

POLITECNICO DI MILANO  
Dipartimento di Ingegneria Civile ed Ambientale



**IL PANORAMA DELL'UTILIZZO DELLE  
RUOTE IDRAULICHE PER LA  
PRODUZIONE DI ENERGIA  
ELETTRICA DA FONTI RINNOVABILI**

Relatore: Prof. Priscila Rojo Escobar

Tesi di laurea di:  
Luisa Nicolini Matr. 821191

Anno accademico 2015/2016



# Ringraziamenti

A mia sorella Cecilia, sorriso e anima di ogni giornata.

A mio padre, mio primo ed immenso punto di riferimento.

Al mio “fratellone” Marco, porto sicuro anche nei pomeriggi di tempesta.

Allo Zio Robi e a tutto ciò che, da sempre, rappresenta per me.

A Laura, al mio piccolo Lele, al nonno Gianni, allo Zio Beppe e alla mia bellissima famiglia.

A tutti i volti amici che, in questi talvolta complessi anni di vita universitaria, hanno avvicinato i loro passi ai miei rendendo il tragitto sempre un po’ meno burrascoso; a Simone, burbero col cuore dolce, ad Alessandro, burbero col cuore un pochino meno dolce ma pur sempre dolce, al Giacomo dei sorrisi “aggiusta-tutto”, a Marco, varesotto tutta testa, ed alle due donne che mi hanno accolto con infinita dolcezza al mio rientro in università, Cristina e Nicole.

A Milano, città di opportunità, di innovazione, di scienza e ricerca. Alle sue strade immense, ai tram presi al volo sotto la pioggia in direzione Lambrate. Al profumo di tigli di ogni sessione estiva. Al Politecnico, che mi ha accolta giovane e timorosa e mi ha insegnato ad affrontare i problemi della vita con razionalità ed oggettività; a tutti coloro che vi lavorano credendo in noi giovani e nella nostra formazione. Alla mia prof. Priscila, vera maestra.

Ai miei amici di ogni giorno, dalle panche del viale ai tavolini di Lillo... a loro che conoscono Luisa sotto ogni punto di vista; a quanto sarebbe monotona e triste la mia vita senza la loro presenza.

...E, sì, soprattutto a te, mamma. A quanto avresti voluto essere presente oggi, a quanto ti saresti commossa e a come, solo un attimo dopo, avresti fatto festa da gran casinista. Vivo, oggi, il mio primo grande *“evento felice senza di te”*. Ma se realmente vi è FELICITA’ è impossibile credere che tu non sia qui, presente, al mio fianco. Questo è per te, perché come mi dicesti in quella telefonata fatta disperatamente sul binario 11 dopo il primo esame di Analisi :

*“Hai intrapreso una strada universitaria complessa, bimba mia. Ma i cammini difficili sono anche quelli che danno più soddisfazione”*

A noi, alla vita, a ciò che di bello ci aspetterà.



# Indice dei contenuti

<b>PANORAMA DELL'UTILIZZO DELLE RUOTE IDRAULICHE PER LA PRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA DA FONTI RINNOVABILI .....</b>	<b>I</b>
<b>RINGRAZIAMENTI .....</b>	<b>I</b>
<b>INDICE DEI CONTENUTI .....</b>	<b>III</b>
<b>INDICE DELLE FIGURE.....</b>	<b>V</b>
<b>INDICE DELLE TABELLE.....</b>	<b>VII</b>
<b>INDICE DEI GRAFICI.....</b>	<b>VIII</b>
<b>SINTESI.....</b>	<b>IX</b>
<b>CAPITOLO 1 LA STORIA DELLE RUOTE IDRAULICHE TRA PASSATO E PRESENTE .....</b>	<b>11</b>
1.1 CENNI STORICI.....	11
1.2 LA RUOTA PONCELET .....	13
1.3 RUOTE IDRAULICHE AL GIORNO D'OGGI.....	21
1.3.1 <i>Tipologie di ruote</i> .....	23
1.4 MACCHINE IDRAULICHE .....	27
<b>CAPITOLO 2 NOZIONI TEORICHE.....</b>	<b>31</b>
2.1 EQUAZIONE DI EULERO .....	<b>ERRORE. IL SEGNALIBRO NON È DEFINITO.</b>
2.2 TRIANGOLI DELLE VELOCITÀ.....	32
2.3 POTENZA.....	<b>ERRORE. IL SEGNALIBRO NON È DEFINITO.</b>
<b>CAPITOLO 3 CASO STUDIO: RUOTA SFORZA .....</b>	<b>35</b>
3.1 LA RUOTA: CARATTERISTICHE TECNICHE E GEOMETRICHE.....	35
3.2 RILIEVI IN SITU.....	36

3.3 ANALISI DA BILANCIO GLOBALE .....	40
3.3.1 Forze in gioco.....	40
3.4 CALCOLO RENDIMENTO .....	43
<b>CAPITOLO 4 STUDIO RENDIMENTO .....</b>	<b>44</b>
4.1 SCENARIO A.....	44
4.2 SCENARIO B .....	49
4.3 SCENARIO C .....	52
4.4 SCENARIO D.....	55
<b>CAPITOLO 5 CASO STUDIO: MULINO DI SOPRA.....</b>	<b>59</b>
5.1 LA RUOTA: CARATTERISTICHE TECNICHE E GEOMETRICHE .....	59
5.2 CALCOLO DEL RENDIMENTO .....	62
5.3 STUDIO DEL RENDIMENTO .....	63
5.4 RUOTA SFORZA: RENDIMENTO AL VARIARE DI A ..... <b>ERRORE. IL SEGNALIBRO NON È DEFINITO.</b>	
<b>CAPITOLO 6 ANALISI ECONOMICA .....</b>	<b>67</b>
<b>CAPITOLO 7 CONCLUSIONI .....</b>	<b>72</b>
<b>RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....</b>	<b>75</b>
<b>APPENDICE A DISEGNI TECNICI RUOTA SFORZA .....</b>	<b>77</b>
<b>APPENDICE B DISEGNI TECNICI RUOTA SFORZA .....</b>	<b>81</b>

## Indice delle figure

Figura 1: <i>produzione da rinnovabili in percentuale</i>	IX
Figura 2: <i>Mulino di Sopra, Mamiano (PR), macina.</i>	13
Figura 3: <i>esempio di magli per la battitura del ferro</i>	13
Figura 4: <i>esempio ruota orizzontale a pale curve</i>	16
Figura 5: <i>frontespizio delle "Memorie", M. Poncelet</i>	18
Figura 6: <i>tabella riassuntiva da "Sur les roues verticales a palettes courbes mues en dessous" di M.Poncelet</i>	20
Figura 7: <i>ciclo dell'acqua, risorsa rinnovabile</i>	21
Figura 8: <i>dati in GW e in percentuale della produzione di energia dall'idroelettrico</i>	22
Figura 9: <i>le tre differenti tipologie di ruote idrauliche</i>	24
Figura 10: <i>paratie della ruota Sforza viste da due differenti angolazioni</i>	25
Figura 11: <i>griglia del canale Sforza che porta alla ruota</i>	26
Figura 12: <i>canale di adduzione alla ruota, esterno al canale naturale</i>	26
Figura 13: <i>schema della RHPM</i>	28
Figura 14: <i>schematizzazione del problema della RHPM</i>	28
Figura 15: <i>focus sul funzionamento della RHPM</i>	29
Figura 16: <i>volume di controllo per la RHPM</i>	30
Figura 18: <i>triangoli di velocità, "Turbomaquinas Hidraulicas"</i>	33
Figura 19: <i>Ruota Sforza, vista da lato</i>	36
Figura 20: <i>calcolo della velocità di corrente mediante anemometro</i>	37
Figura 21: <i>interno della centralina, generatore</i>	38
Figura 22: <i>display quadro elettrico</i>	39
Figura 23: <i>spinte idrostatiche su pale immerse</i>	41
Figura 24: <i>dettaglio angolo uscita <math>\beta</math></i>	45
Figura 25: <i>riempimento delle pale in funzione della portata</i>	48
Figura 26: <i>dimensioni pala</i>	50
Figura 27: <i>esempio modelli CAD calcolo numero pale</i>	54
Figura 28: <i>focus sul gradino a monte della ruota</i>	60
Figura 29: <i>dettaglio angolo uscita pala</i>	62
Figura 30: <i>ingresso del flusso nelle pale</i>	64

Figura 31: <i>esempi di angoli in ingresso caratteristici</i>	65
Figura 33: <i>ruota Sforza, fronte; dettaglio geometrico</i>	78
Figura 34: <i>dettaglio semplificato pala</i>	79
Figura 35: <i>canale di adduzione alla ruota</i>	79
Figura 36: <i>ruota mulino di Sopra, dettagli geometrici</i>	82



## Indice delle tabelle

Tabella 1: <i>calcolo rendimento base</i>	43
Tabella 2: <i>rendimenti al variare di <math>\beta</math></i>	45
Tabella 3: <i>rendimenti al variare di <math>Q</math> e <math>\beta</math></i>	47
Tabella 4: <i>esempio rendimenti per <math>Q=0.7 \text{ m}^3/\text{s}</math></i>	49
Tabella 5: <i>rendimenti al variare di <math>p</math></i>	50
Tabella 6: <i>rendimenti al variare del passo <math>t</math></i>	53
Tabella 7: <i>rendimento al variare di <math>H_{out}</math></i>	56
Tabella 8: <i>caratteristiche ruota di Sopra</i>	62
Tabella 9: <i>rendimento ruota di Sopra</i>	63
Tabella 10: <i>confronto rendimenti due ruote</i>	63
Tabella 11: <i>rendimenti al variare di <math>\alpha</math></i>	64
Tabella 13: <i>tabella riassuntiva</i>	68
Tabella 14: <i>bilancio ingressi uscite nel corso dei primi 10 anni</i>	69
Tabella 15: <i>VAN delle due ruote</i>	69

## Indice dei grafici

Grafico 1: <i>rendimenti al variare di <math>\beta</math></i>	46
Grafico 2: <i>rendimenti al variare di <math>Q</math> e <math>\beta</math></i>	47
Grafico 3: <i>rendimenti al variare di <math>p</math></i>	51
Grafico 4: <i>Spinta idrostatica e forza di Drag al variare di <math>p</math></i>	51
Grafico 5: <i>rendimenti al variare di <math>D</math> per i vari passi</i>	54
Grafico 6: <i>rendimenti al variare di <math>\Delta H</math></i>	57
Grafico 7: <i>rendimenti al variare di <math>a</math></i>	65
Grafico 9: <i>break even period Ruota Sforza</i>	70
Grafico 10: <i>break even period ruota di Sopra</i>	71

## Sintesi

Questo nostro elaborato vuole approfondire ed analizzare la possibile introduzione delle ruote idrauliche all'interno della grande famiglia delle macchine idrauliche utilizzate per la produzione energetica a partire dallo sfruttamento della risorsa rinnovabile per eccellenza, ovvero l'acqua. Sappiamo, infatti, che nel nostro Paese la produzione di energia è affidata per il 45% circa alle fonti rinnovabili (geotermica, solare, eolica, idrica...). In passato si è toccato un picco del 50% ma, in linea di massima e considerando le varie fluttuazioni stagionali – basti pensare al solare durante la stagione invernale e quella estiva-, si può affermare che la quota di energia prodotta con le rinnovabili, in Italia, si attesta intorno alla metà della produzione totale.

Tra le fonti rinnovabili di cui abbiamo accennato sopra, la più diffusa è sicuramente quella Idroelettrica con il 22,5% della produzione sul valore totale. A livello regionale le aree con maggior produzione di energia da rinnovabili sono il Nord e Centro-nord Italia, con l'evidente predominanza di centrali idroelettriche sul territorio. [Alessandro Fuda, "Fotovoltaico Nord Italia"]

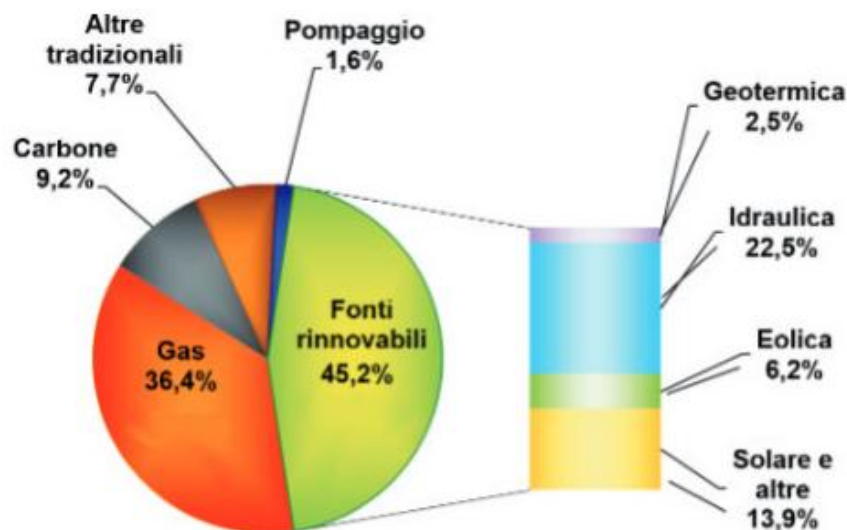


Figura 1: produzione da rinnovabili in percentuale

Dalla possibilità di produrre energia “pulita” mediante lo sfruttamento del potenziale idrico, nasce il tentativo di riportare in vita vecchie macchine idrauliche (i ben noti *mulini*), allontanandosi quindi dalle spese decisamente superiori necessarie per l’installazione e la messa in funzione di altre macchine idrauliche, di nuova generazione, quali le turbine.

Dunque con questo lavoro ci si pone l’obiettivo di studiare l’efficienza reale delle ruote idrauliche e di comprendere se il loro utilizzo sia o meno vantaggioso in termini di produzione energetica. Saranno trattate principalmente due casistiche, simili in ambito geometrico e strutturale, ben differenti se invece le si osserva dal punto di vista del funzionamento e, dunque, dell’effettivo rendimento.

Dopo un’analisi più generale delle due ruote e delle effettive condizioni al contorno ed ambientali in cui esse sono inserite si è proceduto con il calcolo del rendimento relativo a date condizioni di portata, velocità e di dimensioni del canale di adduzione. Il calcolo effettuato deriva da semplici considerazioni sul bilancio energetico, ovvero sull’analisi dettagliata di tutte le forze che entrano in gioco quando si considera il movimento della ruota generato dal flusso di acqua corrente.

In un secondo momento ci si è chiesti in quale modo sarebbe possibile migliorarne l’efficienza; sono state dunque apportate modifiche al “caso base” sia dal punto di vista puramente geometrico (per esempio variando le dimensioni della pala o il diametro della ruota), sia dal punto di vista idraulico (per esempio variando la portata fluente o l’angolo di ingresso del flusso sulla superficie della pala) e sono state effettuate nuovamente le analisi per lo studio del rendimento.

Ho ritenuto interessante ed importante riportare, per prima cosa, un breve cenno della imponente storia dell’utilizzo della ruota idraulica nel panorama europeo a partire dal diciannovesimo secolo.

Un focus particolare è stato fatto sugli studi del francese Poncelet che portarono alla nascita dell’omonima ruota, prima ruota a pale curve di cui si abbia letteratura, dal momento che molte sono le affinità riscontrate tra la ruota che analizzeremo e, per l’appunto, quella ideata da Poncelet.

# **CAPITOLO 1**

## **LA STORIA DELLE RUOTE IDRAULICHE TRA PASSATO E PRESENTE**

### **1.1 Cenni storici**

L'uso delle ruote idrauliche risale a tempi molto antichi. La ruota, mossa inizialmente da buoi o sfruttando il lavoro manuale dell'uomo, fu il primo macchinario ad utilizzare poi una forza fisica naturale per generare lavoro. Con la rivoluzione industriale gli studi dell'idraulica come scienza furono sviluppati e nuovi materiali furono introdotti nel mondo delle ruote idrauliche. Grazie proprio alla innovativa lavorazione di questi nuovi metalli si ebbe, senza alcun dubbio, un notevole incremento di resistenza e divenne inoltre più facile progettare ed ottenere nuove geometrie per le pale delle ruote.

Al contrario di ciò che si è soliti pensare le ruote idrauliche non sparirono definitivamente con l'avvento del motore a vapore e delle turbine ma il loro studio continuò ad evolversi fino ad arrivare, all'inizio del ventesimo secolo, a contare migliaia di ruote idrauliche in azione, soprattutto nell'Europa centrale. Gran parte di queste ruote vennero poi dismesse tra il 1950 e il 1960 per far spazio a macchine idrauliche più moderne e poca è la letteratura rimasta riguardante le loro caratteristiche e le performance effettivamente raggiunte. Ciò che si sa è che l'obiettivo principale era, senza dubbio, quello di ricercare una particolare geometria che garantisse il minimo delle perdite e che facesse in modo che l'acqua rimanesse più a lungo possibile all'interno della macchina.

Inizialmente le ruote erano costruite in legno e si raggiungevano efficienze molto limitate soprattutto a causa della mancata conoscenza scientifica in merito alle differenze concettuali tra energia cinetica e potenziale. Solo successivamente, grazie allo svilupparsi degli studi in materia idraulica e all'introduzione di nuovi materiali, l'efficienza delle ruote cominciò a crescere in modo significativo. Quindi, nonostante l'avvento di turbine e motori a vapore, le ruote idrauliche continuarono ad essere utilizzate, soprattutto in Germania e Svizzera. La tecnologia ad esse correlata raggiunse il massimo della sua perfezione all'inizio del 20° secolo.

Anche oggi, se si pensa alla ruota idraulica, si pensa come a qualcosa appartenente ad un'epoca ormai passata. In realtà ingegneri e scienziati spendono tuttora tempo nello studiare questi particolari meccanismi di conversione-produzione di energia. Il primo a riuscire a determinare in modo empirico, ovvero servendosi di una serie di modelli, l'efficienza reale di una ruota idraulica fu il britannico John Smeaton nel 1759. Egli verificò efficienze del 60% per ruote da sopra, 30% per quelle da sotto.

Un ulteriore passo nel campo delle ruote venne effettuato poi quando, sempre grazie allo sviluppo degli studi nella branca idraulica dell'ingegneria, si riuscirono ad ottenere efficienze meritevoli di nota anche per ruote introdotte in scenari caratterizzati da piccoli salti idraulici. Nel 1850 si stimarono circa 25-30 mila ruote idrauliche in azione solo in Inghilterra. Le ruote idrauliche venivano inizialmente utilizzate solo come fonte di potenza meccanica per farina e minerali, grano, riso, olii e liquidi in generale. Nei casi più comuni, infatti, le ruote erano direttamente collegate alle macine che lavoravano sul grano (figura 1); ma la potenza dell'acqua veniva davvero sfruttata negli ambiti più diversi, come, ad esempio, per la lavorazione del ferro: i magli azionati dalla ruota (figura 2), in questo modo, lavoravano in modo più continuo e regolare garantendo un risultato decisamente soddisfacente.



Figura 2: *Molino di Sopra, Mamiano (PR), macina.*

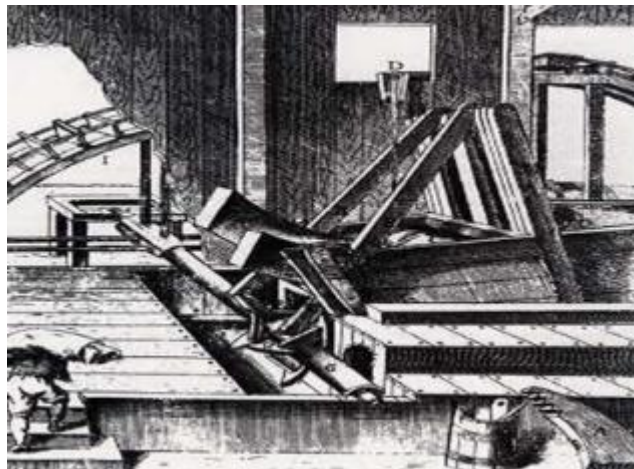


Figura 3: *esempio di magli per la battitura del ferro*

La principale ragione per cui le ruote venivano preferite ad altre fonti di energia era, sicuramente, legata ai bassi costi e alle garantite efficienze correlate a determinate portate in ingresso.

## 1.2 La ruota Poncelet

E' soprattutto ad alcuni ingegneri militari che si deve lo studio e il perfezionamento delle ruote idrauliche nel periodo che intercorre tra il 1820 e il 1860, in primis grazie al lavoro di

J.V. Poncelet, ma senza dimenticare quello svolto da Piobert, Morins... Le problematiche relative alle ruote idrauliche poco avevano a che fare con l'arte della guerra, ma erano comunque ritenute meritevoli di attenzione in questa branca dell'idraulica, già in passato affrontata da personaggi del calibro di Borda e Coulomb. Numerosi sono i motivi per cui lo studio delle ruote idrauliche divenne così importante, tra questi, sicuramente l'influenza dello stesso Poncelet, vero e proprio inventore di un nuovo modello di ruota tra il 1823-24. Poncelet radunò attorno a sé un team di ingegneri che seguì ed imparò i suoi metodi di ricerca nell'ambito idraulico. La storia dell'invenzione della ruota Poncelet non è tuttora ben chiara. Tra la scoperta teorica iniziale e la messa in opera concreta si scopre, infatti, un percorso piuttosto complesso. Cronologicamente possiamo distinguere tre fasi principali:

- Fase iniziale di concezione dell'idea teorica (1816-1823);
- Fase di sviluppo e pubblicazione (1824-1827);
- Fase finale di perfezionamento (1828-1874).

