

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'autoveicolo e della
produzione

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi dei metodi di progettazione di una turbina Francis



Relatore

prof. Antonio Mittica

Candidato

Marco Cavicchioli

Novembre 2018

Indice

1. Energia e ambiente	1
1.1. Introduzione	1
1.2. Quadro mondiale	1
1.3. Energia e ambiente	3
1.4. Energia in Italia	5
1.5. Conclusioni	6
2. Energia idroelettrica	8
2.1. Introduzione	8
2.2. Energia elettrica	8
2.3. Energia idroelettrica	9
2.3.1. Energia idroelettrica in Italia	10
2.4. Impianti idroelettrici	11
2.4.1. Impianti idroelettrici ad acqua fluente	12
2.4.2. Impianti a serbatoio e a bacino	13
2.4.3. Impianti di accumulazione	14
2.4.4. Impianti in condotte idriche	15
2.4.5. Mini idraulica	16
2.4.6. Impianti multi obiettivo	17
2.5. Impatto ambientale degli impianti idroelettrici	17
2.6. Conclusioni	19
3. Tipologie di macchine idrauliche	21
3.1. Introduzione	21
3.2. Dati di progetto	21
3.3. Teoria della similitudine	22
3.4. Gruppi Π significativi in idraulica	24
3.5. Classificazione delle turbine idrauliche	26
3.6. Rendimenti delle turbine idrauliche	28
3.7. Diagramma di durata	30
3.8. Scelta del tipo di macchina	34
3.9. Conclusioni	34

4. Generalità sulla turbina Francis	36
4.1. Introduzione	36
4.2. Cenni storici	36
4.3. Calcoli pre-dimensionamento	37
4.3.1. Portata di progetto	37
4.3.2. Rendimento totale	37
5. Progettazione della girante	39
5.1. Forma del condotto meridiano	39
5.1.1. Formulazione	39
5.1.2. Calcoli	48
5.2. Linee di corrente	53
5.2.1. Formulazione	53
5.2.2. Calcoli	65
5.3. Bordi ingresso uscita pala	69
5.4. Incidenza ottimale all'ingresso della girante	72
5.4.1. Formulazione	72
5.4.2. Calcoli	82
5.5. Profilo pala girante	83
5.6. Modello 3D della pala	85
6. Dimensionamento distributore	87
6.1. Introduzione	87
6.2. Dimensionamento	87
6.3. Schiere radiali - trasformazione conforme delle coordinate	89
6.4. Risultati calcoli pala distributrice	102
7. Verifica fluidodinamica della macchina	106
7.1. Macchina originale	106
7.1.1. Modello per l'analisi	106
7.1.2. Analisi dei risultati	109
7.2. Macchina riprogettata	113
7.2.1. Analisi del distributore originale	113
7.2.2. Riprogettazione del distributore	115
7.2.3. Verifica fluidodinamica della macchina riprogettata	117

8. Conclusioni	121
Bibliografia	123
Lista dei simboli	124
Ringraziamenti	127

Capitolo 1

Energia e ambiente

1.1 Introduzione

Le problematiche legate al fabbisogno energetico mondiale sono sempre più in contrasto con le scarse disponibilità di combustibili e con i problemi dell'impatto ambientale. Con il passare degli anni queste problematiche sono sempre più all'ordine del giorno e fonte di dibattiti economici e politici. In questo scenario hanno acquisito sempre più interesse le fonti alternative di produzione di energia, tra le quale una consistente percentuale è prodotta fruttando l'energia idroelettrica. Risulta allora evidente come la studio di una macchina idroelettrica risulti più che mai attuale; soprattutto se questa analisi viene fatta non solo per acquisire informazione sul funzionamento della macchina, ma anche con occhio critico volto a migliorarla.

1.2 Quadro mondiale

Secondo la Statistical Review of World Energy il consumo globale di energia primaria è decelerato nettamente nel 2014, anche se la crescita economica globale è stata simile al 2013. Il consumo è aumentato per tutti i combustibili, raggiungendo livelli record per ogni tipo di combustibile ad eccezione dell'energia nucleare; la produzione è aumentata per tutti i combustibili ad eccezione del carbone. Per il petrolio e il gas naturale, la crescita del consumo globale è stata più debole rispetto alla produzione. I dati suggeriscono che le emissioni globali prodotte dall'industria energetica di CO₂ sono cresciute al loro tasso più lento dal 1998, ad eccezione nel periodo immediatamente successivo alla crisi finanziaria. Le economie emergenti hanno rappresentato per tutta la rete una crescita dei consumi energetici, sulla media negli ultimi dieci anni. Nonostante la crescita dei consumi cinesi sia la più lenta dal 1998, la Cina ha ancora registrato un grande incremento a livello mondiale di energia primaria e di consumo per il quattordicesimo anno consecutivo. I Consumi degli OECD (Austria, Belgio, Repubblica Ceca, Danimarca, Estonia, Finlandia, Francia, Germania, Grecia, Ungheria, Islanda, Irlanda, Italia, Lussemburgo, Olanda, Norvegia, Polonia, Portogallo, Slovacchia, Slovenia, Spagna, Svezia, Svizzera, Turchia, UK, Australia, Canada, Chile, Israele, Giappone, Mexico, Nuova Zelanda, Sud Korea, US) hanno sperimentato un calo maggiore della media, questa diminuzione, massima in Europa e Giappone è però compensata da una crescita superiore alla media negli Stati Uniti. Il consumo di energia nella UE è sceso al livello più basso dal 1985. L'andamento dei prezzi di energia nel 2014 è stato generalmente debole, con i prezzi del petrolio e del carbone scesi a livello globale. I prezzi del gas sono diminuiti in Europa, sono stati relativamente piatti in Asia, e sono aumentati in America del Nord. Lo sviluppo globale di consumo di energia primaria è aumentato di appena lo 0,9% nel 2014, una marcata decelerazione rispetto il 2013 (+ 2,0%) e ben al di sotto della media degli ultimi dieci anni

