

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica

**Corso di Laurea
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale



**Trebbiatrice-pulitrice ad azionamento manuale "Re-Thresher".
Studio funzionale di vecchie trebbiatrici e pulitrici con ottimizzazione della
funzionalità di Re-Thresher.**

Relatore
Walter Franco

Candidato
Berardi Loris

Dicembre 2020

Indice

1. Introduzione	3
1.1 Sommario	4
2. Trebbiatrici	5
2.1 Trebbiatrici europee antiche	5
2.1.1 Trebbiatrice Millot	6
2.1.2 Trebbiatrice Leitner A	18
2.1.3 Trebbiatrice Leitner B	28
2.1.4 Caratteristiche comuni e varianti strutturali delle trebbiatrici europee	34
2.2 Trebbiatrici manuali extra-europee	37
2.2.1 Trebbiatrici africane	38
2.2.2 Trebbiatrici asiatiche	39
3. Pulitrici europee antiche	43
3.1 Pulitrice tedesca (<i>tarara</i>)	44
3.2 Pulitrice piemontese (Val Varaita)	55
4. Efficientamento Re-Thresher	67
4.1 Dentatura battitore/controbattitore	68
4.1.2 Sviluppo e valutazione prototipi	71
4.1.3 Parametri di stampa e misure di massa	77
4.2 Ventilatore	79
4.2.1 Confronto fra ventilatori	79
4.3 Trasportabilità	84
5. Conclusioni & sviluppi futuri	87
6. Bibliografia e Sitografia	88
7. Ringraziamenti	89

1. Introduzione

Re-Thresher è un prototipo multifunzionale per la lavorazione del grano, progettata e realizzata nell'anno 2018 dall'ingegner Walter Franco, Federica Focanti, Luigi Bertolucci presso il Laboratorio di Macchine Appropriate (AMa Lab) del Politecnico di Torino.

La caratteristica peculiare di questa macchina è la sua capacità di eseguire contemporaneamente le operazioni di trebbiatura e pulitura, permettendo di ottenere così un prodotto finale quasi privo di impurità quali paglia e pula, partendo direttamente dal covone come dimostrato dalle prove effettuate.

L'azionamento manuale rende il prototipo più efficiente delle macchine concorrenti da un punto di vista energetico, non richiedendo il consumo di combustibile per essere messo in funzione.

Il meccanismo di sollevamento richiudibile e le ruote ne agevolano il trasporto direttamente in campo, rendendola utilizzabile su terreni difficilmente raggiungibili con altri macchinari a motore di importanti dimensioni.

Re-Thresher è sostenibile per l'ambiente e perfettamente integrabile al contesto di utilizzo, geografico ed economico-sociale, prevedendo che esso sia costituito da terreni di montagna, piccoli appezzamenti in zone impervie e produzioni ad uso familiare, cioè dove gli attuali mezzi per la trebbiatura e pulitura del grano non sarebbero appropriati.

Per migliorare l'efficienza della macchina e la sua produttività, senza dimenticare di mantenere elevati standard di sicurezza, è necessario periodicamente valutare punti di forza e di debolezza. Se i punti di forza sono stati ampiamente discussi in precedenza, l'identificazione delle criticità e la proposta di migliorie volte all'ottimizzazione delle funzionalità di Re-Thresher è obiettivo di questo lavoro.

Lo scopo di questa tesi risiede infatti nello studio dettagliato di vecchie macchine per la lavorazione del grano europee, prototipi dal continente asiatico ed africano con lo scopo di migliorare il ventilatore, ridurre il peso del blocco battitore e facilitare il trasporto di Re-Thresher. In particolare, sono identificabili nel seguente sommario le diverse aree di lavoro.

1.1 Sommario

Nei punti seguenti si descrivono sinteticamente gli argomenti trattati nei vari capitoli dell'elaborato.

1.1.2 Trebbiatrici

Individuazione degli elementi costitutivi fondamentali di una trebbiatrice.

Analisi funzionale di vecchie macchine di produzione europea di fine '800-inizio '900 ad azionamento manuale, con particolare attenzione alla catena di trasmissione del moto ed alla struttura del blocco centrale costituito da battitore-controbattitore.

Si conclude lo studio con un confronto fra le soluzioni del passato e quelle attuali sviluppate nel continente africano ed asiatico.

1.1.3 Pulitrici europee

Confronto fra pulitrici da grano di origine europea, ma provenienti da periodi e contesti geografici molto diversi. Studio dei meccanismi di azionamento dei setacci, parti fondamentali per un efficiente funzionamento della macchina volto a minimizzare la perdita di prodotto e la presenza di scarto nella zona di raccolta.

Particolare attenzione è posta alla struttura del ventilatore e al blocco in cui ruota, essendo anch'esso, insieme ai crivelli, elemento indispensabile per un'ottima pulitura.

1.1.4 Efficientamento Re-Thresher

Allo stato attuale, le problematiche riscontrate nella funzionalità di Re-Thresher sono legate principalmente alla necessità di aumentare la velocità del flusso d'aria prodotto dal ventilatore e di alleggerire il blocco battitore.

Tramite l'attività sperimentale a bordo macchina si formalizzano queste debolezze e si effettuano prove di stampa 3D per la riprogettazione di alcuni componenti.

Vengono individuate, basandosi sul confronto con le scelte progettuali presenti nelle trebbiatrici e pulitrici precedentemente analizzate, risposte alle problematiche citate.

1.1.5 Conclusioni e sviluppi futuri

Viene elaborato un piano per attuare l'efficientamento potenzialmente possibile, ma non portato a termine a causa dell'emergenza sanitaria in corso.

2. Trebbiatrici

In questa parte si analizzeranno nel dettaglio la struttura e le modalità di trasmissione del moto di diverse tipologie di trebbiatrici manuali, partendo dai modelli europei di fine '800 per arrivare a soluzioni molto più recenti ed attuali nel continente asiatico ed africano.

E' interessante notare come tutte queste macchine, benchè progettate in periodi e continenti diversi, condividano gli stessi principi di funzionamento, variando unicamente tra loro per la scelta di diverse modalità di trasmissione del moto o di costruzione del blocco battitore/controbattitore, in funzione del prodotto da trebbiare e della relativa dimensione del cereale/legume.

Si trovano infatti soluzioni più precise e pregiate basate sull'utilizzo di ruote dentate per trasmettere il moto dall'utilizzatore agli organi rotanti della macchina, accanto ad altre che sfruttano cinghie piate e pulegge.

2.1 Trebbiatrici europee antiche

In Europa le trebbiatrici manuali si diffondono già nell'800 con la diffusione delle fonderie industriali, soprattutto in Francia e Germania per lasciare poi spazio a macchinari con azionamento a motore. In Italia, nello stesso periodo, si contano numerose piccole realtà artigiane, ma la diffusione di questi macchinari nei primi anni del '900 è nettamente inferiore rispetto al resto del continente. Intorno alla fine degli anni '30 circa 35000 trebbiatrici tra manuali e a motore furono censite sul territorio nazionale [9], mentre nei Paesi del nord Europa la numerosità si attestava intorno al milione di unità.

Sommando i macchinari presenti in Piemonte e nell'attuale Veneto si superava ampiamente il 60% del totale, risultando nell'Italia centro-meridionale ancora molto diffuse tecniche di battitura e pulitura di grano, legumi e cereali tradizionali; il tempo impiegato per svolgere le medesime operazioni manualmente richiedeva tempi considerevoli, facendo crollare l'efficienza delle stesse se confrontate con macchine manuali o a motore dotate del blocco battitore/controbattitore o ventola/setacci.

La struttura delle trebbiatrici e gli elementi costitutivi delle stesse sono ben visibile sulle macchine in seguito descritte.

E' possibile suddividere la macchina in 4 macro blocchi, genericamente indicati in Fig.1:

- 1) alimentazione
- 2) lavorazione caratteristica
- 3) trasmissione del moto
- 4) raccolta

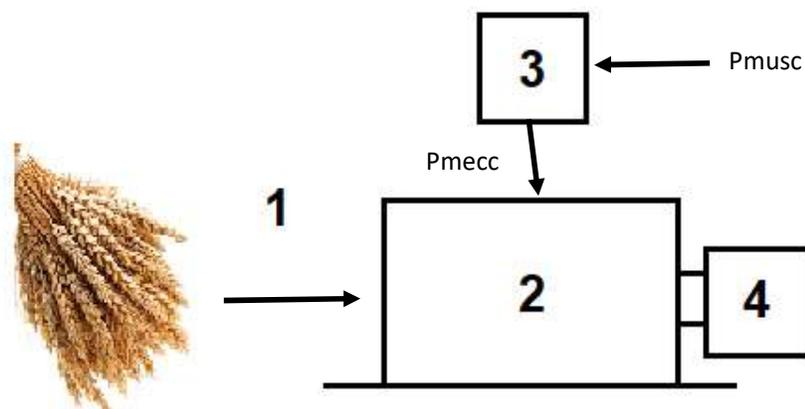


Figura 1: Schema Trebbiatrice generica

2.1.1 Trebbiatrice Millot

La macchina successivamente descritta è funzionante ed osservabile presso il Museo del sig. Luigi Varrone situato a Fontanelle di Boves, in provincia di Cuneo [2].

Vista la mancanza di documentazione tecnica del produttore e i diversi cambi di proprietà di queste macchine ultracentenarie, per inquadrare storicamente la trebbiatrice manuale è stato necessario basarsi unicamente sul marchio di fonderia (Fig.2): “Fonderie et Ateliers de Construction-Millot H.te Saone a Gray”. Intorno alla metà del 1800, stando agli archivi storici ed ai documenti relativi alle industrie francesi [8], era attiva nella cittadina di Gray una fonderia di ferro. La trebbiatrice denominata Millot, per facilità di comprensione e lettura, risulta quindi databile intorno al 1850/1860.



Figura 2: Marchio fonderia Millot su blocco macchina da colata in ferro

La macchina in analisi (Fig.3) è realizzata per la trebbiatura del grano; dopo la mietitura le spighe, legate in modo da formare un covone di opportuna dimensione, vengono appoggiate sullo scivolo in legno (1). Sono ben distinguibili ai lati di questo elemento due convogliatori a sezione triangolare (2), utili al contenimento del materiale in fase di alimentazione del blocco battitore/controbattitore (3/4).

La parte terminale del covone, contenente i chicchi destinati alla raccolta, viene inserita lentamente nel blocco battitore, finendo così per essere lavorata dalla azione reciproca dell'elemento rotorico e di quello statorico.

L'alta velocità di rotazione, unita alla ristretta sezione di passaggio fra le superfici di lavoro delle dentature e alle ridotte dimensioni del prodotto semilavorato, fa sì che questo venga espulso velocemente dalla parte posteriore della macchina, dove viene raccolto con opportuni contenitori o sacchi prima della pulitura finale (5).

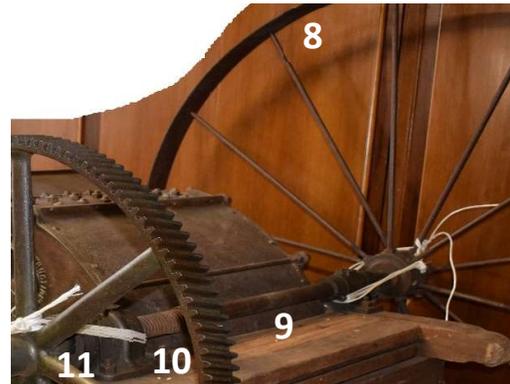
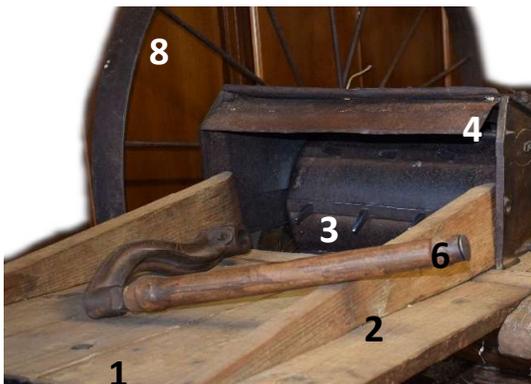
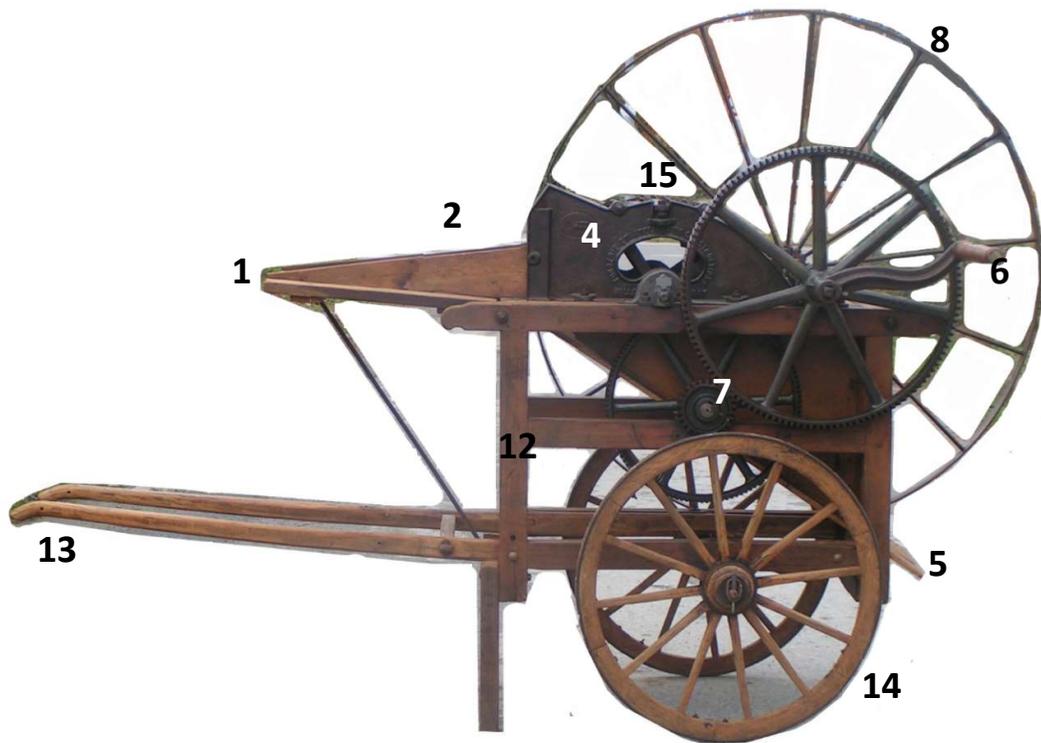


Figura 3: Nomenclatura parti costitutive principali della macchina (Vista laterale/ viste di dettaglio anteriore e posteriore)

Tabella Nomenclatura elementi principali trebbiatrice Millot

# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura
1	Piano di alimentazione	6	Leva azionamento (L=350mm)	11	Innesto a denti (ID)
2	Convogliatori	7	Trasmissione (R1,R2,R3,R4)	12	Telaio
3	Battitore (B)	8	Ruota piatta (RP)	13	Bracci di sollevamento
4	Controbattitore (CB)	9	Albero trasmissione (AT)	14	Ruote
5	Raccogliatore	10	Molla (M)	15	Regolazione

E' possibile definire una grandezza utile alla descrizione della macchina; la densità di denti (esprimibile in m^{-2}) considerata come il rapporto:

$$den = z_{tot} / A_{lavoro}$$

Nel calcolo dell'area va considerata solo la superficie effettivamente dentata (A_{lavoro} espressa in m^2); per il battitore (B) essa sarà quindi assimilabile all'area laterale di un cilindro:

$$A_{laterale_{cil}} = A_{lavoro} = \pi dL$$

Per il controbattitore (CB) sarà necessario considerare solo la superficie di lavoro, riconducibile ad un arco di circonferenza di raggio molto maggiore di quello del battitore.

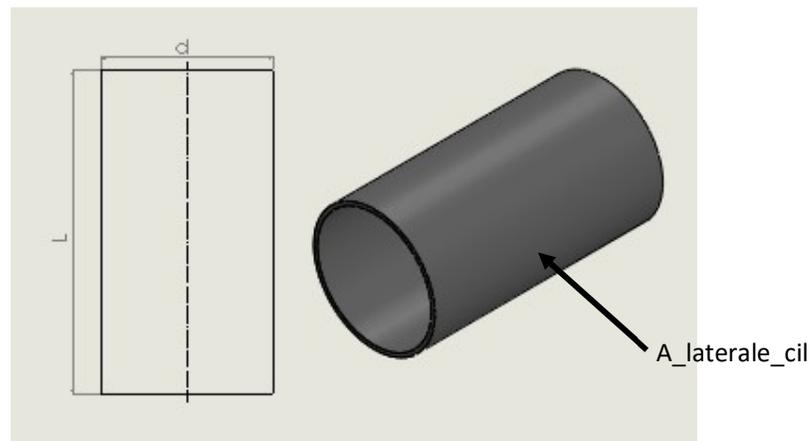


Figura 4: Geometria caratteristica battitore (B)

Tabella 1: Geometria caratteristica di battitore (B) e controbattitore (CB) Millot (d, L in mm, A in m^2)

	d	L	A_lavoro
B	250	500	0,393
CB	nd	500	ND

Prima di procedere con il calcolo della densità di dentatura definita precedentemente è importante definire adeguatamente le grandezze di riferimento utilizzate nel calcolo.

In particolare nella Tab.3 si farà riferimento a:

- n°portadenti: lamine di supporto ai singoli denti, montate sulla circonferenza esterna del tamburo battitore, intervallati tra loro da un preciso angolo prefissato (z_p);
- n°denti per ogni portadenti: sulla lunghezza di ogni lamina sono montati "n" denti in posizione fissa e non variabile (z_d);
- n°denti totali: il prodotto tra il numero di supporti e il numero di denti per ognuno di essi costituisce questo dato (z_{tot}).

Lo schema seguente (Fig.5), sfruttando modelli 3D non appartenenti alla Millot, ma alla Re-Thresher, mira a far meglio comprendere gli elementi caratteristici di un generico battitore ed il relativo assemblaggio; la struttura presentata è, seppure con le differenze che saranno puntualmente indicate, valida per la maggior parte delle trebbiatrici analizzate in questa analisi.

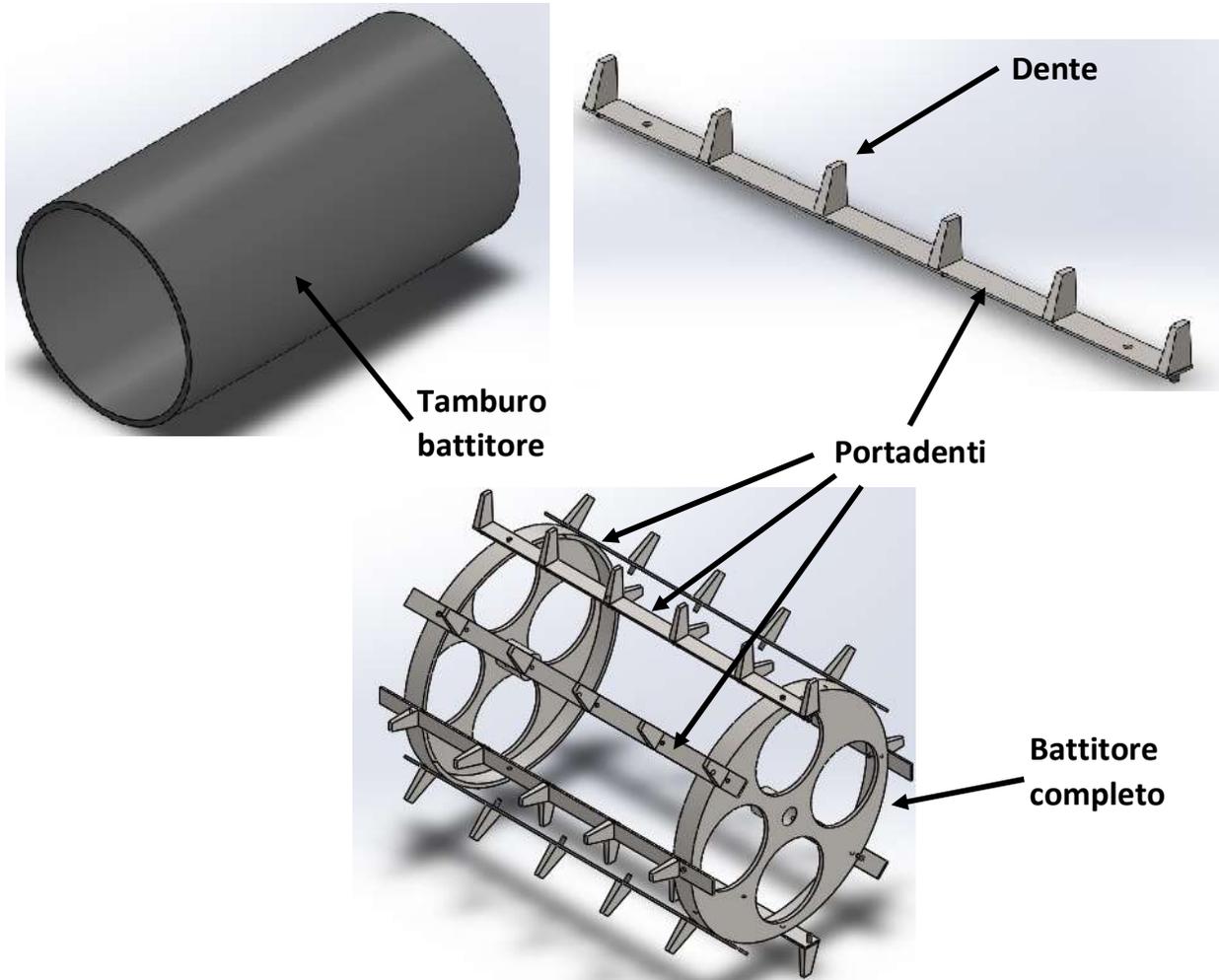


Figura 5: Elementi costitutivi del battitore e loro comune assemblaggio

Il rapporto adimensionale tra il numero complessivo di denti di battitore (B) e controbattitore (CB) rappresentato nella Tab.3 è così definito:

$$y = z_{totCB} / z_{totB}$$

Tabella 2: Indici dentatura battitore (B) e controbattitore (CB)

	z_p	z_d	z_tot	den	y
B	8	4	32	81,5	1
CB	4	8	32	ND	

I due elementi hanno lo stesso numero di denti complessivo, 32, generando un rapporto y unitario. Osservando è visibile una densità di dentatura maggiore per il controbattitore CB rispetto al battitore B, non quantificabile perché non è stato possibile ricavare l'area di lavoro effettiva dell'elemento statorico. Il valore den (B) pari a 81,5 denti/m² rappresenta quindi un dato da confrontare successivamente con le altre trebbiatrici analizzate.

I due elementi risultano comunque complementari, perché il distacco della pula è realizzato dalla azione reciproca di sfregamento e strappo realizzata sulle spighe dagli stessi.

Dalla Fig.6 è ben visibile la differente numerosità di utensili per ogni elemento portadenti di controbattitore (CB) e battitore (B), analiticamente rappresentata nella Tab.3 dal rapporto "y" fra il numero complessivo di denti delle 2 parti.

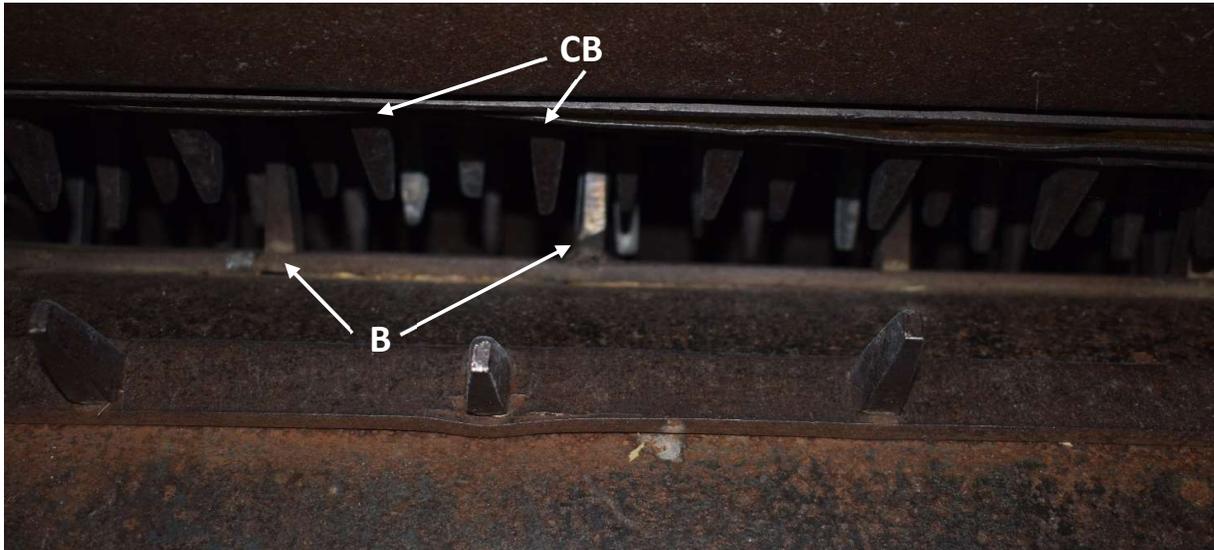


Figura 6: Dentatura battitore/controbattitore

La geometria della dentatura non risulta molto complessa, essendo facilmente riproducibile con forme semplici, come ben visibile in Fig.7.

Gli spigoli vivi mostrano evidenti segni di usura, ma la macchina mantiene comunque la sua funzionalità essendo infatti ancora funzionante ed utilizzata per rievocazioni storiche durante il periodo della mietitura. La trebbiatura non necessita infatti di denti affilati, perché l'operazione avviene secondo principi meccanicamente diversi dal taglio.

Trattandosi di materiale ferroso e viste le dimensioni, il peso delle masse rotanti è notevole; i denti risultano imbullonati alla lama portadenti, andando a realizzare così un unico blocco con il battitore. I denti del controbattitore sono vincolati allo stesso modo, ma avendo la vite rivolta verso l'esterno il loro smontaggio con bullone risulta più semplice e veloce.



Figura 7: Zoom dente battitore e sistema di bloccaggio sul controbattitore (serie di dadi in vista)

E' inoltre possibile, agendo sul sistema a vite indicato dalla freccia (Fig.8), regolare la distanza relativa tra la dentatura fissa e quella mobile, così da rendere la macchina più adattabile alle diverse condizioni di lavoro che possono verificarsi. Una distanza ridotta porterà ad una trebbiatura migliore, ma avrà come effetto negativo la probabile ostruzione dei condotti da parte della paglia bloccata fra gli elementi di lavoro. Spaziature più ampie daranno vita ad un semilavorato ricco di scarto da pulire, ma con un rischio di tappaggio nella parte iniziale molto ridotto.



Figura 8: Vite di regolazione altezza dentatura controbattitore (CB)

Affinchè la macchina realizzi le lavorazioni desiderate, è necessario che la trasformazione della potenza muscolare in energia meccanica avvenga nel modo più efficiente possibile.

In particolare, analizzando il movimento umano in input, risulta chiara la necessità di un moltiplicatore di velocità, così da avere un elevato numero di giri al battitore.

La Millot risulta dotata di n°2 postazioni di lavoro (Fig.9), posizionate sui due lati opposti della macchina; l'accoppiamento e la sincronizzazione dell'azione simultanea su P1 e P2 (Tab.4) è resa possibile dalla presenza di un innesto a denti frontali con molla che divide in due parti la catena del moto.

Tabella 3: Postazioni di lavoro e relative parti dell'innesto

Nome	Simbolo	N°operatori	Testa Innesto
Postazione di lavoro principale	P1	1	A
Postazione di lavoro secondaria	P2	1	B

Tabella 4: Descrizione parti costitutive della trasmissione della Millot

Nome	Simbolo	Descrizione
Innesto a denti	ID	Collegamento smontabile realizzato dal calettamento delle due teste dentate A+B
Elemento 1	A	
Elemento 2	B	
Supporto	S1	Organo di supporto albero di trasmissione e lubrificazione
Molla	M	Elemento assorbitore di urti; consente le due configurazioni di funzionamento della macchina
Albero di Trasmissione	AT	Collega le due posizioni di lavoro per mezzo di un innesto a denti

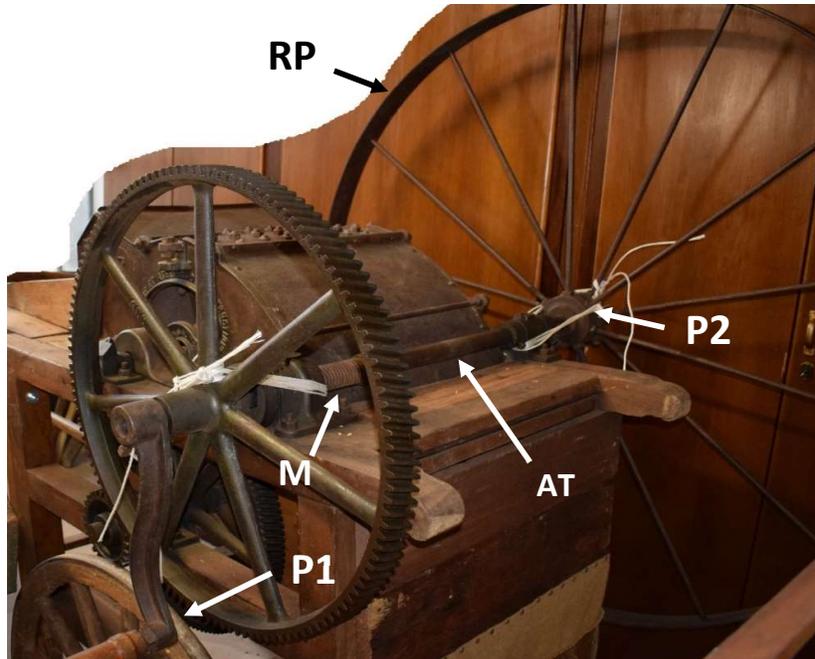


Figura 9: Postazioni di lavoro principale (P1) e secondaria (P2)

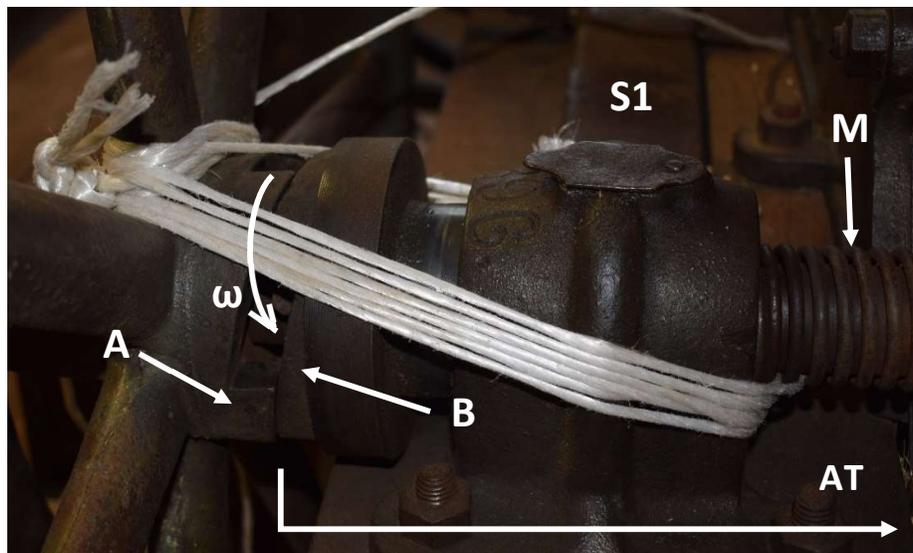


Figura 10: Dettaglio innesto a denti (ID), albero di trasmissione AT e molla M

L'innesto a denti in Fig.10 è rappresentato nella condizione in cui le due estremità A e B non sono in presa. In questa condizione, la catena del moto tra le due postazioni di lavoro P1 e P2 è interrotta, quindi l'azione motrice proviene solo dalla postazione 1.

I due azionamenti corrispondenti sono solidali al medesimo albero di trasmissione (AT); l'estremità B dell'albero coincide con la testa destra dell'innesto (ID), mentre la parte A, che costituisce la 2a testa, è solidale alla ruota dentata R1 che funge da input del moto in P1.

In un innesto a denti la forza risulta scambiata tra le superfici piane dei due elementi che lo costituiscono, per cui è fondamentale garantirne il contatto grazie ad un precarico, in questo caso utilizzando la molla M.

Quando l'azione motrice proviene da entrambe le postazioni di lavoro, il sincronismo tra i due

conduttori P1 e P2 è garantito dall'accoppiamento fra le due teste A e B.

Qualora venisse a mancare il contributo della postazione secondaria, la catena del moto si interrompe, ma il funzionamento della macchina è comunque garantito dalla principale, essendo la ruota R1 su cui agisce il conduttore parte integrante della trasmissione della macchina.

In questo contesto, l'innesto è saltato e la testa B trasla alternativamente lungo la direzione dell'albero di trasmissione grazie ad un accoppiamento geometrico col supporto S1 (linguetta/scanalato interno a S1 non visibile in Fig. 10). La molla subisce in questa condizione periodiche compressioni/rilassamenti.

La funzionalità dell'innesto a denti è quindi unicamente quella di garantire il disaccoppiamento delle due postazioni di lavoro quando non risultano entrambe utilizzate.

I conduttori, nel caso di P1, azionano la macchina agendo direttamente su una leva calettata sulla razza della ruota dentata R1; nel caso di P2 l'utente agisce nello stesso modo sulla ruota RP, che ha un diametro di grandi dimensioni ($d_{RP} > 1000\text{mm}$) rispetto al diametro esterno della ruota dentata R1 ($d_{est_R1}=350\text{mm}$). Vista la superficie piana di RP e la sua ampiezza, questo elemento potrebbe risultare adatto al funzionamento come puleggia, se inserito in una trasmissione a cinghia eventualmente collegata ad un motore a scoppio; in questo caso, tra la puleggia motrice solidale al motore e puleggia RP si genererebbe una importante moltiplicazione di coppia, con conseguente riduzione della velocità di rotazione (le due grandezze sono inversamente

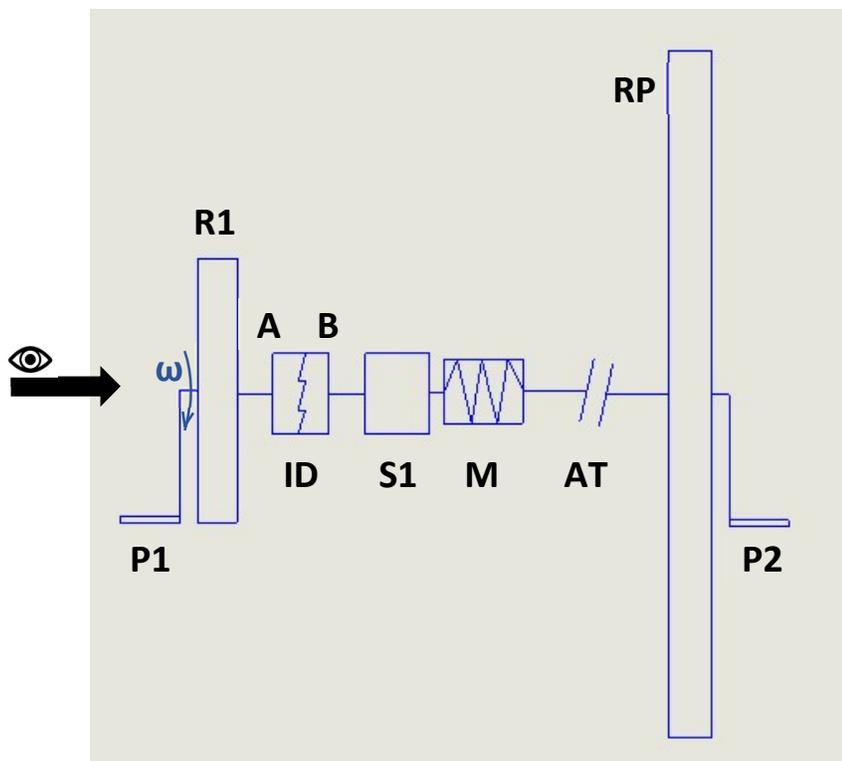


Figura 11: Schema catena del moto tra le postazioni di lavoro P1 e P2

La Fig.11 ha lo scopo di rappresentare schematicamente la catena di trasmissione del moto costituita dall'innesto a denti (ID) con precarico generato dalla molla (M) coassiale all'albero di trasmissione (AT) e le due postazioni di lavoro (P1, P2) posizionate ai lati della macchina.