Ripercorriamo sinteticamente la vita dell'ingegnere inventore della ruota a pale curve, dal momento che, proprio analizzando certe esperienze della sua esistenza si può comprendere quanto lo studio e l'evoluzione del progetto della ruota Poncelet ne sia stato, effettivamente, influenzato.

Nato in una famiglia povera a Metz, Poncelet vince una borsa di studio al liceo e quindi accede alla École Polytechnique dove studia sotto la supervisione di Gaspard Monge. Nel 1810 entra al collegio di ingegneria militare. Partecipa come luogotenente alla campagna di Russia con Napoleone. Viene creduto morto e lasciato alla battaglia di Krasnoi, quindi imprigionato dai russi a Saratov e rimpatriato in Francia nel 1814. Durante la prigionia, studia la geometria proiettiva e scrive alcune bozze del libro "*Applications d'analyse et de géométrie*" che sarebbe stato pubblicato in due volumi negli anni 1862-1864. Studia le sezioni coniche e sviluppa il principio di dualità. Al suo rimpatrio, diventa professore di meccanica alla Ecole d'Application nel 1825. Nelle sue lezioni conia il termine -fatica- per descrivere lo stato di materiali sottoposti a sollecitazioni. Si interessa particolarmente alla progettazione di turbine e ruote idrauliche. Nel suo libro "*Meccanica industriale*" (1829) studia il lavoro e l'energia cinetica. Alcuni gli attribuiscono persino la definizione del lavoro come prodotto di forza e traslazione. Poncelet lascia Metz nel 1835 e diventa professore di meccanica alla Sorbona nel 1838. Dal 1848 è a capo della École Polytechnique con il grado di generale. Si ritira quindi nel 1850 per dedicarsi alla ricerca matematica.



Si pensa che la ruota a pale curve venne concepita, da Poncelet, nel corso del 1823 e la fabbrica del Genio di Metz, probabilmente, fu la prima ad accoglierla concretamente. Sfogliando *“Considérations préliminaires”* è possibile comprendere come Poncelet stesse cercando di aumentare la potenza del motore sperimentando differenti soluzioni: dopo aver scartato la ruota da sotto, che permetteva sì di raggiungere buone efficienze ma solo per salti superiori ai 2 m, e quella orizzontale, che richiedeva superfici veramente ingenti oltre ad essere di difficile costruzione, Poncelet si trovò a dover decidere se fondare i propri studi sulla ruota “di fianco” o su quella da sotto, già presente in fabbrica. Le ruote “di fianco”, introdotte dagli inglesi, erano molto simili a quelle “da sotto”, godevano degli stessi vantaggi ma utilizzando cadute più limitate; l’unico grande inconveniente era legato al fatto che si trattava di ruote con un numero di giri molto basso. La lentezza della ruota poteva diventare problematica e richiedeva che la ruota stessa fosse molto pesante in modo tale da contrastare in modo deciso ed efficiente le vibrazioni e le scosse a cui era sottoposta. Poncelet, però, nel suo scritto *“Considérations préliminaires”* ammise di aver compreso che, in qualsiasi caso, se si voleva utilizzare al meglio la forza della natura, le ruote “da sotto” rappresentavano sempre l’alternativa più valida dal punto di vista dell’efficienza e del funzionamento.

Dopo aver constatato ciò si mise al lavoro per trovare un modo concreto per poter aumentare il rendimento della ruota della fabbrica. E’ a questo punto che, si pensa, Poncelet si avvicinò all’idea di migliorare i rendimenti modificando la geometria delle pale al fine di ridurre lo “shock” dell’acqua che impatta su di esse e per controllare il più possibile la direzione e l’intensità della velocità alla sua uscita.

Probabile fonte di ispirazione per questo nuovo concetto di pala curva pensato da Poncelet fu, molto probabilmente, la ruota orizzontale di Borda, la cui teoria fu ripresa e perfezionata in un secondo momento da Navier nelle sue note denominate *“Architecture hydraulique”* del 1819.

Nel precedente 1767, Borda presentò all’Accademia un meritevole studio al quale si attribuisce la nascita della teoria generale delle ruote idrauliche. Borda si focalizzò sul modello di ruota orizzontale a pale curve caratterizzato da un ingresso indisturbato dell’acqua nella concavità della pala e da una velocità in uscita avente componente verticale nulla.

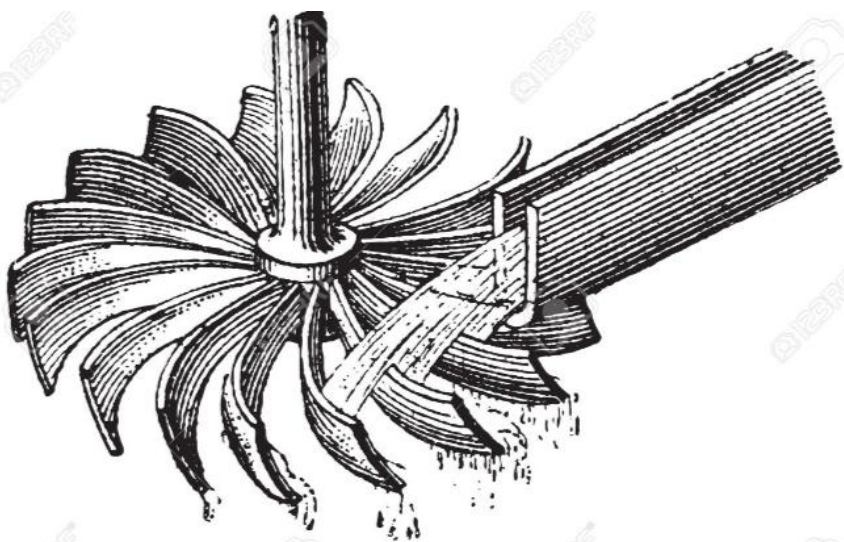


Figura 4: esempio ruota orizzontale a pale curve

Mostrò così facendo che era possibile raggiungere un rendimento teorico massimo del 100%, ovvero doppio rispetto a quello connesso alle ruote con pale piane, e un rendimento reale approssimativamente attorno al 55%. Quello che fece, in un secondo momento, Navier, fu semplicemente proseguire lo studio cominciato da Borda perfezionandolo con nuove considerazioni: Navier, per l'appunto, constatò che la forza centrifuga non apportava alcun tipo di modifica al rendimento della ruota ma, bensì, ruolo fondamentale a tal fine era giocato dalla distanza tra l'asse della ruota e il punto di uscita del getto. Proprio da questo concetto finale partì Poncelet con le sue teorie per la ruota con le pale curve.

Il primo maggio del 1824 Poncelet venne nominato professore all'Ecole de Meltz, lavoro che venne intrapreso concretamente solo nell'anno successivo al '24. Fu proprio in questo momento che il neo-professore intensificò il suo lavoro sul modello di ruota a pale curve, spinto anche dall'esplicita richiesta dei ministri francesi che ne sostenevano fortemente lo sviluppo. A Poncelet, da quel momento in poi, non veniva solo richiesto di studiare sperimentalmente un modo per poter ottenere rendimenti soddisfacenti da una ruota idraulica ma, bensì, di redigere un testo in cui illustrare i suoi studi sperimentali e i vantaggi che il mondo industriale ne avrebbe potuto ricavare concretamente.

Poncelet non si limitò a proporre nei suoi scritti semplicemente un nuovo modello di ruota ma si spinse a trattare di un vero e proprio sistema idraulico completo che andasse a ridurre le perdite nella fase di trasmissione di lavoro motore perfezionando, oltre alle caratteristiche e alla geometria vera e propria della ruota, un insieme di dispositivi necessari alla sua

installazione.

Poncelet fondò tutto il suo studio su basi completamente e puramente teoriche com'era sua consuetudine fare; grazie a calcoli e formule scientifiche aveva ottenuto i valori dei rendimenti delle ruote analizzate. Solo successivamente introdusse all'interno della sua metodologia una parte legata alla sperimentazione; essa, infatti, non doveva divenire la base della ricerca ma semplicemente mezzo attraverso il quale, egli stesso, avrebbe poi potuto testare la veridicità di ciò che già aveva scoperto grazie alle nozioni teoriche. La sperimentazione, compresa nella fase di sviluppo del concetto, portò l'ingegnere ad apportare delle modifiche alla ruota, quali la modifica dello spessore del coronamento esterno o la differente inclinazione delle pale.

L'obiettivo finale rimase, comunque, sempre quello di trovare dei coefficienti correttivi che permettessero di passare da formule puramente teoriche a valori concreti utilizzabili in modo semplice dai costruttori. La loro importanza non era legata alla necessità di correggere dei difetti del macchinario ma, bensì, a quella di rendere possibile una schematizzazione meccanica semplificata del macchinario stesso, utilizzata da Poncelet per poter studiare e trattare il problema in modo più agevole; la scelta dell'utilizzare alla base del modello un bilancio energetico che interessasse tutte le forze agenti sulla macchina rendeva necessario trascurare le perdite per attrito e frizione, sia nella massa fluida che nella ruota. Per tenere comunque conto di queste perdite, nel passare da formulazioni teoriche a nozioni più concrete e pratiche, era necessario effettuare una serie di prove sperimentali sotto differenti condizioni di funzionamento per poter redigere poi tabelle riassuntive riportanti i vari valori dei coefficienti correttivi per determinati valori di portate e di velocità di rotazione del macchinario. Dunque, per Poncelet, la sperimentazione non sostituiva né verificava la teoria ma semplicemente ne correggeva gli errori.

Egli fece quindi realizzare a grandi linee un modello della sua ruota in scala 1:6, in legno di noce; il modellino pesava circa 3,5 kg per 50 cm di diametro e 103 mm di larghezza. L'obiettivo era ovviamente quello di utilizzare il modello per prove sperimentali, che vennero nello specifico effettuate nei mesi di agosto-settembre dell'anno 1824. La ruota venne installata su un piccolo corso d'acqua; Poncelet, con l'aiuto del compagno Sabatier, procedette dunque al calcolo dell'efficienza del modello. Essi utilizzarono per il loro scopo un sacco di sabbia mantenuto sospeso in aria da una corda passante in linea all'asse della ruota stessa. Più complesso fu, invece, il calcolo della potenza resa disponibile da quel salto

idraulico; Poncelet e Sabatier furono costretti a ricorrere a degli espedienti e quindi a calcoli decisamente approssimativi della grandezza fisica in questione. Solo alla fine del 1824 lo scritto “*Sur les roues verticales a palettes courbes mues en dessous*” venne consegnato alla Accademia. Esso era suddiviso in quattro parti principali.

**MEMORIA**  
SULLE  
**RUOTE IDRAULICHE A PALE CURVE**  
**MOSSE DI SOTTO**  
SEGUIA  
DA SPERIENZE SUGLI EFFETTI MECCANICI DI TALI RUOTE  
NOVELLA EDIZIONE EMENDATA ED ACCRESCIUTA DI UNA  
**SECONDA MEMORIA**  
SULLE SPERIENZE IN GRANDE RELATIVE ALLA NUOVA RUOTA  
CONTENENTE UN  
**ISTRUZIONE PRATICA**  
SUL MODO DI PROCEDERE AL SUO STABILIMENTO  
**DI M. PONCELET**

Figura 5: frontespizio delle “Memorie”, M. Poncelet

Nella prima, più discorsiva, Poncelet si soffermò sull'introduzione al problema delle ruote e ne descrisse le caratteristiche tecniche e geometriche. Egli si concentrò sul come ridurre al minimo le perdite non solo a livello della ruota ma anche a monte e a valle di essa; propose a tal fine di inclinare di  $45^\circ$  il canale preposto all'apporto del fluido alla ruota e di dare, a valle, una pendenza del 10% circa al ... in modo da compensare le perdite di velocità dovute all'attrito. Poncelet si accorse che, inclinando di qualche grado la superficie delle pale sulla corona esterna, si generavano perdite non solo in fase di ingresso ma anche in uscita dell'acqua. Infine numerosi accorgimenti vennero presi in modo da limitare il più possibile la perdita d'acqua: venne incrementata la larghezza delle ruote e vennero inserite murature laterali. Poche furono invece le conclusioni a cui Poncelet riuscì ad arrivare in merito allo studio della direzione di ingresso del flusso in modo da conservare nel migliore dei modi la quantità di moto dello stesso. Secondo Poncelet, infatti, principalmente a causa dello

spessore ingente della pala, era impossibile fare in modo che il flusso si inserisse tangenzialmente alla lama della pala.

Nella seconda parte vengono riportate le prove effettuate sul modello in scala che non fanno altro che confermare i risultati teorici già raggiunti da Poncelet. Il rendimento massimo toccò il 74%, più del doppio di quello ottenuto per una ruota a pale piane. La terza parte, più generale, è dedicata a studi effettuati sul flusso della corrente e problemi legati alla misurazione di parametri idraulici in ambienti differenti da quello scelto da Poncelet e in assenza della ruota.

La quarta, ed ultima parte, riporta il tentativo del passaggio da modello in scala a ruota reale. Una ruota idraulica reale comporta 5-6 m di diametro con cadute tra 1 e 2 m e un rendimento raggiungibile pari circa al 67.4%.

In conclusione, da questo studio, Poncelet poté affermare che le ruote a pale curve avrebbero prodotto per salti inferiori ai 2 m un utile comparabile a quello delle migliori ruote già conosciute e che, grazie alla loro più semplice struttura, sarebbero probabilmente divenute le più utilizzate ed installate.

Si riporta, infine, una tabella riassuntiva riguardante i vari esperimenti effettuati sulla ruota a pale curve; è facile comprendere come l'approccio al problema fosse ben lontano dal metodo di studio che verrà utilizzato, invece, in questa breve tesina. Basti notare quali siano le grandezze prese in considerazione dal matematico Poncelet; per una ruota caratterizzata da un salto di poco più di 20 cm si analizzano infatti: il numero di rivoluzioni della ruota, il peso innalzato dalla stessa in un secondo, quello totale incluso il peso del sacco utilizzato come contrappeso e la quantità di azione resa dalla ruota.

PARTE II.ª SPERENZE SUGLI EFFETTI DI QUESTE RUOTE. 25

TAVOLA de' pesi elevati e delle quantità di azione date dalla ruota per un orificio di 3 centimetri di altezza ed una caduta di 234 millimetri.

NUMERO delle sperienze.	TEMPO per 25 rivoluzioni della ruota.	NUMERO delle rivoluzioni per secondo.	ALTEZZA cui il peso è stato innalzato in un secondo.	P E S O elevato compreso quello del sacco.	P E S O che equilibra le resistenze estranee.	P E S O totale innalzato dalla ruota.	QUANTITA' di azione resa dalla ruota.
	s.	r.	m.	ch.	ch.	ch.	ch.m.
1	19,50	1,2821	0,2805	0,000	0,222	0,222	0,0623
2	23,20	1,0776	0,2338	1,000	0,190	1,190	0,2806
3	23,50	1,0638	0,2328	1,100	0,180	1,280	0,2980
4	24,00	1,0417	0,2279	1,200	0,176	1,376	0,3136
5	24,40	1,0246	0,2243	1,300	0,174	1,474	0,3305
6	24,80	1,0081	0,2206	1,400	0,172	1,572	0,3468
7	25,20	0,9921	0,2171	1,500	0,170	1,670	0,3626
8	25,60	0,9766	0,2137	1,600	0,167	1,767	0,3776
9	26,00	0,9615	0,2104	1,700	0,164	1,864	0,3922
10	26,50	0,9434	0,2064	1,800	0,160	1,960	0,4045
11	27,00	0,9259	0,2026	1,900	0,158	2,058	0,4170
12	27,50	0,9091	0,1989	2,000	0,156	2,156	0,4288
13	28,00	0,8929	0,1954	2,100	0,154	2,254	0,4404
14	28,50	0,8772	0,1919	2,200	0,152	2,352	0,4513
15	29,00	0,8621	0,1886	2,300	0,150	2,450	0,4621
16	29,50	0,8475	0,1854	2,400	0,149	2,549	0,4726
17	30,10	0,8326	0,1817	2,500	0,148	2,648	0,4811
18	30,60	0,8170	0,1788	2,600	0,145	2,745	0,4908
19	31,30	0,7987	0,1748	2,700	0,142	2,842	0,4968
20	32,00	0,7813	0,1709	2,800	0,140	2,940	0,5024
21	32,50	0,7662	0,1683	2,900	0,137	3,037	0,5111
22	33,50	0,7463	0,1633	3,000	0,134	3,134	0,5118
23	34,30	0,7285	0,1595	3,100	0,131	3,231	0,5153
24	35,00	0,7143	0,1563	3,200	0,128	3,328	0,5102
25	35,50	0,7042	0,1541	3,300	0,126	3,426	0,5279
26	36,50	0,6849	0,1499	3,400	0,123	3,523	0,5281
27	37,50	0,6667	0,1459	3,500	0,120	3,620	0,5282 <small>max.</small>
28	38,50	0,6494	0,1421	3,600	0,115	3,715	0,5279
29	39,50	0,6329	0,1385	3,700	0,110	3,810	0,5277
30	41,00	0,6097	0,1334	3,800	0,108	3,908	0,5213
31	42,50	0,5882	0,1287	3,900	0,106	4,006	0,5156
32	44,00	0,5682	0,1243	4,000	0,103	4,103	0,5100
33	45,50	0,5495	0,1202	4,102	0,100	4,202	0,5051
34	52,75	0,4739	0,1037	4,417	0,088	4,505	0,4672
35	96,75	0,2583	0,0565	5,119	0,068	5,187	0,2931

Figura 6: tabella riassuntiva da "Sur les roues verticales a palettes courbes mues en dessous" di M.Poncelet

## 1.3 Ruote Idrauliche al giorno d'oggi

Ma cosa possiamo dire del ruolo che, al giorno d'oggi, svolgono le ruote idrauliche? Come noi tutti ben sappiamo e come è stato già sottolineato ad inizio elaborato, in questi ultimi decenni, moltissima attenzione è stata giustamente rivolta alle energie rinnovabili e a tutti i vantaggi (principalmente a livello ambientale) che derivano dal loro utilizzo. Tra queste, quella più nota e frequente sul nostro territorio da più tempo, è sicuramente proprio quella idroelettrica.

L'acqua è stata una delle fonti più antiche per la produzione di energia, come abbiamo già sottolineato nei paragrafi precedenti; già gli antichi Romani e i Greci la utilizzavano nei mulini per la macinazione del grano. Si tratta di una fonte rinnovabile, abbondante e "pulita".

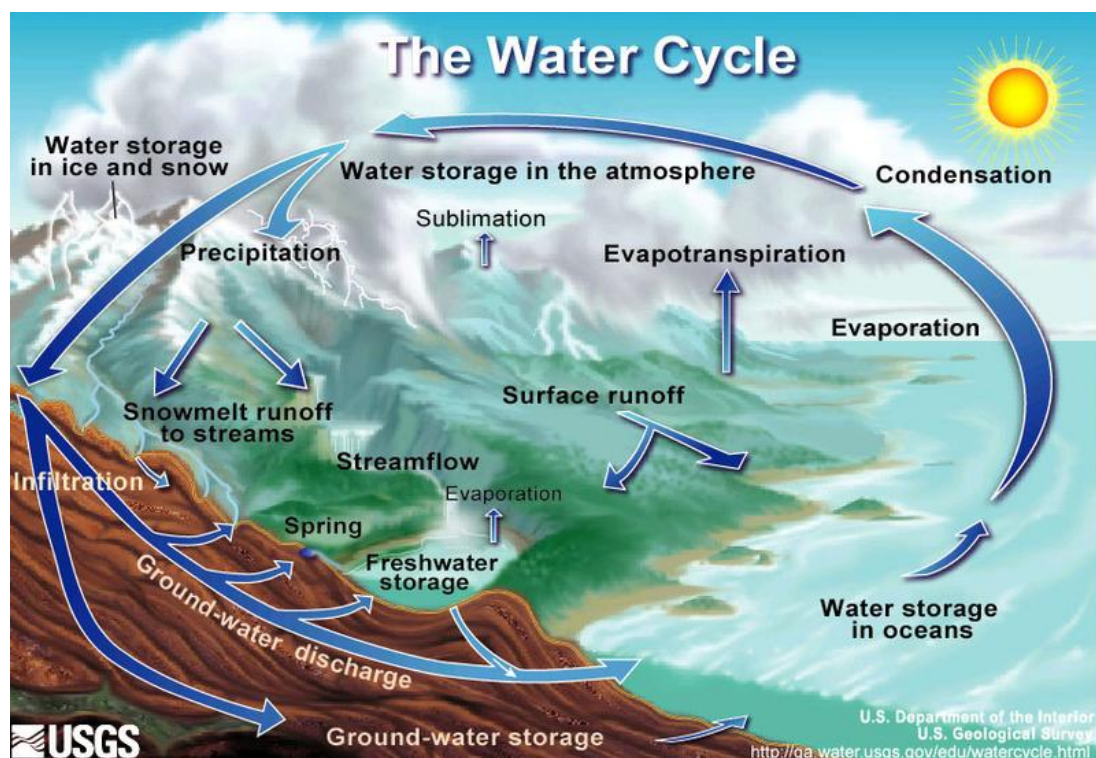


Figura 7: ciclo dell'acqua, risorsa rinnovabile

Al giorno d'oggi l'energia idroelettrica copre poco più del 20% della domanda mondiale di energia e il 14% dell'energia elettrica utilizzata nel mondo si ricava attraverso il funzionamento di circa 800.000 dighe. I bacini di raccolta occupano globalmente circa 300.000 km<sup>2</sup>, un'area vasta quanto l'Italia intera. Vi sono, poi, certi Paesi in cui l'idroelettrico rappresenta la principale fonte di produzione di energia elettrica: in Norvegia,

ad esempio, copre il 96.7%, in Brasile il 75.2% e in Venezuela il 64.8%. (International Energy Agency (IEA) – Key World Energy Statistics).

