale delle farine macinate a pietra: negli ultimi anni diversi studi e analisi nel campo dell'agroalimentare, della nutrizione e della gastronomia, hanno evidenziato come le farine prodotte nei mulini ad acqua con macine in pietra presentino caratteristiche nutrizionali e organolettiche differenti rispetto a quelle ottenute con i moderni mulini a cilindri meccanici. Le motivazioni principali sono:
 - bassa temperatura di lavorazione: la macinazione a pietra, spinta appunto dalla ruota idraulica, avviene a velocità ridotta e quindi non surriscalda il chicco, evitando la degradazione di vitamine, enzimi e oli essenziali
 - macinazione integrale: spesso nei mulini tradizionali si conserva il germe e parte della crusca, producendo così una farina più completa e ricca di fibre e micronutrienti
 - gusto e aroma più intensi: la lavorazione lenta e la presenza di componenti integrali danno alla farina un aroma differente rispetto a quella che si ottiene dai mulini moderni
 - meno impatto sulla glicemia: alcune ricerche suggeriscono che farine più grezze, non private dei loro componenti vitali, abbiano un indice glicemico inferiore
 - assenza di raffinazioni industriali: la filiera corta permette spesso un minore uso di conservanti o additivi

Tutti questi fattori hanno fatto sì che negli ultimi anni in Italia, e in molti altri paesi del mondo, il mulino ad acqua non sia più visto solo come un semplice rudere ma come un elemento con del potenziale di recupero o riconversione.

2 – STATO DELL'ARTE

La crescente attenzione verso il recupero e la riconversione dei mulini ad acqua è evidenziata all'interno dei diversi articoli scientifici che sono stati pubblicati in questi ultimi anni. Di conseguenza, è stato deciso di andare ad analizzare lo stato dell'arte in merito a questo tema. Per cercare di comprendere al meglio il discorso del recupero e della riconversione dei mulini ad acqua, questo capitolo è stato suddiviso in tre parti: nella prima, "Analisi di contesto e finalità del recupero/riconversione dei mulini ad acqua", è stato riportato per ciascun articolo trattato un brevissimo sommario, un'analisi di contesto e il risultato che si vuole ottenere dall'operazione di bonifica. Nella seconda parte, "Il riavvio dei mulini ad acqua: il parco macchine", sono stati trattati per ciascun articolo gli aspetti tecnici e meccanici di ciascuna struttura. Infine, nella terza parte, "Produzioni riavviate e ricadute territoriali", sono stati presi in considerazione solo gli articoli che trattavano interventi di recupero già conclusi e quelli in cui quest'operazione non è stata possibile. In particolare, nei primi due sottocapitoli, gli articoli non sono stati trattati come un susseguirsi di riassunti indipendenti l'un l'altro. Sono stati trattati inizialmente gli articoli che riguardavano il recupero e la riconversione delle funzioni originarie, partendo dal territorio piemontese ed espandendosi fino a quello mondiale, passando poi a quelli che trattavano il recupero per finalità agricole e in seguito quello per finalità didattiche e culturali. C'è poi stato un ulteriore raggruppamento tra gli articoli che riguardavano l'analisi ingegneristica e le innovazioni e tutti quelli documentati dalla stampa.

2.1 - Analisi di contesto e finalità del recupero/riconversione dei mulini ad acqua

Partendo da un'analisi di contesto nel territorio piemontese, uno degli articoli più articolati e approfonditi in merito è "*Functional Analysis of Piedmont (Italy) Ancient Water Mills Aimed at Their Recovery or Reconversion*" [5], che analizza il mulino Riviera e il mulino Forno, localizzati rispettivamente a Dronero e a Verolengo. Entrambi i mulini si trovano in buono stato di conservazione e sono ancora dotati dei principali organi meccanici originali. Il mulino Riviera, originariamente destinato alla macinazione del grano, presenta una ruota overshot mentre il mulino Forno, una volta utilizzato come impianto per la frantumazione delle castagne secche, è dotato di ruota low breastshot. La ruota overshot del mulino Riviera e la ruota breastshot del mulino Forno sono riportate nelle due figure sottostanti:



Figura 13: a sinistra la ruota overshoot del mulino Riviera e a destra la ruota breastshot del mulino Forno [5]

Lo studio dimostra come entrambi gli edifici siano compatibili con un recupero di tipo funzionale. Nel caso specifico del mulino Riviera è la riattivazione delle sue funzioni originarie, mentre per il mulino Forno si suggerisce un possibile riuso culturale o didattico.

Sempre in Piemonte, un'analisi di contesto e finalità interessante è legata al recupero del mulino La Pianca, presentato nell'articolo *"The Water-Powered Trip Hammer and Forge La Pianca as a Case Study of a Piedmont (Italy) Water Mill"* [6]. Questo mulino, situato nel comune di Busca, conserva un impianto meccanico pressoché intatto alimentato da quattro ruote idrauliche che azionano trapani, mole e magli riportati nelle due figure sottostanti.



Figura 14: i due magli del mulino La Pianca [6]

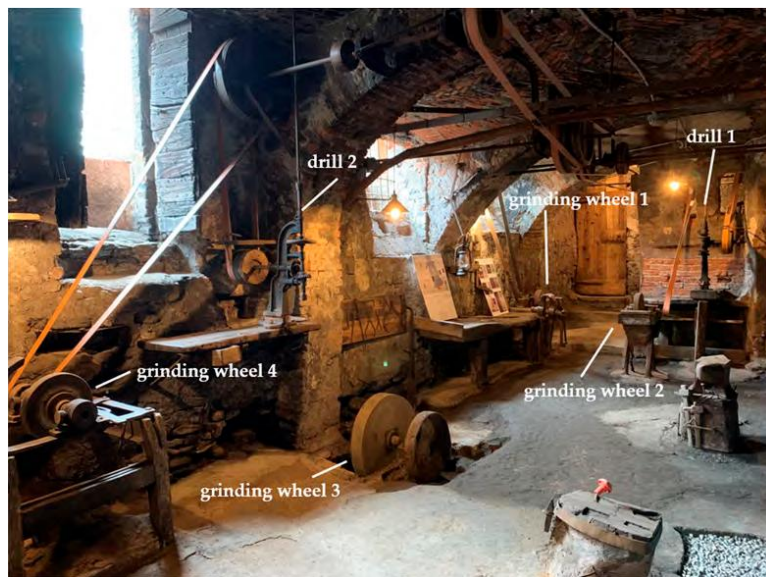


Figura 15: le quattro mole e i due trapani del mulino La Pianca [6]

Gli autori sottolineano la possibilità di riattivare il complesso non solo in maniera espositiva ma anche per attività dimostrative o produzioni artigianali. Il mulino La Pianca rappresenta un vero e proprio caso simbolico in quanto conserva ancora due delle ruote idrauliche originali, alcuni sistemi di canalizzazione e alcune componenti meccaniche come la trasmissione per le macine e il maglio da fucina. Questo mulino era caratteristico in Piemonte perché aveva una doppia funzione: sia alimentare che metallurgica.

Tornando al Mulino Riviera, questo viene anche riportato nell'articolo *"Power Transmission and Mechanisms of an Old Water Mill"* [7] in cui viene documentata l'analisi meccanica e strutturale. In questo caso si propone un intervento tecnico mirato alla riattivazione produttiva senza compromettere l'integrità dei componenti storici.

Molti articoli trattano il tema dei mulini ad acqua nel territorio italiano, uno tra questi è l'articolo scientifico *"Historic Water Mills as Regenerative Ecosystems: Integrating Technologies, Community Engagement and Sustainable Landscape Management"* [8] che racconta di una serie di casi studio, tra cui il Mulino Scodellino in Emilia-Romagna, il Mulino Ra Pria e il Mulino Novo in Friuli-Venezia Giulia. Questi esempi mostrano come i mulini possano essere riattivati per la produzione di farine o trasformati in laboratori scolastici, quindi riattivazioni con finalità multifunzionale.

Un altro caso italiano di rilievo è quello della Valle dei Mulini di Gragnano, in Campania, descritto nell'articolo *"A Political Concept for the Gragnano Valley of Mills (Valle dei Mulini). Urban Redevelopment of Cultural-Industrial Heritage"* [9]. In questo contesto urbano e fluviale i mulini, un tempo legati alla produzione di pasta, sono oggi al centro di una proposta di rigenerazione territoriale che unisce finalità ambientali come la riduzione del rischio idraulico, culturali come la valorizzazione della memoria industriale, sociali come la

riappropriazione dei luoghi da parte della comunità ed economiche. Nella figura sottostante è riportato un esempio di rilievo architettonico del Mulino “Lo Monaco” nella Valle dei Mulini di Gragnano.

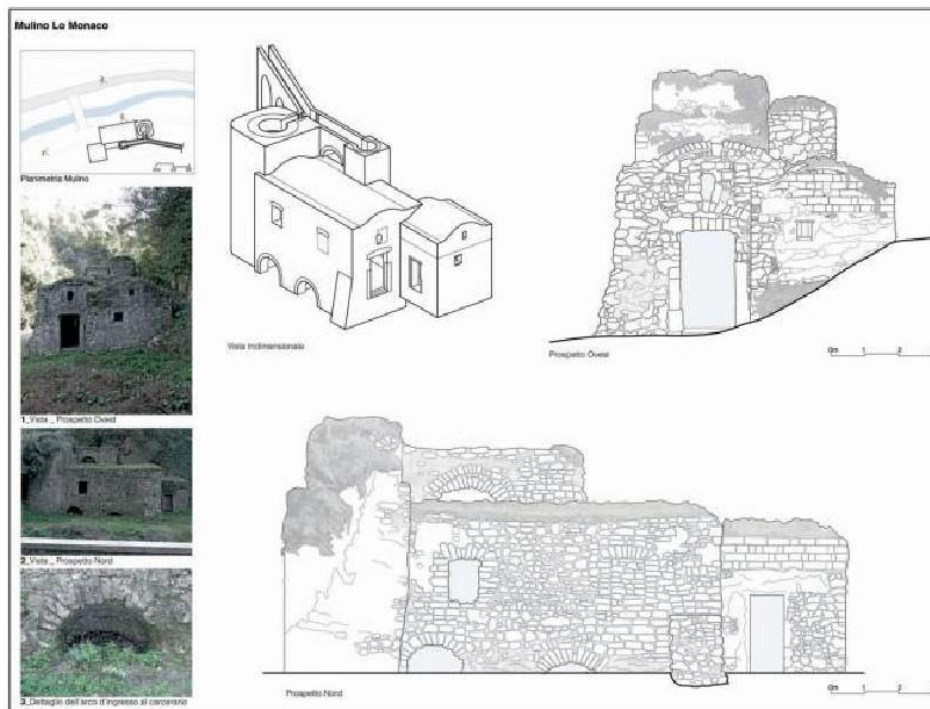


Figura 16: rilievo architettonico del Mulino “Lo Monaco” nella Valle dei Mulini di Gragnano [9]

Sempre sul territorio italiano possiamo trovare l’articolo scientifico “*Water mills refurbishment for increasing the hydropower capacity: an Italian case study*” [10] che documenta un progetto di riqualificazione in Italia con l’obiettivo di aumentare la produzione idroelettrica attraverso il recupero di un mulino storico. L’intervento prevede il mantenimento dell’architettura originaria con l’inserimento di turbine moderne a bassa invasività, quindi un progetto con finalità funzionale.

Anche a livello globale ci sono molti studi basati sul recupero e la riconversione dei mulini ad acqua. Ha attirato la mia attenzione l’articolo di Müller, G. and Kauppert, K. Intitolato “*Old Watermills—Britain's New Source of Energy?*” [11]. Lo studio affronta il tema del riutilizzo dei mulini britannici dismessi nel contesto delle politiche energetiche nazionali. Nel Regno Unito si contano migliaia di mulini che, pur non essendo più operativi, conservano strutture idonee a ospitare piccoli impianti idroelettrici a bassa caduta. Queste ruote idrauliche in disuso potrebbero essere riportate in vita nell’ambito del micro-idroelettrico e potrebbero generare fino a 1000MW di elettricità. Chiaramente sono meno efficienti delle moderne turbine a bassa prevalenza ma rimangono più economiche da costruire, installare e mantenere e, soprattutto, possono funzionare in una gamma più ampia di condizioni di flusso e con una prevalenza minima di 0,5m.

Sempre in ambito del recupero per fini energetici possiamo trovare l'articolo *"The Repowering of Vertical Axis Water Mills Preserving Their Cultural Heritage"* [12] che presenta un approccio tecnico con la finalità di preservare l'identità meccanica dei mulini storici attraverso soluzioni reversibili. L'articolo si sviluppa principalmente sul tema sulle ruote verticali, tipiche di molti mulini italiani e francesi, e sulle potenzialità di affiancare ad esse delle turbine moderne non invasive. L'obiettivo non è soltanto la produzione di energia elettrica ma anche la valorizzazione complessiva del manufatto come bene culturale.

Un articolo basato sulle potenzialità energetiche nelle zone rurali è l'articolo *"A Case Study of Improved Watermill Using Power Electronics Devices for Offgrid Power Generation"* [13] che illustra il recupero di un mulino himalayano mediante l'integrazione di dispositivi elettronici per la produzione elettrica off-grid. Qui la finalità è chiaramente funzionale: il mulino diventa una fonte di energia per comunità isolate rafforzandone così l'autonomia e migliorandone le condizioni di vita. Nella figura sottostante è riportato uno schema a blocchi di come viene prodotta l'energia elettrica: l'acqua aziona una turbina che funziona a velocità variabile per ottenere la massima energia e che fa girare un generatore. Questo produce energia elettrica grezza che viene poi stabilizzata da un UPS (sistema elettronico di conversione e stabilizzazione) e distribuita tramite un pannello di controllo.

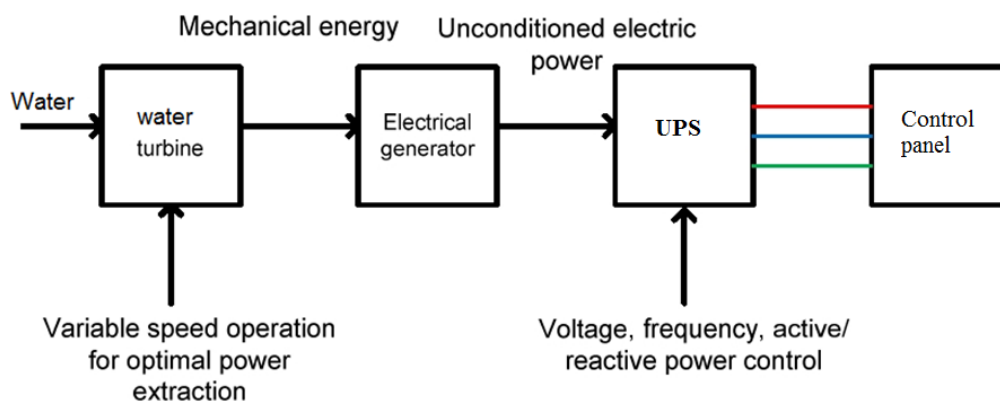


Figura 17: schema a blocchi per la generazione di energia elettrica off-grid [13]

Ci sono diversi motivi per cui si propone il recupero di un mulino ad acqua, tra cui la finalità agricola. Se ne parla specialmente all'interno dell'articolo *"Sustainable and Regenerative Development of Water Mills as an Example of Agricultural Technologies for Small Farms"* [14] nel quale i mulini sono descritti come infrastrutture multifunzionali in grado di produrre energia per le attività agricole come: la trasformazione di prodotti alimentari, il sostegno di serre e per svolgere attività formative ed educative. Questo ci permette di capire che non esiste una sola e unica finalità per l'uso dell'energia prodotta dai mulini ad acqua, questa dipende delle esigenze delle comunità locali.

In aggiunta, un ulteriore esempio di recupero di mulini ad acqua con questo tipo di finalità è raccontato nell'articolo *"Reinventing the Wheel-The Preservation and Potential of Traditional Water Wheels in the Terraced Irrigated Landscapes of the Ricote Valley,*

Southeast Spain" [15] che analizza i mulini ad acqua della Valle di Ricote, nel sud-est della Spagna. La loro utilità è legata all'irrigazione dei terrazzamenti agricoli con l'introduzione di un progetto unico di restauro volto alla riattivazione delle ruote sia come dispositivi idraulici funzionali che come elementi culturali e turistici.

Un ulteriore caso in cui le ruote idrauliche sono state riutilizzate per fini agricoli è quello riportato all'interno dell'articolo *"Installation and Practical Operation of Wooden Water Wheels for Sustainable Agriculture Irrigation"* [16]. Gli autori vanno a sottolineare che nelle zone rurali in cui manca la corrente elettrica, l'uso migliore dei mulini ad acqua è quello per l'irrigazione dei campi in modo sostenibile con la realizzazione di lunghi corsi d'acqua per tutto il perimetro dei campi. Gli autori documentano esperienze in Asia e Africa dimostrando che, con un'attenta progettazione, è possibile adattare le tecnologie storiche, come i mulini ad acqua, a esigenze moderne. Le finalità del recupero sono quindi agricole, ambientali e sociali.

Sempre in merito al recupero dei mulini ad acqua per fini agricoli possiamo trovare l'articolo *"Abandoned rural pre-industrial heritage: study of the Riamonte Mill complex (Galicia, Spain)"* [17] in cui viene descritto il destino e le potenzialità di recupero dei mulini abbandonati di Riamonte e dei territori vicini. All'interno dell'articolo viene descritto il complesso molitorio di Riamonte, immerso in un'area boschiva della Galizia, come un sistema idraulico complesso composto da: canali, bacini di raccolta e opere in pietra. Gli autori spiegano che, viste le gravi condizioni di degrado delle strutture, le finalità del recupero possono essere principalmente culturali e paesaggistiche.

Per ora è stato analizzato il recupero di mulini ad acqua per motivi principalmente ambientali e agricoli ma non sono tutti così. Infatti, è possibile trovare articoli di studio che trattano il recupero di mulini ad acqua in ambito didattico come nell'articolo scientifico *"Identification and Restoration of the Traditional Watermills in Lipjan"* [18] che presenta una ricerca sulle architetture molitorie tradizionali del Kosovo con particolare attenzione alla regione dello Lipjan. Questo è un territorio agricolo pianeggiante in cui, fino alla fine del XX secolo, i mulini costituivano un punto di riferimento importante per l'economia locale. In questo caso si tratta di un recupero di tipo culturale e formativo perché i mulini potrebbero essere riattivati sia come laboratori d'arte che come poli didattici per la popolazione locale. Il recupero in questione risulta quindi vantaggioso sia dal punto di vista didattico che culturale.

Rimanendo nell'ambito dei progetti di recupero con finalità didattiche e culturali è possibile trovare l'articolo *"The sustainable refunctionalisation of watermills. Analysis and proposals in a case-study"* [19] che affronta il caso di recupero sostenibile. In particolare, gli autori parlano di un progetto di recupero multidisciplinare perché ha come obiettivo quello di coinvolgere aspetti architettonici, energetici e persino paesaggistici. Quindi, sempre con la necessità di mantenere il carattere storico dell'edificio, si punta ad un recupero produttivo ed educativo.

Il tema del recupero e riconversione dei mulini ad acqua è anche da trattare da un punto di vista più ingegneristico, infatti, analizzando l'articolo *"Sagebien and Zuppinger Water Wheels: Comparison and Application to a Specific Site"* [20] si può notare come gli autori entrino più nello specifico delle tecnologie idrauliche storiche. Gli studiosi, in questo caso, confrontano due tipi di ruote, la Sagebien e la Zuppinger, e ne propongono una visione nel contesto reale di riutilizzo. In questo caso il recupero ha una finalità più di tipo energetico: nell'articolo, infatti, viene specificato come la scelta di una tipologia di ruota piuttosto che un'altra possa effettivamente influire sulla possibilità di recupero dei mulini con puro scopo energetico e museale favorendo soluzioni adattabili al contesto idraulico ed architettonico esistente. Nella figura sottostante sono riportate le fotografie dei modelli delle ruote Sagebien e Zuppinger nell'ambiente di studio.



Figura 18: a sinistra il modello della ruota Sagebien a destra quello della ruota Zuppinger [20]

Sempre dal punto di vista tecnico, è possibile analizzare l'articolo inerente al recupero e alla riconversione dei mulini ad acqua per fine energetico: *"Output Power and Power Losses Estimation for an Overshot Water Wheel"* [21] all'interno del quale viene analizzata una ruota overshot al fine di stimarne la resa energetica e le perdite meccaniche. All'interno dell'articolo gli autori mantengono un'impronta ingegneristica ma danno anche una visione realistica che permette di valutare la fattibilità di eventuali riattivazioni dei mulini ad acqua per fini produttivi. Questo articolo sensibilizza molto il fatto che il riuso di tecnologie storiche possa essere integrata alla realtà moderna.

Sulla stessa linea di pensiero si trova l'articolo di studio *"Optimization of Undershot Water Wheels in Very Low and Variable Flow Rate Applications"* [22]. In questo caso lo studio si concentra sulle ruote undershot e, in particolare, sulla loro ottimizzazione che permette di migliorarne l'efficienza energetica anche in condizioni critiche. Questo permette di renderle delle ottime soluzioni per il recupero di mulini ad acqua situati in aree marginali. Lo studio propone anche delle soluzioni per la produzione elettrica e per uso agricolo consigliando soprattutto il recupero di siti che attualmente sono esclusi dalle grandi reti infrastrutturali.

Analogamente a questi ultimi due articoli citati vi è anche l'articolo *"Performance Characteristics, Power Losses and Mechanical Power Estimation for a Breastshot Water Wheel"* [23] che presenta un'analisi tecnica dettagliata delle prestazioni di una ruota breastshot nelle condizioni in cui si ha flusso controllato. Lo studio è stato sviluppato in laboratorio e ha portato alla conclusione che, pur non raggiungendo l'efficienza delle ruote overshot, le ruote breastshot possono offrire delle buone prestazioni in termini di stabilità ed affidabilità. Con queste teorie, gli autori hanno ipotizzato che queste ruote possono essere riutilizzate in modo efficace nel recupero funzionale di mulini anche in presenza di vincoli idraulici. La finalità è quindi energetico-funzionale con un forte interesse per l'adeguamento delle tecnologie storiche.

Per continuare sulla ricerca in ambito energetico, si può analizzare l'ulteriore articolo *"Gravity Water Wheels as a Micro Hydropower Energy Source: A Review Based on Historic Data, Design Methods, Efficiencies and Modern Optimizations"* [24] che mette insieme le ruote Overshot, Zuppinger e Breastshot. Queste vengono analizzate come componenti centrali all'interno della produzione energetica, storica e moderna, su scala ridotta. Per secoli queste tecnologie sono state il cuore operativo dei mulini ad acqua a livello europeo e non solo a livello di trasformazione dei prodotti agricoli ma anche per l'uso protoindustriale come ad esempio le segherie. La finalità di questo studio è quindi la riconversione di queste ruote per la produzione di energia sostenibile attraverso diversi interventi di recupero rispettando comunque il paesaggio circostante. Viene evidenziato dagli autori che queste ruote sarebbero indicate per eventuali progetti di recupero perché hanno una grande semplicità nell'adattarsi dal punto di vista ambientale, e che invece soluzioni tecnologiche più invasive potrebbero risultare inadatte.

Un'altra visione più ingegneristica nell'ambito dei mulini ad acqua è quella contenuta nell'articolo *"Noise Generation and Acoustic Impact of Free Surface Hydropower Machines: Focus on Water Wheels and Emerging Challenges"* [25] che tratta un aspetto di grande rilevanza nel contesto del recupero funzionale dei mulini: l'impatto acustico generato dalle ruote idrauliche. Lo studio analizza le ruote idrauliche storiche in funzione in contesti museali e paesaggistici evidenziando che l'inquinamento sonoro, se non controllato, potrebbe compromettere l'utilizzo del sito. A differenza degli altri articoli analizzati precedentemente, in questo caso la finalità dell'articolo è di tipo preventivo e progettuale.

Sempre in ambito di recupero e riconversione dei mulini ad acqua vi sono articoli incentrati su sistemi innovativi da poter utilizzare in fase di restauro dei mulini esistenti. Uno di questi è riportato nell'articolo *"Preliminary Investigation of an Innovative Power Transmission for Low Speed Water Wheels"* [26] in cui si esplora un sistema innovativo di trasmissione della potenza pensato per ruote idrauliche a bassa velocità. L'idea di fondo è quella di sostituire i sistemi rigidi con trasmissioni elastiche che riducono l'usura e facilitano il riavvio anche in contesti poco favorevoli, quindi un'idea pensata in ottica conservativa e replicabile su mulini esistenti. Anche in questo caso la finalità dell'articolo è di tipo progettuale.

Un altro articolo in questo ambito è *“The Performances of Undershot Waterwheel with Butterfly-Shaped Blades and the Radius of Grasshopper's Elbow”* [27] in cui viene analizzato un nuovo design di ruota con pale “a farfalla” pensate per aumentare la superficie di contatto con l’acqua e migliorare la spinta idraulica. Gli autori propongono questa tipologia per il recupero di mulini in ambito fluviale dove la portata d’acqua è discontinua. La finalità è quindi energetica ma con una forte attenzione alle condizioni ambientali specifiche di ogni sito.

Anche i casi riportati negli articoli di giornale offrono elementi preziosi. Sul territorio italiano un caso di recupero di mulini ad acqua per fini culturali e turistici è per esempio il Mulino Scodellino [28] di Castel Bolognese che rappresenta l’esempio di come un mulino storico possa ritrovare nuova vita. Viene segnalato che questo mulino è stato restaurato grazie alla collaborazione tra volontari, al Comune e alla Regione (Emilia-Romagna) [29] e riattivato poi nel 2016 con ulteriori valorizzazioni attraverso finanziamenti PNRR nel 2023. Il Mulino Scodellino ha integrato la tecnica tradizionale della macinazione a pietra con tecnologie digitali come tour virtuali e visori VR che gli ha consentito di avere una finalità educativa, oltre a quella memoriale. Quindi c’è stato un duplice obiettivo nel progetto di recupero: conservare un macchinario di valore storico-architettonico e trasformarlo in un “museo interattivo” per fini didattici e turistici.

Un altro caso in cui il recupero è avvenuto per fini culturali è quello del Mulino Ruatti [30] di Pracorno (Rabbi) che è stato completamente restaurato nel 2004 e riattivato a uso didattico nel 2010. Si tratta di un mulino ottocentesco divenuto museo e gestito dal comune di Rabbi per scopi culturali e turistici con l’obiettivo di coinvolgere operatori locali e promuovere la memoria storico-produttiva.

Un progetto di recupero analogo ai precedenti è quello del Mulino della Madonna [31] di Castel del Rio che, collaborando con il molino di Castel Bolognese, è stato oggetto di una convenzione triennale tra la Regione Emilia-Romagna e l’associazione AIAMS. Questa convenzione include: catalogazione, linee guida per il restauro, campagne fotografiche e visite guidate in collaborazione con alcuni ecomusei. Il recupero assume quindi finalità culturali e didattiche.

Oltre a questi vi è anche il Mulino di Civago [32], situato nella Valle del Dolo (Villa Minozzo), che è stato inaugurato il 26 aprile 2025 e l’intervento ha riportato in funzione una delle quattro macchine a pale orizzontali originali restaurando la gora, le paratie, il canale derivatore e il sistema molitorio. Oggi il mulino non solo macina farina di castagne a scopo didattico ma è anche stato riconvertito in ostello, gestito da una associazione locale, con otto posti letto e quindi l’obiettivo del recupero è stato sia tutelare il valore storico-tecnologico che valorizzare il paesaggio agrario della valle [33]. Nella figura sottostante è riportato uno schema dell’impianto molitorio del mulino di Civago.

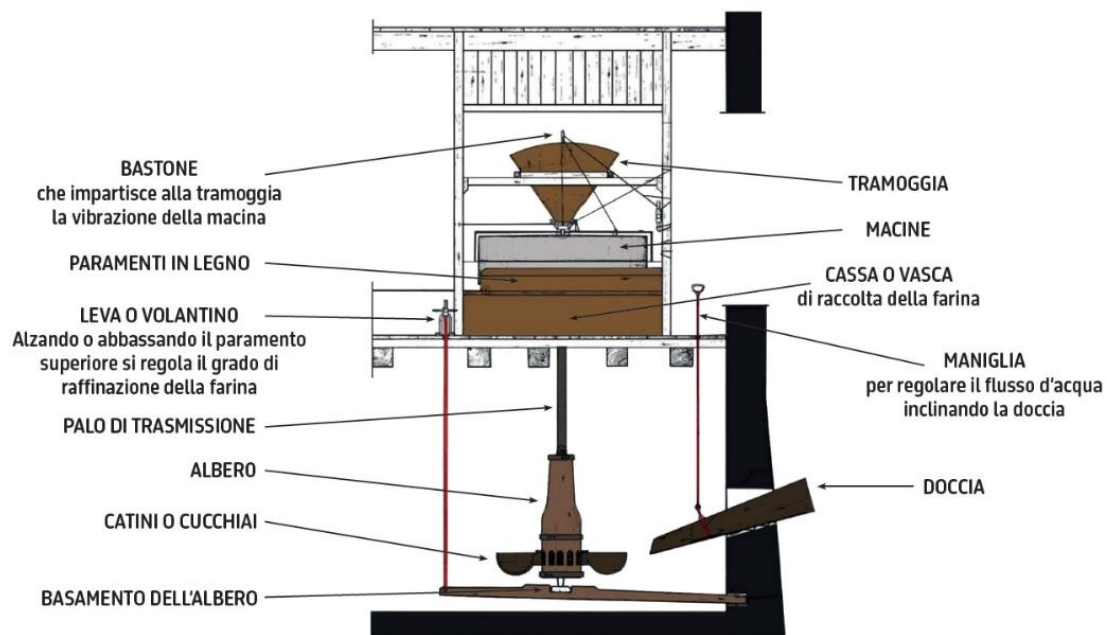


Figura 19: impianto di macinazione ad acqua con ruota orizzontale del mulino di Civago [33]

Un altro progetto di recupero per fini culturali è stato quello del mulino di Fontanaluccia [34], situato a Frassinoro (Modena), che ha ripreso a funzionare dopo anni di abbandono. Restaurato tra il 2012 e il 2014, con circa 330 000 € dal “Piano di Sviluppo Rurale” e fondi comunali, il mulino è attualmente operativo. Il progetto si propone sia di mantenere attiva la produzione molitoria tradizionale che di costituire un presidio culturale aperto anche a iniziative didattiche rivolte alla comunità.

A Milano, invece, nel complesso monastico di Chiaravalle il mulino cistercense [35] del XII secolo è stato riportato a piena funzionalità dopo dieci anni di lavori con un investimento di 1,5 milioni di euro. Il restauro ha interessato non solo le ruote e le macine ma ha anche previsto la creazione di una biblioteca multimediale e di un museo agricolo didattico aperto alle visite studentesche con dimostrazioni di ingranaggi e trasmissioni storiche integrando così la funzione molitoria con l’attività culturale e il recupero del territorio.

Infine, a Borgo Lentino (Nibbiano, PC), il mulino è stato trasformato in centro culturale mantenendo il parco macchine originario all’interno della sala di macinazione [36]. Inaugurato nel 2008, il museo è diventato ora un luogo di eventi, laboratori didattici e celebrazione delle tradizioni agricole, integrando la salvaguardia del parco macchine con usi contemporanei.

Un caso di restauro di un mulino per recuperare le funzionalità originari è quello del Mulino del Pericolo [37]. In questo caso, dopo un decennio di abbandono, è avvenuto un restauro conservativo con rimessa in funzione della ruota idraulica originaria collegata a un alternatore da 4 kVA. L’obiettivo del progetto comprendeva vari ambiti: quello tecnico, legato al ripristino dell’impianto idraulico e produzione energetica, quello educativo, legato

ad attività didattica e laboratori, quello sociale, legato alla creazione di uno spazio condiviso e incubatore locale, quello architettonico, legato al restauro dell'edificio e degli affreschi e quello ambientale.

Ulteriore caso è quello del Mulino Valsusa [38], a Bruzolo, che mostra un esempio di gestione imprenditoriale moderna in un contesto montano. Infatti, il proprietario del mulino ha recuperato una struttura del 1884 e ha ripristinato la funzione molitoria a pietra di grani antichi, quindi farine miste di grano tenero, segale, grano saraceno e farina di castagne, creando una micro-filiera agricola che ha rilanciato la produzione locale coinvolgendo così molti agricoltori. Questo articolo è molto interessante proprio perché mette in evidenza la potenzialità che un mulino ha nell'agevolare il ritorno alla coltivazione del territorio e di una produzione locale.

Sempre in ambito del recupero e riconversione dei mulini ad acqua vi è il progetto europeo RESTOR Hydro (*Renewable Energy Sources Transforming Our Regions – Hydro*) [39], avviato nel 2012 con un finanziamento di circa 2,5 milioni di euro, che si propone di ridare vita a strutture idrauliche storiche, tra cui i mulini ad acqua. Lo scopo è la mappatura dei circa 350.000 siti presenti in Europa e la loro gestione come micro-impresa energetica, turistica e culturale. L'obiettivo centrale è quindi quello di riattivare il parco macchine originale garantendo così il funzionamento operativo dei siti in una chiave moderna e sostenibile. La "RESTOR Hydro Map", disponibile online e riportata nella figura sottostante, consente di identificare e segnalare i luoghi da valorizzare mentre una guida pratica spiega come gestire e affrontare le problematiche meccaniche, idrauliche ed economiche legate al ripristino del loro parco macchine. Ad oggi, il rapido avanzamento degli interventi di recupero in alcune zone, come Monza, Settimo Torinese e Pavia, testimonia l'interesse crescente nei confronti di interventi che permettono di mantenere viva la funzione dei mulini come infrastruttura tecnologica locale [40].



Figura 20: mappa Restor Hydro [41]

In sintesi, l'analisi dei casi trattati finora mostra come il recupero dei mulini ad acqua possa assumere una molteplicità di significati e rispondere a una vasta gamma di finalità a seconda del contesto territoriale e dello stato di conservazione in cui questi si trovano. Come abbiamo potuto vedere, in molti casi i progetti di recupero non si limitano ad un'unica funzione ma integrano componenti produttive, culturali, educative e ambientali, rendendo così mulino un'infrastruttura "ibrida".

2.2 - Il riavvio dei mulini ad acqua: il parco macchine

Andando ora ad analizzare il parco macchine dei mulini trattati negli articoli del sottocapitolo precedente e partendo nuovamente dal Piemonte, uno dei casi più dettagliatamente documentati dal punto di vista tecnico è quello riportato nell'articolo *"Functional Analysis of Piedmont (Italy) Ancient Water Mills Aimed at Their Recovery or Reconversion"* [5] che analizza il mulino Riviera e il mulino Forno, localizzati rispettivamente a Dronero e a Verolengo. Il mulino Riviera è dotato di una ruota idraulica verticale di tipo overshot, posizionata all'esterno dell'edificio, con un diametro di circa 3 metri. La ruota è collegata a un albero di trasmissione orizzontale che trasferisce il moto a una serie di ingranaggi, tra cui una ruota dentata con 96 denti e una ruota condotta con 18 denti. Questo sistema trasmette il movimento a un secondo albero che aziona la macina in pietra ancora presente all'interno del mulino. Ovviamente fanno parte del parco macchine anche i cuscinetti e i supporti lignei, tutti in buono stato di conservazione. Lo schema del mulino Riviera è quello riportato nella figura sottostante.

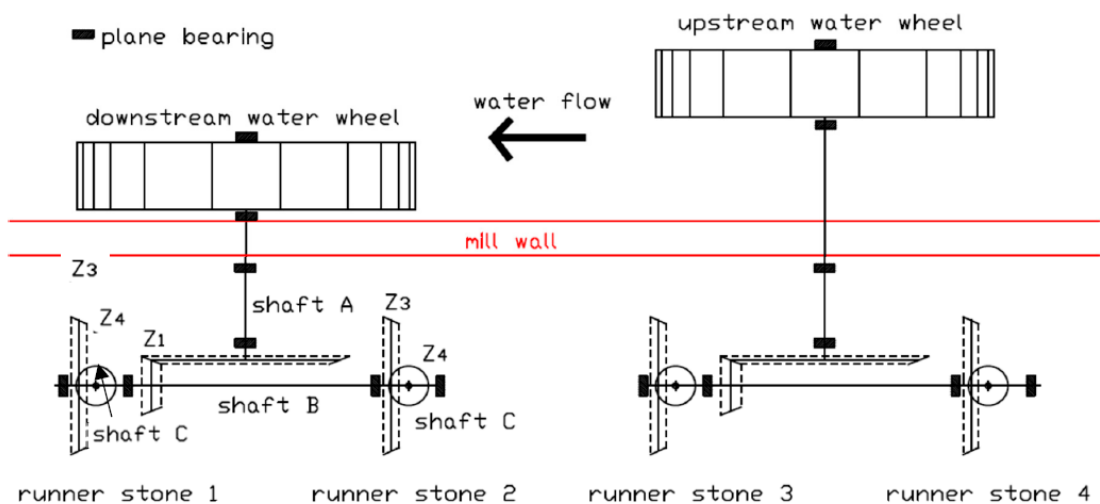


Figura 21: trasmissione di potenza del mulino Riviera [5]

Nel caso del mulino Forno, invece, il sistema è differente: la ruota idraulica è di tipo low breastshot, quindi parzialmente immersa e posizionata più in basso rispetto alla soglia della gora. Il meccanismo aziona una trasmissione in legno composta da un albero e da una serie di leve che movimentano una macina per castagne secche. Anche in questo caso è stato effettuato un rilievo completo dei componenti che ha permesso di evidenziare le condizioni strutturali e il grado di usura. In modo analogo a quanto illustrato per il mulino Riviera, anche per il mulino Forno è riportato il suo schema nella figura sottostante.

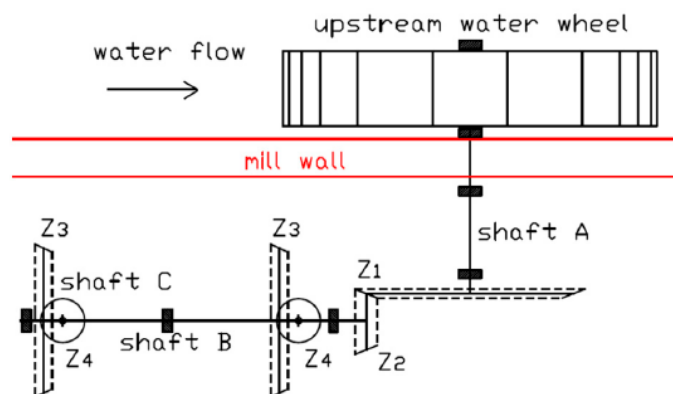


Figura 22: trasmissione di potenza del mulino Forno [5]

L'approccio adottato dagli autori combina rilievi fisici, modellazione ingegneristica e analisi delle condizioni meccaniche per valutare concretamente la possibilità di riavvio delle funzioni originarie del parco macchine. Lo studio dimostra come entrambi gli edifici sono compatibili con un recupero funzionale: la finalità indicata per il mulino Riviera è la riattivazione delle sue funzioni originarie mentre per il mulino Forno si suggerisce un possibile riuso culturale o didattico.

Il mulino Riviera è anche trattato nell'articolo scientifico *"Power Transmission and Mechanisms of an Old Water Mill"* [7] in cui si va ad analizzare nel dettaglio la sua trasmissione meccanica. Infatti, è riportata un'analisi con rilievi metrici di precisione, modellazione CAD 3D e simulazioni cinematiche. Il parco macchine di questo mulino, già riportato nell'articolo [5], si compone di: una ruota idraulica verticale di tipo overshot, un albero di trasmissione principale, una ruota dentata con 96 denti accoppiata a una ruota condotta che ne ha 18 e un secondo albero che trasferisce il moto alla macina. La sequenza dei componenti è documentata nel dettaglio con specifiche su materiali, tolleranze residue e accoppiamenti meccanici. Si vorrebbe andare ad effettuare un restauro del mulino con l'idea di effettuare la manutenzione a più componenti possibili e cambiare solo quelli necessari.

Sempre rimanendo nel territorio piemontese, possiamo trovare il mulino La Pianca, situato nel comune di Busca (CN), che è presentato nell'articolo *"The Water-Powered Trip Hammer and Forge La Pianca as a Case Study of a Piedmont Italy Water Mill"* [6] in cui viene analizzato in dettaglio il complesso sistema meccanico del mulino-forgia. Il parco macchine di questo mulino è molto importante da analizzare perché è attualmente ben conservato. Questo è composto da quattro ruote idrauliche verticali che sono collegate a diversi apparati produttivi: il maglio battiferro, una mola, un trapano ed altri strumenti da officina. In questo caso specifico le ruote sono alimentate dal flusso del canale Morea, un canale artificiale che preleva l'acqua dal fiume Stura di Demonte. Queste ruote overshot sono installate in maniera particolare perché sono montate in serie lungo la facciata laterale del mulino e, avendo dei diametri variabili, sfruttano il salto idraulico in successione. Due delle quattro ruote idrauliche servono per azionare i magli, quindi

mettono in rotazione degli alberi orizzontali dotati di camme che permettono di sollevare ciclicamente la mazza battente che poi cade per gravità. Per comprendere meglio quanto detto, nella figura sottostante è riportato lo schema della trasmissione di potenza che permette di azionare i due magli.

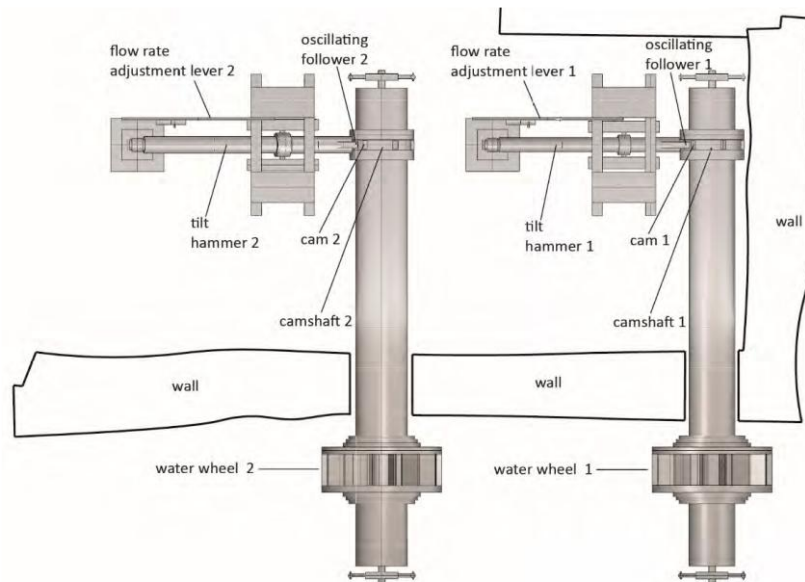


Figura 23: trasmissione di potenza per alimentare i magli del mulino La Pianca [6]

Per quanto riguarda invece le due ruote idrauliche rimanenti, queste consentono di azionare altri strumenti, come le mole e i trapani, utilizzando una serie di sistemi meccanici tra loro collegati. Nella figura sottostante, infatti, è stato riportato lo schema della trasmissione di potenza che consente di alimentare le mole e i trapani.

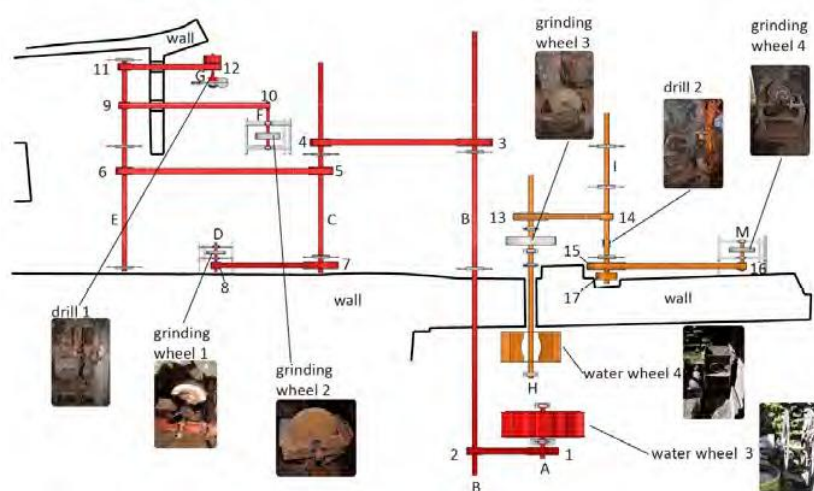


Figura 24: trasmissione di potenza per alimentare le mole e i trapani del mulino La Pianca [6]

L'articolo fornisce rilievi accurati delle dimensioni delle componenti e ne analizza lo stato di conservazione: molti degli elementi sono ancora integri e risultano potenzialmente funzionanti, pur richiedendo interventi di pulizia e restauro. Sebbene il meccanismo sia oggi inattivo, gli elementi strutturali e meccanici sono ancora visibili. L'intero apparato meccanico rappresenta un sistema complesso costruito secondo tecniche preindustriali che permettevano l'automazione completa del lavoro manuale pesante. Gli autori propongono una valorizzazione del sito fondata sul restauro funzionale dell'intero parco macchine che include anche paratoie, canalizzazioni e strutture lignee, evidenziando la possibilità di un riutilizzo per fini dimostrativi, educativi e museali, senza comprometterne l'integrità storica.

Mantenendo le stesse finalità dei mulini appena analizzati ma espandendosi sull'intero territorio italiano possiamo trovare un caso unico nel suo genere a Gragnano dove viene collocata la famosa "Valle dei Mulini". Infatti, nell'articolo *"A Political Concept for the Gragnano Valley of Mills (Valle dei Mulini). Urban Redevelopment of Cultural Industrial Heritage"* [9] vengono messi in evidenza gli elementi meccanici ancora rintracciabili nei numerosi impianti storici posizionati lungo il torrente Vernotico. In particolare, l'articolo documenta la presenza di ruote idrauliche verticali alimentate da un articolato sistema di canalizzazioni e salti d'acqua artificiali che serviva per regolare il flusso e l'energia disponibile. Un aspetto particolare, che forse spesso non viene tenuto in considerazione, è il fatto che alcuni mulini ad acqua mantengono i basamenti delle macchine, dei canaletti di scolo e le varie strutture in pietra o muratura e questi consentono agli studiosi di risalire alla funzionalità originaria degli impianti e di comprendere la distinzione degli ambienti dedicati alla molitura, alla raccolta delle farine e alla canalizzazione dell'acqua. Gli autori propongono un intervento di restauro che mantenga visibili e comprensibili le componenti meccaniche storiche consentendo così ai visitatori di interpretare il funzionamento del sistema idraulico-produttivo originario.

Sempre rimanendo nel territorio italiano, sono stati analizzati diversi casi studio di mulini abbandonati, soprattutto in Friuli-Venezia Giulia, Marche, Toscana e Calabria, che presentano ancora i parchi macchine in buono stato e che sono stati riportati all'interno dell'articolo *"Historic Water Mills as Regenerative Ecosystems: Integrating Technologies, Community Engagement and Sustainable Landscape Management"* [8]. Ogni caso studio preso in considerazione all'interno dell'articolo presenta caratteristiche diverse ma, tipicamente, le ruote idrauliche sono sempre di tipo overshot, in cui l'acqua colpisce le pale dall'alto, o di tipo breastshot, in cui l'acqua colpisce la ruota a circa metà della sua altezza. Il materiale con cui erano costruite le ruote era quasi sempre o legno o ferro ed erano collocate lungo dei canali, che potevano essere in terra battuta o in pietra, e che venivano regolati per variare la velocità della ruota. Alla ruota idraulica venivano collegati degli alberi in legno attraverso degli ingranaggi con i denti anch'essi in legno, in questo modo si poteva trasmettere il moto fino alla macina o ad altri strumenti agricoli. In particolare, l'articolo va a descrivere alcuni stati di recupero: nei casi in cui il parco macchine era ancora in buono stato le parti mancanti sono semplicemente state ricostruite mentre, nei casi peggiori, c'è

stata la ricostruzione completa dell'intero mulino. In generale i restauri e le ricostruzioni di cui si parla nell'articolo sono sempre di tipo conservativo con l'obiettivo di valorizzare l'apparato tecnico originario, che comprende ruota, albero, trasmissione e macina.