Guardando la ruota R1 secondo la direzione indicata dalla freccia nera, l'albero ruota in senso orario.

Indicando con:

-b: larghezza di fascia (della dentatura) in mm

-d_{est}: diametro esterno della ruota misurato in mm

-z: numero di denti

Tabella 5: Grandezze caratteristiche degli ingranaggi (in mm)

	Simbolo	b	d _{est}	z
Ruota 1	R1	45	710	131
Ruota 2	R2		180	24
Ruota 3	R3	40	350	120
Ruota 4	R4		110	24

Dalla Fig.12 è facile intuire che sulla macchina si realizzi una doppia moltiplicazione di velocità, utilizzando cioè due coppie di ruote cilindriche a denti elicoidali; la caratteristica elicoidalità dei denti è ben visibile nella figura a destra.

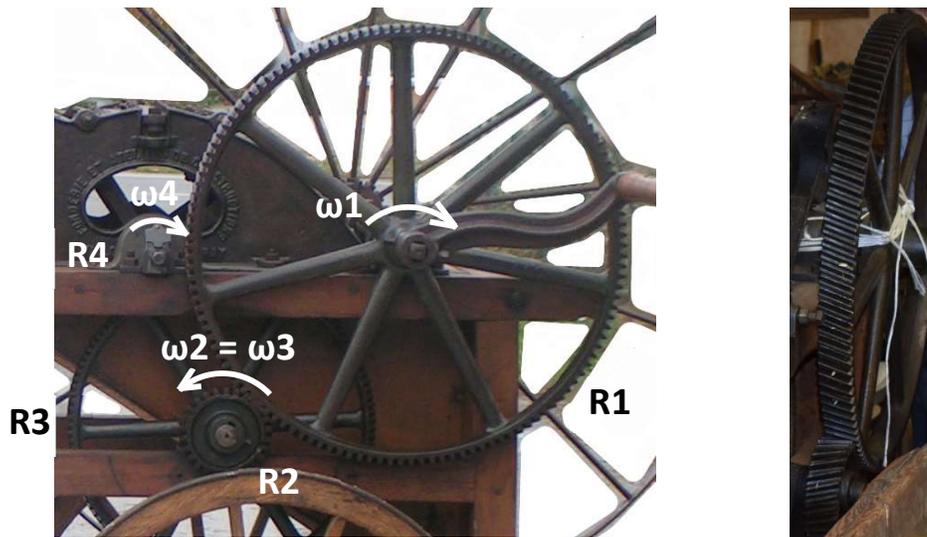


Figura 12: Trasmissione con ruote dentate dritte a denti elicoidali (R1, R2, R3, R4) con zoom sulla dentatura di R1/R2

Il primo moltiplicatore di velocità, è costituito dalle ruote R1/R2, situate sul piano esterno alla macchina. E' ben visibile, osservando le dimensioni delle due ruote intuire come si generi una moltiplicazione di velocità (Fig.12).

Le ruote dentate R2 e R3 sono calettate sullo stesso albero, garantendo così a R3 la medesima velocità angolare di R2 ($\omega_2 = \omega_3$).

La seconda coppia, costituita da R3/R4, si trova su un piano diverso, più interno alla macchina. R3 trasmette il moto a R4 e, viste le dimensioni relative delle due ruote, la velocità di rotazione in uscita sul battitore solidale alla ruota R4 è ulteriormente aumentata.

In Fig.13 è riportata schematicamente la trasmissione, con indicazione dei diametri suddetti e delle grandezze di interesse, come per esempio la distanza fra i centri ruota delle due coppie:

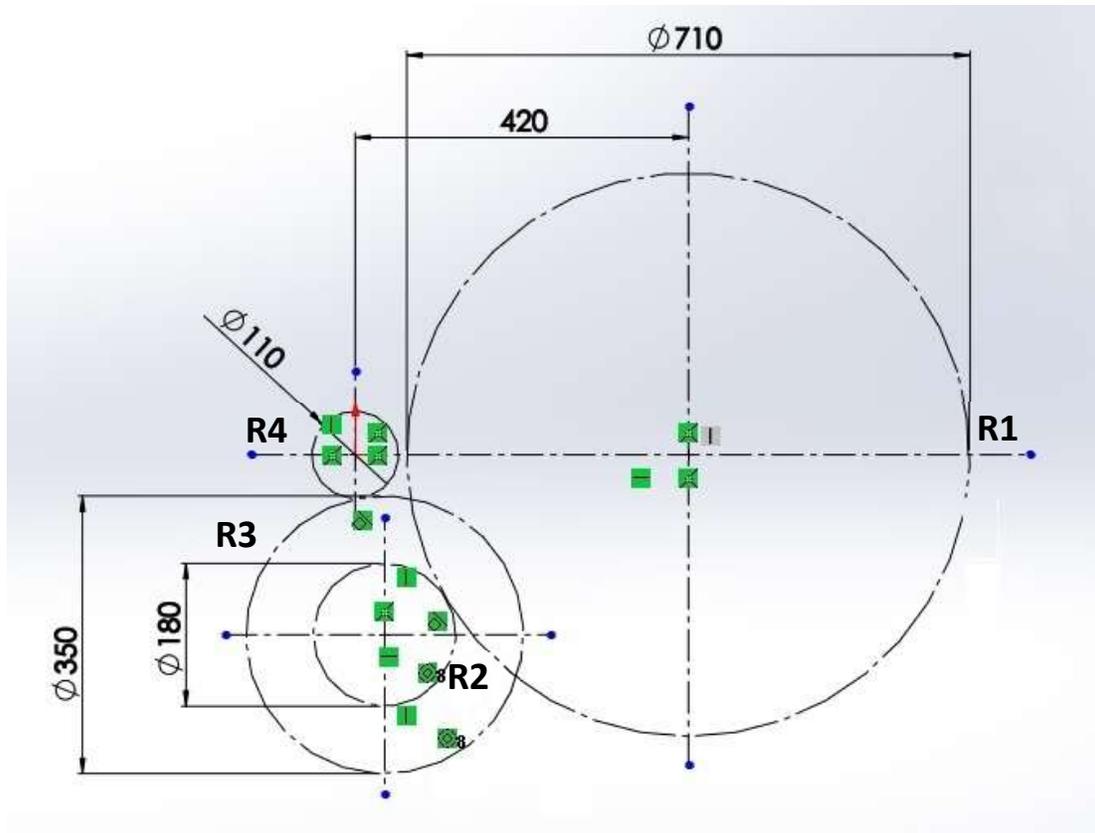


Figura 13: Schema montaggio ruote dentate R1, R2, R3, R4

La grandezza fondamentale per valutare l'effettiva moltiplicazione di velocità è il rapporto di ingranaggio "u", definito come il prodotto tra i rapporti delle due coppie:

$$u = \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{d_3}{d_4} = \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{n_4}{n_3} = \frac{n_4}{n_1}$$

Tabella 7: Calcolo rapporto di ingranaggio u (R1/R2, R3/R4) e totale u; (d_est in mm, n in rpm)

	d_est	z	u	n	ut
R1	710	131	5,46	60	27,3
R2	180	24		327,6	
R3	350	120	5,0	327,6	
R4	110	24		1638	

Il rapporto complessivo di moltiplicazione è notevole; prendendo come valore di input sulla ruota R1 $n_1=60$ colpi/minuto impressi dall'utilizzatore sull'azionamento, avremo in uscita su R4 e quindi sul battitore ad essa solidale una velocità di rotazione di $n_4 \approx 1638$ rpm.

Ovviamente la forza richiesta agli operatori è elevata, vista la tipologia di trasmissione.

Il numero di giri del battitore (>1500 rpm) è elevato e garantisce quindi un'ottima trebbiatura; la pericolosità della macchina è strettamente legata a questo dato ed alla struttura dell'organo rotante in questione.

L'ultimo blocco macchina è costituito dalla zona di raccolta.

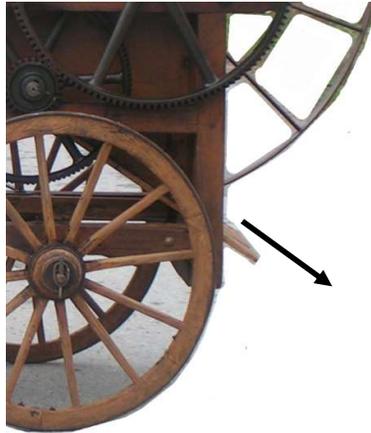


Figura 14: Scivolo di raccolta trebbiatrice Millot; la freccia indica il flusso di materiale in uscita

Essa è situata nella zona sottostante al battitore; il materiale trebbiato, composto da paglia e pula in quantità variabili in funzione della regolazione effettuata sul controbattitore, viene convogliato all'interno di uno scivolo in legno, per poi raggiungere l'esterno della macchina ed essere messo in appositi sacchi o cassette in legno. Successivamente avverrà la pulitura con appositi e diversi macchinari (pulitrici).

La macchina, grazie alle ruote in legno e a due elementi di legno in presa, risulta spostabile; data la conformazione delle ruote è però difficile pensare ad un utilizzo in campo aperto.

La conferma è data dai sostegni presenti nella parte anteriore della trebbiatrice, inadatti a terreni sconnessi o molli.

Risulta quindi chiaro che il macchinario analizzato sia stato progettato per lavorare nelle cascate o comunque su terreni piani e duri, lasciando alle ruote solamente la funzione di permetterne lo spostamento tra rimessa e zona di lavoro.



Figura 15: Sistema di lubrificazione (sx) e sicurezza (dx)

La trebbiatrice Millot presenta alcune particolarità rispetto alle macchine che analizzeremo in seguito.

Come accennato descrivendo l'innesto a molla, sulla macchina sono presenti diversi punti di lubrificazione in prossimità di supporti ed altri elementi striscianti.

E' ben visibile la copertura metallica del punto di lubrificazione per il supporto dell'albero rotante su cui è calettata la ruota R4 che trasmette il moto al battitore (Fig.15 sx).

L'ingranaggio in questione (R4) risulta dotato anche di un sistema di sicurezza; si tratta di una semplice copertura della ruota nella sua interezza, volta a minimizzare il rischio di infortuni, anche se vista l'assenza di ulteriori protezioni a monte, risulta poco influente sulla complessiva ed elevata pericolosità di utilizzo della macchina (Fig.15 dx).

Una particolarità di questa macchina è l'utilizzo di ruote dentate cilindriche a denti elicoidali.

L'utilizzo di una dentatura elicoidale permette infatti una trasmissione più graduale del moto, vista la traslazione del punto di contatto lungo l'elica.

In questo modo, riducendo gli attriti e quindi l'energia muscolare dissipata, la trasmissione risulta più efficiente, lineare e contemporaneamente anche più silenziosa.

2.1.2 Trebbiatrice Leitner A



Figura 16: Trebbiatrice Leitner (A) con trasmissione ad ingranaggi

La Leitner è una azienda metalmeccanica italiana attiva nella produzione di organi di sollevamento a fune, cioè seggiovie, cabinovie. La sua attività si basa sulle tecnologie funiviarie, di cui è tra i leader mondiali del settore [7].

L'azienda nasce nel 1888 con una produzione che va dalle funivie per il trasporto di materiali alla produzione di macchine agricole, passando per macchinari per taglio/lavorazione del legno e la costruzione di centrali idroelettriche (turbine).

Questa grande variabilità può essere ricondotta alla collocazione geografica della Leitner, con sede a Vipiteno in Trentino-Alto Adige.

La produzione in serie di macchine agricole dell'azienda è attiva tra il 1925 ed il 1970; vista la struttura delle due trebbiatrici Leitner che analizzeremo, la loro datazione è riconducibile ai primi decenni del '900, anche basandosi sulla struttura della Millot vista precedentemente. Anche la macchina in Fig.15 è conservata insieme ad una altra molto simile con trasmissione a cinghia, ma dalla identica funzionalità, nel Museo di Fontanelle di Boves.

Anche in questa trebbiatrice sono ben visibili i quattro blocchi funzionali elencati in precedenza, cioè alimentazione, lavorazione caratteristica, trasmissione del moto e raccolta.

La macchina nella figura successiva (Fig.17) è realizzata per la trebbiatura del grano; si tratta della Leitner con trasmissione del moto ad ingranaggi (Leitner A).

Come per la Millot, il covone di grano rappresenta la materia prima da lavorare; è appoggiato sul piano di alimentazione (1) e inserito nel blocco battitore/controbattitore (3/4).

Osservando il piano suddetto è possibile notare un convogliatore inclinato verso l'alto, oltre ai due laterali, il cui scopo è facilitare l'imbocco del covone nella zona di lavoro, andando anche a limitare la superficie rotante esposta dell'elemento rotorico (3).

Il prodotto della trebbiatura è successivamente convogliato con apposito scivolo e raccolto nella parte posteriore della macchina (5) per essere poi sottoposto a pulitura.

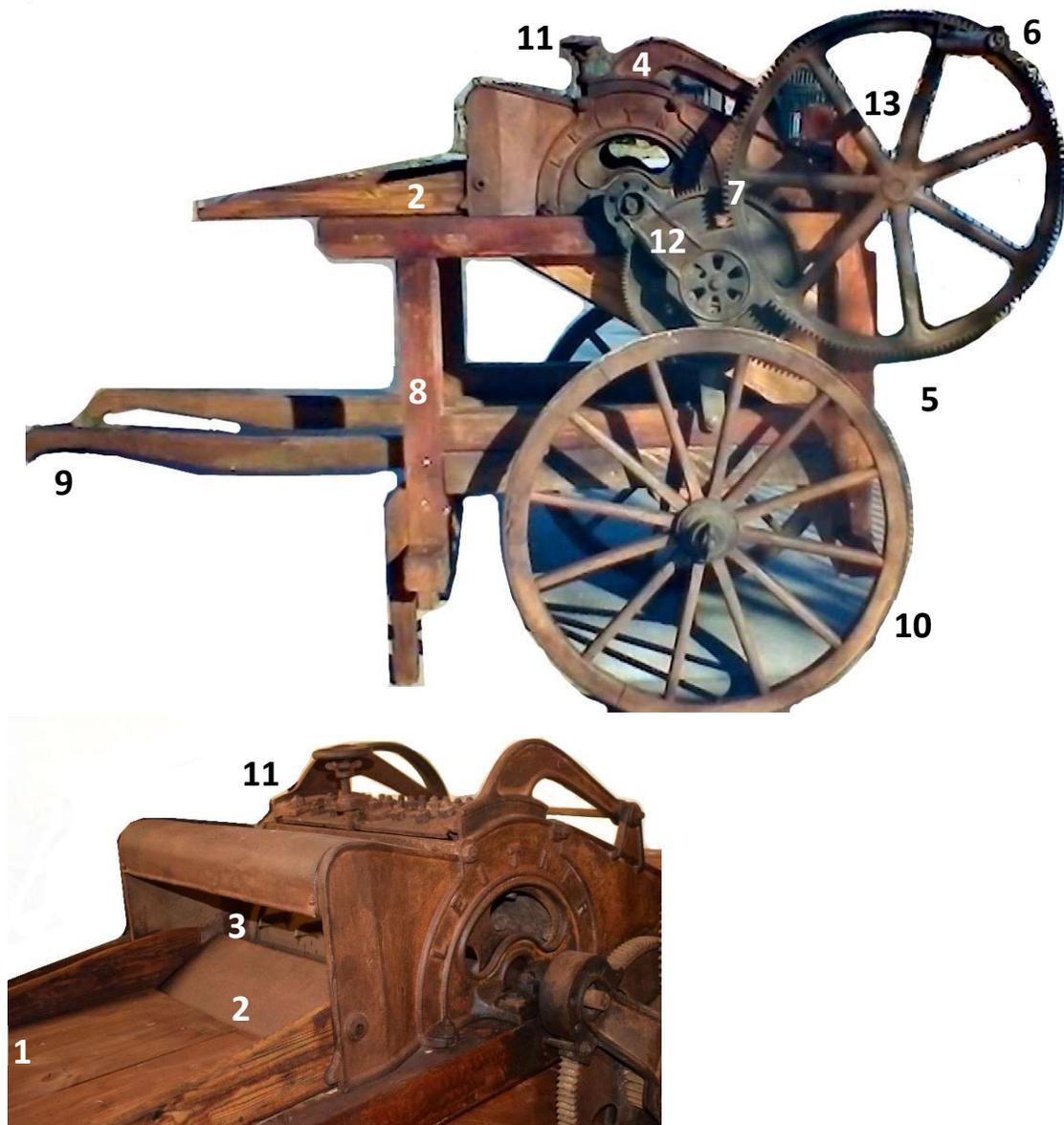


Figura 17: Nomenclatura parti costitutive principali della macchina Leitner A (Vista laterale/ viste di dettaglio anteriore e posteriore)

Tabella 7: Numerazione parti costitutive della trebbiatrice Leitner A

# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura
1	Piano di alimentazione	6	Leva azionamento	11	Vite di regolazione
2	Convogliatori	7	Trasmissione (R1,R2,R3,R4)	12	Sistema di protezione e sicurezza
3	Battitore (B)	8	Telaio	13	Albero di trasmissione
4	Controbattitore (CB)	9	Bracci di sollevamento		
5	Raccoglitore	10	Ruote		

Anche in questo caso, per descrivere dettagliatamente il blocco centrale di battitore (B) e controbattitore (CB) è necessario ricorrere alle grandezze già utilizzate precedentemente per la trebbiatrice Millot. In particolare, riassunta in Tab.8 la geometria caratteristica del battitore, si può procedere al calcolo della densità di dentatura (*den*).

Viste le dimensioni del battitore (lunghezza *L* e diametro *d* espresse in mm), maggiori rispetto alla Millot, risulta un'area di lavoro significativamente più grande (*A_lavoro* espressa in m²). La definizione della superficie di lavoro del controbattitore (porzione di area cilindrica) risulta difficilmente indicizzabile.

Tabella 8: Geometria caratteristica di battitore (B) e controbattitore (CB) Leitner A (*d,L* in mm, *A* in m²)

	d	L	A_lavoro
B	300	540	0,509
CB	nd	540	ND

Prima di procedere al calcolo è necessario rilevare il numero esatto di denti che compongono le dentature di battitore (B) e controbattitore (CB).

Differentemente dal caso precedente, la struttura del battitore Leitner non presenta i portadenti descritti precedentemente, ma è comunque facile distinguere le varie "serie" ordinate e distanziate regolarmente con angoli prefissati. In questo caso definiremo quindi, per mantenere la stessa nomenclatura già utilizzata, il concetto di portadenti fittizi.

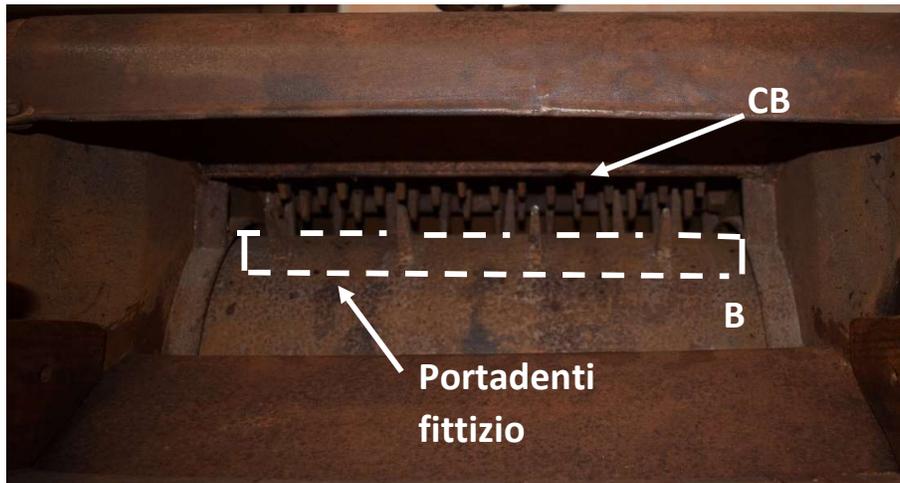


Figura 18: Portadenti fittizio e dentatura di battitore (B) e controbattitore (CB)

Osservando la distribuzione dei denti (Fig.18) fra l'elemento rotorico e quello statorico risulta evidente, come ci si aspetta, che la dentatura del controbattitore è molto più fitta rispetto a quella del battitore, che ha il compito di tirare all'interno dell'area di lavoro il covone.

Il numero di denti per ogni elemento fittizio definito sull'elemento rotorico ha una particolare distribuzione; alcuni elementi sono dotati di 4 denti, altri di 5, con un distanziamento ridotto fra gli ultimi denti prima di destra e poi di sinistra.

Per semplificare la comprensione è utile rappresentare lo sviluppo in pianta del cilindro battitore; partendo dal cilindro dentato si otterrà quindi una superficie piana rettangolare con lunghezza pari allo sviluppo della circonferenza, su cui sarà meglio rappresentabile la diversa distribuzione e numerosità dei denti.

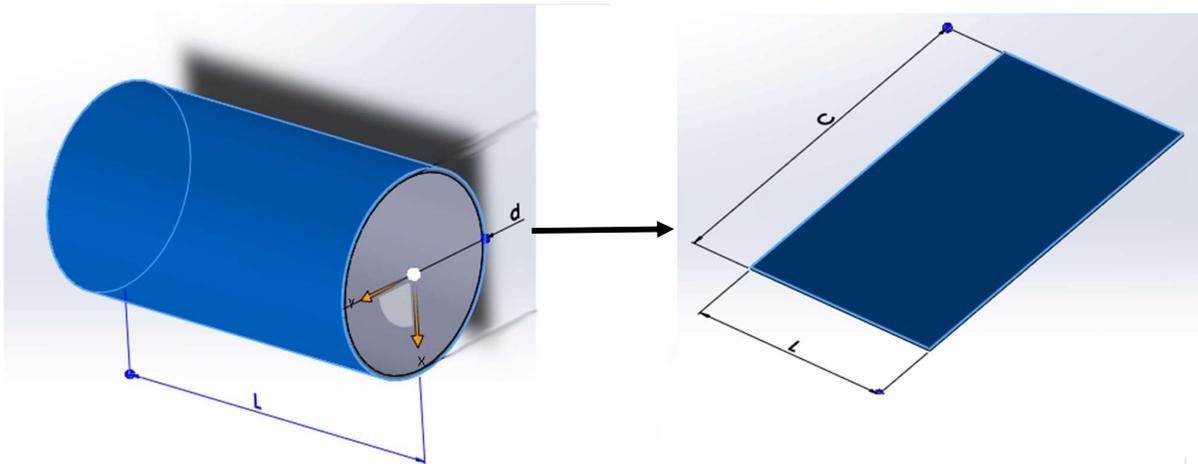


Figura 19: Sviluppo piano del cilindro battitore (B) di diametro esterno d e larghezza L

Avendo definito

$$C = \pi d$$

come la misura della circonferenza della circonferenza del cerchio di diametro d , pari anche allo sviluppo lineare del cilindro battitore (B), il tutto espresso in mm, otteniamo:

Tabella 9: Dimensioni caratteristiche dello sviluppo lineare del cilindro battitore (B) (in mm)

	d	L	C
B	300	540	942,5

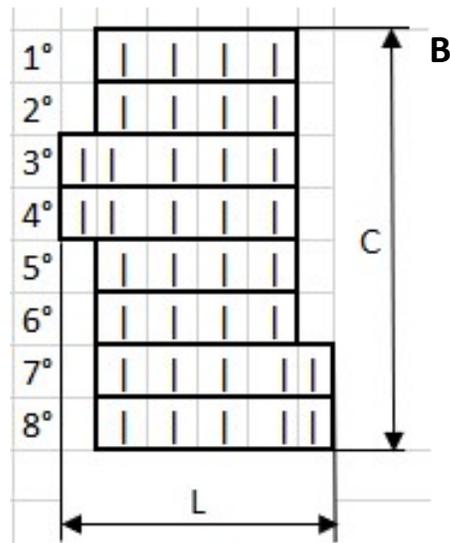
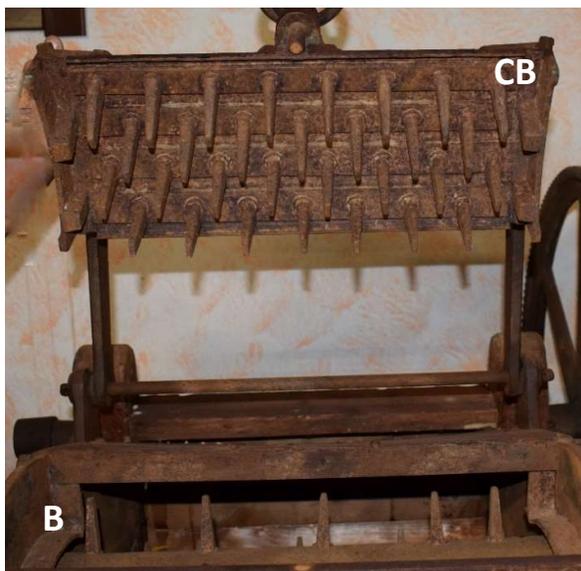


Figura 20: Confronto fra la distribuzione delle dentature di contro-battitore (CB) e battitore (B) (sx); Schema dentatura battitore (B) AABBAACC Leitner A (dx)

Dalla Fig.20 sono quindi distinguibili le 3 tipologie di portadenti presenti sul battitore:

- A: 4 denti equidistanziati
- B: 5 denti di cui due ravvicinati sul lato sinistro
- C: 5 denti, di cui due ravvicinati sul lato destro

Per ogni fila di denti, per favorire la comprensione dello schema, si è supposta una altezza pari a C/n° portadenti, in questo caso $C/8$.

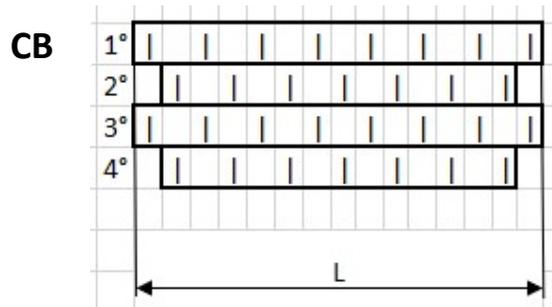


Figura 21: Schema dentatura controbattitore (CB) Leitner B

Ricordando la definizione del rapporto di dentatura y e di densità di dentatura den :

$$y = \frac{n_{totCB}}{n_{totB}} \qquad den = \frac{n_{tot}}{A_{lavoro}}$$

definiamo le grandezze caratteristica della Leitner con azionamento a ruote dentate.

Tabella 10:Indici dentatura battitore (B) e controbattitore (CB)

A	n_portadenti	n_denti_p	n_totale	den	y
B	4	4	36	70,7	0,83
	4	5			
CB	2	8	30	ND	
	2	7			

Il numero di denti complessivi di battitore (B) e controbattitore (CB) risultano confrontabili, con un piccolo scarto quantificabile però in 6 denti.

La grandezza $den=70,7$ risulta minore rispetto al valore della trebbiatrice Millot ($den=81,5$), benchè il numero di denti sia superiore; la differenza risulta legata alla diversa dimensione del battitore, che genera una diversa superficie di lavoro per le due macchine.

Il calettamento dei denti, per ambo gli elementi rotorici/statorici, risulta effettuato anche in questo caso imbullonando il gambo filettato dei singoli denti alla struttura portante.

Si tratta nuovamente di un collegamento smontabile, così da permettere la manutenzione sulla dentatura in caso di rotture accidentali, usura legata ad un utilizzo o ad elementi esterni, quali ad esempio intemperie e/o cattiva pulizia (Fig.22).

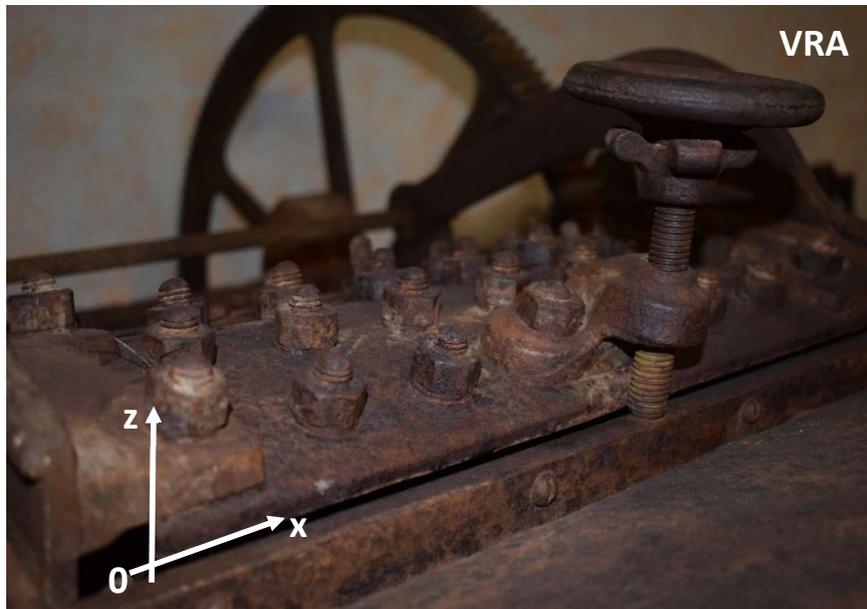


Figura 22: Serie di bulloni di calettamento dei singoli denti sulla struttura portante del controbattitore (CB); vite di regolazione altezza della dentatura (VRA)

Come ben visibile in Fig.22, è presente un sistema di regolazione a vite per l'altezza della dentatura del controbattitore, definito per semplicità VRA (Vite Regolazione Altezza). Agendo sulla manopola è possibile alzare o abbassare la dentatura del controbattitore (dir. Z), andando ad agire indirettamente sulla distanza relativa tra le dentature statoriche e rotoriche; avvitando CB si alza, mentre agendo in senso antiorario la struttura si abbassa fino al vincolo strutturale imposto dal contatto fra il controbattitore e la struttura portante del blocco centrale ($Z=0$). Visto il peso dell'elemento controbattitore, il rischio che possa sollevarsi in fase di lavoro è assente.

I denti di battitore e controbattitore risultano avere una forma più appuntita rispetto a quelli della trebbiatrice Millot.

Lo stato di conservazione delle superfici dentate e della stessa dentatura risulta peggiore rispetto al blocco centrale della trebbiatrice Millot; sono evidenti le sfumature rossastre dell'ossido di ferro (ruggine).

L'azionamento della trebbiatrice Leitner A in analisi è basato, come già suddetto, su due coppie di ingranaggi a denti dritti.

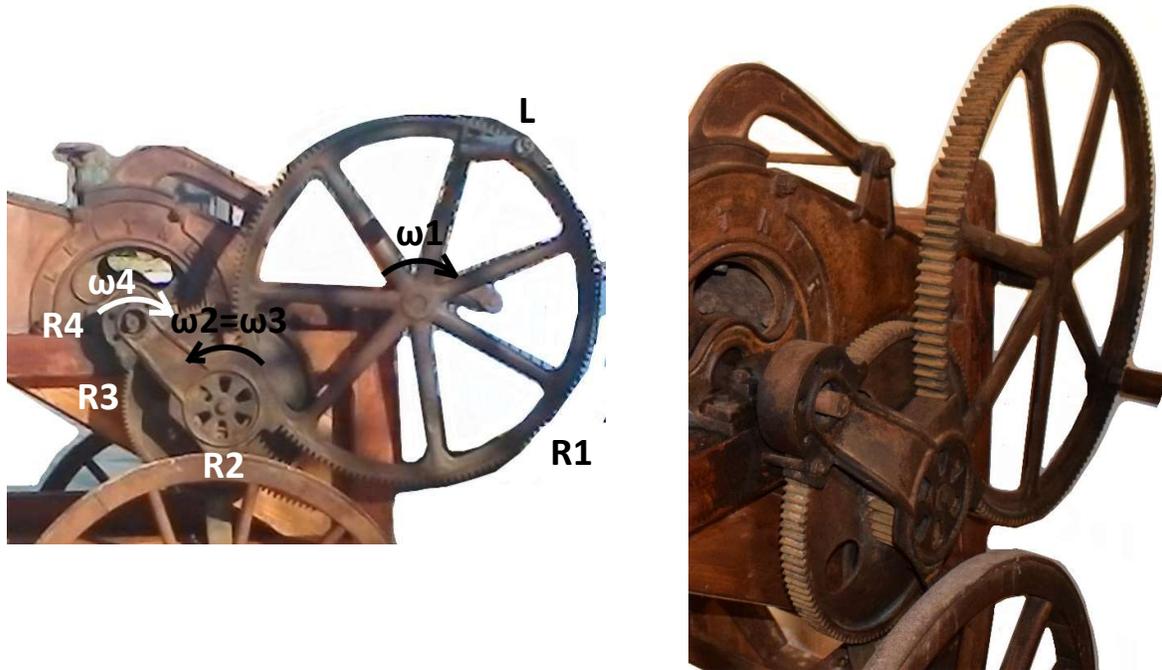


Figura 23: Nomenclatura e posizionamento sulla macchina trebbiatrice Leitner A delle 4 ruote dentate (R1, R2, R3, R4) del sistema di trasmissione con azionamento a leva (L)

Identificati i 4 ingranaggi sulla macchina, anche se R2/R4 in parte coperti da un sistema di protezione e sicurezza (SPS), è possibile rilevarne le grandezze caratteristiche (larghezza di fascia b e diametro esterno misurato d_{est} espressi in mm, numero di denti z):

Tabella 11: Grandezze caratteristiche degli ingranaggi (lunghezze in mm)

	Simbolo	b	d_{est}	z
Ruota 1	R1	40	750	158
Ruota 2	R2		160	29
Ruota 3	R3	30	400	120
Ruota 4	R4		130	28

La ruota R1 è azionata dall'utente tramite una apposita leva di azionamento (L) vincolata solidalmente al raggio esterno della ruota in corrispondenza di una rizza.

Sullo stesso albero di trasmissione (AT) agisce anche il 2° utilizzatore, posizionato sul lato opposto della macchina.

Il moto è trasmesso dalla R1 a R2, che accoppiate costituiscono la Coppia 1. Solidalmente a R2 è calettata sul medesimo albero la ruota R3, che è quindi costretta dal vincolo meccanico ad avere la stessa velocità di rotazione della dimensionalmente più piccola R2.

R3 è accoppiata alla ruota R4 (Coppia 2), solidale al battitore situato nel blocco centrale della macchina che necessita per essere efficiente di una elevata velocità di rotazione.

Da una veloce osservazione è anche in questo caso chiaro lo scopo del sistema di trasmissione a ruote dentate, cioè quello di ottenere una doppia moltiplicazione di velocità come già avveniva nella trebbiatrice francese Millot.