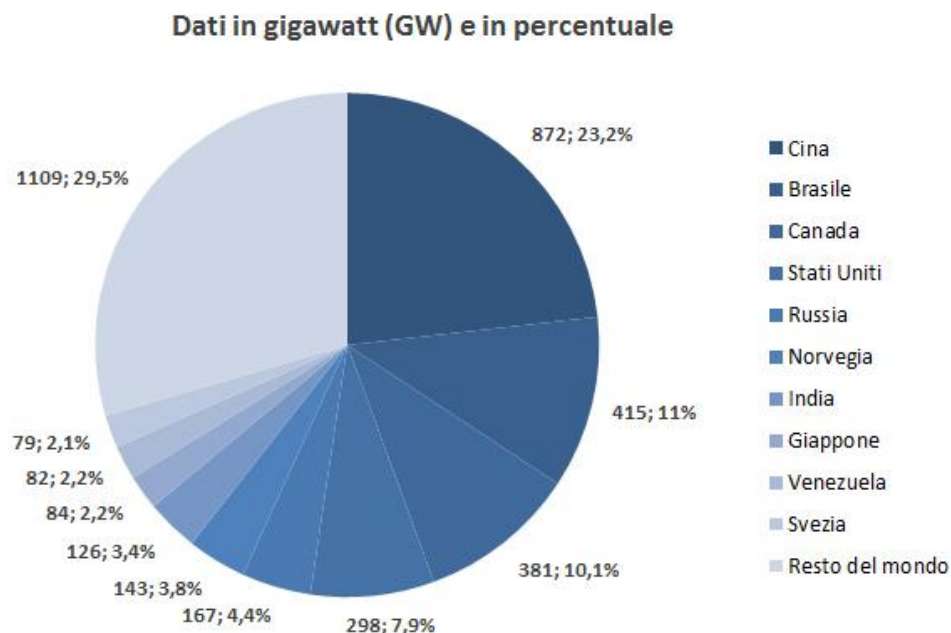


Figura 8: dati in GW e in percentuale della produzione di energia dall'idroelettrico

Nel grande ambito della produzione di energia idroelettrica merita particolare attenzione una sua parte specifica, sviluppatosi negli ultimi decenni, in grado di incrementare ulteriormente l'importanza dell'acqua per la produzione di energia: si tratta della produzione idroelettrica a partire da salti idraulici limitati, compresi ovvero tra il mezzo metro e i 2 m circa.

Se, infatti, inizialmente, operare in queste condizioni poteva sembrare sinonimo di mancato guadagno date le scarse efficienze, con il progredire degli studi in materia si sono raggiunti risultati soddisfacenti anche per questa particolare situazione; ciò apre alla possibilità di sfruttare anche piccoli salti per l'installazione di macchine idrauliche quali, ad esempio, le ben note ruote.

Nonostante i limiti incontrati, anche nel corso del diciannovesimo secolo, gli impianti per salti idraulici limitati vennero a lungo studiati; sia per la loro semplice costruzione ed installazione, sia per la facilità nel valutare la potenza erogata, ma soprattutto per cercare di sfruttare anche i più piccoli salti che, senza ombra di dubbio, erano i più frequenti sul territorio. Successivamente, attorno agli anni 1950-60, a causa dello sviluppo delle tecnologie e dei macchinari, tra i quali le turbine, questi studi vennero accantonati e molte delle ruote idrauliche presenti in Europa vennero smantellate del tutto. Negli ultimi anni, poi, con l'interesse crescente nei confronti del rinnovabile, si è tornati a



studiare ed analizzare la possibilità di sfruttare i piccoli salti idraulici nel migliore dei modi. E' stato possibile focalizzarsi non solo sulle performance della macchina in termini di rendimento ed efficienza ma anche su aspetti puramente ecologici quali la tutela della fauna ittica e i problemi relativi al deposito di materiale solido nei pressi della macchina. E' dunque possibile, al giorno d'oggi, ottenere una piccola produzione di energia a partire da un corso d'acqua di dimensioni e con portate fluenti anche non considerevolmente elevate dall'installazione di una ruota idraulica che, di certo, è in grado di fornire un impatto positivo anche a livello ambientale-paesaggistico.

### 1.3.1 Tipologie di ruote

E' possibile suddividere la grande categoria delle ruote idrauliche in tre sottocategorie, suddividendole in base a come l'acqua si avvicina alla ruota e, dunque, a come essa ne trae energia.

- Ruote idrauliche “**da sotto**”: sono forse quelle di più semplice ed economica costruzione; il loro impiego è limitato a correnti veloci ma regolari, con portate anche di grandi entità. Queste ruote sfruttano solamente l'energia cinetica della corrente che le interessa; le loro caratteristiche tecniche dunque dipendono fortemente dalla ampiezza delle pale, dal numero di pale immerse in corrente e dalla sua velocità. Da tenere in considerazione sono le forze resistenti che si oppongono alla rotazione della macchina: l'attrito dell'asse sui supporti, la resistenza dell'aria sulle pale non immerse e quella dell'acqua prodotta dalla pala entrante rispetto a quella immersa. Si tratta quasi sempre di ruote di dimensioni considerevoli che ruotano piuttosto lentamente.
- Ruote idrauliche “**di fianco**”: si possono installare solo in particolari conformazioni del territorio (il fiume deve avere una buona pendenza e deve essere possibile modificarne in parte il percorso). Due sono le possibili configurazioni: con stramazzo a pelo libero (ruote a fianco lente) o con stramazzo rigurgitato (ruote celeri). In entrambi i casi l'acqua agisce al di sotto dell'asse della ruota.
- Ruote idrauliche “**da sopra**”: si tratta della soluzione più complessa. Si deve, infatti, intervenire con opere di rilevanza non indifferente, che possano convogliare parte della portata in un piccolo canale di adduzione che giunge fino in cima alla ruota dove il flusso verrà lasciato cadere. Solitamente grazie ad una paratia mobile si regola il flusso dell'acqua e la sua velocità in modo da regolare anche la potenza dell'impianto. La ruota

si muove sì grazie all'energia cinetica del flusso in caduta ma, ruolo fondamentale dal punto di vista della produzione d'energia, è giocato dal peso dall'acqua stessa.

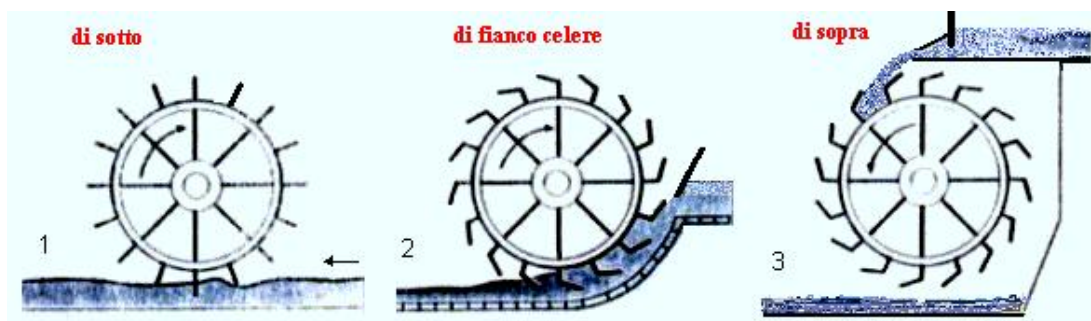


Figura 9: le tre differenti tipologie di ruote idrauliche

Tutte queste differenti tipologie di ruote vengono fissate con opportuni attacchi al canale esistente e, in base alle condizioni idrauliche vigenti, può essere prevista o meno la ricanalizzazione del flusso tramite un canale artificiale (figura 10) posto internamente al canale già esistente. Vengono inoltre, spesso, introdotte delle paratie (figura 8) con lo scopo di poter regolare l'afflusso dell'acqua alla ruota, governandone dunque anche il carattere cinematico. Le paratie possono essere mosse manualmente da un operatore o, nei casi più moderni, il loro movimento può essere comandato direttamente dalla centralina. Importantissima, inoltre, è la presenza di griglie (figura 9) che vadano a filtrare la corrente impedendo il transito di materiale grossolano (tronchi, massi, ecc, che facilmente vengono trasportati dalla corrente dei corsi d'acqua) e siano quindi da riparo per la ruota. Se, infatti, un elemento solido grossolano riuscisse ad infilarsi tra le pale della ruota, questo potrebbe decisamente danneggiarne irreversibilmente la struttura. Per poter meglio comprendere la natura di questi elementi, si riportano alcune foto effettuate durante il rilievo del 10 Maggio in località Mamiano (Pr) alla ruota dell'Agriturismo "Sforza".



Figura 10: paratie della ruota Sforza viste da due differenti angolazioni





Figura 11: *griglia del canale Sforza che porta alla ruota*



Figura 12: *canale di adduzione alla ruota, esterno al canale naturale*

## 1.4 Macchine idrauliche

Come già più volte si è sottolineato in questi primi paragrafi, l'interesse per lo studio delle ruote e macchine idrauliche è sempre estremamente attuale. Tanti sono, infatti, i casi studio che vengono affrontati e di cui si ha notizia. Tra questi, si ritiene interessante approfondirne uno in particolare. La macchina che nel seguito verrà introdotta lavora con particolari condizioni idrauliche, ovvero con salti estremamente limitati e, soprattutto per questo motivo, ben si collega al nostro caso di studio che approfondiremo nel corso dell'elaborato.

### 1.4.1 Rotary Hydraulic Pressure Machine (RHPM)

La *Rotary Hydraulic Pressure Machine* non è altro che una nuova tipologia di macchina in grado di produrre energia sfruttando piccoli salti inferiori ai 5 m. E' stata studiata e sviluppata all'università del Southampton (UK) dove, successivamente, sono state effettuate prove sperimentali su modelli in scala per verificarne l'efficienza.

Si tratta di una ruota con un solo elemento in movimento, ovvero la corona della ruota stessa, che, con diametri compresi tra 1.5 e 7.5 m, gira attorno ad un asse orizzontale. La ruota ha due componenti fondamentali: il mozzo centrale, un cilindro orizzontale che percorre l'intera profondità della struttura, e le pale (12), sulla superficie delle quali l'energia dell'acqua viene effettivamente prelevata. Le pale stesse possono essere, in alcuni casi, inserite in "diagonale", ovvero montate in modo tale che la fine di una pala coincida con l'inizio della pala seguente. Questo particolare *design* consente di minimizzare le perdite di fluido durante il movimento del macchinario. Vi sono, inoltre, due componenti strutturali di fondamentale importanza: una copertura curva del letto del fiume che assicura l'assenza di perdite di acqua tra e lungo le pale montate diagonalmente, e i muri laterali (di altezze opportune e non eccessive) che convogliano l'acqua sempre nella corretta direzione. La portata lungo la macchina in rotazione è proporzionale alla velocità di rotazione controllata da un generatore. Grazie alla sua struttura simmetrica questa macchina è effettivamente in grado di gestire flussi bi-direzionali.

Il principio su cui si basa l'effettivo funzionamento di questa nuova idea di macchina sta nel constatare che da due livelli idrici differenti agenti su uno stesso piano verticale sia generata una forza in grado, da sola, di produrre una certa potenza. Sia per la presenza dell'asse orizzontale, sia per le simili grandezze fisiche, la RHPM può essere facilmente confusa con la classica ruota idraulica. Diamo un breve sguardo al procedimento teorico che dà vita all'idea di RHPM.

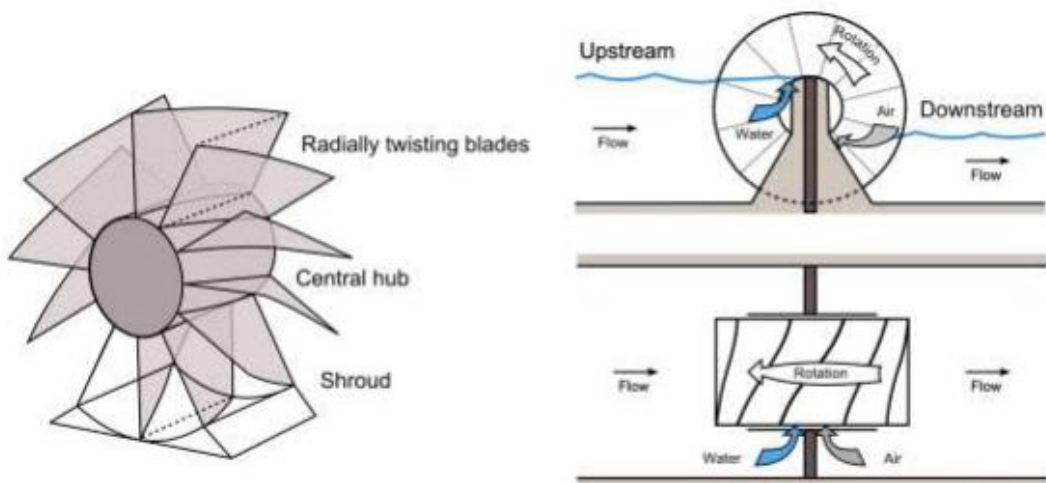


Figura 13: *schema della RHPM*

Definiamo innanzitutto la pressione  $p$ , nota come:

$$p = \rho gh$$

Ipotizziamo di considerare un piano verticale, rappresentante la pala, immerso in due livelli differenti di acqua  $d_1$  e  $d_2$  :

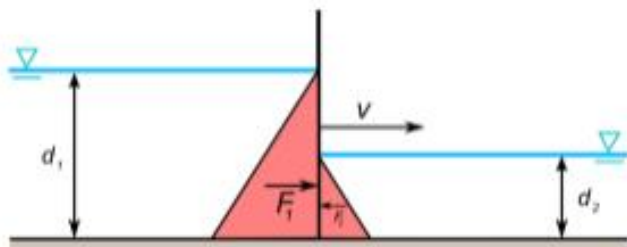


Figura 14: *schematizzazione del problema della RHPM*

Le distribuzioni triangolari sono quelle rappresentanti le pressioni idrostatiche, pari rispettivamente a:

$$F_1 = \frac{1}{2} \rho g W d_1^2 \qquad F_2 = \frac{1}{2} \rho g W d_2^2$$

La forza agente, dunque, sul piano non è altro che:

$$F = \frac{1}{2} \rho g W (d_1^2 - d_2^2)$$

Ipotizzando che il piano si muova lateralmente con velocità  $v$ , la potenza può essere semplicemente espressa come:

$$P = \left( \frac{1}{2} \rho g W (d_1^2 - d_2^2) \right) v$$

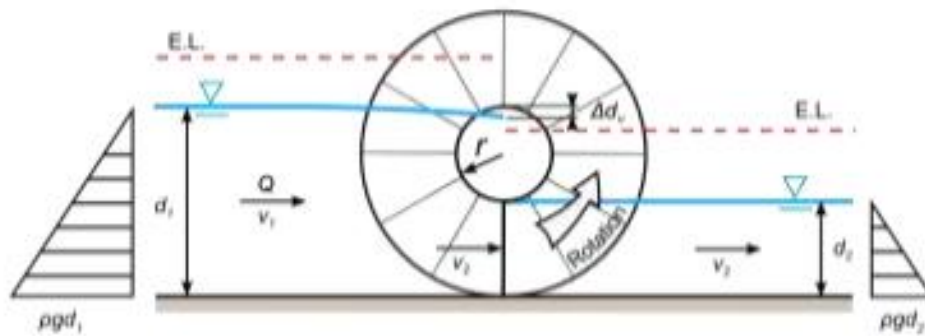


Figura 15: focus sul funzionamento della RHPM

L'esempio sopra riportato chiarisce in modo piuttosto semplice quale sia il principio alla base di questo particolare macchinario: due livelli idrici differenti agenti su uno stesso piano creano una forza in grado, da sola, di mettere in moto la ruota idraulica e generare quindi una determinata potenza.

Per la continuità si sa che:

$$v_1 d_1 = v_2 d_2 \rightarrow v_2 = \frac{d_1}{d_2} v_1 \rightarrow v_2 > v_1$$

Passando dalla macchina l'acqua subisce dunque un'accelerazione, associata alla quale si riscontra una perdita di carico calcolabile, sotto l'ipotesi che la larghezza del canale corrisponda anche a quella della ruota, mediante la seguente formulazione (visibile anche graficamente in figura 15):

$$\Delta d_u = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

Tutte le forze, ad eccezione di quella agente sulla pala, passano per il centro del mozzo e possono dunque essere trascurate.

La forza agente sulla pala, derivante dai livelli idrici differenti, è calcolabile come:

$$F_P = \rho g (d_1 - d_2 - \Delta d_u) A$$

Dove con A si indica l'area della pala considerata.

Se ora ipotizziamo di inserire nel medesimo sistema uno specifico volume di controllo, comprendente la ruota e gli organi di installazione, ci accorgiamo che, nel passaggio attraverso il volume di controllo, una generica particella di fluido subisce un'accelerazione.

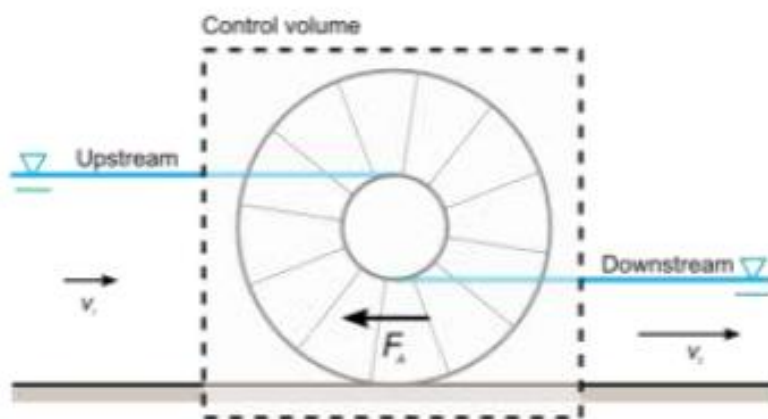


Figura 16: volume di controllo per la RHPM

In accordo con la seconda e terza legge di Newton questa accelerazione deve obbligatoriamente essere contrastata da una forza che le si opponga. Questa forza,  $F_A$ , può essere scritta come:

$$F_A = \rho Q (v_2 - v_1)$$

Da cui, trascurando le perdite dovute all'attrito e alle turbolenze, si ottiene:

$$P_{ideale} = (F_P - F_A) v_2$$

Dimensionalmente tutto torna, essendo:

$$[P_{ideale}] = [N] \left[ \frac{m}{s} \right] = \left[ \frac{J}{s} \right] = [W]$$



# CAPITOLO 2

## NOZIONI TEORICHE

Si ritiene necessario, prima di procedere con l'analisi dei casi studio, riassumere brevemente le nozioni teoriche connesse agli studi effettuati per il calcolo del rendimento della generica ruota idraulica.

### 2.1 Equazione di Eulero

Quando il fluido interagisce con le parti mobili di un macchinario come la ruota idraulica, produce sulle stesse un'azione dinamica. Essendo, però, la ruota un corpo in movimento rotatorio attorno ad un asse, si procede al calcolo del lavoro scambiato analizzando contemporaneamente il momento di una forza e il moto angolare.

L'equazione di Eulero rappresenta uno dei metodi più veloci ed efficaci per valutare per l'appunto lo scambio di lavoro che avviene all'interno del macchinario idraulico. Per comprenderla al meglio è necessario conoscere le tre direzioni in cui può essere scomposto il generico vettore velocità che caratterizza il flusso in ingresso e/o uscita dal macchinario stesso. Alla spiegazione delle componenti è riservato il paragrafo successivo, 2.2. Al fine pratico della scrittura dell'equazione di Eulero basti osservare come siano le componenti tangenziali delle velocità in ingresso e uscita dalla pala le uniche a produrre momento non nullo. Si calcoli, dunque, la variazione che il momento delle quantità di moto del fluido subisce, nell'unità di tempo  $t$ , nel passare dall'ingresso all'uscita della pala.