2,1%. La crescita nel 2014 è rallentata per ogni combustibili tranne il nucleare, che è anche l'unico combustibile a crescere con un tasso superiore alla media. La crescita è stata significativamente al di sotto della media degli ultimi dieci anni per l'Asia, Europa, Eurasia, Sud e Centro America. Il petrolio rimane il leader dei consumi del mondo, con il 32,6% dell'energia globale di consumo, ma ha perso quote di mercato per il quindicesimo anno consecutivo. Anche se le economie emergenti hanno continuato a dominare la crescita globale di consumo di energia, la crescita in questi paesi (+ 2,4%) era ben al di sotto della sua media decennale del 4,2%. Cina (+ 2,6%) e India (+ 7,1%) hanno registrato il maggiori incrementi nazionali per il consumo di energia globale. I consumi OECD è sceso del 0,9%, che è una caduta maggiore della recente media storica. Per il secondo anno consecutivo la robusta crescita degli US (+ 1,2 %) è stata più che compensata dal calo nel consumo di energia della UE (-3,9%) e del Giappone (-3,0%). Il calo del consumo energetico dell'UE è stato il secondo più grande calo percentuale record (superata solo in seguito alla crisi finanziaria nel 2009). Il problema principale che affligge i diversi Stati in campo energetico è la mancanza di fonti primarie. A ciò si aggiunga la crescita costante della domanda di energia, soprattutto sotto la spinta dei paesi asiatici quali Cina e India, come si può osservare in fig.1.1.

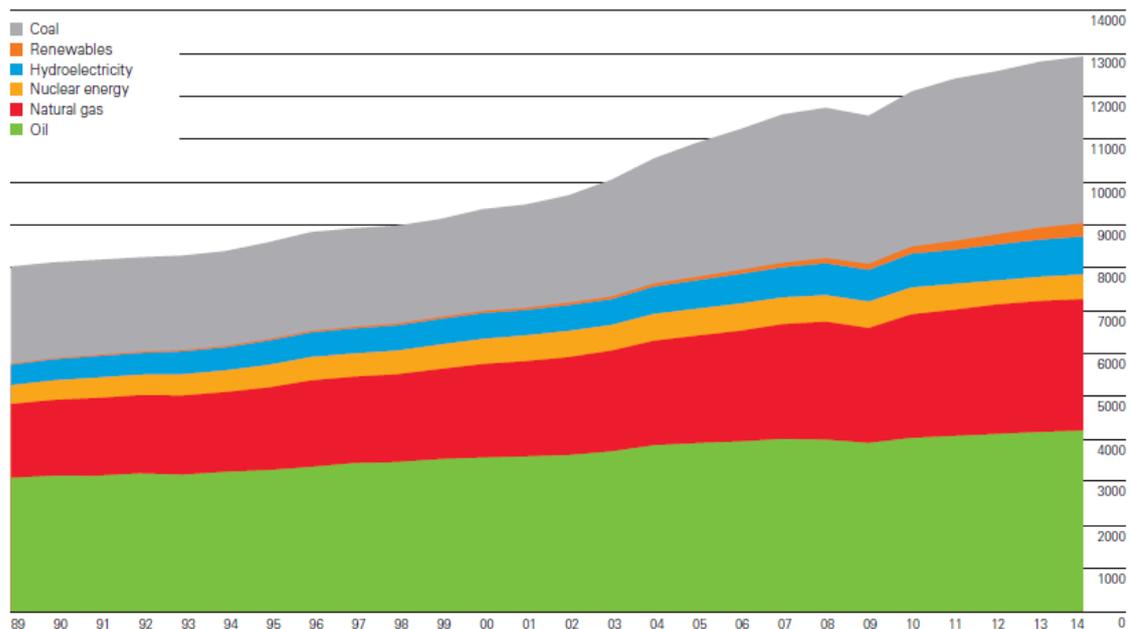


Figura 1.1: Consumi globali in Mtep annui a partire dal 1989.

Per quanto riguarda l'offerta, oltre il 56% delle riserve accertate di petrolio sono presenti in Medio Oriente, il 40% del gas naturale è contenuto in giacimenti in Russia e Medio Oriente. Gli ultimi dati del 2014 sul rapporto riserve di petrolio su produzione annua indicano in 40 anni la disponibilità di riserve. Tuttavia i nuovi giacimenti sono di dimensioni sempre più contenute e si trovano in posti di difficile accessibilità. La produzione di petrolio sta diminuendo giorno rispetto al 2015 per i tagli dei paesi del Medio Oriente. Questo fatto, unito alle speculazioni economiche e alla svalutazione della moneta americana ha fatto aumentare il costo del barile fino a 147.27 dollari il giorno 11

luglio 2008, a fronte di un costo medio di estrazione di 13 dollari. Dalle informazioni riportate si osserva che l'Europa è assente come paese possessore di combustibili fossili: la dipendenza dagli altri Stati risulta perciò molto forte. Si stima che circa il 50% del fabbisogno energetico sia acquistato all'esterno della Comunità Europea, con un trend di crescita che dovrebbe arrivare al 70% nel 2030. Nel dettaglio le importazioni coprono l'80% della domanda interna di petrolio, il 55% di quella di gas e il 38% di quella di carbone.

Da questa breve analisi si intuisce che vi sono tre fattori distinti, ma interdipendenti, che possono determinare il futuro scenario internazionale: economia, ambiente, geopolitica. I rischi che maggiormente affliggono questa dipendenza energetica della comunità europea da paesi esterni, sono di tipo economico e sociale. I primi sono facilmente intuibili in quanto si è sempre vincolati ai prezzi di vendita dei paesi che detengono il monopolio delle riserve fossili. Inoltre in caso di interruzione della fornitura sarebbero le categorie meno abbienti di ogni nazione a risentirne, con un conseguente calo dell'occupazione. Sul piano economico il forte aumento del costo del greggio fa da volano per gli aumenti di tutte le altre fonti fossili e vi è il rischio, più che fondato, che i prezzi restino stabilmente alti. L'aspetto ambientale è invece un fattore nuovo da prendere in considerazione: finora si consideravano dannosi solo gli impatti locali o regionali. Oggi invece si è capito che bisogna intervenire a livello globale per abbassare le emissioni di gas climalteranti. In questo già di per sé complesso contesto si inseriscono gli aspetti geopolitici che portano a scontri tra produttori e consumatori e addirittura tra produttori stessi. Le tensioni politiche aumentano sempre più a causa del forte potere di mercato dei paesi estrattori di petrolio e delle richieste sempre maggiori di combustibili fossili da parte dei paesi in crescita economica. Infatti al forte aumento dei prezzi non è corrisposta una contrazione dei consumi, anzi. Le nazioni emergenti quali Cina, India, Brasile, Russia stanno incrementando di quasi 10 punti percentuali il loro PIL annuo, e per ottenere questi risultati necessitano di forti importazioni di fonti energetiche primarie. Questa globalizzazione in campo energetico porta ad una forte dipendenza nei confronti dei paesi dominanti: la decisione di un singolo produttore di petrolio può ripercuotersi, amplificandosi, in tutti i mercati. Inoltre è dimostrata l'inefficacia delle singole politiche nazionali e regionali non supportate da un organo sovranazionale forte e competente in materia.