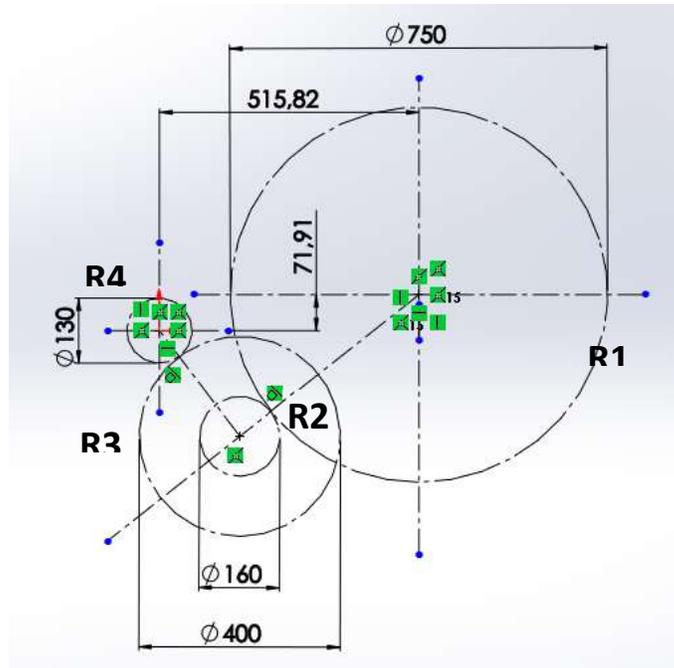


Figura 24: Schema montaggio ruote dentate R1, R2, R3, R4; indicazione interassi caratteristici delle due coppie

Anche in questo caso la macchina è dotata di due posizioni di lavoro parallele, collegate da un albero di trasmissione alloggiato su appositi supporti.

La prima posizione di lavoro (P1) è ben visibile grazie alla leva di azionamento posizionata sulla ruota dentata R1, mentre la seconda si trova dalla parte opposta della macchina (P2).

In questo caso l'operatore agisce, sempre utilizzando una leva, direttamente sull'albero di trasmissione. Non sono interposte ruote o pulegge.

Tra le parallele alle leve di azionamento delle due postazioni è presente uno sfasamento angolare.

Nella figura successiva si riporta il dettaglio degli azionamenti descritti (Fig.25); l'acronimo LA indica le leve di azionamento (1 e 2). Gli operatori sono rivolti con la schiena verso l'osservatore, spingendo quindi in vanati secondo il verso di rotazione indicato.

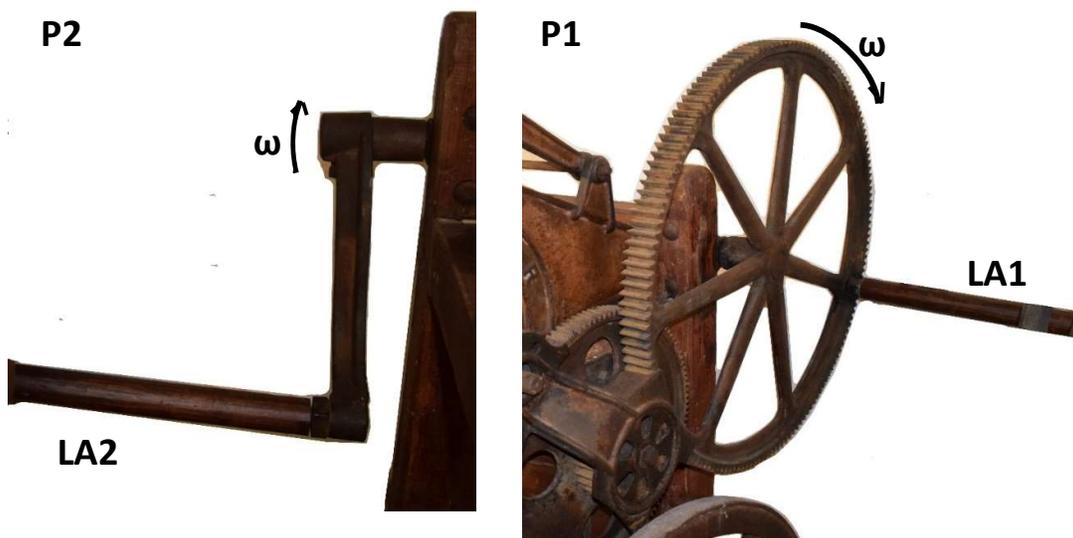


Figura 25: Postazioni di lavoro P1 e P2 della trebbiatrice Leitner A con leve di azionamento (LA1, LA2)

A questo punto, analizzata la geometria delle singole ruote, il loro relativo posizionamento, la modalità di lavoro degli operatori e descritta la catena del moto, è possibile procedere alla valutazione numerica dell'effettiva moltiplicazione di velocità tra ingresso ed uscita della trasmissione.

Tabella 12: Calcolo rapporto di ingranaggio u (R1/R2, R3/R4) e totale u_t

	d_est	z	u	ut
R1	750	158	5,4	23,3
R2	160	29		
R3	400	120	4,3	
R4	130	28		

La moltiplicazione di velocità, osservando i due valori del rapporto di ingranaggio u in Tab.13, non risulta equamente distribuita fra le due coppie di ruote.

La Coppia 1 (R1/R2), con un valore di $u_{12}=5,4$, risulta effettuare una moltiplicazione di velocità superiore di circa una unità rispetto a quella effettuata dalla Coppia 2 con $u_{34}=4,3$.

Complessivamente, la moltiplicazione è notevole; il valore di u_t moltiplica di oltre 20 volte il numero di giri in ingresso, portando il battitore a velocità di rotazione importanti, come prevedibile essendo noto il principio di lavoro del sistema battitore/controbattitore.

Partendo da un valore verosimile in entrata alla macchina di circa 60 colpi/minuto, cioè 60 rotazioni complete della ruota R1 generate dalla spinta dell'uomo, stessa ipotesi effettuata per la Millot, è possibile fare una stima della velocità finale dell'elemento rotorico; indicando con n il numero di giri/minuto (rpm) abbiamo:

Tabella 13: Velocità di rotazione n (rpm) delle ruote R1, R2, R3, R4 ipotizzando $n_1=60$ rpm

	u	n	ut
R1	5,4	60	23,3
R2		327	
R3	4,3	327	
R4		1401	

Partendo dal valore realistico di n_1 si arriva ad ottenere un valore di $n_4 \approx 1400$ rpm.

Valori di $n_1 > 60$ rpm risultano difficili da realizzare con un azionamento manuale a causa dell'oggettiva difficoltà dell'operazione legata al movimento da realizzare a cui vanno sommati i vari attriti e la resistenza del materiale in lavorazione.

Come già accennato in precedenza descrivendo gli ingranaggi, la Leitner A è dotata di un sistema di protezione e sicurezza, per semplicità denominato SPS, volto ad impedire o comunque ridurre il rischio per gli utilizzatori (Fig.26).

Il sistema, costituito da un guscio metallico che avvolge gli ingranaggi R2 ed R4, è realizzato in modo tale da proteggere la zona di contatto fra i denti in presa delle due coppie di ruote ed impedirne l'accesso. Si tratta di una zona pericolosa perché può essere facile rimanere impigliati, soprattutto se pensiamo alle scarse o inesistenti misure di sicurezza sul lavoro adottate nei primi decenni del secolo scorso. La ruota R4 risulta completamente avvolta, mentre la R2 è visibile, ma lateralmente inaccessibile.

Oltre a ridurre il rischio di infortuni per gli utilizzatori, questo dispositivo ha anche la funzione di proteggere gli ingranaggi.

La caduta accidentale di altri utensili nella zona di contatto e presa fra i denti (definita ZCT nella figura seguente) avrebbe potuto danneggiare gli stessi, andando a generare il fermo produttivo con i relativi costi correlati, ma anche la necessità di sostituire o riparare la ruota.

Questa analisi giustifica il nome dato in precedenza (Sistema di Protezione e Sicurezza SPS).

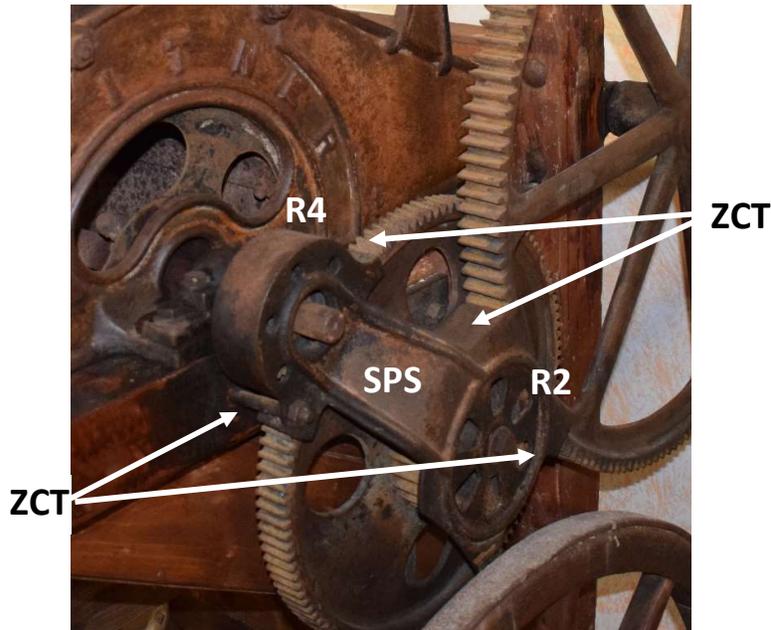


Figura 26: Sistema Protezione e Sicurezza (SPS) della Leitner A; indicazione zona di contatto (ZCT) protette dal sistema

Un'altra particolarità emersa della trebbiatrice Leitner A è legata alla particolare distribuzione dei denti sul battitore (B). Come spiegato in precedenza essa segue uno schema preciso AABBAACC; per valutare la funzionalità e la motivazione di questa scelta non abbiamo a disposizione materiale tecnico della azienda produttrice. L'alternanza (dx/sx) fra le tipologie di portadenti fittizi può far pensare alla necessità di tirare il covone all'interno della zona di lavoro con maggiore regolarità (Fig.27), andando a distribuire il materiale anche ai lati della stessa, presumibilmente riducendo il rischio di tappare la parte centrale che è, logicamente, più sfruttata.

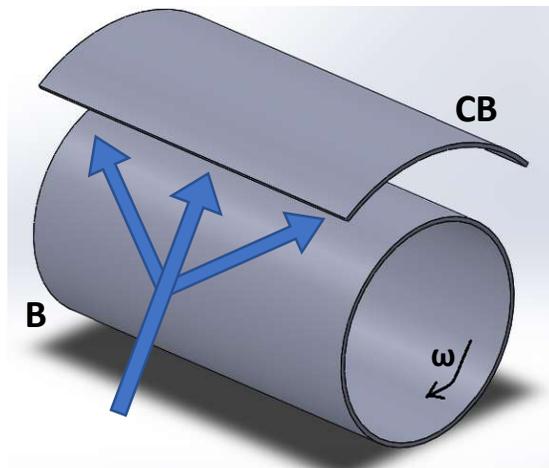


Figura 27: Schema del flusso di materiale da trebbiare all'interno del blocco battitore (B) / controbattitore (CB)

2.1.3 Trebbiatrice Leitner B

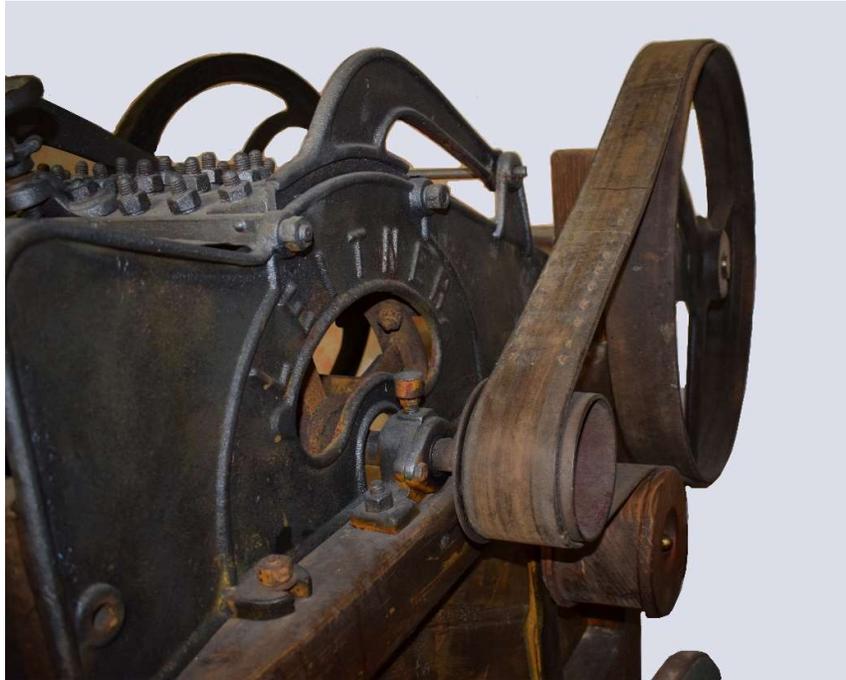


Figura 28: Dettaglio Trebbiatrice Leitner B (trasmissione a cinghia)

La struttura e gli elementi di base della trebbiatrice Leitner B [7], chiamata così per distinguerla dalla Leitner A, non differiscono molto dalla precedente.

La macchina in analisi è di proprietà del Museo di Boves [2], dove è osservabile insieme alla Millot ed alla Leitner ad ingranaggi.

La data di produzione di questa macchina può essere ricondotta ai primi decenni del '900, basandosi anche qui sulle informazioni relative alla storia della azienda produttrice.

Il suo utilizzo, soprattutto nelle piccole realtà contadine, così come nelle rievocazioni storiche tipiche delle feste locali, è indubbiamente molto più esteso negli anni e arriva fino ai giorni nostri.

La sostanziale differenza fra le due trebbiatrici Leitner risiede, come già accennato in precedenza, nella costituzione della catena del moto; in Fig.27 ne è mostrato un dettaglio. Un'altra importante differenza è legata alla struttura del battitore, che non è un cilindro chiuso, ma aperto.

La trasmissione della Leitner B è una trasmissione a cinghia piatta; le problematiche di slittamento e di scarso attrito legato anche ai materiali utilizzati vista l'epoca di produzione (cinghie in cuoio) rendono questa macchina meno efficiente dal punto di vista energetico rispetto alla Leitner A con trasmissione a ruote dentate. E' ben visibile il tendicinghia in legno, utilizzato proprio per mantenere la cinghia tesa così da aumentarne il carico ed evitare la fuoriuscita dalla sede.

La specifica discussione dell'azionamento della macchina sarà trattata in seguito.

In Fig.29 (sotto) è riportata una vista laterale della macchina, dove sono riportati i principali elementi caratteristici e strutturali della trebbiatrice Leitner B, indicandone il relativo posizionamento nella geografia della stessa.

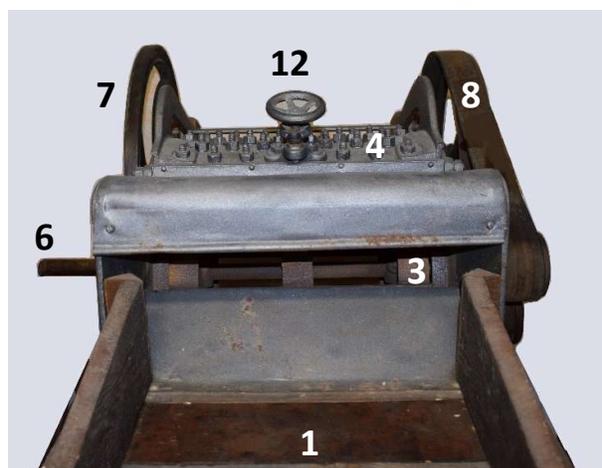
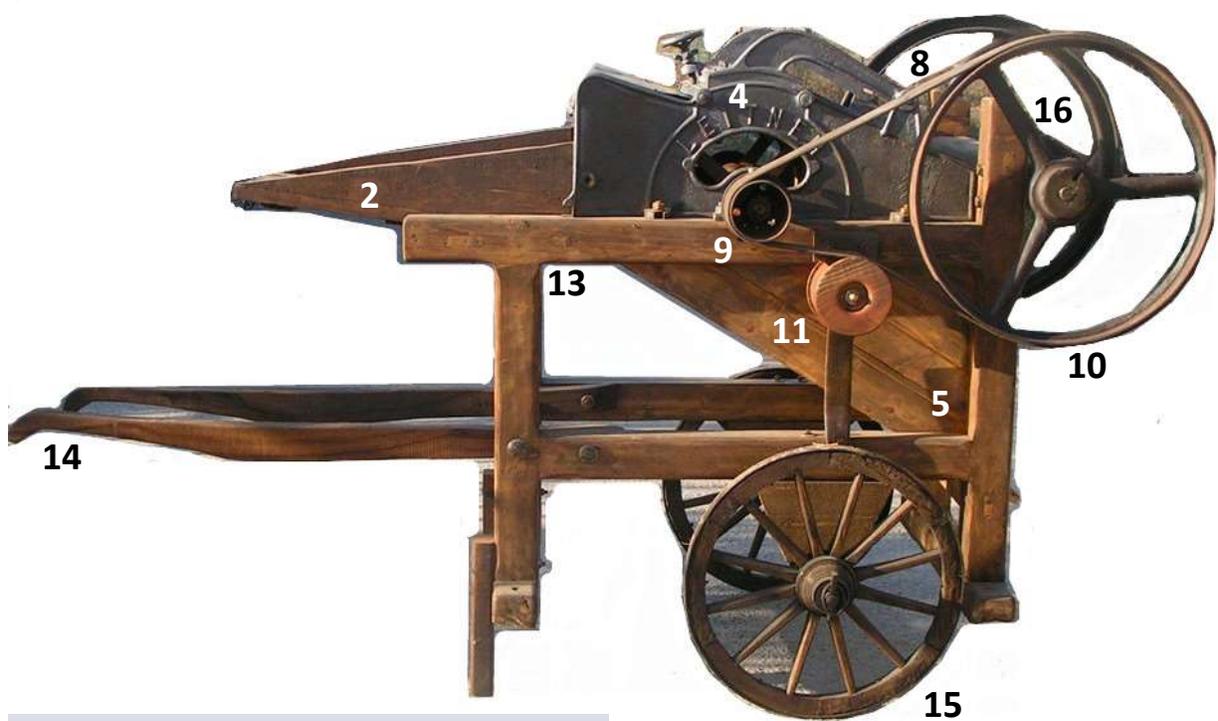


Figura 29: Nomenclatura parti costitutive principali della macchina Leitner B (Vista laterale/ vista di dettaglio anteriore)

Tabella 14: Nomenclatura elementi principali trebbiatrice Leitner a cinghia B

# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura
1	Piano di alimentazione	6	Leva azionamento	11	Tendicinghia (TC)	16	Albero di trasmissione (AT)
2	Convogliatori	7	Ruota motrice (RM)	12	Vite di regolazione	17	Supporti (S)
3	Battitore (B)	8	Cinghia di trasmissione	13	Telaio		
4	Controbattitore (CB)	9	Puleggia X	14	Bracci di sollevamento		
5	Raccogliatore	10	Puleggia Y	15	Ruote		

L'elemento fondamentale alla funzionalità della macchina è anche in questo caso legata al battitore; le misure caratteristiche del battitore (B) e del controbattitore (CB) sono le stesse della Leitner B (d , L espresse in mm, A_{lavoro} in m^2).

Tabella 15: Dimensioni caratteristiche di battitore(B) e controbattitore (CB) della Leitner B

	d	L	A_lavoro
B	300	540	0,509
CB	ND	540	ND

Al fine di definire la densità di dentatura den ($numero\ denti / Area\ di\ lavoro$) ed il rapporto tra il numero di denti di B e CB y , procediamo al conteggio, facendo attenzione allo schema con cui avviene la ripetizione circolare della dentatura sui portadenti.

Tabella 16: Indici dentatura battitore (B) e controbattitore(CB)

B	z_portadenti	z_denti_p	z_totale	den	y
B	8	5	40	78,6	0,75
CB	2	8	30	ND	
	2	7			

Lo schema del controbattitore non presenta particolarità rispetto al caso precedente, mentre il battitore mostra una alternanza fra il posizionamento ravvicinato dei due denti alle estremità destre e sinistre, come la Leitner A.

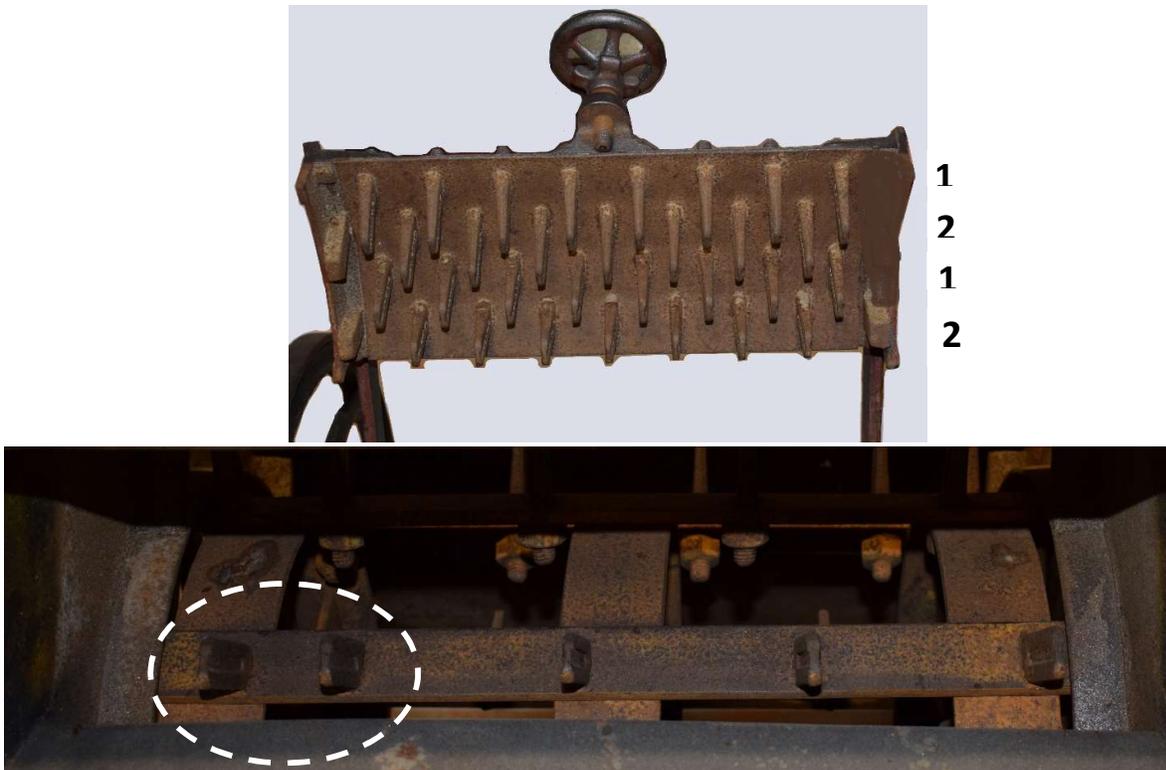


Figura 30: Schema 1212 dentatura di controbattitore (CB) e dettaglio portadenti battitore (tipo B); struttura a gabbia del battitore

Il battitore della Leitner B risulta dotato di 40 denti, un numero quindi superiore alla gemella con trasmissione ad ingranaggi. Siccome le dimensioni dell'elemento rotorico sono le stesse, è però osservabile un valore di densità della dentatura den ($n^{\circ}denti / Area\ di\ lavoro\ in\ m^2$) maggiore ($78,6 > 70,7$).

Anche in questo caso, non essendo stata rilevabile la superficie utile di lavoro del controbattitore, non è stato possibile calcolare il valore di den_{CB} ; da una semplice osservazione è chiaro che, vista la differente numerosità di denti fra elementi rotorici e statorici, ma la limitata area del controbattitore, il valore sarebbe sicuramente superiore a quello calcolato per il battitore.

Ricordando la nomenclatura usata in precedenza per definire le diverse tipologie di portadenti e la differente numerosità di denti per ciascuno:

-B: 5 denti di cui due ravvicinati sul lato sinistro

-C: 5 denti, di cui due ravvicinati sul lato destro

Possiamo schematicamente riassumere lo sviluppo del battitore e del controbattitore come segue (Fig.31). La larghezza L del battitore (B), che coincide con quella del controbattitore C(B), che è riportata permette di individuare il posizionamento relativo dei due elementi, rappresentati fuori scala a favore di comprensione.

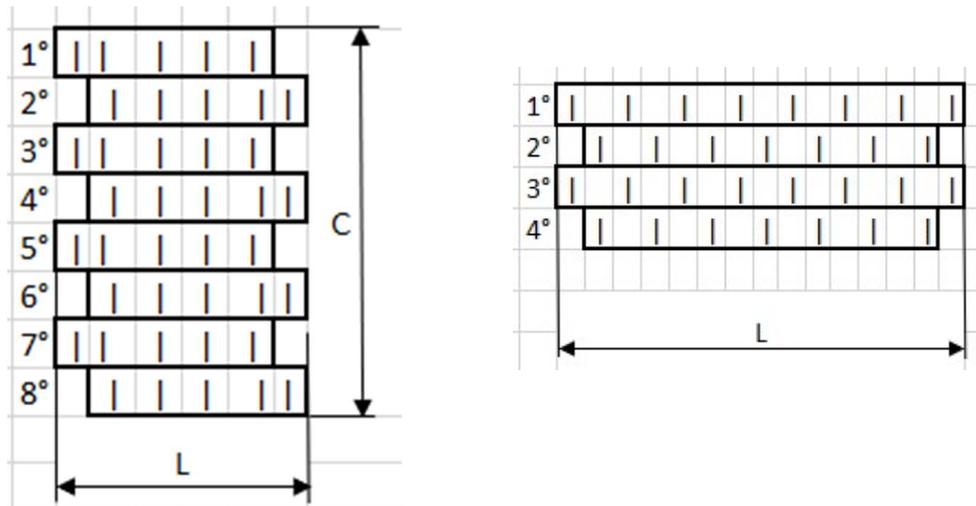


Figura 31: Sviluppo lineare del battitore (B) Leitner B (BCBCBCBC) e controbattitore (CB)

Rispetto alla Leitner A, i denti della macchina con trasmissione a cinghia presentano una forma meno acuminata, con gli spigoli arrotondati.

Il battitore, come già accennato, ha la particolarità di non essere costituito da una lamiera piegata e saldata a formare un cilindro cavo, ma da una serie di lame portadenti fissate su 3 dischi piatti posizionati, rispetto alla larghezza L dell'elemento, agli estremi e centralmente. Si può dire che B abbia una struttura "a gabbia" (tornare a Fig.30).

Uno dei vantaggi legati a questa scelta può essere ricondotta al rischio di tappaggio della macchina e della perdita di efficienza in trebbiatura dovuto alla formazione di ostruzioni di paglia tra i denti del controbattitore e il battitore rotante.

Avere queste aperture favorirebbe quindi la caduta del materiale verso la zona di raccolta, costretto ad essere però prima "centrifugato" all'interno della gabbia rotante costituita dai dischi e dalle lame portadenti.

E' possibile effettuare una regolazione dell'altezza della dentatura del controbattitore agendo su una vite (VRA) posizionata centralmente rispetto alla larghezza dell'elemento. Anche in questo caso, svitando la vite si va a sollevare il blocco controbattitore CB verso l'alto (dir.Z); effettuando il movimento opposto lo si abbassa, fino a mandare in battuta le superfici laterali.

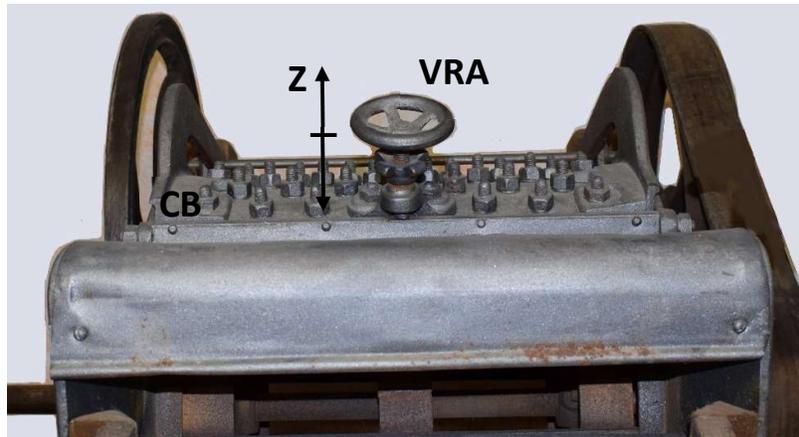


Figura 32: Vite di Regolazione Altezza controbattitore (VRA) e schema del moto dell'intero blocco centrale

Analizzato dettagliatamente il blocco centrale, costituito da battitore e controbattitore, è necessario concentrarsi sulla trasmissione a cinghia della macchina.

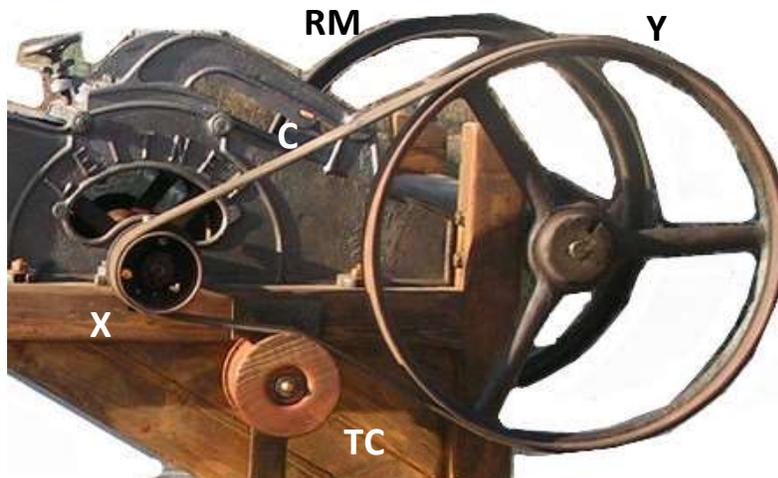


Figura 33: Trasmissione a cinghia trebbiatrice Leitner B

Tabella 17: Geometria pulegge X, Y, tendicinghia (TC) e ruota motrice (RM) (d_{est} in mm, n in rpm)

	d_{est}	it	n
X	120	5	60
Y	600		300
TC	150		
RM	500		

Le grandezze individuate sono anche in questo caso la larghezza di fascia b ed il diametro esterno d_{est} (espresse in mm); nel caso della trasmissione a cinghia, la moltiplicazione di velocità avviene in un'unica fase essendo presente una unica coppia di pulegge. Il rapporto di trasmissione i_t pari a 5 è maggiore di quello che veniva realizzato da una singola coppia di ruote dentate; non essendoci una ulteriore moltiplicazione il numero di giri in uscita risulta però limitato rispetto ai casi precedenti.

Ipotizzando in ingresso $n=60$ colpi/minuto, pari quindi a 60rpm dell'albero di trasmissione, si ottiene in uscita una velocità di rotazione relativamente bassa e pari a 300 rpm.

La messa in moto della trasmissione avviene agendo sulla leva di azionamento (LA) calettata sulla ruota motrice (RM); agendo su LA si mette in rotazione quindi indirettamente la puleggia Y (di dimensioni maggiori) grazie al calettamento solidale con l'albero di trasmissione (AT) (Fig.33).

I supporti posizionati a lato ne garantiscono il sostegno, mentre la lubrificazione l'efficienza.

La cinghia in cuoio (C) trasmette il moto alla puleggia minore X, solidale al battitore situato nel blocco centrale.

La presenza del tendicinghia (TC), costituito da un cilindro in legno, aiuta a mantenere tesa la cinghia; andando a variare l'angolo con cui l'elemento in cuoio esce dalla puleggia X si aumenta la superficie di contatto e quindi la capacità di trasmettere il moto.

In questo caso l'attrito è un fenomeno positivo e ricercato, perché fondamentale per la trasmissione, che non deve slittare.

Si ha inoltre un vantaggio legato al posizionamento della cinghia, che risultando più tesa ha un posizionamento più stabile e lineare (non esce dalla sua sede).

In Fig.34 è riportato un dettaglio della ruota motrice RM e del suo azionamento a leva (LA).

La posizione di lavoro prevede l'utilizzatore rivolto con le spalle verso l'osservatore, così da compiere col corpo una spinta in avanti, facendo ruotare AT in senso orario.

Il verso di rotazione è dettato sempre dal battitore, che ruotando deve tirare il materiale verso l'interno della macchina.

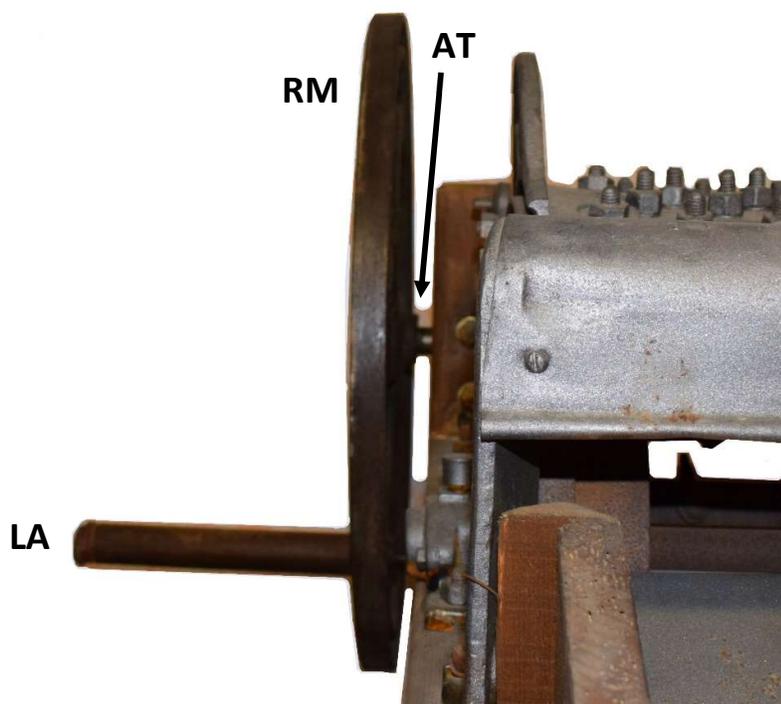


Figura 34: Ruota di azionamento (RM) manuale della trebbiatrice Leitner B (a cinghia)

Rispetto alla Leitner con azionamento a ruote dentate (A), la trebbiatrice a cinghia ha una singola postazione di lavoro, ma il principio di funzionamento non varia.

Il corpo centrale del controbattitore è stato riverniciato, per impedire un eccessivo degrado legato agli agenti atmosferici ed al tempo. Segni di ruggine sono comunque presenti, ma meno marcati che nel caso della Leitner A.

Le ruote per spostare la trebbiatrice hanno una dimensione minore rispetto alla macchina con trasmissione a ruote dentate; si tratta indubbiamente di una caratteristica negativa.

Una ruota di diametro limitato non permette di superare piccoli ostacoli o avvallamenti con la stessa agilità che sarebbe possibile osservare qualora si utilizzasse un diametro sufficientemente più grande.

Trattandosi comunque di una macchina da utilizzare su terreno piano e non in campo aperto, non elimina i meriti ed i pregi di questa compatta trebbiatrice manuale dei primi decenni del '900.

2.1.4 Caratteristiche comuni e varianti strutturali delle trebbiatrici europee

In seguito all'analisi di 3 diverse trebbiatrici, sia per il periodo di produzione che per la regione di origine ed attività, è possibile individuare alcuni elementi comuni e fondamentali. Le caratteristiche di lavoro e funzionamento di queste macchine, dovendo svolgere la medesima funzione, sono ovviamente assimilabili; la similarità non è però solo funzionale, ma anche a livello di posizionamento relativo fra le parti. A conferma di quanto detto, in Fig.35 è mostrata una trebbiatrice tedesca, di proprietà del museo della Civiltà Contadina di Grancona [3].