Definiamo  $G = \gamma Q$  la portata in peso transitante e si considerino le rispettive componenti tangenziali  $u_1$   $u_2$  dei vettori velocità in ingresso e uscita. La variazione del momento delle quantità di moto nell'unità di tempo risulta essere:

$$\frac{G}{g} (u_2 * r_{esterno} - u_1 * r_{interno})$$

Formula 1: *variazione del momento delle quantità di moto*

Sappiamo dalla meccanica che questa variazione uguaglia il momento delle forze esterne applicate al fluido in esame, costituisce ovvero la coppia motrice agente sulla ruota:

$$\frac{G}{g} (u_2 * r_{esterno} - u_1 * r_{interno}) = C$$

Formula 2: *definizione coppia motrice*

Definita  $w$  [giri/min] la velocità angolare della ruota stessa, è noto che dal semplice prodotto  $w C$  si possa ricavare la potenza  $P$ :

$$\begin{aligned} P = C w &= \frac{G}{g} (u_2 * r_{esterno} * w - u_1 * r_{interno} * w) \\ &= \frac{G}{g} (u_2 * v_{r2} - u_1 * v_{r1}) \end{aligned}$$

Allo stesso tempo sappiamo che:

$$P = \gamma Q H = G H$$

Da cui, possiamo concludere:

$$H = \frac{1}{g} (u_2 * v_{r2} - u_1 * v_{r1})$$

Formula 3: *equazione di Eulero*

## 2.2 Triangoli delle velocità

Si introducono ora i cosiddetti *triangoli delle velocità*, definiti semplicemente come la rappresentazione vettoriale delle tre velocità del getto:

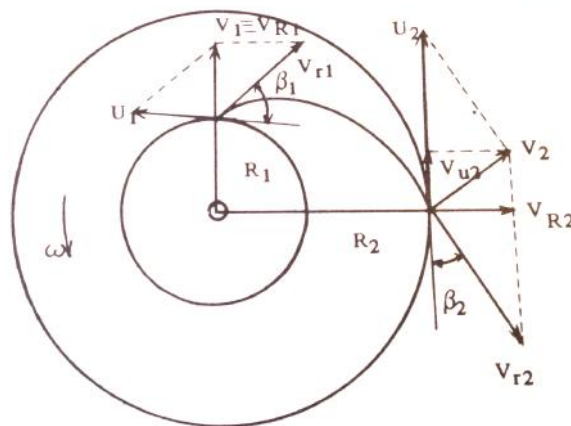


Figura 17: triangoli di velocità, "Turbomaquinas Hidraulicas"

Questi non sono altro che rappresentazioni chiare e concise delle differenti direzioni seguite dal flusso entrante ed uscente dalla pala, scomposte lungo la direzione radiale e tangenziale, come riportate in figura 18. Come vedremo nei capitoli successivi, le differenti angolazioni dei vettori velocità hanno una grandissima influenza sulla conservazione o meno della quantità di moto e, dunque, sul rendimento della macchina idraulica. In figura sono riportati:

- $\omega$ : velocità angolare della ruota [giri/s];
- $\beta_1, \beta_2$ : angoli in ingresso e in uscita;
- $u_1, u_2$ : componente tangenziale della velocità  $v_r$ ;
- $R_1, R_2$ : raggio interno ed esterno;
- $v_{R1}, v_{R2}$ : componente radiale della velocità  $v_r$ ;
- $v_{r1}, v_{r2}$ : effettive velocità in ingresso / uscita dalla pala;

Come si può facilmente comprendere anche dalla figura 14, la velocità assoluta del flusso può essere vista come la somma vettoriale di due componenti differenti: la componente radiale,  $u_1$  e  $u_2$ , e quella tangenziale, tangente per l'appunto alla circonferenza della ruota. Sommando i due contributi è possibile ricavare la velocità in ingresso e in uscita della generica particella di fluido.

Come sarà possibile comprendere meglio nei capitoli successivi, grande attenzione è stata posta all'influenza che i due angoli  $\beta$ , specialmente quello in uscita della pala, esercitano sul valore del rendimento del macchinario idraulico.

Nel particolare caso in cui l'angolo in ingresso sia nullo, ovvero l'acqua entri indisturbata all'interno della pala, dall'equazione globale dell'equilibrio idrodinamico (vedere paragrafo precedente) è possibile facilmente ricavare la forza che il getto genera impattando sulla pala:

$$F_{idrodinamica} = (1 + \operatorname{sen}\beta)c_q\rho QV$$

Dove  $\beta$  non è altro che l'angolo con cui la vena fluida lascia la pala.

Nei capitoli successivi si osserverà anche come sia sempre preferibile avere a che fare con angoli di uscita  $\beta_2$  che garantiscano un allontanamento *radiale* del flusso dalla pala,  $\beta_2=90^\circ$ , anche al fine di evitare che il getto in uscita interferisca con la pala successiva.

# CAPITOLO 3

## CASO STUDIO: RUOTA SFORZA

Allo scopo di verificare la fattibilità tecnico-economica dell'impiego della ruota idraulica nella produzione di energia elettrica di impianti collegati alla rete, si procede ora con l'analisi vera e propria delle caratteristiche idrauliche e delle performance raggiunte dalla Ruota collocata nei pressi dell'agriturismo "Sforza", località Montechiarugolo (Pr).

### **3.1 La ruota: caratteristiche tecniche e geometriche**

Si è analizzato, nello specifico, il funzionamento di tre ruote della stessa tipologia, prodotte dalla Rigamonti SPA. Si tratta di ruote in ferro di fonderia, con diametri compresi tra 3.5 m ed i 4m circa ed un numero di pale che si aggira attorno alle 25 pale curve totali, che dipartono dalla corona centrale distanziate di 60 cm circa. La più caratteristica di queste ruote corrisponde all'impianto chiamato Sforza dov'è, per l'appunto collocata l'omonima ruota.

Durante i calcoli si è ipotizzato, per comodità, che le stesse pale possano essere viste come pale rettangolari di dimensioni 0.8 x 1.58 m. Questa semplificazione, infatti, non porta alcun tipo di variazione ai fini del calcolo dell'efficienza della ruota. Per i dettagli dei disegni di ruota, pale, canale di adduzione si veda l'appendice A a fine elaborato; per le foto del rilievo relative alla griglia e alle paratoie si consulti il paragrafo precedente.



Figura 18: Ruota Sforza, vista da lato

### 3.2 Rilievi in situ

I rilievi eseguiti in loco hanno permesso di calcolare la potenza prodotta (misurata ai bordi del generatore) e di confrontarla con quella disponibile ottenuta attraverso la misurazione dei parametri idraulici indicativi, ovvero portata e salto.

Come già accennato, procediamo dunque con la descrizione di ciò che è stato rilevato ed analizzato durante il rilievo del 10 Maggio nei pressi dell'agriturismo Sforza di Montechiarugolo.

Risultavano note le geometrie della ruota e delle opere civili annesse alla macchina idraulica (si vedano disegni tecnici nell'appendice A). E' stato quindi necessario effettuare, per lo più, un'indagine in termini idraulici della situazione per poter raggiungere l'obiettivo del calcolo finale del rendimento della ruota idraulica. La misurazione della portata è stata effettuata mediante anemometro a mulinello, in grado di misurare la velocità di fluidi o gas.





Figura 19: calcolo della velocità di corrente mediante anemometro

Il canale che ospita l'impianto è un canale irriguo la cui portata si mantiene pressoché costante durante tutta la stagione irrigua; non essendo stato possibile ricavare i dati relativi a punti di funzionamento differenti, i valori misurati in loco sono stati considerati come indicativi di un singolo punto di operazione attorno al quale sono state fatte le diverse considerazioni. Successivamente si è proceduto con il calcolo del tirante idrico: noti il tirante e la velocità, infatti, ricordando che la geometria del canale ci era stata fornita a priori, è possibile in un secondo momento ottenere un valore relativamente alla portata transitante. Questi sono i valori di velocità, tirante idrico e portata ottenuti:

$$b \text{ canale} = 1.53 \text{ cm}, \quad h = 0.95 \text{ cm}, \quad v = \frac{0.55m}{s}, \quad Q = 790 \frac{l}{s}$$

La ruota idraulica è collegata ad una centralina, collocata esternamente al canale, dove sono alloggiati il generatore e un quadro di controllo dal quale è possibile sia manovrare automaticamente il movimento delle paratie, sia controllare la corrente produzione di energia in kW.



Figura 20: interno della centralina, generatore



Come si può anche dedurre dalle immagini riportate, si sta trattando di un macchinario estremamente essenziale che, pur nella sua semplicità, è però in grado di produrre notevoli quantitativi di energia.

Al momento del rilievo il valore della potenza visualizzabile sul display, connesso alle condizioni idrauliche sopra riportate, risulta pari a:

$$W = 7.90 \text{ kW}$$



Figura 21: display quadro elettrico

Ora, nota la potenza generata, la portata circolante e il salto disponibile, è possibile calcolare il rendimento effettivo della ruota idraulica per queste condizioni al contorno:

$$\eta = \frac{W}{\rho g Q \Delta H} = 0.63$$

Formula 4

Quindi, per un salto di poco più di un metro e mezzo, per una portata fluente di circa 0.8 m<sup>3</sup>/s che genera quasi 8 kW di potenza si ottiene un rendimento del **63%**.

### 3.3 Analisi da bilancio globale

I dati di potenza generata e quelli cinematici relativi alla corrente sono stati divenuti noti solo in fase di rilievo. Solo successivamente è stato quindi possibile calcolare, in modo semplice e veloce, tramite la formula 2 sopra riportata, il rendimento della macchina idraulica in questione.

Già in una fase precedente, però, si era potuto effettuare un calcolo relativo all'efficienza.

Il principio su cui ci si è basati per l'analisi del funzionamento della ruota è di tipo puramente globale, cioè si è cercato di individuare tutte le forze agenti sul sistema e si è poi proceduto alla stima delle condizioni di equilibrio. Da questo bilancio si è potuta calcolare la coppia  $C$  agente sulla ruota, responsabile del suo movimento, e, da qui, calcolarne la potenza generata ed infine, sempre grazie alla formula 2, ricavarne il rendimento, nostro reale obiettivo.

#### 3.3.1 Forze in gioco

Assumiamo che la generica pala della ruota possa essere rappresentata da un disco rigido che ruota attorno ad un asse fisso orizzontale. Le forze che agiscono su di esso sono, nella loro totalità, legate al flusso dell'acqua che la percorre. Avremo, dunque, da considerare le diverse azioni della corrente sulle pale che interessa: la spinta idrodinamica esercitata dall'acqua sulle prime pale da essa incontrate, quella idrostatica che coinvolge le pale inferiori che risultano immerse nel fluido e, infine, l'azione di trascinamento o di Drag che si oppone al moto.

Nello specifico:

- Forza Idrodinamica: ottenuta attraverso un bilancio del flusso della quantità di moto della corrente tra l'ingresso e l'uscita della ruota:

$$F_{idrodinamica} = (1 + \sin\beta) c_q \rho Q V$$

Formula 5: forza idrodinamica

Dove:

- $\beta$ : angolo di uscita del flusso dalla pala;
- $\rho$ : densità dell'acqua;
- $Q$ : portata transitante;
- $V$ : velocità del flusso in ingresso nella pala;

→  $c_q$  coefficiente correttivo che tiene conto della possibile riduzione di portata dovuta al trafilamento sotto alle pale della ruota o lateralmente. Sempre compreso tra 0 e 1.

- Forza Idrostatica: semplice forza dovuta alla spinta dell'acqua sulle pale inferiori che risultano parzialmente immerse. Nota la geometria della generica pala e nota dunque la sua area, si può infatti procedere al calcolo della forza come:

$$F_{idrostatica} = \rho g b \frac{(c_{RP})^2}{2}$$

Formula 6: forza idrostatica

Dove:

- $g$ : accelerazione di gravità;
- $\rho$ : densità dell'acqua;
- $p, b$ : dimensioni della pala;
- $c_r$ : coefficiente correttivo che tiene conto del parziale riempimento del volume compreso tra due pale successive.

In base alle osservazioni in situ, nel calcolo di queste forze si è considerato un riempimento circa del 30%. La situazione, semplificata, delle pale inferiori immerse e delle spinte su di esse agenti sarà dunque la seguente:

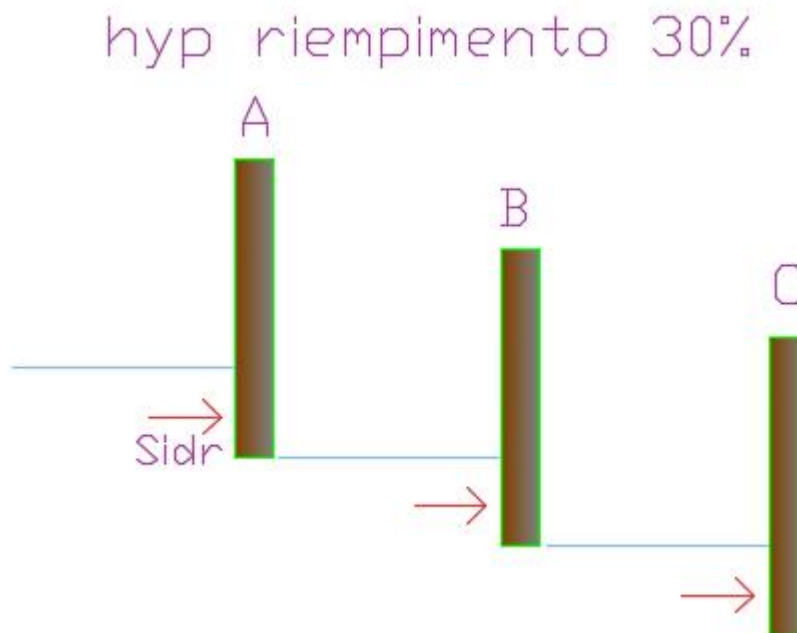


Figura 22: spinte idrostatiche su pale immerse

- Forza resistente o di Drag: dovuta all'azione di trascinamento dell'acqua che lascia le pale nel loro percorso verso l'alto. Si tratta, niente meno, che di una resistenza idrodinamica che si ripartisce sulle pale che risultano solo parzialmente immerse in acqua. In questa formulazione appaiono il coefficiente di Drag della pala,  $c_d$ , ipotizzato pari a 2, e la velocità angolare di rotazione della ruota  $w$ .

$$F_{resistente} = c_d \frac{1}{2} \rho \left( w \frac{D}{2} \right)^2 b c_{RP}$$

Formula 7: forza di Drag

Dove:

- D: diametro della ruota;
- $\rho$ : densità dell'acqua;
- p, b: dimensioni della pala;
- $c_r$  : coefficiente correttivo che tiene conto del parziale riempimento del volume compreso tra due pale successive.
- $c_d$ : coefficiente di Drag, ipotizzato pari a 2;
- w: velocità angolare della ruota.

A questo punto, note tutte le forze in gioco, applicando la classica equazione dell'equilibrio procediamo con il calcolo della coppia agente sulla ruota:

$$C = (n * F_{idrodinamica} + m * F_{idrostatica} - k * F_{resistente}) \frac{D}{2}$$

Formula 8: calcolo coppia agente

Nella formula sono indicati rispettivamente con n, m e k il numero delle pale interessate da forza idrodinamica, idrostatica o resistente. Come vedremo successivamente questi valori, interi, hanno una grandissima influenza sul calcolo finale del rendimento; specialmente il numero delle pale interessate dalla spinta della vena fluida, essendo il valore della forza idrodinamica il più rilevante in modulo tra i tre.

### 3.4 Calcolo rendimento

Procediamo dunque con la reale fase di calcolo del rendimento. Per prima cosa, analizziamo la situazione più semplice, quella di base che ci si è presentata in fase di rilievo. L'angolo di uscita  $\beta$  è stato calcolato graficamente sul disegno che ci è stato fornito dal signor Rigamonti ed è risultato pari circa a  $61^\circ$ .

		[m <sup>3</sup> /s]	[m/s]	[giri/min]	[giri/s]	[N]	[N]	[N]	[N*m]	[Watt]	[KWatt]	
$\beta$	$\beta$ [rad]	Q	V	w	w	F <sub>1</sub>	F <sub>2+</sub>	F <sub>3</sub>	C	W	W	$\eta$
61	1.06	0.79	0.54	11.39	0.19	724.33	35.09	38.70	6505.93	7759.19	7.76	0.63

63%

VERIFICATO

Tabella 1: calcolo rendimento base

***Si ottiene dunque lo stesso valore di rendimento che si era osservato in loco tramite misurazioni specifiche.***

Per questo primo calcolo si sono utilizzati i seguenti valori dei coefficienti n, m, k:

$$n = 5; m = k = 2$$

Giungiamo ora al punto cruciale del nostro elaborato; preso atto di un valore di rendimento già sufficientemente soddisfacente, è possibile ottenerne uno migliore modificando la geometria o le condizioni di lavoro della ruota?

## CAPITOLO 4

# STUDIO RENDIMENTO

In quale modo, dunque, si può pensare di incrementare in modo significativo il valore del rendimento della ruota? In altre parole, è possibile, con le medesime condizioni al contorno produrre un quantitativo superiore di kW/h? La risposta sarà analizzata in più di un aspetto nei paragrafi seguenti. Si prenderanno in considerazione sia aspetti puramente geometrici, come le dimensioni della pala, sia aspetti fluidodinamici.

Tre sono i tentativi che verranno effettuati nello specifico:

- Scenario A: modifica angolo di uscita del flusso ( $\beta$ );
- Scenario B: modifica geometria pala;
- Scenario C: modifica numero pale – passo pale;
- Scenario D: modifica salto  $\Delta H$ .

### 4.1 Scenario A

Per prima cosa si è voluto procedere analizzando l'andamento del rendimento per angoli di uscita  $\beta$  differenti da quello reale. Variando quest'ultimo varia la spinta idrodinamica del flusso e, dunque, la coppia agente sulla ruota. Per le condizioni idrauliche del nostro canale, ovvero per  $Q = 790 \frac{l}{s}$ , si ottengono i seguenti risultati:

$\beta$	$\beta$ [rad]	[m <sup>3</sup> /s]	[m/s]	[giri/min]	[giri/s]	[N]	[N]	[N]	[N*m]	[Watt]	[KWatt]	$\eta$
$\beta$	$\beta$ [rad]	Q	V	w	w	F <sub>1</sub>	F <sub>2+</sub>	F <sub>3</sub>	C	W	W	$\eta$
20	0.349	0.79	0.54	11	0.19	518.55	35.09	38.70	4653.91	5550.40	5.55	0.45
30	0.523	0.79	0.54	11	0.19	579.57	35.09	38.70	5203.13	6205.43	6.21	0.50
40	0.698	0.79	0.54	11	0.19	634.73	35.09	38.70	5699.60	6797.53	6.80	0.55
50	0.872	0.79	0.54	11	0.19	682.36	35.09	38.70	6128.23	7308.73	7.31	0.59
<b>61</b>	<b>1.064</b>	<b>0.79</b>	<b>0.54</b>	<b>11</b>	<b>0.19</b>	<b>724.33</b>	<b>35.09</b>	<b>38.70</b>	<b>6505.93</b>	<b>7759.19</b>	<b>7.76</b>	<b>0.63</b>
70	1.221	0.79	0.54	11	0.19	749.49	35.09	38.70	6732.43	8029.31	8.03	0.65
80	1.396	0.79	0.54	11	0.19	766.96	35.09	38.70	6889.64	8216.82	8.22	0.66
90	1.570	0.79	0.54	11	0.19	772.88	35.09	38.70	6942.91	8280.34	8.28	0.67

Tabella 2: rendimenti al variare di  $\beta$

Nella colonna di sinistra si evidenziano i vari angoli di uscita del flusso. Si osserva come il massimo rendimento si ottenga per  $\beta$  pari a  $90^\circ$ , mentre esso diminuisce al ridursi dell'angolo. Ciò che si è riscontrato in fase di rilievo è che l'angolo, che dal disegno fornitoci, sembrerebbe aggirarsi attorno ai  $60^\circ$ , nella realtà, pare più prossimo agli  $80/90^\circ$ .