1.3 Energia e ambiente

Un fattore importantissimo per la produzione di energia, oltre alla gestione degli approvvigionamenti delle fonti fossili, è la questione ambientale legata all'inquinamento. Infatti l'utilizzo dei combustibili fossili comporta l'immissione nell'ambiente di diverse categorie di sostanze che presentano un ciclo di smaltimento naturale molto lento. Questo porta ad un impatto sull'ambiente molto critico. Nel Quarto Rapporto di valutazione pubblicato nel 2007 dal Comitato Intergovernativo sul Cambiamento Climatico [IPCC, 2008] si è constatato che la concentrazione di CO_2 in atmosfera è aumentata del 35% rispetto al 1750, che il riscaldamento del pianeta è cresciuto di $0.13^{\circ}C$ per decade negli ultimi 50 anni, valore doppio rispetto a quello degli ultimi 100 anni. Inoltre il livello del

mare si è elevato di 3.1 mm all'anno nel periodo 1993-2003, in confronto a 1.8 mm/anno nel periodo 1961-1993. Questi fenomeni si ipotizza siano dovuti, se non interamente, in gran parte all'uomo e all'utilizzo dei combustibili fossili, principale causa dell'immissione di CO_2 . Risulta allora legittimo chiedersi quale sarà lo scenario futuro del nostro pianeta. L'IPCC prevede un innalzamento di 3°C della temperatura media nel 2100, con le seguenti ricadute sull'ambiente:

1. il livello del mare potrebbe crescere di 43 cm;
2. la calotta polare artica potrebbe sciogliersi quasi completamente durante i mesi estivi;
3. i ghiacciai alle medie e basse altitudini potrebbero ridursi drasticamente;
4. gli estremi climatici (grandi ondate di caldo e grandi alluvioni, siccità e uragani) potrebbero manifestarsi sempre con maggior frequenza.

Da queste premesse nasce la volontà dei maggiori Stati del mondo ad impegnarsi nella riduzione dell'emissione dei gas serra. Questi possono essere seguite due vie: ridurre i consumi di combustibili fossili o sequestrare in apposite zone la CO_2 . Il protocollo di Kyoto, trattato internazionale sottoscritto da più di 160 paesi nel 1997, non distingue sulle metodologie di intervento, ma prevede l'obbligo di ridurre l'emissione di anidride carbonica, metano, idro-fluorocarburi e ossido di diazoto da parte di tutti i paesi più industrializzati. Per diventare operativo, il trattato doveva essere ratificato da almeno 55 paesi che producono il 55% delle emissioni inquinanti. Ciò è stato possibile solo con l'adesione della Russia nel 2004. L'accordo è quindi entrato in vigore il 16 febbraio 2005. Il protocollo definisce un meccanismo di scambio di crediti di emissione di anidride carbonica per cui un paese che abbia conseguito una diminuzione delle emissioni superiore al proprio obiettivo può cedere tali crediti ad un altro paese che non sia stato in grado di rispettare gli impegni presi. I punti chiave raccolti sono i seguenti:

- per i Paesi più industrializzati vige l'obbligo di ridurre le emissioni di gas serra di almeno il 5% rispetto ai livelli del 1990, nel periodo di adempimento che va dal 2008 al 2012;
- gli stessi Paesi devono predisporre progetti di protezione di boschi, foreste, terreni agricoli che assorbono anidride carbonica;
- si possono guadagnare crediti aiutando i Paesi in via di sviluppo ad evitare emissioni inquinanti ed esportando tecnologie pulite;
- i Paesi firmatari andranno incontro a sanzioni se mancheranno di raggiungere gli obiettivi.

Nel 2012 i rappresentanti dei 194 paesi che hanno partecipato hanno sì rinnovato l'impegno al rinnovo del protocollo di Kyoto. Il protocollo di Kyoto è stato modificato in modo da essere valido anche a partire dal 1° gennaio 2013. I governi hanno poi deciso che la durata del secondo periodo sarà di 8 anni. I paesi che stanno assumendo altri impegni nel quadro del Protocollo di Kyoto hanno accettato di rivedere i propri impegni di riduzione delle emissioni al più tardi entro il 2014

L'Unione Europea ha rilanciato il suo impegno sull'ambiente nella riunione del Consiglio Europeo del marzo 2007. Si vuole raggiungere l'obiettivo di contenere in 2°C l'aumento della temperatura della terra rispetto al periodo pre-industriale tramite una riduzione del 20% al 2020 delle emissioni di gas serra. Inoltre si è impegnata ad utilizzare, sempre nel 2020, almeno il 20% di fonti rinnovabili per la produzione di energia elettrica, rispetto all'8.5% odierno e di ridurre la quota di energia utilizzata tramite un aumento del risparmio.

1.4 Energia in Italia

I dati definitivi sul bilancio elettrico del 2014 fanno registrare una riduzione del fabbisogno del 2,5% sul 2013. Il totale dell'energia richiesta in Italia è stato pari a 310,5 miliardi di kilowattora.

Si registra una riduzione complessiva dei consumi del 2,1%: l'industria scende dell'1,9%, il domestico del 4,1%, il terziario dello 0,8% e l'agricoltura del 5,4%.

E' aumento il contributo delle rinnovabili sul fabbisogno pari al 38,9% (era il 35,1% nel 2013). La produzione lorda di energia elettrica da fonti rinnovabili aumenta del 7,7% raggiungendo i 120,7 miliardi di kWh. Continua l'incremento della produzione fotovoltaica (+3,3%) e si registra un forte incremento sia della produzione idroelettrica rinnovabile (+10,9%) sia delle bioenergie (+9,6%). Si conferma il primato del gas naturale, con una quota del 54,5% della produzione termoelettrica.