In modo analogo al capitolo 2.1, andando ad estendere il campo di ricerca sul territorio globale è possibile trovare articoli di recuperi a fini culturali come quello trattato all'interno dell'articolo *"Reinventing the Wheel – The Preservation and Potential of Traditional Water Wheels in the Terraced Irrigated Landscapes of the Ricote Valley, Southeast Spain"* [15] in cui si analizzano i resti di una serie di mulini idraulici nella Valle di Ricote, una regione agricola storica del sud-est della Spagna. All'interno dell'articolo viene riportato che in questa valle i mulini, purtroppo non più in buono stato, sono caratterizzati da ruote verticali in legno montate su supporti in pietra e che le trasmissioni meccaniche sono a leva o a puleggia. Proprio a causa delle pessime condizioni del parco macchine risulta complicato l'operazione di restauro, infatti, i recuperi che sono stati effettuati si sono basati solamente sui rilievi storici.

Rimanendo in Spagna, nell'articolo *"Abandoned Rural Pre-Industrial Heritage: Study of the Riamonte Mill Complex (Galicia, Spain)"* [17] viene analizzato il sistema molitorio dell'epoca che si componeva di un insieme di edifici, vasche e condotte idrauliche disposte in sequenza lungo un corso d'acqua montano a Riamonte, in Galicia. All'interno dell'articolo viene riportato che ogni mulino era caratterizzato da una ruota idraulica verticale che trasmetteva il moto a degli alberi in legno mediante degli ingranaggi i quali, a loro volta, alimentavano le macchine in pietra. Purtroppo, anche in questo caso il parco macchine è andato quasi del tutto perso, infatti, tutti i meccanismi che sono stati ricostruiti si basano solamente sui rilievi archeologici e sulle fonti storiche. Nelle figure sottostanti vengono riportate delle ricostruzioni 3D di una ruota e di una macina di un edificio di Riamonte.



Figura 25: ruota idraulica (a sinistra la ruota nelle condizioni effettive, a destra una ricostruzione 3D di come dovrebbe diventare la ruota a seguito del recupero) [17]



Figura 26: macina (a sinistra la macina nelle condizioni effettive, a destra una ricostruzione 3D di come dovrebbe diventare la macina a seguito del recupero) [17]

Un altro articolo, sempre sul territorio mondiale, in cui il recupero dei mulini ha una finalità culturale è *“Identification and Restoration of the Traditional Watermills in Lipjan”* [18] all’interno del quale l’autore cataloga dieci mulini localizzati nel territorio di Lipjan, nel Kosovo. Anche in questo caso le condizioni del parco macchine non sono buone ma dai supporti lignei, le nicchie per gli alberi e le bocche di scarico in pietra si può capire che le ruote ad acqua avevano una disposizione verticale ed erano posizionate sia all’interno che all’esterno dell’edificio. Le uniche parti rimaste in buono stato sono le trasmissioni

meccaniche, queste erano costituite da alberi orizzontali e ruote dentate in legno che, come negli altri casi, servivano per trasmettere il moto alle macine superiori. Gli autori riportano che in alcuni casi è ancora possibile osservare le camme che servivano a muovere pestelli verticali per la frantumazione. Anche in questo caso gli autori propongono la sostituzione delle parti deteriorate tramite tecniche artigianali tradizionali.

Molte volte si recupera un mulino ad acqua per produrre energia ed è questo il caso dell'articolo *"A Case Study of Improved Watermill Using Power Electronics Devices for Offgrid Power Generation"* [13] nel quale viene descritto un caso di riattivazione di un mulino in un villaggio indiano attraverso l'integrazione tra componenti meccanici tradizionali e dispositivi elettronici per la regolazione della generazione elettrica. Il mulino presenta una ruota idraulica orizzontale che, attraverso un sistema di trasmissione a pulegge, mette in moto l'albero collegato a sua volta con un generatore asincrono trifase. Quindi, in questo caso, è stato recuperato un vecchio mulino e sono stati sostituiti gli utilizzatori con un generatore equipaggiato con un convertitore elettrico che è stato introdotto per stabilizzare la tensione e proteggere il generatore in condizioni di carico variabile. Gli autori sottolineano come sistemi di trasmissione tradizionali, se integrati con soluzioni moderne di controllo, possano essere riutilizzati in modo funzionale per soddisfare le necessità.

Il recupero dei mulini per fini energetici è anche trattato all'interno dell'articolo *"The Repowering of Vertical Axis Water Mills Preserving Their Cultural Heritage"* [12] in cui si esamina una tipologia particolare di mulino dotato di ruota idraulica verticale. La struttura è collocata in un edificio storico nella regione alpina e il progetto prevede la conservazione del sistema meccanico originario adattandolo però ad un nuovo impianto idroelettrico a bassa potenza (≤ 5 kW). La ruota è realizzata in acciaio, con le pale saldate, e trasmette il moto a un moltiplicatore di giri, tramite un albero verticale, che alimenta un generatore asincrono. Una caratteristica particolare di questo recupero è che il sistema è completamente integrato all'interno dell'edificio per non rovinare la cultura e il paesaggio in cui questo è collocato. Questo articolo conferma quindi quanto detto dagli autori del capitolo precedente e cioè che il parco macchine originario può essere conservato aggiornando le componenti elettromeccaniche per l'uso contemporaneo.

Un altro articolo che tratta un mulino che ha come finalità del recupero quella di produrre energia è *"The Sustainable Refunctionalisation of Watermills. Analysis and Proposals in a Case-Study"* [19] incentrato sul mulino di Fonte di Noce, in Abruzzo. L'articolo ricostruisce, anche attraverso rilievi e analisi progettuali, la presenza originaria di una ruota verticale di tipo overshoot, alimentata da un canale con salto utile di circa 2,2 metri. L'albero orizzontale in legno collegava la ruota a una coppia di ingranaggi lignei che trasmettevano il moto a una macina mobile posta su un telaio sopraelevato. Nonostante i componenti meccanici non siano più presenti, la loro collocazione è ricostruita con precisione proprio grazie ai rilievi e alle analisi progettuali. Il progetto di recupero prevede l'inserimento di una nuova ruota verticale in legno e il restauro dell'intero sistema di trasmissione. Il parco macchine, una

volta ricostruito, includerebbe anche un generatore collegato a un asse secondario in modo da integrare alla funzione molitoria anche quella energetica.

Invece, nell'articolo "*Water Mills Refurbishment for Increasing the Hydropower Capacity: An Italian Case Study*" [10], viene analizzato l'intervento su un mulino piemontese che originariamente era dotato di ruota verticale ma che poi è stata sostituita da una turbina idraulica a flusso assiale per generare energia elettrica. Entrando più nel dettaglio, in modo analogo al recupero trattato nell'articolo [12], la turbina idraulica è stata inserita all'interno dell'edificio ed è stata collegata tramite un albero metallico e un moltiplicatore di giri a un generatore da 3,5 kW. Nonostante la trasmissione sia stata ricostruita, una parte di quella vecchia, in legno, è stata conservata e restaurata a fini museali mentre il canale di derivazione originario, così come la griglia di ingresso e la vasca di carico, sono stati mantenuti.

Anche il Regno Unito partecipa attivamente a questi recuperi energetici e, infatti, un caso specifico viene analizzato nell'articolo "*Old Watermills—Britain's New Source of Energy?*" [11] in cui gli autori analizzano le caratteristiche tecniche delle ruote idrauliche tradizionali presenti nei mulini storici del Regno Unito mettendone in evidenza la compatibilità con il riuso energetico. Le ruote di tipo overshot, tipicamente installate nei mulini che sfruttano salti più elevati, mostrano rendimenti compresi tra il 60% e l'85% mentre le ruote di tipo undershot, impiegate in siti con salti minimi, presentano efficienze comprese tra il 30% e il 75%. L'articolo sottolinea che molti mulini conservano ancora le strutture originarie come le ruote, gli alberi di trasmissione e le fondazioni e che questi componenti meccanici possono essere recuperati e riutilizzati con costi relativamente contenuti. Andando ad effettuare un recupero di questi mulini si riuscirebbe a produrre energia da fonti rinnovabili in forma decentralizzata sfruttando il patrimonio esistente per generare elettricità attraverso un'infrastruttura già integrata nel paesaggio.

Come già descritto nel capitolo 2.1, molte volte i recuperi dei mulini ad acqua vengono effettuati per finalità agricole e questo è quello che viene trattato nell'articolo "*Installation and Practical Operation of Wooden Water Wheels for Sustainable Agriculture Irrigation*" [16] in cui gli autori descrivono con chiarezza l'installazione e l'utilizzo di ruote idrauliche in legno destinate al sollevamento dell'acqua per irrigare i campi in contesti agricoli tradizionali. All'interno di questo articolo viene descritto con precisione tutto il meccanismo: le ruote idrauliche, azionate da corsi d'acqua a bassa velocità, sono realizzate in legno e sono montate su strutture portanti in acciaio. Attraverso un meccanismo di trasmissione viene collegata la ruota idraulica con una sorta di "tamburo rotante" sul quale vengono montati dei contenitori che permettono di portare l'acqua da una quota inferiore ad una quota superiore con dislivelli anche di 2-3 metri. In particolare, gli autori sottolineano che non sono presenti trasmissioni complesse, queste sono molto semplici e viene garantita la continuità grazie alla geometria delle pale. L'obiettivo del progetto è stato quello di offrire una soluzione sostenibile per la microirrigazione in aree rurali prive di elettricità sfruttando esclusivamente l'energia idraulica disponibile

localmente. Quindi, anche in questo caso, è stato effettuato un recupero che ha permesso di far fronte alle necessità del posto. All'interno di questo articolo viene anche sottolineato il fatto che questo progetto è facilmente replicabile: l'intero parco macchine è una tecnologia semplice, economicamente accessibile e durevole, adattabile infatti a una vasta gamma di ambienti rurali.

Analogamente all'articolo appena trattato, un altro caso di recupero per finalità agricole è *"Sustainable and Regenerative Development of Water Mills as an Example of Agricultural Technologies for Small Farms"* [14] in cui gli autori analizzano il funzionamento dei mulini ad acqua utilizzati per alimentare le macchine. All'interno dell'articolo c'è una descrizione generale del parco macchine perché viene semplicemente detto che questo è composto da una ruota idraulica collegata a delle macchine attraverso degli alberi e sistemi di trasmissione. Quello su cui gli autori pongono l'attenzione è anche qui la replicabilità del progetto perché, siccome i mulini ad acqua sono relativamente semplici e considerati una delle tecnologie più diffuse e longeve nel panorama agricolo tradizionale, vengono ritenuti un'ottima soluzione per tutte quelle piccole aziende che puntano alla multifunzionalità.

Come accennato nel sottocapitolo precedente, quando si parla di recupero e riconversione dei mulini ad acqua è necessario affrontare anche il tema dal punto di vista più tecnico e, infatti, i seguenti articoli scientifici trattano dal punto di vista più ingegneristico il restauro dei mulini ad acqua. Uno di questi è l'articolo *"Output Power and Power Losses Estimation for an Overshot Water Wheel"* [21] che si concentra sull'analisi prestazionale di una ruota idraulica overshot classica in metallo con diametro pari a 3 metri e larghezza di 0,8 metri alimentata, in un ambiente di test, da un canale con un salto utile di 2,5 metri. Nella figura sottostante viene riportato il banco prova di questa ruota overshot in cui si può notare che l'intera trasmissione meccanica è costituita da un albero centrale in acciaio montato su supporti a cuscinetti e collegato a un generatore elettrico tramite pulegge e cinghie.



Figura 27: banco prova ruota overshot [21]

L'obiettivo degli autori all'interno di questo articolo è stato quello di analizzare le perdite di potenza dovute alle inefficienze meccaniche e idrauliche per poi calcolare il rendimento del sistema, ottenendo un'efficienza idraulica media del 72% con picchi superiori al 75% in condizioni ottimali. Questo articolo è molto importante perché, nonostante l'installazione sia sperimentale, la configurazione è modellata su mulini storici di tipo overshoot reali e quindi fornisce indicazioni utili per eventuali interventi di recupero in siti esistenti.

Un'altra analisi dal punto di vista più ingegneristico sui mulini ad acqua è "*Optimization of Undershot Water Wheels in Very Low and Variable Flow Rate Applications*" [22] in cui gli autori analizzano nel dettaglio le prestazioni delle ruote idrauliche di tipo undershot con l'obiettivo di migliorarne l'efficienza in condizioni di portata minima e flusso variabile. Al contrario dell'articolo [21], in questo caso la ruota non è più alimentata dall'alto ma dal basso e vengono condotti numerosi test in funzione di diversi parametri: numero e larghezza delle pale, diametro della ruota, profondità di immersione e velocità periferica. Gli autori di questo articolo sono poi andati ad analizzare i risultati dimostrando come ciascuna di queste variabili influisce sul rendimento della macchina e, infatti, hanno ottenuto che un corretto dimensionamento della ruota e delle pale può portare a un aumento dell'efficienza anche in presenza di flussi molto bassi, cioè inferiori a $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$. Questi test sono quindi stati di fondamentale importanza perché hanno permesso di capire che le ruote undershot, se adeguatamente progettate, possono lavorare anche se alimentate da piccoli corsi d'acqua garantendo comunque una soluzione sostenibile ed efficace per l'utilizzo locale di risorse idrauliche limitate.

Nell'articolo [21] gli autori hanno riportato i test effettuati sulle ruote overshoot, nel [22] sono state analizzate le undershot e nell'articolo "Performance Characteristics, Power Losses and Mechanical Power Estimation for a Breastshot Water Wheel" [23] vengono trattate le ruote breastshot, così da avere una panoramica completa delle ruote idrauliche. Nella figura sottostante viene riportato il banco prova di questa ruota breastshot che è collegata, mediante un albero in acciaio, ad un sistema di pulegge regolabili.

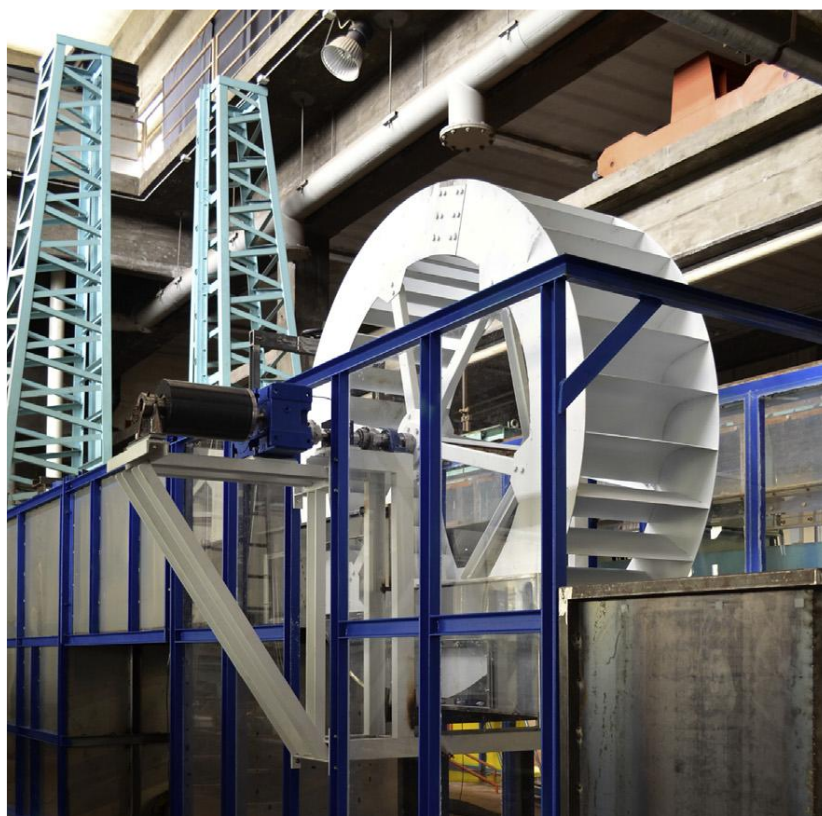


Figura 28: banco prova ruota breastshot [23]

In modo analogo ai due articoli trattati precedentemente, anche in questo caso il sistema è nato per valutare le perdite di potenza per attrito, turbolenza e disallineamento e, svolgendo i test, si è ottenuto che vi è una perdita complessiva del 22%. Gli autori, però, suggeriscono che si potrebbe avere un incremento dell'efficienza del 5–8% se le tolleranze meccaniche fossero ottimizzate. Viene anche sottolineato che questa è una prova eseguita in laboratorio ma, siccome la configurazione replica fedelmente quella delle ruote breastshot reali, si può tener conto dei risultati ottenuti nei test per valutare il recupero di eventuali mulini abbandonati.

Le tre tipologie di ruote idrauliche analizzate nei tre articoli precedenti sono tutte racchiuse all'interno di *"Gravity Water Wheels as a Micro-Hydropower Energy Source: A Review Based on Historic Data, Design Methods, Efficiencies and Modern Optimizations"* [24] che ci consente di confrontarne le prestazioni meccaniche. L'articolo è molto interessante perché va a confrontare i dati recuperati da fonti storiche con quelli ottenuti come risultato delle moderne simulazioni evidenziando come le ruote overshot siano mediamente più efficienti (70–85%) rispetto a quelle breastshot (60–75%) e undershot (30–60%). All'interno dell'articolo gli autori vanno anche a trattare le necessità costruttive di ciascuna ruota, di cui avevamo già parlato nell'introduzione, e cioè che le ruote overshot richiedono salti più elevati ma sono più efficienti, mentre le ruote undershot possono operare in contesti fluviali

a bassa caduta ma con una resa minore. Vengono inoltre trattate le soluzioni progettuali moderne che stanno dietro a questi tre tipi di ruote idrauliche al fine di ottimizzarle, per esempio l'uso di materiali compositi e l'integrazione con sistemi di controllo automatico.

Un altro articolo che tratta sempre dal punto di vista più tecnico le ruote idrauliche è *"Sagebien and Zuppinger Water Wheels: Comparison and Application to a Specific Site"* [20] che, come dice il nome, prende in considerazione questi due tipi di ruote undershot. Gli autori vanno a riportare all'interno dell'articolo le informazioni già trattate nell'introduzione di questa tesi e cioè che la ruota Sagebien è caratterizzata da pale inclinate verso l'esterno e adatta a bassi salti (1–2 m) mentre la Zuppinger ha pale a curvatura interna e maggiore capacità di trattenere il flusso. Nonostante queste due ruote possano sembrare apparentemente simili, gli autori sottolineano che le differenze sostanziali tra le due sono quelle in termini di geometria e rendimento, infatti, i test sperimentali condotti in laboratorio mostrano che la Zuppinger ha un'efficienza leggermente superiore alla Sagebien (rispettivamente 68% contro 64%) ma richiede una struttura più complessa per l'installazione. Gli autori spiegano che entrambe possono essere adatte per progetti di recupero di mulini abbandonati e che la scelta di una ruota piuttosto che l'altra dipende dalle condizioni in cui questa deve essere montata.

Uscendo dall'analisi prestazionale delle ruote idrauliche ma rimanendo comunque in ambito tecnico troviamo l'articolo *"Noise Generation and Acoustic Impact of Free Surface Hydropower Machines: Focus on Water Wheels and Emerging Challenges"* [25] che esamina il funzionamento delle ruote idrauliche dal punto di vista acustico. Gli autori di questo articolo vanno a prendere in considerazione le ruote undershot, breastshot e overshot e analizzano le fonti di rumore associate al loro parco. Quello che viene messo in evidenza è che, nonostante il loro impatto acustico sia generalmente molto contenuto, può risultare significativo in certi contesti. Dai test è emerso che il rumore generato deriva principalmente dalle interazioni tra l'acqua e le pale, dalle turbolenze indotte, dalla cavitazione e dagli urti meccanici tra componenti strutturali come le pale che entrano ed escono dalla superficie d'acqua o che impattano con oggetti solidi presenti nel flusso. Gli autori sottolineano che, nonostante il rumore delle ruote idrauliche sia tendenzialmente inferiore rispetto a quello generato da turbine moderne, è comunque necessario adottare strategie per ridurre questo disturbo, per esempio con un'adeguata scelta dei materiali, piuttosto che con una progettazione adeguata della pala o utilizzando apposite barriere. Quindi, durante la fase di progettazione di una ruota idraulica, bisogna effettuare delle scelte che permettano di ridurre quanto più possibile il rumore così da avere una macchina che non sia fastidiosa per l'ambiente circostante.



Figura 29: a sinistra è riportato un esempio di ruota idraulica con una progettazione inadeguata dell'afflusso e della forma delle pale. Nella figura a destra è riportato un esempio di ruota idraulica con un deflusso mal progettato nel canale di scarico [25]

Rimanendo sul tema delle innovazioni sviluppate per il recupero dei mulini ad acqua, è importante citare l'articolo *"Preliminary Investigation of an Innovative Power Transmission for Low Speed Water Wheels"* [26]. Quest'articolo sviluppa un sistema alternativo di trasmissione per le ruote idrauliche a bassa velocità, perfetto per i mulini ad acqua storici con flussi d'acqua molto ridotti. In questo caso gli autori dell'articolo hanno studiato un dispositivo che sfrutta un meccanismo flessibile e modulare per sostituire le classiche trasmissioni rigide in ferro o in legno. La vera innovazione, riportata nella figura sottostante, è la presenza di due ruote messe in contatto con la ruota idraulica che girando creano attrito. Dato che le due ruote hanno dimensione ridotta rispetto alla ruota idraulica, per le leggi della cinematica le due ruote devono girare più velocemente creando così un moltiplicatore di giri perché nel punto di contatto ci sarà la stessa velocità tangenziale e quindi, di conseguenza, le velocità angolari saranno diverse.

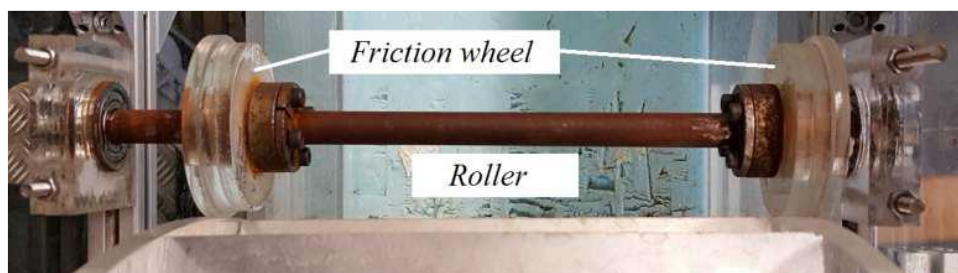


Figura 30:albero di trasmissione collegata alla ruota idraulica attraverso le due "friction wheel" [26]

A seguito dei test in laboratorio e delle simulazioni numeriche gli autori hanno evidenziato la possibilità di adattare questa trasmissione in veri e propri mulini senza alterare la struttura originaria. La proposta riportata in questo articolo, nonostante non vengano presi in considerazione mulini d'esempio, è una soluzione compatibile con interventi di restauro non invasivi pensata proprio per contesti a bassa portata e basso salto.

Un'altra innovazione nel mondo dei mulini ad acqua è stata quella riportata nell'articolo *"The Performances of Undershot Waterwheel with Butterfly-Shaped Blades and the Radius of Grasshopper's Elbow"* [27] in cui vengono trattate le cosiddette "pale a farfalla". Questa innovazione, applicata su ruote idrauliche di tipo undershot con geometria ottimizzata, permette di aumentare l'intercettazione del flusso in ambienti in cui la velocità dell'acqua è bassa. Nella figura sottostante si può vedere il funzionamento di una ruota undershot con un diametro di 1 metro che ospita 10 pale a farfalla a profilo asimmetrico alimentate da un flusso laminare costante.

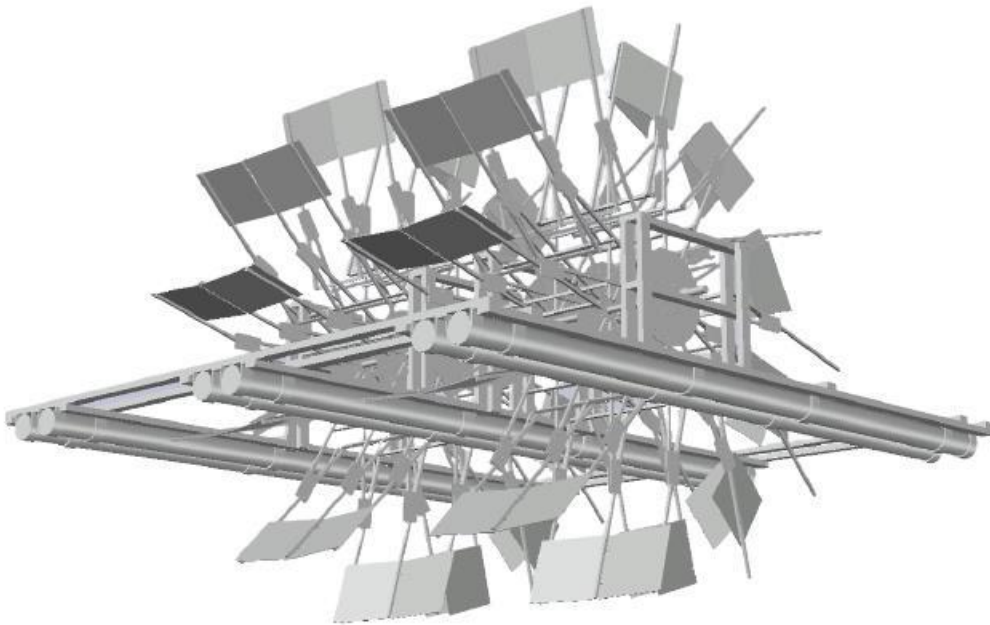


Figura 31: ruota undershot con pale a farfalla [27]

Al termine dello studio sull'utilizzo delle pale a farfalla gli autori hanno scoperto che queste portano ad un netto miglioramento nell'efficienza idraulica: si parla infatti di quasi il 10-15% in più rispetto alla ruota idraulica tradizionale a pale rettilinee. Anche se in questo caso lo studio non è stato effettuato su un mulino di riferimento, questa tecnologia è stata pensata proprio per essere implementata su mulini storici con basso flusso d'acqua, dove le condizioni idrauliche non possono consentire l'installazione di ruote undershot o breastshot. Il meccanismo di trasmissione, nel modello sperimentale, è facilmente replicabile perché è un semplice albero in acciaio montato su cuscinetti e accoppiato a un generatore.

Alcuni casi interessanti di parco macchine sono riportati anche negli articoli di giornale, infatti, riprendendo gli articoli già trattati nel sottocapitolo precedente, il Mulino Scodellino [28] [29], situato lungo il canale dei Molini di Castel Bolognese, conserva un apparato meccanico perfettamente funzionante risalente al XV secolo. Come già visto anche per gli altri mulini, anche in questo caso l'acqua fa girare la ruota idraulica verticale esterna che

trasmette il moto all'interno della struttura. L'albero originale in legno, collegato alla ruota idraulica, permette il funzionamento di una macina in pietra, visibile all'interno del mulino durante le giornate di apertura al pubblico. L'intero complesso meccanico è stato oggetto di un importante restauro che ha permesso al mulino di mantenere la funzionalità originaria e che lo ha reso uno dei pochi mulini ad acqua storici ancora attivi in Emilia-Romagna.

Analizzando anche nello specifico il Mulino Ruatti [30], situato a Rabbi in località Pracorno, questo è dotato di una ruota idraulica esterna alimentata dalle acque del Rio Valorz. Il moto rotatorio delle ruote esterne viene trasmesso all'interno del mulino grazie al sistema di trasmissione meccanico in legno che aziona una macina orizzontale visibile ancor oggi. Il parco macchine, costituito interamente da componenti tradizionali lignei, è oggi utilizzato a fini dimostrativi e rappresenta un raro esempio di tecnologia preindustriale intatta, che gli ha permesso di essere parte di un museo etnografico che documenta l'intero ciclo della molitura.

Un mulino recuperato sempre per fini culturali è il Mulino "della Madonna" [31], di proprietà privata, che conserva gran parte del parco macchine originario, tra cui la ruota idraulica e i meccanismi di trasmissione interni. All'interno dell'articolo viene sottolineato che questi elementi sono ancora in ottimo stato di conservazione e che sono oggetto di recupero al fine di ripristinare il funzionamento originale di questo mulino, valorizzandolo così sia dal punto di vista tecnico che culturale.

Un altro mulino già citato in precedenza è il mulino di Civago [32] [33] che ha subito un restauro completo sia della struttura che del parco macchine, riportandolo attualmente al pieno funzionamento. L'intervento ha interessato la ruota idraulica, i meccanismi di trasmissione e le macine in pietra destinate alla frantumazione delle castagne. Come riportato nella figura sottostante, tutti gli elementi meccanici sono stati mantenuti o ricostruiti rispettando le tecniche di costruzione originarie.



Figura 32: pale della girante del mulino di Civago a seguito dell'intervento di recupero [33]

Un altro mulino di cui avevamo già parlato è il Mulino di Fontanaluccia [34] che è stato restaurato e riattivato nel 2014 permettendo alla ruota idraulica verticale esterna di essere utilizzata per scopi didattici e dimostrativi. Per quanto riguarda il parco macchine, in uso quotidianamente, questo è composto appunto da una ruota idraulica che è collegata alle macine mediante alberi e sistemi di trasmissione. Quindi oltre ad avere una finalità didattica e dimostrativa, perché rappresenta un esempio di ingegneria idraulica storica adattata a zone montane, grazie al parco macchine perfettamente funzionante questo mulino è anche produttivo

Un altro caso importante di recupero non ancora citato è quello riportato nell'articolo [42] che racconta la vicenda di Mauro Bertoglio, un idraulico cinquantasettenne di Levaldigi che ha riattivato una ruota idraulica ferma da oltre quarant'anni. Il recupero in questione è stato un processo non da poco perché per ricreare il flusso idrico è stato necessario ripulire il canale e riparare la rottura principale che si era creata. In un secondo momento si è dedicato alla riattivazione del parco macchine riallineando gli ingranaggi e alla riparazione di una delle ruote ancora presenti. Il mulino originariamente aveva tre ruote: due erano usate per la macina e una per la segheria. Nell'articolo viene sottolineato che la ruota e i suoi ingranaggi sono stati ritrovati ancora integri, questo significa che nonostante la struttura fosse vecchia, è risultata essere molto robusta.

Un altro caso di recupero particolarmente simbolico è quello riportato sull'articolo [43] sul Mulino Magioncalda perché restaurato interamente da alcuni ragazzi che non avevano alcuna esperienza in merito. Infatti, hanno ricostruito la ruota idraulica in metallo, anziché in legno com'era l'originale, affinché questa avesse una durata maggiore, hanno ricostruito la struttura e, sempre manualmente, hanno ricreato gli ingranaggi interni del parco macchine. In questo modo i ragazzi hanno ottenuto un impianto produttivo completamente funzionante finalizzato alla macinazione locale.

Un recupero analogo, quindi con finalità produttiva, è quello del Mulino del Dosso [44], in Val Gerola. Il parco macchine, costituito da una classica ruota idraulica e da alcune macine collegate con alberi e sistemi di trasmissione, ha reso possibile l'inizio della produzione nel 1999 nonostante il recupero fosse iniziato solo nel 1997. Questo perché le macine originali erano rimaste miracolosamente in bilico e quindi è bastato riallinearle e restaurare le parti usurate per far ripartire l'attività.

Invece, un recupero un po' diverso è quello del Mulino del Pericolo [37], situato a Cuneo, in Piemonte, di cui avevamo già ampiamente parlato nel sottocapitolo precedente. In questo caso, la ruota idraulica mancante è stata ricostruita in metallo seguendo le dimensioni dedotte dai segni di sfregamento sui muri, ottenendo così la ruota riportata nella figura sottostante con un peso di circa 1,5 tonnellate. Una volta posizionata, la nuova ruota è stata collegata a un alternatore a magneti permanenti da 4 kVA trasformando così l'antico sistema di trasmissione, composto dalla ruota idraulica, gli alberi e gli ingranaggi, in un moderno micro-impianto idroelettrico mantenendo però tutti i componenti originali visibili per scopi didattici.



Figura 33: a sinistra la ruota del Mulino del Pericolo prima del restauro, a destra la ruota del Mulino del Pericolo dopo il restauro [37]

2.3 - Produzioni riavviate e ricadute territoriali dei mulini ad acqua recuperati

In questo terzo sottocapitolo dello stato dell'arte andremo ad analizzare gli effetti dei mulini effettivamente recuperati e andremo a vedere le motivazioni per le quali alcuni sono rimasti dei ruderi. Un primo articolo che abbiamo trattato e che presenta delle operazioni di recupero andate a buon fine è *“Historic Water Mills as Regenerative Ecosystems: Integrating Technologies, Community Engagement and Sustainable Landscape Management”* [8] in cui gli autori presentano questi nuovi mulini come dei veri e propri “ecosistemi rigenerativi”. In questo articolo, infatti, sono stati presi in considerazione diversi esempi concreti di riattivazione che sono stati utilizzati come supporto all'agricoltura locale, per la creazione di orti, per attività didattiche e hanno portato anche un aumento del turismo. Si può quindi dire che tutte queste attività hanno portato sia ad un risvolto positivo in termini economici che in termini sociali.

Rimanendo in una situazione simile a quella appena descritta, si può parlare del caso dell'articolo *“Sustainable and Regenerative Development of Water Mills as an Example of Agricultural Technologies for Small Farms”* [14] in cui gli autori hanno preso in considerazione più casi internazionali e sono andati ad evidenziare il ruolo degli storici mulini ad acqua nel contesto di piccole aziende agricole. All'interno dell'articolo viene riportato che le finalità dei recuperi dei vari mulini non sono univoche, vi sono restauri finalizzati alla molitura delle farine, piuttosto che per la produzione di olio d'oliva o anche per la produzione di energia elettrica perché, come già descritto in diversi articoli trattati, il recupero è sempre finalizzato alle necessità locali. Gli autori sono andati a sottolineare che, in generale, a seguito del recupero ci sono stati risvolti positivi sia in ambito economico che in ambito ambientale perché hanno permesso di conservare le tradizioni, incentivare l'agricoltura sostenibile e hanno favorito l'autonomia delle comunità locali.

Un altro articolo che riporta casi di recupero andati a buon fine e con un impatto positivo per la comunità è *“Installation and Practical Operation of Wooden Water Wheels for Sustainable Agriculture Irrigation”* [16] che presenta degli esempi concreti di installazione di ruote idrauliche in legno in contesti agricoli in Spagna. Infatti, come avevamo già parlato nel sottocapitolo 2.2, gli autori di questo articolo vanno a trattare questi mulini che sono stati recuperati al fine di trasportare l'acqua da una quota inferiore ad una superiore migliorando moltissimo i sistemi di irrigazione, che diventano così sostenibili e con un basso impatto energetico. Anche in questo caso il riscontro è positivo perché le piccole aziende agricole hanno ottenuto dei miglioramenti per irrigare i campi che ha portato con sé anche dei miglioramenti in ambito economico e ambientale perché, in questo modo, è stato ridotto l'utilizzo del combustibile fossile.

Purtroppo, non tutti gli articoli trattati nei due capitoli precedenti hanno avuto una proposta di recupero andata a buon fine, infatti, i mulini trattati nell'articolo *“Abandoned Rural Pre-Industrial Heritage: Study of the Riamonte Mill Complex (Galicia, Spain)”* [17] sono

comunque rimasti dei ruderi e non è stata compiuta alcuna operazione di bonifica. Come avevamo già accennato nel capitolo precedente, gli autori evidenziano una condizione di grave degrado strutturale e la perdita quasi totale del parco macchine del complesso molitorio a causa dall'abbandono e dall'assenza di politiche di tutela. All'interno dell'articolo viene riportato che le cause dell'impossibilità di recupero sono molteplici: difficoltà di accesso al sito, mancata manutenzione, vincoli economici e isolamento territoriale, di conseguenza non si può parlare di ricadute sul territorio.

Tornando invece ai recuperi andati a buon fine, un altro caso è quello riportato all'interno dell'articolo giornalistico [45] in cui viene detto che, nel comune montano di Alagna Valsesia, un antico mulino è stato riattivato con una ruota idraulica restaurata e abbinata a un generatore per la produzione elettrica locale. All'interno dell'articolo viene riportato che il recupero ha portato ad una valorizzazione tecnico-didattica perché ha coinvolto scuole e cittadini in attività divulgative contribuendo così alla sensibilizzazione ambientale. Sempre all'interno dello stesso articolo è stato riportato il recupero di due mulini a Bagnolo Piemonte che sono stati ripristinati con ruote idrauliche e generatori elettrici mantenendo comunque le strutture originali e integrandole con tecnologie innovative e sostenibili. Quindi, questi progetti hanno incentivato l'autoproduzione energetica con un modello replicabile e hanno avuto dei riscontri molto positivi perché hanno portato una riduzione dell'impatto ambientale, la valorizzazione del paesaggio e il rafforzamento delle economie locali legate all'artigianato. Sempre nello stesso articolo è stato anche riportato un altro caso di recupero andato a buon fine e cioè il mulino storico di Cittadella che è stato recuperato e riconvertito con l'inserimento di turbine moderne, mantenendo comunque la struttura originaria. Quest'ultimo recupero non ha solamente portato alla produzione di energia pulita, infatti, il mulino svolge anche una funzione culturale, tutelando il paesaggio e il centro storico.

Un altro caso di recupero è quello del vecchio mulino di Turano [46] recuperato dalla "Comunità Montana del Lago di Garda". Questo mulino, recuperato per fini culturali, conserva ancora le macine e le trasmissioni. Il suo ripristino ha avuto un riscontro positivo sia in ambito culturale che didattico perché ha permesso di valorizzare un bene storico offrendo informazioni sulle tecniche agricole del passato.

A differenza dell'articolo precedente, il "Mulino Valsusa" [47] è stato recuperato da Massimiliano Spigolon e riattivato nel 2019 per finalità produttive. Questo è un caso di recupero molto interessante perché questo mulino con macinazione a pietra, ristrutturato per finalità famigliare, è diventato una vera e propria filiera a chilometro zero. Questo perché, con la sua riattivazione, ha favorito il ripopolamento agricolo nella valle, la coltivazione e la creazione di una rete tra mugnai, agricoltori, fornai e pasticceri. Quindi questo recupero ha avuto anch'esso un riscontro molto positivo perché ha portato ad una rigenerazione economica e culturale del paese, insieme ad un brand locale chiamato "Mulino Valsusa".

Un percorso di recupero praticamente analogo al precedente è quello del Mulino Magioncalda riportato nell'articolo di giornale [43] in cui tre giovani agricoltori hanno recuperato un mulino storico e lo hanno riattivato con successo. Questo progetto ha avuto sia una finalità produttiva che culturale generando così una ricaduta territoriale significativa. Infatti, questo mulino, una volta restaurato, ha permesso di valorizzare la zona rurale in cui questo si trova incentivando l'agricoltura e rafforzando il legame tra i membri della comunità.

3 - IL CASO STUDIO: IL “MULINO NADIN”

La parte centrale di questa tesi è lo studio funzionale, il modello 3D e l'analisi dinamica del “Mulino segheria Nadin”. Il motivo per cui è stato scelto proprio questo mulino è legato principalmente a tre fattori: il primo tra questi è sicuramente il fatto che ci interessava studiare una segheria, perché le macine e i magli, che sono gli altri meccanismi tipici che all'epoca venivano collegati alle ruote idrauliche, sono già stati trattati in altre tesi. Il secondo motivo è legato alla collaborazione con l'“Ecomuseo Terra del castelmagno”, fondato nel 2007 dall'Associazione culturale Le Ceviutou” e dalla regione Piemonte, è formato da un gruppo di volontari che ha come obiettivo quello di recuperare i luoghi in via d'abbandono, valorizzare le attività tradizionali e far scoprire la Valle Grana attraverso didattiche e visite guidate [48]. Il terzo motivo riguarda invece la tesi *“Studio del ruolo delle macchine ad acqua come motore di sviluppo economico e sociale dell'areale dell'Ecomuseo Terra del Castelmagno”* di Andrea Pizzoglio, all'interno della quale viene trattato l'areale dell'ecomuseo. Quindi, Pizzoglio, è andato ad analizzare le relazioni tra la comunità, le risorse, le attività produttive e le macchine ad acqua, sia nel passato che nel presente, al fine di creare un sistema locale con dei profitti in termini economici, sociali e culturali. L'insieme di questi tre fattori ci ha quindi portati a scegliere come caso studio il “Mulino segheria Nadin”, localizzato nel nord dell'Italia, in particolare a San Pietro, una frazione di Monterosso Grana che è un paesino situato nella Valle Maira. In seguito, sono riportate tre figure che consentono di avere un inquadramento geografico della posizione del mulino.



Figura 34: posizione geografica del “Mulino segheria Nadin” nel territorio italiano

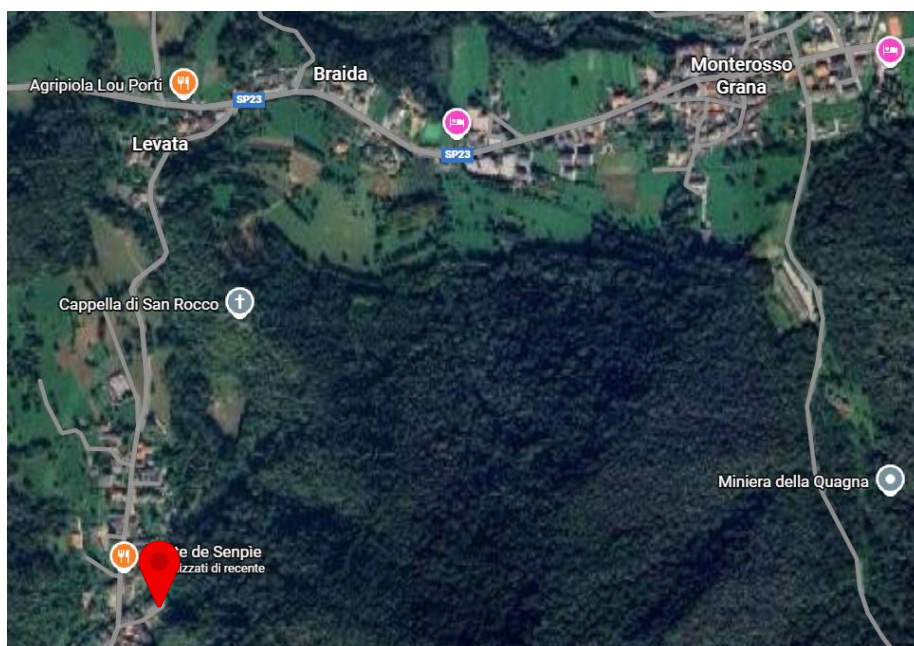


Figura 35: posizione geografica del "Mulino segheria Nadin" nel territorio della Valle Maira



Figura 36: mappa catastale del "Mulino segheria Nadin" (edifici 156 e 157)

La località San Pietro è stato il centro più importante della valle fino alla fine del XVI secolo, infatti, da documenti che risalgono al XVIII secolo, è riportato che nel paese c'erano almeno tre mulini ad acqua alimentati, tra l'altro, dallo stesso torrente. Solo in seguito, in particolare

all'inizio dell'Ottocento, è stato sviluppato il "Mulino Nadin" che però non era nato come complesso polifunzionale ma come un semplice mulino. Infatti, questa struttura nasce per realizzare farina da pane e polenta mediante l'utilizzo di tre macine, visibili ancora oggi insieme a tutti gli altri componenti necessari per la produzione come le tramogge, i sacchi e gli elevatori a tazze. Queste tre macine sono attualmente collegate ad un'unica grande ruota idraulica in acciaio mediante il sistema di trasmissione ma, originariamente, il progetto non era così. Il mulino era nato con più ruote idrauliche che solo in seguito sono state sostituite con un'unica grande ruota al fine di migliorarne la produttività. Tutto il parco macchine della segheria è inserito all'interno di un porticato, così da facilitare la movimentazione del legname, e tutti i componenti che ne fanno parte sono ancora visibili e in buono stato di conservazione. La parte di segheria del mulino, che è quella su cui ci concentreremo maggiormente all'interno della tesi, è poi stata installata in seguito e progettata in modo da essere alimentata, attraverso ruote dentate e pulegge, dalla stessa grande ruota idraulica che alimenta le tre macine. Nelle figure sottostanti sono riportate alcune fotografie della segheria e delle macine (tutte le fotografie riportate di qui in avanti sono state scattate durante il rilievo al "Mulino segheria Nadin").



Figura 37: locale macine. Nella fotografia di sinistra è riportato l'intero locale macine mentre quella di destra rappresenta nel dettaglio la macina



Figura 38: locale segheria. Nella fotografia di sinistra è riportata la parte frontale della segheria mentre in quella di destra è riportata la parte posteriore

Una caratteristica molto importante del parco macchine del “Mulino segheria Nadin” è che c’è la possibilità di azionare separatamente le macine e la segheria. Per quanto riguarda la segheria, è stata installata una frizione sull’albero principale che andremo poi a denominare “Albero 3”, comandata da una leva che, quando viene innestata, trasmette la coppia dalla puleggia, collegata alla ruota idraulica, agli altri meccanismi della segheria.



Figura 39: innesto a frizione per la trasmissione del moto alla segheria

Invece, per quanto riguarda le macine, è possibile azionarle anche singolarmente grazie a un meccanismo che permette di disinnestare l’ingranaggio conico collegato a ciascuna macina da quello calettato sull’albero mosso dalla ruota idraulica.



Figura 40: meccanismo per la trasmissione del moto alle macine (in particolare, questo è quello della terza macina)

Prima di entrare nel dettaglio di ogni singola parte che compone la segheria, argomento che verrà trattato in seguito nell'analisi funzionale, è necessario avere una descrizione generale del suo funzionamento. Seguendo il flusso di potenza, attraverso un canale artificiale l'acqua del torrente viene incanalata e utilizzata per mettere in rotazione la "ruota idraulica" verticale di tipo overshot. Questa è connessa, mediante l'albero su cui è calettata, ad una coppia di ruote dentate che, a sua volta, è collegata a tre coppie di pulegge. Tutto questo sistema di trasmissione fa da moltiplicatore di giri e quindi la "manovella", calettata sullo stesso albero dell'ultima puleggia, avrà una velocità maggiore rispetto a quella della "ruota idraulica", ma una coppia minore. La "manovella" è poi collegata alla "biella" realizzando così un meccanismo biella-manovella centrato che consente di trasformare il moto rotatorio continuo in un moto rettilineo alternato. Il piede di biella viene poi collegato alla parte inferiore della "struttura portalama" sulla quale viene appunto montata la "lama". Il taglio del tronco viene effettuato dalla "lama" ma solamente durante la corsa di discesa della "biella", durante la corsa di salita non viene asportato materiale, anche perché i denti della "lama" sono orientati per tagliare in discesa. Durante la fase di salita deve avvenire l'avanzamento del tronco che, come vedremo in seguito, può avvenire manualmente, girando una maniglia, o automaticamente. Il meccanismo che permette di far avanzare il tronco in maniera automatica è piuttosto complesso e fa compiere al tronco un moto intermittente unidirezionale. Infatti, questo meccanismo, sfrutta la corsa di salita della lama per azionare un sistema ad impuntamento che, attraverso un collegamento ruota dentata - cremagliera, fa avanzare la "slitta primaria", sulla quale è posizionato il tronco. In questo modo il tronco avanza durante la corsa di salita e rimane fermo durante la corsa di discesa, perché il "cuneo" non si impunta e c'è un "freno" che blocca la rotazione nel verso contrario. Affinché la segheria lavori correttamente, è necessario che il tronco da tagliare venga fissato adeguatamente alla "slitta primaria", che è posizionata sulla "slitta primaria",

e questo lo si fa tramite quattro “morse di serraggio”. Per quanto riguarda invece lo spessore della tavola che si vuole tagliare, questo deve essere stabilito prima di azionare la segheria attraverso una maniglia che ci consente di regolare lo scorrimento della “slitta secondaria” sulla “slitta primaria”. In seguito, sono riportate alcune viste del modello CAD che permettono di comprendere un po’ tutti i componenti che fanno parte della segheria, tutti i dettagli delle parti e dei meccanismi sono riportati nell’analisi funzionale.