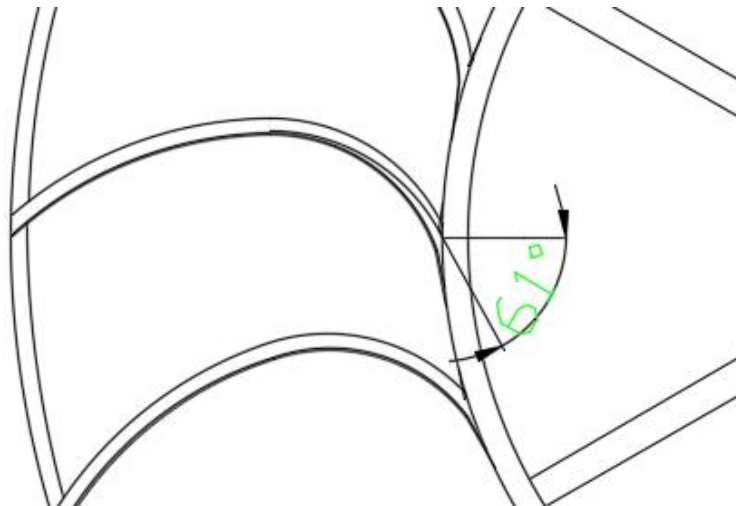


Figura 23: dettaglio angolo uscita  $\beta$

Si nota come l'unica grandezza su cui ha influenza il variare dell'angolo, come già precedentemente annunciato, è la forza idrodinamica, i cui valori crescono con l'angolo (la forza dipende da  $\beta$  come "sin $\beta$ "); la spinta idrostatica e la forza resistente non subiscono

alcun tipo di modifica. Difatti, variando l'angolo di uscita, variando ovvero la parte terminale della pala, si fa in modo che il flusso venga deviato in modo diverso e dunque possa impartire alla ruota una spinta ben differente.

Raccogliendo i dati sopra ottenuti in un grafico, al variare di  $\beta$ , si ottengono i seguenti rendimenti:

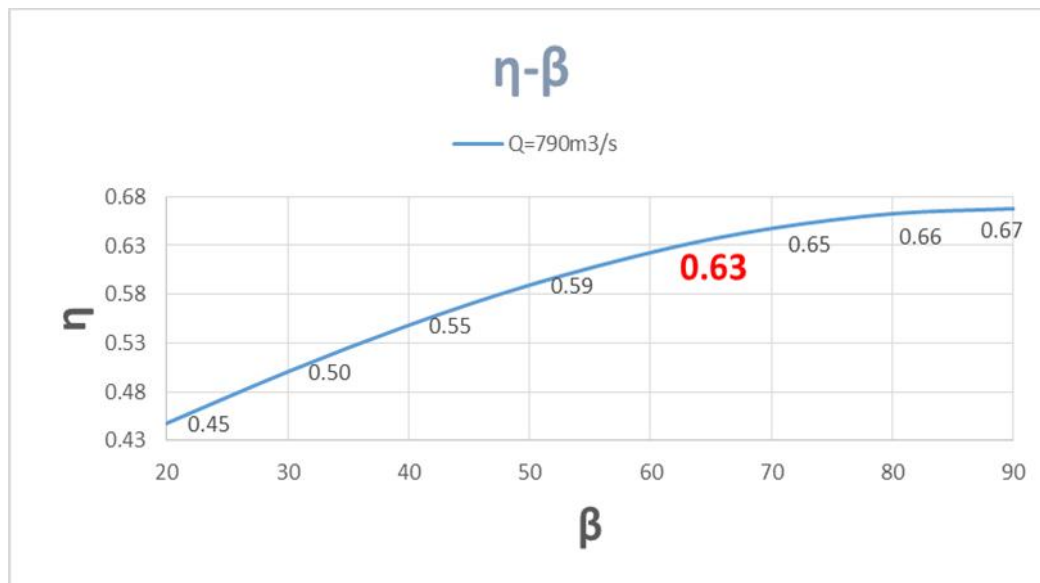


Grafico 1: rendimenti al variare di  $\beta$

E' dunque immediato constatare come sia preferibile avere una pala che si colleghi al mozzo con un angolo  $\beta$  pari a  $90^\circ$ .

In un secondo momento si è ampliata l'analisi relativa all'angolo di uscita anche per condizioni idrauliche differenti; variando, ovvero, la portata in ingresso, facendo attenzione al fatto che variando la portata fluente varierà anche il grado di riempimento della ruota, si sono ottenuti i seguenti risultati:

$$0.4 \leq Q \leq 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$0.25 \leq C_R \leq 0.33$$



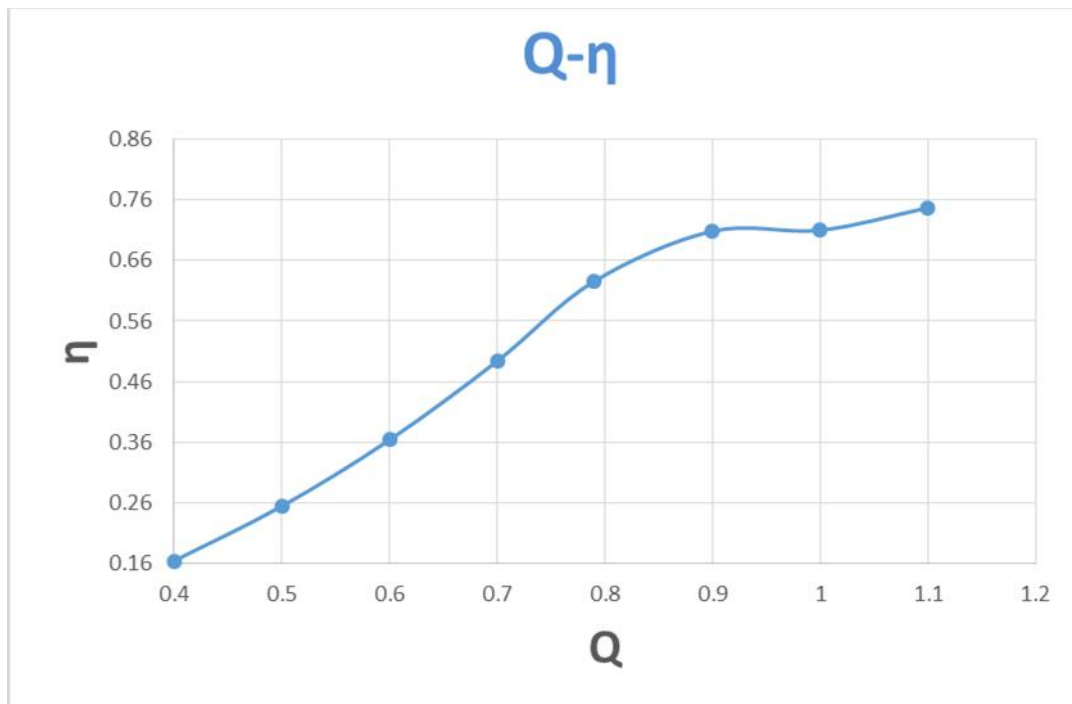


Grafico 2: rendimenti al variare di Q e  $\beta$

		$\beta=61$					
[m³/s]	Q	0.4	0.5	0.6	0.7	<b>0.79</b>	0.9
[%]	$\eta$	17	26	37	49	<b>63</b>	81

Tabella 3: rendimenti al variare di Q e  $\beta$

Analizzando il grafico 2 raffigurante l'andamento dei rendimenti al variare delle portate fluenti in ingresso, si possono facilmente riconoscere due zone principali: una prima parte, dove, per portate inferiori a quella di progetto, si verifica un deciso incremento lineare dei rendimenti ed una seconda parte dove, invece, essi si mantengono su livelli pressoché costanti. È importante sottolineare come un incremento di portata non sia sempre sinonimo di rendimenti maggiori: è vero che le ruote idrauliche a differenza di macchinari più complessi possono gestire teoricamente portate in un campo di valori attorno a quello di progetto molto vasto ma, nella pratica, ogni ruota lavora in modo ottimale solo per certi range di portata che spaziano da quella di progetto a portate inferiori. Superata la portata di progetto il riempimento non consono delle pale e della ruota porterebbe alla nascita di forze resistenti e dunque all'abbattimento del rendimento percentuale.

È normale che, con portate fluenti più ingenti, si abbiano efficienze superiori; maggiore, difatti, sarà la spinta idrodinamica e, in questo caso, anche la forza resistente di Drag subisce

delle modifiche. Questo vale però, per l'appunto, solo per portate inferiori a quella di progetto.

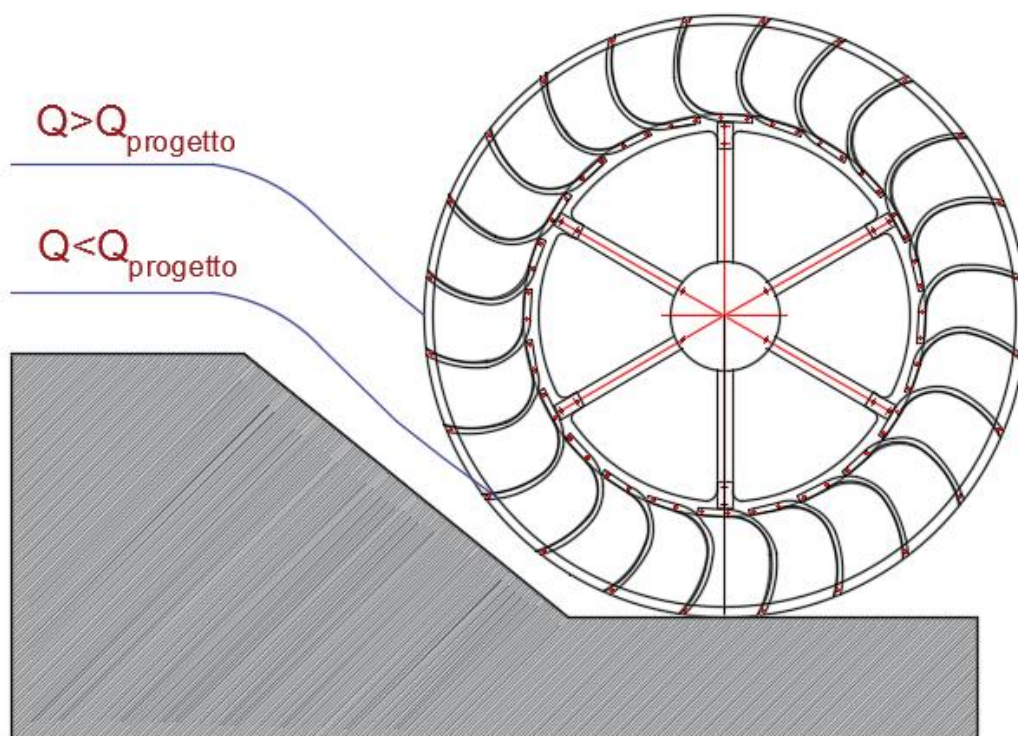


Figura 24: riempimento delle pale in funzione della portata

Man mano che la portata cresce e con essa il volume e il peso dell'acqua presente sulla pala, il getto avrà sempre più difficoltà nel percorrere il profilo della pala nella sua totalità. Per questo motivo anche l'angolo in uscita del getto subirà notevoli variazioni, passando dai 61° della portata di progetto ai soli 10° che caratterizzano una portata di 1 m<sup>3</sup>/s.

Si riporta ora, per completezza, un esempio dei calcoli effettuati per una portata inferiore a quella di progetto.

$$\tilde{Q} = 0.7 \frac{m^3}{s} < Q_{progetto} = 0.79 \frac{m^3}{s}$$

Si può osservare il variare dei rendimenti percentuale al variare dell'angolo in uscita  $\beta$ .

$\beta$	$\beta$ [rad]	Q	V	w[giro/min]	w[giro/s]	F <sub>1</sub>	F <sub>2+</sub>	F <sub>3</sub>	C	W	W	$\eta$
20	0.349	0.7	0.48	10	0.17	407.13	35.09	30.39	3681.07	3890.02	3.89	0.35
30	0.523	0.7	0.48	10	0.17	455.04	35.09	30.39	4112.28	4345.71	4.35	0.40
40	0.698	0.7	0.48	10	0.17	498.35	35.09	30.39	4502.07	4757.63	4.76	0.43
50	0.872	0.7	0.48	10	0.17	535.74	35.09	30.39	4838.61	5113.26	5.11	0.47

61	1.064	0.7	0.48	10	0.17	568.69	35.09	30.39	5135.15	5426.64	5.43	0.49
70	1.221	0.7	0.48	10	0.17	588.45	35.09	30.39	5312.98	5614.56	5.61	0.51
80	1.396	0.7	0.48	10	0.17	602.16	35.09	30.39	5436.41	5745.00	5.75	0.52
90	1.570	0.7	0.48	10	0.17	606.81	35.09	30.39	5478.23	5789.20	5.79	0.53

Tabella 4: esempio rendimenti per  $Q=0.7 \text{ m}^3/\text{s}$

## 4.2 Scenario B

Il secondo tentativo che è stato effettuato riguarda la modifica delle dimensioni della generica pala compresa tra corona esterna ed interna della ruota. Le dimensioni della pala “base” risultano note a priori; si è ipotizzato di poter approssimarne la forma ad una rettangolare di dimensioni  $0.8 \times 1.38 \text{ m}$ . (Si consulti disegno in appendice A) Si è ritenuto interessante effettuare questo particolare tipo di approfondimento dal momento che le dimensioni  $p$  e  $b$  della pala rientrano in quasi tutte le forze in gioco (formule 4-5).

Oltre, infatti, all’influenza esercitata nel calcolo della forza idrostatica dove, come è ben noto, rientra l’area della superficie su cui la spinta agisce, le due grandezze hanno ruolo fondamentale anche nel calcolo della forza resistente. La forza di Drag, appunto, ne dipende in modo lineare. Riassumendo, dunque:

$$F_{idrostatica} \propto bp^2 \quad ; \quad F_{resistente} \propto w^2pb$$

Ma non è tutto; il variare le dimensioni della pala, infatti, comporta una vera e propria modifica al movimento della ruota. Più la pala assume dimensioni ingenti e meno sarà veloce. Basti osservare la formulazione già riportata riguardante la velocità di rotazione (formula 7) per accorgersi che:

$$w \propto p^{-1}b^{-1}$$

Si è dovuto successivamente scegliere quale delle due dimensioni modificare; in questa scelta si è effettuato un semplice ragionamento di praticità: sappiamo, infatti, che queste ruote sono progettate e realizzate a mano da un artigiano. Sarà dunque più semplice, in fase di modifica, variare la “lunghezza” della pala (identificabile come  $p$  nella figura 18) piuttosto che la sua profondità. Questo comporterebbe il variare anche della distanza presente tra i due coronamenti della ruota.

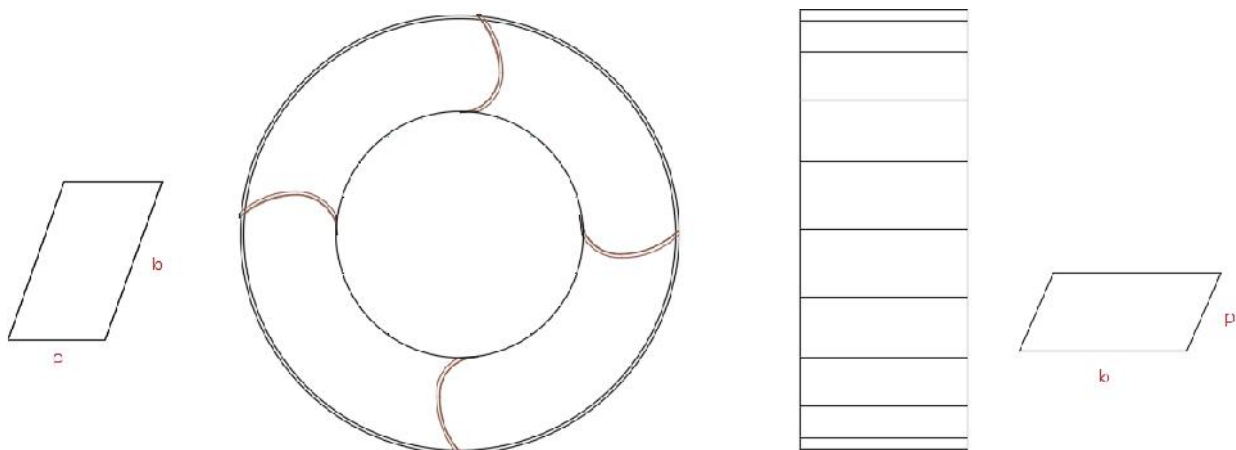


Figura 25: dimensioni pala

Si è dunque proceduto con il far variare la dimensione  $p$  della pala (che nel caso reale ricordiamo pari a 0.8 m) in un range di mezzo metro:

$$0.5 \leq p \leq 1 \text{ m}$$

Questi sono i risultati ottenuti in termini di rendimento:

$p$	$b$	$w[\text{min}]$	$w[\text{s}]$	$F_1$	$F_2$	$F_3$	$C$	$W$	$\eta$
1	1.38	9	0.152	724.33	54.83	30.96	6604.86	6301.73	0.51
0.95	1.38	10	0.160	724.33	49.48	32.59	6579.74	6608.19	0.53
0.9	1.38	10	0.169	724.33	44.41	34.40	6554.97	6949.04	0.56
0.85	1.38	11	0.179	724.33	39.61	36.43	6530.41	7330.24	0.59
<b>0.8</b>	<b>1.38</b>	<b>11</b>	<b>0.190</b>	<b>724.33</b>	<b>35.09</b>	<b>38.70</b>	<b>6505.93</b>	<b>7759.19</b>	<b>0.63</b>
0.75	1.38	12	0.203	724.33	30.84	41.28	6481.35	8245.19	0.66
0.7	1.38	13	0.217	724.33	26.87	44.23	6456.42	8800.16	0.71
0.65	1.38	14	0.234	724.33	23.16	47.63	6430.85	9439.56	0.76
0.6	1.38	15	0.253	724.33	19.74	51.60	6404.22	10183.85	0.82
0.55	1.38	17	0.276	724.33	16.59	56.29	6375.99	11060.67	0.89
0.5	1.38	18	0.304	724.33	13.71	61.92	6345.36	12108.29	0.98

Tabella 5: rendimenti al variare di  $p$

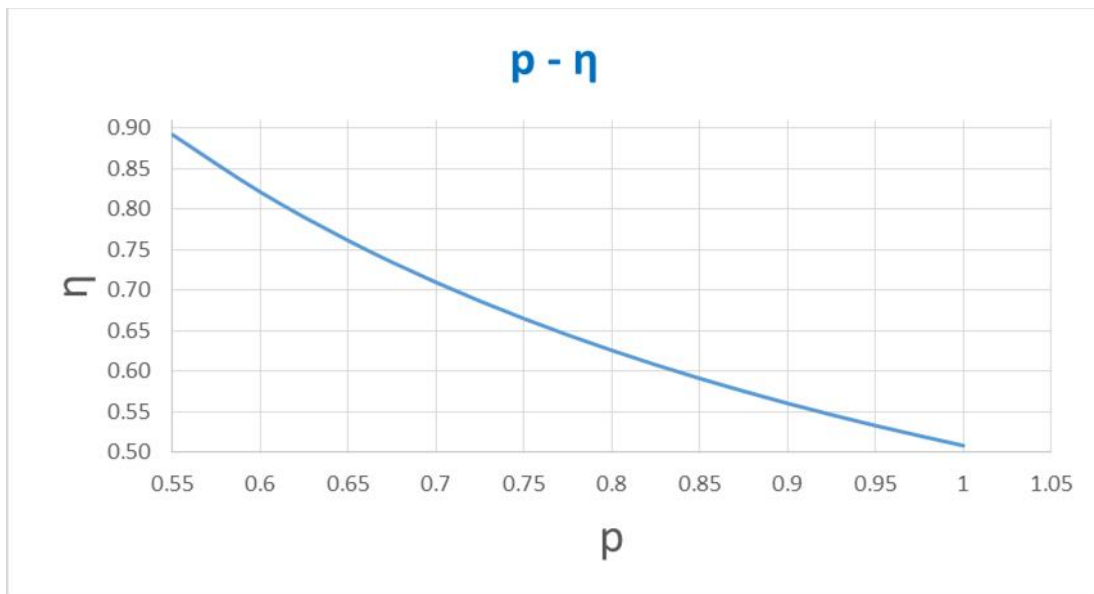


Grafico 3: rendimenti al variare di p

Tutto torna: per pale di dimensioni superiori la ruota gira meno velocemente e, allo stesso tempo, deve vincere una forza resistente inferiore. Nulla varia per quanto riguarda la spinta idrodinamica che non è influenzata dal cambio di geometria della pala. Discorso differente per quella idrostatica che, invece, cresce al rimpicciolirsi della pala. Il tutto può essere riassunto nel grafico sotto riportato:

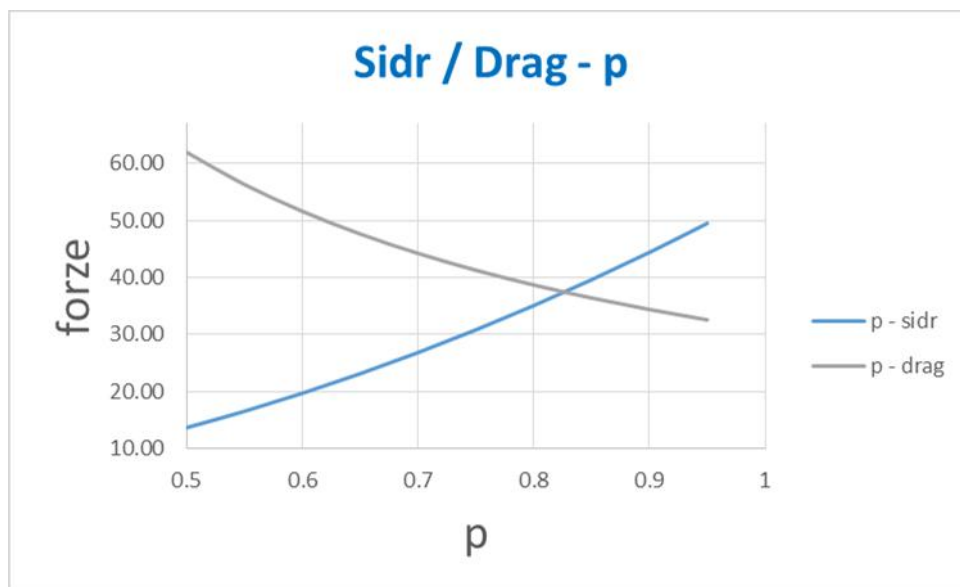


Grafico 4: Spinta idrostatica e forza di Drag al variare di p

Il compensarsi, quindi, dei due contributi sopra analizzati, fa in modo che, per assurdo, rimpicciolendo il più possibile la pala si abbiano dei rendimenti via via migliori; come sempre, però, ci si deve chiedere se nella realtà possano essere installate pale di dimensioni estremamente ridotte o se questo fatto può portare problemi di carattere più generale, di funzionamento e/o montaggio della macchina idraulica stessa.