La potenza complessiva risulta in calo del 2,2% rispetto al 2013; tale decremento è dovuto al parco termoelettrico per il quale si registrano 3.446 MW in meno rispetto al 2013 (-4,6%), continua invece l'incremento del fotovoltaico, circa il 2,3% in più rispetto al 2013.

Dodici regioni su venti risultano in deficit di produzione rispetto al fabbisogno.

Tutti questi dati sono riassunti nella tabella 1.1:

GWh	2013	2014	2013/2014
Produzione netta	278832,6	269147,9	-3,5%
Idrica	54068,6	59754,9	10,2%
Termica	183403,9	167080,2	-8,9%
Geotermica	5320,1	5566,6	4,6%
Eolica	14811,6	15088,6	1,9%
Fotovoltaica	21228,7	21837,5	2,9
Destinata ai pompaggi	2495,2	2329,1	-6,7%
Produzione destinata al consumo	276337,4	266818,8	-3,3%
Energia elettrica importata	44337,9	46747,5	5,4%

Energia elettrica esportata	2200,2	3031,1	37,8%
RICHIESTA	318475,1	310535,2	-2,5%
Perdite di rete	21187,5	19451,7	-8,2%
CONSUMI	297287,5	291083,5	-2,1%
Agricoltura	5677,1	5372,1	-5,4%
Industria	124870,8	122505,0	-1,9%
Terziario	99756,5	98951,4	-0,8%
Domestico	66983,2	64255,0	-4,1%

Tabella 1.1: produzione e consumi di energia elettrica in Italia relativi agli anni 2013 e 2014.

Nel 2014, la richiesta di energia elettrica è stata soddisfatta per l'85,9% da produzione nazionale, per un valore pari a 266,8 miliardi di kWh, con una riduzione del 3,4% rispetto al 2013. La restante quota del fabbisogno è stata coperta dalle importazioni nette dall'estero, per un valore pari a 43,7 miliardi di kWh, 3,7% in più rispetto all'anno precedente. Per quanto riguarda, in particolare, la produzione nazionale, nel 2014 si registra un incremento delle fonti rinnovabili (idrica, eolica, fotovoltaica, geotermica e bioenergie) sul consumo interno lordo di energia elettrica del 7,7%. La produzione eolica lorda ha raggiunto i 15,2 miliardi di kWh (+1,9%), la produzione fotovoltaica lorda ha raggiunto i 22,3 miliardi di kWh (+3,3%), la produzione lorda da bioenergie ha raggiunto i 18,7 miliardi di kWh (+9,6%). Le produzioni da fonte idrica e termica, che rappresentano rispettivamente il 22,1% ed il 62,1% circa della produzione netta nazionale, sono risultate, rispetto all'anno precedente, in crescita (+10,2%) per quanto riguarda l'idroelettrico.

1.5 Conclusioni

Da questa breve analisi è facilmente osservabile che le fonti maggiormente usate sono quelle che più di tutte scarseggiano, risulta quindi inevitabile un loro aumento di prezzo. Per Questo motivo i paesi industrializzati sono sempre più indirizzati verso combustibili alternativi e risorse rinnovabili. Molto probabilmente i prezzi stessi imporranno questo tipo di cambiamento prima che si arrivi ad un completo esaurimento dei giacimenti fossili. Il risultato è l'obbligo economico e sociale di spostare il mercato verso le fonti meno critiche nei riguardi dell'ambiente e nell'approvvigionamento.

Capitolo 2

Energia idroelettrica

2.1 Introduzione

Nel capitolo precedente si può osservare come i consumi globali di energia siano in costante crescita e crescono anche le problematiche connesse a quest'ultimi. Le problematiche sono di due tipi: politici di reperimento delle fonti primarie e ambientali legati alla produzione di gas CO_2 . In questo contesto si inseriscono le fonti di energia rinnovabili come possibile soluzione per le criticità delle fonti fossili o tradizionali. Ad oggi però le fonti rinnovabili non possono essere considerate un'alternativa effettiva. E' quindi necessario un investimento sulla ricerca di nuove fonti rinnovabili e un ulteriore sviluppo di quelle già note. Questo capitolo ha infatti come scopo quello di analizzare una delle fonti rinnovabili più utilizzate al mondo: l'energia idroelettrica.

2.2 Energia elettrica

Le origini dell'industria elettrica nel mondo si possono far risalire al 4 settembre 1882, quando a New York inizia a funzionare la centrale di Pearl Street, realizzata da Thomas A. Edison per servire una piccola rete. La data di nascita dell'industria elettrica italiana risale al giugno 1883 quando il prof. Giuseppe Colombo, interpellati industriali e finanziari lombardi, fa entrare in servizio a Milano la centrale termoelettrica (potenza installata pari a 400 kW in corrente continua) per illuminare i portici di Piazza del Duomo e la Galleria Vittorio Emanuele. Nel 1887 vengono realizzate le prime installazioni idroelettriche in quanto la mancanza di giacimenti di combustibili fossili interni al paese induce l'industria del settore, con l'aumento dei consumi, ad orientarsi verso la produzione di energia elettrica da fonte idrica. Sorge così il problema del trasporto dell'energia, perché le centrali idroelettriche sono lontane dai centri di consumo. In Italia il primo esempio notevole di trasporto a distanza risale al 1898 con la centrale di Paderno sull'Adda (potenza di 10 MW in corrente alternata trifase) la cui energia viene trasportata a Milano su un percorso di 32km alla tensione di 13.5 kV. Il primo ventennio del secolo è caratterizzato da una crescita rapida della produzione, soprattutto idroelettrica, dall'utilizzo di corrente alternata trifase, dallo sviluppo delle reti di trasporto e di distribuzione. Nel 1916 viene avviata la produzione di energia geotermoelettrica a Larderello, utilizzando i soffioni boraciferi. Alla fine di questo primo periodo, che si può far coincidere con il 1918, la produzione italiana di energia elettrica può essere valutata in 4.3GWh, di cui 4.1GWh idroelettrici. La rete da 130 kV (la prima linea a questa tensione in Italia risale al 1923) viene integrata dalla rete a 220 kV nel 1929; i consumi aumentano notevolmente. Il decennio dal 1938 al 1948 risente del regime bellico e di numerose difficoltà di approvvigionamento dei materiali e della manodopera, che rallentano considerevolmente il ritmo di costruzione di nuovi impianti. A partire dal 1941 la disponibilità di energia diviene insufficiente al fabbisogno e si