Di questa macchina, prodotta dalla Lanz, è possibile stimare il rapporto di trasmissione complessivo u_t basandosi sulla fotografia disponibile ed utilizzando la nomenclatura delle ruote dentate già usata in precedenza (R1 input/R2, R3/R4 solidale al battitore).

Anche in questo caso, gli elementi caratterizzanti le macchine precedentemente rilevate sono ben visibili, mentre le differenze sono principalmente legate alla struttura portante del blocco centrale e della trasmissione.

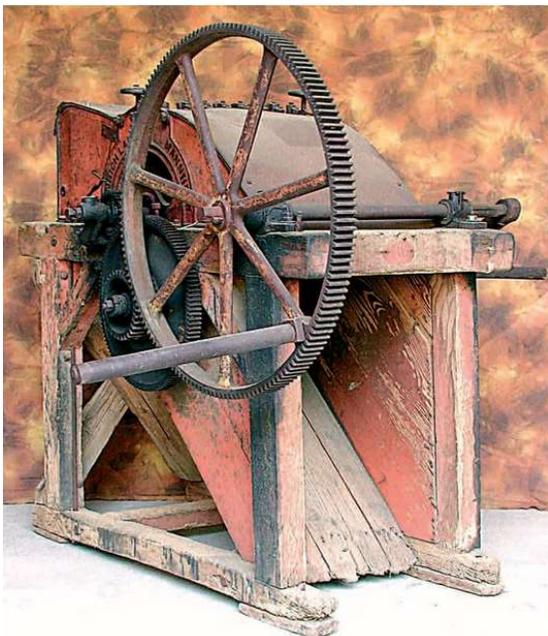


Figura 35: Antica trebbiatrice tedesca ad azionamento manuale H.Lanz Mannheim

Tabella 18: Calcolo del rapporto di trasmissione Lanz (Fig.35)

	z	u	u_t
R1	160	4,44	24,44
R2	36		
R3	110	5,50	
R4	20		

La trasmissione, a ruote dentate o a cinghia in funzione di analisi tecnico-economiche puntuali, è situata in prossimità della zona di alimentazione della macchina con il materiale grezzo da trebbiare.

La postazione di lavoro può essere singola oppure costituita da due aree in parallelo; nel primo caso, l'azionamento della trasmissione avviene con un solo operatore che agisce su una manovella, mentre nel secondo l'azione di due lavoratori è coordinata e garantita da un opportuno albero di trasmissione che collega le due postazioni. Il movimento richiesto all'utilizzatore per avviare la macchina coinvolge le braccia ed il tronco, senza un impegno diretto nella spinta degli arti inferiori.

Il moto trasmesso al battitore situato nel blocco centrale permette l'operazione di trebbiatura, la cui efficienza è legata alla velocità di rotazione dell'elemento rotorico ed alla distanza relativa, sempre regolabile, con il controbattitore.

Appositi scivoli situati sotto l'area di lavoro permettono l'accumulo del materiale in una zona prestabilita e la sua successiva ed agevole raccolta.

Esistono altresì macchinari prodotti sempre a cavallo fra fine '800 e la Prima Guerra Mondiale che hanno una struttura differente, legata soprattutto al posizionamento relativo fra trasmissione e blocco battitore centrale.

Un esempio di queste differenze è dato dalla trebbiatrice manuale prodotta in Italia dalla Laverda, entrata in produzione a partire dal 1880 e definita dal produttore a "vite perpetua" [9].

Per comprenderne ed analizzarne il funzionamento sono stati sfruttati alcuni video relativi a rievocazioni storiche presenti su YouTube [24].

Se il blocco centrale non presenta differenze rispetto alle macchine analizzate precedentemente, lo stesso non si può dire del sistema di trasmissione (Fig.36).

Dotata di due postazioni di lavoro parallele con azionamento a manovella e di un albero di trasmissione con innesto a denti, trasmette il moto al battitore con un ingranaggio a vite senza fine e ruota elicoidale.

Una faccia dell'innesto a denti è ricavata direttamente sul mozzo della ruota dentata (R) principale (A), mentre la seconda (B) coincide con la testa dell'albero di trasmissione (AT) dove è visibile la molla di contrasto (M).

Tabella 19: Elementi principali della catena del moto della trebbiatrice Laverda

Nome	Simbolo	Descrizione
Innesto a denti	ID	Collegamento smontabile realizzato dal calettamento delle due teste dentate A+B
Elemento 1	A	
Elemento 2	B	
Supporto	S1	Organo di supporto albero di trasmissione e lubrificazione
Molla	M	Elemento assorbitore di urti; consente coordinamento di P1+P2
Albero di Trasmissione	AT	Collega le due posizioni di lavoro per mezzo di un innesto a denti
Postazione di Lavoro	P1/P2	Zona della macchina dedicata all'azionamento manuale della trasmissione
Ruota dentata principale	R	Elemento dell'ingranaggio a vite (ruota elicoidale)
Rocchetto a vite	V	Elemento caratterizzante l'ingranaggio a vite

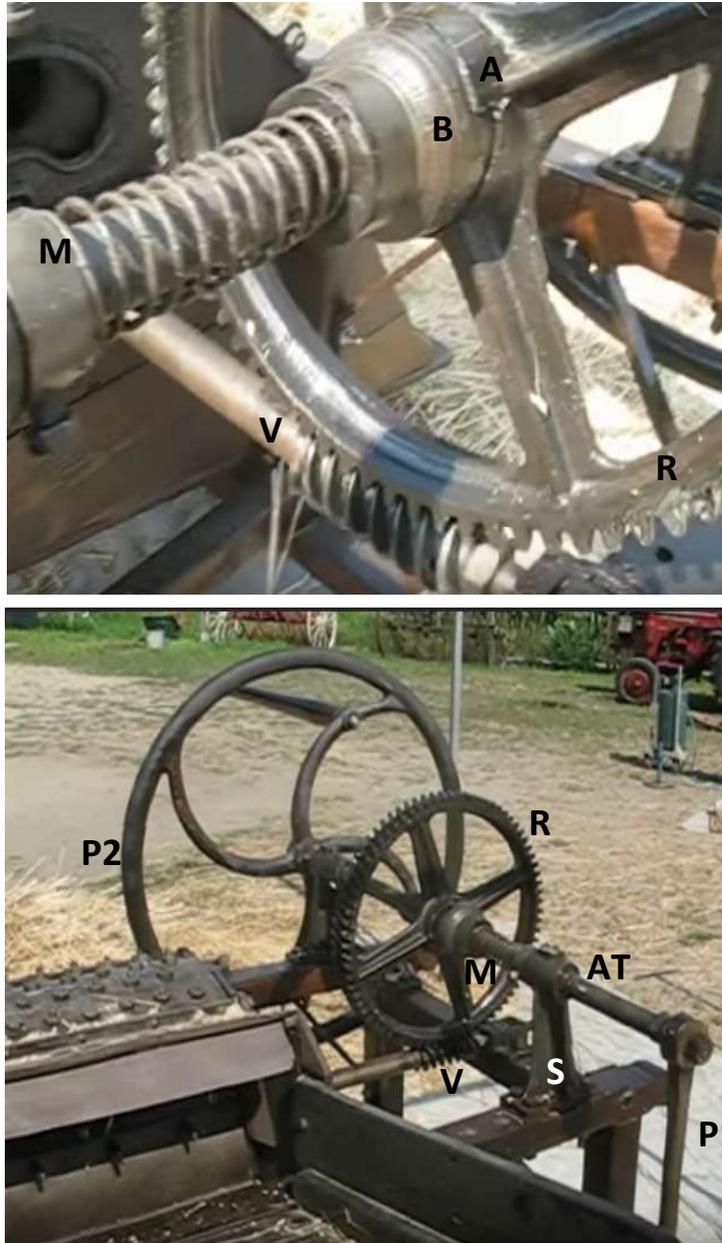


Figura 36: Dettagli trasmissione a vite della trebbiatrice Laverda

Il rapporto di trasmissione che si può ottenere utilizzando questo sistema, costituito dall'accoppiamento fra un rocchetto a vite che ruota solidale al battitore e una ruota dentata ("vite perpetua"), è nettamente superiore a quelli ottenibili accoppiando semplicemente ruote. Il calcolo del rapporto di ingranaggio tiene conto del numero di principi della vite senza fine i , calcolato a partire dal rapporto tra il diametro primitivo ed il modulo dell'elemento, e del numero di denti della ruota, z (Tab.21) [23].

$$u = \frac{z}{i}$$

Il valore ottenuto conferma l'elevata superiorità rispetto alle macchine viste in precedenza, che avevano valori compresi tra 20÷30 (trebbiatrici *Millot* e *Leitner*)

Tabella 20: Calcolo rapporto di ingranamento trebbiatrice Laverda e velocità di rotazione (rpm)

	z	u_t	n
R	72	36	48
	i		/
V	2		1728

L'utilizzo di questo approccio consente la trasmissione tra alberi non paralleli, più precisamente l'albero di trasmissione del moto in ingresso risulta infatti ortogonale a quello di rotazione dell'elemento rotorico.

Da qui deriva l'unica sostanziale differenza rispetto ai casi illustrati dettagliatamente, avendo nella trebbiatrice Laverda un angolo di 90° tra l'asse dell'albero di trasmissione del moto in ingresso (k) e quello di rotazione del battitore (j), che sono ovviamente su piani distinti.

Una vista d'insieme della macchina è fornita nell'immagine seguente, dove sono ben visibili gli alberi k e j, lo scivolo di carico (SC) e lo scarico della paglia (SP) (Fig.38).

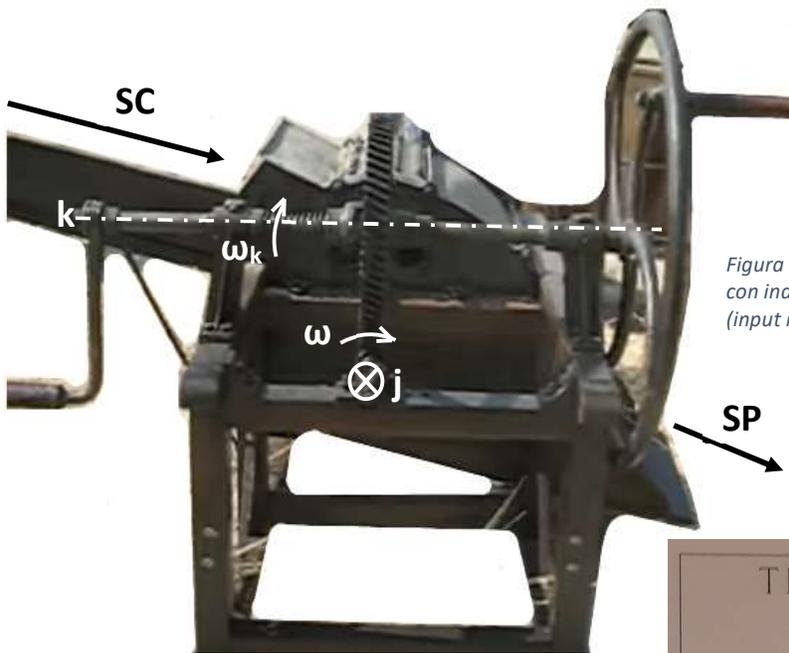


Figura 37: Vista completa della trebbiatrice Laverda con indicazione dei due alberi con assi ortogonali k (input moto) e j (battitore)

Figura 38: Trebbiatrice Laverda su catalogo aziendale (1890) [9]



2.2 Trebbiatrici manuali extra-europee

La grande distinzione che va fatta parlando di macchine ad azionamento manuale europee ed extraeuropee è puramente di carattere anagrafico.

Le trebbiatrici analizzate finora hanno una datazione, nel migliore dei casi, corrispondente agli inizi del secolo scorso, mentre nel caso delle macchine asiatiche ed africane con cui è possibile fare dei paragoni sulle funzionalità siamo all'attualità [12].

La spiegazione a questo fenomeno va ovviamente ricercata in campo socio-economico e nella storia dello sviluppo delle comunità e dei Paesi del mondo, ma questo esula dal nostro campo.

Quello che è importante osservare è che, nei contesti opportuni, le macchine ad azionamento manuale siano ancora operative e sviluppate, andando a svolgere puntualmente la loro funzione.

2.2.1 Trebbiatrici africane

Basandosi sul concetto di "tecnologie intermedie", adatte cioè ad uno specifico contesto e diverso da quello della grande produzione intensiva, lo studio delle attuali attività svolte dai contadini ha portato negli anni allo sviluppo di soluzioni che rispondessero alle loro necessità, ma sempre rispettando la loro terra. È chiaro anche in questo caso che la scelta e l'utilizzo di macchine manuali tradizionali va oltre alla pura analisi ingegneristica.

Un esempio è dato dalla macchina di Fig.38 [10,11]; si tratta di una trebbiatrice realizzata dal Dipartimento di Ingegneria Ambientale e dell'Agricoltura della Scuola di Ingegneria di Yola, Adamawa-Nigeria. La materia prima da lavorare non è grano, ma bensì il fagiolo con l'occhio (Vigna Unguiculata), legume molto diffuso in Africa.

La struttura della trebbiatrice africana osservata ricalca quella dei modelli europei di inizio '900. La natura del frutto, fragile e soggetta a degrado in seguito ad urti, ha generato la necessità di avere due battitori (B1, B2 Fig.36) per svolgere l'operazione di trebbiatura con maggiore gradualità, ma in realtà il primo ha principalmente il compito di convogliare il materiale ed eseguire una sgrossatura.



Figura 38: Trebbiatrice manuale per fagioli, School of Engineering and Engineering Technology, Yola
Indicazione posizione 2 battitori B1 e B2

Sono ben visibili questi due elementi collegati da una catena, che realizza la trasmissione del moto proveniente in entrata da una manovella ad azionamento manuale.

Dalla Fig.38 è evidente l'utilizzo di una corona e di un pignone per biciclette come trasmissione, stesso principio adottato, seppure con maggiore complessità, nella Re-Thresher.

Risulta evidente, anche senza conoscere il numero di denti delle due corone, che il rapporto di moltiplicazione della velocità è sicuramente ridotto rispetto ai valori ottenibili con le trasmissioni ad ingranaggi e a cinghia delle macchine europee di inizio secolo. Non è per forza uno svantaggio, soprattutto tenendo conto della fragilità del prodotto da lavorare.

Utilizzare materiali di recupero, in questo caso probabilmente trattasi di rottami di bicicletta, permette di ottimizzare la vita di un prodotto e di ridurre sensibilmente il costo di produzione.

Il flusso del materiale è lineare, con ingresso a sinistra e raccolta a destra, esattamente come per le trebbiatrici europee analizzate in precedenza.

Il materiale lavorato dal 2° tamburo viene raccolto da appositi convogliatori per arrivare alla zona di raccolta (Fig. 39, "OUT").

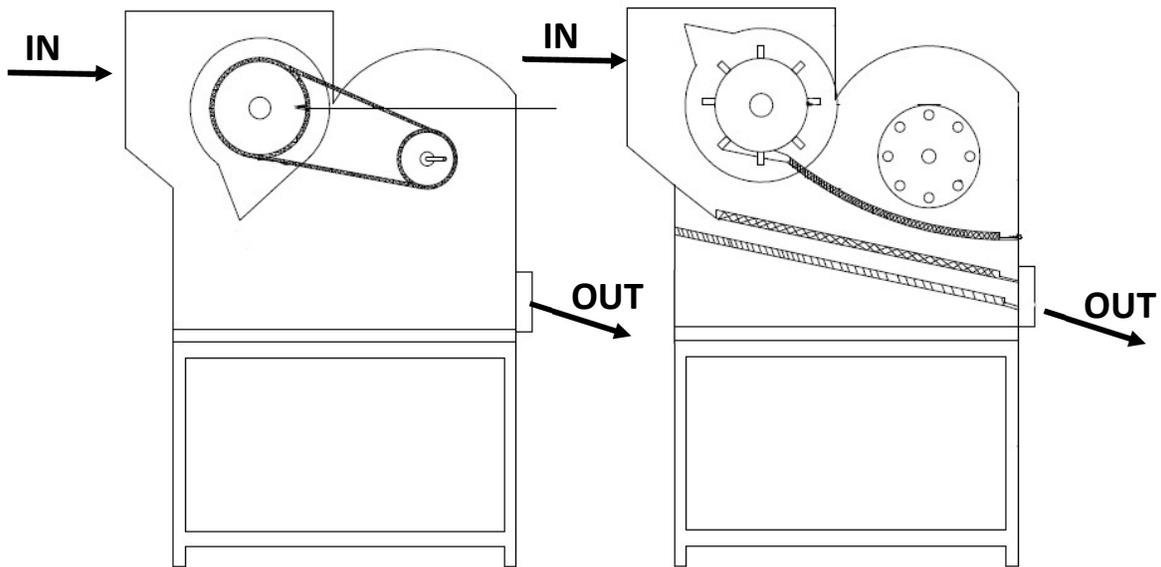


Figura 39: Vista laterale e vista in sezione del progetto della Scuola di Ingegneria di Yola con indicazione della direzione dei flussi

Al fianco di queste macchine tradizionali, ne sono ovviamente presenti anche altre a motore, progettate comunque con lo scopo di minimizzare i costi di utilizzo e di acquisto; le tecniche di assemblaggio sono studiate per permettere un facile smontaggio e rimontaggio del macchinario, così da agevolare le operazioni di manutenzione senza il costante ausilio di tecnici specializzati o particolari attrezzature, non sempre reperibili in remote aree del Paese.

2.2.2 Trebbiatrici asiatiche

I bisogni delle regioni rurali dell'Asia, con elevate densità di popolazione e alto tasso di povertà, sono sicuramente diversi da quelli di un piccolo agricoltore europeo, ma si avvicinano indubbiamente a quelli dei contadini africani.

Nell'ottica di eliminare il costo del combustibile in macchine a motore, andando contemporaneamente ad eliminare l'emissione di inquinanti, e partendo dalla struttura delle macchine esistenti, sono state pensate soluzioni tecnologiche basate sull'utilizzo della forza dell'uomo.

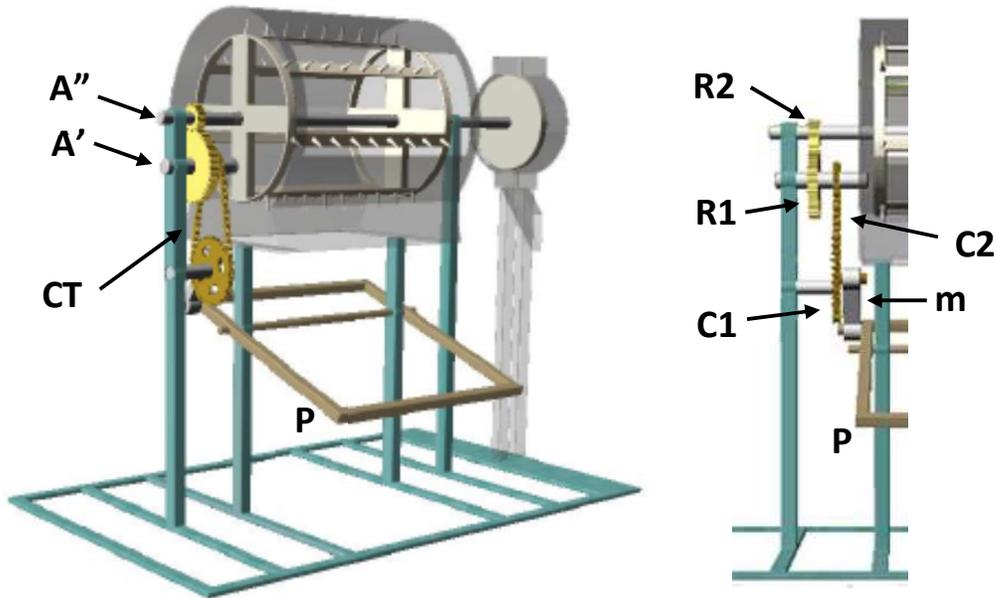


Figura 40: Vista Isometrica e di dettaglio (trasmissione) Multi Crop Thresher, Department of Mechanical Engineering, B.C.E [13]

La macchina di Fig.40, sviluppata presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica della B.C.E[13], la cui ricerca è stata pubblicata nel 2017, è una trebbiatrice manuale con azionamento a pedale [14]. Di particolare interesse risulta il meccanismo di azionamento e la catena di trasmissione del moto nella sua interezza.

Agendo sul pedale (P), che costituisce l'unico azionamento disponibile, si va a mettere in moto il meccanismo di trasmissione a catena. Questo avviene grazie ad una manovella (m) vincolata al pedale e alla prima corona dentata (C1), cioè quella di dimensione maggiore. Il meccanismo, costituito dall'elemento P e della trasmissione a catena (CT), è assimilabile a quello delle vecchie macchine da cucire. La rotazione della prima corona, collegata alla seconda per mezzo della catena, trasmette il moto alla corona minore (C2) che è calettata sul medesimo albero (A') della ruota dentata R1. La velocità di rotazione di C2 è uguale a quella di R1.

Una successiva moltiplicazione di velocità realizzata con una coppia di ruote dentate (R1/R2) permette di ottenere in uscita, sull'albero del battitore (A''), una idonea velocità di rotazione. Si realizza quindi una doppia moltiplicazione di velocità, combinando due diverse modalità di trasmissione, catena + ingranaggi, alla manovella necessaria all'azionamento della macchina.

Tabella 21: Rapporto di trasmissione complessivo della trebbiatrice Multi Crop

		Simbolo	z	u	ut
T1	Corona Motrice	C1	44	3,38	8,59
	Corona Condotta	C2	13		
T2	Ruota Motrice	R1	66	2,54	
	Ruota Condotta	R2	26		

Il rapporto di trasmissione totale ut risulta inferiore alla metà di quelli ottenibili con le trebbiatrici europee di inizio secolo analizzate di alcune unità, fatta eccezione per la Leitner B che ha un valore minore (Tab.21).

In ingresso è previsto un valore di circa 30 colpi al minuto sul pedale, che si trasformano in 30rpm sulla prima corona dentata; per aumentare la potenza della macchina due lavoratori possono agire

in parallelo sul meccanismo. Secondo il valore di $ut=8,59$ e considerata la velocità in ingresso stimata, l'albero del battitore avrà una velocità di rotazione pari a $\approx 258\text{rpm}$.

Tabella 22: Confronto fra i rapporti di trasmissione ut delle macchine analizzate

	Millot	Leitner A	Leitner B	Multi Crop
ut	27,3	23,3	5	8,59

E' chiaramente assente il controbattitore, elemento caratteristico nelle macchine europee di inizio '900.

Tutta la macchina ha un ingombro assimilabile ad un parallelepipedo di base rettangolare 700x1100 e altezza 1000; non è dotata di un proprio sistema di trasporto su ruote.

La caratteristica peculiare di questa macchina è la sua versatilità, cioè la possibilità di lavorare dal riso al grano, aumentandone così l'efficienza e soprattutto rendendola utilizzabile durante tutto l'anno in funzione dei raccolti stagionali.

L'albero del battitore è collegato ad un altro disco rotante, dotato di appositi elementi puntiformi che grazie alla rotazione relativa fra le parti permettono di staccare il mais dalla pannocchia, aggiungendo una funzione alla macchina.

In Fig.41 è riportato il dettaglio dell'albero di trasmissione comune al battitore ed al sistema di lavorazione per le pannocchie.

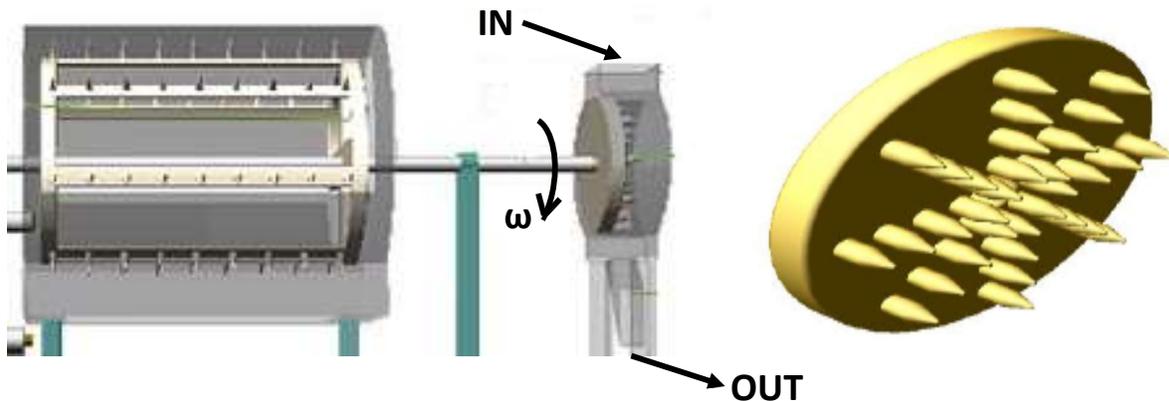


Figura 41: Dettaglio elemento per pannocchie della trebbiatrice multiprodotto

L'azionamento a pedale è presente anche in un'altra macchina asiatica presa come esempio, dotata però di un sistema di trasmissione più semplice, con una singola moltiplicazione di velocità permessa da un sistema di trasmissione a catena.

La "Piccola trebbiatrice manuale" di produzione coreana [15], rappresenta un ulteriore macchinario azionato a pedale, a cui segue un tradizionale meccanismo biella-manovella (OBA) per trasformare il moto in rotatorio sulla corona maggiore (C2).

In Fig.42 sono ben visibili il pedale di azionamento, la biella (AB) e le due corone dentate (C1, C2) su cui scorre a catena; la manovella (OB) è realizzata dalla porzione di elemento circolare compresa tra il centro ruota (O) e la cerniera (bottone di manovella B).

Il materiale da trebbiare è inserito nella parte alta della macchina in un apposito convogliatore, per raggiungere il battitore; anche in questo caso non è presente un controbattitore [16].

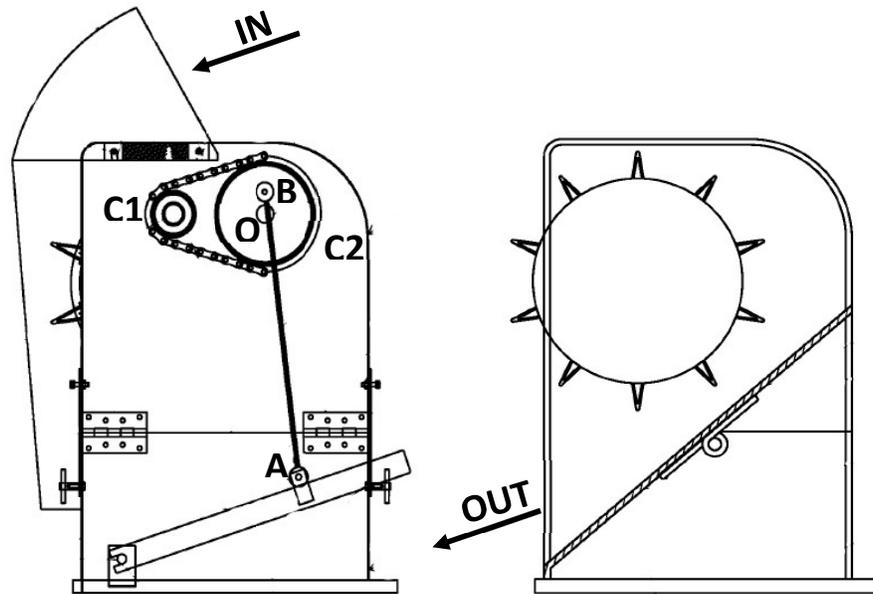


Figura 42: Piccola trebbiatrice manuale coreana con azionamento a pedale (sx: vista laterale, dx: sezione con vista su scivoli)

E' utilizzata per la trebbiatura del grano, che una volta lavorato viene raccolto nella parte bassa della macchina dopo essere scivolato su appositi scivoli visibili nella sezione in Fig.42 (dx). La particolarità interessante di questa macchina è la possibilità di piegare la struttura portante in due parti così da ridurre l'ingombro ed agevolarne il trasporto, andando indirettamente a provocare un miglioramento dell'efficienza complessiva; anche lo scivolo di raccolta risulta pieghevole.

Sono quindi distinguibili due configurazioni (Fig.43):

- Standard (S)
- Trasporto (T)

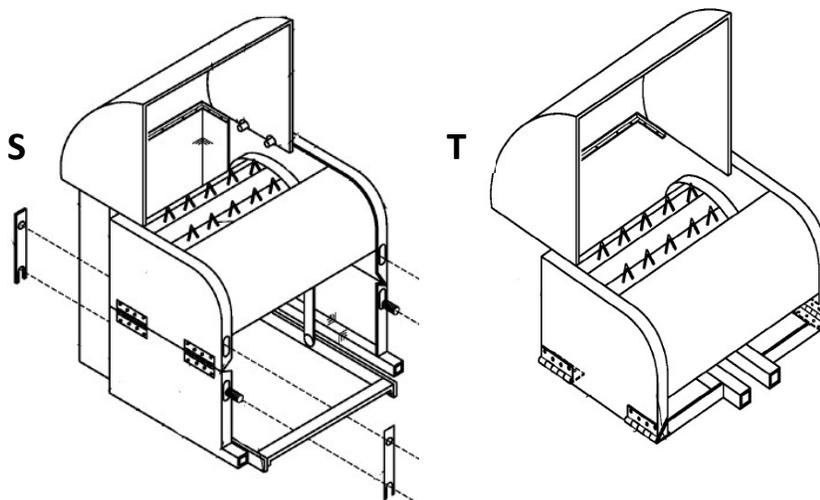


Figura 43: Trebbiatrice coreana nella configurazione standard (S) e di trasporto (T)

La parte inferiore del telaio, vincolata alla superiore per mezzo di cerniere e di sistema di bloccaggio a vite, può essere ripiegata agevolmente verso l'interno riducendo così l'altezza complessiva della macchina; prima della sua esecuzione, questa operazione richiede lo smontaggio del pedale e della biella, che è per natura un pezzo unico.

3. Pulitrici europee antiche

Il processo di lavorazione del grano, così come quello di altri prodotti, richiede operazioni successive alla trebbiatura per ottenere un chicco pronto ad essere macinato.

Parlando del grano, è necessario eliminare i residui di pula e paglia ancora presenti fra i chicchi in uscita dal battitore.

Trattandosi di impurità, la loro selezione deve basarsi su principi che non producano perdite eccessive di materiale “buono”; le tecniche utilizzate fin dalle attività svolte manualmente si basavano sull’utilizzo di setacci in successione, sfruttando così la differente forma e dimensione del chicco se paragonate a quelle di porzioni di spiga o della pula.

Un’ulteriore selezione è basata sulla differenza di massa tra prodotto trebbiato e scarto; convogliando il materiale da pulire in apposite sezioni attraversate da flussi d’aria idonei è possibile separare per gravità i differenti elementi, che contemporaneamente, per gravità, cadono sui setacci.

L’unione dei due principi porta ad una elevata efficienza delle operazioni, con scarse perdite di materiale.

Le macchine analizzate in seguito risultano simili da un punto di vista funzionale, con differenze legate anche in questo caso principalmente al sistema di trasmissione ed alla direzionalità della operazione di setacciatura (longitudinale/trasversale).



Figura 42: Pulitura del frumento tradizionale in Sicilia (Museo Civico Nicola Barbato, Piana degli Albanesi) [8]

Le macchine prendono nomi diversi in funzione della regione di produzione ed utilizzo (tarara, ventilatori), ma per semplicità si farà sempre riferimento alla operazione svolta indicandole come pulitrici.

3.1 Pulitrice tedesca (tarara)

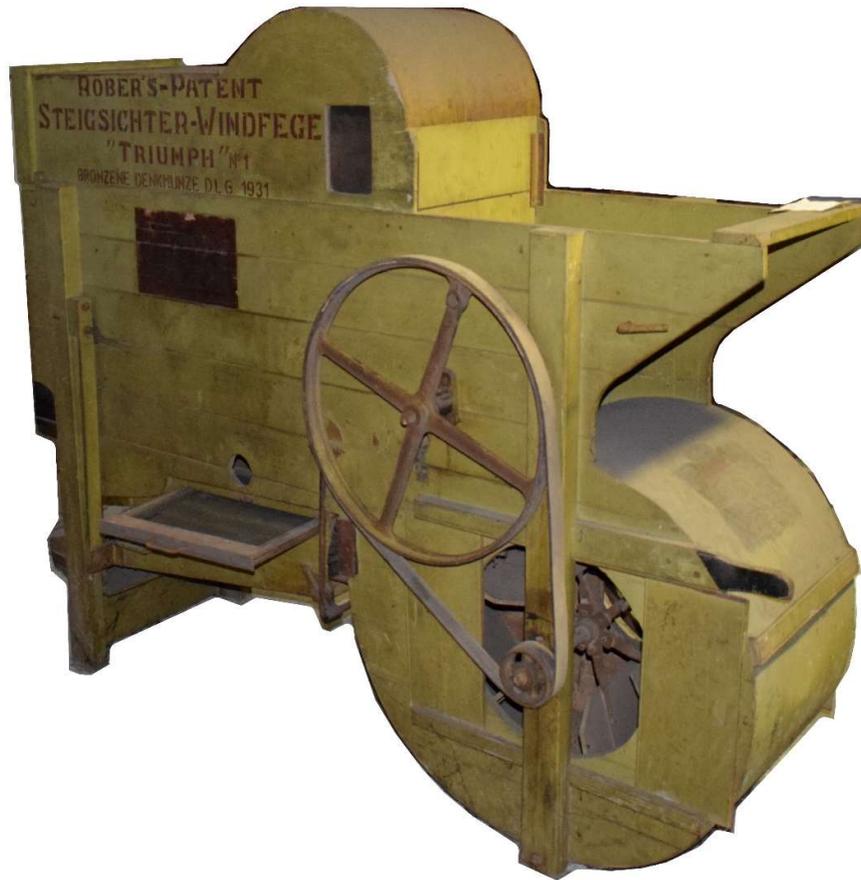


Figura 43: Pulitrice tedesca Rober's Patent, Steigsichter-Windfege "Triumph", Bronzene Denkmunze DLG 1931

La pulitrice tedesca "Triumph" (Rober's Patent Steigsichter-Windfege, Bronzene Denkmunze DLG 1931) è conservata presso il Museo dell'Agricoltura del Piemonte, con sede a Grugliasco (Torino) [1].

Come ben visibile nella parte alta della macchina, sulla copertura superiore sono indicate le generalità della macchina. Grazie a queste informazioni è chiara la registrazione del brevetto nell'anno 1931 in Germania.

La macchina in configurazione tradizionale utilizza 3 setacci in cascata, con dimensione delle maglie decrescente; è possibile effettuare una scelta della tipologia utilizzata in funzione della qualità di partenza del materiale da pulire (presenza paglia/terra/ecc o meno) e del tipo di grano o cereale in lavorazione.

La pulitrice risulta grazie a questa possibilità di scelta utilizzabile per raccolti provenienti da diverse tipologie di colture.

Il funzionamento di questa macchina si basa sull'utilizzo di strumenti di selezione dimensionale (setacci) e sulle differenti masse degli elementi coinvolti (chicco/pula/paglia/polvere). Gli elementi numerati sono visibili nelle successive Fig. 44/45.

Il materiale proveniente dalla trebbiatura è trasportato in appositi sacchi, che sono successivamente svuotati in un apposito vano inclinato di carico (1), dotato nella parte terminale di una apertura regolabile (21) per gestire la portata G di materiale da processare, effettuato tramite un sistema a cremagliera con grano di bloccaggio (22). Il dosatore (23), situato al fondo del vano di carico, è costituito da un albero stellato solidale alla puleggia principale (8). E' messo in rotazione tramite un azionamento a manovella posizionato sulla puleggia principale della trasmissione a cinghia (10), che realizza una importante moltiplicazione di velocità al battitore, solidale alla puleggia condotta (9).

A questo punto il materiale entra effettivamente nella zona di pulitura, cioè nella porzione di macchina attraversata dal flusso d'aria prodotto dal ventilatore (12), solidale all'albero dell'azionamento a manovella in input.