## 4.3 Scenario C

Questo terzo tentativo riguarda, ancora una volta, le pale, vere protagonisti all'interno di questo nostro studio sulle efficienze raggiunte da una ruota idraulica. Nella situazione di base, ovvero considerando una ruota di diametro pari a 3.6 m, si contano 20 pale che si posizionano a circa 0.57 m le une dalle altre. Cosa succederebbe se procedessimo con il modificare il numero di pale presenti, al variare del diametro considerato, agendo quindi sul passo delle pale stesse?

Riassumiamo i procedimenti seguiti e i risultati ottenuti nelle successive tabelle di calcolo.

Nelle successive tabelle sono riportati, in ordine, i vari diametri considerati e il numero di pale relativo al dato passo  $t$ ; inoltre, si indicano rispettivamente con "n F1" e così via, il numero di pale interessate dalla forza  $F$  in questione. Ricordiamo che si identifica la forza idrodinamica con  $F_1$ , quella idrostatica con  $F_2$  e la resistente, o di Drag, con  $F_3$ .

D	num pale	passo t	n F1	n F2	n F3	W	$\eta$
3.2	25	0.4	7	5	4	10928.89	<b>0.88</b>
3.2	20	0.5	5	2	2	7759.19	<b>0.63</b>
3.2	18	0.57	5	2	4	7593.025	<b>0.61</b>
3.2	17	0.6	4	4	3	6271.826	<b>0.51</b>
3.2	14	0.7	3	2	2	4649.311	<b>0.37</b>
D	num pale	passo t	n F1	n F2	n F3	W	$\eta$
3.4	27	0.4	7	6	4	11004.22	<b>0.89</b>
3.4	21	0.5	6	5	4	9373.952	<b>0.76</b>
3.4	19	0.57	5	2	3	7676.108	<b>0.62</b>
3.4	18	0.6	5	2	4	7593.025	<b>0.61</b>
3.4	15	0.7	4	2	2	6204.251	<b>0.50</b>
D	num pale	passo t	n F1	n F2	n F3	W	$\eta$
3.6	28	0.4	7	7	5	10996.47	<b>0.89</b>
3.6	23	0.5	6	7	5	9441.527	<b>0.76</b>
3.6	20	0.57	5	2	2	7759.19	<b>0.63</b>
3.6	19	0.6	5	2	3	7676.108	<b>0.62</b>
3.6	16	0.7	4	3	3	6196.497	<b>0.50</b>
D	num pale	passo t	n F1	n F2	n F3	W	$\eta$
3.8	30	0.4	7	8	5	11071.8	<b>0.89</b>
3.8	24	0.5	7	4	4	10853.56	<b>0.88</b>
3.8	21	0.57	6	5	4	9373.952	<b>0.76</b>
3.8	20	0.6	5	2	2	7759.19	<b>0.63</b>
3.8	17	0.7	4	4	3	6271.826	<b>0.51</b>
D	num pale	passo t	n F1	n F2	n F3	W	$\eta$
4	31	0.4	7	8	6	10988.71	<b>0.89</b>
4	25	0.5	7	5	4	10928.89	<b>0.88</b>
4	22	0.57	6	6	4	9449.281	<b>0.76</b>
4	21	0.6	6	5	4	9373.952	<b>0.76</b>
4	18	0.7	5	2	4	7593.025	<b>0.61</b>

Tabella 6: rendimenti al variare del passo t

La scelta del numero di pale coinvolte dalle varie tipologie di forze è stato, forse, il punto più complesso di questa parentesi del nostro elaborato; la scelta, infatti, è soggettiva e, per poter avvicinarci il più possibile a ciò che accadrà nella realtà si è proceduto disegnando le ruote dai vari diametri e con il numero preciso di pale dipendente dal passo scelto. Solo così

facendo ed ipotizzando che le pale interessate dalla spinta idrodinamica fossero quelle collocate dalla pala di mezzeria in poi scendendo verso il punto inferiore della circonferenza della ruota, si è giunti alle conclusioni riportate nelle tabelle soprastanti.

Si inserisce uno schizzo del modello AutoCAD utilizzato per il calcolo del numero delle pale coinvolte.

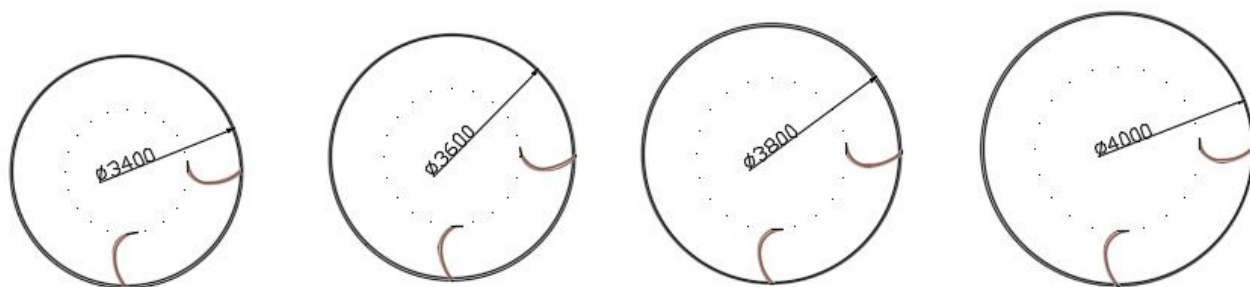


Figura 26: esempio modelli CAD calcolo numero pale

Analizziamo ora i risultati ottenuti al variare di diametri e numero di pale. Per tutte e 5 le casistiche, all'aumentare del passo  $t$  e dunque al diminuire del numero di pale complessive installate sul coronamento, si hanno rendimenti inferiori poiché inferiore è il numero delle pale interessate dalla spinta dell'acqua. Raffittendo, invece, il passo e incrementando il numero di pale si ha l'effetto opposto e si raggiungono rendimenti decisamente maggiori. Si sono raccolte tutte queste considerazioni all'interno di un grafico al variare del diametro, per i vari passi  $t$ :

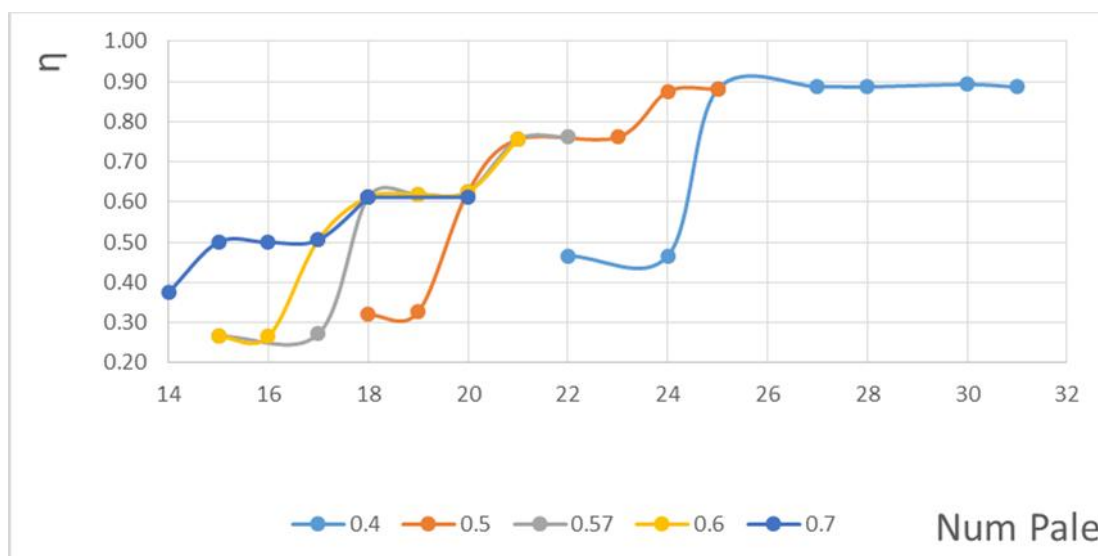


Grafico 5: rendimenti al variare di D per i vari passi



L'andamento dei grafici dei passi 0.6, 0.57 e 0.5 è simile e caratterizzato da una fascia minima prossima al 25%, una zona di incremento notevole ed una seconda fascia che identifica i valori massimi raggiunti; per il passo  $t=0.7$  si ha un andamento simile con la zona del valore massimo più protratta. Questo accade perché, oltre un certo numero di pale presenti sulla ruota, all'aumentare delle stesse, il numero coinvolto dalla spinta idrodinamica non varia, varia invece il numero delle pale coinvolte dalla spinta idrostatica e/o dalla forza resistente. Queste due forze, però, se paragonate in modulo al valore di quella idrodinamica, sono veramente limitate e, dunque, accade che per un numero di pale crescente il rendimento non subisca particolari variazioni.

Sembrerebbe, dunque, di poter constatare che, maggiore è il numero di pale interessate dalla spinta idrodinamica e maggiore è il rendimento. In termini puramente teorici questo è infatti pienamente vero ma, come sempre, si deve fare i conti poi con la casistica reale. Sulla ruota l'aggiunta anche solo di una pala grava sia in termini di peso, sia in termini di costo. Sarà dunque necessario ragionare se valga o meno la pena aggiungere un determinato numero di pale, incrementando peso e costi del macchinario.

Inoltre, come il signor Rigamonti ci ha più volte ricordato, è sempre meglio che il numero di pale da installare sia pari: in fase di montaggio, infatti, le pale vengono installate successivamente sulla struttura circolare in modo che una faccia da contrappeso a quella installata sul lato opposto.

## 4.4 Scenario D

Il quarto, ed ultimo, tentativo effettuato riguarda la variazione del tirante in uscita; in parole povere ci si chiede quale modifica nei valori del rendimento si avrebbe in caso di variazione del salto idraulico a cavallo della ruota. I tiranti sono stati fatti variare sempre prestando attenzione al fatto che, ovviamente, il salto che ne scaturisce deve essere adeguato al diametro della ruota in oggetto. Per esempio, non avrebbe senso utilizzare un salto di 2 m se il raggio della ruota è di 1.8 m; non solo non porterebbe alcun beneficio in termini energetici ma, anzi, interagendo con la parte al di sopra della mezzeria della ruota, ne comprometterebbe anche il corretto funzionamento.

Nel nostro caso, avendo una ruota di diametro pari a 3.6 m, si è fatta attenzione, durante le variazioni di tiranti sia a monte che a valle, al fatto che il salto non eccedesse mai il metro e ottanta.

Si è dunque proceduto mantenendo costante il valore del tirante in ingresso, lavorando sulla variazione del salto connessa alla modifica del tirante in uscita.

$$H_{in} = 0.95 \text{ m}$$

Questo valore del tirante in ingresso è lo stesso misurato in loco durante il rilievo effettuato a Maggio, ovvero il tirante con cui si è analizzato il rendimento della macchina idraulica nei capitoli precedenti. Per ottenere dunque una variazione nel salto si è proceduto nel modificare i valori del tirante a valle della ruota:

$$0.35 \leq H_{out} \leq 1.1 \text{ m}$$

Come già sottolineato in precedenza i tiranti in uscita sono stati selezionati con cura, facendo attenzione al fatto che il salto che ne scaturisce non oltrepassi mai il valore del raggio della ruota, ovvero che:

$$\Delta H \leq \frac{D}{2} \leq 1.8 \text{ m}$$

Questi sono i risultati, in termini di rendimento percentuale, al variare del salto:

[m]	[m]	[m]	
$r_i$	$r_o$	$\Delta H$	$\eta$
0.95	0.35	1.8	<b>0.56</b>
0.95	0.4	1.75	<b>0.57</b>
0.95	0.45	1.7	<b>0.59</b>
0.95	0.5	1.65	<b>0.61</b>
0.95	0.55	1.6	<b>0.63</b>
0.95	0.6	1.55	<b>0.65</b>
0.95	0.65	1.5	<b>0.67</b>
0.95	0.7	1.45	<b>0.69</b>
0.95	0.75	1.4	<b>0.72</b>
0.95	0.8	1.35	<b>0.74</b>
0.95	0.85	1.3	<b>0.77</b>
0.95	0.9	1.25	<b>0.80</b>
0.95	0.95	1.2	<b>0.83</b>
0.95	1	1.15	<b>0.87</b>
0.95	1.05	1.1	<b>0.91</b>
0.95	1.1	1.05	<b>0.95</b>

Tabella 7: rendimento al variare di  $H_{out}$

Com'è possibile facilmente osservare dalla tabella, il range di variazione dei rendimenti al variare del salto idraulico è davvero ampio. Si passa, infatti, da un valore di poco inferiore al 60% a quello decisamente elevato, prossimo all'unità. Altro elemento che, a parer mio, è

interessante notare è che, al diminuire del salto idraulico diminuisce anche il rendimento. E' un ragionamento che trova spazio se ci si allontana dal modo di pensare applicato, per esempio, a impianti idroelettrici di grandi dimensioni dove, per forza di cose, a grandi salti sono connesse grandi potenze e elevati rendimenti. In questi casi, dove si ha a che fare con impianti di piccolissime dimensioni, il rendimento è strettamente connesso alla particolare situazione e alle condizioni al contorno idrauliche che la caratterizzano. E' come se, in parole povere, ogni particolare ruota con le sue caratteristiche (principalmente di carattere geometrico) avesse un "salto ottimale" a cui è legato il massimo rendimento.

Guardando questi ultimi risultati ottenuti ed immaginando la situazione (ad un tirante costante in ingresso viene sottratta più o meno acqua dalla ruota che ne rilascia solo una parte), si può concludere che il rendimento aumenta in relazione a quanto la ruota riesce a trattenere l'acqua al suo interno.

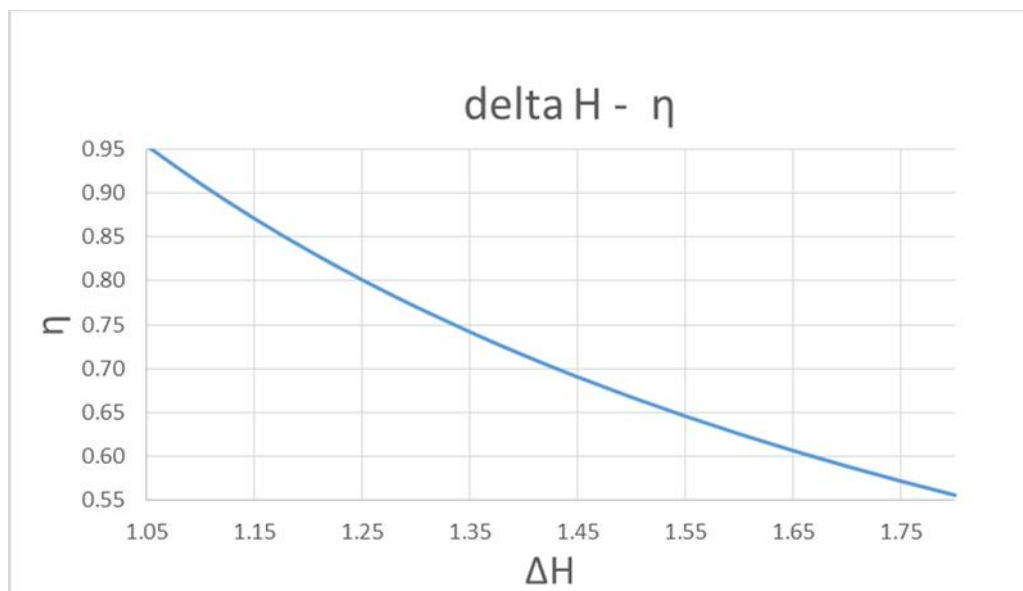


Grafico 6: rendimenti al variare di  $\Delta H$



# CAPITOLO 5

## CASO STUDIO: MULINO DI SOPRA

Nel ringraziare il Sig. Farri per la disponibilità mostrata nel corso dei rilievi durante i quali ci ha dato piena libertà, si introduce ora il secondo caso di studio, simile per geometrie e struttura a quello precedente ma ben differente dal punto di vista del funzionamento e dei rendimenti.

### 5.1 La ruota: caratteristiche tecniche e geometriche

La ruota del Mulino di Sopra, da noi visitata durante il rilievo di Maggio, è installata all'interno di una piccola concavità sottostante una parte di edificio. La ruota, di diametro pari a 3.8 m, gode di 24 pale curve equidistanziate da un passo poco inferiore a 0.5 m.

Si tratta sempre di una ruota costruita in ferro battuto dal signor Rigamonti.

Non è stato predisposto alcuno scivolo a monte della ruota (Figura 20.a) per convogliare il flusso nel migliore dei modi verso l'ingresso nella macchina idraulica. Anche e soprattutto per questo motivo, come vedremo successivamente, si creano turbolenze eccessive nella corrente che, sfiorando dal canale, si getta sulla pala con velocità ed angolo inadeguati. Il canale di adduzione, inoltre, non essendo perfettamente rettangolare come invece si era osservato per la ruota Sforza, genera ulteriori perturbazioni nella corrente in arrivo al macchinario: i filetti fluidi, che si possono considerare lineari nel caso Sforza, tendono a sovrapporsi poiché deviati dallo scontro con le pareti generando un moto ondoso e ulteriori perturbazioni che, senza ombra di dubbio, giocano a sfavore del perfetto inserimento del fluido sulle pale e dunque del rendimento. La fine del canale e la parte più esterna della pala della ruota, inoltre, distano quasi 10 cm; questa distanza notevole causa una notevole perdita di fluido.

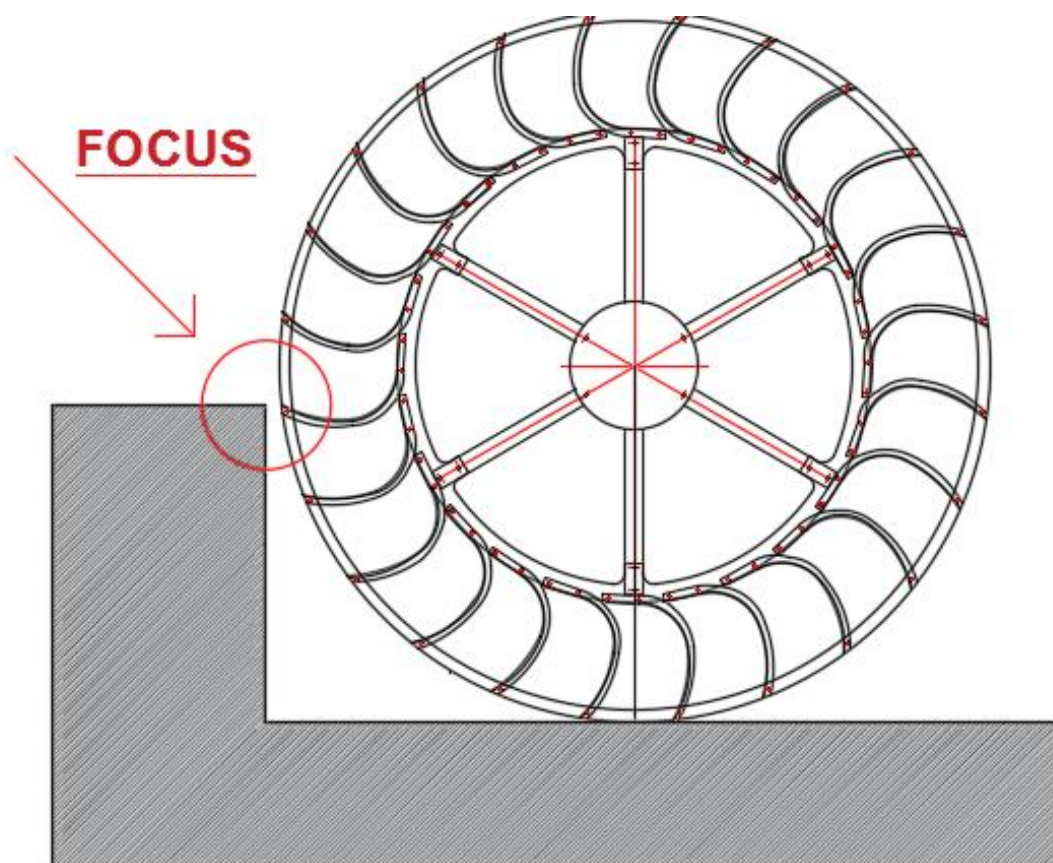


Figura 27: *focus sul gradino a monte della ruota*

Tutti questi aspetti possono essere considerati le cause del rendimento limitato, della perdita di acqua ben visibile lateralmente e del fastidioso rumore enfatizzato dall'ambiente in cui la ruota è installata.