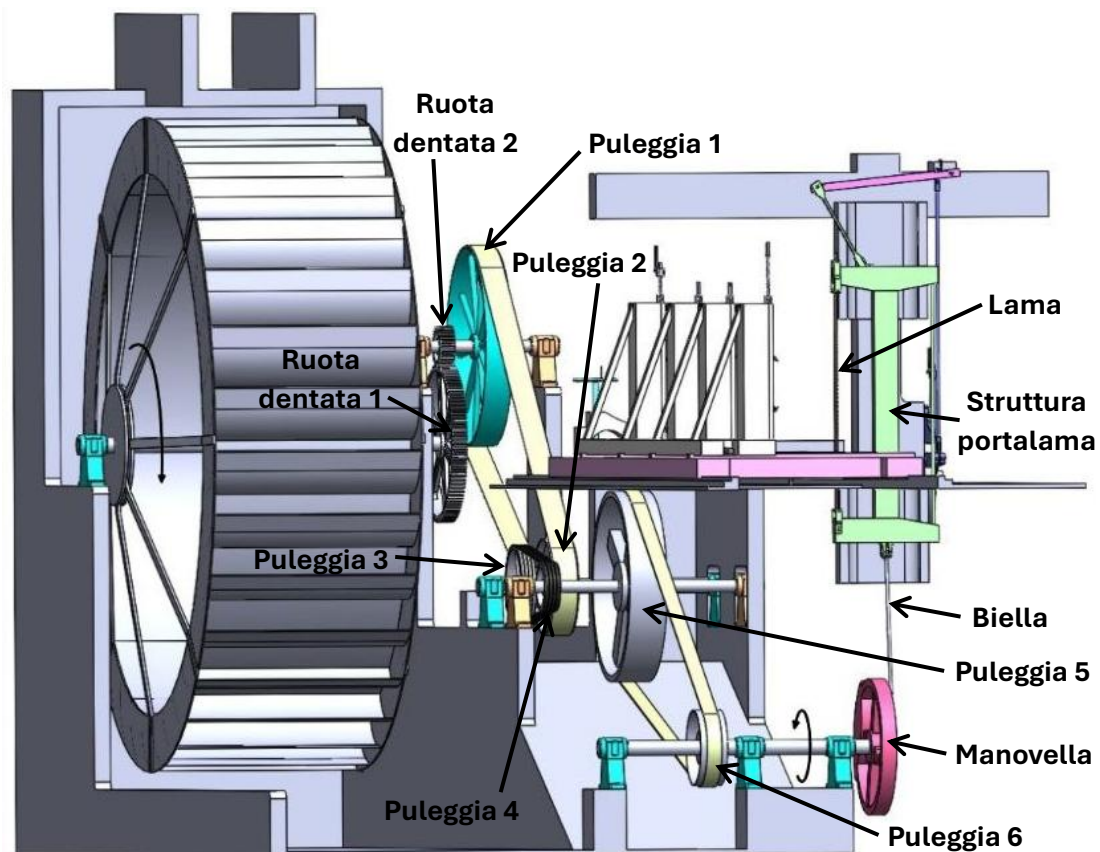


Figura 41: vista del modello CAD dell'intera segheria che evidenzia la trasmissione di potenza

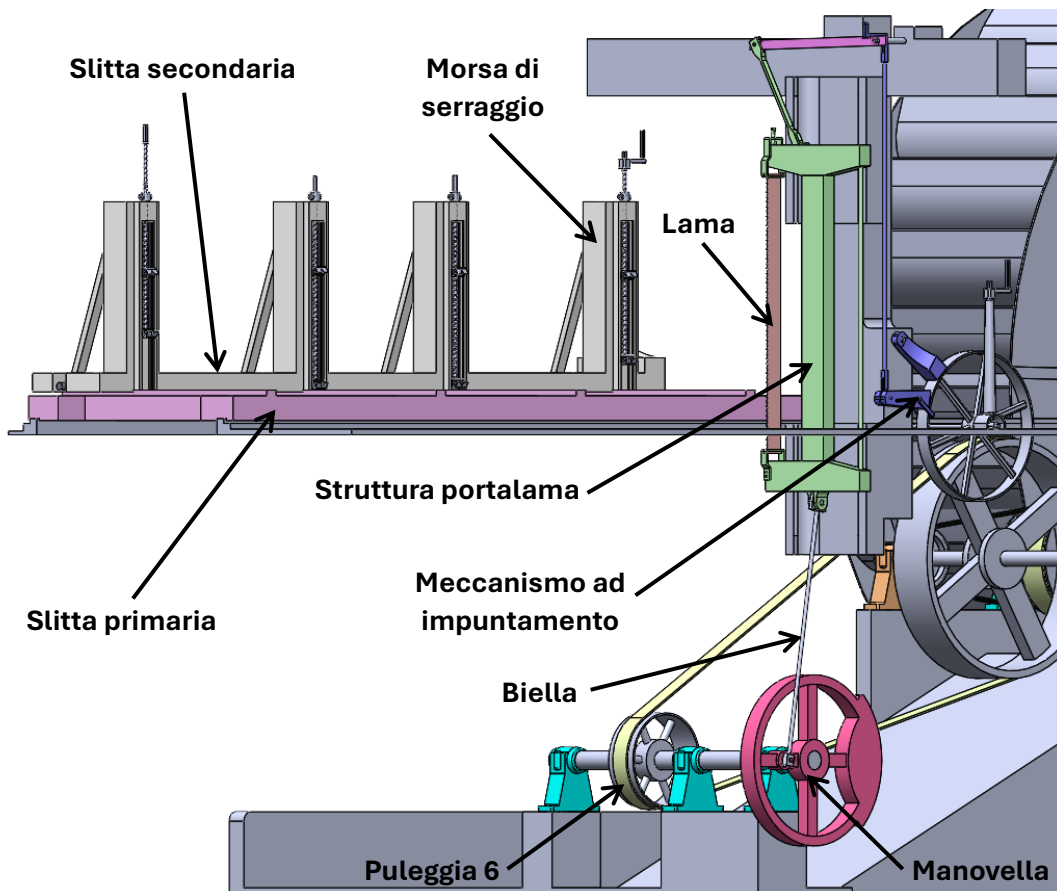


Figura 42: vista del modello CAD dell'intera segheria che evidenzia il meccanismo biella-manovella ed il sistema ad impuntamento

Il modello CAD dell'intera segheria è stato realizzato con il software Solidworks sia per avere tutte le viste e i dettagli per poter condurre l'analisi funzionale e sia per avere la massa di ogni singolo componente per poter portare avanti l'analisi dinamica. Ogni singola parte del modello CAD è stata realizzata dopo avere eseguito il rilievo al "Mulino segheria Nadin" e aver ottenuto tutte le misure (è possibile che ci siano errori di misura perché in alcuni punti le rilevazioni sono state molto complicate da effettuare). Il modello è stato studiato in modo da poter essere stampato con la stampante 3D, utilizzando una scala adeguata, così che eventualmente l'"Ecomuseo terra del Castelmagno" possa avere un plastico che riproduce fedelmente il funzionamento della segheria.

3.1 - Analisi funzionale

Uno dei punti chiave di questa tesi è l'analisi funzionale della segheria. Andare a condurre l'analisi funzionale di un impianto significa andarne a studiare il suo funzionamento complessivo e quello dei meccanismi che lo compongono. L'approccio adottato sia per l'analisi funzionale che per quella dinamica è stato quello di seguire il “flusso di potenza”, quindi abbiamo iniziato trattando la ruota idraulica, per poi passare al sistema di trasmissione, il meccanismo biella-manovella e gli utilizzatori. In seguito, sono poi anche stati trattati il meccanismo per l'avanzamento della slitta secondaria e quello per il serraggio del tronco. Nei paragrafi successivi andremo quindi a trattare nel dettaglio ciascuno di questi meccanismi che compongono la segheria.

3.1.1 - Ruota idraulica

Andando ad effettuare l'analisi funzionale seguendo il “flusso di potenza”, il primo elemento da andare ad analizzare è la ruota idraulica. Questa è di tipo overshot e quindi l'acqua colpisce la ruota dall'alto, nonostante il salto disponibile sia molto limitato. Il fatto che il canale di alimentazione sia molto vicino alla ruota implica che la rotazione dell'albero è dovuta soprattutto all'energia potenziale dell'acqua, e non tanto a quella cinetica. La ruota ha un diametro di circa 4300mm, una larghezza di circa 1300mm e un canale di alimentazione largo circa 900mm. Nelle figure sottostanti sono riportate le fotografie della ruota idraulica e il corrispettivo modello CAD.



Figura 43: ruota idraulica e canale di alimentazione

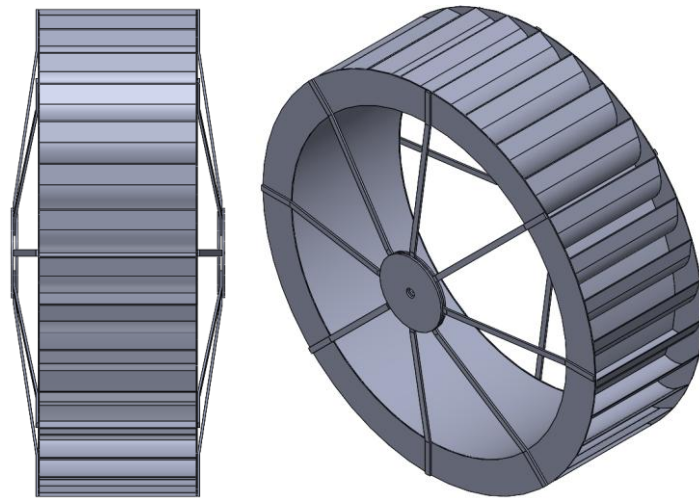


Figura 44: modello CAD della ruota idraulica

Seguendo quanto riportato nell'articolo [21], possiamo andare ad effettuare una stima grossolana della potenza che è in grado di generare questa ruota idraulica. Utilizzando la formula della potenza idraulica si ha che:

$$P = \rho * g * Q * \Delta H$$

In cui i termini hanno il seguente significato:

- ρ è la densità dell'acqua: $\rho=997\text{kg/m}^3$
- g è l'accelerazione gravitazionale: $g=9,81\text{m/s}^2$
- Q è la portata d'acqua. Purtroppo per il "Mulino Nadin" non si è più a conoscenza della portata d'acqua concessa. Siccome le ruote overshot, tipicamente, lavorano con una portata d'acqua che può essere compresa tra $0,2\text{-}0,4\text{m}^3/\text{s}$, possiamo stimare che per il nostro caso studio abbiamo $Q=0,3\text{m}^3/\text{s}$.
- ΔH è il salto utile. Per una ruota overshot possiamo considerare che il salto utile sia $0,8\text{-}0,9$ volte il diametro, non possiamo considerare $\Delta H=D$ perché i cassetti si svuotano poco prima del fondo. Considerando quindi $\Delta H=0,9*D=0,9*4,3=3,87\text{m}$

Una stima della potenza idraulica teorica della ruota overshot risulta quindi essere:

$$P_{teorica} = \rho * g * Q * \Delta H = 997 * 9,81 * 0,3 * 3,87 \approx 11,4\text{KW}$$

Considerando che le ruote overshot hanno un rendimento che si aggira intorno all' 80-85%, allora prendendo un $\eta_{ruota_idraulica}=85\%$ otteniamo che la potenza effettiva generata dalla ruota idraulica potrebbe essere all'incirca:

$$P = P_{teorica} * \eta_{ruota_idraulica} = 11400 * 85\% = 9,69\text{KW}$$

Per ricavare la coppia generata dalla ruota idraulica e la sua velocità angolare è necessario andare a condurre tutta l'analisi dinamica, che verrà trattata in seguito, perché queste dipendono dall'utilizzatore.

3.1.2 - Trasmissione di potenza

La trasmissione di potenza è composta da ruote dentate e pulegge. Per comprendere meglio gli elementi che la compongono, e come questi sono disposti, è stato realizzato uno schema funzionale in due viste. Tutti i parametri utilizzati in questi schemi funzionali sono riportati nella tabella seguente così da descriverne il loro significato ed il loro valore.

Parametro	Descrizione	Valore
A_1	Albero 1	
A_2	Albero 2	
A_3	Albero 3	
A_4	Albero 4	
A_5	Albero 5	
D_{P1}	Diametro "Puleggia 1"	1320 mm
D_{P2}	Diametro "Puleggia 2"	630 mm
D_{P3}	Diametro "Puleggia 3"	530 mm
D_{P4}	Diametro "Puleggia 4"	300 mm
D_{P5}	Diametro "Puleggia 5"	1260 mm
D_{P6}	Diametro "Puleggia 5"	500 mm
Z_{Rd1}	Numero di denti "Ruota dentata 1"	108 denti
Z_{Rd2}	Numero di denti "Ruota dentata 2"	28 denti

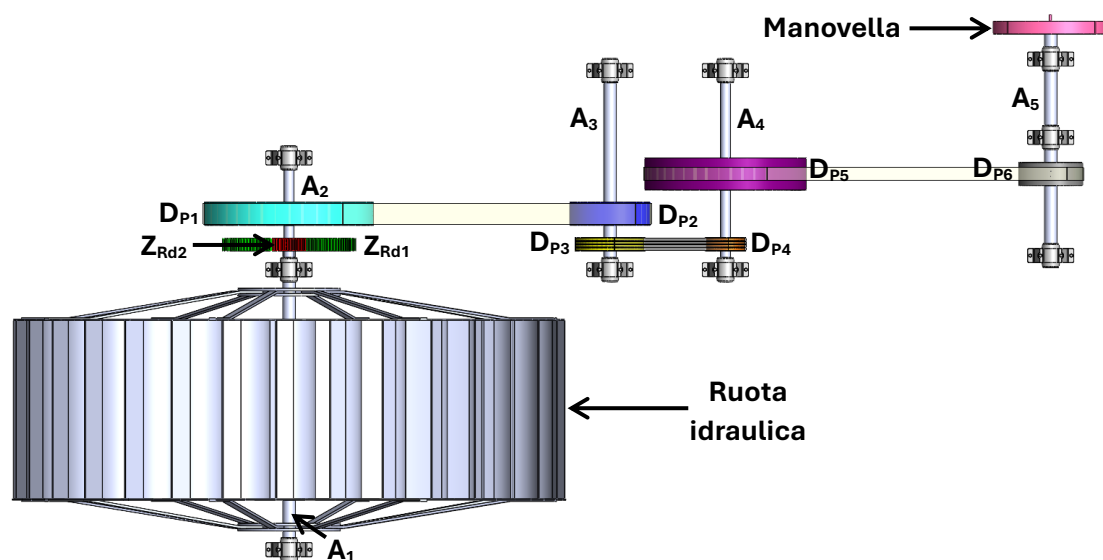


Figura 45: vista dall'alto dello schema funzionale della trasmissione di potenza

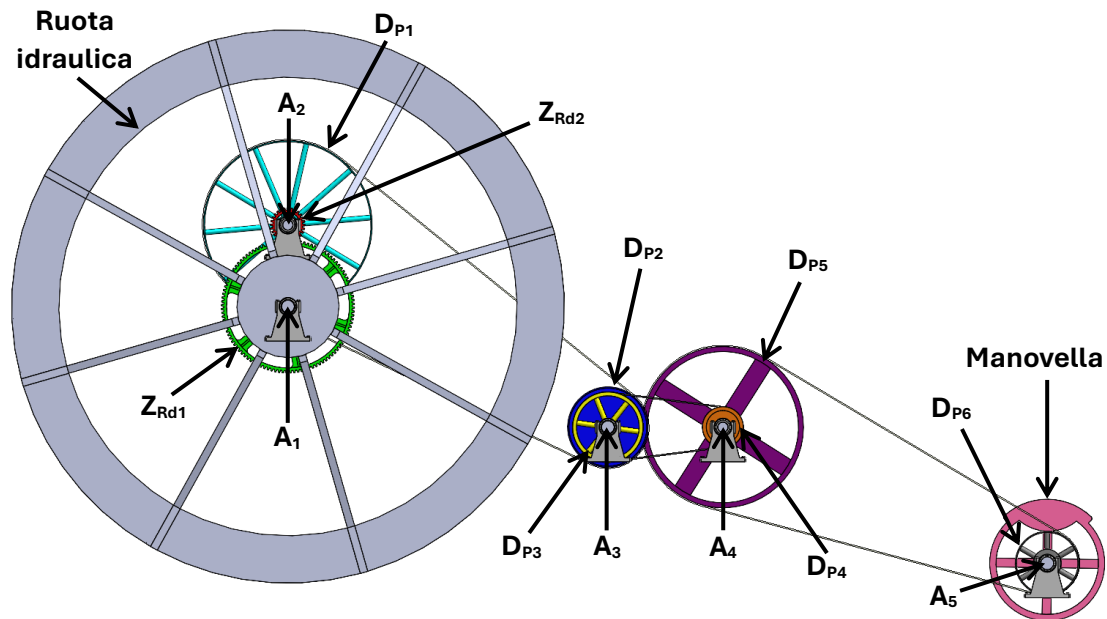


Figura 46: vista laterale dello schema funzionale della trasmissione di potenza

Andando ora a descrivere più dettagliatamente questa trasmissione, seguendo il “flusso di potenza”, abbiamo che la ruota idraulica è calettata sull’ “albero 1”, al quale è collegata anche la “ruota dentata 1”, composta da $Z_{Rd1}=108$ denti. Questa ruota dentata è accoppiata con la “ruota dentata 2”, composta da $Z_{Rd2}=28$ denti, calettata sull’ “albero 2”, al quale è anche collegata la “puleggia 1”.

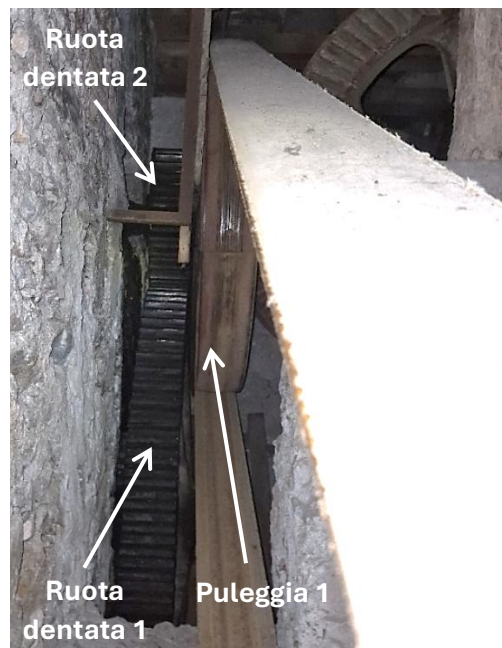


Figura 47: fotografia che raggruppa la “ruota dentata 1”, la “ruota dentata 2” e la “puleggia 1”

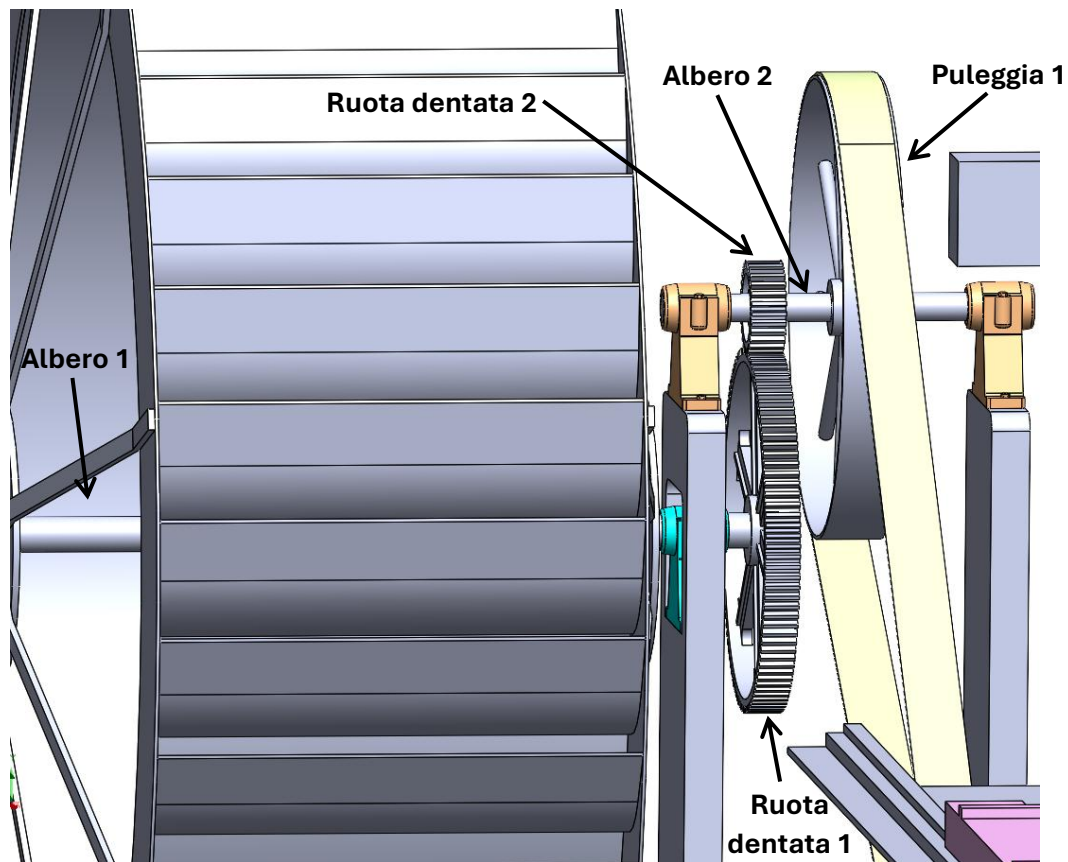


Figura 48: rappresentazione CAD della “figura 47”

Dato che $Z_{Rd1}=108$ denti e $Z_{Rd2}=28$ denti allora questo primo ingranaggio ha un rapporto di trasmissione di:

$$i_{1,2} = \frac{Z_{Rd1}}{Z_{Rd2}} = \frac{108}{28} = 3,857$$

Quindi, ad ogni giro dell’“albero 1”, l’“albero 2” compie 3,857 giri.

La “puleggia 1”, di diametro $D_{P1}=1320\text{mm}$, è poi collegata con una cinghia alla “puleggia 2”, di diametro $D_{P2}=630\text{mm}$, che è calettata all’“albero 3”, sul quale è anche collegata la “puleggia 3”.

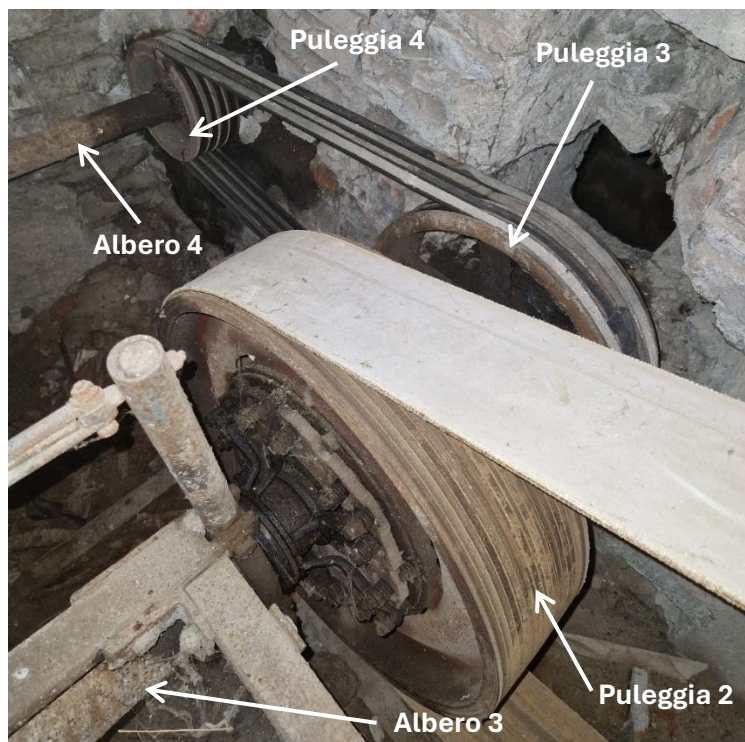


Figura 49: fotografia che raggruppa la "puleggia 2", "albero 3", "puleggia 3", "puleggia 4" e "albero 4"

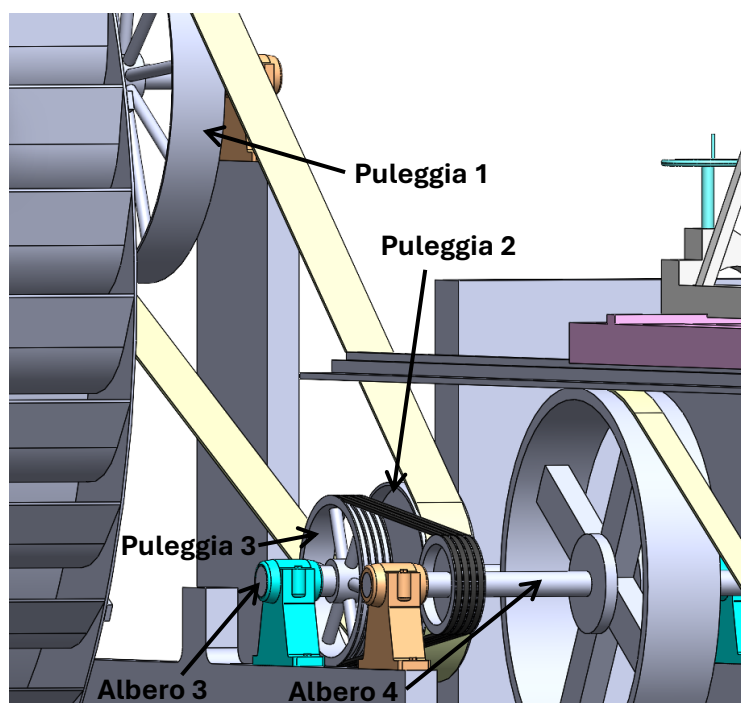


Figura 50: rappresentazione CAD della "figura 49"

Allora dato che $D_{P1}=1320\text{mm}$ e $D_{P2}=630\text{mm}$, possiamo andare a calcolare il rapporto di trasmissione in modo analogo a quanto fatto per l'ingranaggio. Otteniamo quindi che il rapporto di trasmissione tra la "puleggia 1" e la "puleggia 2" è:

$$p_{1,2} = \frac{D_{P1}}{D_{P2}} = \frac{132}{63} = 2,095$$

Quindi, ad ogni giro dell'"albero 2", l'"albero 3" compie 2,095 giri.

Ragionamento analogo vale anche per le pulegge 3 e 4, già riportate nella figura 49. Infatti, la "puleggia 3", di diametro $D_{P3}=530\text{mm}$, è collegata attraverso quattro cinghie alla "puleggia 4", di diametro $D_{P4}=300\text{mm}$, che è calettata sull'"albero 4", insieme alla "puleggia 5". In questo caso il rapporto di trasmissione sarà:

$$p_{3,4} = \frac{D_{P3}}{D_{P4}} = \frac{53}{30} = 1,766$$

Analogamente a quanto detto prima, ad ogni giro dell'"albero 3", l'"albero 4" compie 1,766 giri.

Sull'"albero 4" è poi calettata la "puleggia 5", di diametro $D_{P5}=1260\text{mm}$, che è collegata con una cinghia alla "puleggia 6", di diametro $D_{P6}=500\text{mm}$, che è calettata sull'"albero 5".

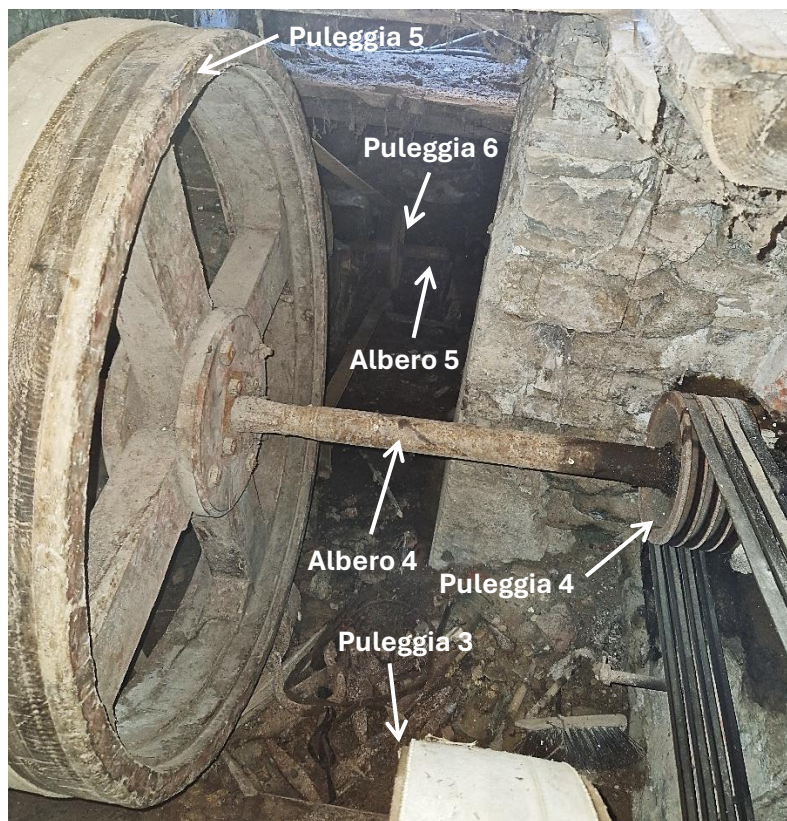


Figura 51: fotografia che raggruppa la "puleggia 2", la "puleggia 4", l'"albero 4", la "puleggia 5", la "puleggia 6" e l'"albero 5"

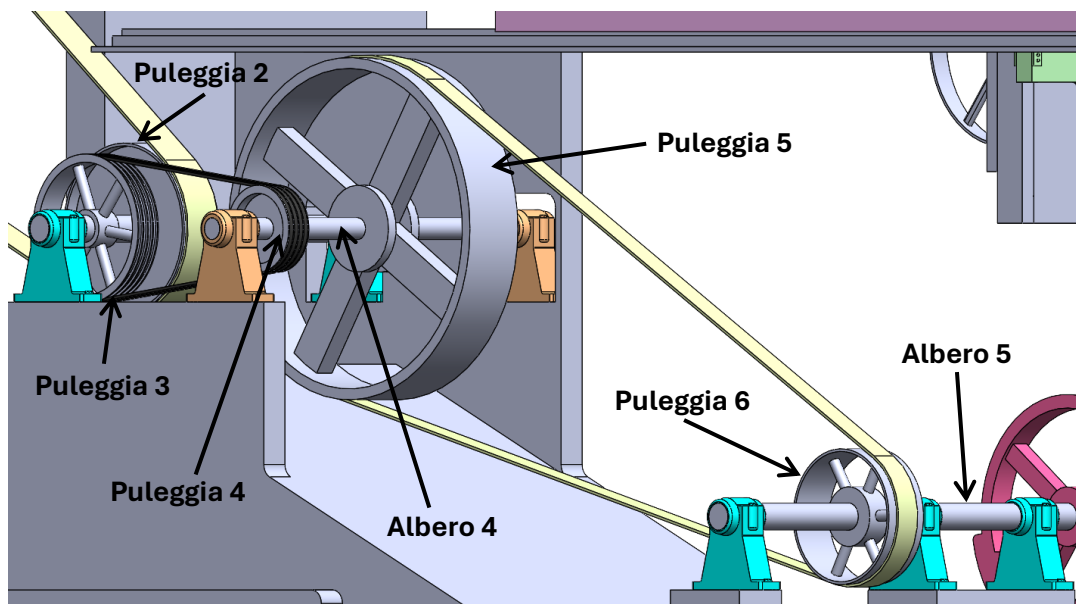


Figura 52: rappresentazione CAD della “figura 51”

Andando a calcolare il rapporto di trasmissione tra la “puleggia 5”, di diametro $D_{P5}=1260\text{mm}$, e la “puleggia 6”, di diametro $D_{P6}=500\text{mm}$ si ottiene che:

$$p_{5,6} = \frac{D_{P5}}{D_{P6}} = \frac{126}{50} = 2,52$$

In termini pratici questo significa che ogni volta che l’“albero 4” compie un giro, l’“albero 5” ne compie 2,52.

Il rapporto di trasmissione complessivo si calcola come il prodotto dei rapporti di trasmissione calcolati finora, quindi:

$$i_{tot} = i_{1,2} * p_{1,2} * p_{3,4} * p_{5,6} = 3,857 * 2,095 * 1,766 * 2,52 = 35,96$$

Questo significa che ogni volta che la ruota idraulica, e quindi l’“albero 1”, compie un giro, l’“albero 5” ne compie 35,96. Quindi tutto questo meccanismo di ingranaggi e pulegge è un moltiplicatore di giri. In seguito, viene riportata una tabella che riassume quanto detto in questo sottocapitolo.

	Denti/Diametro	Rapporto di trasmissione	Rapporto di trasmissione complessivo
Ruota dentata 1	$Z_{Rd1}=108$ denti	$i_{1,2} = 3,857$	$i_{tot} = 35,96$
Ruota dentata 2	$Z_{Rd2}=28$ denti		
Puleggia 1	$D_{P1}=1320$ mm	$p_{1,2} = 2,095$	
Puleggia 2	$D_{P2}=630$ mm		
Puleggia 3	$D_{P3}=530$ mm	$p_{3,4} = 1,766$	
Puleggia 4	$D_{P4}=300$ mm		
Puleggia 5	$D_{P5}=1260$ mm	$P_{5,6} = 2,52$	
Puleggia 6	$D_{P6}=500$ mm		

3.1.3 - Meccanismo biella-manovella

Il meccanismo biella-manovella ricopre un ruolo centrale nel funzionamento della segheria perché consente di trasformare il moto rotatorio continuo dell'“albero 5” in un moto rettilineo alternato della “struttura portalama”. Gli elementi che costituiscono questo meccanismo biella-manovella sono:

- la ruota calettata sull'“albero 5”: questa è la manovella del meccanismo. Dato che il perno al quale viene collegata la biella si trova ad una distanza di circa 240mm dal centro, allora la lunghezza della manovella è $r \approx 240\text{mm}$
- l'asta di collegamento tra il perno della ruota calettata sull'“albero 5” e la struttura portalama: questa è la biella
- struttura portalama: questa è una guida prismatica. La struttura portalama può solamente scorrere lungo le guide e quindi vincola il piede di biella, collegato con una cerniera, a muoversi con un moto traslatorio

Esistono due tipologie di meccanismi biella-manovella: quelli centrati e quelli eccentrici. In generale, un meccanismo biella-manovella centrato è un meccanismo che ha l'asse di rotazione della manovella che interseca l'asse sul quale si muove il piede di biella. Viceversa, si definisce un meccanismo biella-manovella eccentrico quando l'asse di rotazione della manovella non interseca l'asse sul quale si muove il piede di biella. In quest'ultimo caso viene definita l'eccentricità e cioè la distanza tra l'asse di rotazione della manovella e la retta che definisce la direzione lungo la quale si muove il piede di biella.

Per quanto riguarda il “Mulino Nadin”, non è intuitivo capire se il meccanismo biella-manovella è centrato o eccentrico perché la manovella e gran parte della biella si trovano al di sotto del piano della segheria. Per capire il tipo di manovellismo in questione, è stato necessario andarsi a posizionare esattamente in corrispondenza dell'“albero 5” e, guardando verso l'alto, è stato possibile notare che il piede di biella risultava essere in corrispondenza di questo albero. Quindi, dato che la “struttura portalama” si muove in verticale, la direzione lungo la quale si muove il piede di biella interseca l'asse di rotazione della manovella, definizione di manovellismo centrato. Questo ha permesso di constatare che il meccanismo biella-manovella del “Mulino Nadin” è un manovellismo di tipo centrato. Per confermare quest'affermazione si può confrontare la corsa teorica del piede di biella, calcolata con le formule di un manovellismo centrato, con i segni lasciati dalla “struttura portalama” sulle guide. Per un manovellismo centrato, l'alzata h , e quindi la corsa della struttura portalama o corsa del piede di biella, si calcola semplicemente come due volte il raggio r della manovella:

$$h_{teorica} = 2 * r \approx 2 * 240 = 480\text{mm}$$

Per quanto riguarda invece la corsa effettiva, prendendo come riferimento la guida superiore, questa è lunga 670mm ma la “parte pulita”, cioè quella su cui scorrono i pattini della struttura portalama, è circa 600mm. Considerando che l'altezza dei pattini superiori è di circa 120mm allora la corsa effettiva risulta essere:

$$h_{effettiva} = 600 - 120 = 480mm$$

Siccome l'alzata teorica, calcolata con la formula di un manovellismo centrato, e quella effettiva risultano essere uguali, allora possiamo confermare che il meccanismo biella-manovella del "Mulino Nadin" è di tipo centrato. Le due fotografie riportate in seguito sono state scattate proprio con l'obiettivo di far capire che questo manovellismo è centrato, infatti, si può notare che ad una distanza angolare di circa 45° rispetto al punto morto superiore, la biella risulta essere leggermente inclinata. La difficoltà nel vedere quest'inclinazione rispetto alla verticale è anche dovuta al fatto che, essendo la lunghezza della biella ($l \approx 1360mm$) molto maggiore rispetto a quella della manovella ($r \approx 240mm$), la corsa angolare della biella è molto piccola.



Figura 53: fotografia del meccanismo biella-manovella che riporta la ruota calettata sull'"albero 5" (la manovella) e la biella

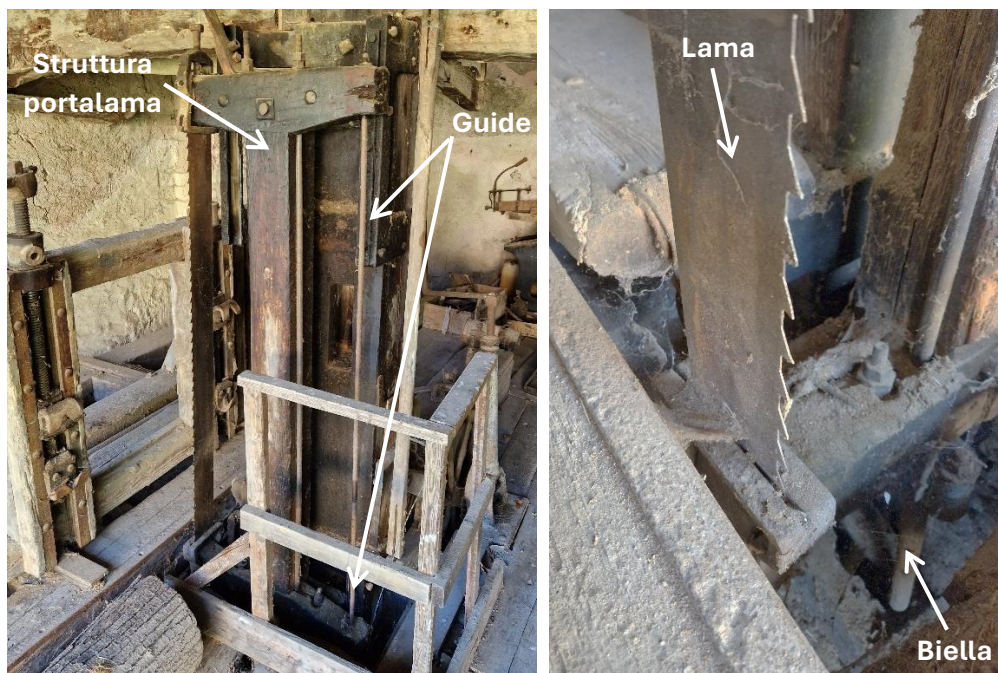


Figura 54: a sinistra una fotografia che rappresenta l'intera struttura portalama, a destra, invece, un dettaglio della base della struttura portalama che permette di evidenziare dove avviene il collegamento con la biella

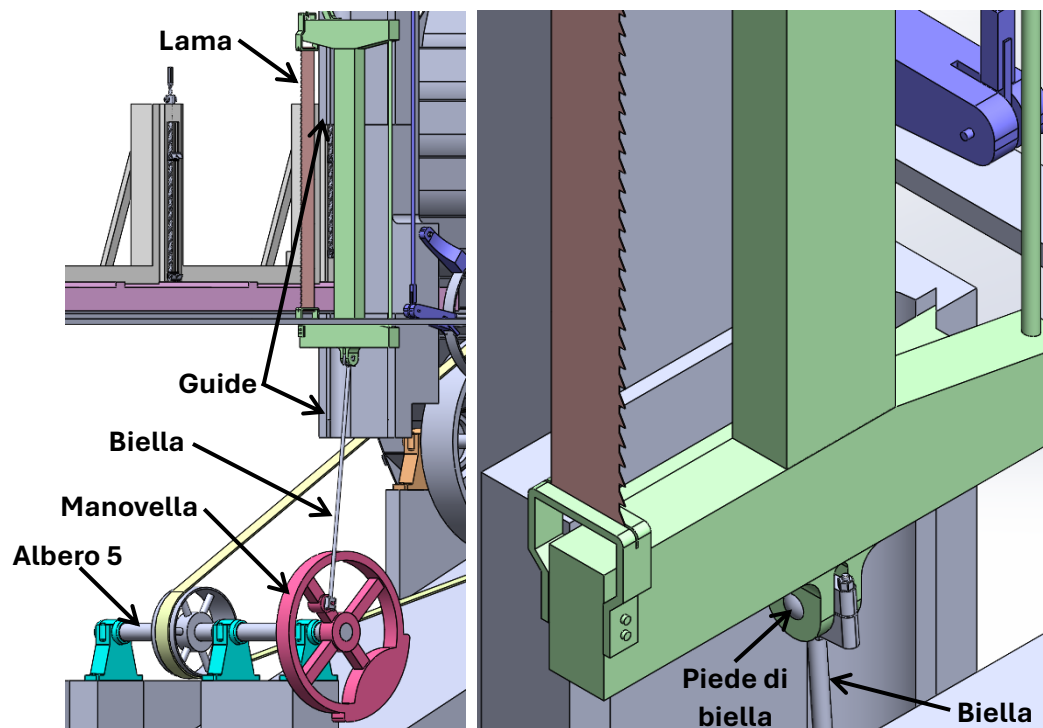


Figura 55: a sinistra una rappresentazione CAD complessiva del meccanismo biella-manovella, a destra un dettaglio del collegamento tra la biella e la "struttura portalama"

In merito alla “struttura portalama” ci sono alcuni dettagli che non bisogna trascurare. Il primo tra questi è la forma delle guide: sono state utilizzate delle guide prismatiche trapezoidali che consentono alla struttura portalama di muoversi soltanto con un moto rettilineo verticale, senza cadere. La figura sottostante rappresenta nel dettaglio la forma di queste guide.

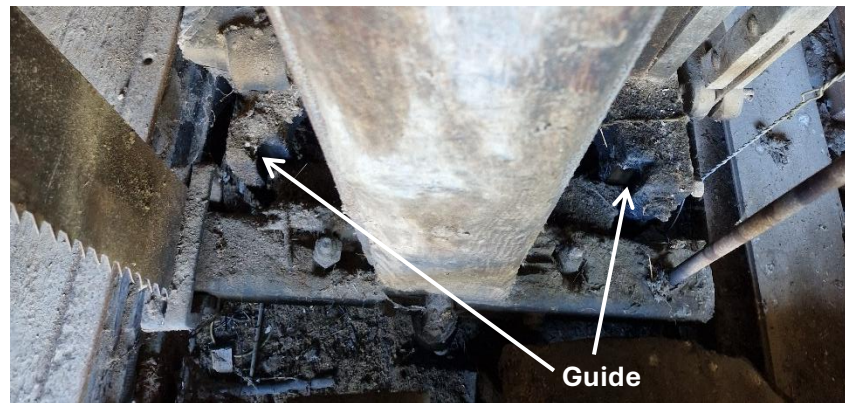


Figura 56: guide prismatiche trapezoidali della struttura portalama

Un secondo dettaglio è come viene fissata la lama. Abbiamo visto nelle figure precedenti che la “struttura portalama” ha una forma ad H rovesciata e la lama viene fissata tra la traversa superiore e quella inferiore. Come si può notare dalla figura 54, la lama viene fissata alla traversa inferiore attraverso un portalama solidale ad essa. Invece, per quanto riguarda la traversa superiore, il portalama non è solidale, presenta una vite che consente di mettere in tensione la lama.

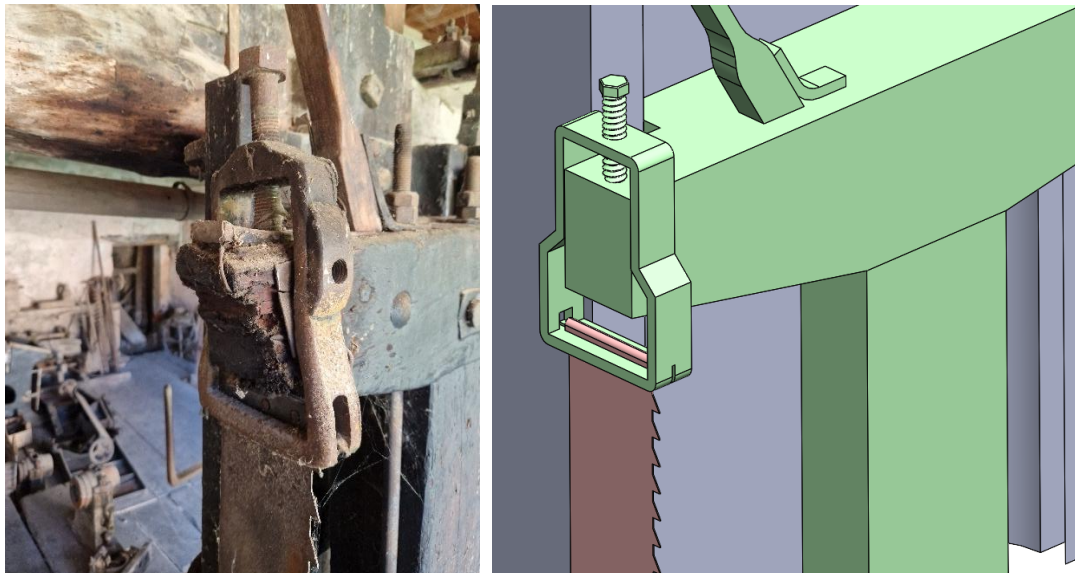


Figura 57: a sinistra una fotografia del portalama superiore e a destra la rappresentazione CAD

3.1.4 - Meccanismo per l'avanzamento automatico della “slitta primaria”

Quando si vuole iniziare a segare un tronco per poi ottenere delle assi è necessario che la “slitta primaria” e la “slitta secondaria” siano completamente arretrate, come riportato nella figura sottostante.