Il materiale attraversa il primo setaccio (2), inserito da un'apposita fessura laterale; le impurità leggere vengono spinte verso l'alto e, sfruttando la vorticosità generata dalla forma della copertura superiore (18), convogliate attraverso uno scarico a lato verso l'esterno della macchina (4); la portata di scarto è indicata in Fig. 44 con G_s .

Il materiale passato attraverso il primo crivello cade quindi sul secondo elemento filtrante (3), che risulta dotato di un movimento oscillatorio lungo la direttrice della macchina generato dal calettamento dell'ultimo setaccio (6) ad un meccanismo biella-manovella; il cinematismo indicato sarà descritto dettagliatamente in seguito. E' qui presente un secondo scarico laterale (5).

Il materiale pulito è quindi raccolto in uscita dall'ultimo crivello in appositi sacchi; nell'eventualità in cui la pulitura non sia efficace, è possibile effettuare una ulteriore passata variando i setacci utilizzati.

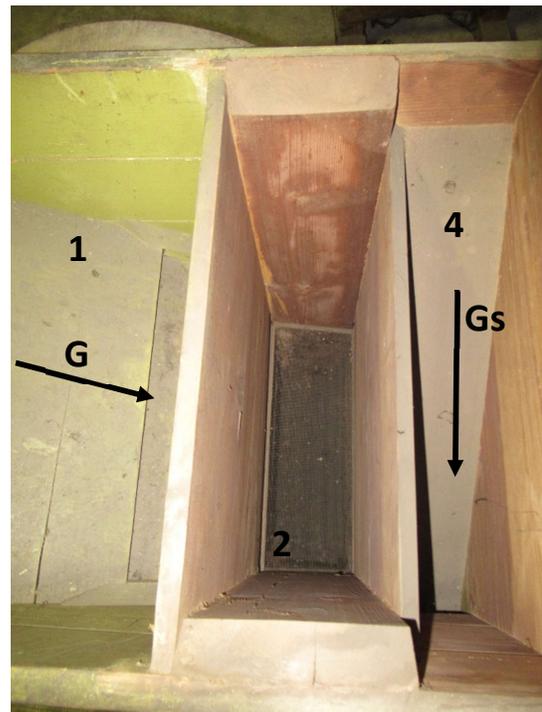


Figura 44: Sistema di apertura vano di carico (22), con albero stellato dosatore (23) (sx); vano di carico (1), primo setaccio (2) e scarico iniziale (4) (dx)

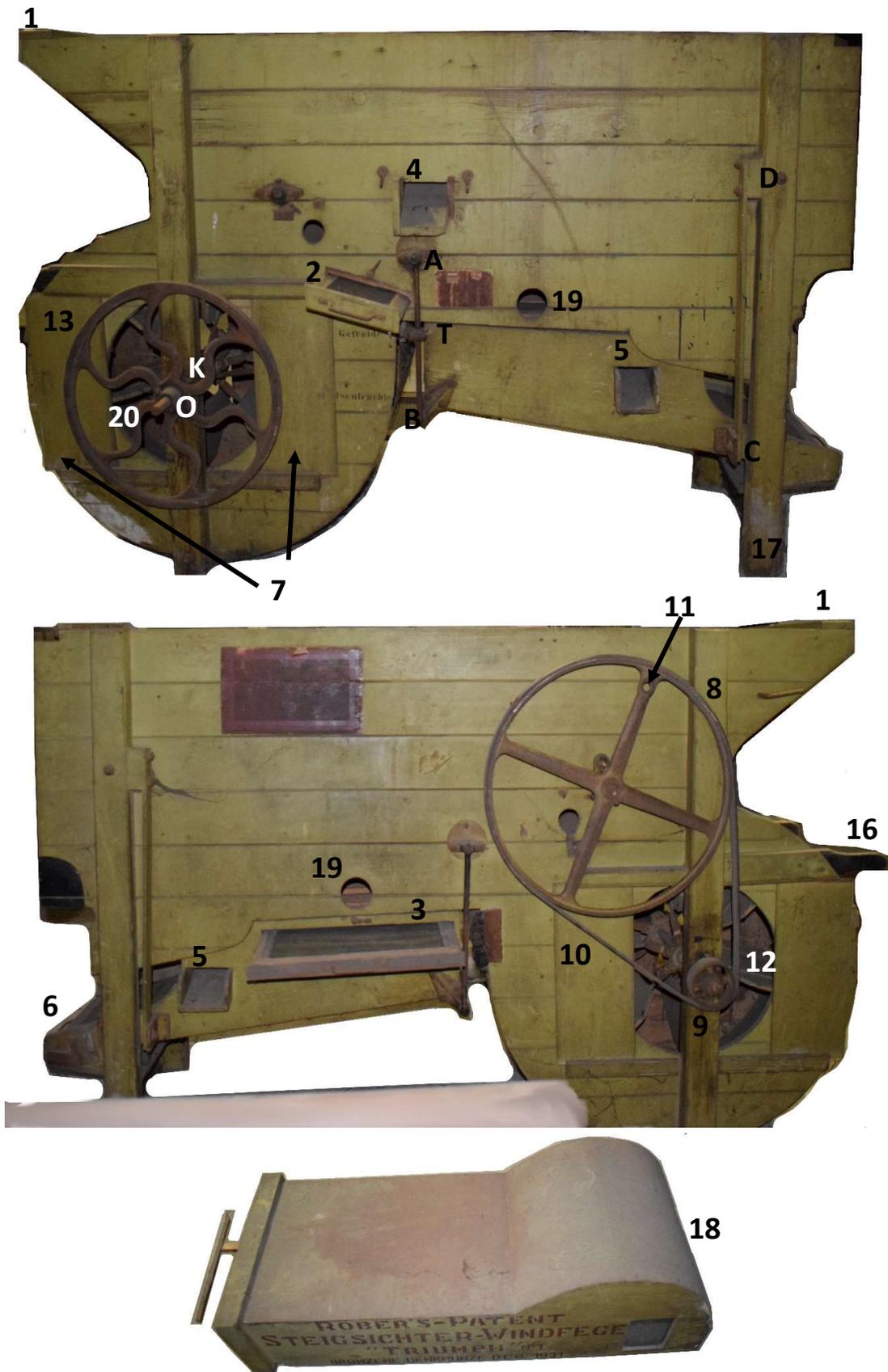


Figura 45: Numerazione parti costitutive principali "Triumph" (n°2 viste laterali e copertura superiore)

Tabella 23: Nomenclatura parti costitutive principali pulitrice "Triumph"

# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura
1	Vano di Carico (VC)	7	Aperture bilaterali (AP)	13	Puleggia condotta secondaria (PCs)	19	Punti di controllo
2	Primo setaccio (ST1)	8	Puleggia Motrice (P1)	14	Quadrilatero articolato (ABCD)	20	Albero di trasmissione (AT)
3	Secondo setaccio (ST2)	9	Puleggia condotta (P2)	15	Biella Manovella (OK+KT)	21	Apertura Regolabile (AR)
4	Scarico iniziale (SC1)	10	Cinghia piatta (C)	16	Leva di sollevamento (Ls)	22	Sistema a cremagliera (SC)
5	Scarico secondario bilaterale (SC2)	11	Innesto manovella di azionamento (Inn)	17	Telaio	23	Albero stellato/dosatore (D)
6	Terzo setaccio (ST3)	12	Ventilatore (V)	18	Copertura Superiore (CSup)		

La trasmissione della pulitrice è a cinghia; in questa macchina non sono presenti elementi tendicinghia e l'azionamento avviene innestando una apposita leva/manovella nell'apposita sede sulla puleggia motrice (8). Sulla puleggia condotta secondaria (13) è possibile collegare un motore tramite una seconda cinghia, in sostituzione dell'azionamento manuale.

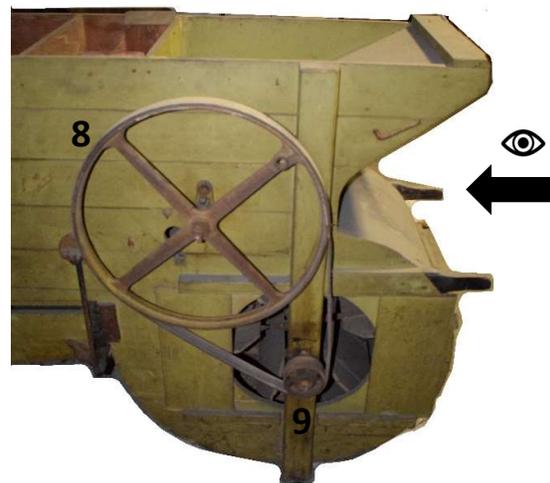
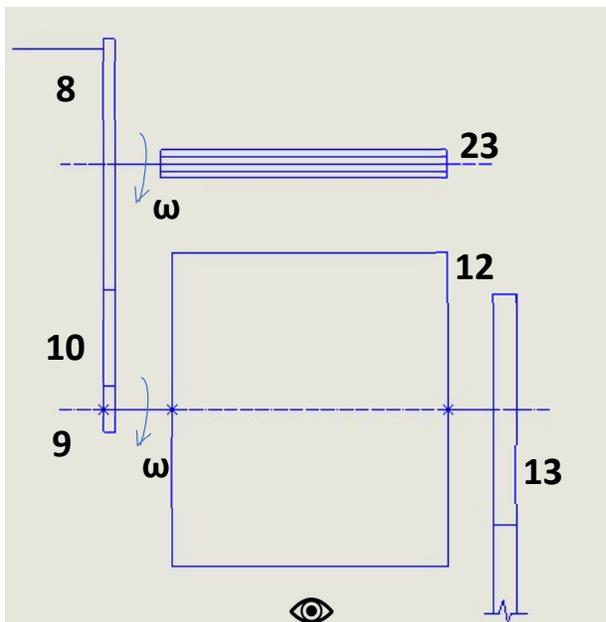


Figura 46: Schema della catena del moto della pulitrice Triumph (sx); indicazione direzione di osservazione (dx)

Dalla Fig.46 è chiaro che la posizione di lavoro per l'azionamento manuale sia unica e situata in prossimità dalla manovella calettata sulla puleggia motrice; nel caso in cui si utilizzasse la configurazione motorizzata, la manovella può essere rimossa per ragioni di sicurezza e gli addetti impiegati unicamente nelle attività di carico/scarico e controllo.

Possiamo quindi riassumere la geometria fondamentale della trasmissione a cinghia usando i rilievi effettuati direttamente sulla macchina ed il conseguente rapporto di trasmissione:

-b: larghezza puleggia (mm)

-d: diametro (mm)

-i: rapporto di trasmissione (ad)

Tabella 24: Geometria fondamentale delle due pulegge (P1, P2) (esprese in mm) e della puleggia condotta secondaria (PCs)

	b	d	i
P1	50	540	5,4
P2		100	
PCs	ND	500	

avendo definito il rapporto di trasmissione come

$$i = d_1/d_2 = n_2/n_1$$

Il valore di $i=5,4$ (Tab. 22) costituisce un importante valore moltiplicativo di velocità, nel caso in cui l'azionamento avvenga agendo su P1.

Nel caso in cui il moto provenga invece dalla puleggia secondaria motorizzata, la catena del moto si inverte e si realizza quindi una riduzione di velocità tra l'ingresso di PCs, solidale alla ventola e a P2, e la puleggia P1.

Questo sistema permette di avere bassa velocità di rotazione sul dosatore, solidale alla puleggia di maggiori dimensioni, con un elevato numero di giri sull'albero di trasmissione principale della ventilatore (V).

Il principio descritto è verificato anche nel caso in cui la puleggia PCs fosse motorizzata, avendo essa stessa un diametro d confrontabile con quello della puleggia principale ($\approx 500\text{mm}$).

Ipotizzando in ingresso 60 colpi/minuto (60 rpm su P1), si avrebbero su P2 e quindi al ventilatore circa 320rpm; qualora invece il moto in ingresso arrivasse dalla cinghia motorizzata su PCs sarebbe necessario conoscere la velocità di rotazione in uscita del motore, ma gli ordini di grandezza non sarebbero diversi.

La portata di aria mandata è fortemente influenzata da questo dato (velocità di rotazione albero di trasmissione), ma anche dalla conformazione stessa delle pale e dalla capacità della macchina di aspirare aria dall'ambiente esterno attraverso apposite aperture (Fig. 47).

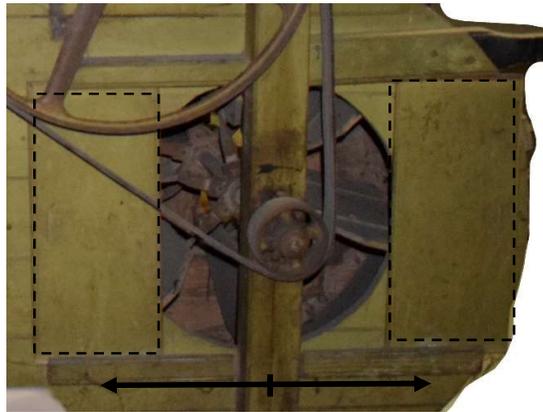


Figura 47: Paredi mobili scorrevoli su guide per favorire l'efflusso di aria al ventilatore

Le pale del ventilatore sono realizzate in legno, come quasi la totalità degli elementi costitutivi della pulitrice ad esclusione degli organi meccanici di trasmissione, i cinematismi ed alcuni elementi di sostegno e/o collegamento.

Come mostrato nell'immagine successiva (Fig. 48), la palettatura non risulta avere un profilo particolare o complesso; si tratta semplicemente di elementi lineari a sezione rettangolare, fatta eccezione per l'estremità inferiore dove avviene il calettamento sul mozzo (M) dell'albero di trasmissione.

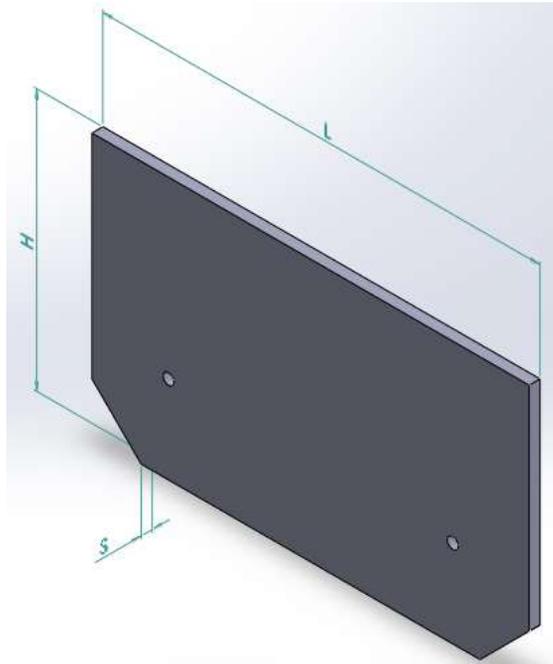


Figura 48: Zoom sul mozzo di calettamento pale-albero (sx); b) modello 3D della pala con quotatura fondamentale (dx)

Tabella 25: Geometria della pala del ventilatore Triumph (in mm)

	L	H	H_asse	S
Pala Triumph	400	240	340	10

In Tab.26 si sono riportate le dimensioni caratteristiche della pala (in mm), indicando con H_{asse} l'ingombro massimo in altezza della pala misurato dal centro dell'albero di trasmissione. Il numero complessivo di pale presenti è pari a 6; gli elementi sono montati radialmente, risultando quindi equamente intervallati fra loro di un angolo pari a 60° . Perché l'azione della corrente d'aria sia efficace va associata agli appositi setacci (n°3), che hanno dimensioni diverse sia per quanto riguarda il telaio che sostiene l'elemento funzionale (maglie) sia per le maglie stesse.

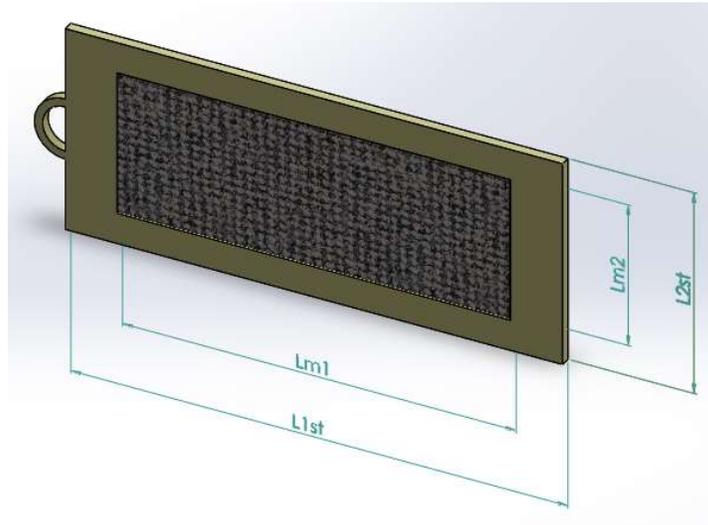


Figura 49: Schema della quotatura funzionale dei setacci ST1, ST2, ST3 su modello SolidWorks

Avendo indicato con $L1st$ le generiche dimensioni massime del setaccio e con Ljm le due dimensioni dell'elemento filtrante a maglie secondo lo schema di Fig.49, si sono raccolti i dati (espressi in mm) nella tabella sottostante (Tab.27).

Tabella 26: Rilievo dimensionale setacci ST1, ST2, ST3 (in mm)

	L1st	L2st	Lm1	Lm2
ST1	480	200	380	140
ST2	420	445	330	375
ST3	1050	410	930	340

Il primo setaccio (ST1), fisso ed estraibile, è montato ortogonalmente al flusso del materiale (Fig.50).

Il secondo setaccio (ST2), che ha una sezione riconducibile quasi ad un quadrato, è inserito nella sua sede ortogonalmente al flusso, ma risulta dotato di un movimento oscillatorio, essendo solidale al quadrilatero articolato ABCD di cui fa parte anche il setaccio ST3, che costituisce l'ultimo elemento filtrante ed è montato solidalmente al meccanismo, parallelamente al flusso di materiale nella pulitrice. Si posiziona nella sua sede inserendolo nell'apertura frontale della macchina. ST2 ed ST3 risultano far parte di un blocco oscillante in legno interno alla macchina, a cui sono stabilmente vincolati.

Dalla numerazione e nomenclatura delle parti costitutive della macchina, che indicavano la presenza di un quadrilatero articolato e di un meccanismo biella-manovella, era intuibile la tipologia di meccanismo articolato che si realizza sulla macchina. Affinchè la pulitrice svolga la sua

funzione è necessario che si generi un moto oscillatorio nella direzione del flusso di materiale. L'input in ingresso è costituito dalla rotazione dell'albero di trasmissione AT, generata dall'azione del conduttore sulla puleggia P1.

In Fig.50 è rappresentato il meccanismo articolato direttamente sulla macchina.

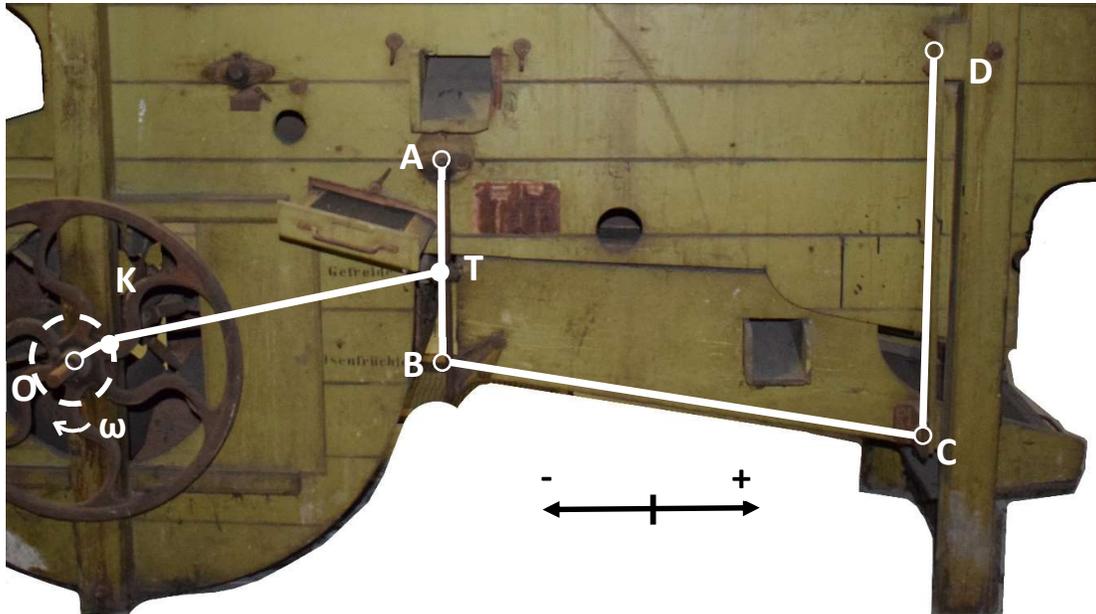


Figura 50: Schema meccanismo articolato (OKT+ABCD) riportato sulla vista laterale della Triumph con indicazione della direzione del moto dei setacci ST2 e ST3 (lato puleggia condotta)

Nella parte interna della macchina, in prossimità del mozzo della puleggia condotta PC_s, è ricavata una biella (OK). L'elemento KT, manovella interna alle pareti in legno della macchina e non visibile in Fig.50, costituisce il secondo componente del meccanismo biella-manovella.

In questo modo si è trasformato il moto rotatorio in ingresso in uno traslatorio all'estremità della biella identificata dal punto T; in corrispondenza di questo vincolo si realizza il collegamento tra i due meccanismi base, cioè il quadrilatero articolato ABCD e il biella-manovella OKT.

Il meccanismo ABCD è stato assimilato ad un quadrilatero articolato, ma in realtà l'elemento DC, così come il suo corrispettivo dal lato opposto (D'C'), sono flessibili e quindi deformabili.

Il moto in ingresso trasmette una spinta al quadrilatero, generando una oscillazione dello stesso su una traiettoria specifica.

Il blocco oscillante risulta "appeso" alla struttura portante della macchina, di cui occupa l'intera larghezza, utilizzando i dovuti vincoli, ma soprattutto è chiaro che gli stessi siano posizionati su entrambi i lati della macchina per garantire un adeguato sostegno distribuendo il carico.

Il peso del blocco oscillante risulta sostenuto principalmente da 4 punti: A, D, A', D'. I punti contrassegnati dall'apice si riferiscono al 2o lato della macchina, per cui troveremo anche B' e C' (Fig.51), ma non il punto T' perchè la trasmissione di forza non è equilibrata sulla larghezza del meccanismo, risultando infatti applicata in prossimità del solo lato mostrato nella figura precedente.

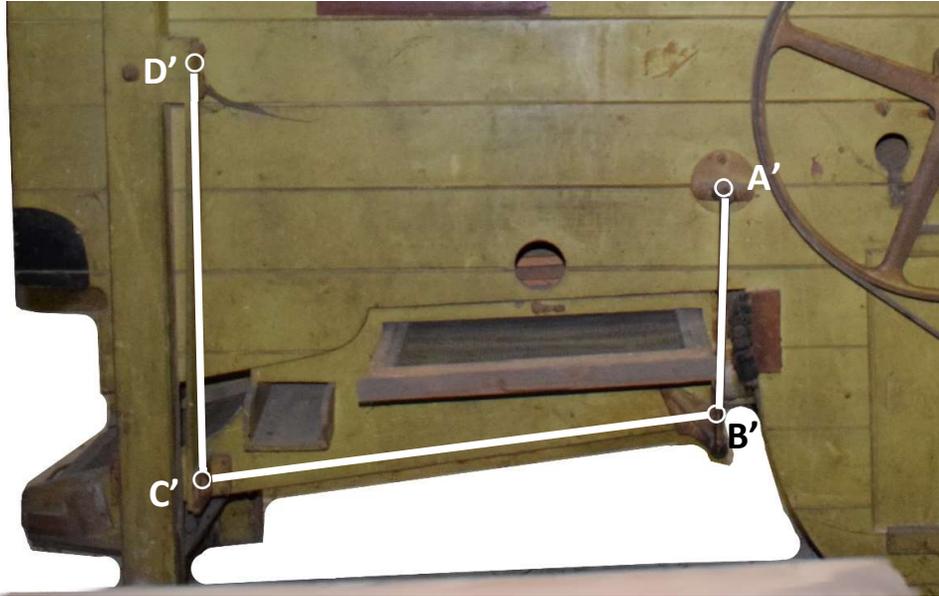


Figura 51: Vista laterale con estrazione del secondo setaccio (ST2) in prossimità del quadrilatero A'B'C'D' (lato pulegge)

Basandoci su lunghezze effettivamente misurate (esprese in mm) ed utilizzandole come campione, è possibile ricostruire l'intero cinematiso basandosi su opportune proporzioni (Tab.28).

Tabella 27: Lunghezze elementi costituenti il meccanismo articolato biella-manovella (OKT) + quadrilatero articolato (ABCD) (in mm)

		Simbolo	L
1° Meccanismo	Manovella (m)	OK	30
	Biella (b)	KT	500
2° Meccanismo	Elemento 1	AB (A'B')	384
	Elemento 2	BC (B'C')	730
	Elemento 3	CD (C'D')	615
		AT	177

Sfruttando idonei elementi di vincolo è possibile realizzare la catena cinematica funzionale allo scopo perseguito, cioè l'ottenimento del moto oscillatorio alternato sui setacci di uscita.

E' necessario quindi analizzare quali movimenti sono eseguiti dai singoli elementi rispetto ai loro punti di vincolo, così da poter ricostruire la catena cinematica nel dettaglio.

Il punto A ed il punto O sono cerniere fisse; gli elementi ad esse vincolati possono effettuare unicamente delle rotazioni complete (OK) o parziali (AB), ma nessuna traslazione è possibile.

Il punto B è associabile ad una cerniera, caratterizzata da una rotazione relativa fra gli elementi che collega (AB+BC); seguendo la legge del moto imposta compie una traslazione lungo una specifica traiettoria curvilinea.

C è invece un elemento rigido, a cui è calettato l'elemento CD costituito da una lamina di legno che essendo flessibile assorbe il movimento oscillatorio del punto.

Sulla macchina, D è assimilabile ad una cerniera fissa, anche se come già detto non è all'estremità di un elemento rigido, come teoria vuole, ma di un elemento in legno deformabile soggetto a flessione periodica sotto la spinta del blocco setacci in moto alternato.

Per eseguire questo tipo di analisi è utile realizzare un modello funzionale in scala del meccanismo utilizzando il software GIM [17].

Questo software gratuito permette di realizzare meccanismi bidimensionali di varia natura e di simularne l'attuazione, così da osservare le traiettorie dei singoli elementi che costituiscono il modello e le sue caratteristiche cinematiche di interesse.

Lavorando con coordinate cartesiane è stato necessario costruire un sistema di riferimento, con origine degli assi associato al punto A; in seguito si è ricostruito l'intero meccanismo basandosi sui rilievi effettuati (espressi in mm) e talvolta sfruttando le proporzioni.

Tabella 28: Coordinate cartesiane del meccanismo completo realizzato con il software GIM (in mm)

	X	Y
A	0	0
B	0	-384
C	730	-461
D	730	154
T	0	-177
K	-500	-220
O	-515	-235

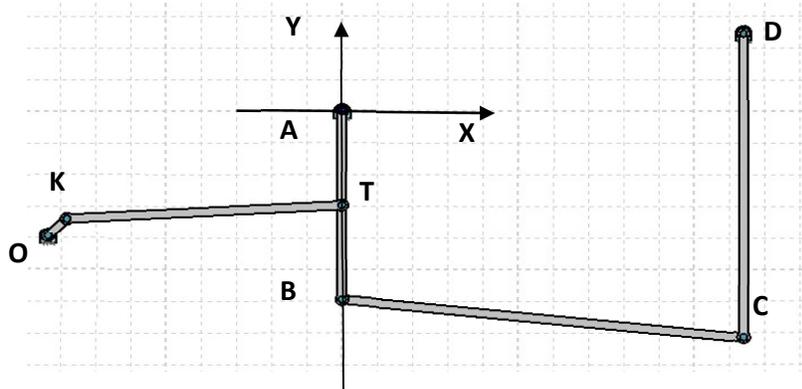


Figura 52: Sistema di coordinate X,Y adottato in GIM

Il punto O del modello è stato posizionato in modo tale da rendere visibile chiaramente nella riproduzione in GIM l'elemento OK, cioè la manovella, che risulta quindi fuori scala. Date le sue effettive e ridotte dimensioni ($\approx 30\text{mm}$), sarebbe risultata non distinguibile dalla simbologia utilizzata dal software per indicare il tipo di collegamento, in questo caso una cerniera (O).

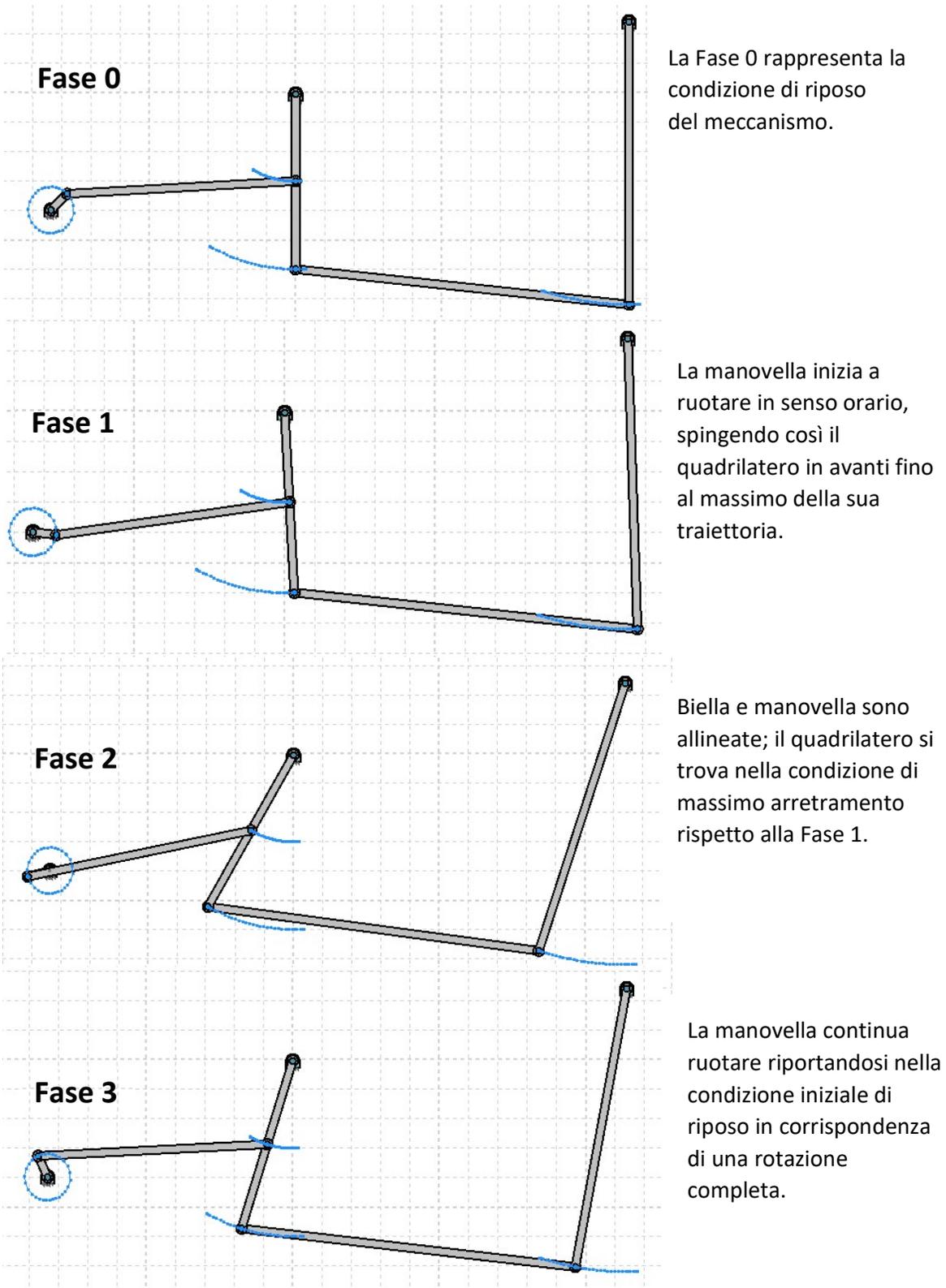


Figura 53: Fasi del moto del meccanismo caratteristico della pulitrice tedesca Triumph

3.2 Pulitrice piemontese (Val Varaita)

La pulitrice piemontese in analisi è una macchina realizzata principalmente in legno, ma con alcuni elementi di lamiera in prossimità delle pareti laterali del ventilatore.

Una scritta sulla parte alta del telaio, a sinistra dell'azionamento riporta il nome dei produttori e anche l'origine: "Ruà Mario e Figli" e nella riga sottostante il riferimento alla borgata Caldane di Casteldelfino, a quota 1257m s.l.m in Val Varaita (Cuneo).



Figura 54: Incisione sul legno riportante nome del produttore e luogo di produzione: "RUA' MARIO E FIGLI/ CALDANE"

E' attualmente di proprietà della famiglia Garzino di Sampeyre, comune che precede quello di produzione risalendo la valle.

La produzione è artigianale, databile secondo l'attuale proprietario nel ventennio compreso tra il 1940 ed il 1960.

La macchina, che definiremo Ruà per semplicità, risulta dopo una attenta analisi perfettamente conservata e, secondo le testimonianze e la prova di azionamento, funzionante. La macchina è dotata di un sistema a tre setacci; i primi due sono sovrapposti, mentre il 3° ed ultimo risulta montato sullo scivolo di raccolta.

Il materiale lavorato era unicamente il grano.

Il funzionamento di questa pulitrice per grano di montagna è più semplice di quello di altre macchine con la medesima funzionalità, per esempio la Triumph tedesca vista al paragrafo 3.1.

Il perché di questo andrebbe ricercato analizzando il contesto di sviluppo delle due macchine, che appare indubbiamente molto diverso sia dal punto di vista geografico che economico.

E' chiaro che la macchina Ruà deve rispondere ad un bisogno puntuale, cioè la pulitura del grano trebbiato nel modo più semplice ed efficiente possibile in un contesto alpino. La pulitrice di origine tedesca, benchè più vecchia, mostra invece già una standardizzazione tipica delle produzioni su larga scala, con quantità di materiale processato sull'unità di tempo di riferimento sicuramente superiore basandosi sulle dimensioni e sulla complessità della macchina.