rendono necessarie limitazioni obbligatorie dei consumi, stabilite per legge, che raggiungono la maggior severità nell'inverno 1948-49 dopo un anno di grave siccità. I danni arrecati dalla guerra all'attrezzatura elettrica italiana sono considerevoli, ma l'opera di ricostruzione da parte delle aziende elettriche è immediata, cosicché le limitazioni cessano del tutto a partire dal 1950. Dopo il 1948 continua la costruzione di impianti idroelettrici, ma contemporaneamente inizia la costruzione di impianti termoelettrici. La fonte idroelettrica mantiene la prevalenza fino al 1963: a partire da quell'anno continua ad aumentare solo leggermente a causa del progressivo esaurimento di risorse idriche competitive, mentre la produzione di energia elettrica di origine termica cresce rapidamente, con un tasso annuo di incremento del 21% fino al 1973. La produzione di energia elettrica di fonte nucleare, iniziata con la centrale di Latina nel 1963 (a cui erano seguite le centrali di Garigliano, Trino Vercellese e Caorso), dopo aver superato il 4% della quota totale italiana a metà degli anni Ottanta, viene azzerata dalle scelte di politica energetica attuate in seguito all'incidente avvenuto nel 1986 nella centrale nucleare di Chernobyl (Ucraina).

2.3 Energia idroelettrica

La prima fonte energetica utilizzata in sostituzione della forza muscolare ed animale è stata quasi sicuramente l'energia contenuta nei salti idrici e nei fiumi. Gli egiziani e i greci, prima del 2000 a.C., sfruttavano il corso dei fiumi per macinare il grano. I romani costruirono ruote che sollevavano l'acqua. Nel Medioevo i mulini ad acqua furono perfezionati per ottenere più potenza e quindi una maggior quantità di farina. La prima turbina moderna fu progettata da James B. Francis nel 1850. Il primo generatore, per corrente alternata, accoppiato con una turbina idraulica fu realizzato sulle cascate del Niagara nel 1895. Attualmente, nel mondo, l'energia idroelettrica è sicuramente la più sfruttata tra le fonti rinnovabili: circa il 17% dell'energia elettrica mondiale si ricava dall'acqua. Il contributo a questo valore dato da ciascun continente è rappresentato in figura 2.1.

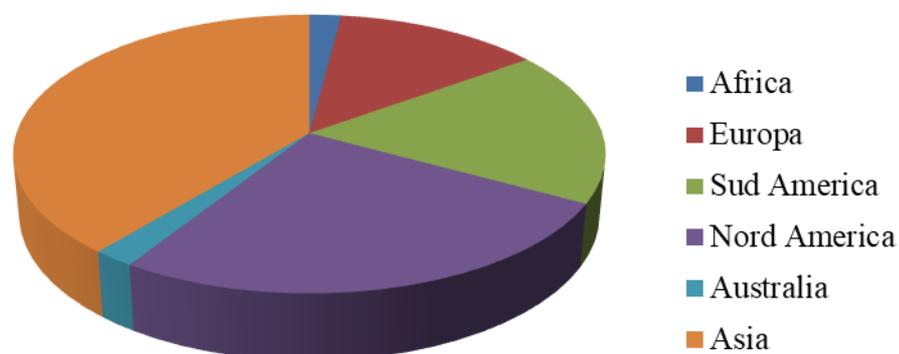


Figura 2.1: contributi mondiali di ciascun continente alla produzione di energia idroelettrica.

Vi sono però notevoli disparità tra i diversi paesi a seconda della ricchezza d'acqua dei fiumi e dei bacini. Ad esempio nel Sud America il 58% dell'elettricità è di origine idrica. L'Europa e il Nord America hanno ormai sfruttato quasi interamente la risorsa idroelettrica disponibile sul territorio; al contrario Sud America, Africa e Asia presentano ancora ampi margini di sviluppo futuri. Le centrali idroelettriche rappresentano ad oggi i più grandi impianti esistenti al mondo. Nel 1984 sul fiume Paranà, al confine tra Brasile e Paraguay, è stata inaugurata la centrale di Itaipu, che con i suoi 13000 MW è attualmente la più grande centrale elettrica del mondo. La centrale delle Tre Gole, sul fiume Yang-Tze in Cina, che è stata ultimata nel 2009 con la presenza di 22 turbine, possiede una potenza di 18000 MW, superando Itaipu.

L'Italia ha avuto la prerogativa di essere uno stato pioniere nello sfruttamento dei salti idrici in quanto le prime esperienze risalgono al 1889. Per un lungo periodo questa è stata la fonte principale per l'intero paese, tanto che nel 1963, come già anticipato, ricopriva il 65% della domanda nazionale. Negli anni successivi l'idroelettrico ha perso sempre più importanza dato anche il rapido aumento dei consumi, che sono quadruplicati dal '63 ad oggi. Rispetto ai 12517 MW del 1963 si è arrivati ai 20000 MW odierni anche grazie ai grandi impianti di pompaggio. Per un paese come il nostro, dove le fonti fossili sono scarse, l'energia idroelettrica rappresenta una ricchezza sia in termini economici che ambientali.

Attualmente è difficile ipotizzare la realizzazioni di altre grandi centrali idroelettriche, ma si può migliorare l'efficienza di quelle esistenti, recuperare quelle in disuso, costruire impianti di mini e micro idraulica. Secondo la Relazione Generale sulla Situazione Economica del Paese stilata dal Ministero dell'Economia, nel 2007, le fonti rinnovabili in Italia coprono il 7.5% del fabbisogno energetico totale. Di questa quota, l'idroelettrico ne fornisce il 62.4%, con un calo dell'11% rispetto all'anno precedente a causa della minore disponibilità di acqua nei bacini e nei corsi fluviali. Infatti, come con qualsiasi altra fonte rinnovabile, bisogna considerare la forte variabilità: ad anni ricchi di piogge (come nel triennio 1999-2001) possono seguire anni di carenza d'acqua (triennio 2003-2005). Nel complesso l'Italia è caratterizzata da un volume di piogge superiore alla media europea. Nella Pianura Padana e nell'arco alpino si hanno infatti più di 1100 mm l'anno. Un problema molto sentito in campo idrico è la gestione della risorsa, manca infatti un'autorità centrale in grado di coordinare e pianificare. Il Paese ha carenze pure di nel sistema infrastrutturale: il 42% dell'acqua immessa negli acquedotti viene persa durante il trasporto.