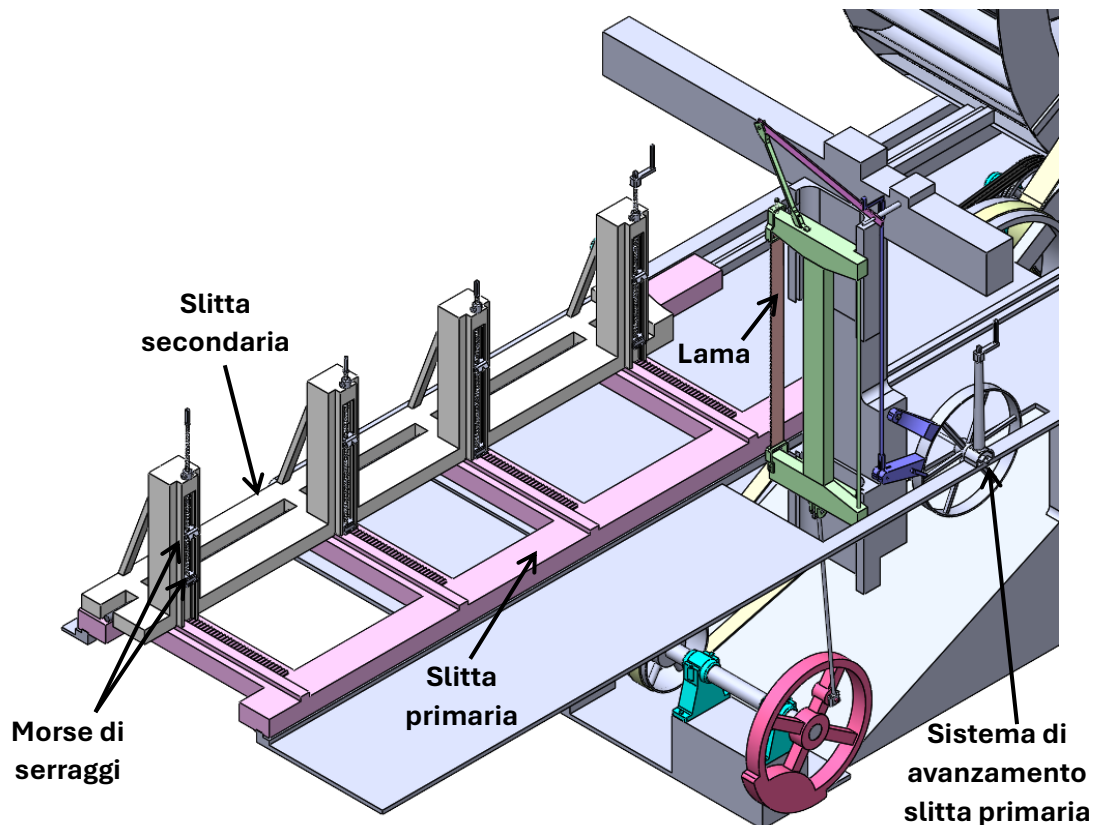


Figura 58: posizione delle slitte prima del taglio

A questo punto il tronco viene caricato sulla “slitta primaria”, viene spinto contro la “slitta secondaria” e bloccato tramite le “morse di serraggio”. Dopodiché la “slitta secondaria” viene fatta avanzare verso la lama di una quantità tale da consentirci di ottenere lo spessore delle assi desiderato. Viene allora attivata la segheria, la “struttura portalamina” comincia a muoversi con moto alternato e, per effettuare il taglio di quell’asse, la “slitta primaria” deve essere fatta avanzare verso la lama. L’avanzamento della “slitta primaria” può avvenire in due modi:

- manualmente: viene fatta girare manualmente la maniglia del “sistema di avanzamento slitta primaria”. Questa è collegata, con un ingranaggio conico, alla “ruota dentata 3” che, accoppiata ad una cremagliera solidale alla “slitta primaria”, fa avanzare il tronco. Supponendo di guardare la segheria dall’alto, facendo girare la maniglia in verso orario la “slitta primaria” avanzerà verso la lama

- automaticamente: è il meccanismo che andremo a studiare in questo sottocapitolo. Viene sfruttato il moto rettilineo alternato della “struttura portalama” per far girare la ruota del “sistema di avanzamento slitta primaria” che, essendo calettata sullo stesso albero della “ruota dentata 3” accoppiata alla cremagliera della “slitta primaria”, fa avanzare il tronco

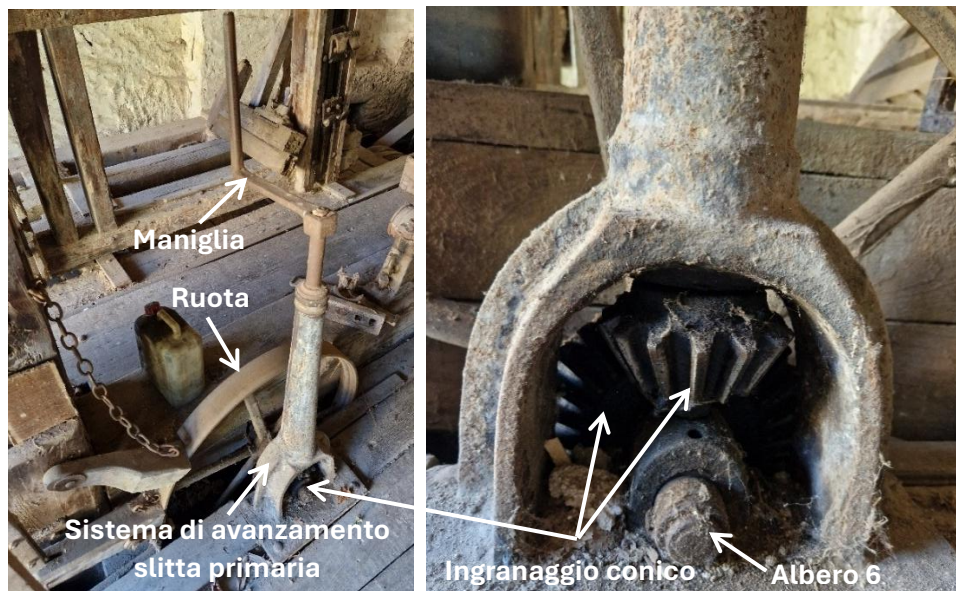


Figura 59: fotografie dettagliate dell'avanzamento della “slitta primaria” manuale

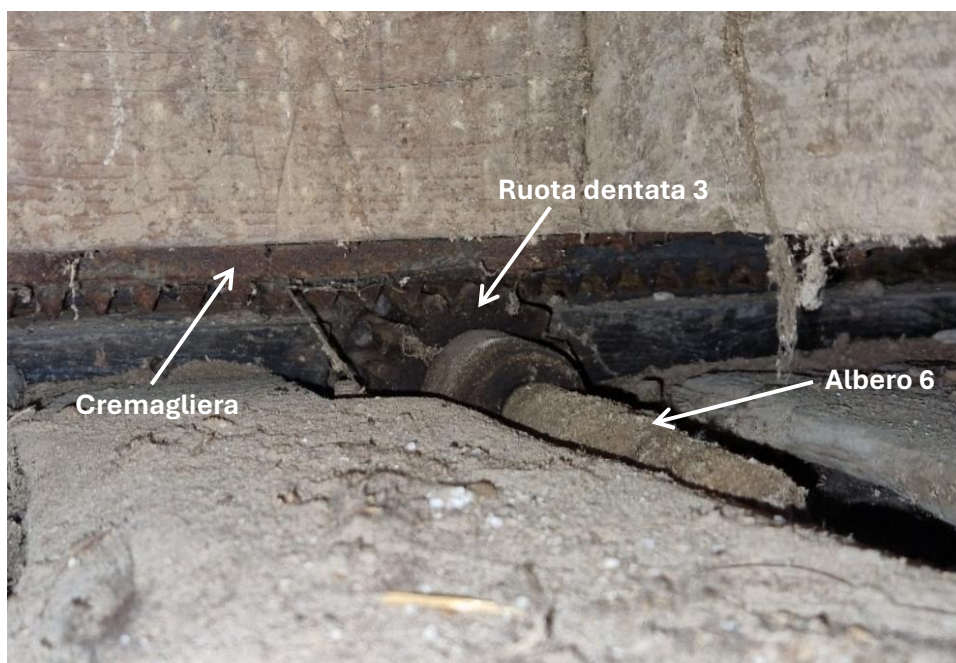


Figura 60: fotografia della “ruota dentata 3”, calettata sull’albero 6, che si accoppia con la cremagliera, solidale alla “slitta primaria”

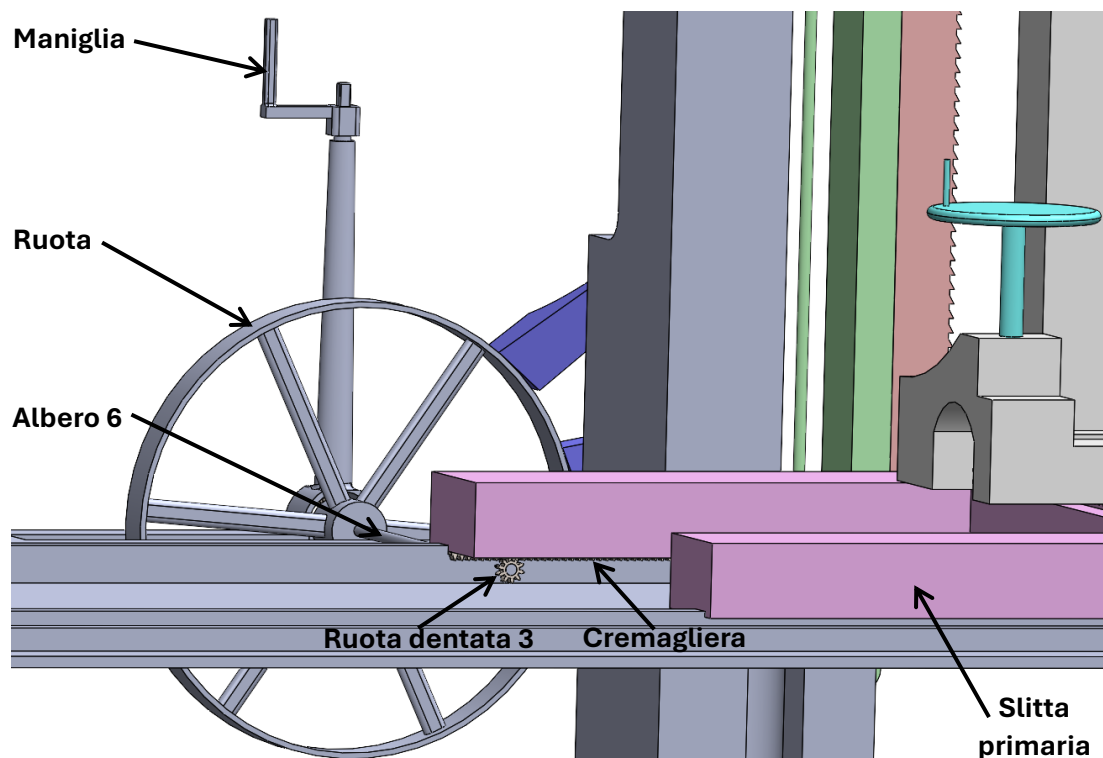


Figura 61: modello CAD del sistema di avanzamento slitta primaria (è possibile vedere l'“albero 6” perché non ho riportato la copertura, presente invece nel mulino reale)

Sulla base di quanto accennato precedentemente, ora andremo ad analizzare nel dettaglio il meccanismo per l'avanzamento automatico della “slitta primaria”. L'idea di base è che l'avanzamento automatico lo si può avere solamente quando la segheria è attiva, cioè quando la “struttura portalama” compie un moto alternato. Questo perché si sfrutta la “sbarra” di legno, solidale alla “struttura portalama”, per fare oscillare la “leva”, alla quale è collegata un'“asta” che aziona un meccanismo ad impuntamento. In questo modo, ogni volta che la “struttura portalama” viene sollevata, viene tirata verso l'alto l'“asta”, azionando così il meccanismo ad impuntamento che fa girare di poco la ruota del “sistema di avanzamento slitta primaria”. Essendo che questa ruota è calettata sullo stesso albero della “ruota dentata 3” che si accoppia sulla cremagliera della “slitta primaria”, il tronco avanza. Quando la “struttura portalama” compie il moto di discesa, il meccanismo ad impuntamento non lavora ma la ruota del “sistema di avanzamento slitta primaria” non torna indietro perché c'è un freno ad impuntamento che ne impedisce la rotazione in quel verso. Quindi, il fatto di avere un meccanismo ad impuntamenti che ci consente di far girare la ruota del “sistema di avanzamento slitta primaria” in verso orario e un freno ad impuntamento che non permette la rotazione in verso antiorario, fa sì che quella ruota, e quindi anche la “slitta primaria”, abbia un moto intermittente unidirezionale.

Andando ora ad analizzare ogni singolo componente del meccanismo per l'avanzamento automatico della “slitta primaria”, troviamo innanzitutto l'accoppiamento tra la “sbarra” di legno e la “leva”, riportato nella figura seguente.

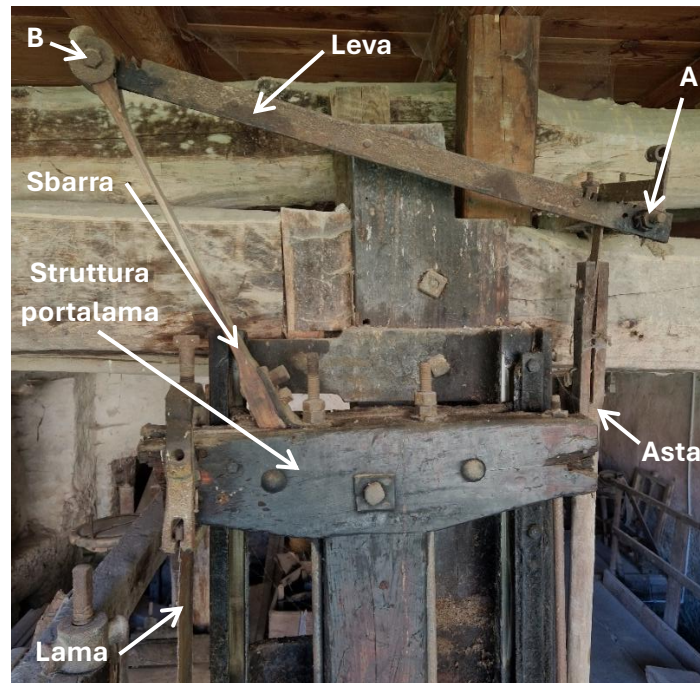


Figura 62: fotografia dettagliata del meccanismo “sbarra”-“asta”

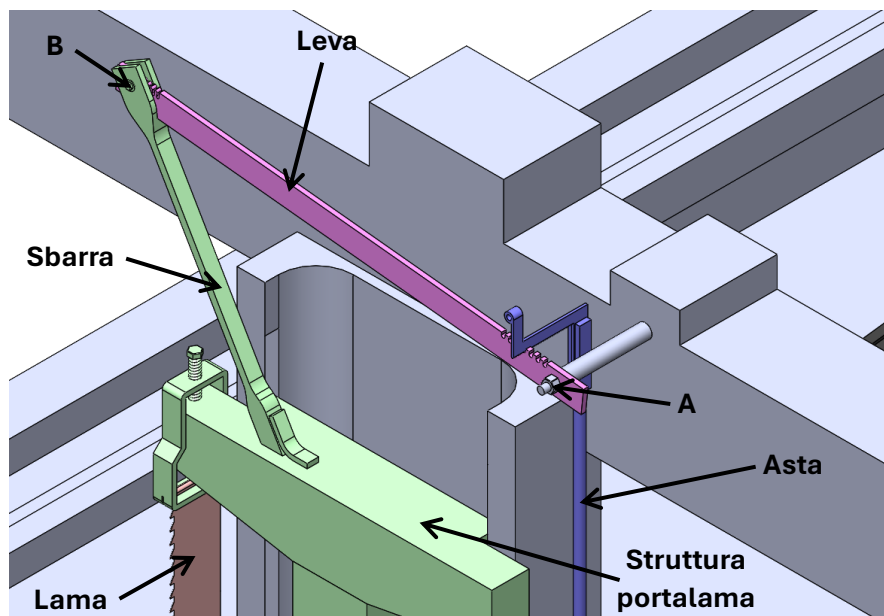


Figura 63: modello CAD del meccanismo “sbarra”-“asta”

Come già detto precedentemente, il meccanismo per l'avanzamento automatico della "slitta primaria" lo si ha solamente quando si ha la segheria attiva perché è il moto alternato della "struttura portalama", e quindi della "sbarra" di legno, che permette di fare oscillare la "leva". Un dettaglio molto importante è il materiale e la forma con cui è costruita la "sbarra", infatti, questa è realizzata in legno, con uno spessore maggiore nelle estremità e minore in centro. Questo perché la "sbarra" deve essere in grado di flettersi. Il motivo è legato al fatto che la "leva" è vincolata con una cerniera fissa in A e quindi il punto B, dove la "sbarra" viene vincolata alla "leva" con una cerniera mobile, può solamente muoversi con un moto rotatorio intorno ad A. Se la "sbarra" fosse di un materiale estremamente rigido, e quindi non in grado di flettersi, dato che questa è solidale alla "struttura portalama", durante la corsa il punto B si potrebbe muovere solamente verticalmente. Questo implicherebbe che la "struttura portalama" non si potrebbe muovere. Viene allora utilizzata una "sbarra" di quel tipo in modo che lo spostamento orizzontale del punto B venga compensato dalla sua flessibilità.

Un altro dettaglio da non sottovalutare sono le possibili posizioni per fissare la "sbarra" alla "leva". Dato che la corsa della "struttura portalama", e quindi della "sbarra", è sempre la stessa ($h \approx 480\text{mm}$), allora tanto più la "sbarra" viene fissata vicino ad A e tanto più grande sarà la corsa angolare della "leva". Di conseguenza, se aumenta la corsa angolare della "leva" aumenta anche la corsa angolare della ruota del "sistema di avanzamento slitta primaria" e quindi la "slitta primaria" si sposta di più (vedremo più avanti il significato grafico di questa affermazione).

Dopodiché, come si poteva già intravedere dalle figure 62 e 63, alla "leva" viene collegata l'"asta". Questa permette di azionare il meccanismo ad impuntamento, che fa girare la "ruota dentata 3" del "sistema di avanzamento slitta primaria" mandando avanti il tronco. Anche qui si può notare che è possibile fissare l'"asta" alla "leva" in diverse posizioni. A parità di spostamento angolare della "leva", tanto più l'"asta" viene fissata vicino ad A e tanto più piccola sarà la sua corsa. Quindi, se diminuisce la corsa dell'"asta", diminuisce lo spostamento angolare della ruota del "sistema di avanzamento slitta primaria" e quindi la "slitta primaria" si sposta di meno. In seguito, sono riportate delle figure, fotografia e modello CAD, che riportano il collegamento tra l'"asta" e il meccanismo ad impuntamento.

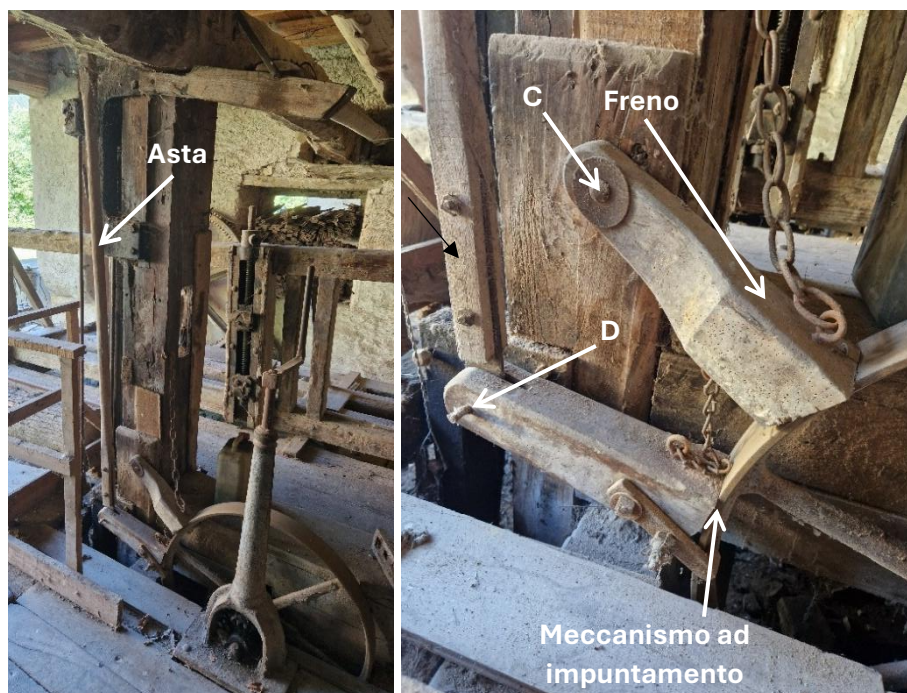


Figura 64: a sinistra una fotografia complessiva del meccanismo per l'avanzamento automatico della "slitta primaria", a destra un dettaglio del meccanismo ad impuntamento e del freno

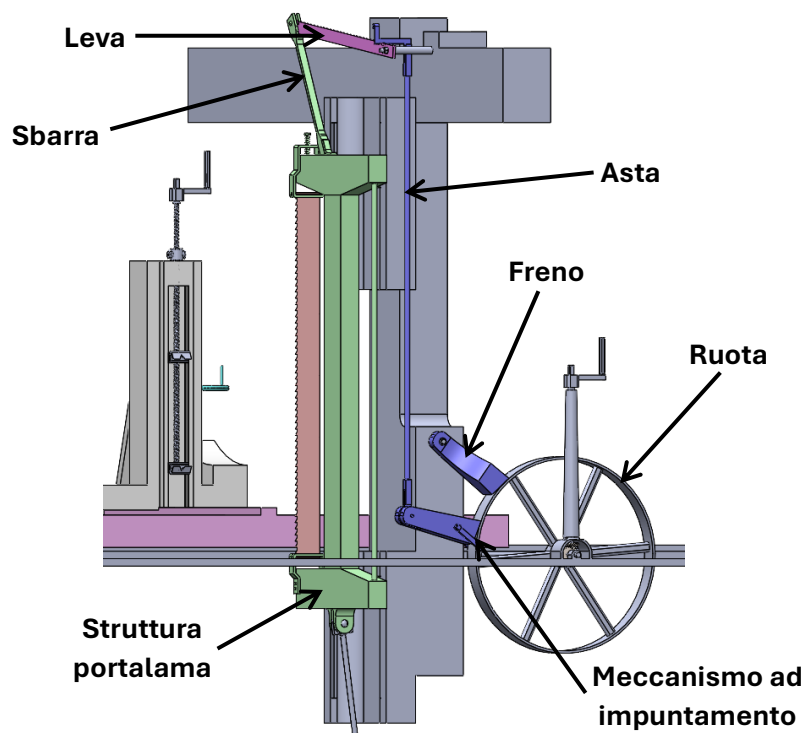


Figura 65: modello CAD del meccanismo per l'avanzamento automatico della "slitta primaria"

Le figure 64 e 65 ci permettono di analizzare dettagliatamente il meccanismo ad impuntamento e il freno. Il meccanismo ad impuntamento è realizzato con un “cuneo” di legno al quale sono collegati due braccetti. Quando l’”asta” viene sollevata, cioè durante la corsa di salita della lama, i due braccetti si impuntano contro la ruota e fanno da perno, di conseguenza la ruota viene tirata verso l’alto e fatta avanzare in verso orario (considerando un punto di vista come quello riportato nelle figure 64 e 65). Terminata la corsa di salita della lama, l’”asta” si ferma e la ruota del meccanismo per l’avanzamento automatico della “slitta primaria” si blocca. Quando comincia la corsa di discesa della lama, i due braccetti si svincolano e il meccanismo ad impuntamento scorre liberamente verso il basso. Durante la discesa della lama, però, la ruota non gira in senso antiorario perché il freno ad impuntamento non la lascia ruotare in quella direzione. Nella figura seguente sono riportate tre immagini che, in sequenza, rappresentano l’avanzamento della “slitta primaria” durante la fase di salita della “biella”. Infatti, si può notare come passando da un’immagine a quella successiva la “struttura portalama” e l’”asta” si sono spostate verso l’alto, la “ruota ad impuntamento” ha girato in senso orario e la “slitta primaria” si è mossa verso destra. Per cercare di rendere più chiaro il movimento dei vari componenti sono state utilizzate delle frecce per indicare il verso e la direzione del moto, colorate coi rispettivi colori delle parti che vanno ad indicare.

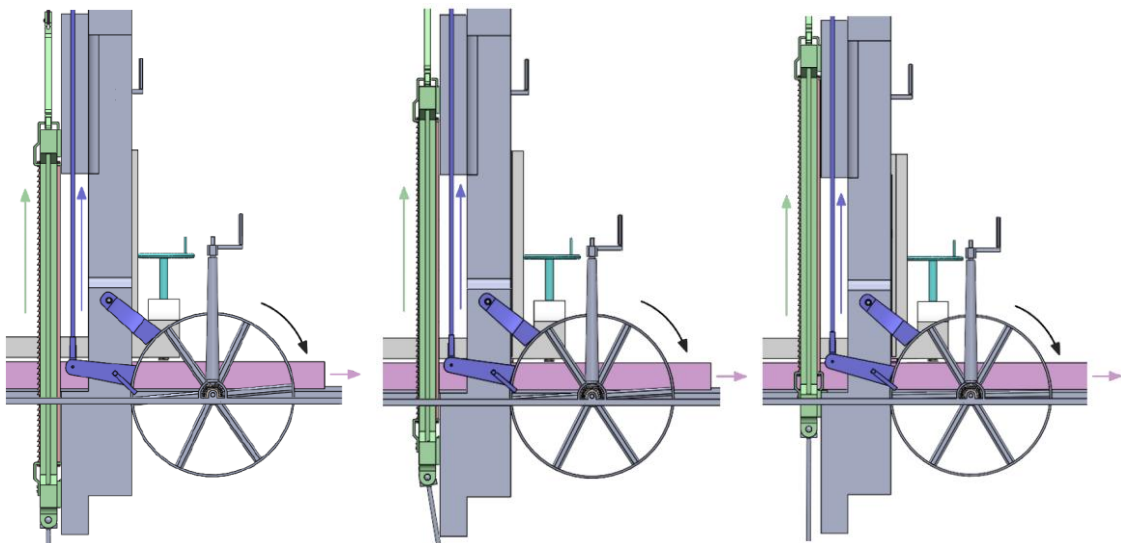


Figura 66: sequenza del meccanismo ad impuntamento durante la fase di salita della lama. La figura a sinistra indica la condizione all’inizio della salita, la figura in centro indica la condizione a metà della salita e la figura a destra indica la condizione di fine salita

Come già detto precedentemente, questa ruota del meccanismo per l’avanzamento automatico è calettata sull’”albero 6”, sul quale è collegata anche la “ruota dentata 3” che si accoppia alla cremagliera della “slitta primaria”. Dato che ad ogni ciclo di salita della lama la ruota del meccanismo per l’avanzamento automatico ruota di pochi gradi, allora la “slitta primaria” si muoverà di pochi millimetri, motivo per cui nella figura 66 la rotazione della ruota e lo spostamento della “slitta primaria” sono praticamente impercettibili.

Se volessimo andare a rappresentare il moto intermittente unidirezionale della ruota del meccanismo per l'avanzamento automatico, che è analogo al moto intermittente unidirezionale della "slitta primaria", allora il grafico sarebbe il seguente:

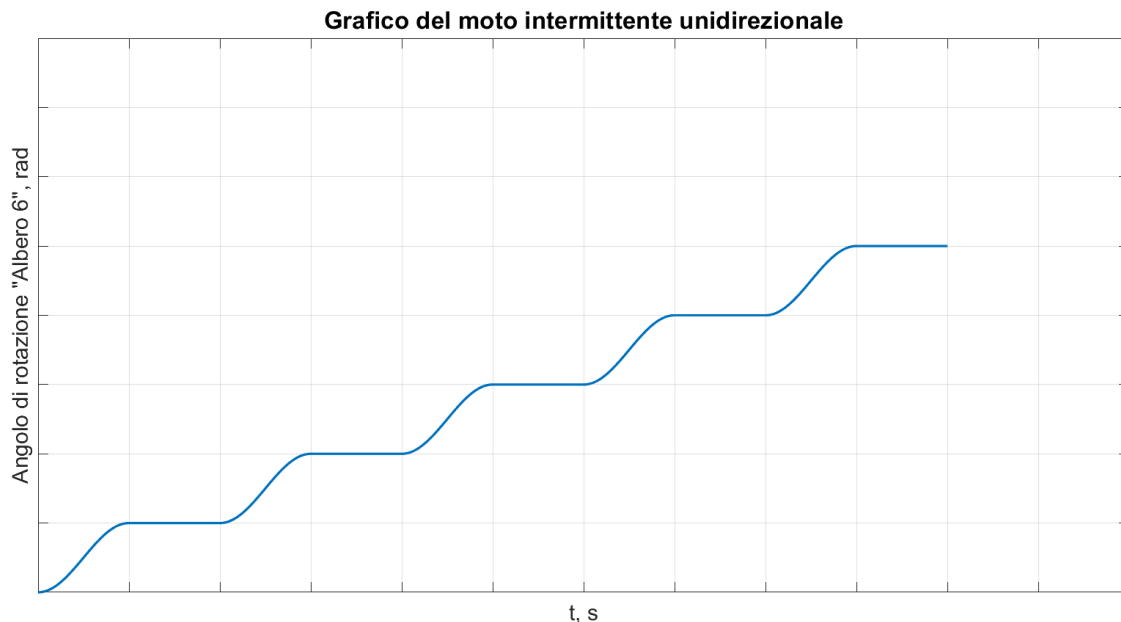


Figura 67: moto intermittente unidirezionale dell' "Albero 6" in condizioni generali

Come già accennato precedentemente, con il fatto che il meccanismo biella-manovella è simmetrico, allora il tempo di salita della biella è uguale a quello di discesa. Di conseguenza, il tempo di salita dell' "asta" è uguale a quello di discesa. Dato che la ruota gira solamente durante la salita dell' "asta", allora la durata dell'avanzamento della ruota è uguale alla durata del riposo, cioè quando questa non si muove. Un'altra particolarità che si può notare dal grafico è che la fase di avanzamento della ruota non è lineare. Questo è dovuto al fatto che nel punto morto inferiore della biella, fase di inizio salita, e nel punto morto superiore, fase di fine salita, la componente verticale della velocità tangenziale della manovella è nulla. Di conseguenza, all'inizio della salita dell' "asta" la velocità è nulla, questa man mano cresce fino a raggiungere il suo massimo a metà della salita, che è l'istante in cui la velocità tangenziale della manovella è puramente verticale, e poi decresce fino ad annullarsi alla fine della salita dell'asta.

Avevamo detto precedentemente che in base alla posizione in cui venivano fissate la "sbarra" e l' "asta" alla "leva", più vicino o più lontano dalla cerniera fissa A, cambiava la corsa angolare della ruota del "sistema di avanzamento slitta primaria". Andiamo allora a valutare graficamente cosa significa fissare la "sbarra" alla "leva" in una posizione piuttosto che in un'altra.

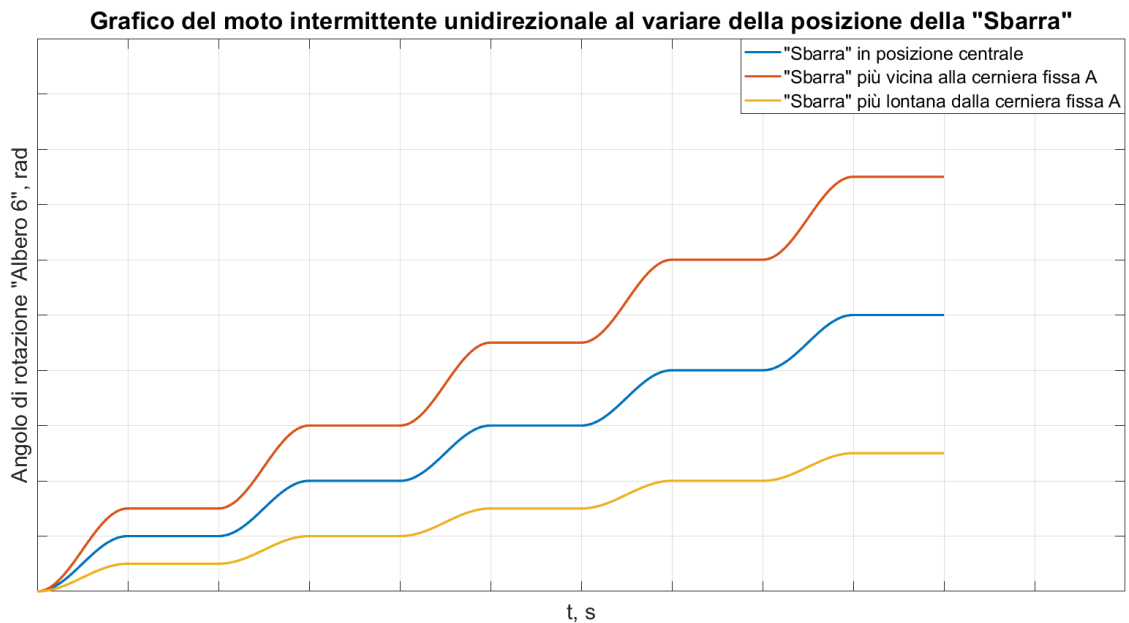


Figura 68: moto intermittente unidirezionale dell' "Albero 6" al variare della posizione della "sbarra"

Come avevamo già detto, tanto più la "sbarra" viene fissata vicino ad A e tanto più grande sarà la corsa angolare della "leva". Di conseguenza aumenta anche la corsa dell'"asta" e quindi anche la corsa angolare della ruota, cioè la "slitta primaria" si sposta di più.

Analogamente possiamo andare a valutare graficamente cosa significa fissare l'"asta" alla "leva" in una posizione piuttosto che in un'altra.

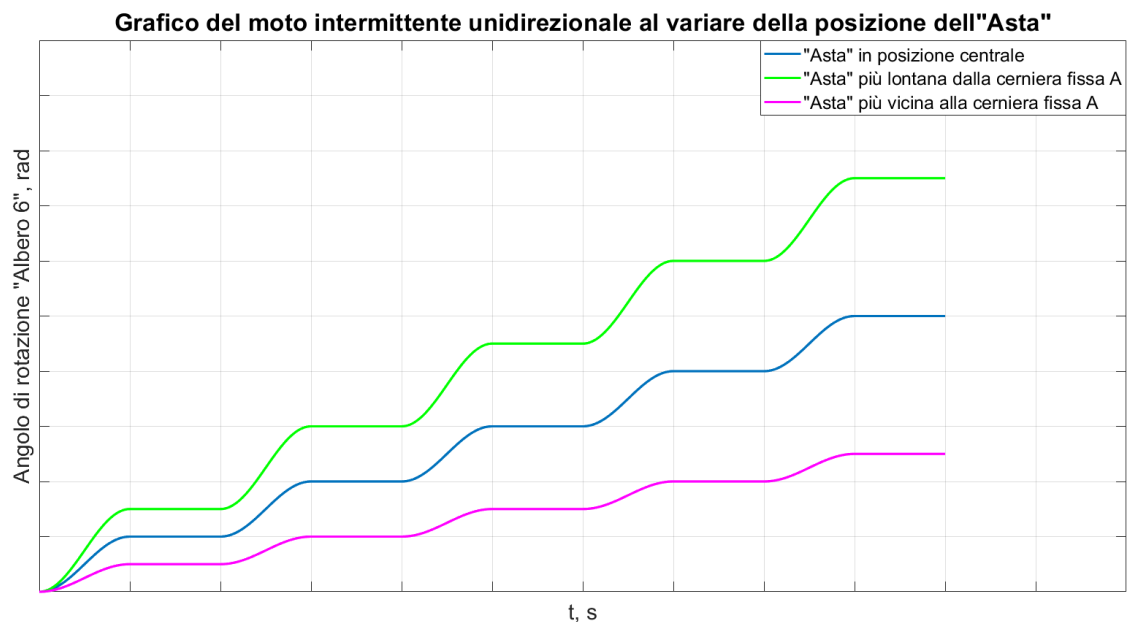


Figura 69: moto intermittente unidirezionale dell' "Albero 6" al variare della posizione dell'"asta"

Avevamo già detto che tanto più l'”asta” vien fissata vicino ad A e tanto più piccola sarà la sua corsa. Se diminuisce la corsa dell'”asta”, diminuisce anche lo spostamento angolare della ruota del “sistema di avanzamento slitta primaria” e quindi la “slitta primaria” si sposterà di meno.

3.1.5 - Meccanismo per l'avanzamento della "slitta secondaria"

La "slitta secondaria" ci permette di stabilire lo spessore dell'asse e, mentre la "slitta primaria" poteva avanzare sia manualmente che automaticamente, questa può avanzare solo manualmente. Questo meccanismo è composto da una maniglia di regolazione collegata ad un albero sul quale è calettata una vite senza fine. Quest'ultima si accoppia con una ruota dentata a denti elicoidali calettata sull'"albero 7", che è montato sulla "slitta secondaria". Su quest'"albero 7" sono calettate altre quattro ruote dentate a denti dritti che si accoppiano con quattro cremagliere fissate alla "slitta primaria". In questo modo, andando a ruotare la maniglia di regolazione, le ruote dentate a denti dritti si mettono a girare spostando la "slitta secondaria".

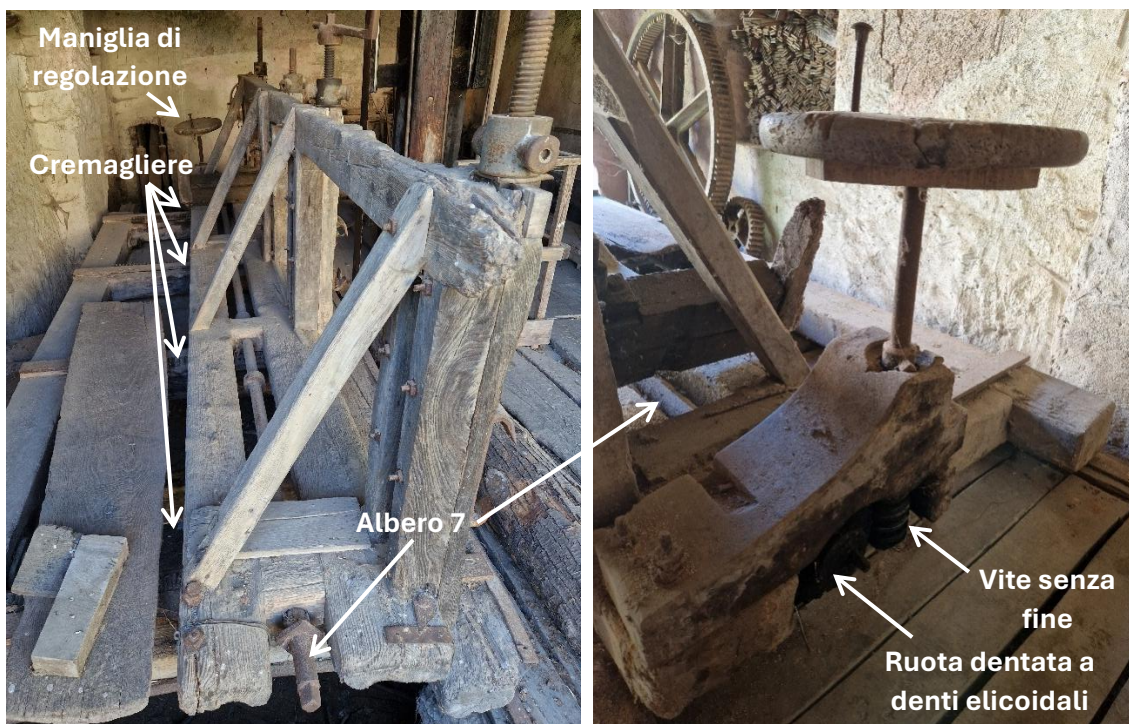


Figura 70: a sinistra una fotografia che raggruppi la "slitta secondaria" con i suoi montanti, a destra una fotografia di dettaglio della maniglia, dell'"albero 7", della vite senza fine e della ruota dentata a denti elicoidali

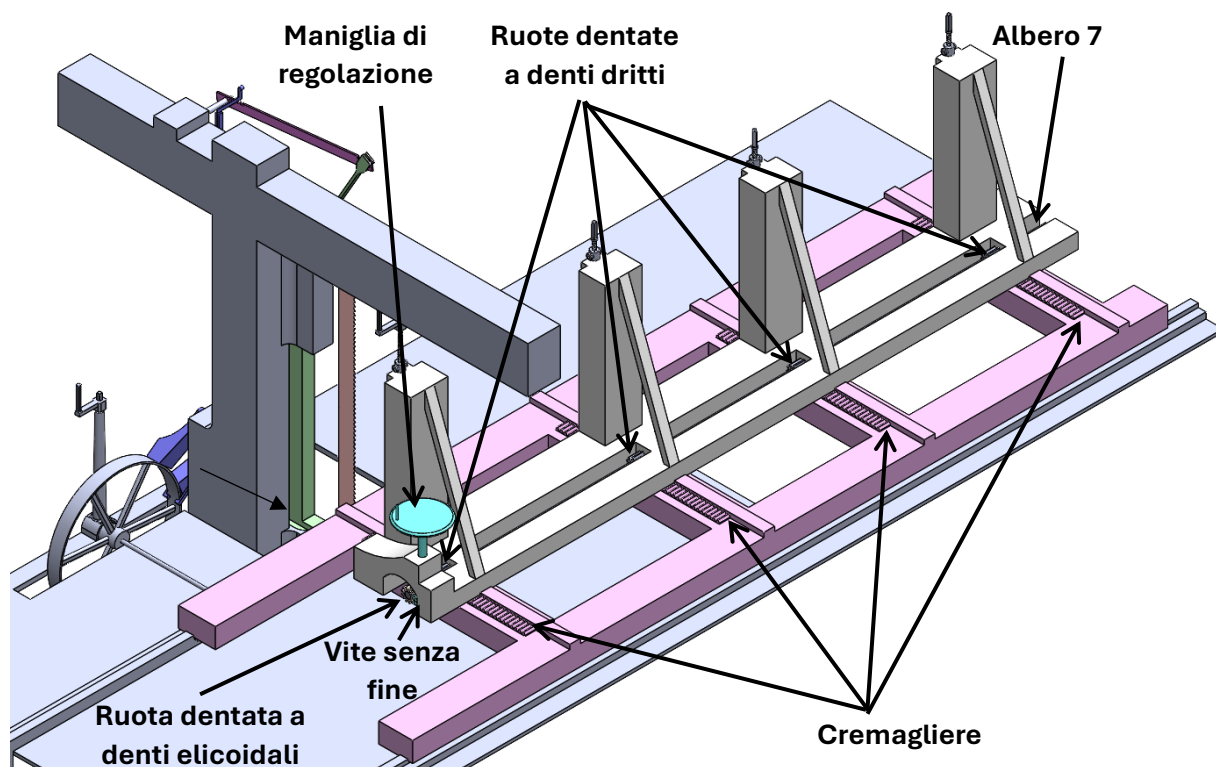


Figura 71: modello CAD del meccanismo per l'avanzamento della "slitta secondaria"

3.1.6 - Fissaggio del tronco alla “slitta secondaria”

All’inizio del capitolo abbiamo sottolineato che uno dei primi passaggi per segare un tronco consiste nel fissarlo ma non abbiamo ancora spiegato come questo avvenga. Il tronco, infatti, viene fissato alla “slitta secondaria” grazie a quattro “montanti”, solidali ad essa, che ospitano delle “morse di serraggio” (già intravisti nella figura 58). Ciascun “montante” ospita due “morse di serraggio”, una inferiore e una superiore, che si muovono lungo delle guide. All’interno di ciascun “montante” passa una “barra filettata”, tenuta in posizione da un “cilindretto di fissaggio”, che ha sull’estremità inferiore un riscontro per non far cadere la “morsa di serraggio inferiore” e sull’estremità superiore una sezione quadrata per poter montare la maniglia. La “morsa di serraggio superiore” ha un foro filettato che permette di accoppiarsi alla “barra filettata”. La “morsa di serraggio inferiore”, invece, è sempre montata sulla “barra filettata” ma, con il fatto che presenta un foro non filettato, le serve un riscontro per non cadere. Quindi, con il fatto che le morse di serraggio inferiori e superiori sono regolabili indipendentemente tra loro e in maniera indipendente per ogni montante, è anche possibile andare a serrare tronchi non perfettamente dritti.

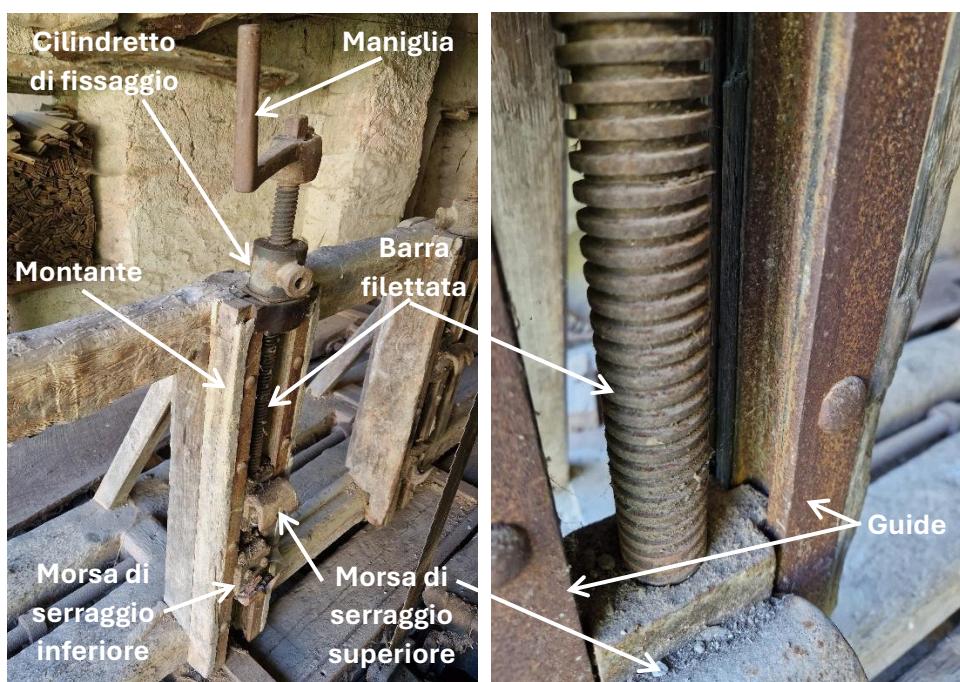


Figura 72: a sinistra una fotografia che illustra l'intero montante, a destra una che riporta nel dettaglio la forma delle guide delle morse

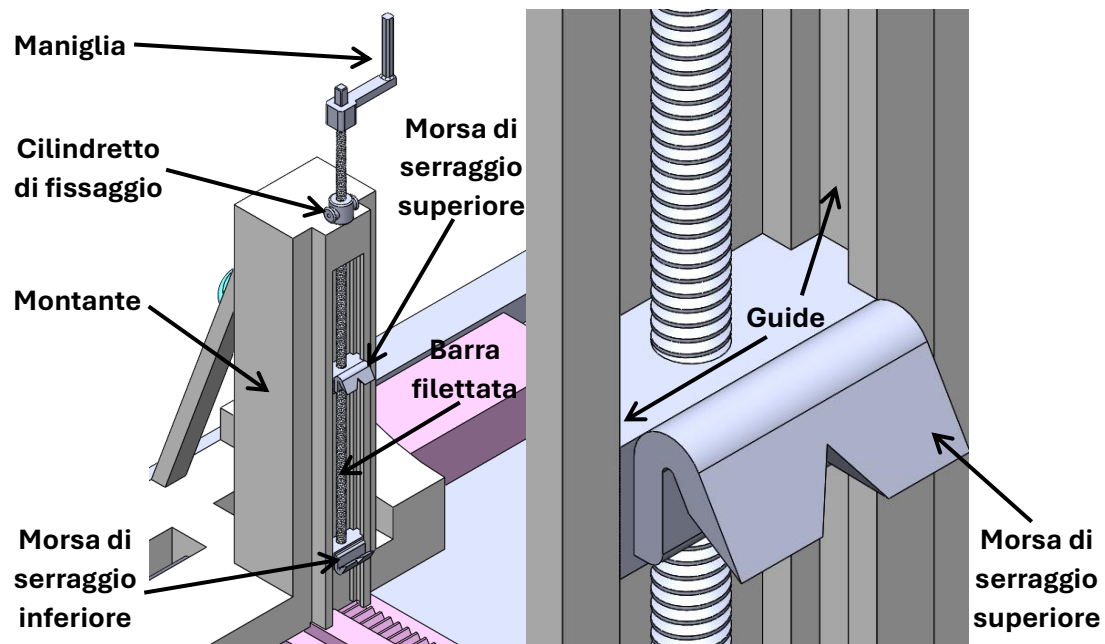


Figura 73: modello CAD della figura 72

Per cercare di rendere più chiaro il funzionamento di serraggio del tronco su un montante è stato pensato di dividere la successione delle operazioni in step e correlare il tutto con uno storyboard grafico. In particolare, è stata colorata in verde la maniglia e in rosso il “cilindretto di fissaggio” così che, colorando le frecce che indicano i versi di rotazione con i rispettivi colori, sia più semplice comprendere il funzionamento del meccanismo. Nella figura seguente è riportata una condizione di apertura generale delle morse, che è la condizione in cui erano quando è stato effettuato il sopralluogo.