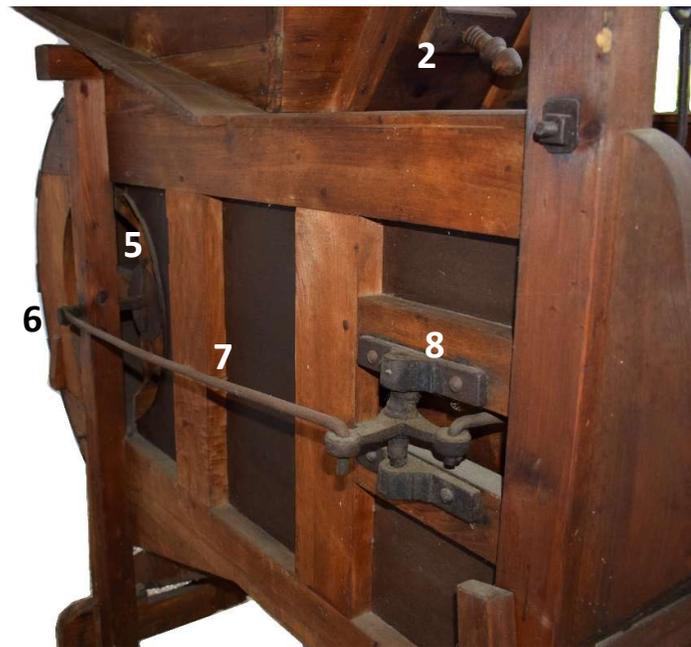
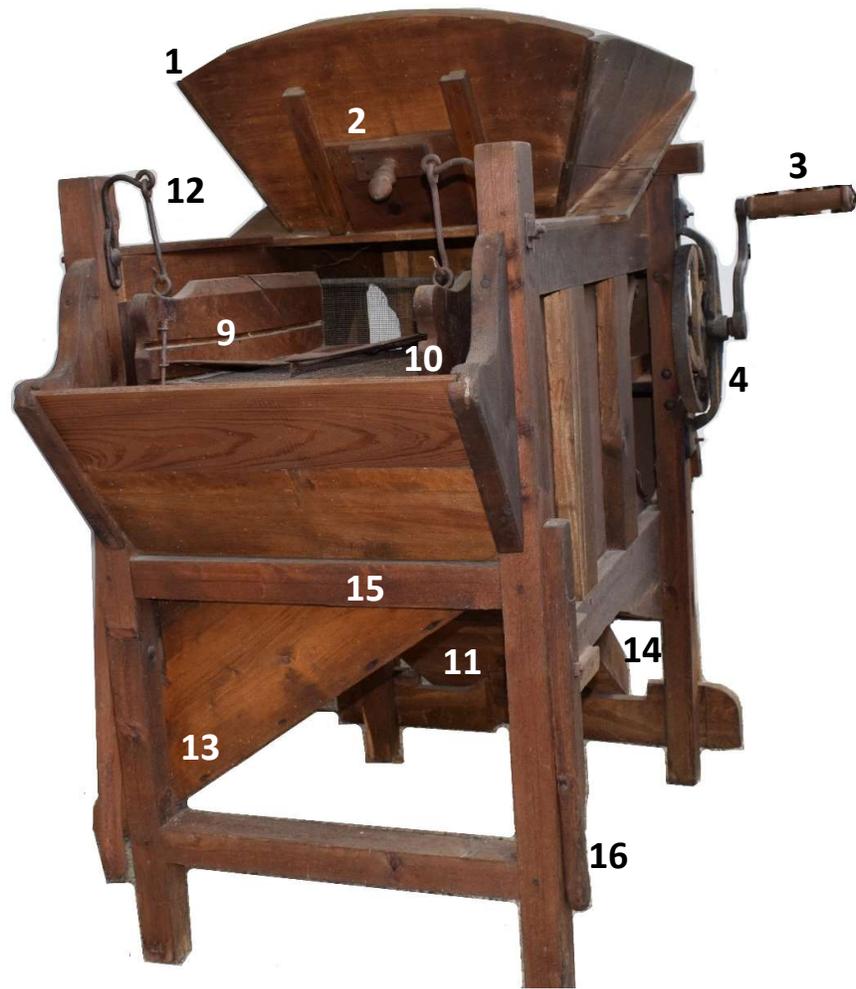


Figura 55: Numerazione parti costitutive principali pulitrice di montagna Ruà

Tabella 29: Nomenclatura parti costitutive principali pulitrice piemontese

# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura	# parte	Nomenclatura
1	Vano di Carico (VC)	5	Ventilatore (V)	9	Supporto setacci mobili (SSM)	13	Scarico laterale (SC)
2	Dosatore scorrevole (D)	6	Albero di trasmissione (AT)	10	Blocco setacci (ST1/ST2)	14	Scivolo di raccolta
3	Leva di azionamento	7	Biella-manovella	11	Terzo setaccio (ST3)	15	Telaio (T)
4	Trasmissione (ruote R1/R2)	8	Perno a due bracci (PB)	12	Supporto sospeso (SS)	16	Bracci di sollevamento (ripiegabili)

Il materiale da processare viene versato all'interno del vano di carico (1); successivamente, agendo sul dosatore scorrevole per mezzo di una vite in legno integrata (2), è possibile regolare la portata di grano da pulire mandata ai setacci (10). Gli elementi con funzione di filtro passa/non passa sono montati su un apposito supporto (9), vincolato alla macchina per mezzo di due elementi.

Il primo è sicuramente il supporto sospeso (12), costituito da elementi in ferro ripiegati a formare un occhiello, mentre il secondo vincolo si realizza per mezzo del perno a due bracci (8), che trasmette il moto oscillatorio alle parti mobili.

Il perno, ricevuta la spinta dal sistema biella-manovella calettato sull'albero del ventilatore (5), compie una rotazione intorno al proprio asse e, per mezzo di un elemento in ferro di piccole dimensioni, trasmette il moto oscillatorio ai setacci.

La descrizione approfondita del meccanismo sarà presentata in seguito.

Lo scarto, costituito da pietre, paglia e pula viene convogliato dopo i primi due setacci in uno scarico laterale (13), che lo veicola verso l'esterno della macchina in una zona non interessata dalle operazioni di carico/azionamento.

Il materiale che supera questa fase, si ritrova invece sullo scivolo di raccolta (14); un terzo elemento filtrante, fisso e dotato di maglie strette (11), è posizionato sul percorso del grano pulito prima della sua effettiva uscita dalla macchina nella parte sottostante il vano di carico.

L'elemento fondamentale per la pulitura è anche in questo caso il ventilatore (5). Montato solidalmente all'albero di trasmissione (6) in uscita dalla trasmissione a ruote dentate (4) azionate da una apposita leva (3) dal singolo operatore, ruota nella sua sede garantendo una elevata efficienza alla operazione.

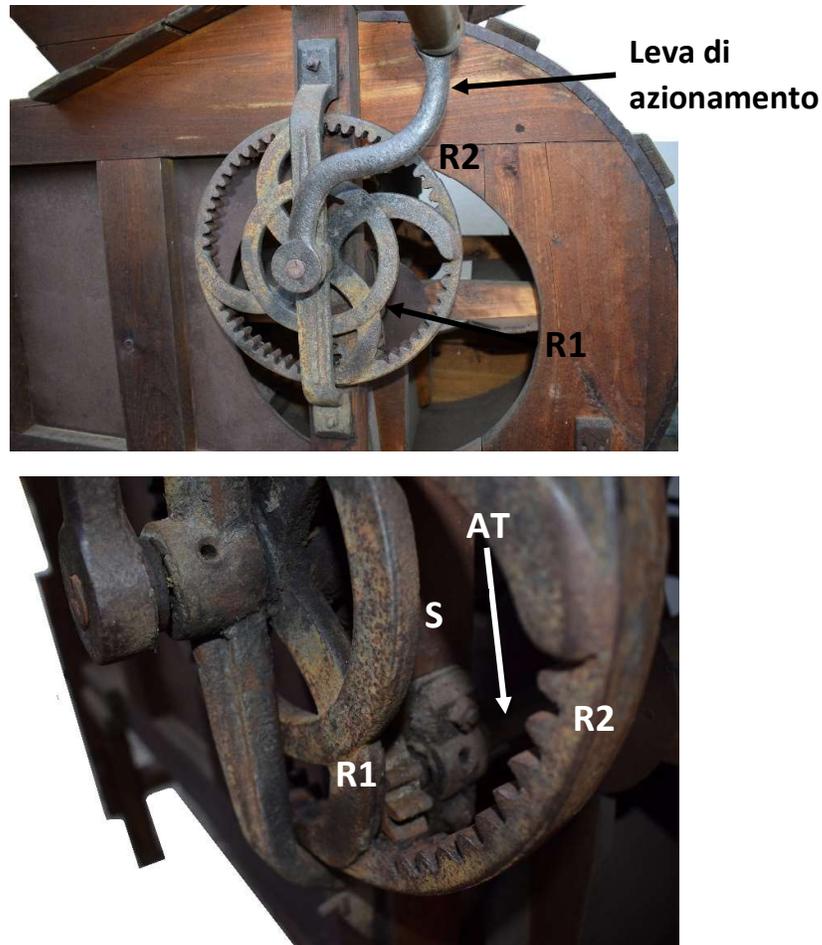


Figura 56: Dettaglio trasmissione ad ingranaggi con dentatura interna (ruota 1 R1, ruota 2 R2)

In Fig.56 sono ben riconoscibili, grazie ad una fotografia puntuale, gli elementi fondamentali della trasmissione ad ingranaggi. Le due ruote R1 ed R2 realizzano la moltiplicazione di velocità necessaria per avere in uscita sull'albero di trasmissione (AT), su cui si caletta il ventilatore, una idonea velocità di rotazione. L'elemento rotante è sostenuto da appositi supporti fissati sul telaio della macchina.

In Tab.31 sono raccolti i parametri caratteristici delle due ruote dentate R1 ed R2; sono state utilizzate le grandezze già utilizzate in precedenza, per coerenza di analisi e possibilità di confronto (b larghezza di fascia e d_{est} diametro esterno della ruota espressi in mm, z numero di denti, i rapporto di trasmissione).

Tabella 30: Parametri caratteristici degli ingranaggi R1, R2 (b, d_{est} in mm)

	Simbolo	b	d_{est}	z	i
Ruota 1	R1	18	60	12	5
Ruota 2	R2	24	300	60	

Un rapporto di trasmissione $i=5$ permette di ottenere una importante moltiplicazione di velocità sulla ruota R1, solidale ad AT.

Sfruttando l'ipotesi di 60 colpi/minuto in ingresso dati dall'operatore, si ottengono in uscita 300 giri/minuto (rpm) sul ventilatore; si tratta di un rapporto di trasmissione e di una velocità di

rotazione all'utente confrontabili con quelli ottenibili dalla pulitrice Triumph tedesca, analizzata in precedenza con la stessa ipotesi iniziale.

E' interessante osservare che, a differenza dei casi precedenti, le larghezze di fascia (b) dei due ingranaggi sono diverse; il pignone R1, con $b=18\text{mm}$ risulta avere una larghezza di fascia ridotta rispetto alla ruota R2 che ha $b=24\text{mm}$.

La ruota R2 è dentata internamente, mentre R1 ha una dentatura esterna; osservando nuovamente la Fig.56 si nota che la dentatura di R1 non lavora completamente, ma è sovrapposta alla ruota R2 per la metà di b_1 , cioè $\approx 9\text{mm}$.

La successiva vista dall'alto (Fig.57 sx) può aiutare nella comprensione di quanto spiegato; l'area ARANCIONE, corrispondente alla ruota R1 (pignone), ingrana con la porzione di area BLU, corrispondente alla ruota R2, per la porzione corrispondente a $\approx 0.5b_1$ colorata in GIALLO.

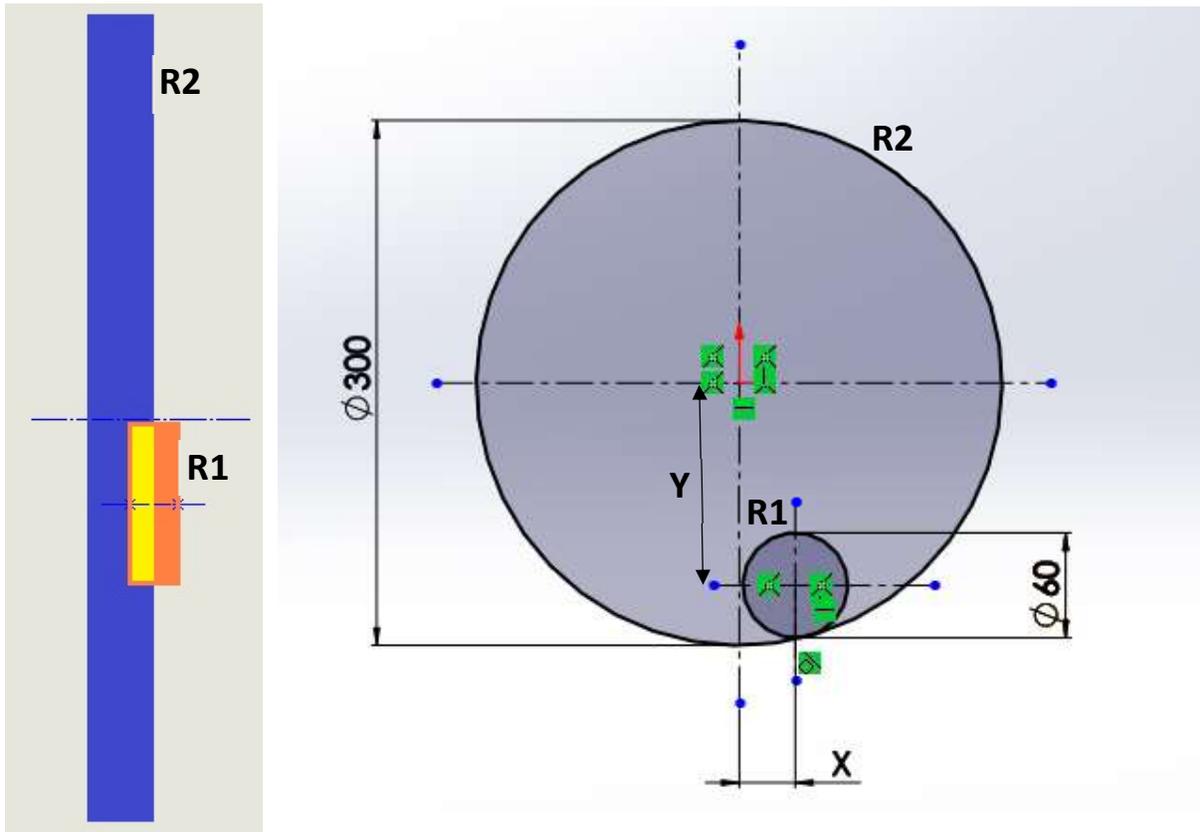


Figura 57: Schema ingranamento sulla larghezza di fascia (b) delle ruote R1 ed R2 (sx); geometrie principali della coppia di ingranaggi R1/R2 (dx)

Gli interassi X ed Y, indicati in Fig.57 dx, sono stati misurati fra i centri ruota. Essendo stato misurato però il diametro esterno e non quello primitivo, non misurabile direttamente sulla ruota, ma legato a correlazioni geometriche, la rappresentazione risulterebbe falsata.

I valori di X ed Y riportati in seguito (Tab.32) sono quindi soggetti a piccole variazioni adottando misurazioni più precise ed eventualmente riferendosi ai diametri primitivi piuttosto che a quello massimo (d_{est}) rilevato sulla macchina. Anche in questo caso, i valori indicati sono in mm:

Tabella 31: Interassi principali della coppia di ingranaggi R1/R2 della pulitrice piemontese (in mm)

X	32
Y	105

L'efficienza della trasmissione va a riflettersi sulla velocità di rotazione dell'albero di trasmissione e quindi sulla velocità del vento generata del ventilatore, elemento fondamentale per ottenere una buona pulitura del grano in lavorazione.

A differenza della pulitrice tedesca, la macchina della fam. Ruà è dotata di aperture laterali per favorire l'efflusso d'aria verso le pale dell'elemento rotante non richiudibili.

Le aperture sono realizzate tramite un taglio circolare sulla lamiera montata in prossimità degli organi rotanti della macchina. Il diametro della porzione circolare di lamiera tagliata è $D_t \approx 380\text{mm}$.



Figura 58: Apertura laterale circolare per l'efflusso aria nel ventilatore

La particolarità di questo ventilatore sta nella presenza di un albero di trasmissione a sezione quadrata 20x20.

Su di esso sono calettate n°4 pale realizzate in legno, così come gli elementi di collegamento all'albero, utilizzando un sistema di bloccaggio privo di viti e bulloni, ma altrettanto efficace.

Come mostrato nella successiva Fig.59, sugli elementi di collegamento lignei (portapale PP) tra la pala (P) e l'albero di trasmissione (AT), in corrispondenza della zona di calettamento fra le parti è presente un disco di lamiera (DL) che viene compresso sulle parti per mezzo dell'elemento filiforme (F).

L'elemento F viene vincolato su EL tramite un chiodo, attraversa l'albero di trasmissione (forato) e va a bloccare sull'elemento contrapposto, comprimendo e fissando un riferimento di posizione. Dalla parte opposta del ventilatore si realizza lo stesso sistema di bloccaggio, ma variando le due pale interessate, equilibrando la chiusura.

Tabella 32: Descrizione parti che realizzano il bloccaggio delle pale sull'albero

Nome	Simbolo	Descrizione
Portapale	PP	Elemento ligneo di collegamento tra pala e albero di trasmissione
Pala	P	Elemento fondamentale del ventilatore
Albero di trasmissione	AT	Organo rotante della macchina
Disco di lamiera	DL	Bloccaggio portapale
Elemento filiforme	F	Elemento meccanico di bloccaggio e fissaggio posizione

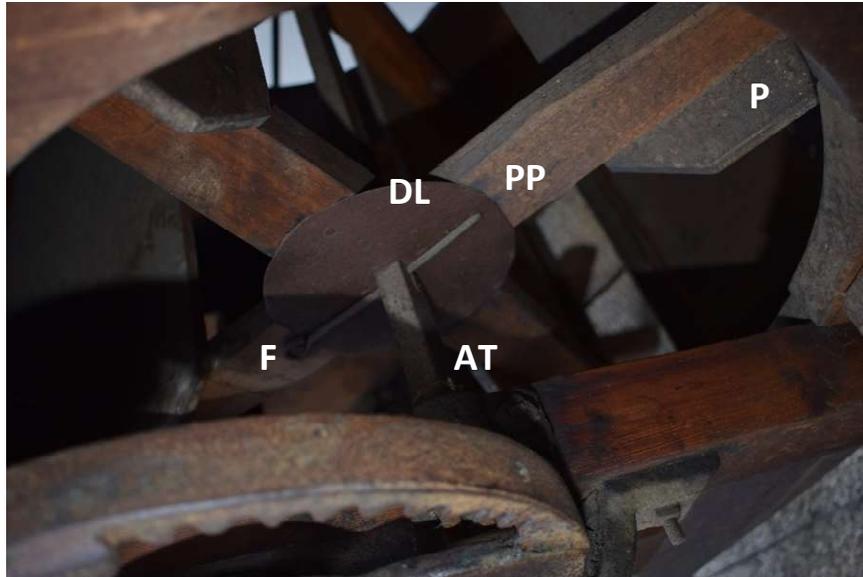


Figura 59: Dettaglio albero di trasmissione (AT) e bloccaggio delle pale su di esso

La forma della pala e dei suoi supporti ricalcano quanto visto nella pulitrice tedesca Triumph, seppure con le particolarità già discusse in merito ai materiali utilizzati ed ai sistemi di bloccaggio/posizionamento.

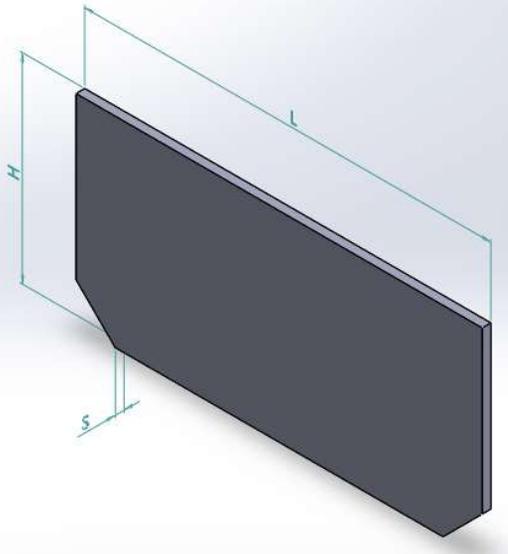


Figura 60: Pala in legno del ventilatore della pulitrice piemontese (dx); modello 3D con quotatura funzionale DimXpert (dx)

Tabella 33: Geometria della pala del ventilatore della macchina piemontese (in mm)

	L	H	H_asse	S
Pala Ruà	466	230	350	10

E' importante ricordare che H_{asse} rappresenta l'ingombro massimo tra centro albero di trasmissione e pala.

Sulla pala (Fig.60) non sono visibili fori in quanto il collegamento che si realizza con i portapale non è smontabile; per il fissaggio vengono utilizzati dei chiodi. E' inoltre interessante osservare che l'elemento rotante e la superficie interna circolare in cui ruota sono quasi coincidenti nella

posizione in cui è stato effettuato lo scatto.

Questa luce ridotta al minimo (max 10mm in uscita dalla parte curva) perfette di ottimizzare il flusso d'aria generato, evitando dispersioni che farebbero perdere efficacia all'operazione in corso, dove la velocità della corrente prodotta è fondamentale.

Il sistema di pulitura basato sui setacci è complementare alla funzionalità del ventilatore; affinché le operazioni siano efficienti è necessario che gli elementi interessati operino al massimo delle loro possibilità.

In quest'ottica è importante verificare la pulizia dei crivelli prima di iniziare l'attività, così da evitare il precoce tapparsi delle maglie e la conseguente perdita di efficienza legata alla produzione di un maggiore scarto. Infatti, se il materiale non può attraversare il setaccio a causa di corpi estranei che ne ostruiscono il regolare flusso, esso viene convogliato dal movimento sussultorio alternato verso lo scivolo di scarico laterale.

I setacci mobili, ST1 e ST2 di dimensione max 550x385mm, appartenenti al blocco setacci posizionato nella parte alta della macchina, sono posizionati con le superfici di lavoro parallele, ma a livello funzionale sono considerabili in serie, perché il flusso che li attraversa è il medesimo.



Figura 61: Blocco setacci con ST1 e ST2 (in alto); setaccio ST3 sullo scivolo di raccolta (in basso)

L'ultimo elemento della serie è costituito da ST3, cioè il terzo setaccio situato sullo scivolo di raccolta poco prima della sezione di uscita del materiale processato; le sue maglie risultano molto più fini dei primi due elementi filtranti.

Il flusso del materiale all'interno della macchina e quindi attraverso i setacci è rappresentato nella seguente Fig.62; il materiale proveniente dal vano di carico (→) si distribuisce sul primo setaccio (ST1). La parte di materiale di idonea dimensione lo attraversa, depositandosi sul setaccio sottostante (ST2) (→), dove si verifica lo stesso processo di selezione legato al moto sussultorio del blocco setacci e alla differente dimensione delle maglie rispetto a ST1. A questo punto, il materiale che attraversa i due setacci mobili è convogliato nello scivolo di raccolta (→), dove viene ulteriormente selezionato grazie ad ST3, cioè il terzo setaccio posizionato all'interno dell'elemento ligneo. Il materiale pulito arriva al fondo dello scivolo e raccolto (→).

Il materiale di scarto viene convogliato all'esterno della macchina con apposito scivolo nella parte alta della macchina, mentre cade a terra (ridotte dimensioni) in prossimità di ST3 (→).

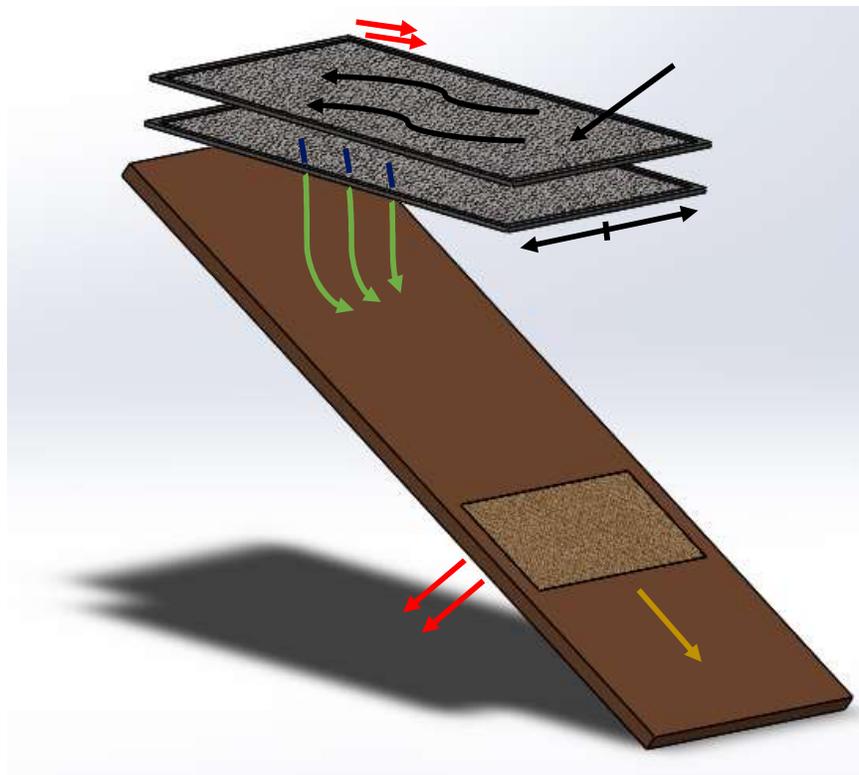


Figura 62: Flussi di materiale all'interno della pulitrice piemontese

Il posizionamento relativo fra i setacci nello schema di Fig.62 è puramente dimostrativo.



Figura 63: Meccanismo biella-manovella (OKT) collegato al perno a bracci (PB)

piani diversi ed ortogonali.

Il meccanismo complessivo risulta essere tridimensionale, a differenza di quello associato alla pulitrice Triumph che aveva uno sviluppo bidimensionale (x,y).

Nella Tab. 30 sono riportate le lunghezze (espresse in mm) della manovella (m) e della biella (b) costituenti il 1°cinematismo.

E' fondamentale per ottenere una macchina efficiente il moto impartito ai setacci mobili per mezzo di un meccanismo semplice come il biella-manovella, che poi può articolarsi in soluzioni più complesse in base alla cinematica cercata.

In questa pulitrice il moto alternato non è parallelo al flusso di materiale, ma è invece ortogonale allo stesso, cioè con oscillazioni verso destra-sinistra come indicato in Fig.62. Anche in questo caso il moto sussultorio dei setacci è basato sul suddetto meccanismo basilare composto da biella (b) e manovella (m), quest'ultima ricavata direttamente sul mozzo dell'albero di trasmissione.

La biella (b) non è direttamente collegata al blocco dei setacci, ma al perno a due bracci (PB) che quindi esegue un rinvio del moto di 90°.

Questa rotazione provoca una spinta su un terzo elemento che essendo collegato rigidamente con gli elementi sospesi (blocco setacci) ed i supporti SS, avvia il moto alternato dei crivelli.

Nella Fig.63 a lato è ben visibile il meccanismo biella-manovella (OBP) [22], situato sul lato della macchina opposto a quello della trasmissione ad ingranaggi.

La rotazione dell'albero di trasmissione (AT) aziona il 1°cinematismo, che a sua volta andrà ad azionare il moto sui setacci agendo sul perno a bracci (PB) centrato in O'', generando una rotazione β .

Osservando la biella BP ed il braccio O''P del perno è chiaro il loro posizionamento su

Tabella 34: Lunghezze caratteristiche biella-manovella (in mm)

	Simbolo	L
Manovella (m)	OB	15
Biella (b)	BP	760

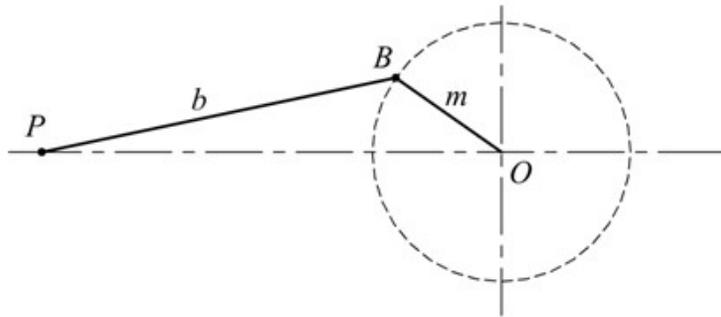


Figura 64: Schema e nomenclatura meccanismo biella-manovella OBP [22]

L'elemento cardine del meccanismo articolato tridimensionale è quindi il perno a bracci; il braccio $O''P$, considerato di input, forma con il braccio in uscita $O''K$ un angolo di 90° . Nel punto K è calettato l'elemento filiforme metallico che trasmette il moto ai crivelli, essendo nella seconda estremità vincolato proprio al blocco setacci (Z).

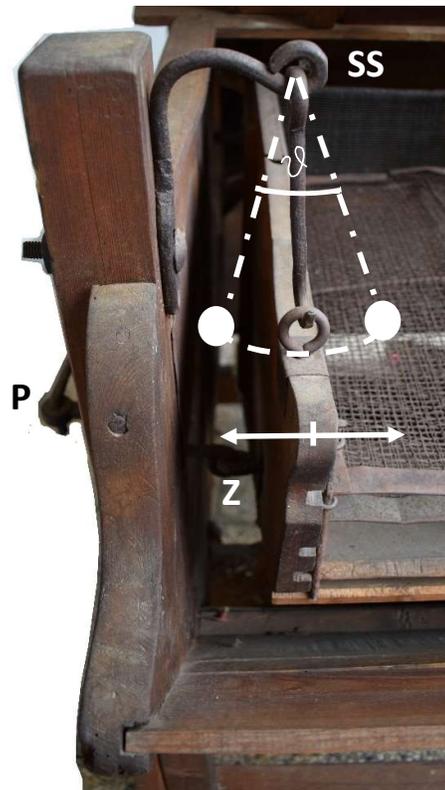
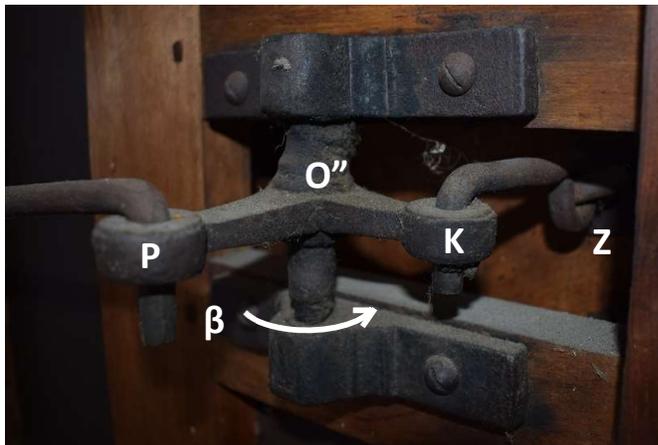


Figura 65: Perno a bracci ($PO''K$) con collegamento al meccanismo biella-manovella (sx) e blocco setacci (dx)

Il sostegno al blocco setacci è garantito dai supporti sospesi (SS) realizzati con elementi metallici che, compiendo un movimento oscillatorio angolare (ϑ), consentono agli elementi mobili di muoversi restando comunque stabilmente ancorati alla struttura principale della macchina.

Tabella 35: Lunghezze caratteristiche del perno a bracci (in mm)

	Simbolo	L
Braccio 1 (IN)	PO"	75
Braccio 2 (OUT)	O"K	60
Elemento 3	KZ	110

Complessivamente la macchina ha un funzionamento statico.

E' trasportabile agendo su 4 leve ripiegabili sui supporti posti ai 4 vertici della pulitrice, ma non è dotata di ruote o pattini a strisciamento.

Di questa macchina della Val Varaita va segnalato nuovamente il perfetto stato di conservazione, sia degli elementi in legno che di quelli metallici.

Di particolare interesse risultano gli elementi in ferro utilizzati per realizzare i meccanismi, i supporti sospesi e di vincoli con essi realizzati sfruttando la piegatura degli stessi a creare degli occhielli.

4. Efficientamento Re-Thresher

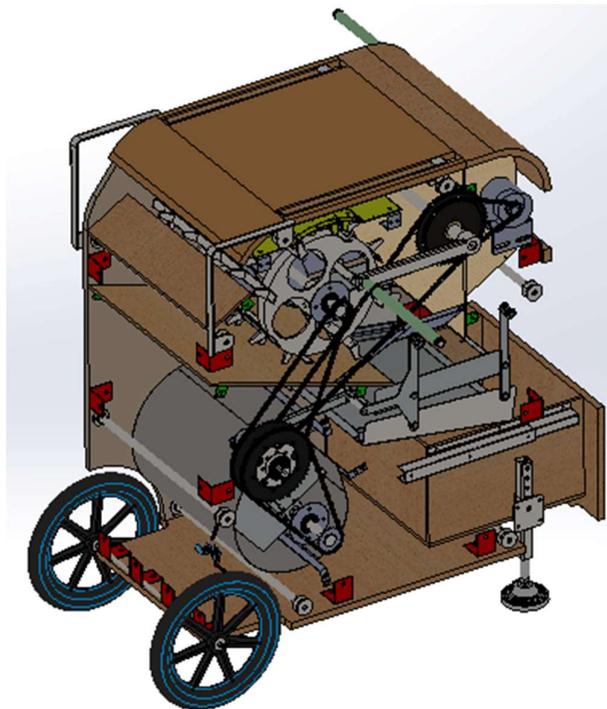


Figura 77: Macchina multifunzionale Re-Thresher

La macchina multifunzionale Re-Thresher, ad azionamento manuale, visibile in Fig.67 priva di pannello laterale per favorire la comprensione della struttura interna, è risultata un'ottima soluzione per lo svolgimento di operazioni di trebbiatura e pulitura utilizzando un unico macchinario agricolo.

L'azionamento manuale utilizzato è volto a minimizzare lo sforzo muscolare richiesto al conduttore, aspetto progettuale sicuramente non così importante nelle macchine di inizio '900 analizzate in precedenza.

La principale problematica riscontrata sulla Re-Thresher, rispetto alle altre pulitrici con cui sono stati fatti dei confronti basati sull'osservazione della fase di lavoro e su rilievi non empirici, è dovuta al ridotto flusso d'aria prodotto dal ventilatore che arriva ai crivelli.

Parallelamente, la volontà di ridurre i pesi degli elementi rotanti costituenti il battitore per ragioni di sicurezza ha portato allo studio di nuove soluzioni legate alla scelta dei materiali da utilizzare e ad una nuova modalità di calettamento per garantire un preciso posizionamento.

Il traino della macchina, effettuabile da 1/2 utenti, è una procedura verificata e funzionale; per rendere più agevole questa fase, che precede o segue quella di lavoro effettiva, è interessante valutare come alcune scelte progettuali, complementari a quelle effettuate in fase di progettazione, potrebbero rendere il trasporto più lineare.

Queste tre macroaree della macchina(ventilazione/trebbiatura/trasporto) sono quindi risultate di interesse nell'ottica di ottimizzare la funzionalità complessiva della Re-Thresher e verranno nel seguito sviluppati.

L'attività sperimentale associata a questa parte è stata interrotta, dopo poco tempo dall'inizio dell'attività di tesi, ad inizio 2020 a causa dell'emergenza sanitaria tuttora in corso. Nel seguito sarà adeguatamente specificata la differenza tra attività *prevista* e attività effettivamente *svolta*.

4.1 Dentatura battitore/controbattitore

Le masse rotanti vincolate al battitore, sono soggette a forze di inerzia proporzionali al raggio della circonferenza caratteristica ed alla velocità angolare di rotazione dell'elemento portante.

Allo stato attuale, le barre portadenti che costituiscono l'elemento rotorico di Re-Thresher sono realizzate in acciaio, così come i denti che su di esse montati.