Figura 21: *in evidenza la turbolenza del fluido a monte della ruota*



Figura 22: *ambiente di installazione della ruota*

A differenza di ciò che si era notato per la ruota Sforza, inoltre, l'angolo di uscita del fluido, ovvero l'angolo con cui la pala si "aggancia" alla corona interna della ruota, è molto pronunciato, e raggiunge i 90°.

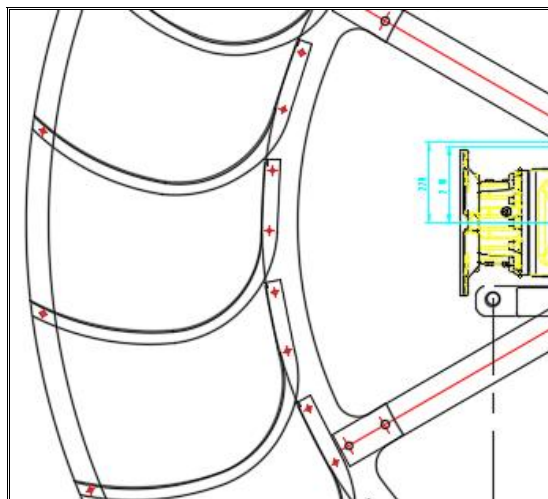


Figura 28: dettaglio angolo uscita pala

## 5.2 Calcolo del rendimento

Come fatto per la ruota Sforza, procediamo ora con il calcolo approssimativo del rendimento della macchina idraulica in questione. Si avrà, dunque, il contributo della spinta idrodinamica identificabile in  $F_1$ , quello della spinta idrostatica in  $F_2$  e la forza resistente (o di Drag) in  $F_3$ . Il calcolo delle forze in gioco è stato effettuato sempre seguendo le formule introdotte nel capitolo precedente, facendo ovviamente attenzione alle nuove geometrie della macchina e alle mutate caratteristiche idrauliche della corrente: si sono basati i calcoli su valori di portata prossimi ai 700 l/s e una velocità della corrente ipotizzata pari all'unità. A differenza della ruota Sforza, a causa della struttura in cui questa seconda macchina è inserita e a condizioni di piena del corso d'acqua nel giorno della nostra visita, è stato impossibile effettuare precise misure riguardanti il tirante idrico o le dimensioni del canale di adduzione.

[m <sup>3</sup> /s]	Q	0.7	Pala		
[m/s]	v	1	[m]	p	0.85
[m]	$\Delta H$	2.6	[m]	b	0.83

Tabella 8: caratteristiche ruota di Sopra



Nuovamente, nei calcoli, si è proceduto ipotizzando che la pala curva di forma indefinita possa essere identificata in un rettangolo di dimensioni  $p \times b$  per motivi puramente pratici. Con i dati sopra riportati, procedendo al calcolo del rendimento idraulico mediante la determinazione della coppia  $C$  agente sulla ruota, si ottiene, per la casistica reale al momento del rilievo:

[N]	[N]	[N]	[N*m]	[Watt]		
$F_1$	$F_2$	$F_3$	$C$	$W$	$\eta$	$\eta \%$
576.02	23.83	21.13	8826.307	9218.42	0.52	<b>52</b>

Tabella 9: rendimento ruota di Sopra

Dunque, per una ruota di 3.6 m di diametro, con portata transitante pari a 700 l/s si rileva una produzione energetica di poco più di 9 kW, per un rendimento idraulico pari al **52%**. E' immediato, dunque, osservare come, nonostante le caratteristiche geometriche e idrauliche delle due ruote non siano poi così differenti, i rendimenti ottenuti, invece, differiscono di più del 10%.

<b>RUOTA</b>	Sforza	di Sopra
$W$	7759.19	9218.42
$\eta$ (%)	<b>63</b>	<b>52</b>

Tabella 10: confronto rendimenti due ruote

## 5.3 Studio del rendimento

E' immediato chiedersi per quale motivo i due rendimenti differiscano di più del 10% se le condizioni al contorno risultano, a grandi linee, invariate. La risposta è subito persa chiara nell'osservare il movimento della ruota ma soprattutto dell'acqua nella ruota.

Infatti, se per la ruota Sforza, l'acqua entrava in modo indisturbato all'interno della macchina, con un angolo nullo rispetto all'asse immaginario della parte di pala saldata alla corona più esterna della struttura, per la ruota in questione il discorso è decisamente differente. Il flusso, sfiorando a stramazzo dal canale di adduzione, risulta sbattere con una certa violenza sul ferro del macchinario. Così facendo, non solo genera un fastidioso rumore, ma gran parte della quantità di moto viene persa e non sfruttata ai fini del movimento rotatorio del macchinario.



Figura 29: ingresso del flusso nelle pale

A questo punto è interessante analizzare la situazione dal punto di vista della direzione d'ingresso del fluido per poter comprendere di quanto si possa migliorare la situazione corrente. Si ipotizza, dunque, di modificare l'angolo di ingresso del getto a monte della ruota idraulica. Il calcolo della spinta idrostatica, che si semplifica notevolmente per i casi in cui l'angolo in ingresso  $\alpha$  è nullo, può essere facilmente effettuato mediante la semplice scrittura dell'equilibrio dinamico (pag. 444, Citrini-Nosedà). Le rimanenti forze, ovvero la spinta idrostatica e la forza resistente, non subiscono variazioni dal momento che non dipendono dall'angolo in ingresso  $\alpha$ . Vediamo ora, nel dettaglio, i risultati ottenuti per la ruota di Sopra:

		[N]	[N]	[N]	[N*m]	[Watt]	[KWatt]			
$\alpha_1$	$\beta$	$F_1$	$F_{2+}$	$F_3$	C	W	W	$\eta$	$\eta \%$	
0	90	841.06	23.83	21.13	12855.00	13426.09	13.43	0.75	<b>75</b>	<b>MAX</b>
10	90	841.54	23.83	21.13	12862.30	13433.72	13.43	0.75	<b>75</b>	
20	90	835.63	23.83	21.13	12772.35	13339.77	13.34	0.75	<b>75</b>	
30	90	823.35	23.83	21.13	12585.84	13144.97	13.14	0.74	<b>74</b>	
40	90	804.82	23.83	21.13	12304.17	12850.79	12.85	0.72	<b>72</b>	
50	90	780.17	23.83	21.13	11929.50	12459.47	12.46	0.70	<b>70</b>	
70	90	713.31	23.83	21.13	10913.20	11398.03	11.40	0.64	<b>64</b>	
80	90	671.61	23.83	21.13	10279.31	10735.97	10.74	0.60	<b>60</b>	
90	90	624.80	23.83	21.13	9567.81	9992.86	9.99	0.56	<b>56</b>	
100	90	567.395	23.83	21.13	8695.25	9081.54	9.08	0.51	<b>52</b>	
110	90	504.8718	23.83	21.13	7744.897	8088.967	8.09	0.45	<b>45</b>	<b>MIN</b>

Tabella 11: rendimenti al variare di  $\alpha$

Risulta immediato notare come, al variare di  $\alpha$ , si ottengano rendimenti veramente differenti gli uni dagli altri. Come ci si poteva immaginare, il rendimento maggiore è quello relativo al caso in cui il fluido entra indisturbato nella ruota, ovvero il caso già studiato ed analizzato precedentemente per la ruota Sforza (capitolo 3). Spostandoci dal valore nullo verso valori positivi di  $\alpha$  si nota, inizialmente, una prima fase in cui il rendimento non soffre la differente angolazione in ingresso del getto ed una fase successiva, per angoli superiori ai  $30^\circ$ , dove si constata un crollo del rendimento. Si riassumono i risultati ottenuti nel grafico successivo:

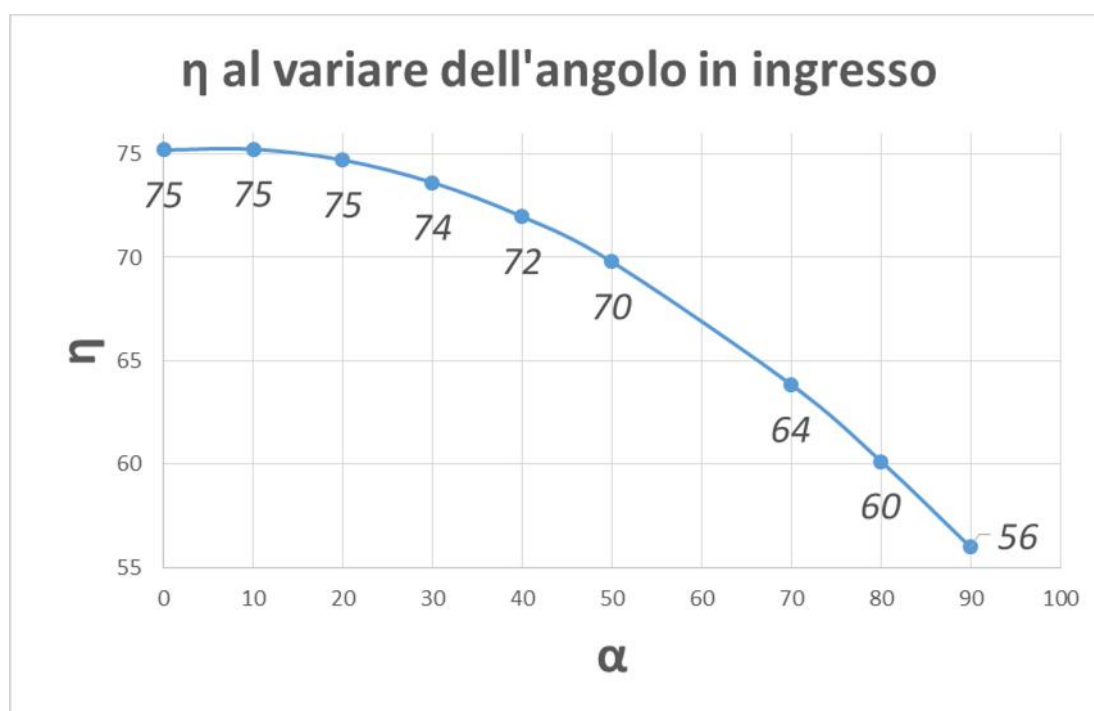


Grafico 7: rendimenti al variare di  $\alpha$

Gli angoli riportati sull'asse delle ascisse si riferiscono all'asse immaginario della pala nella sezione più prossima all'ingresso del fluido nella macchina. Si inseriscono, per puntualizzare, alcuni esempi di angoli in ingresso.

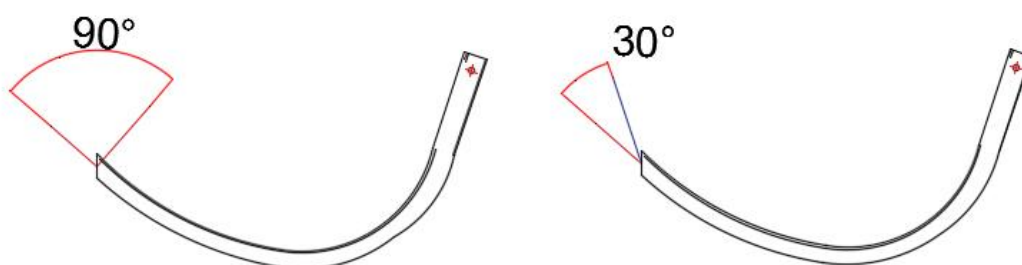


Figura 30: esempi di angoli in ingresso caratteristici

Al momento del rilievo effettuato a Maggio, in centralina, si era letto un valore di potenza generato pari circa a 9kW. Questo stesso valore, se confrontato con la tabella 11, corrisponde a una situazione di  $\alpha=100^\circ$  e rendimento  $\eta=52\%$ , valore già verificato con il procedimento del bilancio globale. L'angolo  $\alpha$  in questione risulta, effettivamente, corrispondere alla situazione osservata in fase di rilievo e giustifica il rumore eccessivo ed invalidante dell'impatto del getto sulla pala del macchinario.

Se dunque si ipotizzasse di poter contare su di un angolo in ingresso differente da quello reale sarebbe quindi possibile raggiungere rendimenti maggiori. Ma in che modo si può garantire questa differente condizione al contorno?

E' possibile, ad esempio, inserire uno scivolo all'interno del canale facendo in modo che esso riesca effettivamente a convogliare l'acqua verso la pala con un determinato angolo, facendo attenzione al fatto che lo scivolo e la pala non distino più di qualche cm; si dovranno, inoltre, evitare pendenze troppo elevate dello stesso scivolo che potrebbero creare vorticità e turbolenze non favorevoli ai fini dell'ingresso indisturbato del flusso sulla pala. Si tratta, dunque, di operare a livello del canale di adduzione, lasciando intonsa la struttura della ruota idraulica.

# CAPITOLO 6

## ANALISI ECONOMICA

A termine di questo nostro elaborato relativo al possibile inserimento delle ruote nel panorama delle macchine idrauliche per piccoli salti ci sembra opportuno effettuare una breve analisi economica per entrambe le casistiche affrontate nei capitoli precedenti.

Per fare ciò si è scelto un indice finanziario definito NPV (Net Present Value, o VAN, Valore Attuale Netto); esso identifica il valore attuale di una serie di flussi di cassa attualizzati sulla base del tasso di rendimento. In parole povere il VAN determina se un progetto rappresenti o meno un buon investimento nel corso di un numero definito (a priori) di anni. Esso rappresenta la ricchezza incrementale generata dal progetto di investimento, espressa come se fosse immediatamente disponibile.

E' necessario, innanzitutto, conoscere il costo iniziale complessivo dell'opera; per avere un'idea dell'ordine di grandezza del costo in questione si è chiesta consulenza al signor Rigamonti, grazie al parere del quale si è concluso che, per le due ruote in questione, escludendo la parte delle opere civili, le pratiche e l'eventuale regolazione idraulica, il costo base si aggira attorno ai 50,000 €.

$$C_{Sforza} = 50000 \text{ €} \quad C_{Sopra} = 50000 \text{ €}$$

$$D_{Sforza} = 3.2 \text{ m} \quad D_{Sopra} = 3.8 \text{ m}$$

Successivamente è stato necessario individuare il numero di ore di funzionamento della ruota; sappiamo, infatti, che di base entrambi i macchinari sono in funzione 7 giorni su 7, 24 ore al giorno. Si è, però, utilizzato un numero di ore  $t$  inferiore alle 8760 totali annuali,

tenendo in considerazione che, ai fini della manutenzione del macchinario, che richiede l'abbassamento delle paratie e lo stop della ruota, circa per 1 mese essa non sia in funzione. Dunque le ore totali di funzionamento effettivo considerate sono:

$$t = 8040 h$$

Si consideri ora un valore di potenza media annua per entrambi i macchinari pari rispettivamente a 4 e 6 kW/h, inferiore ai 7.76 e 9.22 kW/h ottenuti per il caso di progetto. Ipotizzando il costo unitario del kWh da fonte idroelettrica pari a 0.22 cent/kWh, si ottengono i seguenti risultati per un tasso dell'1%:

	SFORZA	SOPRA
<b>W [kWh]</b>	4.00	6.00
<b>Investimento iniziale [euro]</b>	50000	50000
<i>ruota stop 1 mese/anno</i>	<i>8040</i>	<i>8040</i>
<b>tasso [%]</b>	0.01	0.01
<b>costo energia [cent/kWh]</b>	0.22	0.22
<b>ritorno medio annuo [€]</b>	7075.20	10612.80

Tabella 12: *tabella riassuntiva*

Si è dunque riportato un valore indicativo del *ritorno medio annuo* derivante dalla vendita ad ente di tutta l'energia prodotta; in questa nostra analisi si segue dunque la strada della vendita dell'energia ma è possibile, in alternativa, sfruttare direttamente i kW generati. Il calcolo del Valore Netto Attuale è stato effettuato su un periodo di tempo di 20 anni, durante i quali si avrà un ingresso derivante dalla vendita dell'energia prodotta e un'uscita annuale ipotizzata pari a 300 € dovuta alle spese di mantenimento e manutenzione del macchinario. Questo è dunque il flusso di ingressi ed uscite su cui si baserà il calcolo del VAN (tabella riportata per i soli primi 10 anni):

SFORZA			SOPRA		
Anno	Ingressi	Uscite	Anno	Ingressi	Uscite
0	0	-50000	0	0	-50000
1	7075.2	-300	1	10612.8	-300
2	7075.2	-300	2	10612.8	-300
3	7075.2	-300	3	10612.8	-300
4	7075.2	-300	4	10612.8	-300
5	7075.2	-300	5	10612.8	-300
6	7075.2	-300	6	10612.8	-300
7	7075.2	-300	7	10612.8	-300
8	7075.2	-300	8	10612.8	-300
9	7075.2	-300	9	10612.8	-300
10	7075.2	-300	10	10612.8	-300

Tabella 13: bilancio ingressi uscite nel corso dei primi 10 anni

Basandoci su queste due tabelle e considerando un intervallo temporale di 20 anni si è infine proceduto al calcolo vero e proprio del VAN:

	SFORZA	SOPRA
<b>VAN</b>	€ 81,892.65	€ 145,098.54
van/anno	€ 8,189.26	€ 14,509.85

Tabella 14: VAN delle due ruote

E' risaputo che, per quanto l'indice VAN sia piuttosto soggettivo poiché estremamente sensibile alla variazione del tasso utilizzato, il fatto che esso risulti positivo ci conferma sicuramente il fatto che il nostro risulta essere un buon investimento. Comunque sia, al di là delle considerazioni di genere economico, ricordiamo che l'installazione di questa tipologia di impianti/macchinari è auspicabile per il loro grande contributo nello sfruttamento di energie rinnovabili.

Ci si chiede, infine, in quanto tempo risulterebbe possibile recuperare il denaro investito inizialmente per l'installazione e la messa in funzione del nostro macchinario. Questo lasso di tempo viene definito in termini tecnici "periodo di pareggio" o "break even period" e si ottiene, semplicemente, analizzando i flussi in ingresso e in uscita nel corso degli anni, senza porre attenzione all'attualizzazione degli stessi. Si tratta di un primo indice che ci permette di

avere un'idea di massima dell'investimento effettuato. Noto l'investimento iniziale, i flussi in ingresso e quelli in uscita dovuti principalmente alla manutenzione, questo è l'andamento dei flussi durante i primi anni di vita della prima ruota, la ruota Sforza:

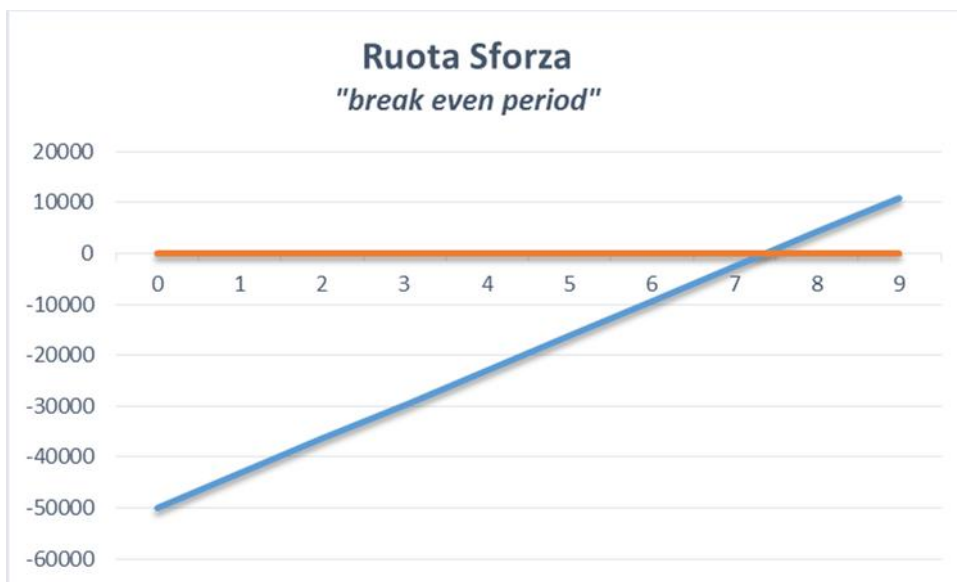


Grafico 8: break even period Ruota Sforza

Trascorsi, quindi, 7 anni e 5 mesi circa, l'investimento iniziale sarà totalmente recuperato grazie ai flussi in ingresso derivanti dalla vendita dell'energia prodotta dalla ruota. Contando che i macchinari in questione godono di vite utili di circa 25 anni, si può dunque concludere che un punto di pareggio di poco superiore ai 7 anni può sicuramente essere soddisfacente.