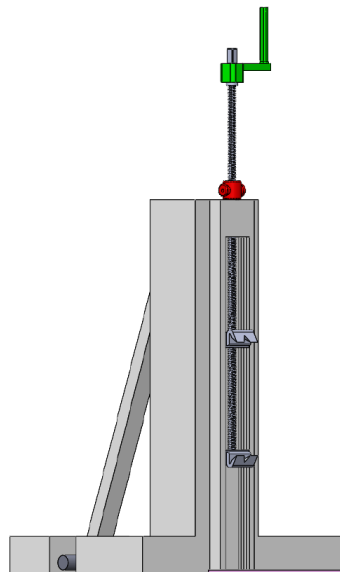


Figura 74: morse di serraggio in una generica posizione

- Siccome bisogna prima aprire del tutto le morse per poter poi andare a serrare il tronco, partendo dalla “morsa di serraggio inferiore”, è necessario tenere fermo il “cilindretto di fissaggio” e far ruotare la maniglia in verso orario fino a quando questa non arriva in battuta contro il “cilindretto di fissaggio”. A questo punto la “morsa di serraggio inferiore” risulta essere nel punto più basso al quale può arrivare

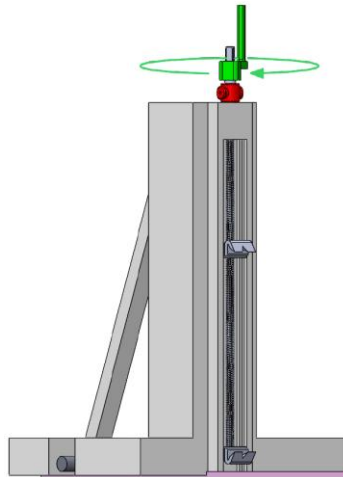


Figura 75: "morsa di serraggio inferiore" completamente aperta

- Passando poi alla “morsa di serraggio superiore”, siccome il “cilindretto di fissaggio” è già in battuta contro la maniglia, basterà continuare a fare ruotare la maniglia in verso orario fin quando la “morsa di serraggio superiore” non arriva in battuta contro il montante (quindi con il “cilindretto di fissaggio” solidale alla maniglia). A questo punto la “morsa di serraggio superiore” risulta essere nel punto più alto al quale può arrivare.

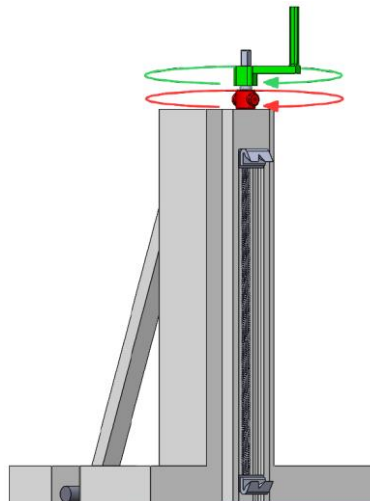


Figura 76: "morsa di serraggio superiore" completamente aperta

- Una volta che entrambe le morse di serraggio sono completamente aperte, è necessario caricare il tronco sulla slitta secondaria e spingerlo contro i montanti. A questo punto si può girare la maniglia in senso antiorario con il “cilindretto di fissaggio” solidale ad essa fino a quando la “morsa di serraggio superiore” non arriva ad essere in contatto con il tronco.

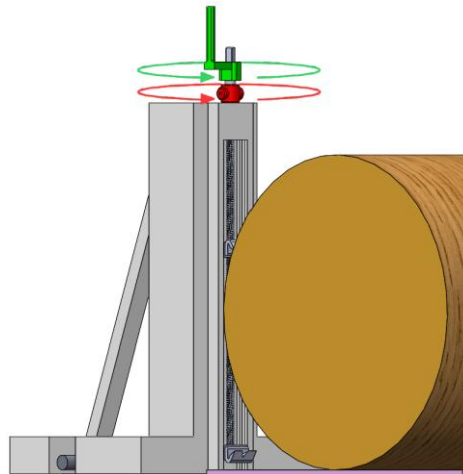


Figura 77: "morsa di serraggio superiore" a battuta contro il tronco

- L'ultimo step è quello di continuare a far ruotare la maniglia in senso antiorario tenendo però fermo il “cilindretto di fissaggio”. In questo modo la “morsa di serraggio superiore” non si muoverà ma salirà la “morsa di serraggio inferiore”. È necessario continuare a ruotare la maniglia fin quando il tronco non risulterà essere completamente bloccato tra la “morsa di serraggio inferiore” e la “morsa di serraggio superiore”.

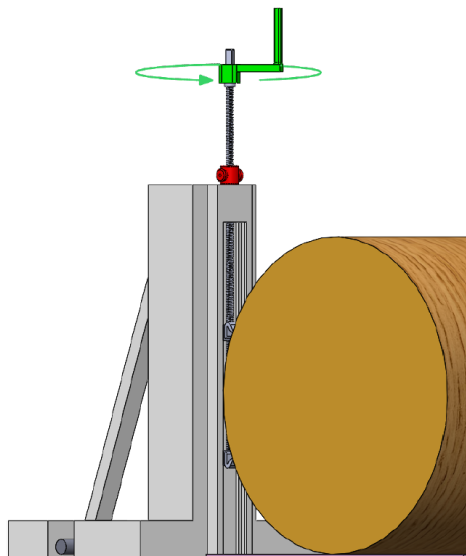


Figura 78: tronco completamente serrato

3.2 - Analisi dinamica

Nel capitolo precedente è stata trattata l'analisi funzionale al fine di comprendere il funzionamento dell'intera segheria e di tutti i meccanismi che la compongono. In questo capitolo, invece, verrà analizzata la segheria dal punto di vista dinamico al fine di valutare il transitorio d'avvio e la condizione di regime. Per condurre quest'analisi dinamica è stato deciso di utilizzare il software Simulink che consente di creare e simulare dei sistemi meccanici basandosi su diagrammi a blocchi.

Per andare a realizzare lo schema a blocchi della segheria è necessario partire dal sistema reale e andarlo a scomporre nei suoi componenti principali, che possono essere parti o sottoassiemi. Per ciascuno di questi componenti principali è stata realizzata:

- la schematizzazione meccanica: consente di capire come agiscono le forze, i momenti e le velocità sulle parti del CAD. Bisogna considerare che tutte le figure che riportano la schematizzazione meccanica sono state realizzate dallo stesso punto di vista e cioè con l'osservatore che guarda la segheria dal lato della ruota idraulica (è la stessa vista utilizzata nella figura 46)
- il diagramma di corpo libero: riporta gli stessi componenti della schematizzazione meccanica, con relative forze e momenti, sotto forma di blocchi, così da semplificarne la trattazione
- l'equazione di equilibrio: è l'equazione matematica che descrive l'equilibrio meccanico di quel sistema

In questo modo si ottengono dei blocchi che, a fronte degli input forniti, generano degli output esattamente come farebbe il modello reale. Collegando poi opportunamente questi blocchi, perché gli output di uno saranno gli input di un altro, si ottiene un modello matematico che descrive molto bene il funzionamento del sistema reale.

Data la complessità del sistema, è stato deciso di suddividere la segheria in quattro componenti principali come riportato nello schema seguente:

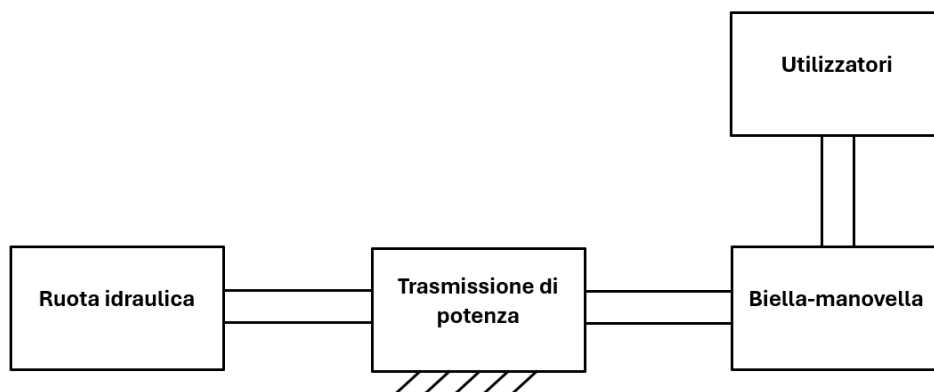


Figura 79: suddivisione della segheria nei quattro macro-blocchi

A fronte dei risultati ottenuti da Simulink, verrà condotta un'analisi sui grafici al fine di valutarne la loro veridicità. Come si può notare dalla figura riportata in seguito, il modello Simulink è stato suddiviso in quattro sottoassiemi, che sono quelli riportati nello schema della figura 79.

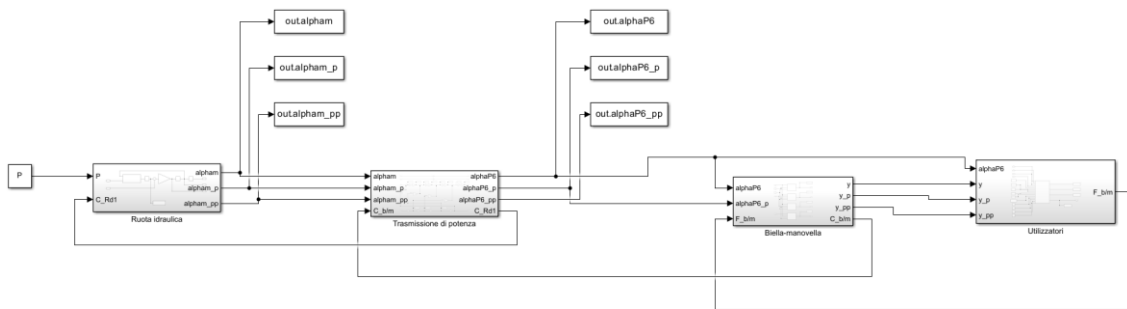


Figura 80: schermata del modello Simulink complessivo

3.2.1 – Ruota idraulica

Nella segheria il componente che genera il moto rotatorio è la ruota idraulica. Come già descritto nell'analisi funzionale, questa è una ruota di tipo overshoot e quindi è la forza peso dell'acqua nei cassetti che genera una coppia motrice C_m . Di conseguenza, in base alla coppia resistiva C_{Rd1} , che sarebbe la coppia in ingresso nella ruota dentata 1, la ruota idraulica ruoterà avrà uno spostamento α_m , una velocità α_{m_p} e un'accelerazione $\alpha_{m_{pp}}$. Bisogna poi considerare che la ruota possiede una sua inerzia I_m e quindi si genererà una coppia d'inerzia che si oppone al moto. In realtà, nella coppia d'inerzia teniamo anche conto dell'inerzia I_{Rd1} della "ruota dentata 1", cioè della ruota calettata sull'"albero 1" insieme alla ruota idraulica. Questo perché, come vedremo bene nel sottocapitolo successivo sulla trasmissione di potenza, è stato deciso di mettere insieme le inerzie dei componenti che si trovano sullo stesso albero così da poter trattare ogni riduttore senza inerzia (scelta tipica quando si analizzano le trasmissioni di potenza). La schematizzazione meccanica della ruota idraulica è la seguente:

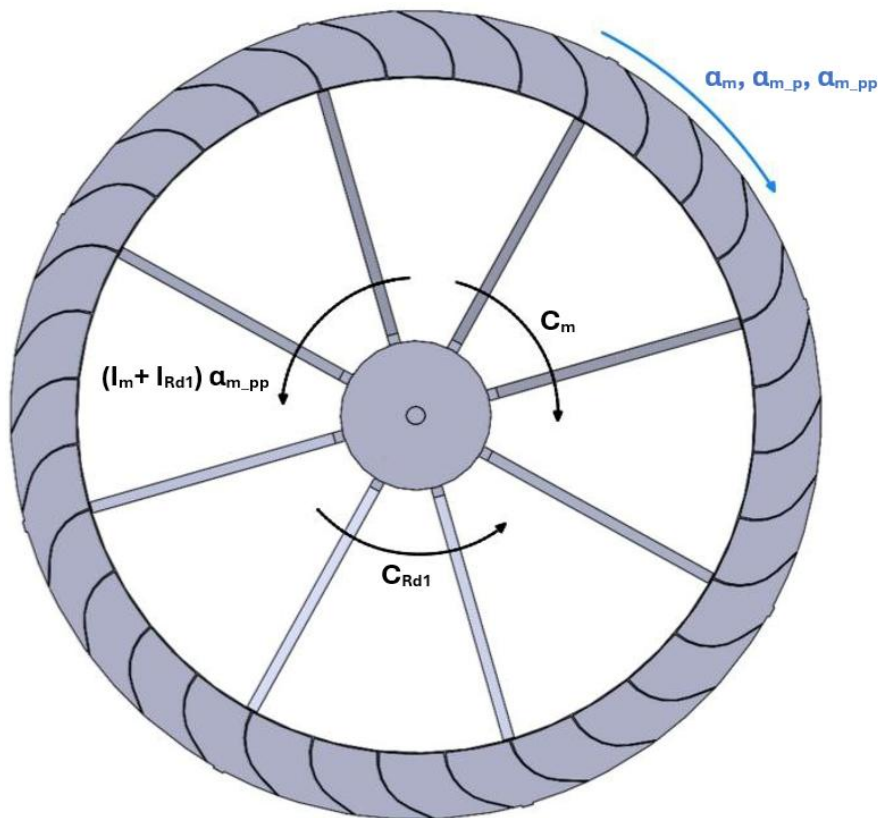


Figura 81: schematizzazione meccanica della ruota idraulica (vista in sezione)

Una volta compreso la direzione dello spostamento, velocità, accelerazione e dei momenti, è possibile andare a riportare queste grandezze sul diagramma di corpo libero, così da semplificarne la trattazione.

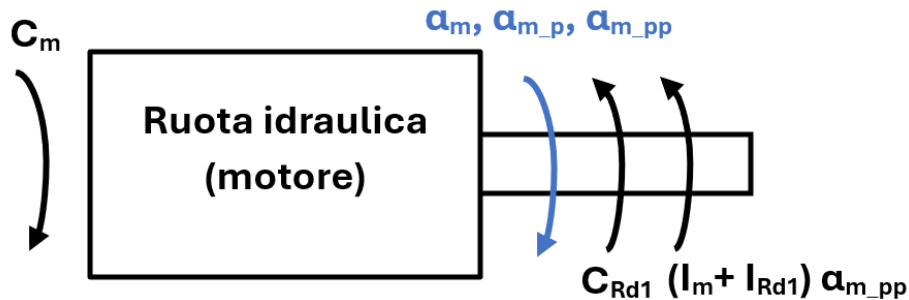


Figura 82: diagramma di corpo libero della ruota idraulica

I termini utilizzati hanno il seguente significato:

Parametro	Descrizione	Valore
α_m	spostamento angolare della ruota idraulica	
α_{m_p}	velocità angolare della ruota idraulica	
$\alpha_{m_{pp}}$	accelerazione angolare della ruota idraulica	
C_m	coppia generata dalla ruota idraulica	
C_{Rd1}	coppia in ingresso nella “ruota dentata 1”	
I_m	momento d’inerzia della ruota idraulica	13110 kg*m ²
I_{Rd1}	momento d’inerzia della “ruota dentata 1”	24,4 kg*m ²

Di conseguenza, l’equazione d’equilibrio che descrive questo componente risulta essere:

$$C_m = (I_m + I_{Rd1}) * \alpha_{m_{pp}} + C_{Rd1}$$

Una volta ottenuta l’equazione di equilibrio è necessario andarla a riportare su Simulink. Quello che bisogna considerare è che, per quanto riguarda la segheria, non si è a conoscenza né della coppia generata dalla ruota (C_m) e né la sua velocità (α_{m_p}), anche perché questi parametri dipendono dall’utente. Siamo però a conoscenza della potenza idraulica generata dalla ruota, già calcolata durante la trattazione dell’analisi funzionale di questo elemento:

$$P_{teorica} = \rho * g * Q * \Delta H = 997 * 9.81 * 0.3 * 3.87 \approx 11,4KW$$

In cui i termini hanno il seguente significato:

- ρ è la densità dell’acqua: $\rho=997\text{kg/m}^3$
- g è l’accelerazione gravitazionale: $g=9.81\text{m/s}^2$
- Q è la portata d’acqua che abbiamo supposto essere $Q=0.3\text{m}^3/\text{s}$.

- ΔH è il salto utile che avevamo già detto essere $\Delta H = 0.9 \cdot D = 0.9 \cdot 4.3 = 3.87\text{m}$ (era già stato spiegato che non possiamo considerare $\Delta H = D$ perché i cassettei si svuotano poco prima del fondo)

Bisogna però considerare che una ruota overshoot ha un rendimento che si aggira intorno all'80-85% e, considerando $\eta_{\text{ruota_idraulica}} = 85\%$, otteniamo che la potenza effettiva generata dalla ruota idraulica potrebbe essere all'incirca:

$$P = P_{\text{teorica}} * \eta_{\text{ruota_idraulica}} = 11.4 * 85\% = 9.69\text{KW}$$

In generale, la potenza può anche essere espressa come il prodotto tra la coppia e la velocità angolare:

$$P = C_m * \alpha_{m_p}$$

Allora, dato che appena si avvia la segheria la ruota idraulica ha spostamento, velocità e accelerazione nulle ($\alpha_m = \alpha_{m_p} = \alpha_{m_pp} = 0$), si intuisce subito che nell'istante iniziale la coppia motrice avrà un valore elevatissimo:

$$C_m = \frac{P}{\alpha_{m_p}} = \frac{9690}{0} \rightarrow +\infty$$

In realtà, questa scrittura presenta due criticità:

- non è mai possibile dividere un numero per 0
- non è fisicamente possibile avere una coppia motrice infinita

Per quanto riguarda la prima criticità, è stato introdotto su Simulink il blocchetto "MATLAB Function" che consente di realizzare una funzione Matlab tra gli ingressi e le uscite. In questo blocchetto "Coppia", forniti in ingresso la potenza P e la velocità angolare α_{m_p} , è stata realizzata una funzione tale per cui se la velocità angolare è al di sotto di una certa soglia ($1 \cdot 10^{-8}$) allora impone $\alpha_{m_p} = 10^{-4}$ così da evitare la divisione per 0, altrimenti divide semplicemente il valore di P per quello di α_{m_p} .

Invece, per quanto riguarda la seconda criticità, è stato deciso di utilizzare il blocchetto "Saturation" che consente di limitare la variabile che riceve in ingresso tra un valore minimo e massimo. In particolare, questo blocchetto ci serve per limitare la coppia motrice C_m ad un valore massimo. La coppia massima che è in grado di generare una ruota idraulica overshoot è quella calcolata come la somma dei contributi di momento generati dalla forza peso dell'acqua nei cassettei. Dal rilievo sul campo è stato valutato che la ruota idraulica ha le seguenti caratteristiche tecniche:

- ha 32 cassettei ($n=32$)
- il suo diametro esterno è 4,3m ($D_{\text{ruota_idraulica}} = 4,3\text{m}$)
- il suo diametro interno è 3,6m ($d_{\text{ruota_idraulica}} = 3,6\text{m}$)
- la sua larghezza è 1,3m ($l_{\text{ruota_idraulica}} = 1,3\text{m}$)

Di conseguenza, il volume del solido di rotazione con diametro esterno $D_{ruota_idraulica}$, diametro interno $d_{ruota_idraulica}$ e spessore $l_{ruota_idraulica}$ risulta essere:

$$V = \frac{\pi}{4} * (D_{ruota_idraulica}^2 - d_{ruota_idraulica}^2) * l_{ruota_idraulica}$$

$$V = \frac{\pi}{4} * (4,3^2 - 3,6^2) * 1,3 = 5,65 \text{ m}^3$$

Siccome ci sono 32 cassette, il volume indicativo di ciascun cassetto risulta essere:

$$V_{cassetto} = \frac{V}{n} = \frac{5,65}{32} = 0,177 \text{ m}^3$$

Nel calcolo del volume di ciascun cassetto non è stato tenuto conto del volume delle paratie che dividono un cassetto dall'altro perché molto inferiore rispetto al volume del solido di rotazione.

A questo punto, noto il volume di ciascun cassetto e la densità dell'acqua ($\rho=997\text{kg/m}^3$), possiamo calcolare la forza peso generata dall'acqua nel cassetto:

$$Fp_{cassetto} = V_{cassetto} * \rho * g = 0,177 * 997 * 9,81 = 1731 \text{ N}$$

Bisogna però considerare che il riempimento dei cassette varia in base alla posizione alla quale questi si trovano. Nell'articolo scientifico [21] è riportato un grafico sperimentale che rappresenta il volume d'acqua nei cassette in funzione della posizione angolare:

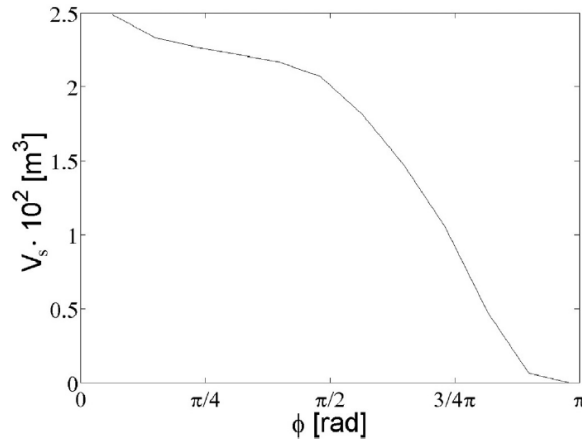


Figura 83: grafico dello riempimento dei cassette in funzione dell'angolo di rotazione della ruota overshoot riportata nell'articolo scientifico [21].

Nel caso dell'articolo [21] si ha che il volume d'acqua è massimo ($V_s=0,025 \text{ m}^3$) quando $\theta=0$ rad, cioè quando il cassetto è nell'estremo superiore della ruota, e diminuisce man mano fino a svuotarsi completamente quando $\theta=\pi$ rad, cioè quando questo è nell'estremo inferiore della ruota. Di conseguenza, è stato pensato di utilizzare questo grafico per valutare il volume d'acqua nei cassette in funzione della posizione angolare anche per il nostro caso studio. Per rendere utilizzabile il grafico della figura 83 è stato necessario

adimensionalizzare il volume, questo significa dividere la scala delle ascisse per il valore massimo, cioè 2,5. In questo modo quando $\theta=0$ rad allora il volume percentuale di acqua nel cassetto $V_{\%}$ corrisponde a $V_{\%}=100\%$ mentre $\theta=180$ rad allora $V_{\%}=0\%$. A questo punto è necessario andare a trovare la posizione angolare di ciascun cassetto e, siccome i cassettei sono equidistanti, la distanza angolare tra un cassetto e il successivo è:

$$\theta = \frac{2 * \pi}{n} = \frac{2 * \pi}{32} = 0,196 \text{ rad}$$

Questo significa che la posizione angolare dei cassettei da considerare è la seguente (è stato colorato in verde il primo cassetto da considerare, quello che sarà completamente pieno, e in rosso l'ultimo, quello che sarà completamente vuoto):

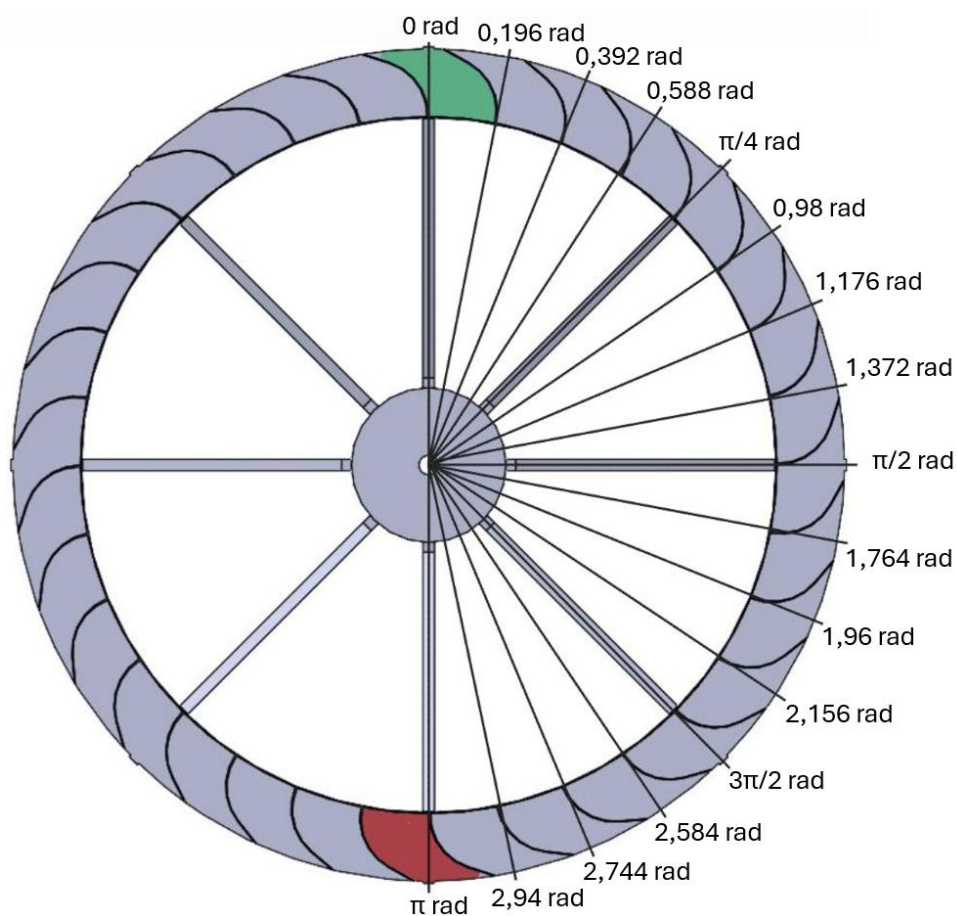


Figura 84: posizione angolare di ogni cassetto d'interesse

Andando ora a riportare le posizioni angolari dei cassettei sul grafico della figura 83 ma adimensionalizzato, cioè quello che mette in relazione il volume d'acqua percentuale nei cassettei con la posizione angolare, si ottengono i valori corrispondenti di percentuale di riempimento:

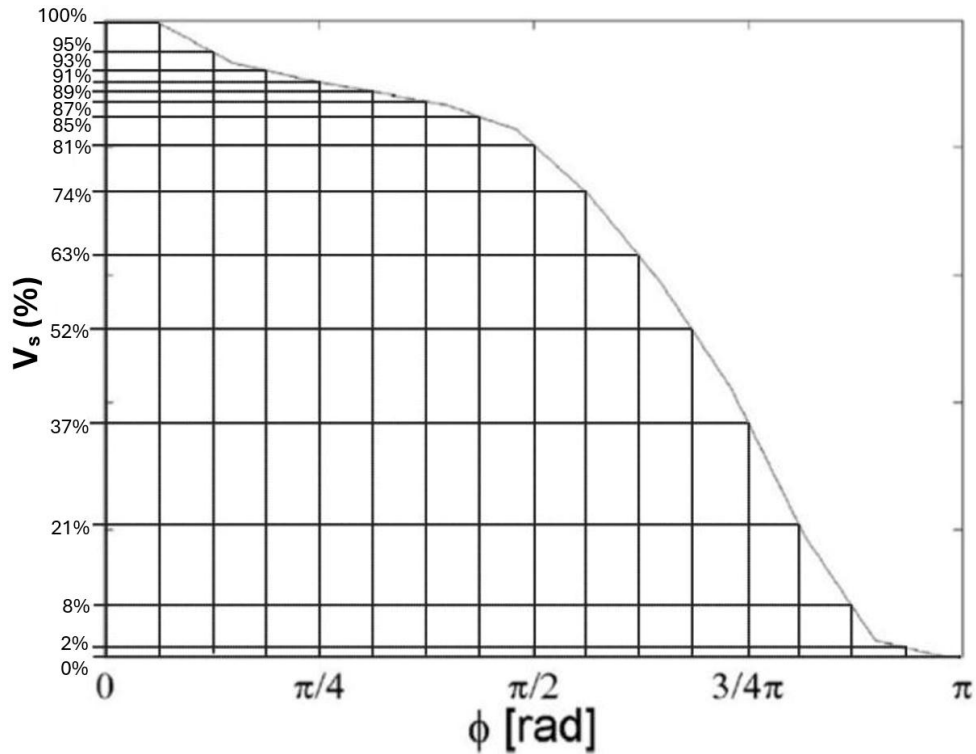


Figura 85: grafico dello riempimento percentuale dei cassettei in funzione della loro posizione angolare

In questo modo è possibile andare a calcolare la forza peso che genera l'acqua nell'i-esimo cassetto come:

$$Fp_{cassetto_i} = V_{cassetto} * \rho * g * V_{s_i}$$

A questo punto, considerando che il baricentro di ciascun cassetto si trovi sul diametro medio della ruota idraulica, è possibile andare a calcolare il contributo di momento generato dall'i-esimo cassetto come:

$$C_{cassetto_i} = Fp_{cassetto_i} * \frac{D_{Rest} + D_{Rint}}{2} * \sin(\theta_{cassetto_i})$$

La sommatoria dei contributi di momento generati dalla forza peso dell'acqua nei cassettei, cioè la sommatoria dei $C_{cassetto_i}$, sarà il massimo valore di coppia motrice che è in grado di erogare la ruota idraulica:

$$C_{m_max} = \sum C_{cassetto_i}$$

Per rendere più chiaro il tutto è stata realizzata la tabella riassuntiva riportata in seguito.

n° cassetto	$\theta_{\text{cassetto}_i}$ [rad]	V_{s_i} [%]	$F_{p\text{cassetto}_i}$ [N]	C_{cassetto_i} [Nm]
1	0,00	100%	1731,16	0
2	0,20	99%	1713,85	660
3	0,39	95%	1644,60	1243
4	0,59	93%	1609,98	1767
5	0,79	91%	1575,36	2200
6	0,98	89%	1540,73	2530
7	1,18	87%	1506,11	2748
8	1,37	85%	1471,49	2850
9	1,57	81%	1402,24	2769
10	1,77	73%	1263,75	2448
11	1,96	63%	1090,63	1990
12	2,16	52%	900,20	1478
13	2,36	37%	640,53	895
14	2,55	21%	363,54	399
15	2,75	8%	138,49	105
16	2,95	2%	34,62	13
17	3,14	0%	0,00	0
				24096

Figura 86: tabella riepilogativa dell'angolo, percentuale di riempimento, forza peso e momento dell'i-esimo cassetto

Si ottiene quindi che la coppia motrice massima che è in grado di erogare la ruota idraulica è $C_{m_max}=24096\text{Nm}$, cioè il limite superiore da impostare all'interno del blocchetto "Saturation".

Arrivati a questo punto abbiamo quindi tutti gli elementi necessari per realizzare il Simulink di questa prima parte. A fronte di una potenza P in ingresso viene utilizzato un blocchetto "MATLAB function" per calcolare il valore di coppia motrice C_m in modo che, quando $\alpha_{m,p}=0$ m/s, il risultato non dia errore, e poi, per mezzo del blocchetto "Satuaration", viene limitata superiormente al valore di 24096 Nm. La logica utilizzata per realizzare questo modello simulink, e di conseguenza anche questo primo sottosistema, è quella che rispecchia un qualsiasi sistema meccanico: l'utilizzatore impone la coppia resistente e il motore, quindi la ruota idraulica, risponde imponendo la velocità. Di conseguenza, all'interno di questo primo sottosistema ci sarà in ingresso la coppia resistente imposta dalla "ruota dentata 1" e in uscita lo spostamento, velocità e accelerazione della ruota idraulica.

Nella figura seguente è riportato quanto contenuto all'interno del sottosistema "Ruota idraulica" che mi consente, a fronte della potenza P in ingresso e della coppia resistente imposta dall'utilizzatore, di calcolare lo spostamento, velocità e accelerazione della ruota idraulica.

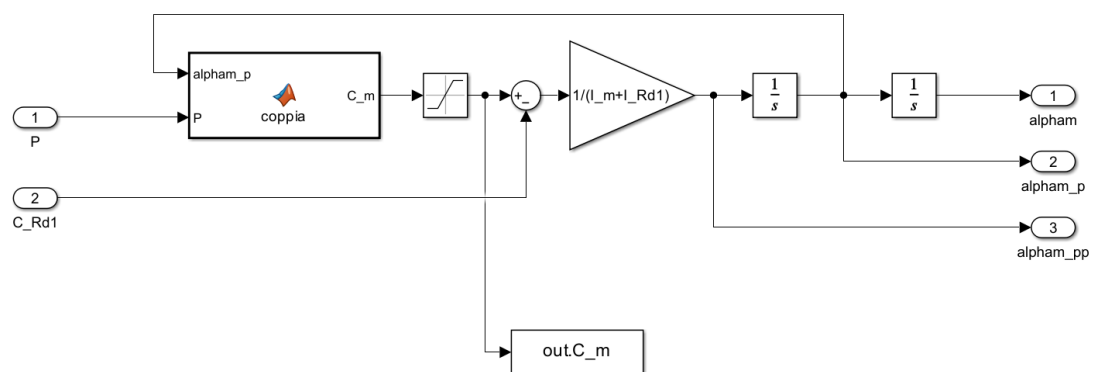


Figura 87: schema Simulink contenuto all'interno del sottosistema "Ruota idraulica"

3.2.2 – Trasmissione di potenza

La segheria presenta una trasmissione di potenza composta da una coppia di ruote dentate e sei pulegge. Come già evidenziato nell'analisi funzionale, questi otto componenti realizzano un rapporto di trasmissione complessivo pari a 35,96. Questo rapporto di amplificazione si ottiene come prodotto dei rapporti di trasmissione di ogni singolo stadio:

$$i_{tot} = i_{1,2} * p_{1,2} * p_{3,4} * p_{5,6} = 3,857 * 2,095 * 1,766 * 2,52 = 35,96$$

Questo ci permette di capire che possiamo vedere l'intera trasmissione di potenza come l'insieme quattro stadi di trasmissione, il primo ad ingranaggi e gli altri tre a cinghia.

In generale, quando si studia una trasmissione, si concentrano i momenti d'inerzia al di fuori di essa, così da studiarla senza inerzia. Per esempio, in un sistema semplice composto da motore, coppia di ruote dentate e utilizzatore, si concentra l'inerzia della ruota dentata calettata sull'albero motore con l'inerzia del motore e quella dell'altra ruota dentata con l'inerzia dell'utilizzatore. Analogamente, nel caso della segheria dove ci sono più stadi di trasmissioni di potenza, è stato deciso di mettere insieme le inerzie dei componenti che si trovano sullo stesso albero.

Partendo allora dal primo stadio di trasmissione, questo è composto dalla "ruota dentata 1" e dalla "ruota dentata 2". La "ruota dentata 1" è calettata sull'albero 1" e quindi ha lo stesso spostamento, velocità e accelerazione angolare della ruota idraulica, cioè α_m , α_{m_p} e $\alpha_{m_{pp}}$. Inoltre, la "ruota dentata 1" ha una coppia motrice C_{Rd1} , imposta dalla ruota idraulica, e un momento d'inerzia I_{Rd1} che, come abbiamo già visto nel paragrafo 3.2.1, concentriamo con il momento d'inerzia della ruota idraulica perché entrambe calettate sull'albero 1". Invece, per quanto riguarda la "ruota dentata 2", questa presenta una coppia resistente C_{Rd2} , uno spostamento angolare α_{Rd2} , una velocità angolare α_{Rd2_p} e un'accelerazione angolare $\alpha_{Rd2_{pp}}$. Questa ruota presenta un momento d'inerzia I_{Rd2} che verrà concentrato sull'albero 2", insieme a quello della "puleggia 1" perché entrambe calettate sullo stesso albero.

In seguito, è riportata la schematizzazione meccanica di questo primo stadio di trasmissione. Per cercare di rendere più comprensibile il tutto, i colori utilizzati per le ruote dentate e le pulegge sono gli stessi di quelli utilizzati per gli schemi funzionali della trasmissione di potenza (figure 45 e 46) e la vista è sempre dal lato della ruota idraulica (la stessa vista utilizzata nella figura 46).

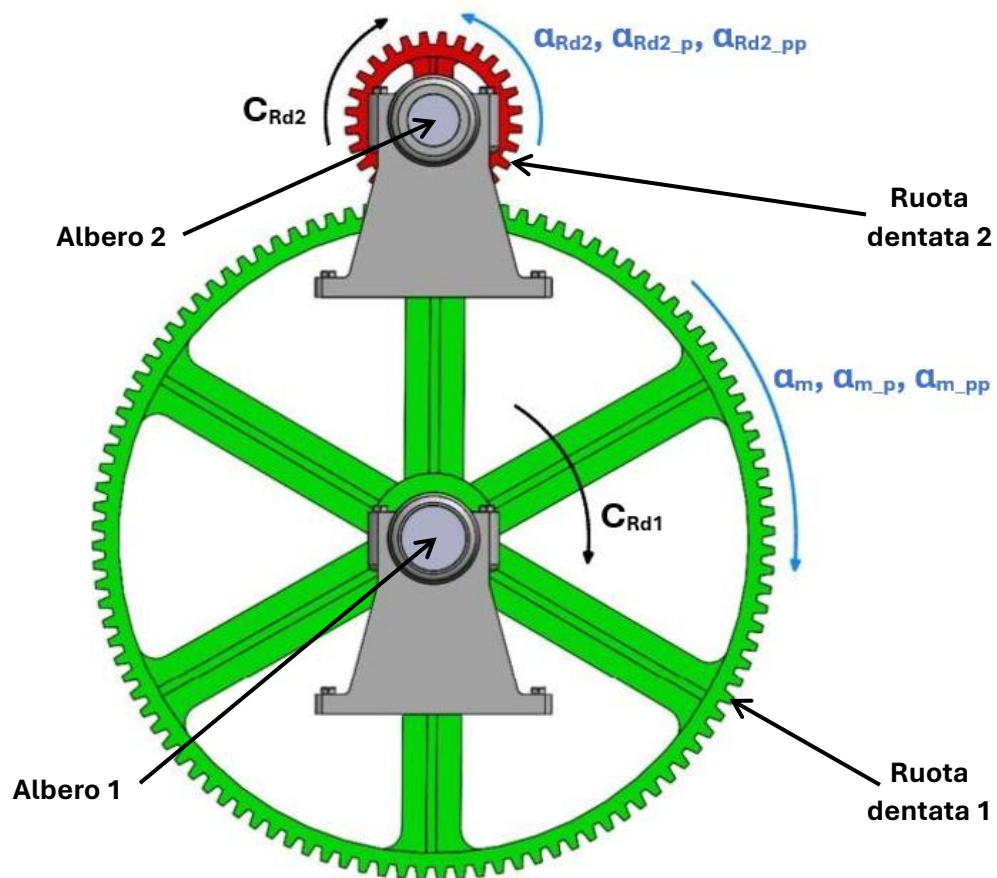


Figura 88: schematizzazione meccanica del primo stadio di trasmissione

Per semplificare la trattazione, possiamo andare a realizzare il diagramma di corpo libero di questo primo stadio di trasmissione:

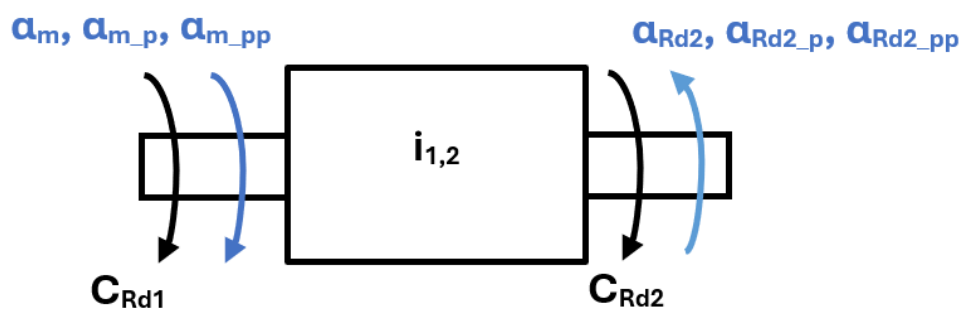


Figura 89: diagramma di corpo libero del primo stadio di trasmissione

Tutti i parametri di questo primo stadio di trasmissione sono riportati nella seguente tabella riassuntiva:

Parametro	Descrizione	Valore
α_m	spostamento angolare della ruota idraulica	
α_{m_p}	velocità angolare della ruota idraulica	
α_{m_pp}	accelerazione angolare della ruota idraulica	
α_{Rd2}	spostamento angolare della “ruota dentata 2”	
α_{Rd2_p}	velocità angolare della “ruota dentata 2”	
α_{Rd2_pp}	accelerazione angolare della “ruota dentata 2”	
C_{Rd1}	coppia motrice della “ruota dentata 1”	
C_{Rd2}	coppia resistente della “ruota dentata 2”	
I_{Rd1}	momento d’inerzia della “ruota dentata 1”	24,4 kg*m ²
I_{Rd2}	momento d’inerzia della “ruota dentata 2”	0,22 kg*m ²

Per quanto riguarda le relazioni tra la “ruota dentata 1” e la “ruota dentata 2”, per lo spostamento, la velocità e l’accelerazione si ha che:

$$\begin{aligned}\alpha_{Rd2} &= \alpha_m * i_{1,2} \\ \alpha_{Rd2_p} &= \alpha_{m_p} * i_{1,2} \\ \alpha_{Rd2_pp} &= \alpha_{m_pp} * i_{1,2}\end{aligned}$$

La coppia si calcola tenendo in considerazione anche il rendimento meccanico di quello stadio di trasmissione. Considerando un rendimento meccanico $\eta_{i1,2}=0,9$, la relazione tra la C_{Rd1} e la C_{Rd2} risulta essere:

$$\eta_{i1,2} = \frac{C_{Rd2} * \alpha_{Rd2_p}}{C_{Rd1} * \alpha_{m_p}} = \frac{C_{Rd2}}{C_{Rd1}} * i_{1,2} \rightarrow C_{Rd2} = \frac{\eta_{i1,2} * C_{Rd1}}{i_{1,2}} = \frac{0,9 * C_{Rd1}}{i_{1,2}}$$

Le inerzie delle ruote le andiamo a considerare come concentrare sull’albero sul quale queste sono calettate (non viene considerata l’inerzia dell’albero perché trascurabile rispetto a quella delle ruote). Per quanto riguarda l’inerzia della “ruota dentata 1” l’abbiamo già considerata come concentrata sulla ruota idraulica. Invece, l’inerzia I_{Rd2} della “ruota dentata 2” l’andiamo a concentrare sull’albero 2, insieme all’inerzia I_{P1} della “puleggia 1” perché entrambe calettate sullo stesso albero. Di conseguenza, il diagramma di corpo libero dell’albero 2 risulta essere:

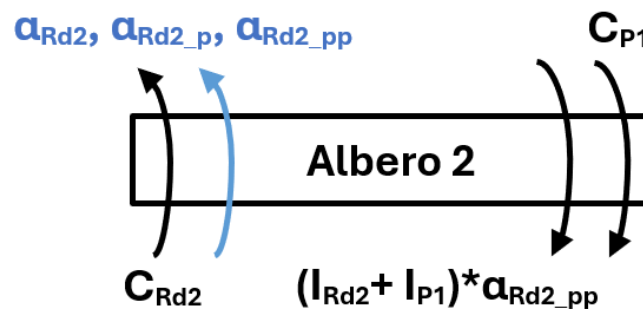


Figura 90: diagramma di corpo libero "Albero 2"

L'equazione d'equilibrio che descrive l'albero 2 risulta essere:

$$C_{Rd2} = (I_{Rd2} + I_{P1}) * \alpha_{Rd2_{pp}} + C_{P1}$$

L'albero 2 è quello che collega il primo stadio di trasmissione con il secondo. Per quanto riguarda questo secondo stadio di trasmissione, è composto dalla "puleggia 1" e dalla "puleggia 2". La "puleggia 1" è calettata sull'albero 2 e quindi ha lo stesso spostamento, velocità e accelerazione angolare della "ruota dentata 2", cioè α_{Rd2} , α_{Rd2_p} e α_{Rd2_pp} . Inoltre, la "puleggia 1" ha una coppia motrice C_{P1} , imposta dalla "ruota dentata 2", e un momento d'inerzia I_{P1} che abbiamo concentrato sull'albero 2. Invece, per quanto riguarda la "puleggia 2", questa presenta una coppia resistente C_{P2} , uno spostamento angolare α_{P2} , una velocità angolare α_{P2_p} e un'accelerazione angolare α_{P2_pp} . Questa ruota presenta un momento d'inerzia I_{P2} che verrà concentrato sull'albero 3, insieme a quello della "puleggia 3" perché entrambe calettate sullo stesso albero.

In seguito, è riportata la schematizzazione meccanica di questo secondo stadio di trasmissione.