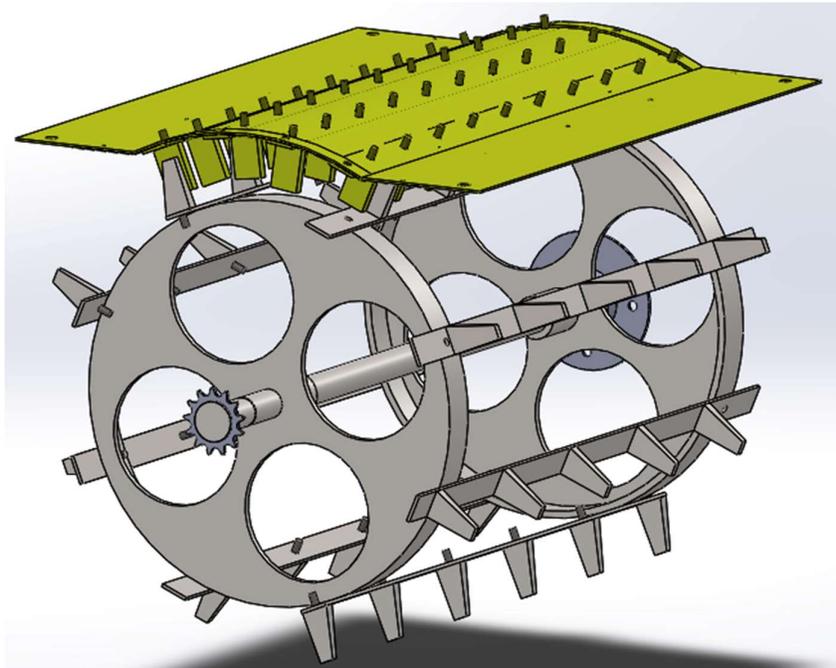


Figura 68: Assieme SolidWorks di battitore (B) e controbattitore (CB) in posizione di lavoro

L'elemento di pericolo associato a questa condizione è legato alla presenza di elementi di acciaio, quindi molto resistenti, che durante le fasi di trebbiatura passano molto vicini ai denti fissi del controbattitore. L'urto che potrebbe realizzarsi in caso di una eccessiva deformazione della barra a causa dell'inerzia o di una non perfetta linearità della stessa, legata ad un danneggiamento (flessione, perdita di linearità) in fase di montaggio/smontaggio, danneggerebbe la macchina in modo importante.

Si è quindi pensato di ridurre le masse in gioco, puntando su una riprogettazione dei denti di battitore e controbattitore utilizzando come tecnologia produttiva la stampa 3D.

In Fig.68 sono ben visibili gli elementi tipici di ogni blocco battitore/controbattitore.

I denti sono fissati sulle barre portadenti con un sistema a vite, stesso sistema adottato per fissare queste ultime ai due dischi laterali. Si ottiene in questo modo una gabbia chiusa simile, per principio costruttivo, a quella presente nella trebbiatrice Leitner B descritta.

Anche la dentatura del controbattitore è fissata nella sua sede con delle viti.

Il battitore presenta barre portadenti con numerosità di denti variabile tra 5 e 6; in questo caso si associa a $n=5$ la lettera A e a $n=6$ la B.

Lo schema che descrive la dentatura dell'elemento rotorico, composto da 8 file di denti, è quindi la seguente: AAABAAAB.

E' possibile riassumere le caratteristiche degli elementi del blocco in una tabella per facilitare la lettura dei dati fondamentali; si ricorda che le lunghezze L , i diametri d ed il raggio R sono espressi in mm, l'area di lavoro in m^2 e l'angolo α in $^\circ$.

Tabella 36: Dimensioni caratteristiche di battitore e controbattitore

	d	L	A_lavoro
B	350	592	0,65
CB	-	594	0,14

Tabella 37: Geometria caratteristica base per calcolare porzione di area circolare del battitore

CB	R	α
	238	55

L'angolo α rappresenta la porzione di circonferenza ricoperta dalla lamiera del controbattitore; l'area di lavoro sarà quindi pari all'area laterale del cilindro di raggio R e lunghezza L, ma moltiplicata per un fattore correttivo pari a $55/360$.

Disponendo dei modelli 3D è possibile verificare la differenza ipotizzata fino ad ora tra i valori di densità di dentatura den di battitore e controbattitore ($den_{CB} \gg den_B$).

Rispetto ai casi delle altre macchine già discussi, si introduce la massa m (espressa in grammi) degli attuali denti montati sulla macchina, che sarà utile in seguito per valutare la riduzione di massa complessivamente ottenibili.

Tabella 38: Dentatura battitore (B) e controbattitore (CB) (m_{dente} in g)

	n_portadenti	n_denti_p	m_{dente}	n_totale	den	y
B	6	5	65	42	64,5	0,95
	2	6				
CB	4	10		40	294,8	

Analizzata complessivamente la struttura dei due elementi fondamentali di una trebbiatrice, è possibile scendere nel dettaglio e discutere la riprogettazione dei singoli denti.

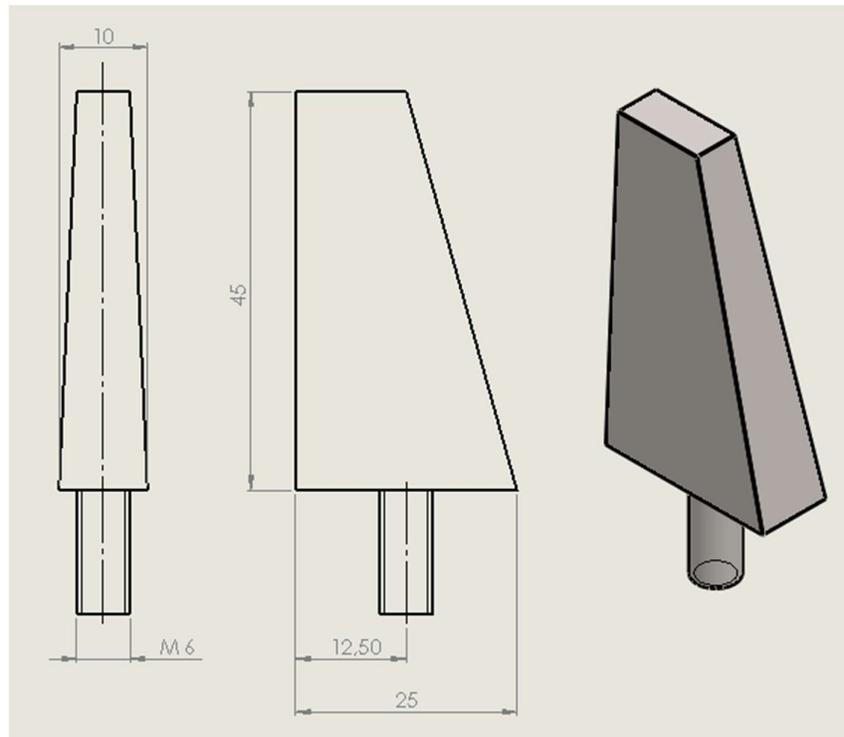


Figura 69: Quotatura funzionale del dente attuale della Re-Thresher

La quotatura del dente di Fig.69 contiene le indicazioni fondamentali per costruire un dente che possa essere montato sulla attuale struttura complementare di battitore e controbattitore, mantenendo così invariate le distanze fra i denti in moto relativo durante le fasi di lavoro.

A questo scopo risultano fondamentali 5 grandezze per definire l'elemento:

- altezza $H=45\text{mm}$
- larghezza $L=25\text{mm}$
- spessore $S=10\text{mm}$
- diametro della filettatura
- posizione della filettatura

Le quote non riportate, non sono fondamentali per garantire la funzionalità del componente. La parte del dente destinata all'operazione di trebbiatura è unicamente quella trapezoidale, che risulta fissata sulla barra portadenti, con la superficie inferiore piana a contatto della lama di acciaio suddetta.

4.1.1 Stampante 3D e scelta del materiale

Per lo sviluppo di un nuovo prototipo di dente e del suo relativo sistema di bloccaggio, si è deciso di utilizzare la stampa tridimensionale, così da avere la possibilità, quasi autonomamente ed in poco tempo, di realizzare e testare le diverse opzioni sviluppate.

La stampa degli elementi prototipali è avvenuta presso il virtuaLAB del Politecnico di Torino, situato all'interno della Cittadella del Design e della Mobilità in Corso Settembrini (TO).

La tecnica di fabbricazione additiva utilizzata è la FDM, Fused Deposition Modeling.

La stampante utilizzata per le nostre prove di stampa è la Prusa i3 MK3 [19]; la grandezza caratteristica della materia prima da utilizzare nel processo è il diametro del filamento, che nel nostro caso è pari a 1,75mm; i parametri di settaggio della stampante sono invece legati a velocità di estrusione (mm/s) e temperatura all'estrusore, i cui valori ottimizzati sono standard e noti in funzione del materiale utilizzato.

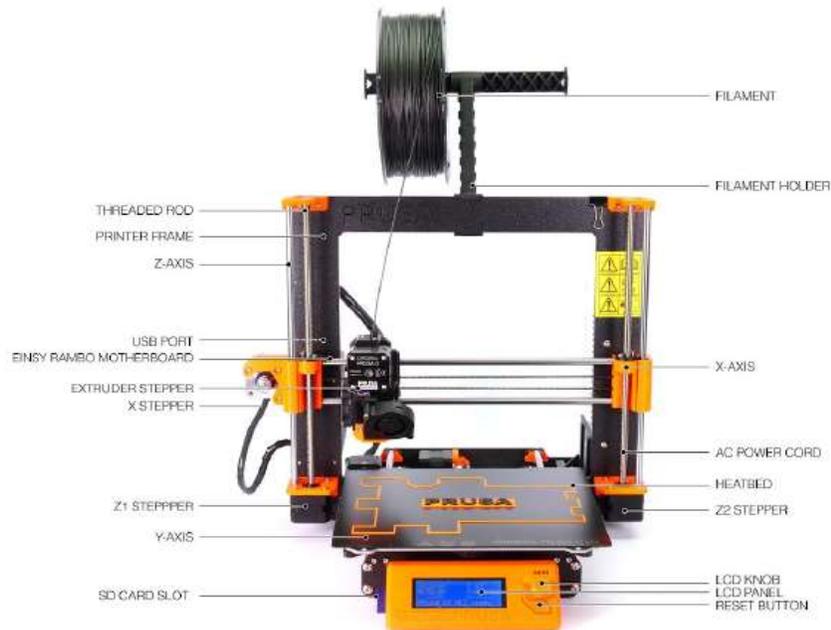


Figura 70: Struttura e nomenclatura originale della stampante Prusa i3 MK3 (da catalogo)

Questa modalità di stampa si basa sull'utilizzo di un filamento di materiale plastico reso semi-fluido da un aumento di temperatura localizzato, subito in prossimità dell'estrusore di uscita. Il materiale viene successivamente depositato su un piatto di supporto per realizzare il primo strato (layer). Gli strati successivi saranno depositati sul 1°layer e così fino al completamento del processo. E' previsto anche l'utilizzo, ove necessario, di un particolare materiale di supporto che permette di realizzare figure complesse e non riproducibili con le tradizionali lavorazioni per asportazione di truciolo.

La stampante richiede in input un file STL, Standard Triangulation Language, generabile dall'interfaccia software della macchina a partire da un comune file 3D; una volta inserito il modello CAD (SolidWorks) nel software della stampante, le superfici interne ed esterne di quest'ultimo vengono modellizzate con una serie di elementi triangolari piani. Successivamente, l'interfaccia di stampa che sarà descritta dettagliatamente in seguito (par. 4.1.3) permetterà di selezionare i parametri di stampa, visualizzare la distribuzione di materiale e l'avanzamento del processo.

Il materiale utilizzato per la realizzazione dei prototipi è un filamento in Acido Polilattico, comunemente noto come PLA [18].

Si tratta di una bioplastica, cioè di un materiale ecologico derivato principalmente dalla lavorazione dell'amido di mais, del grano e di altri vegetali.

Il filamento è avvolto e stoccato in apposite bobine, avvolte su di un supporto plastico che sarà direttamente montabile nella sua sede, visibile nella parte alta della stampante, andando direttamente ad alimentare l'estrusore.



Figura 71: Bobina di PLA (RobotStore)

4.1.2 Sviluppo e valutazione prototipi

Lo sviluppo dei prototipi relativi ad una dentatura realizzata mediante elementi stampati si è articolata in tre fasi così riassumibili.

La prima operazione svolta è stata dettata dalla necessità di ipotizzare delle soluzioni di bloccaggio del dente sulla barra portadenti, non avendo a che fare con un materiale metallico come quello attualmente in uso.

Cercando di mantenere intatto il profilo dei denti presenti sulla macchina, vista la loro efficienza, si sono valutate varie opzioni di fissaggio (D1, D2, D3), partendo però dall'idea generale di realizzare una guida prismatica alla base dell'elemento che gli permettesse di scorrere lungo la barra portadenti, per arrivare eventualmente a realizzare un bloccaggio ad incastro con il "clack". Essendo componenti stampati, non si è prevista la realizzazione di fori filettati.

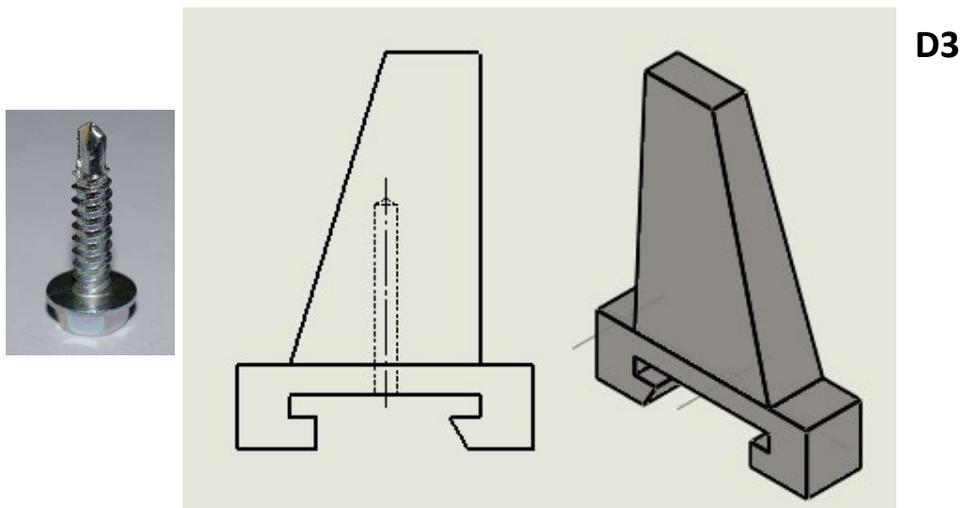
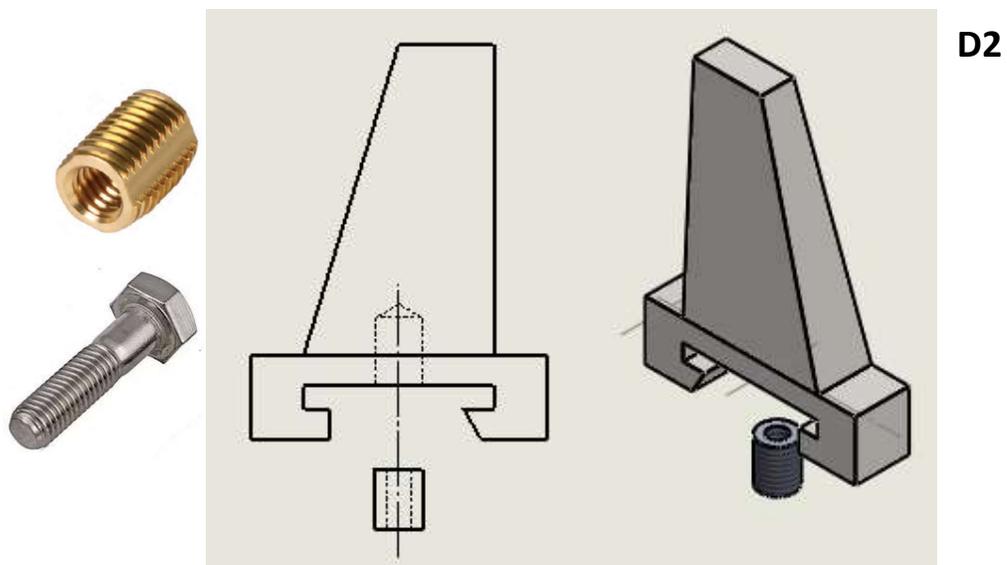
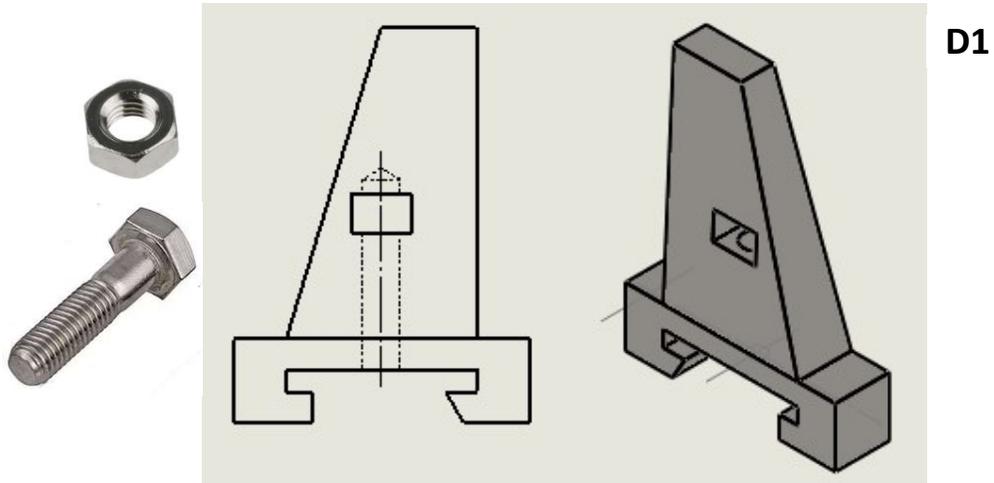


Figura 72: Ipotesi D1, D2, D3 di calettamento del nuovo dente con base a guida prismatica

La prima ipotesi (D1), che richiederebbe la realizzazione di una apposita sede per il dado, comporterebbe un'operazione di montaggio/smontaggio più complessa senza smontare l'intera barra portadenti.

L'utilizzo degli Ensat [21] (D2) provocherebbe un aumento dei costi, senza trascurare anche in questo caso una generale complicazione delle operazioni.

La soluzione migliore, che comporta l'utilizzo di una sola vite autofilettante per ogni dente, è sicuramente l'ultima (D3).

A questo punto risulta necessario fare delle prove sperimentali di stampa, per valutare la tipologia di foro che risponde alle nostre esigenze ed il relativo dimensionamento, tenendo presente l'intenzione di utilizzare viti autofilettanti. In quest'ottica si provvede alla modellazione 3D ed alla successiva prototipazione di un "Pattern fori" di diametro variabile. E' allo stesso modo di interesse effettuare la stampa della porzione di dente che andrà a realizzare la guida prismatica, così da rilevare le eventuali differenze tra la quotatura dell'oggetto e le effettive dimensioni del pezzo prodotto (*prova1, prova2* descritti in seguito).

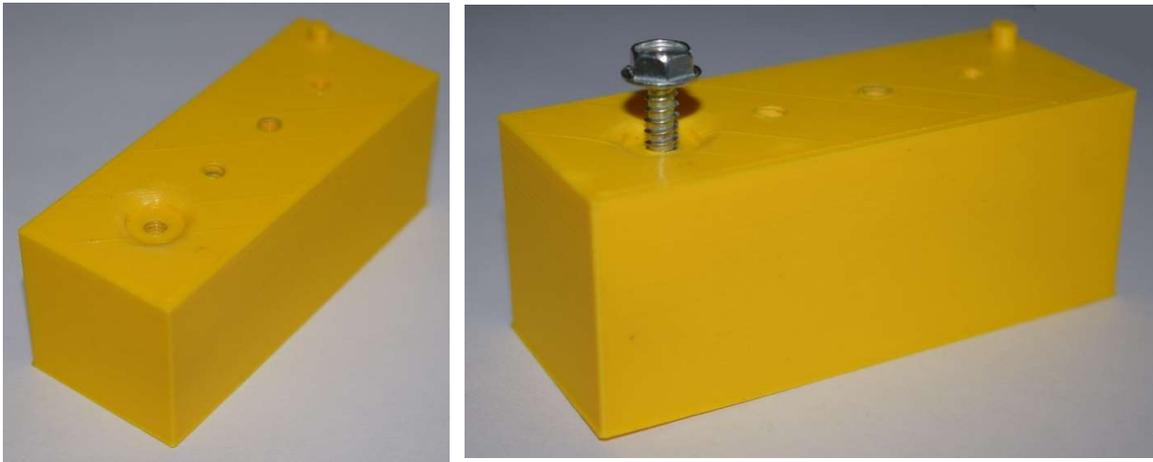


Figura 73: Pattern fori a diametro crescente con vite autofilettante in fase di avvitamento

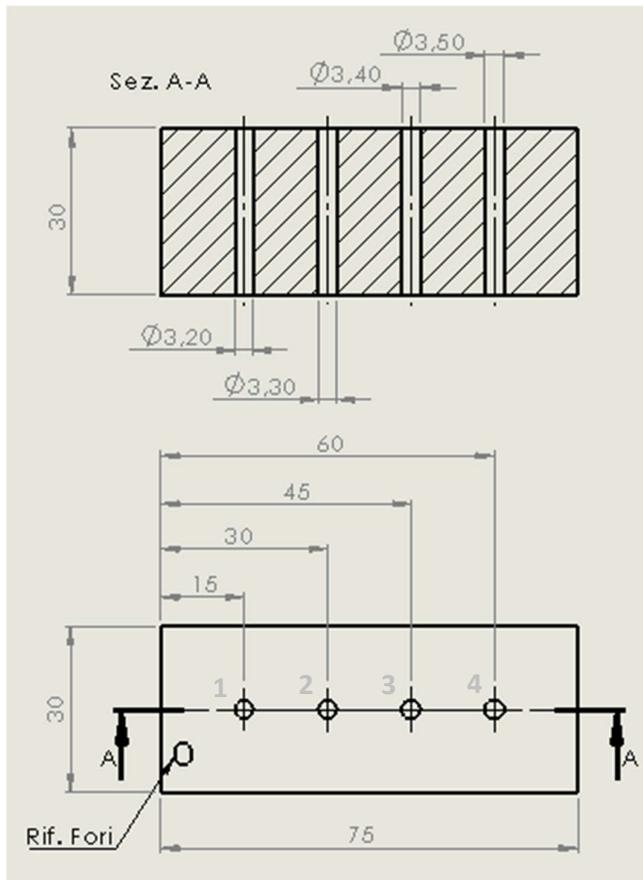


Figura 74: Quotatura Pattern fori con vista in sez. A-A

Il disegno quotato del Pattern fori riporta le dimensioni caratteristiche del blocco campione.

Le quote fondamentali e funzionali in questo caso costituite dai diametri crescenti dei fori.

Volendo ipotizzare di utilizzare una vite autofilettante M4, il preforo è definito dalla normativa nel caso di elementi metallici che devono subire un processo di maschiatura. Non avendo note le capacità di tenuta relativa tra il materiale e questo tipo di elemento a vite, si è deciso di realizzare 4 fori passanti partendo da $\phi 1=3,2$ mm e incrementando di 0,1 mm fino ad arrivare a $\phi 4=3,5$ mm.

È stato inserito un riferimento sul pezzo stampato per riconoscere la direzione di crescita dei fori.

Ottenuto il pezzo sono state effettuate alcune prove di avvitamento, per valutare quale foro garantisse una avvitatura stabile. $\phi 4$ permette una facile operazione,

utilizzando una chiave a T o una chiave fissa, anche senza avere un bloccaggio del pezzo.

Questo foro ha mostrato una buona tenuta e l'elemento autofilettante attivo, come dimostrato dalla deformazione plastica ottenuta sulla superficie di contatto tra la testa della vite ed il blocco campione.

$\phi 3$ ha permesso l'avvitatura, impiegando però una morsa per mantenere fisso in posizione in pattern di prova; l'operazione risulta più dispendiosa, ma a vantaggio di una maggiore presa fra i due elementi.

Sui primi due fori ($\phi 1$, $\phi 2$) è stato impossibile imboccare la vite; sarebbe possibile rieffettuare la prova realizzando una idonea svasatura all'ingresso del foro.

La vite utilizzata, visibile in Fig.75, è una vite autofilettante M4x20.



Figura 75: Vite autofilettante M4x20

Gli altri componenti stampati sono costituiti da due diverse basi del dente, che andranno a realizzare la suddetta guida prismatica.

Le due varianti differiscono unicamente per spessore e angolo del dente che realizza la guida prismatica (Fig.76), andando a garantire comunque la medesima funzionalità cercata.

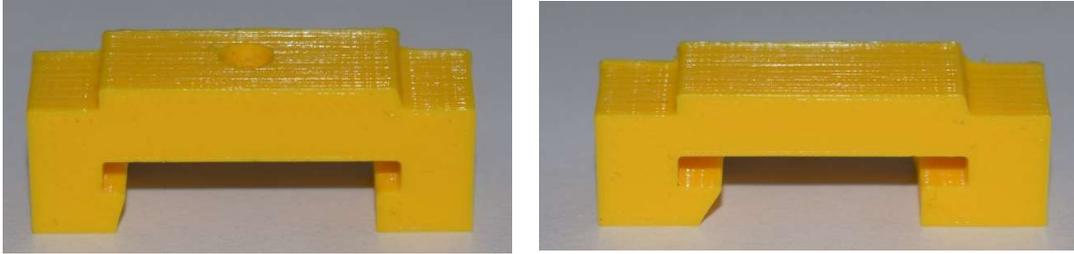


Figura 76: Configurazioni 1 e 2 della base del dente che realizza la guida prismatica (prova1, prova2)

La grandezza fondamentale, in questo caso, è costituita dalla dimensione della lama portadenti e dalla rispettiva sede sul dente, su cui dovrà essere in grado di scorrere libero.

Si realizzano due dimensionamenti diversi per valutare questa scorrevolezza.

Sul modello CAD complessivo della Re-Thresher, le dimensioni della sezione rettangolare della barra portadenti rilevabili erano 25x3mm.

Sulla base di questo dato si sono elaborate le 2 configurazioni suddette.

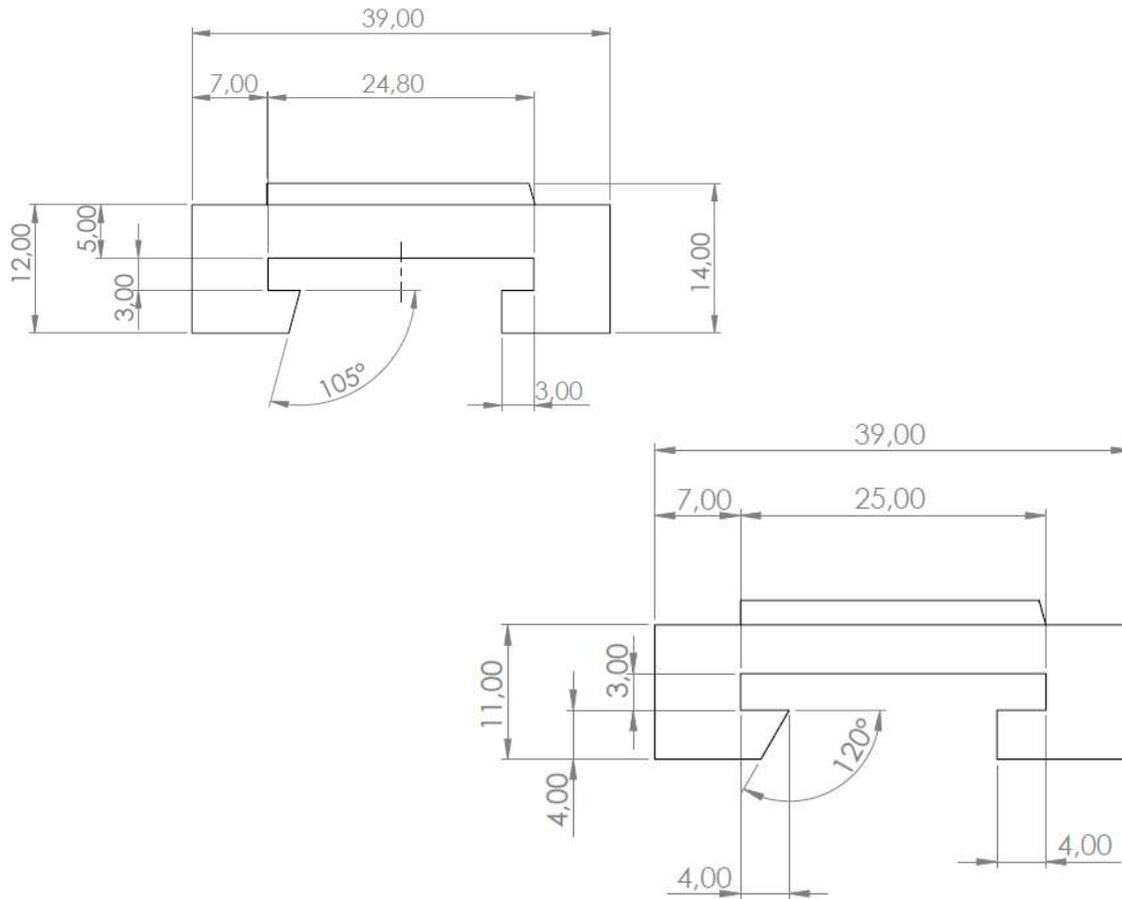


Figura 77: Quotatura guide prismatiche nelle due configurazioni ipotizzate (variazione angolo ed ingombro complessivo)

Si definisce con *prova1* l'elemento caratterizzato dall'angolo di 105°, mentre *prova2* ha un angolo pari a 120°.

Successivamente al processo di stampa si è effettuato il controllo dimensionale utilizzando un calibro.

In fase di prova di montaggio a bordo macchina si è riscontrata una anomalia tra il modello della barra portadenti e le sue reali misure.

I rilievi dimensionali effettuati sono riportati nelle seguenti tabelle; facendo riferimento alla discordanza tra la quota ideale e quella effettivamente realizzata dal processo di stampa, si provvede a ridimensionare le guide prismatiche in modo tale da renderle funzionali alla soluzione ricercata in principio.

Questa fase sperimentale di ristampa non è stata realizzata a causa dell'isituzione del 1°Lockdown a causa della pandemia da Sars-Cov2.

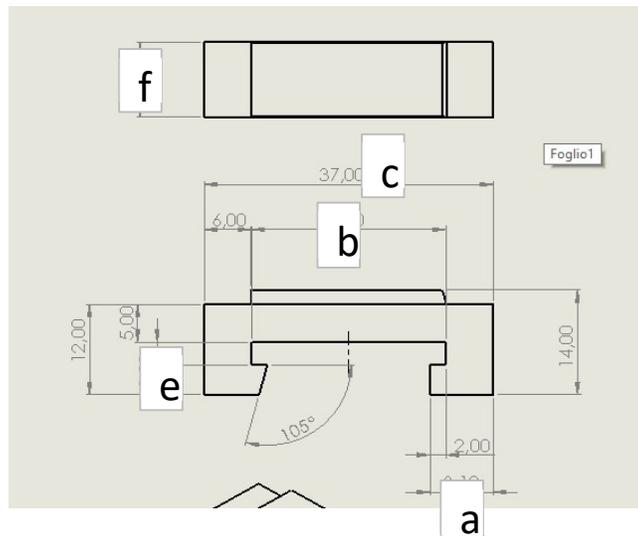


Figura 78: Indicazione quote letterali funzionali caratteristiche

Tabella 39: Rilievi dimensionali delle quote fondamentali (a, b, c, d, f) e della barra portadenti

	a	b	c	d	e	f
prova_1	8,1	24,8	37	12	3	10
dente_105° (test_1)	8,15	24,7	36,97	12	2,91	10,05
prova_2	11	25	39	11	3	10
dente_120°(test_2)	11	24,9	38,97	11	2,91	10,02
CAD_barra_portad		25			3	
rilievo_barra_portad		26,1			3,9	

$\Delta b = -0,1\text{mm}$

$\Delta e = -0,1\text{mm}$

4.1.3 Parametri di stampa e misure di massa

La procedura di stampa ed i suoi parametri caratteristici vanno ad influenzare le proprietà strutturali e funzionali del pezzo, ma anche il suo peso.

Il parametro principale che è necessario indicare è il *riempimento*, che indica la percentuale di volume del pezzo in stampa in cui sarà effettivamente presente il materiale (0÷100%).

Questo valore va ovviamente a definire il percorso dell'estrusore e la sua velocità di movimento, che varia tra fase di stampa e spostamento; aumentando la percentuale di riempimento, si ottiene un pezzo stampato "pieno", ma che richiederà tempi maggiori per essere realizzato.

La soluzione di compromesso, adottata per la stampa del *Pattern Fori*, ha previsto il rinforzo della superficie interna dei fori che rappresentano l'aspetto funzionale della prova, utilizzando invece un basso valore di riempimento (15%).

Per le guide prismatiche (*prova1*, *prova2*) il valore di prima stampa è stato pari al 50%.

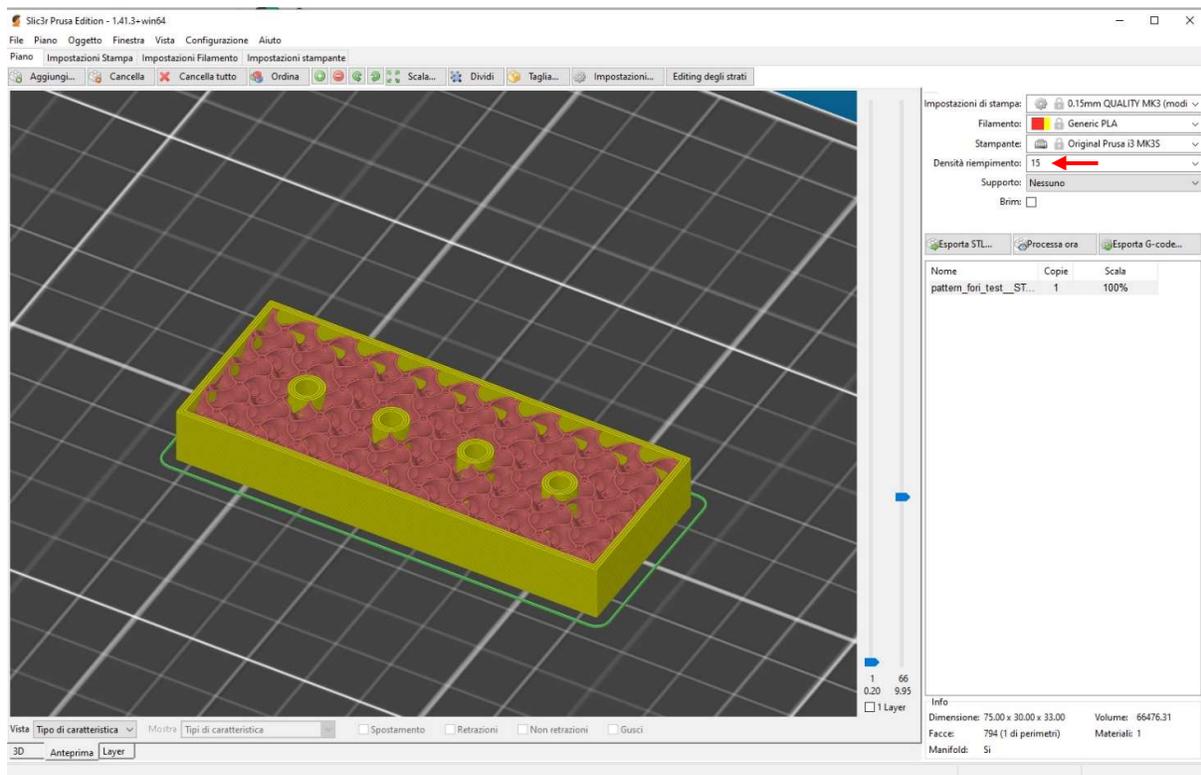


Figura 78: Schermata dell'interfaccia di stampa Slic3r Prusa Edition; in stampa Pattern Fori

In Fig.79 è riportata una schermata di stampa di esempio; la tavola portapezzo è rappresentata in NERO con una griglia che facilita il posizionamento del pezzo nella posizione in cui verrà effettivamente stampato.

La linea VERDE rappresenta il bordo di attacco del pezzo al piatto, generalmente realizzato con uno strato (*slicing*) con lo scopo di facilitare il distacco del pezzo una volta terminata la stampa.