2.3.1 Energia idroelettrica in Italia

L'industria idroelettrica italiana, ha avuto fasi alterne di sviluppo e di crisi. Lo sviluppo maggiore in Italia è stato nel periodo negli anni del primo dopo guerra, quando sono state costruite le maggiori centrali italiane, che sono tutt'ora in funzione. In termini percentuali, la produzione di energia elettrica da fonte idraulica nel 1963 rappresentava il 65% della produzione complessiva, mentre nel 1980 rasentava il 25%. L'enorme richiesta di energia legata al boom economico degli anni '60 e la forte industrializzazione ha portato alla costruzione di grosse centrali termoelettriche, le quali (viste le enormi potenze in gioco

rispetto all'idroelettrico) ha causato, per un lasso di tempo di circa 30 anni, un periodo di stasi nell'industria idroelettrica europea e italiana in particolare. Le fasi principali di questa stasi, coincidono con l'emanazione da parte dello stato di alcune leggi chiave per quanto riguarda l'industria elettrica italiana. Il 6 dicembre 1962 viene emanata la Legge 1643 che prevedeva la nazionalizzazione del sistema elettrico e istituiva l'Ente Nazionale per l'Energia Elettrica (ENEL) a cui venivano demandate tutte le attività di produzione, importazione ed esportazione, trasporto, trasformazione, distribuzione e vendita dell'energia elettrica da qualsiasi fonte prodotta. Il monopolio ha certamente enfatizzato il periodo di crisi che ne è seguito soprattutto per il piccolo idroelettrico. La progressiva diminuzione degli ordini di turbine con, in molti casi, la vendita di interi rami di azienda a grossi gruppi esteri ha portato nell'arco di un ventennio, alla perdita di know-how sulle turbine idroelettriche. I primi segni di ripresa si ebbero nei primi anni '80 quando, con la legge 308 del 29/05/1982, lo stato tolse il monopolio all'ENEL sugli impianti di potenza inferiore ai 3MWe alimentati da fonti rinnovabili, permettendo la costruzione o la riattivazione di centrali idroelettriche. L'unico vincolo era l'obbligo di vendere l'energia all'ente statale. Per capire il numero degli impianti dismessi, si pensi che ENEL nel 1982-1983 dimise circa 300 piccoli impianti perché ritenuti improduttivi e non più strategici. Questa operazione portò sì ad una prima liberalizzazione del settore, ma lo rese di fatto non strategico per una decina di anni. La svolta si ebbe nei primi anni '90 quando si cominciò a parlare di liberalizzazione del mercato elettrico e di energia rinnovabile. Nel 1992 lo stato trasformò ENEL in una società per azioni e nel 1996 la direttiva europea 92/96/CE diede le prime indicazioni per la liberalizzazione del mercato elettrico. Nel 1999 con il decreto legislativo 79/99 (noto come Decreto Bersani) e l'introduzione dei certificati verdi (CV) il mercato delle centrali idroelettriche e di conseguenza quello delle turbine ha cominciato ad avere una crescita importante. Nella finanziaria del 2008, il parlamento ha approvato i nuovi meccanismi incentivanti per le centrali idroelettriche di nuova costruzione fissando una tariffa omnicomprensiva pari a 0.22 Euro/kWh prodotto per 15 anni. Questo ha spinto ancora di più il mercato degli impianti idroelettrici.

2.4 Impianti idroelettrici

Sin dalle origini quella idroelettrica è stata ed è ancora una tra le più utilizzate fonti rinnovabili di energia al mondo per le sue interessanti caratteristiche:

- lo sfruttamento dell'acqua non altera in modo sensibile l'ecosistema;
- presenta una grande flessibilità nei confronti delle richieste della rete;
- ha un rendimento molto elevato;
- non inquina l'atmosfera;
- è una tecnologia matura, con rischi e benefici noti.

Gli impianti idroelettrici trasformano l'energia potenziale e cinetica dell'acqua in caduta da una certa altezza in energia meccanica e successivamente in energia elettrica. I sistemi principali che permettono che avvenga questa conversione comprendono:

1. un bacino di raccolta;
2. le opere di sbarramento che permettono di incanalare e raccogliere le acque necessarie all'alimentazione dell'impianto;
3. le opere di presa, che immettono l'acqua nel condotto derivatore e ne regolano la portata. Sono dotate di organi di chiusura e di regolazione e, quando sono poste in mezzo a corsi d'acqua, comprendono anche dispositivi di e di filtraggio della ghiaia e della sabbia;
4. le opere di derivazione, che convogliano le acque lungo una debole pendenza, dalla presa al punto di inizio della tubazione in pressione (condotta forzata). Possono essere costituite da un canale a pelo libero, che termina in una vasca di carico, o da una galleria in pressione, con un pozzo piezometrico per gestire le brusche variazioni di portata;
5. la condotta forzata per portare l'acqua dalla vasca di carico alle turbine;
6. la valvola rotativa posta all'ingresso della turbina utilizzata per l'avviamento e l'arresto,
7. la turbina;
8. il tubo di scarico che fa confluire l'acqua al pelo libero inferiore.

Ogni singola macchina può raggiungere i 375 MW; qualora la potenza da elaborare sia maggiore si possono installare più giranti in parallelo. I rendimenti idraulici possono raggiungere il 93%, valore molto elevato se paragonato con qualsiasi centrale di produzione elettrica.

2.4.1 Impianti ad acqua fluente

Gli impianti ad acqua fluente sono privi di capacità di regolazione (se non all'interno della centrale) e pertanto la portata utilizzata, e quindi la potenza istantanea è pari alla quantità di acqua disponibile fino al limite consentito dall'opera di presa, tolta la quota del deflusso minimo vitale. Portate elevate e basse cadute (fino a 20 m) sono tipiche di questi impianti. Si deve allora disporre di un corso d'acqua che abbia una portata costante durante l'anno, come ad esempio quelli in Europa Orientale e in Nord America. La portata viene intercettata da una traversa, che sbarrava il corso del fiume, per essere convogliata in un'opera di presa che comprende un dissabbiatore, uno sghiaiatore e un canale a pelo

libero. Così l'acqua viene dirottata ad una vasca di carico con tempo di invaso, inteso come tempo che la capacità impiega a riempirsi con la portata del fiume, inferiore alle due ore. La condotta forzata porta infine il fluido in turbina per l'estrazione di potenza. Solitamente il salto idrico risulta ridotto quindi si deve avere a disposizione una grossa portata d'acqua. Per questo motivo non è raro vedere più centrali installate sullo stesso fiume. Tra questa tipologia si annoverano pure gli impianti fluviali senza canale derivatore, in cui si sbarra completamente il corso del fiume, entrambe le tipologie sono illustrate in figura 2.2. La traversa mobile di intercettazione dell'acqua corre da una sponda all'altra per poter prelevare interamente la portata e convogliarla alla macchina, solitamente posta a lato. Bisogna prevedere una conca di navigazione, per consentire alle imbarcazioni di superare il dislivello, e delle scale per permettere ai pesci le migrazioni lungo il fiume.