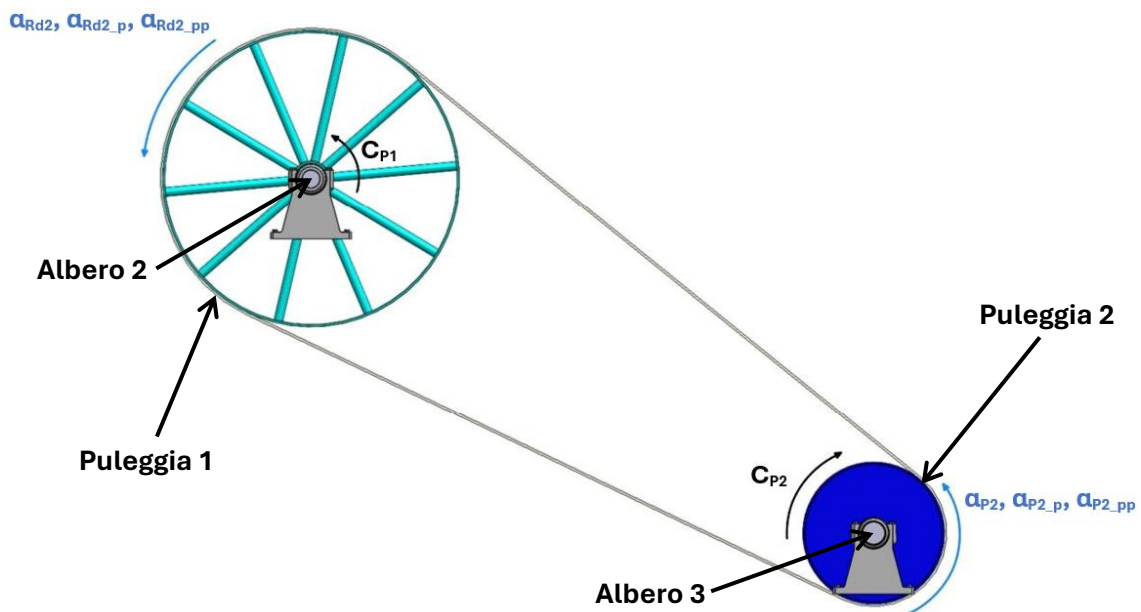


Figura 91: schematizzazione meccanica del secondo stadio di trasmissione

Per semplificare la trattazione, possiamo andare a realizzare il diagramma di corpo libero di questo secondo stadio di trasmissione:

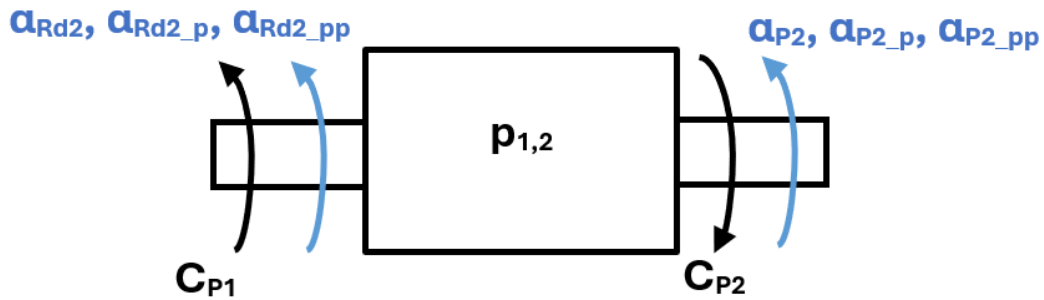


Figura 92: diagramma di corpo libero del secondo stadio di trasmissione

Tutti i parametri di questo secondo stadio di trasmissione sono riportati nella seguente tabella riassuntiva:

Parametro	Descrizione	Valore
α_{Rd2}	spostamento angolare della “ruota dentata 2”	
α_{Rd2_p}	velocità angolare della ruota idraulica	
$\alpha_{Rd2_{pp}}$	accelerazione angolare della “ruota dentata 2”	
α_{P2}	spostamento angolare della “puleggia 2”	
α_{P2_p}	velocità angolare della “puleggia 2”	
$\alpha_{P2_{pp}}$	accelerazione angolare della “puleggia 2”	
C_{P1}	coppia motrice della “puleggia 1”	
C_{P2}	coppia resistente della “puleggia 2”	
I_{P1}	momento d’inerzia della “puleggia 1”	34,66 kg*m ²
I_{P2}	momento d’inerzia della “puleggia 2”	11,39 kg*m ²

Per quanto riguarda le relazioni tra la “puleggia 1” e la “puleggia 2”, per lo spostamento, la velocità e l’accelerazione si ha che:

$$\begin{aligned}\alpha_{P2} &= \alpha_{Rd2} * p_{1,2} \\ \alpha_{P2_p} &= \alpha_{Rd2_p} * p_{1,2} \\ \alpha_{P2_{pp}} &= \alpha_{Rd2_{pp}} * p_{1,2}\end{aligned}$$

Per quanto riguarda la coppia, il ragionamento è analogo a quello della trasmissione a ingranaggi e quindi, considerando sempre un rendimento meccanico $\eta_{p1,2}=0,9$, la relazione tra la C_{P1} e la C_{P2} risulta essere:

$$\eta_{p1,2} = \frac{C_{P2} * \alpha_{P2_p}}{C_{P1} * \alpha_{Rd2_p}} = \frac{C_{P2}}{C_{P1}} * p_{1,2} \rightarrow C_{P2} = \frac{\eta_{p1,2} * C_{P1}}{p_{1,2}} = \frac{0,9 * C_{P1}}{p_{1,2}}$$

Per quanto riguarda le inerzie, quella della “puleggia 1” l’abbiamo già considerata come concentrata sull’ “albero 2”. Invece, l’inerzia I_{P2} della “puleggia 2” l’andiamo a concentrare sull’ “albero 3”, insieme all’inerzia I_{P3} della “puleggia 3” perché entrambe calettate sullo stesso albero. Di conseguenza, il diagramma di corpo libero dell’ “albero 3” risulta essere:

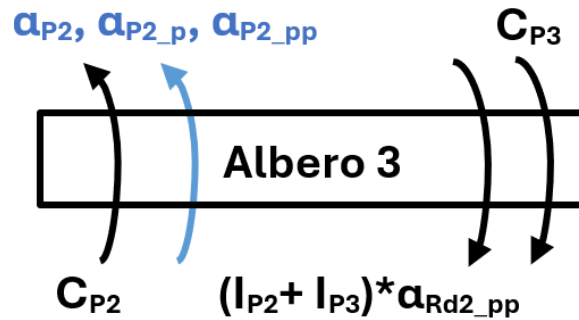


Figura 93: digramma di corpo libero "Albero 3"

L'equazione d'equilibrio che descrive l'albero 3 risulta essere:

$$C_{P2} = (I_{P2} + I_{P3}) * \alpha_{P2_{pp}} + C_{P3}$$

L'albero 3 è quello che collega il secondo stadio di trasmissione con il terzo. Per quanto riguarda questo terzo stadio di trasmissione, è composto dalla "puleggia 3" e dalla "puleggia 4". La "puleggia 3" è calettata sull'albero 3 e quindi ha lo stesso spostamento, velocità e accelerazione angolare della "puleggia 2", cioè α_{P2} , α_{P2_p} e $\alpha_{P2_{pp}}$. Inoltre, la "puleggia 3" ha una coppia motrice C_{P3} , imposta dalla "puleggia 2", e un momento d'inerzia I_{P3} che abbiamo concentrato sull'albero 3. Invece, per quanto riguarda la "puleggia 4", questa presenta una coppia resistente C_{P4} , uno spostamento angolare α_{P4} , una velocità angolare α_{P4_p} e un'accelerazione angolare $\alpha_{P4_{pp}}$. Questa ruota presenta un momento d'inerzia I_{P4} che verrà concentrato sull'albero 4, insieme a quello della "puleggia 5" perché entrambe calettate sullo stesso albero.

In seguito, è riportata la schematizzazione meccanica di questo terzo stadio di trasmissione.

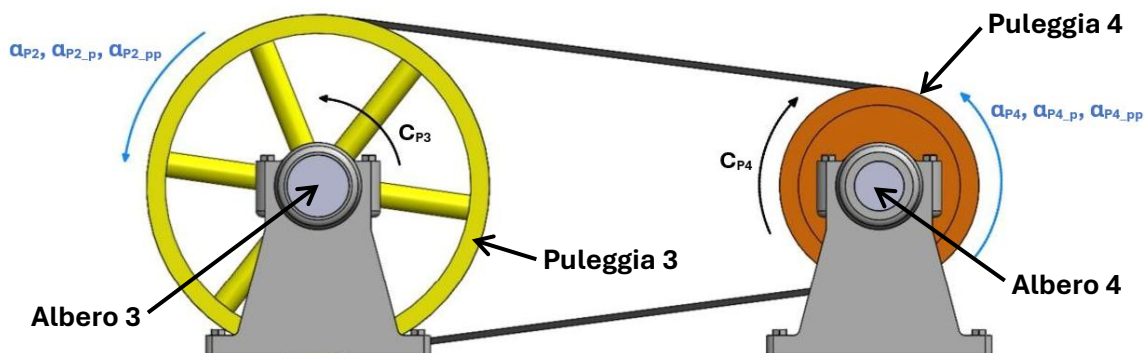


Figura 94: schematizzazione meccanica del terzo stadio di trasmissione

Per semplificare la trattazione, possiamo andare a realizzare il diagramma di corpo libero di questo terzo stadio di trasmissione:

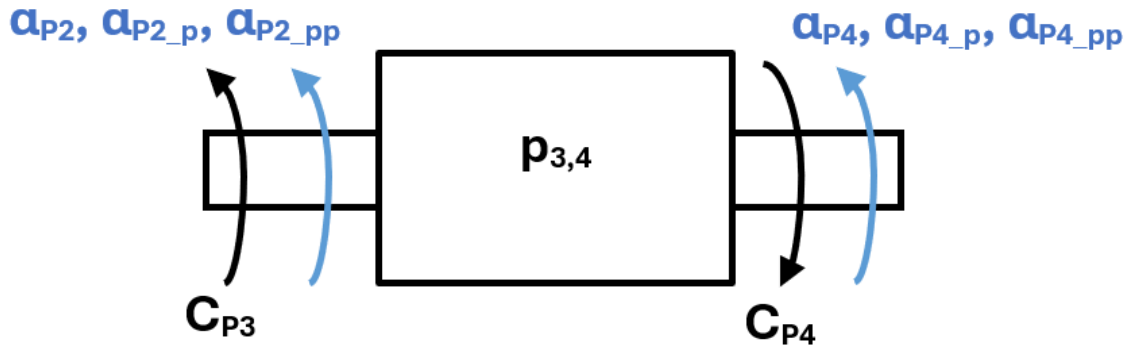


Figura 95: diagramma di corpo libero del terzo stadio di trasmissione

Tutti i parametri di questo terzo stadio di trasmissione sono riportati nella seguente tabella riassuntiva:

Parametro	Descrizione	Valore
α_{P2}	spostamento angolare della “puleggia 2”	
α_{P2_p}	velocità angolare della “puleggia 2”	
$\alpha_{P2_{pp}}$	accelerazione angolare della “puleggia 2”	
α_{P4}	spostamento angolare della “puleggia 4”	
α_{P4_p}	velocità angolare della “puleggia 4”	
$\alpha_{P4_{pp}}$	accelerazione angolare della “puleggia 4”	
C_{P3}	coppia motrice della “puleggia 3”	
C_{P4}	coppia resistente della “puleggia 4”	
I_{P3}	momento d'inerzia della “puleggia 3”	2,31 kg*m ²
I_{P4}	momento d'inerzia della “puleggia 4”	0,43 kg*m ²

Per quanto riguarda le relazioni tra la “puleggia 3” e la “puleggia 4”, per lo spostamento, la velocità e l'accelerazione si ha che:

$$\begin{aligned}\alpha_{P4} &= \alpha_{P2} * p_{3,4} \\ \alpha_{P4_p} &= \alpha_{P2_p} * p_{3,4} \\ \alpha_{P4_{pp}} &= \alpha_{P2_{pp}} * p_{3,4}\end{aligned}$$

Per quanto riguarda la coppia, considerando un rendimento meccanico $\eta_{p3,4}=0,9$, la relazione tra la C_{P3} e la C_{P4} risulta essere:

$$\eta_{p3,4} = \frac{C_{P4} * \alpha_{P4_p}}{C_{P3} * \alpha_{P2_p}} = \frac{C_{P4}}{C_{P3}} * p_{3,4} \rightarrow C_{P4} = \frac{\eta_{p3,4} * C_{P3}}{p_{3,4}} = \frac{0,9 * C_{P3}}{p_{3,4}}$$

Per quanto riguarda le inerzie, quella della “puleggia 3” l'abbiamo già considerata come concentrata sull' “albero 3”. Invece, l'inerzia I_{P4} della “puleggia 4” l'andiamo a concentrare sull' “albero 4”, insieme all'inerzia I_{P5} della “puleggia 5” perché entrambe calettate sullo stesso albero. Di conseguenza, il diagramma di corpo libero dell' “albero 4” risulta essere:

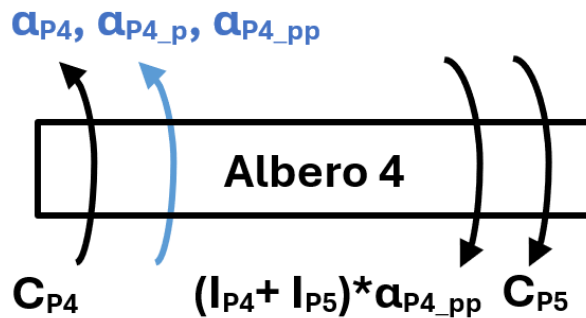


Figura 96: digramma di corpo libero "Albero 4"

L'equazione d'equilibrio che descrive l'Albero 4 risulta essere:

$$C_{P4} = (I_{P4} + I_{P5}) * \alpha_{P4_{pp}} + C_{P5}$$

L'albero 4 è quello che collega il terzo stadio di trasmissione con l'ultimo. Per quanto riguarda questo quarto stadio di trasmissione, è composto dalla "puleggia 5" e dalla "puleggia 6". La "puleggia 5" è calettata sull'albero 4 e quindi ha lo stesso spostamento, velocità e accelerazione angolare della "puleggia 4", cioè α_{P4} , α_{P4_p} e $\alpha_{P4_{pp}}$. Inoltre, la "puleggia 5" ha una coppia motrice C_{P5} , imposta dalla "puleggia 4", e un momento d'inerzia I_{P5} che abbiamo concentrato sull'albero 4. Invece, per quanto riguarda la "puleggia 6", questa presenta una coppia resistente C_{P6} , uno spostamento angolare α_{P6} , una velocità angolare α_{P6_p} e un'accelerazione angolare $\alpha_{P6_{pp}}$. Questa ruota presenta un momento d'inerzia I_{P6} che verrà concentrato sulla ruota che fa da manovella, perché calettate entrambe sullo stesso albero.

In seguito, è riportata la schematizzazione meccanica di quest'ultimo stadio di trasmissione.

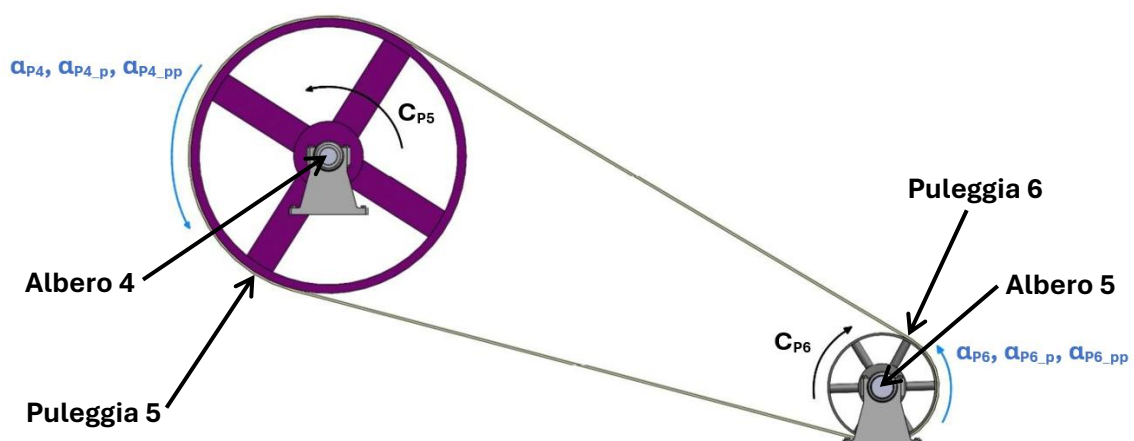


Figura 97: schematizzazione meccanica del quarto stadio di trasmissione

Per semplificare la trattazione, possiamo andare a realizzare il diagramma di corpo libero di quest'ultimo stadio di trasmissione.

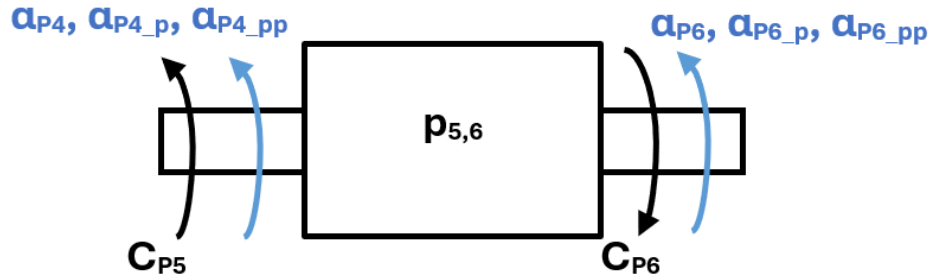


Figura 98: diagramma di corpo libero del quarto stadio di trasmissione

Tutti i parametri di questo quarto stadio di trasmissione sono riportati nella seguente tabella riassuntiva:

Parametro	Descrizione	Valore
α_{P4}	spostamento angolare della “puleggia 4”	
α_{P4_p}	velocità angolare della “puleggia 4”	
$\alpha_{P4_{pp}}$	accelerazione angolare della “puleggia 4”	
α_{P6}	spostamento angolare della “puleggia 6”	
α_{P6_p}	velocità angolare della “puleggia 6”	
$\alpha_{P6_{pp}}$	accelerazione angolare della “puleggia 6”	
C_{P5}	coppia motrice della “puleggia 5”	
C_{P6}	coppia resistente della “puleggia 6”	
I_{P5}	momento d'inerzia della “puleggia 5”	9,77 kg*m ²
I_{P6}	momento d'inerzia della “puleggia 6”	1,76 kg*m ²

Per quanto riguarda le relazioni tra la “puleggia 5” e la “puleggia 6”, per lo spostamento, la velocità e l'accelerazione si ha che:

$$\begin{aligned}\alpha_{P6} &= \alpha_{P4} * p_{5,6} \\ \alpha_{P6_p} &= \alpha_{P4_p} * p_{5,6} \\ \alpha_{P6_{pp}} &= \alpha_{P4_{pp}} * p_{5,6}\end{aligned}$$

Per quanto riguarda la coppia, considerando sempre un rendimento meccanico $\eta_{p5,6}=0,9$, la relazione tra la C_{P5} e la C_{P6} risulta essere:

$$\eta_{p5,6} = \frac{C_{P6} * \alpha_{P6_p}}{C_{P5} * \alpha_{P4_p}} = \frac{C_{P6}}{C_{P5}} * p_{5,6} \rightarrow C_{P6} = \frac{\eta_{p5,6} * C_{P5}}{p_{5,6}} = \frac{0,9 * C_{P5}}{p_{5,6}}$$

Per quanto riguarda le inerzie, quella della “puleggia 5” l'abbiamo già considerata come concentrata sull'“albero 4”. Invece, l'inerzia I_{P6} della “puleggia 6” l'andiamo a concentrare sull'“albero 5”, insieme all'inerzia I_v della ruota della “manovella” perché entrambe

calettate sullo stesso albero. Di conseguenza, il diagramma di corpo libero dell'“albero 5” risulta essere:

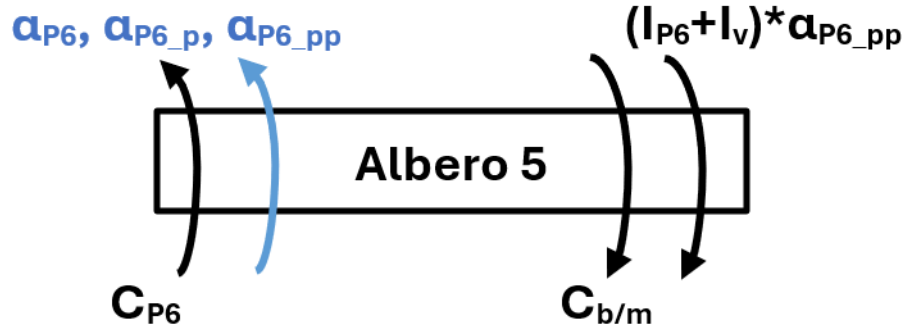


Figura 99: diagramma di corpo libero “Manovella”

L'equazione d'equilibrio che descrive l'“albero 5” risulta essere:

$$C_{P6} = (I_{P6} + I_V) * \alpha_{P6_{pp}} + C_{b/m}$$

Dove $C_{b/m}$ è la coppia motrice della ruota della “manovella” e I_V è la sua inerzia. Andare a concentrare l'inerzia della ruota della “manovella” sull'“albero 5” ci consente di andare a trattare il meccanismo biella-manovella in modo analogo agli stadi di trasmissione, cioè senza inerzia (analogo discorso per la biella, ne parleremo in seguito).

Nella figura seguente è riportato quanto contenuto all'interno del sottosistema “Trasmissione di potenza”.

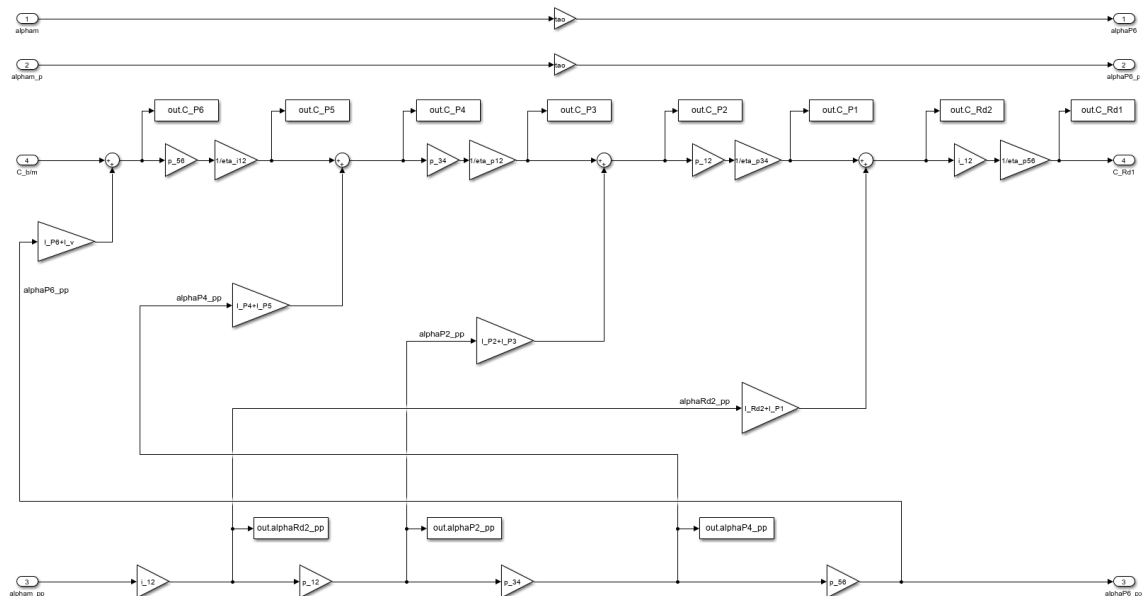


Figura 100: schema Simulink contenuto all'interno del sottosistema “Trasmissione di potenza”

3.2.3 – Meccanismo biella-manovella

Il meccanismo biella-manovella trasforma il moto rotatorio dell'“albero 5” in un moto rettilineo alternato della “struttura portalama”. Nella figura seguente è riportata la schematizzazione meccanica di questo meccanismo:

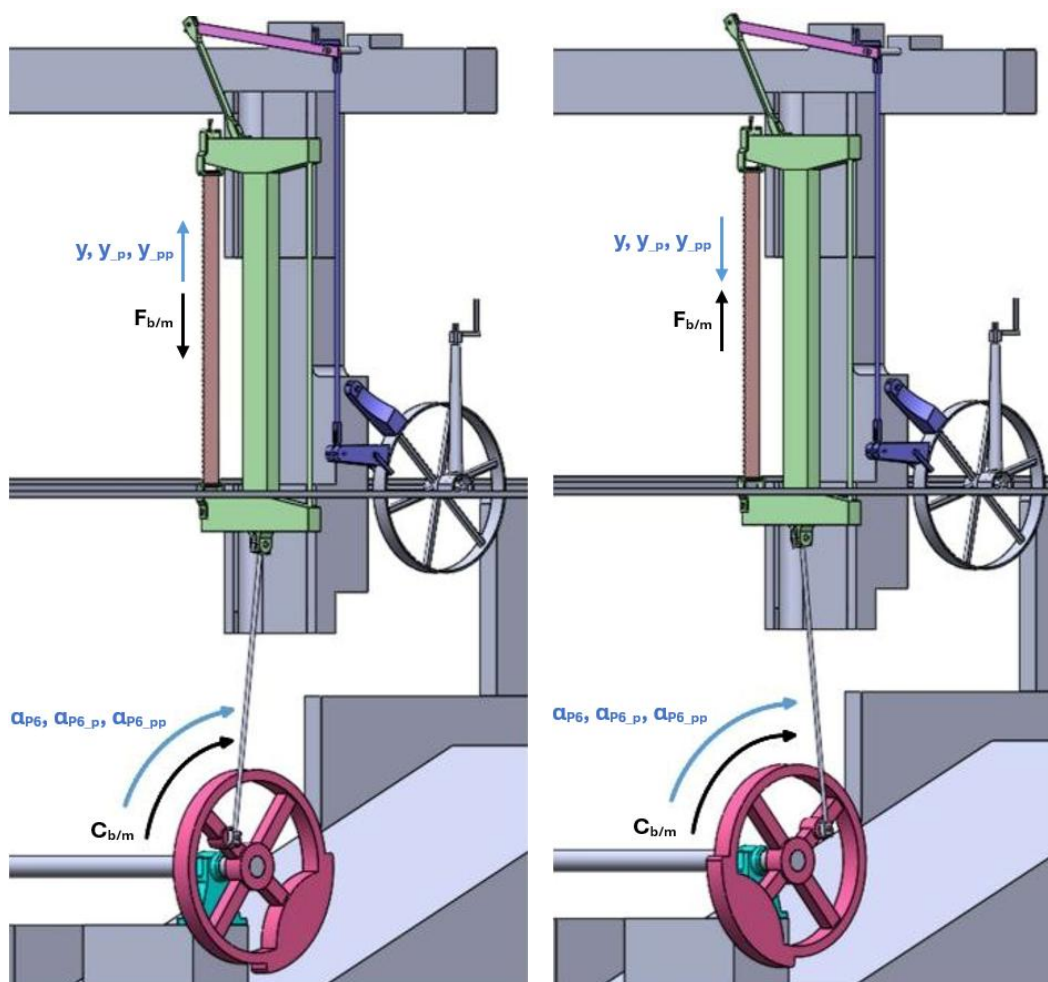


Figura 101: schematizzazione meccanica del meccanismo biella-manovella: nella figura di sinistra è riportata la fase di salita mentre in quella di destra è riportata la fase di discesa (con vista frontale-lato destro)

Come già anticipato precedentemente, andando a concentrare l'inerzia della ruota della “manovella” e l'inerzia della “biella”, è possibile considerare il meccanismo biella-manovella privo di inerzia. In particolare, la “biella” ha un moto roto-traslatorio e quindi si può considerare metà della sua massa traslante e l'altra metà rotante. Siccome il contributo d'inerzia dato dalla massa rotante è molto più piccolo di quello dato dalla “manovella”, possiamo trascurare il contributo d'inerzia della massa rotante e considerare solo quello della massa traslante insieme alla struttura portalama. Il diagramma di corpo libero di questo meccanismo è riportato in seguito.



Figura 102: diagramma di corpo libero del meccanismo biella-manovella

Tutti i parametri di questo meccanismo biella-manovella sono riportati nella seguente tabella riassuntiva:

Parametro	Descrizione	Valore
α_{P6}	spostamento angolare della “puleggia 6”	
α_{P6_p}	velocità angolare della “puleggia 6”	
α_{P6_pp}	accelerazione angolare della “puleggia 6”	
$C_{b/m}$	coppia motrice della “manovella”	
$F_{b/m}$	forza resistente agente sul piede di “biella”	
y	spostamento lineare del piede di “biella”	
y_p	velocità lineare del piede di “biella”	
y_{pp}	accelerazione lineare del piede di “biella”	

A questo punto è necessario ricavare le equazioni che ci consentono di passare dalle grandezze cinematiche angolari della ruota della “manovella” (α_{P6} , α_{P6_p} e α_{P6_pp}) alle grandezze cinematiche lineari del piede di “biella” (y , y_p e y_{pp}). È stato realizzato uno schema cinematico del meccanismo biella-manovella così da comprendere quali fossero i parametri necessari per scrivere le equazioni cinematiche.

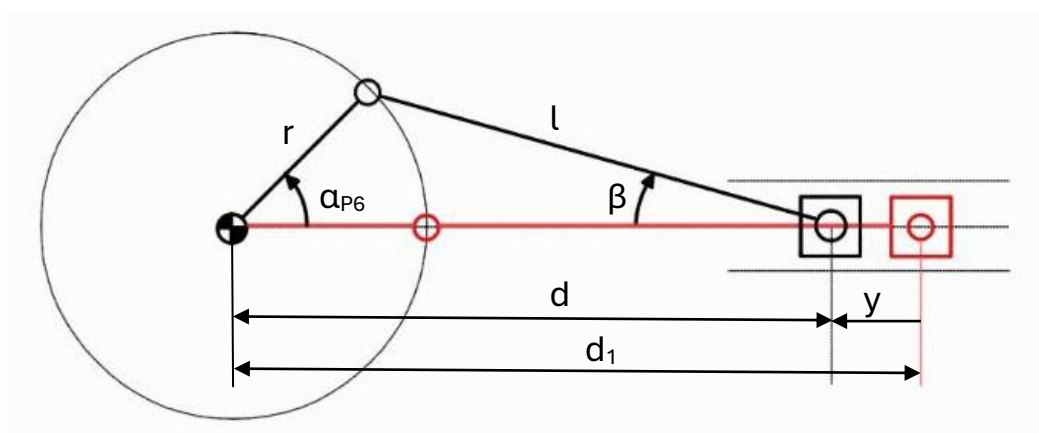


Figura 103: schema cinematico biella-manovella

Per quanto riguarda lo spostamento lineare y , questo si può calcolare come:

$$y = d_1 - d = \sqrt{(r+l)^2} - (r * \cos\alpha_{P6} + l * \cos\beta)$$

Siccome β è in funzione di α , è necessario trovare una relazione che legghi questi due angoli. Dalla geometria del meccanismo si ottiene che:

$$r * \sin\alpha_{P6} = l * \sin\beta$$

$$d = r * \cos\alpha_{P6} + l * \cos\beta$$

Andando a mettere insieme queste due equazioni si ottiene che:

$$\sin\beta = \frac{r * \sin\alpha_{P6}}{l}$$

Da cui si ottiene che:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r * \sin\alpha_{P6}}{l}\right)$$

Per quanto riguarda la velocità y_P , questa si ottiene andando a derivare lo spostamento y :

$$y_P = \frac{dy}{dt} = r * \alpha_{P6_P} * \sin\alpha_{P6_P} + \beta_P * l * \sin\beta$$

Per ricavare β_P è necessario derivare la prima equazione geometrica del meccanismo:

$$\frac{d}{dt}(r * \sin\alpha_{P6}) = \frac{d}{dt}(l * \sin\beta)$$

$$r * \alpha_{P6_P} * \cos\alpha_{P6} = l * \beta_P * \cos\beta$$

$$\beta_P = \frac{r * \alpha_{P6_P} * \cos\alpha_{P6}}{l * \cos\beta}$$

Invece, per quanto riguarda l'accelerazione y_{PP} è necessario derivare la velocità y_P :

$$y_{PP} = \frac{dy_P}{dt} = r * \alpha_{P6_P}^2 * \cos\alpha_{P6} + \beta_{PP} * l * \sin\beta + \beta_P^2 * l * \cos\beta$$

Analogamente a quanto detto prima, per ricavare β_{PP} è necessario derivare due volte la prima equazione geometrica del meccanismo:

$$\frac{d^2}{dt^2}(r * \sin\alpha_{P6}) = \frac{d^2}{dt^2}(l * \sin\beta)$$

$$\frac{d}{dt}(r * \alpha_{P6P} * \cos \alpha_{P6}) = \frac{d}{dt}(l * \beta_P * \cos \beta)$$

$$\beta_{PP} = \frac{\beta_P^2 * l * \sin \beta - r * \alpha_{P6P}^2 * \sin \alpha_{P6}}{l * \cos \beta}$$

In questo modo abbiamo scritto tutte le equazioni che ci consentono di trasformare le grandezze cinematiche angolari della “manovella” in grandezze cinematiche lineari del piede di “biella”. Oltre a questo, è necessario andare a scrivere la relazione che c’è tra la coppia fornita in ingresso alla “manovella” ($C_{b/m}$) e la forza generata in uscita dal piede di “biella” ($F_{b/m}$). Considerando che la lunghezza della “biella” è molto maggiore rispetto a quella della “manovella”, possiamo scrivere la forza generata dal piede di biella come:

$$F_{b/m} = \frac{C_{b/m}}{r} * \sin \alpha_{P6}$$

Quindi le quattro funzioni del meccanismo biella-manovella sono quelle di y , y_P , y_{PP} e $C_{b/m}$. Per poter andare a riportare queste quattro funzioni su Simulink, è stato creato il sottosistema “Biella-manovella” con al suo interno quattro blocchetti “MATLAB Function”, uno per ogni funzione. Nella figura seguente è riportato quanto contenuto all’interno del sottosistema “Biella-manovella”.

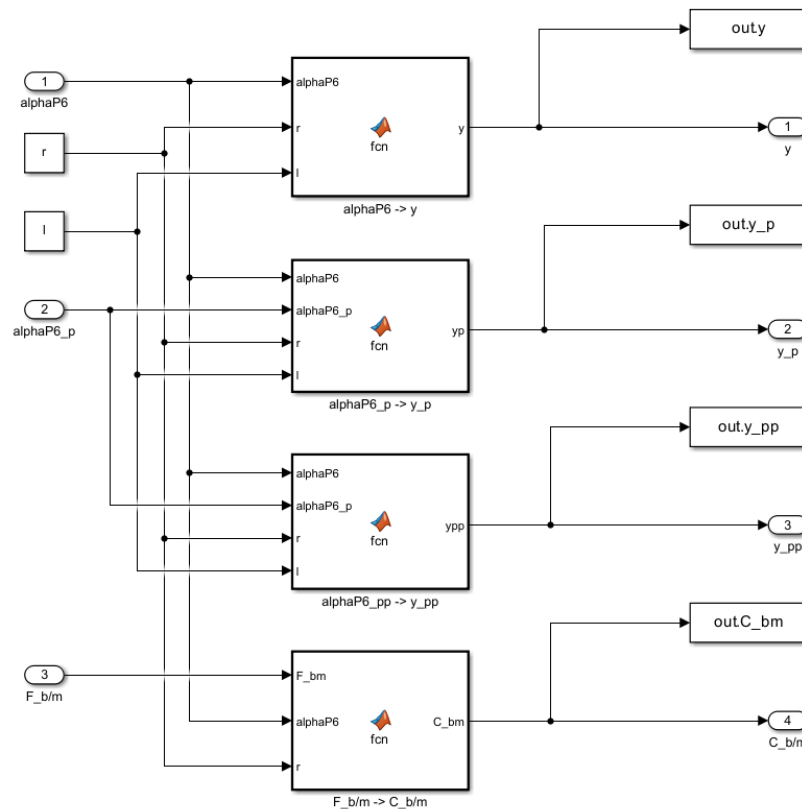


Figura 104: schema Simulink contenuto all’interno del sottosistema “Meccanismo biella-manovella”

3.2.4 – Utilizzatori

L'ultimo anello della catena energetica di un sistema meccanico è rappresentato dagli utilizzatori. Come già descritto nell'analisi funzionale, durante la fase di discesa del piede di "biella" avviene il taglio del tronco e in quella di salita avviene l'avanzamento della "slitta primaria", per questo motivo andremo a trattare queste due fasi separatamente.

3.2.4.1 – Fase di discesa

La fase di discesa avviene quando la posizione angolare della "manovella" è compresa tra 0° e 180° . In questa fase il tronco viene tagliato dalla "lama" che, attraverso la "struttura portalama", è collegata direttamente al piede di "biella". Per comprendere al meglio quali sono le forze resistenti che compaiono durante la fase di discesa, è stata riportata in seguito la schematizzazione meccanica:

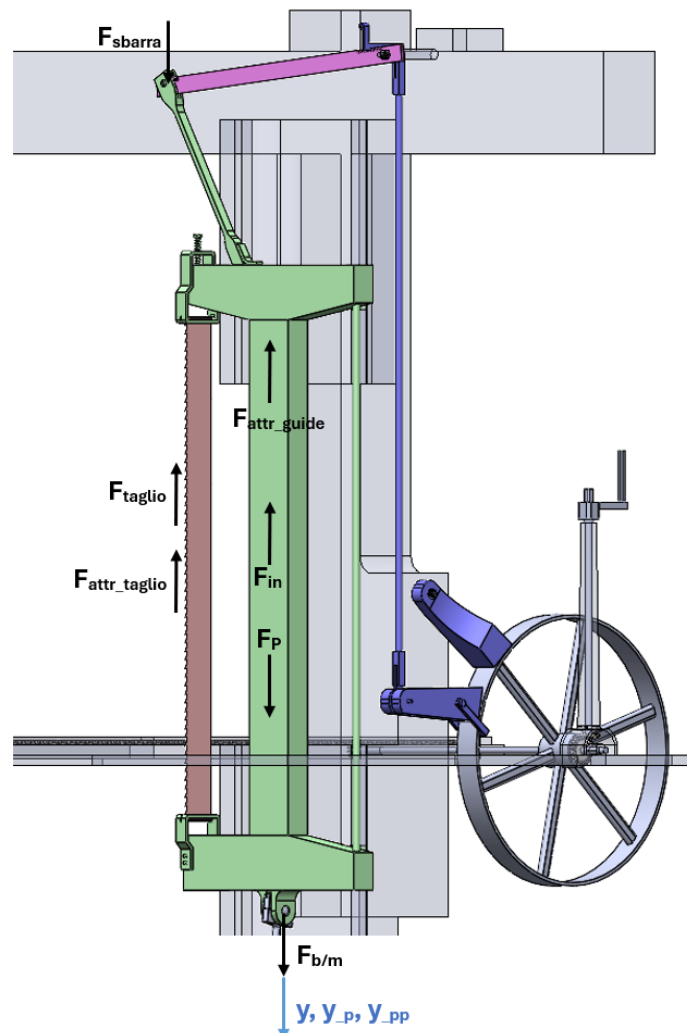


Figura 105: schematizzazione meccanica della fase di discesa

Tutti i parametri presenti nella schematizzazione meccanica sono riportati nella seguente tabella riassuntiva:

Parametro	Descrizione	Valore
$F_{b/m}$	forza motrice agente sul piede di “biella”	
F_p	forza peso della lama, struttura “portalama” e “biella”	276,45 N
F_{in}	forza d’inerzia della “lama”, “struttura portalama” e “biella”	
F_{taglio}	forza necessaria a tagliare il legno	500 N
F_{attr_taglio}	forza d’attrito generata dalla “lama” contro le pareti del tronco	50 N
F_{sbarra}	forza peso generata dalla “leva” sulla “sbarra”	
F_{attr_guide}	forza d’attrito per scorrimento sulle guide	
y	spostamento lineare del piede di “biella”	
y_p	velocità lineare del piede di “biella”	
y_{pp}	accelerazione lineare del piede di “biella”	

A questo punto, è possibile andare ad analizzare tutte le forze agenti sulla “struttura portalama” durante la corsa di discesa. Troviamo innanzitutto $F_{b/m}$ che è la forza motrice generata dal piede di biella sulla “struttura portalama”, questa è diretta verso il basso durante la corsa di discesa e verso l’alto durante la corsa di salita. Troviamo poi F_p che è la forza peso generata dalla massa della “lama”, della “struttura portalama” e da metà della massa della “biella” (massa traslante). La forza peso è sempre diretta verso il basso e la possiamo calcolarla come:

$$F_p = (m_{lama} + m_{struttura\ portalama} + m_{biella}) * g$$

$$F_p = \left(1,3 + 24,53 + \frac{1}{2} * 4,7\right) * 9,81 = 276,45N$$

Un'altra forza che bisogna considerare è la forza d’inerzia F_{in} che si oppone sempre alla direzione dell’accelerazione. Anch’essa è calcolata con la massa della “lama”, della “struttura portalama” e da metà della massa della “biella”. Il fatto di andare a considerare solo metà della massa della “biella” è perché, come già descritto precedentemente, la “biella” ha un moto roto-traslatorio e quindi possiamo considerare metà della sua massa rotante e metà traslante. Questa forza F_{in} la possiamo calcolare come:

$$F_{in} = \left(m_{lama} + m_{struttura\ portalama} + \frac{1}{2} * m_{biella}\right) * y_{pp}$$

La forza necessaria ad effettuare il taglio del tronco è poi la F_{taglio} . Esistono diversi modi per calcolare questa forza, in questo caso è stata utilizzata la formula riportata nell’articolo [49] che dice che la forza di taglio media richiesta dal singolo dente è:

$$F_{taglio_i} = k_s * S_t * h_{av}$$

Dove k_s è il coefficiente specifico di taglio, S_t è lo spessore della lama e h_{av} è lo spessore medio del truciolo. Bisogna fare attenzione a non confondere quest'ultimo parametro con il materiale w asportato ad ogni ciclo. Infatti, sappiamo che ad ogni ciclo vengono asportati circa 5mm di materiale, perché la "slitta primaria" avanza di circa 5mm ad ogni ciclo, ma questi sono asportati tra tutti i denti in presa. Considerando di essere nella condizione peggiore, cioè quando la lunghezza da tagliare è il diametro D del tronco, e sapendo che il passo tra un dente e quello successivo è p , allora la forza di taglio media richiesta dal singolo dente è:

$$F_{taglio_i} = k_s * S_t * \frac{w}{(D/p)}$$

I valori dei vari parametri sono i seguenti:

Parametro	Descrizione	Valore
k_s	coefficiente specifico di taglio, dai 5 N/mm ² per un legno morbido ai 100 N/mm ² per un legno duro	50 N/mm ²
S_t	spessore della lama	2 mm
h_{av}	spessore medio del truciolo	0,156 mm
w	avanzamento del tronco per ogni ciclo	5 mm
D	diametro del tronco	800 mm
p	passo dei denti della sega	25mm

Nel nostro caso la forza di taglio media richiesta dal singolo dente risulta essere:

$$F_{taglio_i} = k_s * S_t * \frac{h_{av}}{\left(\frac{D}{p}\right)} = 50 * 2 * \frac{5}{\left(\frac{800}{25}\right)} = 15,63N$$

Moltiplicando ora questa F_{taglio_i} per il numero di denti in presa sul tronco si ottiene la forza di taglio media complessiva:

$$F_{taglio} = F_{taglio_i} * \left(\frac{D}{p}\right) = 15,63 * \frac{800}{25} = 500N$$

Bisogna poi considerare che la lama sfrega contro il legno generando attrito. Possiamo andare a stimare questa forza d'attrito legata alla "lama" come un 10% della forza di taglio complessiva:

$$F_{attr_taglio} = 10\% * F_{taglio} = 10\% * 500 = 50N$$

Un altro contributo che si potrebbe considerare è la forza F_{sbarra} generata dalla massa della "leva" sulla "sbarra". Considerando però che la "leva" è molto leggera, possiamo trascurare l'effetto di questa forza perché molto minore rispetto alle altre forze in gioco.

L'ultima forza che bisogna andare a considerare durante la fase di discesa è la forza d'attrito F_{attr_guide} che si genera nelle guide della "struttura portalama", che la vincolano a muoversi con un moto rettilineo verticale. Le guide solidali alla "struttura portalama" sono separate da un sottile film di olio lubrificante da quelle solidali al telaio e quindi la forza d'attrito che dobbiamo andare a considerare è di tipo viscoso. Possiamo andare a definire la forza d'attrito viscoso sulla base della meccanica dei fluidi e quindi con la formula:

$$F_{attr_guide} = \eta * \frac{A * y_p}{h}$$

Dove si ha che:

- η : è la viscosità dinamica del lubrificante. Per un olio lubrificante questa può variare tra 0,1-0,3 Pa*s, nel nostro caso possiamo considerare una via di mezzo e quindi assumiamo $\eta=0,2$ Pa*s
- A: superficie di contatto. Siccome l'altezza della guida solidale alla "struttura portalama" è 14mm e la larghezza di contatto è 7mm, allora l'area di contatto di un vincolo è circa di $0,0098\text{m}^2$. Considerando poi che ci sono due guide e ciascuna vincola la struttura portalama da due parti, allora la superficie di contatto complessiva risulta essere $A=0,0392\text{ m}^2$
- h: spessore del film lubrificante. Tipicamente si può considerare lo spessore del film di olio variabile tra 5-50 μm , di conseguenza per prendere una via di mezzo consideriamo lo spessore del film di 20 μm

Per ricapitolare il tutto è stato riportato il valore dei diversi parametri nella tabella seguente:

Parametro	Descrizione	Valore
η	viscosità dinamica del lubrificante	0,2 Pa*s
A	superficie di contatto delle guide	0,0392 m^2
h	spessore del film lubrificante	$2*10^{-5}\text{ m}$
y_p	velocità della struttura portalama	

La forza d'attrito risulta quindi essere:

$$F_{attr_guide} = \eta * \frac{A * y_p}{h} = 0,2 * \frac{0,0392 * y_p}{2 * 10^{-5}} = 392 * y_p$$

Si può quindi scrivere l'equazione di equilibrio degli utilizzatori durante la fase di discesa come la somma delle forze resistenti trattate finora, utilizzando i segni opportuni per indicarne il verso:

$$F_{b/m} = -F_p + F_{in} + F_{taglio} + F_{ttr_taglio} + F_{attr_guide}$$

3.2.4.2 – Fase di salita

La fase di salita avviene quando la posizione angolare della “manovella” è compresa tra 180° e 360° . In questa fase il tronco viene fatto avanzare dalla “slitta primaria” verso la “lama”. Per poter analizzare questa fase è necessario andare a capire con precisione tutto il meccanismo che collega la “struttura portalama” con la “slitta primaria”. In seguito, è riportata una schematizzazione meccanica complessiva di questo meccanismo che permette di capire le relazioni cinematiche e dinamiche.