Se si effettua lo stesso ragionamento per la ruota di Sopra, noto l'investimento e i flussi in ingresso e in uscita si ottiene il seguente grafico relativo al periodo di pareggio:



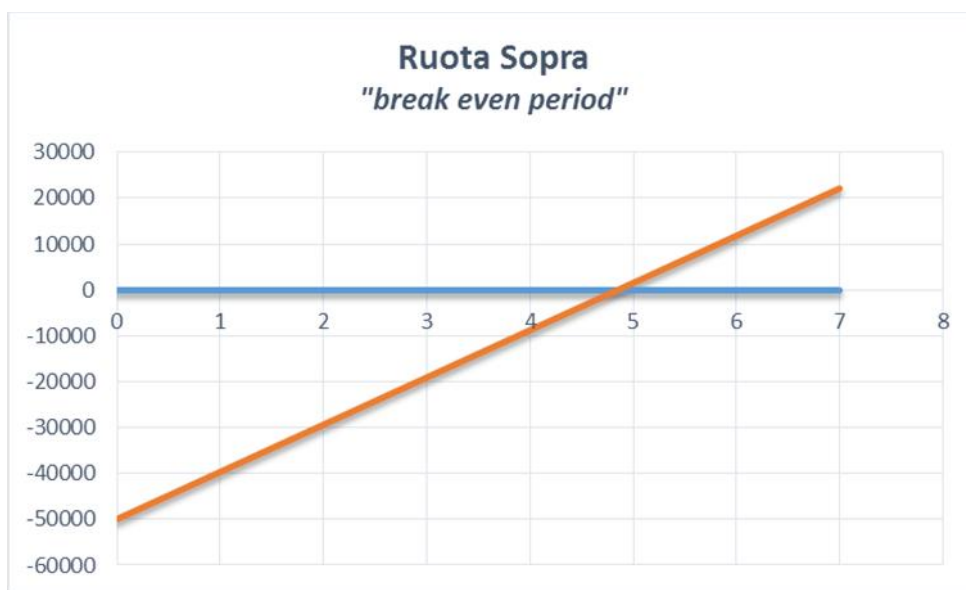


Grafico 9: *break even period ruota di Sopra*

In questo secondo caso si nota come il periodo necessario al recupero dell'investimento iniziale sia decisamente inferiore, dal momento che i flussi in ingresso derivanti dalla vendita dell'energia sono maggiori. Il periodo in questione si aggira attorno ai 4 anni e 11 mesi. Di poco cambia la situazione: in entrambi i casi, con le vite utili ipotizzate, si riscontrano periodi di pareggio inferiori agli 8 anni.

## CAPITOLO 7

# CONCLUSIONI

Con questo nostro elaborato si è cercato di effettuare una panoramica sulle possibilità dell'ingresso delle ruote all'interno del grande mondo dei macchinari idraulici. Dal focus storico è subito parso chiaro come si stia parlando di macchinari introdotti nel panorama europeo centinaia di anni orsono, sebbene con materiali e con principi di funzionamento differenti: la ruota idraulica, vale la pena ricordarlo nuovamente, è il primo macchinario in grado di funzionare senza l'apporto umano o animale, sfruttando semplicemente la forza lavoro generata da una risorsa rinnovabile quale l'acqua. Anche per la sua lontana (in termini temporali) nascita non è stato semplice recuperare libri di testo e letterature che affrontassero questo specifico argomento, e i pochi testi che ne discutono risalgono al periodo compreso tra la fine del 1700 e l'inizio del 1900.

Grazie all'approfondimento sulle ruote a pale curve ideate dal francese Poncelet ci siamo avvicinati, in un secondo momento, al prototipo di macchinario che, si pensa, sia il più adatto all'installazione su corsi d'acqua caratterizzati da salti limitati, dell'ordine dei 2-5 m.

Prima, poi, di passare ai due casi studio, si sono presentate le varie tipologie di ruote idrauliche presenti sul territorio al giorno d'oggi, concentrandosi su quale potesse essere l'ambiente migliore per la loro installazione sia in termini idraulici che paesaggistici. Sono state, inoltre, analizzate, una ad una, le forze che entrano in gioco nel bilancio globale su cui si è basato il calcolo della coppia motrice  $C$ , responsabile del movimento rotatorio della macchina. Solo comprendendo, infatti, la fisica alla base del funzionamento della ruota è possibile in un secondo momento approfondire varie ipotesi di interventi atti a migliorare il funzionamento e il rendimento della ruota idraulica. Due sono i casi studio riportati: la prima ruota, la ruota Sforza, che gode di un salto di 1.6m generando una energia di circa 7.76 kWh, è caratterizzata da un rendimento pari al **63%**.

La seconda ruota, quella del mulino di Sopra, installata a cavallo di un salto pari a 2.6m, genera un'energia di circa 9.22 kWh per un rendimento del **52%**. Se, nel primo caso, soddisfatti del rendimento riscontrato si è provato con modifiche geometriche ed idrauliche ad ottenere aumenti in percentuale del rendimento stesso, nel secondo caso, invece, ci si è chiesti per quale motivo una ruota con la possibilità di sfruttare un salto nettamente superiore avesse un rendimento così limitato. La risposta è apparsa subito chiara al momento del rilievo effettuato nel mese di Maggio: il flusso transitante dal canale di adduzione alla ruota, non entra in modo indisturbato sulla pala, ma ci impatta in modo piuttosto violento. Questo non accade nella ruota Sforza, dove l'acqua entra con direzione esattamente tangenziale a quella dell'asse longitudinale della pala, grazie soprattutto alla presenza di una rampa che accompagna il flusso fino al suo ingresso nel macchinario.

Modificando, dunque, l'angolo di ingresso, ipotizzando di attuare delle modifiche di carattere strutturale allo scivolo anteposto alla ruota, si ottengono per l'appunto rendimenti che oltrepassano persino di qualche punto percentuale il **70%** ed un'energia superiore ai 13kWh. Vale dunque la pena investire su opere civili esterne al macchinario idraulico per poter godere di un aumento percentuale notevole del rendimento.

Sul caso della ruota Sforza si sono approfonditi, invece, alcuni possibili scenari di modifiche, sempre con l'obiettivo dell'incrementare il più possibile l'efficienza del macchinario. Nello specifico si è concluso che più l'angolo in uscita del getto è prossimo ai 90° e maggiore è il rendimento percentuale; semplicemente variando, dunque, la geometria della pala nell'estremità che si collega alla corona interna si possono ottenere risultati decisamente soddisfacenti. Altro tentativo è stato effettuato modificando il numero di pale per un set specifico di diametri: in questa fase, tenuto conto della soggettività della scelta del numero di pale coinvolte da ogni singola forza agente, si è compreso come, sempre ai fini dell'ottenere un rendimento superiore a quello di base, sia importante incrementare il più possibile il numero di pale su cui il getto in arrivo dal canale di adduzione riesce ad inserirsi. Infine, modificando il tirante idrico in uscita e, conseguentemente, il salto  $\Delta H$  specifico del macchinario, si è sottolineato come sia preferibile optare per una ruota che sia in grado di trattenere più a lungo possibile il fluido al suo interno, sfruttandone dunque al massimo le capacità di generare lavoro.

Per poter, in conclusione, comprendere se l'installazione di una ruota idraulica o la sua riqualificazione sia stata o meno conveniente in termini economici si è effettuata una sintetica analisi economica dalla quale si può sicuramente constatare che, nello specifico caso in cui tutta l'energia prodotta venga venduta al prezzo incentivato fissato AEG di 0.22 €/kWh

e con un tasso di attualizzazione pari all'1%, per entrambe le ruote si avrebbe un ritorno medio annuo da non sottovalutare, che si aggira attorno ai 7.000-10.000€.

Entrambi gli investimenti, dunque, come si può verificare anche dai valori del VAN riportati nel capitolo precedente, danno esiti positivi ed è possibile, inoltre, recuperare il denaro investito all'anno zero con tempi limitati, inferiori agli 8 anni per entrambe le casistiche.

Questo ci porta, senza alcun dubbio, ad affermare che la ruota idraulica rappresenta un ottimo mezzo per poter sfruttare una risorsa rinnovabile con discreti riscontri in termini di produzione energetica, senza dover incappare in costi di progettazione, installazione e manutenzione eccessivi, come ad esempio per le turbine di ultima generazione, molto più sofisticate e che richiedono opere civili specifiche che rappresentano un investimento molto ingente.

Il presente studio dimostra come l'introduzione della ruota idraulica per lo sfruttamento dell'acqua nei canali irrigui vada incontro all'obiettivo di uso plurimo dell'acqua ovvero ai criteri più moderni nella gestione delle risorse idriche. Si osserva inoltre che l'essenzialità e semplicità degli micro-impianti idroelettrici di questo tipo si sposa bene al paesaggio rurale e può essere ritenuta di bassissimo impatto ambientale.

## Riferimenti bibliografici

*“Turbomàquinas Hidràulicas”*, Manuel Polo Encinas, Limusa

*“Idraulica”*, 1979, D. Citrini - G. Nosedà, Casa editrice Ambrosiana

Dispense del Corso di *“Impianti Speciali Idraulici”*, prof. Alberto Bianchi AA 2015/2016

*“Pompe e impianti di sollevamento”*, Bianchi – Sanfilippo, ed. Hoepli

[www.fotovoltaiconorditalia.it](http://www.fotovoltaiconorditalia.it), *“Come viene prodotta l'energia in Italia nel 2016”*, A. Fuda

*“The Rotary Hydraulic Pressure Machine”*, J. Senior – P. Wiemann – G. Muller, University of Southampton (UK)

*“Hydropower converters with head differences below 2-5 m”*, Hecht – Kisliakov – Muller – Schneider, ICE Publishing

*“J.-V. Poncelet, les ingenieurs militaires et les roues et turbines hydrauliques”*, Belhoste – Lemaitre



**APPENDICE A**  
**DISEGNI TECNICI RUOTA SFORZA**

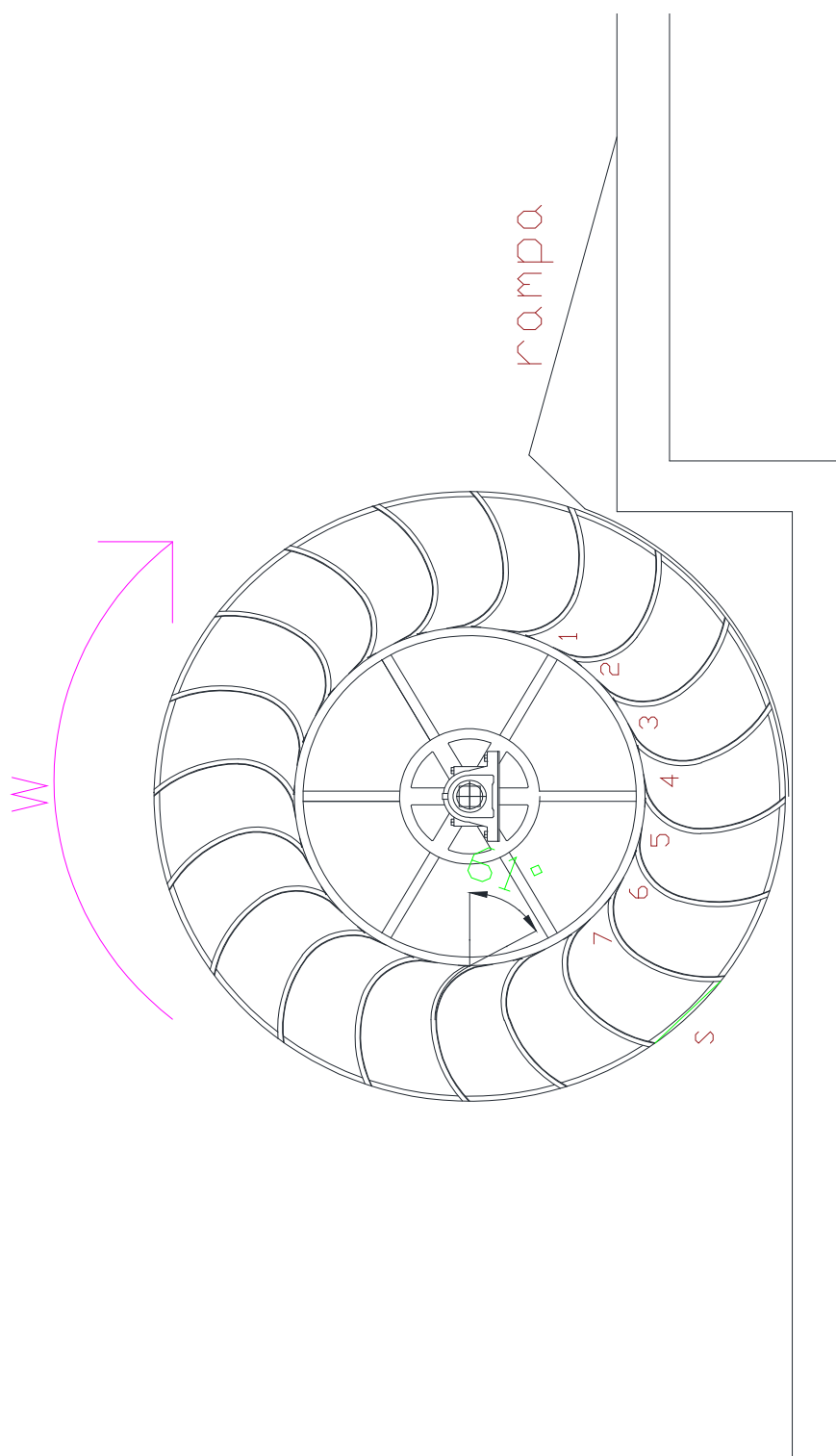


Figura 31: ruota Sforza, fronte; dettaglio geometrico



Pala  $p \times b$  - 0.8x1.38 [m]

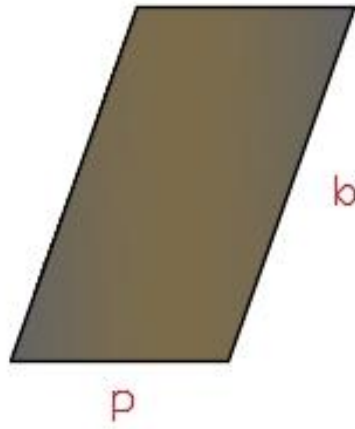


Figura 32: dettaglio semplificato pala

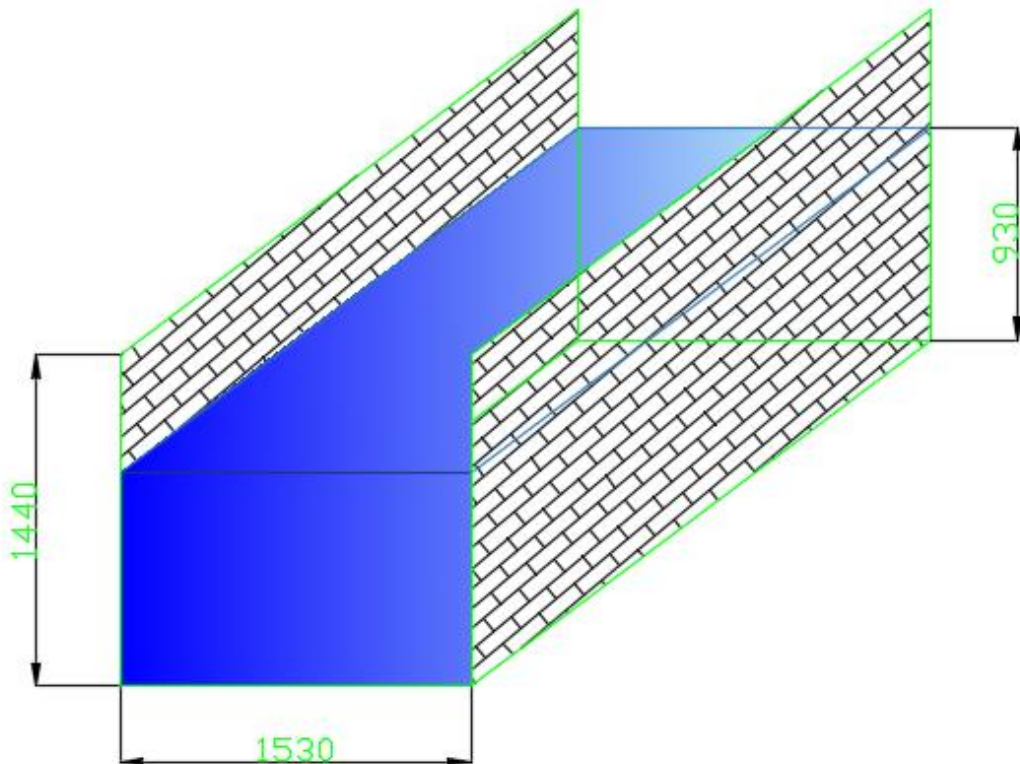


Figura 33: canale di adduzione alla ruota



**APPENDICE B**  
**DISEGNI TECNICI RUOTA SFORZA**

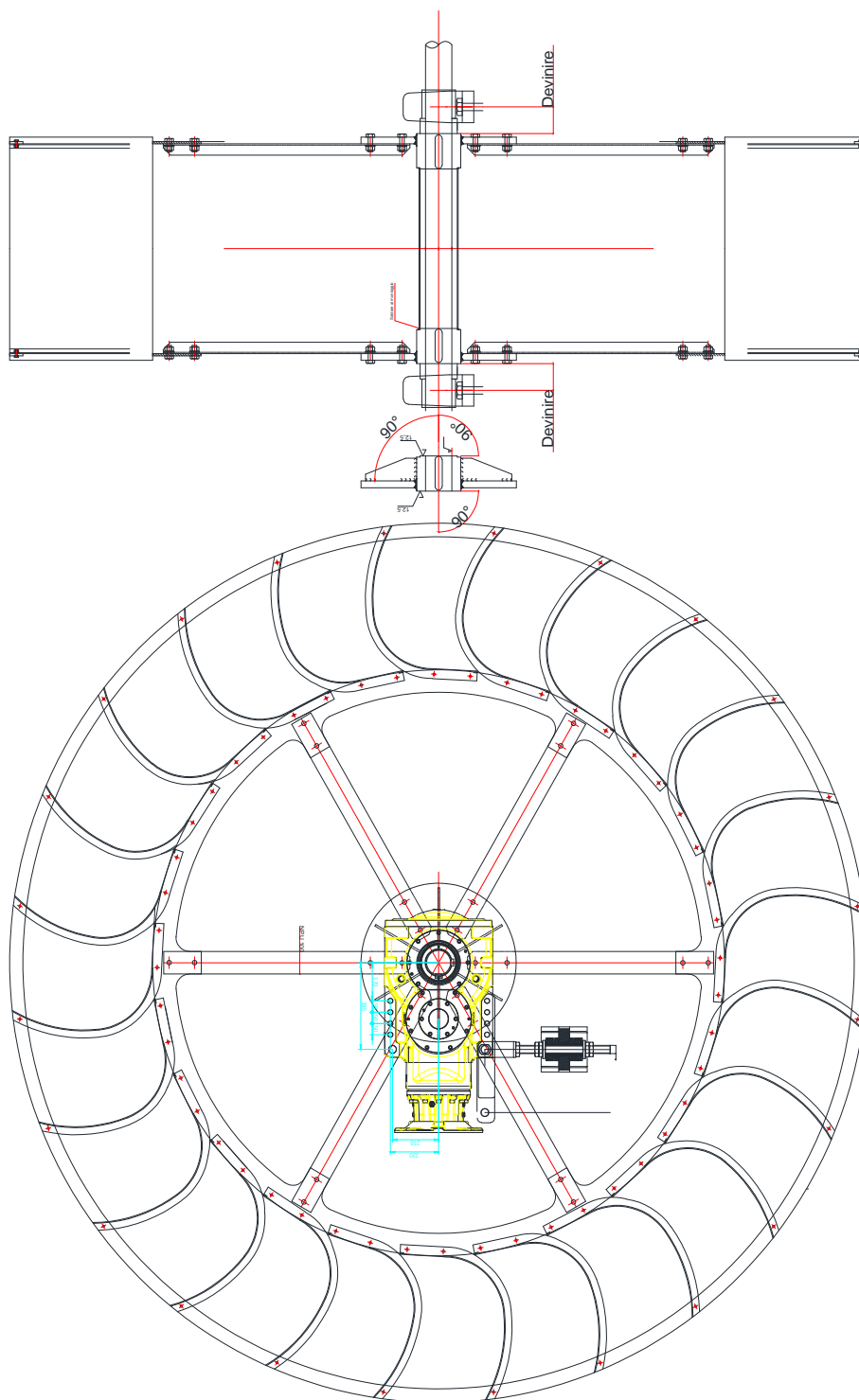


Figura 34: ruota mulino di Sopra, dettagli geometrici