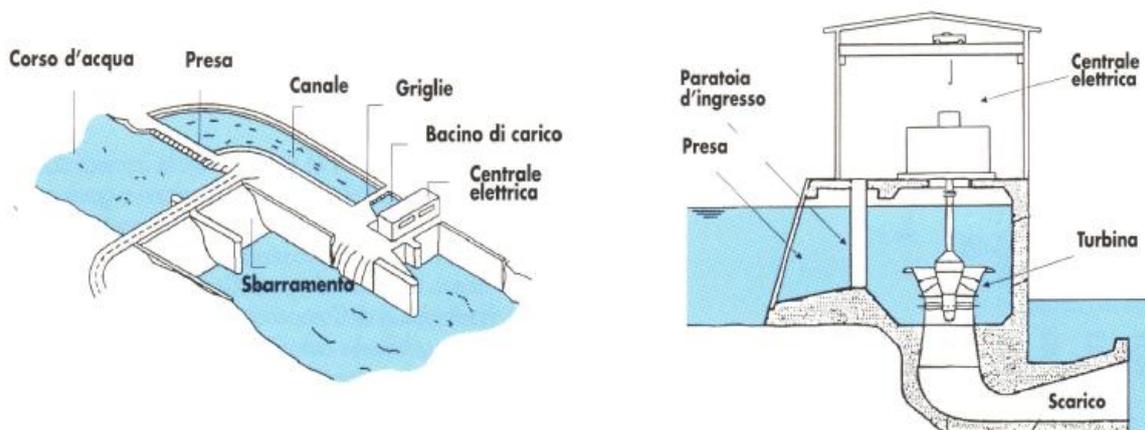


Figura 2.2: impianti idroelettrico ad acqua fluente.

2.4.2 Impianti a serbatoi e a bacino

Le due tipologie si differenziano per il tempo di invaso della capacità presente: quelli a serbatoio, di cui lo schema in figura 2.3, hanno un tempo di invaso superiore alle 400 ore, quelli a bacino inferiore alle 400 ore. A monte dell'impianto viene posizionato un sistema di intercettazione artificiale, quale una diga, che ha il compito di immagazzinare l'acqua e mantenere il più costante possibile il livello del pelo libero. La funzione dell'invaso è quella di accumulare acqua in un certo tempo durante il quale non viene utilizzata o viene utilizzata in misura minore. Gli invasi conferiscono elasticità di servizio alla centrale perché si riesce a regolare in qualsiasi momento la quantità di fluido utilizzato in base alla richiesta di energia. Le dighe più semplici sono quelle a gravità in quanto sfruttano il loro peso per resistere alla spinta dell'acqua. Richiedono un grande quantitativo di calcestruzzo per la costruzione e poca manutenzione. Le dighe ad arco invece sono più snelle ma molto più complesse in quanto devono scaricare la spinta del fluido ai vincoli laterali (fianchi della montagna). Per adottare questo tipo di sbarramento bisogna essere certi della resistenza e stabilità delle pareti rocciose. Dato che questa condizione si verifica raramente si è costretti ad eseguire scavi di grande volume per risanare le rocce circostanti. Ultimamente si stanno diffondendo dighe in materiali sciolti grazie alle nuove

tecnologie sui sistemi di movimento terra e sulla meccanica dei terreni. Il fluido raccolto da questo bacino artificiale viene inviato in una galleria di derivazione per arrivare infine al pozzo piezometrico e alla condotta forzata. Il pozzo piezometrico viene inserito per compensare eventuali colpi d'ariete che si manifestano durante i transitori e deve essere progettato per non tracimare. Questa tipologia di impianti è caratterizzata da elevate potenze ottenute al generatore, ma da opere ingegneristiche molto costose e delicate, con un impatto ambientale a volte molto forte. Una volta gli impianti a serbatoio erano utilizzati per la regolazione totale, la capacità era tale da consentire una produzione costante di energia elettrica così da soddisfare una piccola rete autonoma. Successivamente si passò alla regolazione stagionale in cui si concentrava l'utilizzo d'inverno vista la carenza di produzione in questo periodo degli impianti ad acqua fluente. Oggigiorno invece, con il diffondersi delle centrali termoelettriche con possibilità di regolazione limitate, gli impianti a serbatoio si integrano in maniera ottimale nel mix della produzione elettrica. In questi impianti i problemi maggiori sono quelli connessi al bilancio idrico ed all'impatto ambientale.

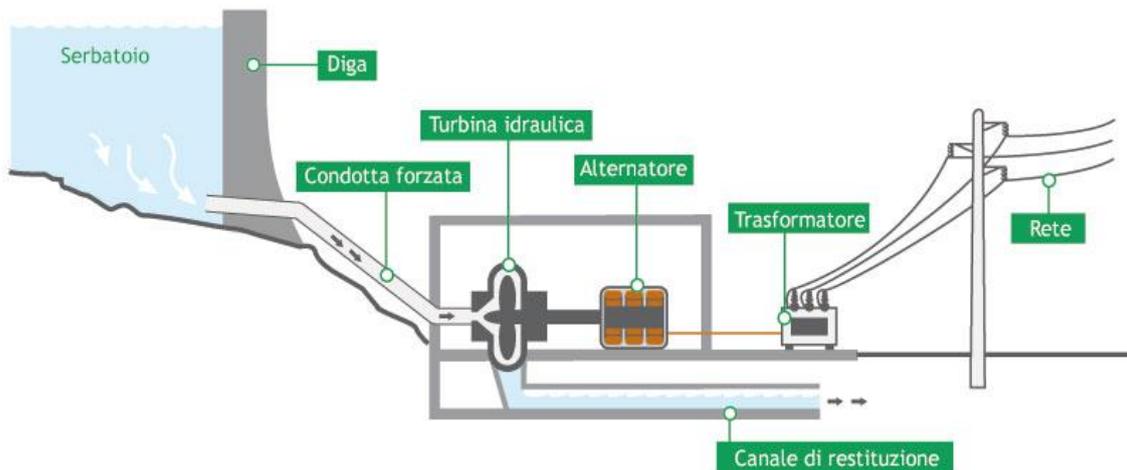


Figura 2.3: schema di una centrale a serbatoio.