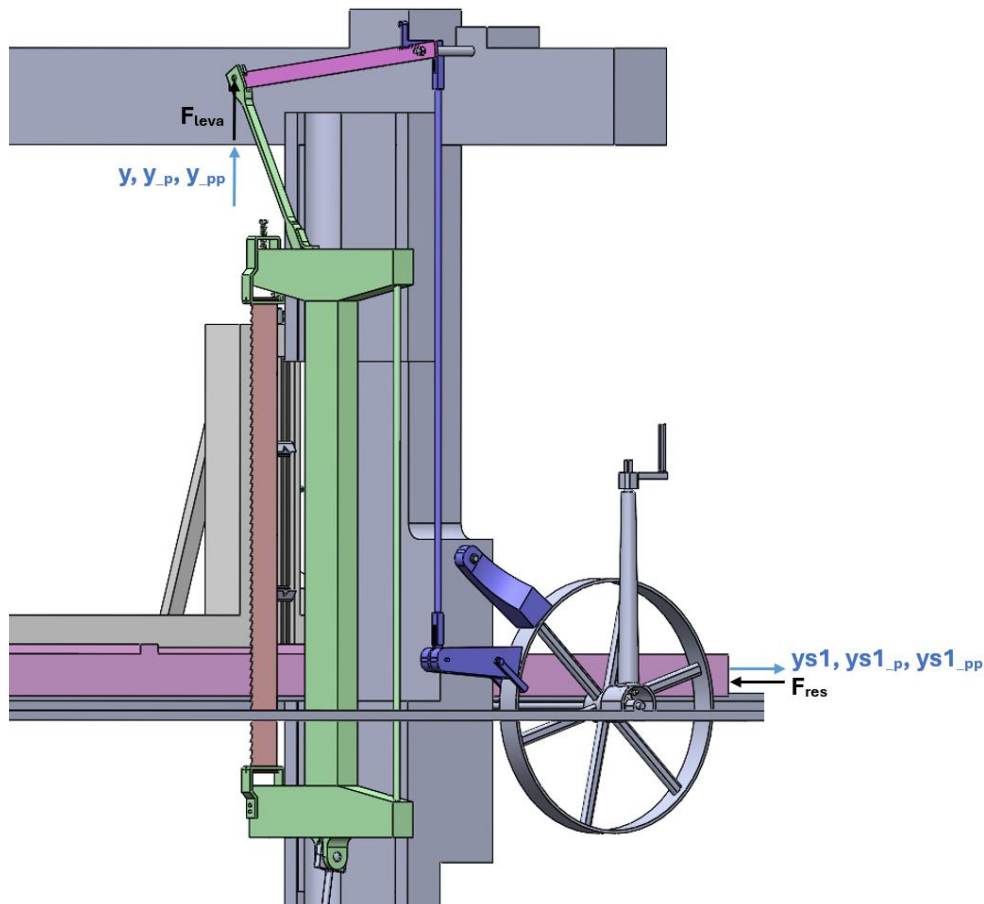


Figura 106: schematizzazione meccanica del meccanismo di avanzamento della “slitta primaria”

Per studiare la relazione dinamica tra la “struttura portalama” e la “slitta primaria” dobbiamo valutare la relazione che c’è tra F_{leva} , cioè la forza scambiata tra la “sbarra” e la “leva”, e F_{res} , cioè la forza resistente agente sulla “slitta primaria”. Invece, per studiare le relazioni cinematiche, è necessario trovare il legame tra lo spostamento, la velocità e l’accelerazione della “struttura portalama” (y, y_p, y_{pp}) e quello della “slitta primaria” ($ys1, ys1_p, ys1_{pp}$). È quindi necessario andare ad analizzare la schematizzazione meccanica di ciascun corpo che compone il meccanismo. Analogamente a quanto detto prima per la forza F_{sbarra} nella fase di discesa, le forze peso e le forze d’inerzia dei componenti del

meccanismo per l'avanzamento della "slitta primaria" le trascuriamo perché molto più piccole rispetto alle altre forze in gioco. Partendo quindi dalla schematizzazione meccanica della "leva", si ha che:

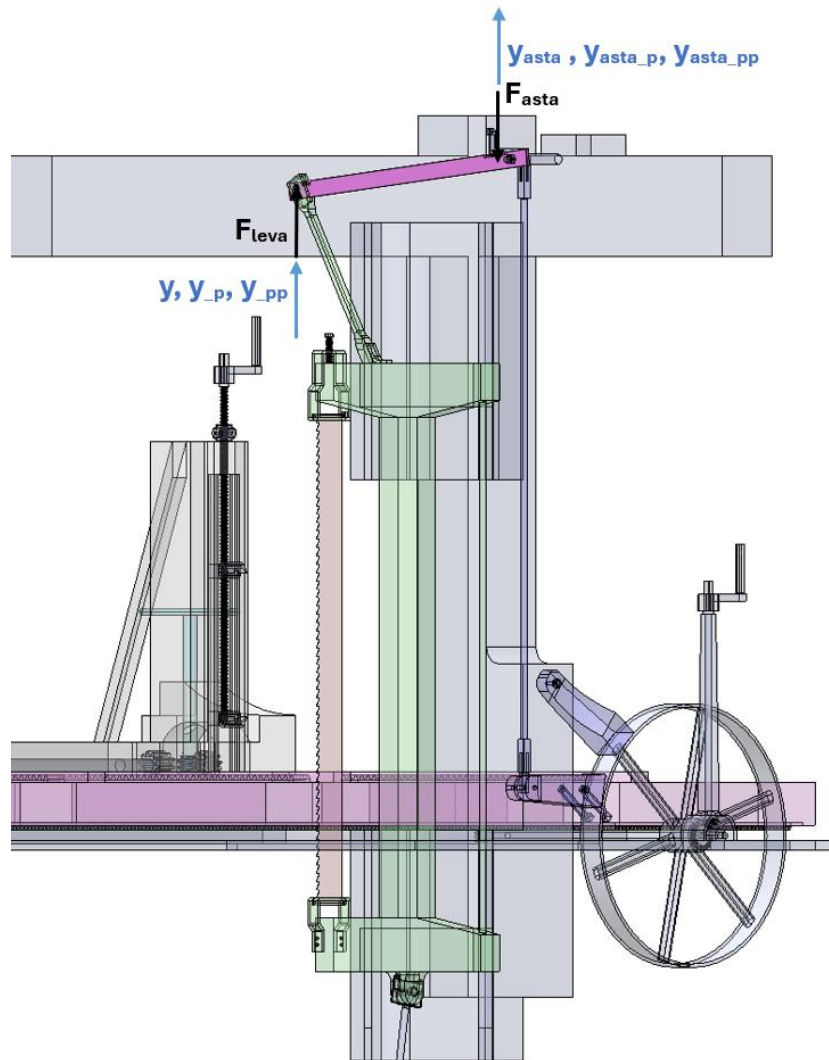


Figura 107: schematizzazione meccanica della "leva" (fase di salita)

Le forze in gioco risultano quindi essere F_{leva} , cioè la forza che la "sbarra" esercita sulla "leva", e F_{asta} , che analogamente è la forza che l'"asta" esercita sulla "leva". Sapendo che la distanza dalla cerniera fissa della "leva" al punto di fissaggio della "sbarra" è $r_s=920\text{mm}$ e che la distanza dalla cerniera fissa della "leva" al punto di fissaggio dell'"asta" è $r_a=80\text{mm}$, possiamo andare a scrivere l'equilibrio alla rotazione come:

$$F_{leva} * r_s - F_{asta} * r_a = 0$$

Per quanto riguarda invece le relazioni cinematiche, applicando la definizione di velocità angolare si ha che:

$$\omega_{leva} = \frac{y_p}{r_s}$$

$$\omega_{leva} = \frac{y_{asta_p}}{r_a}$$

Mettendo insieme queste due definizioni si ottiene che:

$$\omega_{leva} = \frac{y_p}{r_s} = \frac{y_{asta_p}}{r_a} \rightarrow y_{asta_p} = y_p * \frac{r_a}{r_s}$$

Da cui si ottengono le definizioni di y_{asta} e y_{asta_pp} :

$$y_{asta} = y * \frac{r_a}{r_s}$$

$$y_{asta_pp} = y_{pp} * \frac{r_a}{r_s}$$

Possiamo procedere in maniera analoga con la schematizzazione meccanica della “ruota ad impuntamento”:

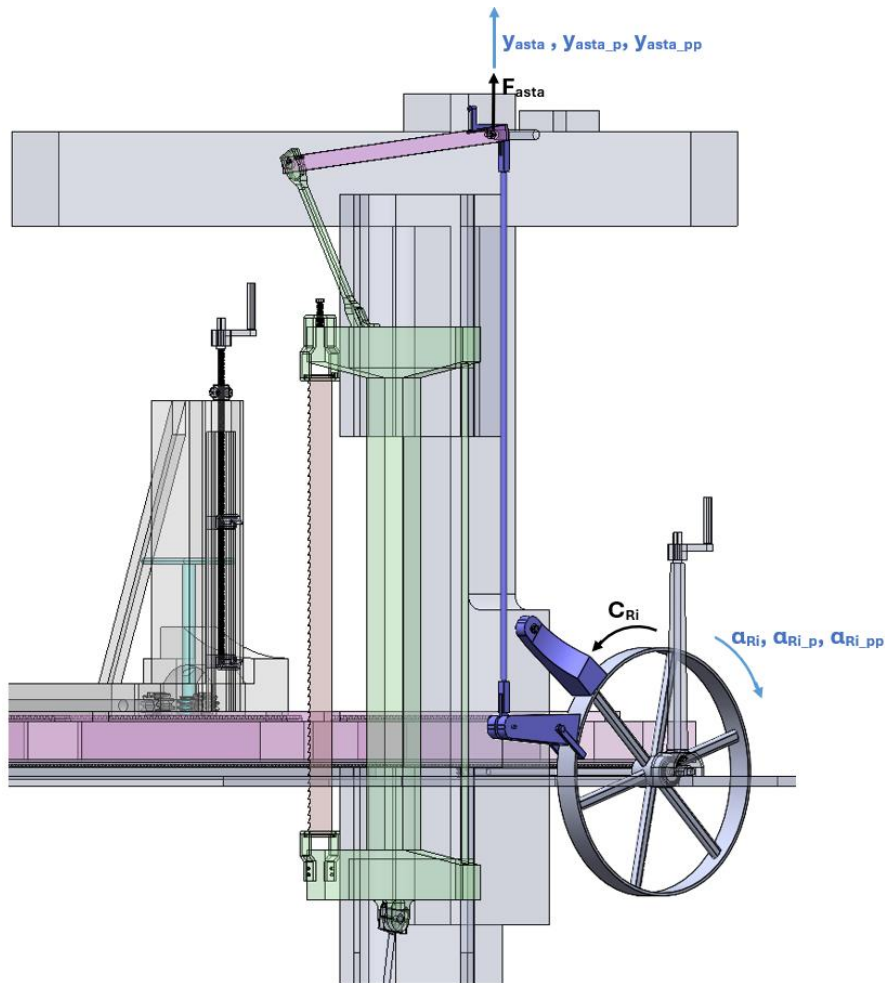


Figura 108: schematizzazione meccanica della “ruota ad impuntamento” (fase di salita)

Come avevamo già descritto nell'analisi funzionale, il sistema ad impuntamento è formato da due cunei: quello inferiore permette l'avanzamento mentre quello superiore blocca la rotazione nel verso opposto. Quando l'"asta" viene sollevata, i due braccetti del "cuneo" inferiore fanno da perno e il "cuneo" si va ad impuntare contro la ruota facendola ruotare. Quindi, dal punto di vista dinamico, la ruota è soggetta ad una forza F_{asta} verso l'alto imposta dal sollevamento dell'"asta" e una coppia resistente C_{Ri} imposta dall'"albero 6" sul quale questa è calettata. Sapendo che il raggio della "ruota ad impuntamento" è $r_{Ri}=395\text{mm}$ e la distanza dalla sua superficie al perno del "cuneo" inferiore è $d_{cuneo}=280\text{mm}$, allora possiamo andare a scrivere la sua equazione di equilibrio come:

$$F_{asta} * (r_{Ri} + d_{cuneo}) - C_{Ri} = 0$$

In modo analogo a prima possiamo andare a valutare la relazione tra le grandezze cinematiche, per la definizione di velocità angolare:

$$\alpha_{Ri_p} = \frac{y_{asta_p}}{r_{Ri} + d_{cuneo}}$$

Da cui si ottengono le definizioni di α_{Ri} e α_{Ri_pp} :

$$\alpha_{Ri} = \frac{y_{asta}}{r_{Ri} + d_{cuneo}}$$

$$\alpha_{Ri_pp} = \frac{y_{asta_pp}}{r_{Ri} + d_{cuneo}}$$

Andiamo ora ad analizzare la schematizzazione meccanica dell'"albero 6" sul quale sono calettate la "ruota ad impuntamento" e la "ruota dentata 3":

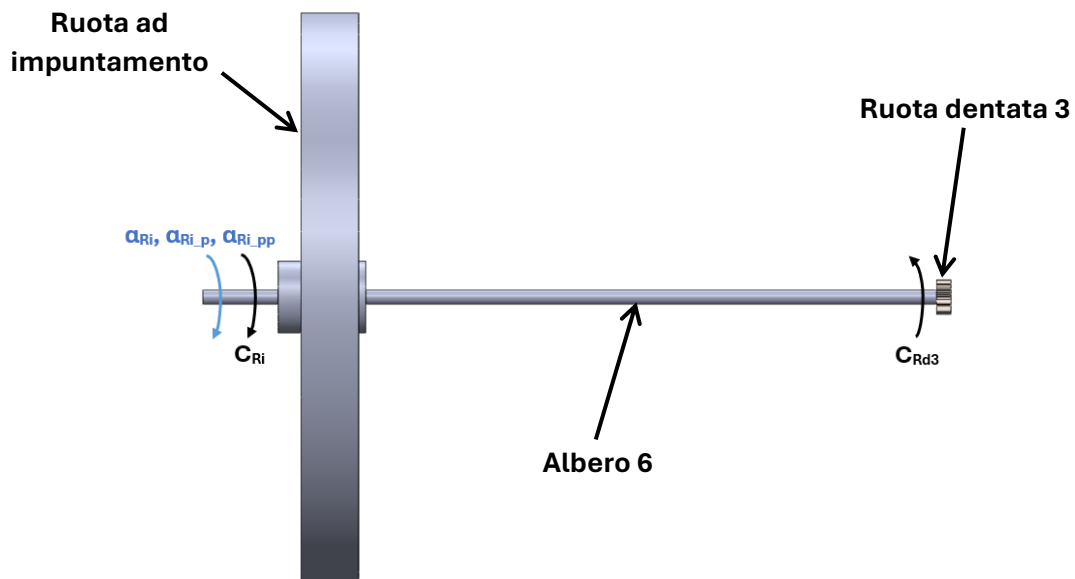


Figura 109: schematizzazione meccanica della "ruota dentata 3" (fase di salita)

Siccome sull'“albero 6” risulta esserci una coppia motrice C_{Ri} imposta dalla “ruota ad impuntamento” e una coppia resistente C_{Rd3} imposta dalla “ruota dentata 3”, l'equazione di equilibrio di questo componente risulta essere:

$$C_{Ri} - C_{Rd3} = 0$$

Dal punto di vista cinematico, invece, essendo “ruota ad impuntamento” e la “ruota dentata 3” calettate sullo stesso albero, queste avranno lo stesso spostamento α_{Ri} , la stessa velocità α_{Ri_p} e la stessa accelerazione angolare α_{Ri_pp} .

L'ultimo elemento del meccanismo per l'avanzamento automatico della “slitta primaria” è la cremagliera, solidale appunto alla “slitta primaria”, di cui è riportata la sua schematizzazione meccanica nella figura seguente.

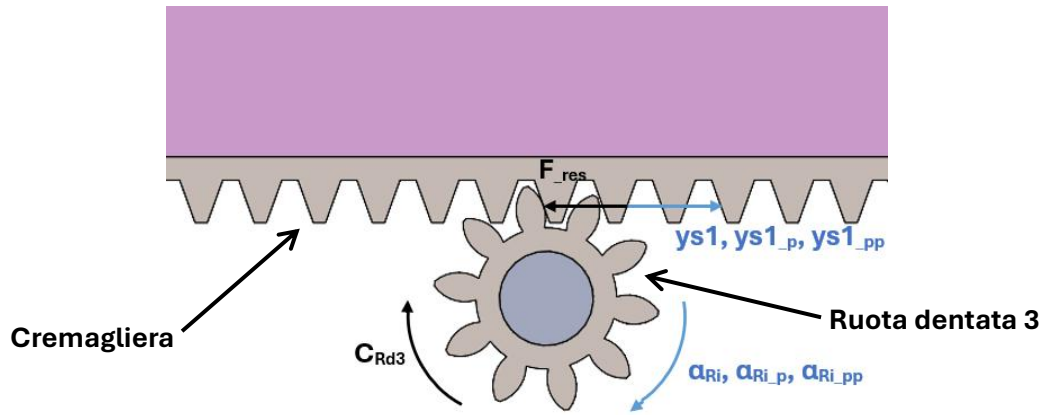


Figura 110: schematizzazione meccanica della “cremagliera” (fase di salita)

Dal punto di vista dinamico bisogna considerare che il dente della “ruota dentata 3” esercita una forza motrice sulla cremagliera mentre la “slitta primaria” impone una forza resistiva F_{res} . Per quanto riguarda la “ruota dentata 3” non è stato possibile misurarne il diametro data la posizione in cui questa si trovava ma, come si vede dalla fotografia riportata nella figura 60, si può stimare che il punto di contatto si trovi ad una distanza di circa $d_{pc}=50\text{mm}$ dal centro della ruota. L'equazione di equilibrio della cremagliera risulta quindi essere:

$$C_{Rd3} - F_{res} * d_{pc} = 0$$

Invece, per quanto riguarda la relazione tra le grandezze cinematiche, sfruttando sempre la definizione di velocità angolare, si ha che:

$$ys1_p = \alpha_{Ri_p} * d_{pc}$$

Da cui si ottengono le definizioni di $ys1$ e $ys1_pp$:

$$ys1 = \alpha_{Ri} * d_{pc}$$

$$ys1_{pp} = \alpha_{Ri_pp} * d_{pc}$$

A questo punto è possibile mettere insieme tutte le relazioni dinamiche e tutte le relazioni cinematiche per capire il legame che c'è tra la “struttura portalamà” e la “slitta primaria”:

$$ys1 = y * \frac{r_a * d_{pc}}{r_s * (r_{Ri} + d_{cuneo})}$$

$$ys1_p = y_p * \frac{r_a * d_{pc}}{r_s * (r_{Ri} + d_{cuneo})}$$

$$ys1_{pp} = y_{pp} * \frac{r_a * d_{pc}}{r_s * (r_{Ri} + d_{cuneo})}$$

$$F_{asta} = F_{res} * \frac{r_a * d_{pc}}{r_s * (r_{Ri} + d_{cuneo})}$$

Ora che sono state analizzate le relazioni cinematiche e dinamiche tra la “struttura portalamà” con la “slitta primaria”, bisogna andare ad analizzare tutte le forze resistenti presenti nella fase di salita, per questo in seguito è stata riportata la schematizzazione meccanica:

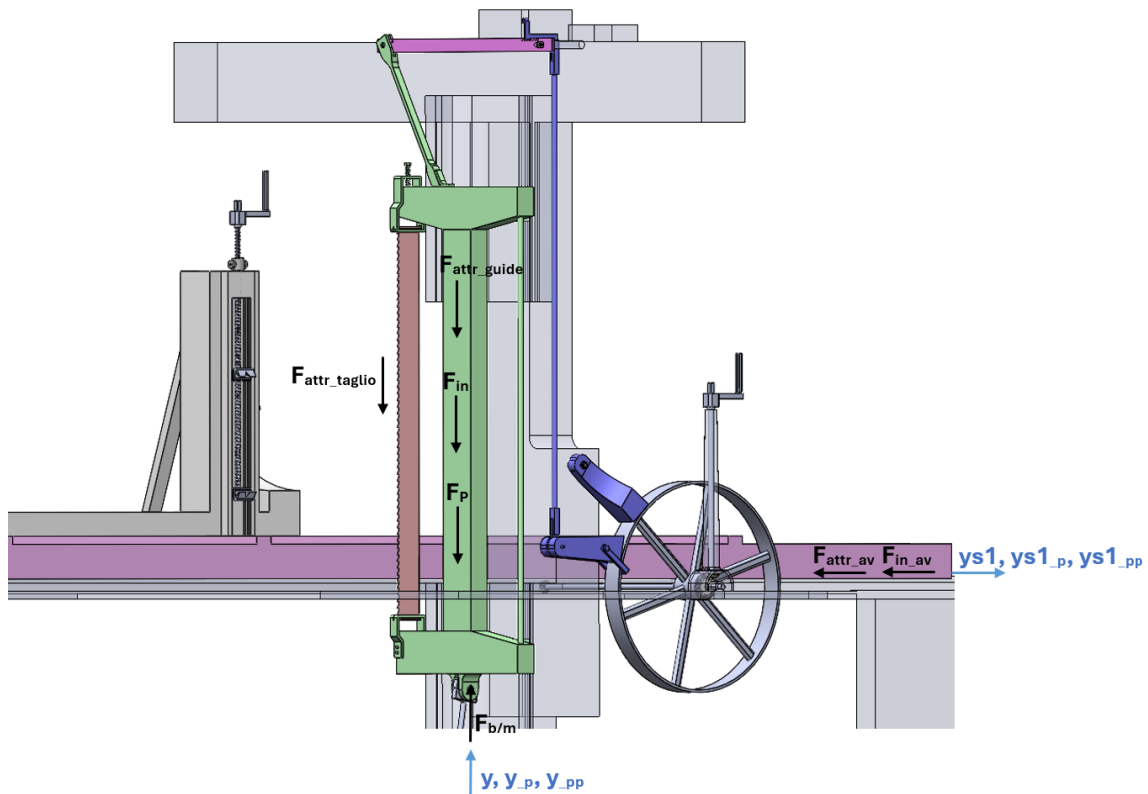


Figura 111: schematizzazione meccanica della fase di salita

Tutti i parametri presenti nella schematizzazione meccanica sono riportati nella seguente tabella riassuntiva:

Parametro	Descrizione	Valore
$F_{b/m}$	forza motrice agente sul piede di biella	
F_p	forza peso della lama, struttura portalama e biella	276,45 N
F_{in}	forza d'inerzia della lama, struttura portalama e biella	
F_{attr_taglio}	forza d'attrito generata dalla lama contro le pareti del tronco	50 N
F_{attr_guide}	forza d'attrito per scorrimento sulle guide	
F_{attr_av}	forza peso della slitta primaria, slitta secondaria e tronco	6278,4 N
F_{in_av}	forza d'inerzia della slitta primaria, slitta secondaria e tronco	
y	spostamento lineare del piede di biella	
y_p	velocità lineare del piede di biella	
y_{pp}	accelerazione lineare del piede di biella	

Procedendo in modo analogo a quanto fatto per la fase di discesa, è necessario andare ad analizzare tutte le forze agenti sulla “struttura portalama” e sulla “slitta primaria” durante la corsa di salita. Troviamo innanzitutto $F_{b/m}$ che è la forza motrice generata dal piede di biella sulla “struttura portalama”, diretta verso l'alto perché siamo nella di salita. Poi ci sono la F_p , F_{in} , F_{attr_taglio} e F_{attr_guide} che sono le forze che abbiamo già analizzato nella fase di discesa. Le loro formule sono sempre le stesse, devono solo essere orientate coerentemente con la fase di salita. Ripetendo quindi le loro formule abbiamo che:

$$F_p = (m_{lama} + m_{struttura\ portalama} + m_{biella}) * g = 276,45N$$

$$F_{in} = \left(m_{lama} + m_{struttura\ portalama} + \frac{1}{2} * m_{biella} \right) * y_{pp}$$

$$F_{attr_taglio} = 10\% * F_{taglio} = 10\% * 500 = 50N$$

$$F_{attr_guide} = 392 * y_p$$

Troviamo poi la F_{attr_avanz} , cioè la forza d'attrito che si genera durante l'avanzamento della “slitta primaria” e che si oppone allo spostamento. Infatti, quando avviene l'avanzamento del tronco, si verifica strisciamento tra la “slitta primaria”, in legno, e le rotaie, in acciaio. Siccome il coefficiente d'attrito tra i due materiali possiamo considerarlo essere $\mu_s=0,4$ (sia statico che dinamico) [50], allora la forza peso generata dalla “slitta primaria”, dalla “slitta secondaria” e dal tronco genera la forza d'attrito F_{attr_avanz} :

$$F_{attr_av} = \mu_s * (m_{slitta\ principale} + m_{slitta\ secondaria} + m_{tronco}) * g$$

$$F_{attr_av} = 0,4 * (245 + 189 + 1166) * 9,81 = 6278,4N$$

Infine, bisogna considerare la forza d'inerzia F_{in_av} generata dalla “slitta primaria”, dalla “slitta secondaria” e dal tronco. In modo analogo a quanto detto per la F_{in} , anche la F_{in_av} si oppone alla direzione dell'accelerazione.

$$F_{in_av} = (m_{slitta\ principale} + m_{slitta\ secondaria} + m_{tronco}) * ys1_pp$$

A questo punto è possibile andare a scrivere l'equazione di equilibrio degli utilizzatori durante la fase di salita sommano le forze resistenti, utilizzando i segni opportuni per indicarne il verso. Bisogna però fare attenzione alla F_{in} e alla F_{in_av} perché queste sono legate alla “slitta primaria” secondo le relazioni viste precedentemente. Andando allora ad utilizzare la relazione dinamica del meccanismo per l'avanzamento della slitta primaria è possibile andare a scrivere che:

$$F_{b/m} = F_p + F_{in} + F_{attr_taglio} + F_{attr_guide} + \frac{r_a * d_{pc}}{r_s * (r_{Ri} + d_{cuneo})} * (F_{attr_v} + F_{in_av})$$

A questo punto sono state definite tutte le leggi necessarie a modellizzare gli utilizzatori. È stato quindi realizzato un sottosistema chiamato “Utilizzatori” all'interno del quale è stata inserita una “MATLAB Function” con tutte le equazioni necessarie a modellizzare gli utilizzatori sia nella fase di salita che in quella di discesa. Nella figura sottostante è riportato quanto contenuto all'interno del sottosistema “Utilizzatori”.

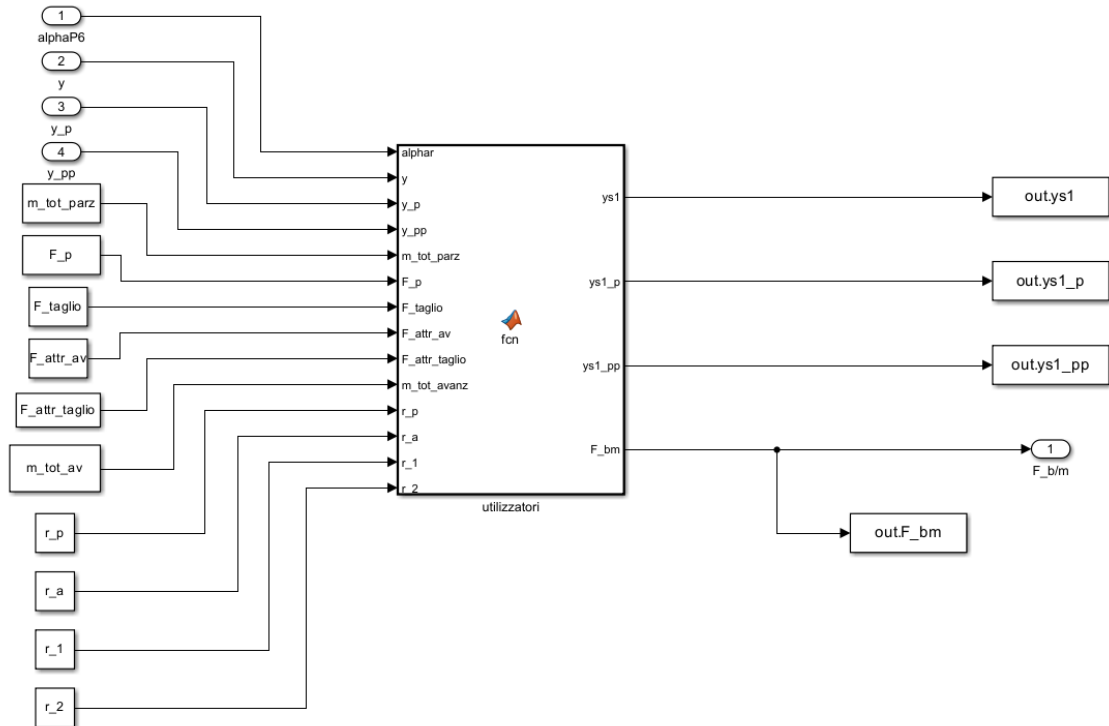


Figura 112: schema Simulink contenuto all'interno del sottosistema “Utilizzatori”

3.3 - Analisi dei dati

Una volta realizzato il programma Simulink, con il programma Matlab correlato, avviando la simulazione è stato possibile visualizzare graficamente gli andamenti delle varie grandezze. Siccome l'analisi dei dati ottenuti è l'aspetto chiave di ciascuna ricerca sperimentale, sono riportati in seguito i grafici del transitorio delle grandezze più significative così da poterli analizzare e commentare. Tutti gli andamenti riportati in seguito sono stati registrati tenendo in considerazione i rendimenti degli stadi di trasmissione pari a 0,9 e con i parametri già descritti all'interno dei capitoli precedenti, cioè quelli racchiusi nella "Tabella dei parametri". Anche per l'analisi dei dati abbiamo proceduto seguendo il "flusso di potenza" e quindi il primo grafico che andremo a trattare sarà quello della "ruota idraulica":

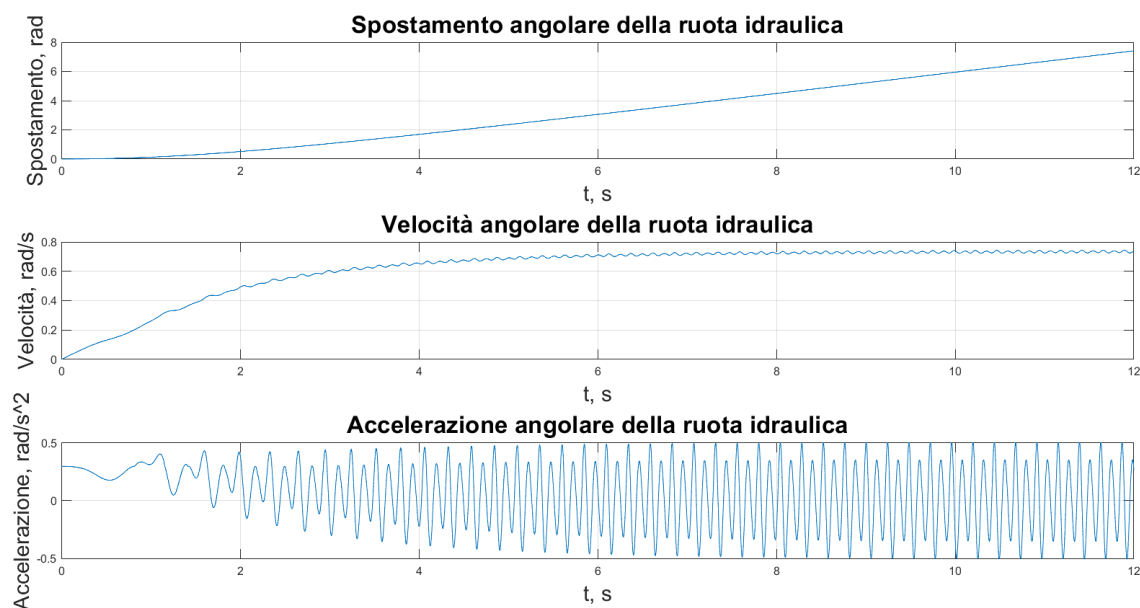


Figura 113: andamenti delle grandezze cinematiche della ruota idraulica

Per quanto riguarda le grandezze cinematiche della "ruota idraulica", quello che si nota subito è l'andamento del transitorio. Da questi grafici sembrerebbe che il transitorio termini già dopo 10 secondi ma, in realtà, si vedrà poi bene dal grafico di confronto tra la potenza in ingresso e quella in uscita che la condizione di regime verrà raggiunta solo dopo 13 secondi. Da questo grafico si può notare che, appena avviata la segheria, lo spostamento della "ruota idraulica" avviene molto lentamente e poi, superata la fase di avvio, questo risulterà essere lineare, come ci si potrebbe aspettare. Per quanto riguarda la velocità, questa cresce molto velocemente all'inizio per poi stabilizzarsi intorno a 0,73 rad/s, che corrispondono a circa 7 rpm, valori più che accettabili siccome anche negli articoli scientifici analizzati si parlava di velocità di rotazione delle ruote overshoot tra i 4-12 rpm. Le accelerazioni, invece, sono molto basse e infatti variano tra $0,5 \text{ rad/s}^2$ e $-0,5 \text{ rad/s}^2$. Questo è sicuramente un bene perché ci consente di avere piccole variazioni di velocità e, di conseguenza, uno spostamento molto lineare nel tempo, come si può vedere dai grafici.

Una caratteristica che accomuna questi grafici, poco visibile in quello dello spostamento e della velocità della “ruota idraulica” e che invece risulta essere molto marcato in quello delle accelerazioni, è che gli andamenti sono oscillatori e si ripetono circa ogni 0,25 secondi. Infatti, prendendo in considerazione il grafico delle accelerazioni, nella prima metà del periodo si nota l’andamento generato dal ciclo di discesa mentre nella seconda metà si nota l’andamento generato dal ciclo di salita che, con il fatto che le forze in gioco sono diverse, risultano essere differenti. Questo è legato al fatto che il sistema che abbiamo analizzato ha un ciclo di lavoro che si ripete ad ogni giro della “manovella” e cioè circa ogni 0,25 secondi. Di conseguenza, vedremo che gli andamenti non si ripetono ciclicamente solo per spostamento, velocità e accelerazione della “ruota idraulica”, ma anche per altre grandezze che andremo ad analizzare in seguito.

Rimanendo sempre sull’analisi della “ruota idraulica”, in seguito è riportato il grafico della coppia che questa genera:

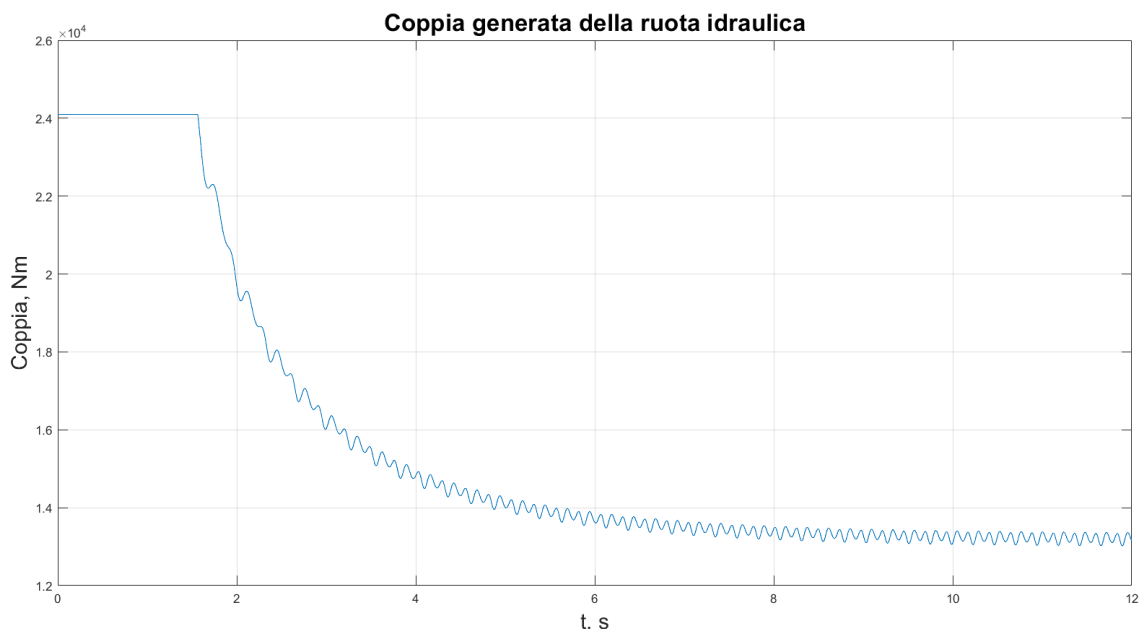


Figura 114: andamento della coppia generata dalla ruota idraulica

Analizzando la coppia generata dalla “ruota idraulica”, il suo andamento è coerente a quanto ci si aspetterebbe: all’avvio del sistema il suo valore è massimo per poter mettere in moto tutti componenti e poi diminuisce fino a stabilizzarsi una volta raggiunta la condizione di regime. Numericamente parlando il valore della coppia raggiunge i 24096 Nm nei primi secondi dall’avvio e cioè, come visto nei capitoli precedenti, il valore massimo che la “ruota idraulica” è in grado di erogare e un valore medio di 13150 Nm quando il sistema è a regime. Si parla infatti di valore medio perché, come si può notare dal grafico, anche per la coppia si ha un andamento oscillatorio periodico. Il motivo per il quale a regime viene comunque richiesta una coppia media di 13150 Nm è legata al fatto che alcune componenti di forza degli utilizzatori sono costanti.

Un'altra analisi che risulta interessante per questo sistema è quella delle grandezze cinematiche della “manovella”, infatti, in seguito sono riportati i relativi andamenti di spostamento, velocità e accelerazione:

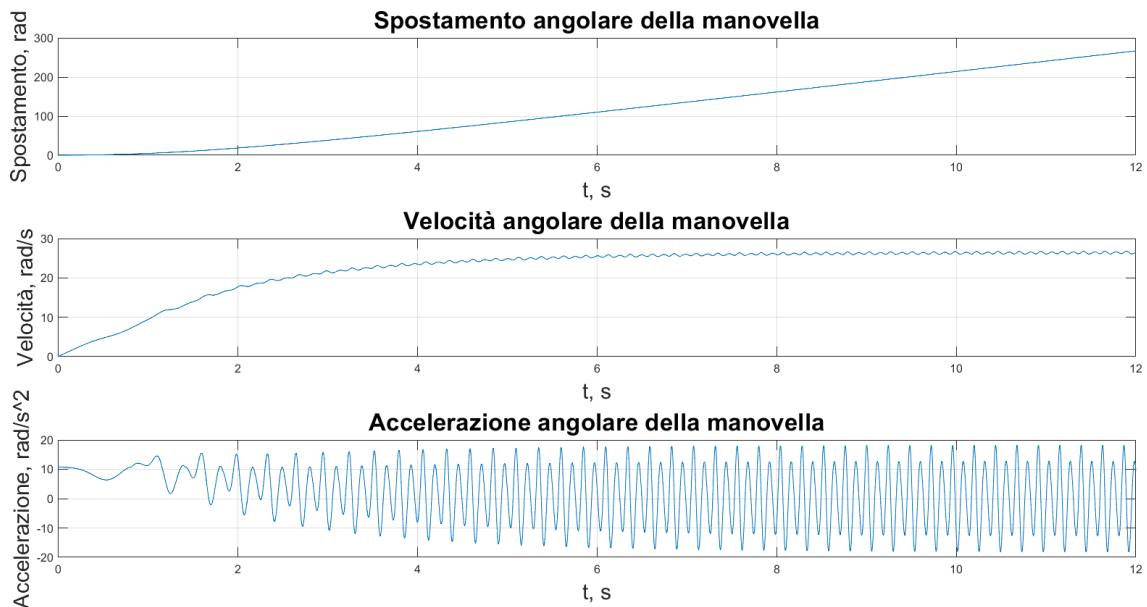


Figura 115: andamenti delle grandezze cinematiche della manovella

Siccome la “manovella” è collegata alla “ruota idraulica” attraverso un sistema di trasmissione a ingranaggi e pulegge che genera un rapporto di trasmissione complessivo di 35,96, allora gli andamenti dello spostamento, velocità e accelerazione della “manovella” sono analoghi a quelli della “ruota idraulica” ma con un’ampiezza che è 35,96 volte maggiore. Si è quindi passati di una velocità media di 0,73 rad/s della “ruota idraulica” ad una velocità media di 26,3 rad/s della “manovella”, che corrispondono a circa 251,1 rpm.

Per quanto riguarda la coppia il ragionamento è analogo ma, siccome il sistema di trasmissione fa da moltiplicatore di giri, allora la coppia generata dalla “manovella” sarà più piccola di quella generata dalla “ruota idraulica”. Nella figura sottostante sono riportate la coppia agente sulla “ruota dentata 1”, nonché il primo elemento del sistema di trasmissione, e quella agente sulla “manovella”:

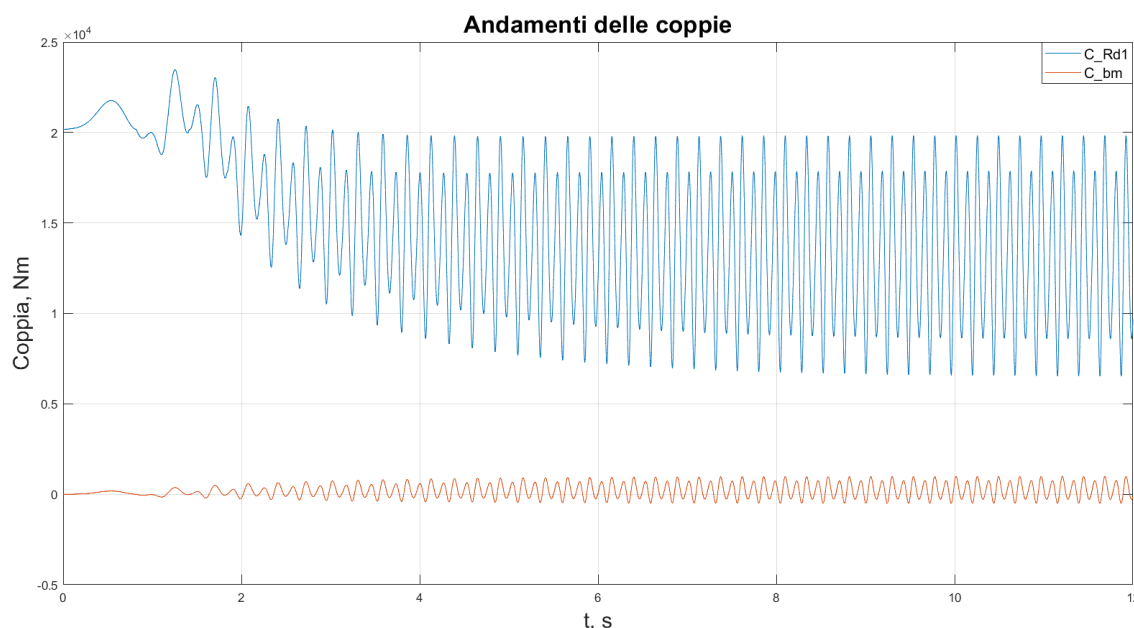


Figura 116: confronto tra la coppia agente sulla "ruota dentata 1" e quella agente sulla manovella

Andando ad analizzare l'andamento delle coppie, si nota appunto come la coppia agente sulla "manovella" risulta essere più piccola di quella agente sulla "ruota dentata 1". Bisogna però tenere in considerazione che, mentre gli andamenti di spostamento, velocità e accelerazione della manovella risultavano essere 35,96 volte più grandi dei rispettivi andamenti della "ruota dentata 1", per la coppia non si può dire la stessa cosa. Infatti, la coppia viene scalata anche in base al rendimento di ogni singolo stadio di trasmissione: se tutti gli stadi di trasmissione avessero rendimento unitario allora la coppia agente sulla "manovella" risulterebbe essere 35,96 volte più piccola di quella agente sulla "ruota dentata 1" ma se, come nel nostro caso, ci sono quattro stadi di trasmissione e ciascuno ha un rendimento di 0,9 allora la coppia agente sulla "manovella" risulterebbe essere $35,96 \cdot (1/0,9)^4$ volte più piccola di quella agente sulla "ruota dentata 1". Un'altra caratteristica importante che ci permette di notare questo grafico è che, essendo la "ruota dentata 1" calettata sull'"albero 1" insieme alla "ruota idraulica", il valor medio della coppia della "ruota dentata 1" risulta essere uguale a quello della "ruota idraulica", cioè circa 13150 Nm. Quello che cambia però è che, mentre la ruota idraulica aveva delle oscillazioni di coppia che variavano tra i 13000 Nm e i 13300 Nm, la "ruota dentata 1" ha delle oscillazioni di coppia che variavano tra i 6500 Nm e i 19800 Nm. Questa attenuazione dei picchi di coppia sulla "ruota idraulica" è legata al fatto che questa fa da volano, cioè un accumulatore di energia cinetica che la rilascia quando serve permettendo così di regolarizzare il moto.

Passando ora al meccanismo biella-manovella, in seguito sono riportati gli andamenti delle grandezze cinematiche del piede di "biella":

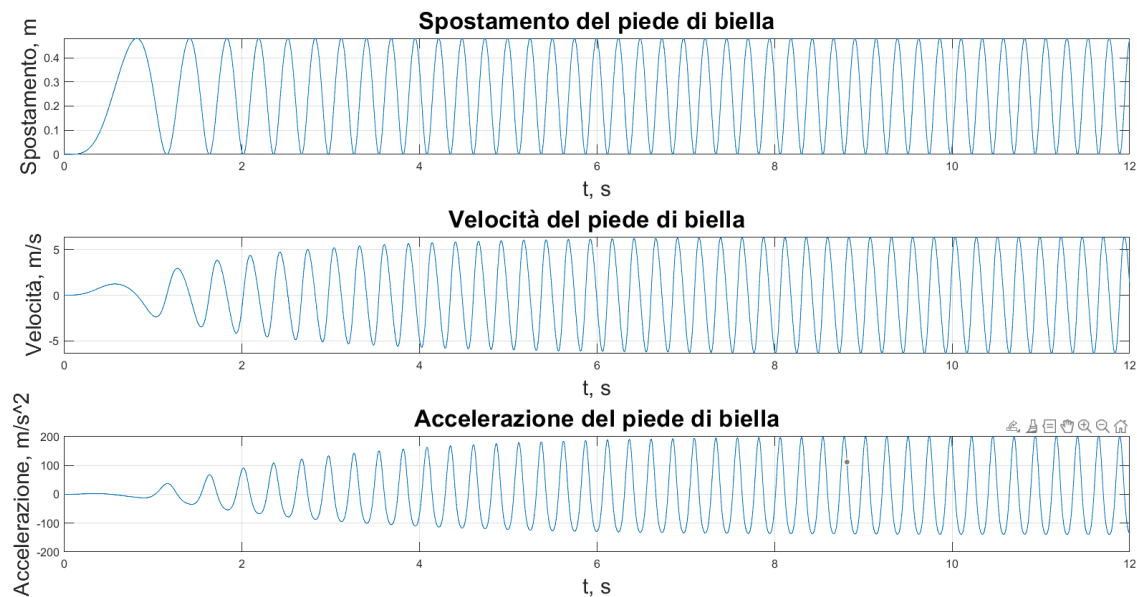


Figura 117: andamenti delle grandezze cinematiche del piede di biella

Partendo con l'analisi dello spostamento del piede di biella, coerentemente con quanto detto nei capitoli precedenti, questo risulta essere nullo quando si è nel punto morto superiore e di 0,48m quando si è nel punto morto inferiore. Da questo grafico risulta molto evidente come all'avvio del sistema il piede di "biella" impieghi molto più tempo per effettuare una corsa completa rispetto a quello impiegato nella condizione di regime. Infatti, all'avvio del sistema una corsa completa viene effettuata in un tempo di circa 1,2 secondi mentre, nella condizione di regime, ne impiega solo 0,25. Analizzando poi la velocità, si nota che questa grandezza si annulla quando il piede di "biella" si trova nel punto morto inferiore o in quello superiore e questo è corretto perché in quei punti il verso del moto si inverte e quindi la velocità si deve annullare, oltre al fatto che è la derivata dello spostamento e, per definizione, la derivata di un punto di massimo o di minimo è nulla. Per quanto riguarda l'accelerazione, questa è la derivata della velocità e, infatti, il suo valore è nullo quando la velocità è massima o minima. Una caratteristica che si nota riguardo l'accelerazione è che i picchi positivi raggiungono valori di 202 m/s² mentre quelli negativi di -140 m/s². Per analizzare questa informazione bisogna tenere in considerazione che per ogni ciclo sia la velocità iniziale che quella finale del piede di biella sono nulle, di conseguenza l'integrale definito all'interno di un generico ciclo risulta essere:

$$\int_{t_{in}}^{t_{fin}} y_{pp} dt = y_p(t_{fin}) - y_p(t_{in}) = 0 - 0 = 0$$

Questo ci porta a dire che affinché l'area sottesa alla curva dell'accelerazione del piede di biella in un ciclo sia nulla è necessario che l'area sottesa alla semionda d'accelerazione positiva sia uguale a quella sottesa alla semionda negativa. Dato che i picchi raggiunti dalla semionda positiva sono più grandi, in valore assoluto, di quelli raggiunti dalla semionda

negativa, la durata della semionda positiva dev'essere minore di quella negativa, e infatti è così. Questo, in termini pratici, si traduce nell'avere i due punti in cui la velocità del piede di biella è massima, cioè dove l'accelerazione è nulla, che non coincidono esattamente con la metà della corsa di salita e con la metà della corsa di discesa ma sono leggermente spostati. Per visualizzare graficamente quanto appena descritto, è stato aggiunto in seguito un grafico all'interno del quale sono stati riportati lo spostamento angolare della manovella tra 0 e 2π e lo spostamento, la velocità e l'accelerazione del piede di biella, alla condizione di regime e opportunamente scalati in modo da mantenere la forma d'onda corretta ma visualizzarli meglio. Sono poi state riportate tre rette orizzontali di colore magenta, rosso e blu, che indicano rispettivamente una posizione angolare di $\pi/2$, π e $3/2\pi$. Dalle loro intersezioni con l'andamento dello spostamento angolare della manovella, sono state ricavate le rette verticali, dei medesimi colori, che indicano l'istante al quale viene raggiunta la metà della corsa di discesa ($\alpha_{p6} = \pi/2$), il punto morto inferiore ($\alpha_{p6} = \pi$) e la metà della corsa di salita ($\alpha_{p6} = 3/2\pi$). Ricapitolando, le linee significative sono:

- linea verticale verde: indica la metà della corsa di discesa
- linea verticale rossa: indica il punto morto inferiore
- linea verticale blu: indica la metà della corsa di salita
- linea orizzontale nera: indica lo 0 sulle ascisse

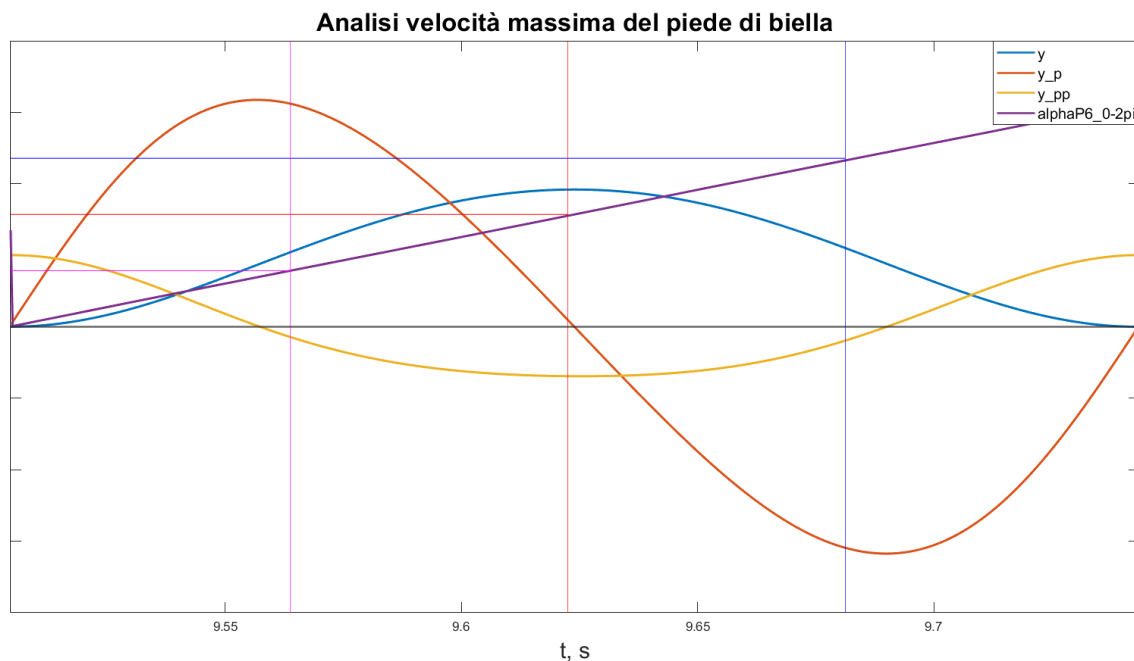


Figura 118: grafico per analizzare i punti in cui la velocità del piede di biella è massima

Quindi, a differenza del classico meccanismo biella-manovella con velocità angolare costante in cui la velocità massima del piede di biella viene raggiunta a metà della corsa di salita e di discesa, in questo caso, a causa della combinazione delle forze imposte dagli utilizzatori sul sistema che portano ad avere una velocità angolare della manovella

oscillatoria, la velocità massima del piede di biella si raggiunge poco prima della metà della corsa di discesa e poco dopo la metà della corsa di salita. Infatti, si ottiene che la massima velocità del piede di biella si ottiene quando la manovella si trova a $78,4^\circ$, cioè $11,6^\circ$ prima della metà della corsa di discesa, e quando questa si trova a $185,73^\circ$, cioè $5,73^\circ$ dopo la metà della corsa di salita.