Il colore GIALLO è associato ai bordi esterni dell'elemento in produzione ed ai suoi fori interni, che come si nota dallo spessore sono rinforzati secondo il principio precedentemente spiegato.

Le linee ondulate ROSSE identificano il riempimento interno del volume, il cui valore % è leggibile nel menù a lato della schermata (→).

Avendo descritto l'importanza del valore di riempimento sull'effettiva massa degli elementi stampati, proporzionalmente alle loro dimensioni, è comunque possibile effettuare delle misure, correlabili al volume ricavato dai modelli CAD 3D:

$$m_pattern_fori = 27g$$

$$V_pattern_fori = 66471,33 \text{ mm}^3$$

$$m_prova1 = 3g$$

$$V_prova1 = 2851,88 \text{ mm}^3$$

Sulla base dei valori di *prova1* è possibile fare una stima della massa che avrebbe il dente stampato nella sua interezza, mantenendo questi parametri di riempimento.

Effettuando una proporzione tra il volume del dente, ricavato dal modello come in precedenza, ed i valori di massa e volume di *prova1* si ottiene:

$$V_dente = 9299,31 \text{ mm}^3$$

Dalla proporzione otteniamo un valore teorico di massa legato al rapporto fra i volumi, quindi consistente:

$$m_dente \approx 10g$$

Ricordando la massa del dente metallico esposta in Tab.39 e pari a *65g* è evidente una grande riduzione di massa complessiva della dentatura del blocco battitore/controbattitore nel caso si adottassero effettivamente queste nuove tipologie di dentature ($\approx 1/6$ del valore attuale).

4.2 Ventilatore

Come accennato nell'introduzione del capitolo 4, una delle problematiche principali da affrontare per migliorare l'efficienza e la produttività della fase di pulitura con Re-Thresher è legata alla ventilazione.

Parlando di ventilazione si fa riferimento alla velocità del flusso d'aria prodotto dalla rotazione della ventola, elemento fondamentale nell'operazione suddetta insieme alla tipologia di crivelli adottati ed al loro moto relativo.

Dall'osservazione delle antiche pulitrici effettuate, risulta che il blocco ventilatore e la sua efficienza sono strettamente legati a:

- velocità di rotazione dell'elemento palettato
- dimensione delle pale
- forma della sede in cui ruota l'elemento
- capacità di aspirazione

4.2.1 Confronto fra ventilatori

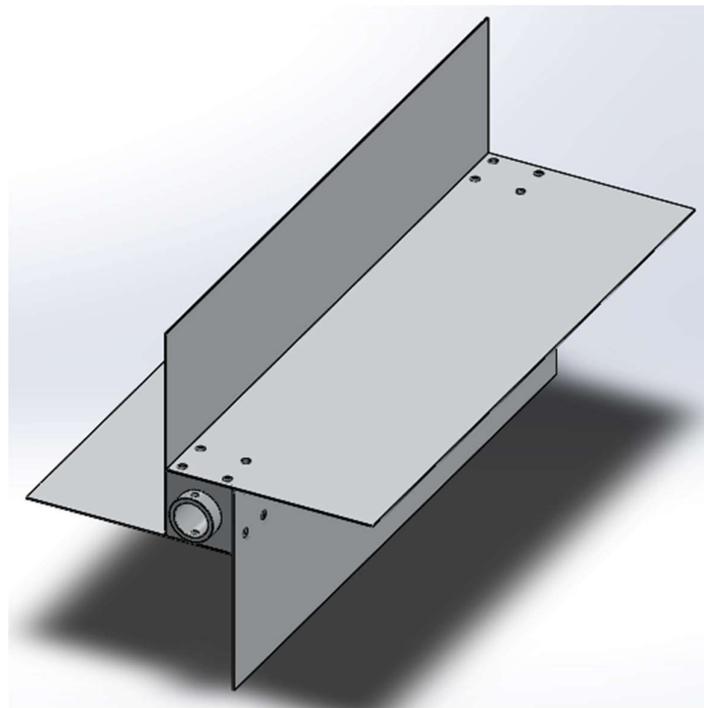


Figura 80: Ventola Re-Thresher

Le pale risultano montate direttamente sui due attacchi quadrangolari, andando a formare un unico elemento che a sua volta sarà montato sull'albero di trasmissione, solidale al pignone che trasmette il moto in ingresso.

Osservando Fig.80 è subito visibile la sostanziale differenza rispetto ai ventilatori presenti nelle vecchie macchine analizzate al Capitolo 3.

Nei casi precedenti, le pale non erano infatti calettate direttamente all'albero di trasmissione, ma erano presenti supporti laterali che permettevano così la formazione di un canale cilindrico "non palettato" che favoriva la circolazione dell'aria all'interno del blocco contenente l'elemento rotante.

Nella figura seguente (Fig.81), relativa alla pulitrice tedesca Triumph (Capitolo 3.1), si indicheranno con SP i supporti laterali citati e con P le pale; è riconoscibile il cilindro vuoto nell'area circolare intorno all'albero di trasmissione descritto.

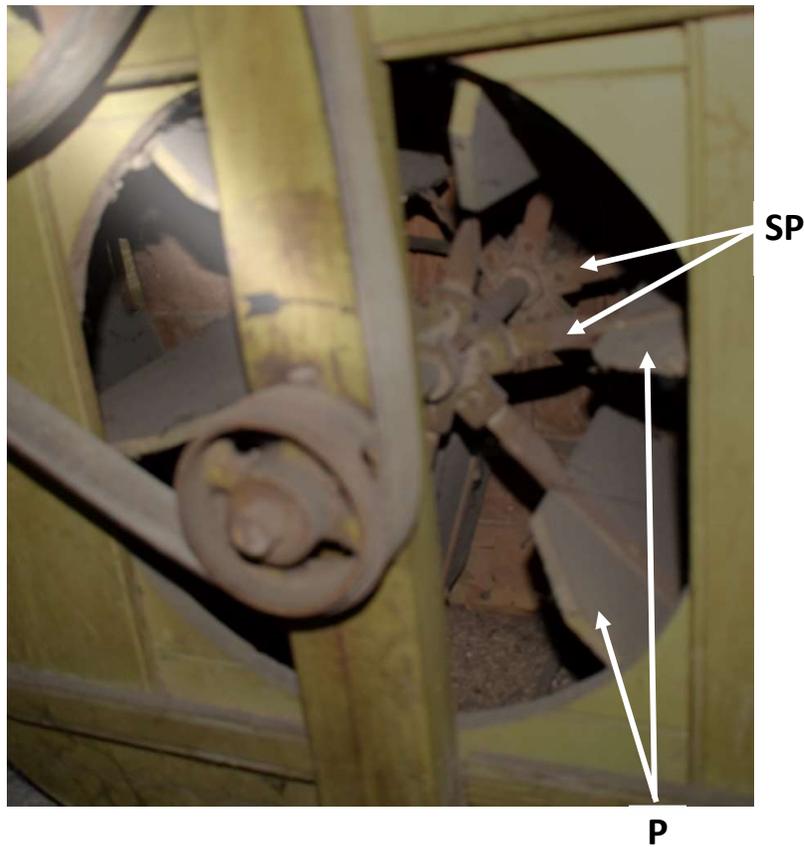


Figura 81: Dettaglio del portapale della pulitrice tedesca Triumph

Chiaramente, prima di procedere alla proposta di soluzioni in grado di migliorare il flusso d'aria prodotto dal ventilatore di Re-Thresher è necessario effettuare delle misurazioni a bordo macchina relativamente all'attuale massima velocità del flusso d'aria che è possibile generare. L'input in ingresso è associato anche in questo caso ai 60 colpi/minuto (60rpm) generati dall'azione del conduttore sull'azionamento manuale; essendo noto il rapporto di trasmissione della trebbiatrice-pultrice (i_{vent} , i_{batt}), si può dire che a fronte di un input di 60 rpm, il ventilatore ruoterà a circa 700rpm.

La catena del moto che permette di mettere in rotazione il ventilatore è realizzata da due coppie di trasmissione a catena, precisamente costituite dalle coppie di corone 1/2 e 4/6 (i_{vent}), mentre il battitore ruota grazie a 1/2 e 3/5 (i_{batt}); è importante precisare che le corone 2, 3 e 4 ruotano tutte alla stessa velocità essendo calettate allo stesso albero di supporto.

Nella successiva Tab.39 sono descritte e riassunte le grandezze cinematiche citate; le velocità di rotazione sono indicate sia in rpm (n) che in rad/s (ω).

Tabella 40: Grandezze fondamentali della trasmissione a catena complessiva di Re-Thresher (n in rpm, ω in rad/s); rapporti di trasmissione parziali e complessivi

	El.	N°denti (z)	Velocità di rotazione (n, ω)	
Manovella	1	52	60	6,28
Pignone_1aM	2	12	260,00	27,23
Corona_1aM	3	52	260,00	27,23
Corona_1aM	4	52	260,00	27,23
Pignone_batt	5	12	1126,67	117,98
Pignone_vent	6	19	711,58	74,52

i12=i35	i46	i_vent	i_batt
4,33	2,74	11,86	18,78

Nota la velocità di rotazione della ventola ($\approx 711\text{rpm}$) è possibile calcolare la velocità tangenziale u all'estremità della pala, elemento fondamentale nella costruzione dei triangoli di velocità.

Definiamo quindi:

- u : velocità tangenziale all'estremità della pala ($u = \omega * R_{pala}$)
- w : velocità relativa
- c : velocità assoluta

Calcolata u pari a $\approx 10\text{m/s}$, è possibile effettuare le misurazioni della velocità del flusso d'aria utilizzando un apposito strumento, rilevando così la velocità assoluta c ; con questi due dati è possibile ricavare, nota la geometria della pala, la velocità relativa w partendo dalla relazione:

$$\underline{c} = \underline{w} + \underline{u}$$

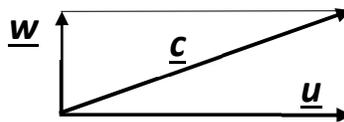


Figura 82: Generico triangolo di velocità

Va sottolineato che la direzione della velocità relativa w è imposta dagli angoli caratteristici della pala; agendo quindi sull'inclinazione della stessa o variandone la forma, a parità di condizioni iniziali, è possibile osservare variazioni sul valore di velocità assoluta. Il valore da ottimizzare è quello di velocità assoluta c , rilevabile sperimentalmente utilizzando un semplice anemometro ad elica [20], adatto per rapide misure e a basso costo.



Figura 83: Generico anemometro ad elica

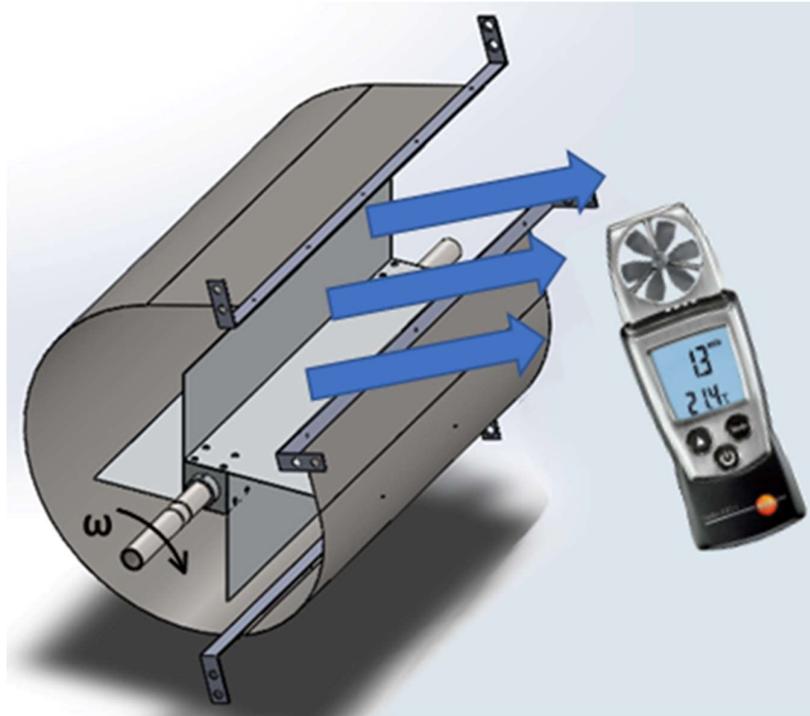


Figura 84: Schema misurazione teorica velocità del flusso d'aria con anemometro ad elica

Nella pratica, non sarebbe possibile raggiungere l'esatto punto di uscita del flusso d'aria senza smontare i pannelli laterali in legno, andando a falsare però la misura.

Si opterebbe per il posizionamento dello strumento di misura in prossimità dei setacci, così da rilevare la velocità in corrispondenza della zona effettiva di pulitura.

Sulla base delle analisi svolte sulle vecchie pulitrici è possibile fare alcune considerazioni ipotetiche che potrebbero, una volta testate, migliorare la velocità e la portata d'aria generata dalla ventola, migliorando quindi l'operazione di pulitura.

La creazione di aperture laterali richiudibili, simili a quelle presenti nella pulitrice tedesca o fisse, come per la macchina piemontese, aumenterebbero sicuramente l'efflusso d'aria all'interno del blocco ventilatore; questa variazione riguarderebbe quindi la fase di aspirazione.

Un altro elemento importante è il posizionamento relativo tra la chiocciola e la ventola; nelle vecchie macchine l'estremità della pala era quasi a contatto con l'elemento cilindrico che la avvolgeva, andando a limitare le dispersioni di aria sopra di essa; avvicinarsi a questa condizione, relativamente alla fase operativa, può ottimizzare il flusso d'aria prodotto ed il suo direzionamento verso la zona di lavoro (setacci). Questa eventuale modifica andrebbe indubbiamente a modificare il layout interno della Re-Thresher, coinvolgendo il posizionamento della chiocciola che occupa un volume importante dell'interno macchina.

Un confronto fra "vecchio" e nuovo è presentato nella successiva Fig. 85, dove sono ben visibili le diverse dimensioni delle luci (L) fra elemento rotorico e statorico, che vanno a costituire delle fonti di dissipazione; nella macchina piemontese la luce è una linea sezione con altezza massima intorno ai 10mm.

La numerosità delle pale è un elemento variabile fra macchine diverse, quindi non si è valutato un suo incremento come positivo per il sistema; la variazione del profilo della palettatura del

ventilatore ha bisogno di una modellazione funzionale con apposito software per essere adeguatamente testata e valutata.

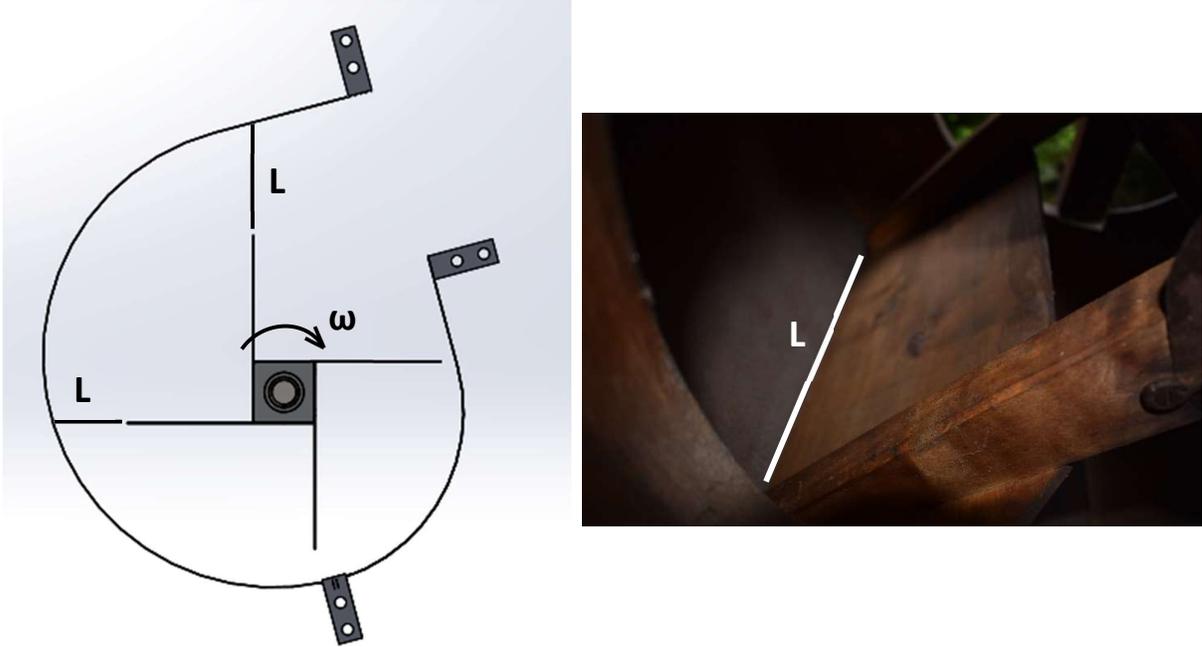


Figura 85: Luci (L) di passaggio tra la pala in rotazione e la chiocciola esterna IN Re-Thresher (sx) e nella pulitrice Ruà (dx)

4.3 Trasportabilità

Il trasporto della macchina a traino/spinta della macchina è attualmente consentito dalla presenza di due ruote (r1, r2) posizionate sui due lati della macchina, in corrispondenza della zona di carico (ZC) del materiale da trebbiare.

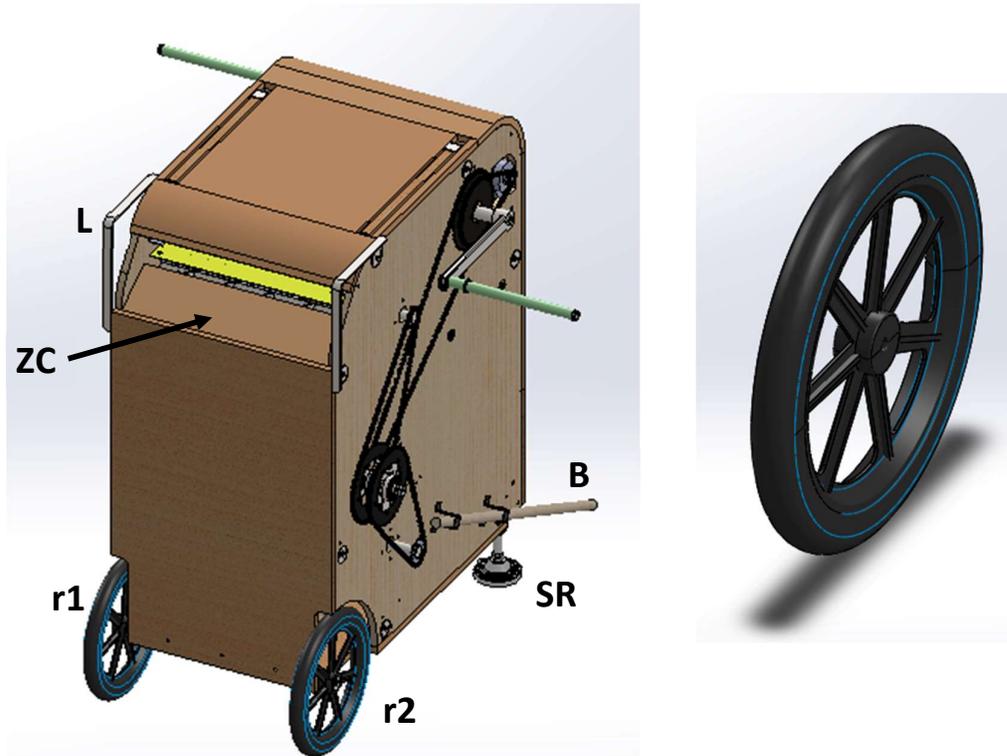


Figura 86: Sistema di sollevamento e trasporto della trebbiatrice/pulitrice Re-Thresher (sx); modello ruota r (dx)

Nell'immagine precedente (Fig.86) è ben visibile anche il braccio di sollevamento frontale (B), fissato sul pannello laterale e ovviamente dotato di un gemello specchiato sul lato opposto della macchina; nella parte alta della macchina, ai lati della zona di carico, sono presenti invece due leve (L) metalliche che consentono di supportare il mantenimento della corretta inclinazione durante il trasporto. I due supporti regolabili in altezza (SR) sono posizionati agli estremi opposti della base di Re-Thresher rispetto alle due ruote.

Come si può dedurre dalle proporzioni relative tra l'intera macchina e le ruote, il loro diametro è sicuramente "piccolo".

Più precisamente, le dimensioni caratteristiche di questi elementi circolari sono il diametro esterno (comprensivo del copertone) e lo spessore.

Queste grandezze sono rilevabili dal modello 3D SW delle ruote (Fig.86 dx):

$D_{est}=400\text{mm}$

$S=42\text{mm}$

Limitandosi ad una pura osservazione della macchina nella sua interezza è possibile avanzare delle ipotesi che potrebbero, una volta verificate, migliorarne la trasportabilità.

La prima soluzione a cui si può pensare è legata alla scelta della tipologia di ruote.

Adottare delle ruote con un diametro maggiore, anche non a razze, potrebbe favorire il trasporto della macchina su terreni sconnessi o fangosi.

Raggiungere più agevolmente la zona di lavoro in campo aperto ridurrebbe i tempi complessivi delle operazioni di pulitura e trebbiatura, aumentando l'efficienza del processo.

Pensando di utilizzare delle ruote da bici di diametro pari a 20" o superiore, sarebbe possibile utilizzare dei copertoni tassellati con camera d'aria; i due elementi citati risultano facilmente reperibili a causa del loro utilizzo nel mercato delle biciclette, generando quindi anche un vantaggio di tipo economico.

E' chiaro che, utilizzando ruote di diametro maggiore, l'altezza complessiva della macchina cresce ed il suo baricentro si sposta verso l'alto.

La scelta di una nuova tipologia di cerchi comporta una nuova verifica della stabilità della Re-Thresher, andando eventualmente a rimodulare l'inclinazione e la corsa dei bracci di sollevamento per minimizzare il rischio di ribaltamento. Anche la massima estensione in uscita dei supporti regolabili va verificata.

Una soluzione complementare all'adozione di ruote a diametro maggiore riguarda i suddetti supporti frontali, costituiti da un elemento cilindrico con testa sferica (1) che si innesta in un piede di base circolare di diametro $d=125\text{mm}$ (2). I due elementi, visto l'accoppiamento sferico, possono compiere delle rotazioni relative che permettono allo stesso di adattarsi al meglio al terreno di lavoro, anche quando quest'ultimo non fosse completamente pianeggiante (Fig.87).

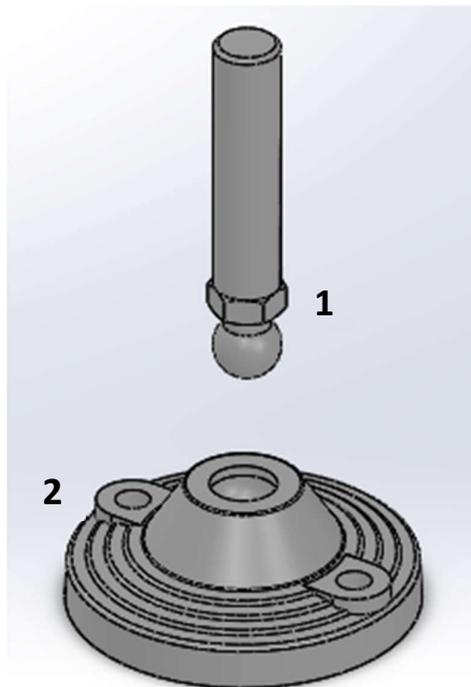


Figura 87: Supporto Regolabile (SR) di Re-Thresher esploso

Trasformando il piede a sezione circolare in un pattino, qualora il trasporto avvenisse su terreno instabile e terroso o ricoperto da erba, sarebbe possibile migliorare lo scorrimento della macchina ed il suo posizionamento in modalità di lavoro.

In particolare, aumentare la superficie dei supporti va a ridurre la pressione specifica sull'unità di area, andando a limitare e minimizzare il rischio che sprofondino.

Nell'immagine successiva si presenta una modellazione funzionale della soluzione descritta; lo scopo di Fig.88 è puramente dimostrativo.

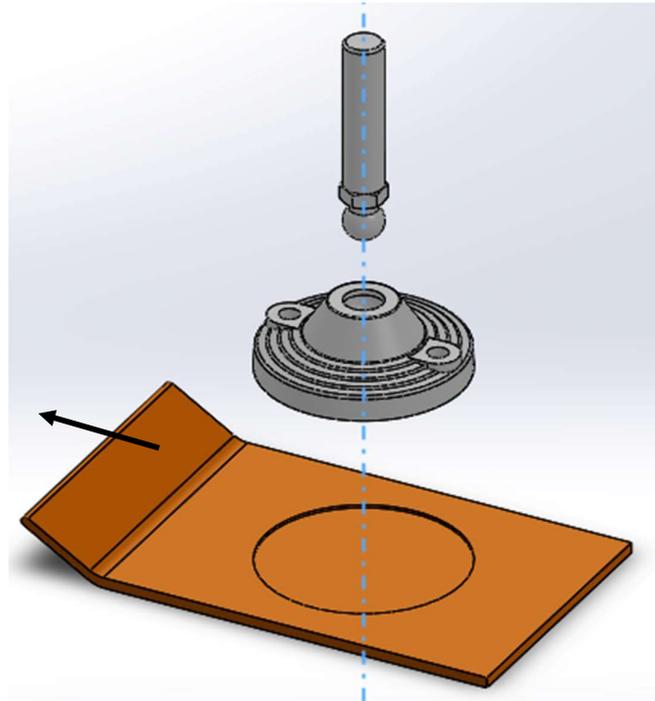


Figura 88: Vista esplosa del montaggio previsto tra pattino + appoggio circolare (attuale); la freccia indica la direzione del moto

Le dimensioni caratteristiche del pattino saranno legate all'ingombro massimo della piastra. La sede per l'appoggio attuale è rappresentata da un'area circolare, realizzata centralmente rispetto alla parte piana dell'elemento.

Il pattino risulta piegato verso l'alto nella parte iniziale per favorire l'appiattimento delle asperità incontrate, costituite da terra o elementi vegetali.

5. Conclusioni & sviluppi futuri

La macchina multifunzione Re-Thresher, per la sua caratteristica fondamentale legata alla possibilità di eseguire operazioni di trebbiatura e pulitura all'interno di un unico corpo macchina è sicuramente molto interessante, offrendo una potenziale risposta ai bisogni dei piccoli contadini residenti in zone montane o rurali.

Tra le due operazioni eseguite, quella che mostra più margine di miglioramento è la pulitura, posta a valle della trebbiatura che avviene per mezzo del blocco battitore/controbattitore.

Dall'analisi effettuata sugli elementi che costituiscono il ventilatore e delle relative problematiche, è chiaro che sia questo il punto debole della macchina allo stato attuale.

Prima di effettuare modifiche strutturali sulle parti esistenti, sarà necessario provvedere alla modellazione di ventola e chiocciola su software di modellazione, così da poter effettuare una analisi fluidodinamica dei flussi di aria interni alla Re-Thresher, accompagnandola ai valori misurati di velocità del flusso d'aria attualmente prodotto e misurabile a bordo macchina.

Ottenuta questa base, sarà possibile valutare eventuali modifiche, come ad esempio la realizzazione di aperture sui pannelli laterali per favorire l'efflusso d'aria all'interno della macchina o un nuovo design della chiocciola.

Un aspetto non trattato in questo elaborato riguarda l'evacuazione della paglia dalla zona di scarico della macchina.

Se il materiale pulito finisce nel cassetto di raccolto, la paglia, che rappresenta lo scarto, tende ad accumularsi nella zona di uscita, andando ad ostruire i setacci e inficiandone le prestazioni.

E' al vaglio la possibilità di realizzare un nastro da posizionare in prossimità di questa parte della Re-Thresher, così da permettere una continua e lineare espulsione della paglia dalla zona di setacciatura al fine di evitare ostruzioni al regolare flusso di pulitura.

6. Bibliografia e Sitografia

- [1] Associazione Museo dell'Agricoltura del Piemonte, Grugliasco, Torino, IT
- [2] Museo "Robe Veje" di Varrone Luigi, Fontanelle di Boves, Cuneo, IT
- [3] <https://www.museoگرانcona.it/it/>; Museo della Civiltà Contadina ONLUS di Carlo Etenli, Grancona, Vicenza, IT
- [4] <http://www.ursaria.it/museo-diffuso/>; Associazione Ursaria Amici del Museo, Orsara Bormida, Alessandria, IT
- [5] Museo Civico Nicola Barbato, Piana degli Albanesi, Palermo, IT
- [6] Le macchine agricole Laverda, Piergiorgio Laverda, Agorà Factory, 2013.
- [7] <https://www.leitner-ropeways.com/it/azienda/storia/>; Leitner SpA
- [8] <http://savoir.fer.free.fr> ; Association Le Savoir ... Fer 7, rue du Parc, 57290 SERÉMANGE
- [9] Istituto Centrale di Statistica del Regno; Censimento Industriale 1937- XV; Censimento delle trebbiatrici e delle sgranatrici al 1°Agosto 1937-XV
- [10] Design of manual cowpea thresher F. A. Maunde, S. M. Yalams and T. E. Richard
DOI: 10.5897/AJAR09.668
- [11] Performance evaluation of manual cowpea thresher F. A. Maunde DOI: 10.5897/AJAR11.940
- [12] Design of throw-in type rice thresher for small scale farmers Ouézou Yaovi Azoum, Makennibe Porosi and Koji Yamaguchi ISSN: 0974- 6846
- [13] Design and Fabrication of Manual Operated Multi Crop Thresher Adinath R Datawad1, Ajith Basti, Chethan S, Shrayansh Navanale, Shri. Theju H.S. ISSN: 2278-9359 (Volume-6, Issue-5)
- [14] Effect of thresher drive linkage design on human physiological workload of a pedal operated thresher K. N. Agrawal, E. V. Thomas, K. K. Satapathy, Agric Eng Int: CIGR Journal Vol.15,No.1 78-86
- [15] KR101419489B1
- [16] KR20150057317A
- [17] Petuya, V.; Macho, E.; Altuzarra, O.; Pinto, C. and Hernández, A.
Educational Software Tools for the Kinematic Analysis of Mechanisms. Computer Applications in Engineering Education, vol. 22, pp. 72-86, 2014
- [18] "Sintesi, modifica e caratterizzazione di polimeri da fonti rinnovabili", Tesi di Dottorato Ing. Letizia Cruciani, Alma Mater Studiorum - Università di Bologna, 2013
- [19] 3D Printing Handbook, User manual for 3D printers: Original Prus i3 MK3
- [20] Anemometro ad elica, serie "testo" Data-sheet
- [21] Catalogo Ensar, Boccole Autofilettanti "specialinsert"
- [22] <http://www.edutecnica.it/meccanica/biellamanovella/biellamanovella.htm>
- [23] Manuale di Meccanica HOEPLI, Sezione I, 2011
- [24] <https://www.youtube.com> ; "trebbiatrice Laverda a mano fine 1800 1/2", "trebbiatrice Laverda a mano fine 1800 2/2"

7. Ringraziamenti

Da quel test di ammissione ad Ingegneria è passato molto tempo e tante cose sono cambiate in questi anni.

Sicuramente allora il traguardo raggiunto oggi era una cosa lontanissima, uno striscione con scritto "ARRIVO" appena visibile.

Come in un arrivo dei tapponi alpini al Giro d'Italia, dove si vede lo scollinamento ed il Gran Premio della Montagna, ma la strada è piena di tornanti e rampe improvvise che sembrano spostarlo sempre più in là.

Durante l'ultimo anno in cui si è svolta la mia attività di tesi, il mondo è stato travolto da una pandemia, evento che ha travolto in modo diverso le vite di tutti, ponendoci di fronte a numerosi interrogativi che mai ci eravamo posti e di cui non avevamo risposte, nemmeno su libri o manuali che spesso ci aiutano ad uscire dalle difficoltà in campo tecnico.

In questa fase è stata fondamentale la guida ed il supporto del mio professore e relatore Walter Franco, che ringrazio per la continua disponibilità durante questo difficile periodo a fornire chiarimenti ed a sostenermi, forse anche inconsciamente, riprogrammando insieme a me l'obiettivo ultimo del lavoro di tesi, una volta presa coscienza dell'impossibilità di portare avanti l'attività sperimentale che si era prevista ed iniziata nell'autunno precedente. Nonostante ciò, l'attività da lui proposta mi ha permesso di approfondire il tema della sostenibilità e del concetto di "macchine appropriate" in campo agricolo, con un'ottica rivolta alle montagne ed ai piccoli contadini. Già, proprio la montagna a me tanto cara è così potuta entrare nella mia tesi magistrale.

Di questo gli sono grato, perché la ricerca di vecchi macchinari per la lavorazione del grano mi ha permesso di conoscere realtà locali con cui non mi ero mai confrontato e persone che sono delle vere e proprie testimonianze viventi di cosa significasse lavorare in montagna nel secolo scorso.

Un ringraziamento particolare va quindi a Luigi Varrone, proprietario del Museo Robe Veje di Fontanelle di Boves, che mi ha accolto in casa e raccontato le storie dei macchinari che possiede e conserva con estrema cura, facendomi sentire come all'interno di quei documentari della Rai in bianco e nero che raccontano la dura vita dei contadini ed operai dei tempi andati.

Quindi davvero molte grazie al signor Luigi, che anche in tempo di zone rosse ha risposto ai miei dubbi telefonicamente permettendomi di ultimare il mio elaborato.

Lo stesso si può dire della famiglia Garzino di Sampeyre, che si è mostrata molto disponibile permettendomi di analizzare la loro pulitrice da grano perfettamente conservata, raccontandomene anche la storia e le sue origini, che sono proprio in Val Varaita, più precisamente nel comune di Casteldelfino.

Volgendo lo sguardo all'aspetto umano di un percorso oggettivamente complesso ed articolato come Ingegneria Meccanica, mi sento di dire che senza la mia famiglia ed il loro costante supporto probabilmente non sarei arrivato a questo giorno.

Col tempo siamo cresciuti insieme, come una vera squadra di ciclismo, quel ciclismo che tanto ci ha legati dall'infanzia all'inizio del Poli. Abbiamo imparato a gioire delle vittorie e a non mollare dopo le sconfitte, ripartendo sempre e comunque, anche se ultimamente ripartire è sembrato a tratti impossibile.

Non servono molte parole, Mamma e Papà, quello che vorrei dirvi e che sento, ce lo stiamo dicendo adesso con gli sguardi mentre leggete queste poche righe che mai sarebbero sufficienti. Delia, tu anche in modo diverso da loro, con una visione più esterna e legata alle tue esperienze

sei stata importantissima durante questo percorso, che ritengo ci abbia anche avvicinati... o forse invecchiando entrambi abbiamo capito che tra fratelli ci si aiuta e non ci si fanno solo dispetti. Per quanto sia bravino con le parole, l'importanza di una parola giusta al momento giusto non so descriverla, ma da te e poi anche da Giuliano è sempre arrivata.

E come dimenticare Marilena, che ormai oltre dieci anni fa mi ha avviato all'attività di ortolano, insegnandomi tantissime cose. Importantissimi i racconti delle sue esperienze, le sue pillole di saggezza dette fra tante altre parole, senza lodi, che però hanno sicuramente contribuito a farmi riflettere e a farmi essere ciò che sono.

Impossibile elencare tutta la banda di amici che si sono occupati di me facendomi svagare e portando un po' di luce quando tutto sembrava buio.

A volte bastano davvero poche parole, pochi gesti per fare molto più di quanto non ci si immagini, quindi grazie davvero a tutti, per aver bagnato la fine degli esami, per le prime volte di questa estate in montagna tra la mia ansia e le vostre rassicurazioni.

Grazie a chi avrebbe voluto vedermi mollare ad un passo dalla fine, perché non ha fatto altro che incentivarmi a focalizzare ancora meglio l'obiettivo e a raggiungerlo.