Un'altra analisi d'interesse per il nostro sistema è quella relativa alle grandezze cinematiche della “slitta primaria” i cui andamenti sono riportati nella figura seguente:

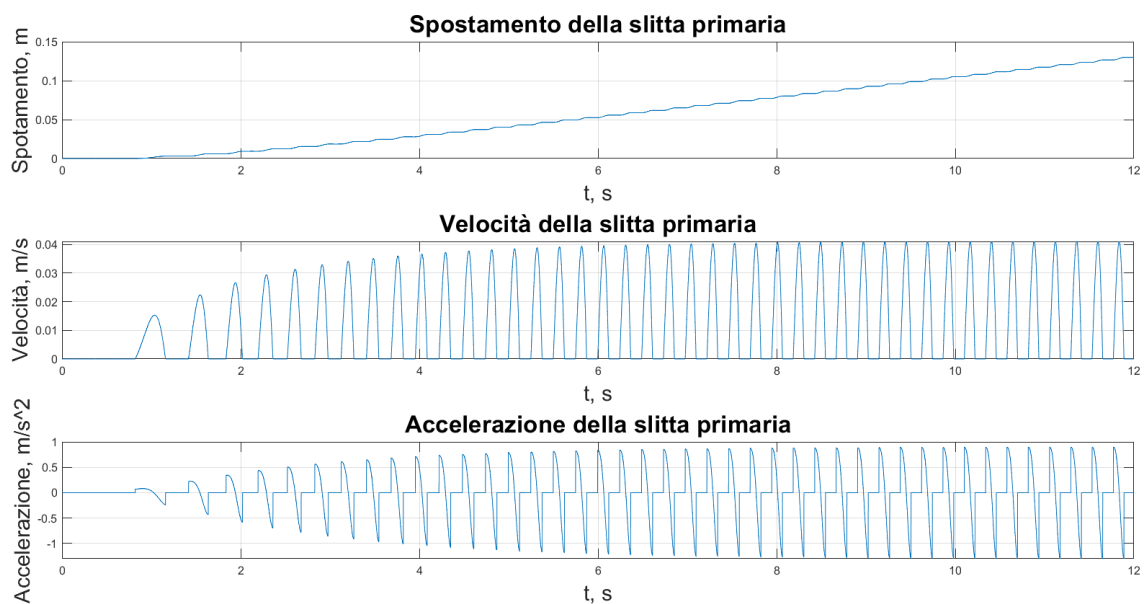


Figura 119: andamenti delle grandezze cinematiche della slitta primaria

Per quanto riguarda lo spostamento della “slitta primaria”, questa ha un moto intermittente unidirezionale perché sta ferma durante la corsa di discesa e avanza durante la corsa di salita. All'interno dell'analisi funzionale era stata riportata la figura 67 che aveva solo la funzione di illustrare quello che è, per definizione, un moto intermittente unidirezionale. Nell'immagine successiva, invece, è riportato uno zoom dello spostamento della “slitta primaria”, e cioè del moto effettivo. Dal grafico dello spostamento della slitta primaria si nota che il primo avanzamento avviene dopo circa 0,8 secondi dall'avvio e termina a circa 1,2 secondi e questo è corretto perché, come riportato nella figura precedente sulle grandezze cinematiche del piede di biella, questo è il periodo in cui avviene la prima corsa di salita. Dal grafico risulta che la “slitta primaria” avanza di circa 3mm ad ogni ciclo, questo significa che la sega asporta 3 mm di legno ad ogni discesa, che è un valore coerente con il funzionamento atteso. Per quanto riguarda la velocità, si nota come giustamente questa sia nulla durante il periodo di arresto della “slitta primaria” e sia positiva durante il periodo d'avanzamento. Invece, analizzando l'accelerazione si vede che questa è massima all'inizio dell'avanzamento per mettere in moto la “slitta primaria”, si annulla quando la velocità è massima e diventa minima al termine dell'avanzamento per fermare la “slitta primaria”. Dal

grafico risulta molto evidente che il valore massimo, in valore assoluto, dell'accelerazione positiva e di quella negativa sono diversi. Questo è coerente con quanto detto precedentemente in merito all'accelerazione del piede di biella perché è proprio quest'ultimo che, con un sistema di trasmissione analogo ad un riduttore, permette l'avanzamento della “slitta primaria”. Quindi, con il fatto che il piede di biella raggiunge la sua massima velocità poco dopo la metà della corsa di salita, anche la “slitta primaria” raggiungerà la sua massima velocità poco dopo la metà della sua corsa e, di conseguenza, l'accelerazione presente al termine del suo avanzamento, cioè quando il piede di biella raggiunge il suo punto morto superiore, risulta essere maggiore rispetto a quella presente all'inizio del suo moto. Il motivo per cui nel moto del piede di biella l'accelerazione massima era quella positiva e nel caso della “slitta primaria” è quella negativa è semplicemente perché è stato scelto lo spostamento del piede di biella negativo quando sale e quello della “slitta primaria” positivo quando avanza.

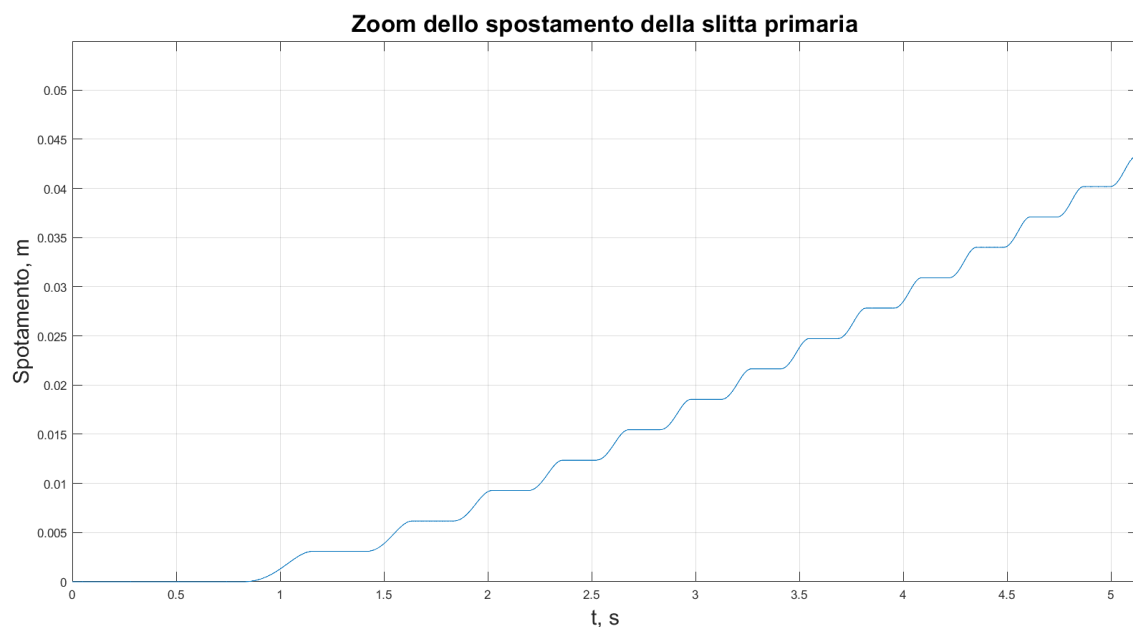


Figura 120: dettaglio dello spostamento della slitta primaria

Per chiudere l'analisi delle grandezze che più rappresentano il sistema, è riportato nella figura sottostante l'andamento di confronto tra la potenza in ingresso e quella in uscita. In particolare, è stato riportato il grafico di confronto sia con i rendimenti di ciascuno stadio di trasmissione pari a 0,9 e sia con i rendimenti unitari.

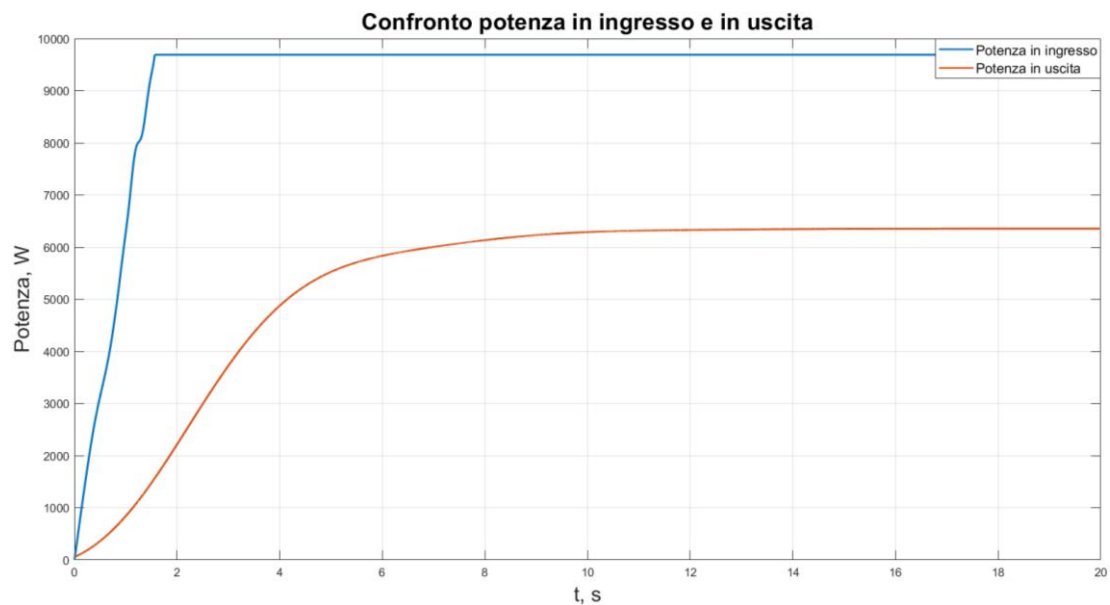


Figura 121: confronto della potenza in ingresso e in uscita con rendimento di 0,9 degli stadi di trasmissione

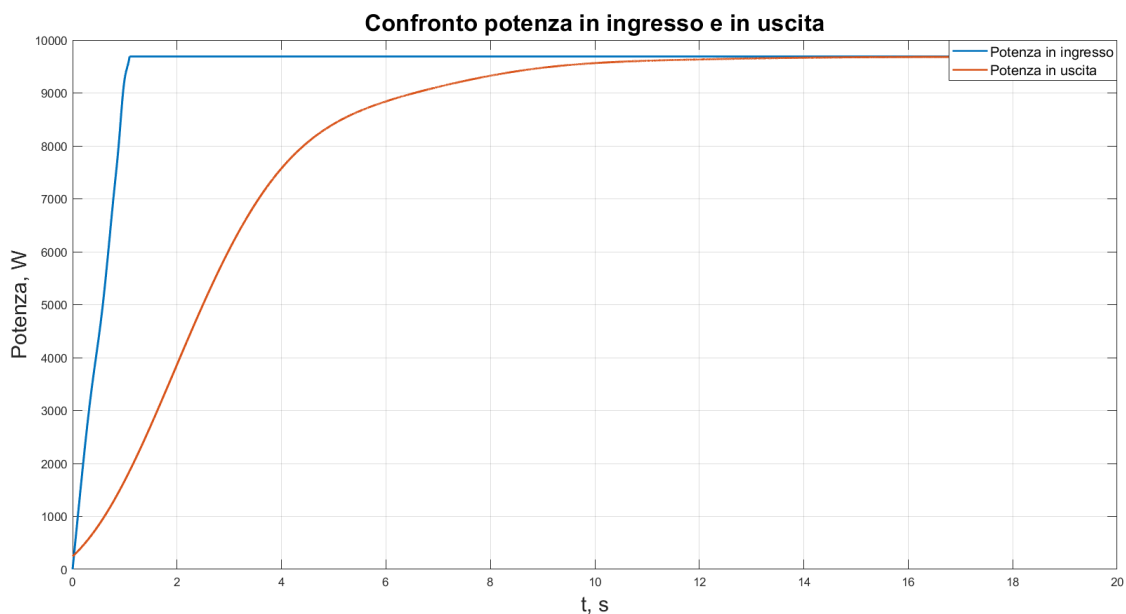


Figura 122: confronto della potenza in ingresso e in uscita con rendimento unitario degli stadi di trasmissione

Prendendo in considerazione il confronto tra la potenza in ingresso e quella in uscita con i rendimenti degli stadi di trasmissione pari a 0,9 quello che si nota è che anche a regime i due andamenti non sono collineari. Questo è corretto perché avere un rendimento minore di 1 significa avere delle perdite e quindi la potenza che il sistema deve fornire in ingresso deve essere tale da soddisfare la potenza richiesta dagli utilizzatori e compensare tali perdite. Caso diverso, invece, è quello in cui si considerano i rendimenti degli stadi di trasmissione unitari perché in questo caso non ci sono perdite e quindi la potenza che deve

fornire il sistema deve solo essere tale da soddisfare la richiesta degli utilizzatori e, infatti, in questa condizione gli andamenti delle due potenze a regime sono collineari. Quello che si nota però, sia con i rendimenti di ciascuno stadio di trasmissione pari a 0,9 e sia con i rendimenti unitari, è che la potenza in ingresso ha una variazione abbastanza marcata dopo 1,2 secondi dall'avvio e un cambio di pendenza molto accentuato dopo 1,564 secondi dall'avvio. Per analizzare questi fenomeni è stata riportata in seguito una figura che comprende la velocità della ruota idraulica, la coppia della ruota idraulica e la potenza in ingresso, calcolata appunto come il prodotto dei primi due termini. In particolare, sia la velocità della ruota idraulica che la potenza in ingresso sono state amplificate di un valore tale da poter essere visualizzate insieme alla coppia e, per indicare il tempo $t=1,2$ secondi e $t=1,564$ secondi, sono state utilizzate due rette verticali corrispondenti a quegli istanti, rispettivamente di color magenta e grigio.

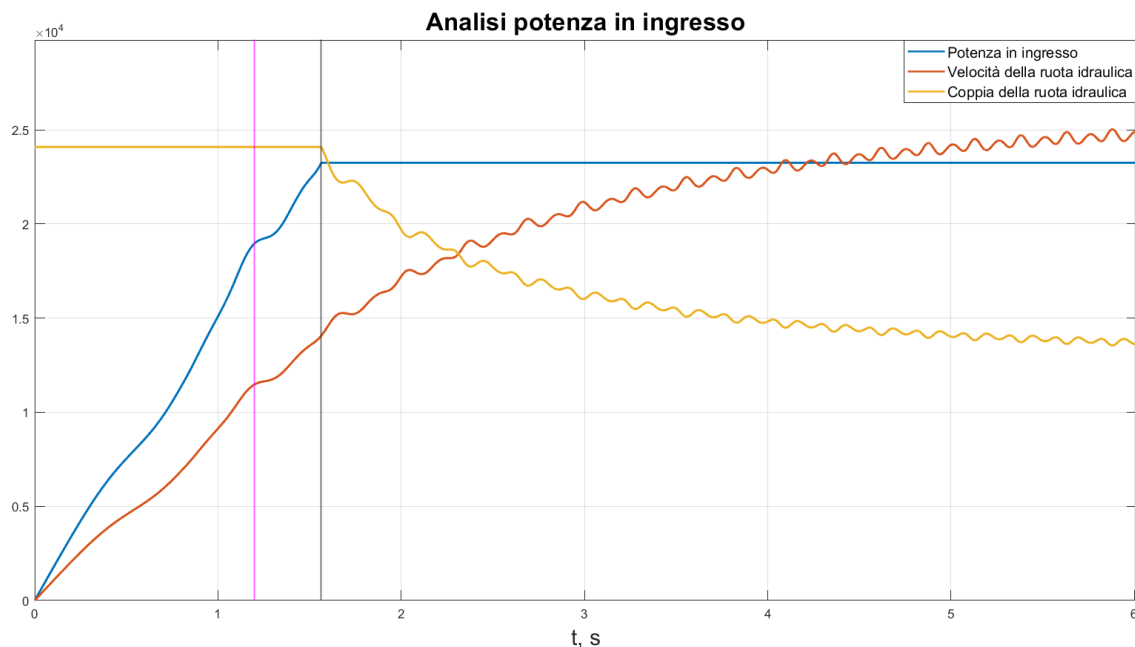


Figura 123: analisi della potenza in ingresso

Quello che si nota da quest'ultima immagine è che il cambiamento di pendenza della potenza in ingresso che si nota al tempo $t=1,2$ secondi è legato all'oscillazione della velocità della ruota idraulica. Questo perché nell'intorno di quell'istante la coppia della ruota idraulica è ancora lineare (perché è a saturazione) e, siccome la potenza in ingresso è calcolata come il prodotto tra la velocità e la coppia della ruota idraulica, allora la stessa oscillazione che si verifica nella velocità si verifica anche nella potenza in ingresso. Il discorso è analogo per il cambio di pendenza che si verifica al tempo $t=1,564$ secondi, in questo caso però non è causato dalla velocità ma dalla coppia. Infatti, nell'intorno del tempo $t=1,564$ secondi la pendenza della velocità è costante mentre la coppia esce dalla saturazione e crolla drasticamente. Di conseguenza, il brusco cambio di pendenza che si verifica nella coppia si verifica anche nell'andamento della potenza.

4 - CONCLUSIONI

La tesi ha riguardato l'analisi e la modellazione di un mulino segheria finalizzato al riavvio o riutilizzo. In particolare, analizza un caso studio reale in cui il modello Simulink realizzato consente di ricavare i dati necessari per valutare la fattibilità di un eventuale intervento di recupero.

Tutta la trattazione è cominciata da un'introduzione generale sulla storia dei mulini e sulle loro tipologie. Successivamente è stata riportata un'analisi dello stato dell'arte del recupero e riconversione dei mulini ad acqua e un'introduzione del caso studio: il "Mulino segheria Nadin" di San Pietro di Monterosso Grana. È stato quindi sviluppato un modello CAD dell'intera segheria utile sia ad illustrarne il funzionamento a fini museali, sia ad offrire all'ecomuseo "Terra del Castelmagno" la possibilità di realizzare un plastico in scala dell'impianto reale. Inoltre, lo sviluppo del modello CAD ha permesso di avere una stima piuttosto accurata della massa di ciascun componente, necessaria per effettuare l'analisi dinamica.

È poi stata sviluppata sia un'analisi funzionale, che consente di descrivere il funzionamento di ogni meccanismo che compone la segheria, sia un'analisi dinamica, finalizzata ad analizzare l'andamento delle principali grandezze cinematiche e dinamiche durante il transitorio d'avvio. Dall'analisi condotta è emerso che, una volta terminato il transitorio d'avvio di circa 13 secondi, i valori a regime delle principali grandezze cinematiche e dinamiche risultano in linea con le aspettative. Infatti, in condizioni di regime, la "ruota idraulica" raggiunge una velocità angolare di circa 7 rpm e sviluppa una coppia di 13150Nm. La "manovella", collegata alla "ruota idraulica" per mezzo di un moltiplicatore di giri realizzato da ruote dentate e pulegge, opera nelle condizioni di regime con una velocità angolare di circa 251,1 rpm e una coppia di 239,9Nm. Questa è collegata, per mezzo della "biella", alla "struttura portalamina" che compie una corsa di 480mm con dei picchi di velocità di 6,4m/s. Dall'analisi dell'andamento della sua accelerazione è emerso che la velocità massima della "struttura portalamina" non si verifica in metà della corsa, né in salita né in discesa, ma bensì 11,6° prima della metà della corsa di discesa e 5,73° dopo la metà della corsa di salita. Un comportamento analogo si verifica anche sulla "slitta primaria", poiché direttamente collegata alla "struttura portalamina". Questa "slitta primaria" ha un avanzamento di circa 3mm per ogni ciclo e picchi di velocità di 0,04m/s. Infine, confrontando la potenza fornita dalla "ruota idraulica" con quella richiesta dagli utilizzatori è emerso che le due potenze coincidono solo quando il rendimento degli stadi di trasmissione è unitario. Se, come avviene nella realtà, questo rendimento è inferiore a 1, una parte della potenza fornita dalla "ruota idraulica" viene dissipata.

Nonostante il modello Simulink sia stato realizzato per riprodurre nel modo più fedele possibile la segheria reale, questo presenta comunque alcune inevitabili approssimazioni. Tra queste possiamo sicuramente trovare la portata d'acqua utilizzata per calcolare la potenza idraulica della ruota, che è stata stimata sulla base dei range utilizzati dalle altre

ruote overshoot, disponibili negli articoli scientifici a riguardo, in quanto non è stato possibile risalire alla concessione d'acqua assegnata alla segheria. Un'altra approssimazione riguarda i rendimenti, sia quello della ruota idraulica che quelli dei singoli stadi di trasmissione, poiché ottenibili solo misurando velocità e coppia in ingresso e in uscita dai diversi sistemi. Da non trascurare è anche l'approssimazione legata alle masse dei vari componenti, calcolate con Solidworks assegnando a ciascun componente un materiale, e quindi una densità. Questo comporta che eventuali approssimazioni nelle misure dei componenti, sia dovute alle posizioni difficili per poter effettuare i rilievi che alla tolleranza degli strumenti utilizzati, così come possibili differenze tra la densità effettiva e quella teorica, potrebbero portare a delle deviazioni rispetto alla massa reale del componente. Con la consapevolezza delle approssimazioni che ci sarebbero state, il modello Simulink è stato realizzato completamente parametrizzabile. Questo consente, qualora si venisse a conoscenza di parametri più precisi, di aggiornare il modello e ottenere dei risultati più accurati.

Al di fuori delle approssimazioni numeriche, siccome il modello è stato realizzato per simulare nel modo più fedele possibile il funzionamento reale della segheria, sono stati tenuti in considerazione anche i dettagli costruttivi e quelli legati alle condizioni operative del sistema. Per esempio, seguendo la trasmissione di potenza, è stato calcolato il limite fisico della coppia che è in grado di erogare la "ruota idraulica" valutando la percentuale di riempimento di ogni singolo cassetto, sono stati considerati in maniera indipendente i rendimenti di ciascuno stadio di trasmissione, è stata separata la massa della "biella" traslante da quella rotante e sono state considerate, tra tutte le forze che si generano quando il sistema è in moto, anche quelle di attrito tra la lama e il tronco e quelle di attrito viscoso tra la "struttura portalamina" e le guide. Nonostante non fossero disponibili dei valori reali dei principali parametri della segheria da poter confrontare con quelli teorici, i risultati ottenuti dal modello Simulink hanno ordini di grandezza ragionevoli e coerenti alle aspettative.

Anche se l'analisi funzionale e dinamica sono state sviluppate sul "Mulino segheria Nadin", questo studio ha una validità piuttosto generale per le segherie ad acqua dato che la loro architettura è spesso analoga. Questa versatilità è molto importante perché consente di ottenere i valori e gli andamenti delle principali grandezze cinematiche e dinamiche di una segheria, con un funzionamento analogo a quella del "Mulino segheria Nadin", semplicemente aggiornando i parametri del modello con quelli specifici del nuovo caso in esame.

Tabella dei parametri

Parametro	Descrizione	Valore
A	superficie di contatto delle guide	0,0392 m ²
A ₁	“Albero 1”	
A ₂	“Albero 2”	
A ₃	“Albero 3”	
A ₄	“Albero 4”	
A ₅	“Albero 5”	
C _{b/m}	coppia motrice della “Manovella”	
C _m	coppia generata dalla “Ruota idraulica”	
C _{m_max}	coppia massima erogabile dalla “Ruota idraulica”	24096 Nm
C _{P1}	coppia motrice della “Puleggia 1”	
C _{P2}	coppia resistente della “Puleggia 2”	
C _{P3}	coppia motrice della “Puleggia 3”	
C _{P4}	coppia resistente della “Puleggia 4”	
C _{P5}	coppia motrice della “Puleggia 5”	
C _{P6}	coppia resistente della “Puleggia 6”	
C _{Rd1}	coppia agente sulla “Ruota dentata 1”	
C _{Rd2}	coppia agente sulla “Ruota dentata 2”	
C _{Rd3}	coppia agente sulla “ruota dentata 3”	
C _{Ri}	coppia agente sulla “Ruota ad impuntamento”	
D	diametro del tronco	800 mm
d _{cuneo}	distanza dal centro del perno del “Cuneo” inferiore al bordo dove avviene l’impuntamento	280mm
D _{P1}	Diametro “Puleggia 1”	1320 mm
D _{P2}	Diametro “Puleggia 2”	630 mm
D _{P3}	Diametro “Puleggia 3”	530 mm
D _{P4}	Diametro “Puleggia 4”	300 mm
D _{P5}	Diametro “Puleggia 5”	1260 mm
D _{P6}	Diametro “Puleggia 5”	500 mm
d _{pc}	distanza dal centro della “Ruota dentata 3” al suo punto di contatto con la “Cremagliera”	50 mm
D _{ruota_idraulica}	diametro esterno “Ruota idraulica”	4300 mm
d _{ruota_idraulica}	diametro interno “Ruota idraulica”	3600 mm
F _{asta}	forza scambiata tra l’“Asta” e la “Leva”	
F _{leva}	forza scambiata tra la “Sbarra” e la “Leva”	
F _{res}	forza agente sulla “Cremagliera”	
F _{attr_av}	forza peso della “Slitta primaria”, “Slitta secondaria” e tronco	6278,4 N
F _{attr_guide}	forza d’attrito per scorrimento sulle guide	

$F_{\text{attr_taglio}}$	forza d'attrito generata dalla "Lama" contro le pareti del tronco	50 N
$F_{b/m}$	forza resistente agente sul piede di "Biella"	
F_{in}	forza d'inerzia ("Lama", "Struttura portalama", "Biella")	
F_{in_av}	forza d'inerzia della "Slitta primaria", "Slitta secondaria" e tronco	
F_P	forza peso ("Lama", "Struttura portalama", "Biella")	276,45 N
F_{sbarra}	forza peso generata dalla "Leva" sulla "Sbarra"	
F_{taglio}	forza necessaria a tagliare il legno	500 N
g	accelerazione gravitazionale	9,1 m/s ²
h	corsa del piede di "Biella"	480 mm
h	spessore del film lubrificante	2*10 ⁻⁵ m
h_{av}	spessore medio del truciolo	0,156 mm
$i_{1,2}$	rapporto di trasmissione tra la "Ruota dentata 1" e la "Ruota dentata 2"	3,857
I_m	momento d'inerzia della "Ruota idraulica"	13110 kg*m ²
I_{P1}	momento d'inerzia della "Puleggia 1"	34,66 kg*m ²
I_{P2}	momento d'inerzia della "Puleggia 2"	11,39 kg*m ²
I_{P3}	momento d'inerzia della "Puleggia 3"	2,31 kg*m ²
I_{P4}	momento d'inerzia della "Puleggia 4"	0,43 kg*m ²
I_{P5}	momento d'inerzia della "Puleggia 5"	9,77 kg*m ²
I_{P6}	momento d'inerzia della "Puleggia 6"	1,76 kg*m ²
I_{Rd1}	momento d'inerzia della "Ruota dentata 1"	24,4 kg*m ²
I_{Rd2}	momento d'inerzia della "Ruota dentata 2"	0,22 kg*m ²
I_V	momento d'inerzia della "Manovella"	30,24 kg*m ²
i_{tot}	rapporto di trasmissione complessivo dell'intera trasmissione di potenza	35,96
k_s	coefficiente specifico di taglio	50 N/mm ²
l	lunghezza della "Biella"	1360 mm
l_2	distanza dal piede di "Biella" al baricentro	695 mm
$l_{\text{canale_alimentazione}}$	larghezza canale alimentazione "Ruota idraulica"	900 mm
$l_{\text{ruota_idraulica}}$	larghezza "Ruota idraulica"	1300 mm
m_{biella}	massa della "Biella"	4,7 kg
m_{lama}	massa della "Lama"	1,3 kg
$m_{\text{manovella}}$	massa della "Manovella"	162,6 kg
m_{tronco}	massa del tronco	1166 kg
$m_{\text{slitta primaria}}$	massa "Slitta primaria"	245 kg
$m_{\text{slitta secondaria}}$	massa "Slitta secondaria"	189 kg
$m_{\text{struttura_portalama}}$	massa della "Struttura portalama"	24,53 kg
n	numero di cassette della "Ruota idraulica"	32
P	potenza idraulica effettiva	9,69 KW
p	passo dei denti della sega	25mm
P_1	"Puleggia 1"	

$p_{1,2}$	rapporto di trasmissione tra la “Puleggia 1” e la “Puleggia 2”	2,095
P_2	Puleggia 2	
P_3	Puleggia 3	
$p_{3,4}$	rapporto di trasmissione tra la “Puleggia 3” e la “Puleggia 4”	1,766
P_4	Puleggia 4	
P_5	Puleggia 5	
$p_{5,6}$	rapporto di trasmissione tra la “Puleggia 5” e la “Puleggia 6”	2,52
P_6	“Puleggia 6”	
$P_{teorica}$	potenza idraulica teorica	11,4 KW
Q	portata d’acqua	0,3 m ³ /s
r	lunghezza della “Manovella”	240 mm
r_a	distanza dalla cerniera fissa della “Leva” al punto di fissaggio dell’“Asta”	80 mm
Rd_1	“Ruota dentata 1”	
Rd_2	“Ruota dentata 2”	
Rd_3	“Ruota dentata 3”	
r_m	distanza del baricentro della “Manovella”	3,5 mm
r_{Ri}	raggio della “Ruota ad impuntamento”	395 mm
r_s	distanza dalla cerniera fissa della “Leva” al punto di fissaggio della “Sbarra”	920 mm
S_t	spessore della “Lama”	2 mm
$V_{cassetto}$	volume di ciascun cassetto della “Ruota idraulica”	0,177 m ³
w	avanzamento del tronco per ogni ciclo	5 mm
y	spostamento lineare del piede di “Biella”	
y_p	velocità lineare del piede di “Biella”	
y_{pp}	accelerazione lineare del piede di “Biella”	
y_{asta}	spostamento lineare del piede di “Biella”	
y_{asta_p}	velocità lineare del piede di “Biella”	
$y_{asta_{pp}}$	accelerazione lineare del piede di “Biella”	
$ys1$	spostamento lineare della “Slitta primaria”	
$ys1_p$	velocità lineare della “Slitta primaria”	
$ys1_{pp}$	accelerazione lineare della “Slitta primaria”	
Z_{Rd1}	Numero di denti “Ruota dentata 1”	108 denti
Z_{Rd2}	Numero di denti “Ruota dentata 2”	28 denti
α_m	spostamento angolare della “Ruota idraulica”	
α_{m_p}	velocità angolare della “Ruota idraulica”	
$\alpha_{m_{pp}}$	accelerazione angolare della “Ruota idraulica”	
α_{p2}	spostamento angolare della “Puleggia 2”	
α_{p2_p}	velocità angolare della “Puleggia 2”	
$\alpha_{p2_{pp}}$	accelerazione angolare della “Puleggia 2”	
α_{p4}	spostamento angolare della “Puleggia 4”	

α_{P4_p}	velocità angolare della “Puleggia 4”	
α_{P4_pp}	accelerazione angolare della “Puleggia 4”	
α_{P6}	spostamento angolare della “Puleggia 6”	
α_{P6_p}	velocità angolare della “Puleggia 6”	
α_{P6_pp}	accelerazione angolare della “Puleggia 6”	
α_{Rd2}	spostamento angolare della “Ruota dentata 2”	
α_{Rd2_p}	velocità angolare della “Ruota dentata 2”	
α_{Rd2_pp}	accelerazione angolare della “Ruota dentata 2”	
α_{Ri}	spostamento angolare della “Ruota ad impuntamento”	
α_{Ri_p}	velocità angolare della “Ruota ad impuntamento”	
α_{Ri_pp}	accelerazione angolare della “Ruota ad impuntamento”	
β	posizione angolare della “Manovella”	
ΔH	salto utile	3870 mm
η	viscosità dinamica del lubrificante	0,2 Pa*s
$\eta_{i1,2}$	rendimento meccanico del primo stadio di trasmissione	0,9
$\eta_{p1,2}$	rendimento meccanico del secondo stadio di trasmissione	0,9
$\eta_{p3,4}$	rendimento meccanico del terzo stadio di trasmissione	0,9
$\eta_{p5,6}$	rendimento meccanico del quarto stadio di trasmissione	0,9
$\eta_{ruota_idraulica}$	rendimento meccanico della ruota idraulica	0,85
μ_s	coefficiente d'attrito statico e dinamico tra la “Slitta primaria” e la “Slitta secondaria”	0,4
ρ	densità dell'acqua	997 kg/m ³

Bibliografia

- [1] Mancini, D. “*Mulini ad acqua di Barbegal, Francia: primo complesso industriale della storia*”. 2020. Consultato il 23 marzo 2025 all’indirizzo: <https://www.danielemancini-archeologia.it/mulini-ad-acqua-barbegal-primo-complesso-industriale/>
- [2] Italiastoria. “*I preparativi di Belisario*”. 2022. Consultato il 23 marzo 2025 all’indirizzo: <https://italiastoria.com/2022/10/24/episodio-69-lassedio-di-roma-testo-completo/>
- [3] Bona, P. “*Mulini battiferro ed altri opifici ad acqua del torrente Cosa da Pradis a Lestans*”. 2016.
- [4] Wikipedia. “*Ruota idraulica*”. Consultato il 24 marzo 2025 all’indirizzo: https://fr.wikipedia.org/wiki/Roue_%C3%A0_aubes
- [5] Franco, W.; Ferraresi, C.; Revelli, R. “*Functional Analysis of Piedmont (Italy) Ancient Water Mills Aimed at Their Recovery or Reconversion*”. *Machines*, 7, 32. 2019.
- [6] Franco, W.; Ferraresi, C.; Revelli, R. “*The Water-Powered Trip Hammer and Forge La Pianca as a Case Study of a Piedmont Italy Water Mill*”. *Sustainability*, 11, 7139. 2019.
- [7] Franco, W.; Revelli, R. “*Power Transmission and Mechanisms of an Old Water Mill*”. *Energy Procedia*, 101, 1238–1245. 2016.
- [8] García García, M.; Díaz Revorio, R.; Pérez Díaz, J. “*Historic Water Mills as Regenerative Ecosystems: Integrating Technologies, Community Engagement and Sustainable Landscape Management*”. *Water*, 13, 61. 2021.
- [9] D’Antonio, S.; Iodice, C. “*A Political Concept for the Gragnano Valley of Mills (Valle dei Mulini). Urban Redevelopment of Cultural Industrial Heritage*”. *Sustainability*, 13, 2575. 2021.
- [10] Revelli, R.; Franco, W.; Ferraresi, C. “*Water Mills Refurbishment for Increasing the Hydropower Capacity: An Italian Case Study*”. *Renewable Energy*, 127, 530–539. 2018.
- [11] Muller, G; Kauppert, K. “*Old Watermills—Britain's New Source of Energy?*” *Renewable Energy Focus*, 33, 22–24. 2020.
- [12] Quaranta, E.; Pujol, T; Grano, Maria Carmela; “*The repowering of vertical axis water mills preserving their cultural heritage: techno-economic analysis with water wheels and Turgo turbines*”. *Cultural Heritage Management and Sustainable Development*, 2021
- [13] Bhardwaj, A. K. “*A Case Study of Improved Watermill Using Power Electronics Devices for Offgrid Power Generation*”. *Engineering and Technology* 7(2): pag. 417-423. 2014.

- [14] Angelakis, A. N.; Valipour, M.; Dietrich, J. *“Sustainable and Regenerative Development of Water Mills as an Example of Agricultural Technologies for Small Farms”*. Water Scarcity: From Ancient to Modern Times and the Future. 2022
- [15] Heiden, K; Quaranta, E.; Avilés, J. M. *“Reinventing the wheel – The preservation and potential of traditional water wheels in the terraced irrigated landscapes of the Ricote Valley, southeast Spain”*. Volume 259. Agricultural Water Management. 2021
- [16] Yanuar, A.; Setianwan, H. T.; Mustakhim, A. *“Installation and practical operation of wooden water wheels for sustainable agriculture irrigation”*. The 4th International Conference on life science and technology (IcoLiST), 2023.
- [17] Pouso-Iglesias, P. X.; Arcones-Pascual, G.; Bellido-Blanco, S. *“Abandoned Rural Pre-Industrial Heritage: Study of the Riamonte Mill Complex (Galicia, Spain)”*. Virtual Archaeology Review. 2023
- [18] Jagxhiu, B.; Cadraku H. S.; *“Identification and restoration of the traditional watermills in Lipjan”* 2021
- [19] Fiore, P.; Viccione, G. *“the sustainable refunctionalisation of watermills. Analysis and proposals in a Case-study”*. Conference: The Housing for the dignity of mankind. 2018
- [20] Quaranta, E.; Muller, G. *“Sagebien and Zuppinger water wheels for very low head hydropower applications”*. Journal of Hydraulic Research. 2018
- [21] Quaranta, E.; Revelli, R. *“Output power and power losses estimation for an overshot water wheel”* Renewable Energy. 2015
- [22] Quaranta, E.; Muller, G. *“optimization of undershot water wheels in very low and variable flow rate applications”*. Journal of Hydraulic Research. 2019
- [23] Quaranta, E.; Revelli, R. *“Performance characteristics, power losses and mechanical power estimation for a breastshot water wheel”*. Energy. 87. 2015.
- [24] Revelli, R.; Quaranta, E. *“Gravity water wheels as a micro hydropower energy source: A review based on historic data, design methods, efficiencies and modern optimizations”* Renewable and sustainable Energy Reviews 97. 2018
- [25] Quaranta, E.; Muller, G. *“Noise Generation and Acoustic Impact of Free Surface Hydropower Machines: Focus on Water Wheels and Emerging Challenges”*. International Journal of Environmental Research and Public Health (IJERPH). 2021.
- [26] Quaranta, E.; Muller, G.; Butera, I. *“Preliminary investigation of an innovative power transmission for low speed water wheels”*. Conference IAHR 2018. 2020.
- [27] Suhartono, S.; Rudianto, R.; Fatmawati, S. *“The performances of undershot waterwheel with butterfly-shaped blades and the radius of grasshopper's elbow: The*

utilization efforts for river electrical energy potential”. Journal Ilmiah Pendidikan Fisika Al-Buruni 11 (1):1-17. 2022.

[28] Castel Bolognese News. *L'antico Molino di Scodellino*. Consultato il 13 giugno 2025 all'indirizzo: <https://www.castelbolognesenews.eu/scopri-castel-bolognese/i-monumenti/lantico-molino-di-scodellino/>

[29] IF Imola Faenza. *Il Mulino Scodellino*. Consultato il 13 giugno 2025 all'indirizzo: <https://www.imolafaenza.it/cosa-fare/il-mulino-scodellino/>

[30] Wikipedia. *Molino Ruatti*. Consultato il 13 giugno 2025 all'indirizzo: https://it.wikipedia.org/wiki/Molino_Ruatti

[31] Il Nuovo Diario Messaggero (2023). *Una convenzione per riscoprire la valenza storica, architettonica e meccanica dei mulini storici*. Consultato il 13 giugno 2025 all'indirizzo: <https://www.ilnuovodiario.com/2023/07/13/una-convenzione-per-riscoprire-la-valenza-storica-architettonica-e-meccanica-dei-mulini-storici/>

[32] RegioneEmilia-Romagna. *Il restauro del Mulino di Civago finanziato con il PNRR*. Consultato il 13 giugno 2025 all'indirizzo: <https://patrimonioculturale.regione.emilia-romagna.it/architettura/mulini-storici/il-restauro-del-mulino-di-civago-finanziato-con-il-pnrr>

[33] RegioneEmilia-Romagna (2025). *Il Mulino di Civago riapre dopo il restauro*. Consultato il 13 giugno 2025 all'indirizzo: <https://patrimonioculturale.regione.emilia-romagna.it/novita/notizie/2025/il-mulino-di-civago-riapre-dopo-il-restauro>

[34] Andrea Minghelli (2014). *Fontanaluccia, rinasce il mulino ad acqua*. Consultato il 19 giugno 2025 all'indirizzo: <https://www.gazzettadimodena.it/modena/cronaca/2014/05/01/news/fontanaluccia-rinasce-il-mulino-ad-acqua-1.9143596>

[35] Gianandrea Zagato (2009). *Chiaravalle, riapre l'antico mulino cistercense*. Consultato il 19 giugno 2025 all'indirizzo: <https://www.ilgiornale.it/news/chiaravalle-riapre-lantico-mulino-cistercense.html>

[36] RegioneEmilia-Romagna. *Molino di Borgo Lentino a Nibbiano: la trasformazione di un antico mulino ad acqua in centro di cultura, museo dell'arte molitoria e punto di ospitalità*. Consultato il 19 giugno 2025 all'indirizzo: <https://patrimonioculturale.regione.emilia-romagna.it/architettura/mulini-storici/convegno-acqua-passata-macina-ancora/borgo-lentino-a-nibbiano>

[37] Wikipedia. *Molino del Pericolo*. Consultato il 24 giugno 2025 all'indirizzo: https://it.wikipedia.org/wiki/Molino_del_Pericolo

- [38] Francesca Ciancio (2025). *Essere (giovani) mugnai oggi: grano, farina e pane fai da te*. Consultato il 27 giugno 2025 all'indirizzo: https://www.repubblica.it/il-gusto/2025/02/04/news/giovani_mugnai_grano_farina_pane-423980289/
- [39] Rinnovabili (2014). *RESTORhydro, la ristrutturazione dei mulini vale 2 milioni di euro*. Consultato il 2 luglio 2025 all'indirizzo: <https://www.rinnovabili.it/energia/idroelettrico/restorhydro-mulini-idroelettrico-123/>
- [40] Molino Maufet. *Restor Hydro*. Consultato il 2 luglio 2025 all'indirizzo: <https://www.molinomaufet.com/restorhydro>
- [41] Restor Hydro. *Restor Hydro Map*. Consultato il 2 luglio 2025 all'indirizzo: <https://restor.eref-europe.org/>
- [42] Devis Rosso (2021). *L'idraulico con la passione per l'antico ha riattivato la ruota del mulino*. Consultato il 2 luglio 2025 all'indirizzo: <https://www.lastampa.it/topnews/edizioni-locali/cuneo/2021/06/19/news/l-idraulico-con-la-passione-per-l-antico-ha-riattivato-la-ruota-del-mulino-1.40408888/>
- [43] Valentina D'Amora (2022). *Un antico mulino ad acqua torna a macinare grano grazie ai ragazzi della valle*. Consultato il 2 luglio 2025 all'indirizzo: <https://www.italiachecambia.org/2022/02/mulino-magioncalda/>
- [44] Wikipedia. *Mulino del Dosso*. Consultato il 10 luglio 2025 all'indirizzo: https://it.wikipedia.org/wiki/Mulino_del_Dosso
- [45] Mill Green. *Nuova vita ai mulini ad acqua*. Consultato il 14 luglio 2025 all'indirizzo: <https://www.mill-green.com/gli-impianti-virtuosi.html>
- [46] CoseDaFare. *Il vecchio mulino ad acqua di Turano*. Consultato il 14 luglio 2025 all'indirizzo: <https://brescia.cosedafare.net/luoghi/beni-artistico-architettonici/ecomuseo/vecchio-mulino-acqua-turano-4984.html>
- [47] Lorena Di Maria (2019). *Il recupero del Mulino Valsusa rilancia l'agricoltura di un'intera valle*. Consultato il 18 luglio 2025 all'indirizzo: <https://www.italiachecambia.org/2019/11/recupero-mulino-valsusa-rilancia-agricoltura-intera-valle>
- [48] "Terra del castelmagno". 2025. Consultato il 4 novembre 2025 all'indirizzo: <https://www.terradelcastelmagno.it/>
- [49] Orłowski, K. A.; Ochrymiuk, T.; hlàakovà, L.; Chuchala, D. "Revisiting the estimation of cutting power with different energetic methods while sawing soft and hard woods on the circular sawing machine: a Central European case" *Wood Science and Technology* 54 (3). 2020.

[50] Tabella coefficienti di attrito (statico, dinamico per diversi materiali):
<http://www.pasquali.org/dispense/Coefficienti%20di%20attrito.pdf>

Ringraziamenti

Con questa tesi si chiude quello che è stato il mio percorso in Ingegneria Meccanica. Cinque anni che, tra alti e bassi, mi hanno regalato moltissime soddisfazioni e mi hanno reso orgoglioso di me stesso.

Il merito di questo traguardo non è solo mio, è anche di tutte quelle magnifiche persone che mi sono state accanto. Devo ringraziare innanzitutto la mia famiglia, in particolare la mia mamma e il mio papà che, con mille sacrifici, non mi hanno mai fatto mancare nulla, mi sono sempre stati accanto e hanno creduto in me fin dall'inizio. A Bea, mia sorella, che per un motivo o per l'altro è sempre riuscita a strapparmi una risata anche quando le giornate non andavano nel verso giusto. A Giorgia, la mia ragazza, la mia compagna d'avventure che in questi anni mi ha sempre supportato e spinto a fare meglio. A tutta la mia compagnia di amici che tra una risata e l'altra hanno reso questi cinque anni molto più leggeri. Ci tengo anche a ringraziare il mio relatore, Walter Franco, che mi ha dato la possibilità di mettere in pratica le conoscenze apprese in questi anni e che, con la sua disponibilità, mi ha permesso di sviluppare questa tesi al meglio.

Ingegneria meccanica, una passione e un mattoncino della mia vita che non scomparirà mai, ancora Grazie a tutti.

Marco Regis