2.4.3 Impianti di accumulazione

In queste centrali i bacini di carico e scarico (a monte e a valle) sono artificiali e collegati tramite una condotta forzata come si può vedere in figura 2.4. Nei periodi di bassa richiesta di energia della rete, ad esempio di notte, si sfrutta il surplus elettrico per pompare l'acqua al bacino superiore. La sola differenza sta nella possibilità di invertire il ciclo di funzionamento. Questa energia sarà poi resa qualora vi siano i picchi di richiesta di elettricità, nelle quali l'acqua del serbatoio superiore fluisce verso il basso e la centrale produce energia elettrica. Tali impianti vanno a regime in tempi molto brevi. La potenza netta ottenuta è inferiore rispetto a quella spesa per trasportare l'acqua in quota in quanto bisogna considerare le perdite di carico nella condotta forzata e quelle interne (rendimenti idraulici). Tali centrali trovano la loro giustificazione nel fatto che l'energia elettrica è difficilmente immagazzinabile: è possibile infatti accumulare energia idraulica qualora vi sia esubero di elettricità. Inoltre questi sistemi permettono agli impianti termoelettrici di

funzionare sempre a regime, sia di notte (quando si ha la fase di pompaggio), sia di giorno (quando la fase di turbinaggio permette di sopperire ai picchi di richiesta). I gruppi di potenza si suddividono in quaternari, ternari, binari. I primi presentano due macchine elettriche e due idrauliche per gestire la fase di pompaggio e turbinaggio. I secondi invece hanno una macchina elettrica e due idrauliche, solitamente calettate sullo stesso albero in verticale. Per non avere perdite troppo elevate si inserisce un giunto per disaccoppiare la pompa nella fase di turbinaggio. La turbina rimane invece sempre vincolata al generatore/motore, con conseguenti perdite per ventilazione nella fase di pompaggio. L'energia elettrica consumata con il pompaggio ha un valore commerciale inferiore rispetto a quella prodotta dalla centrale nelle ore di maggior richiesta perché viene sfruttata in periodi di minor richiesta, pertanto questa utilizzazione è economicamente vantaggiosa. Negli impianti moderni binari, sono presenti una macchina elettrica reversibile (che funge da motore e alternatore) e una macchina idraulica che lavora sia come pompa che come turbina. Tali macchine hanno rendimenti più bassi rispetto alle normali turbomacchine, ma un costo dell'impianto inferiore, come pure gli ingombri.

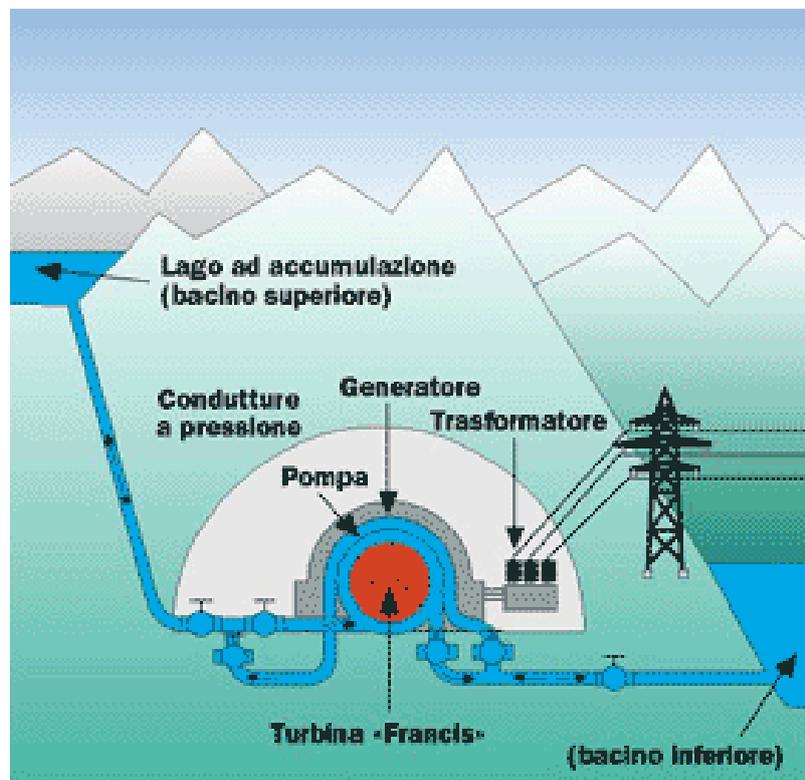


Figura 2.4: schema impianto di accumulazione.

2.4.4 Impianti in concotte idriche

Un interessante possibilità, solo di recente presa in considerazione, sono gli impianti inseriti in un canale o in una condotta per approvvigionamento idrico. L'acqua potabile è approvvigionata ad una città adducendo il fluido da un serbatoio di testa mediante una condotta, solitamente in questo genere di impianti la dissipazione dell'energia all'estremo più basso della tubazione in prossimità dell'ingresso all'impianto di trattamento acque o

alla rete di distribuzione viene conseguito mediante l'uso di apposite valvole. Un' alternativa interessante è quella di inserire una turbina che recuperi l'energia che altrimenti andrebbe dissipata. Si ha così un recupero energetico, che può essere effettuato anche in altri tipi di impianti: sistemi di canali di bonifica, circuiti di raffreddamento di condensatori, sistemi idrici vari.

2.4.5 Mini idraulica

L'Organizzazione delle Nazioni unite per lo Sviluppo industriale (UNIDO) con tale termine intende le centrali idroelettriche di potenza inferiore ai 10 MW, così classificate:

- pico centrali $P < 5$ kW
- micro centrali $P < 100$ kW
- mini centrali $P < 1.000$ kW
- piccole centrali $P < 10.000$ kW.

Gli impianti più piccoli sono caratterizzati da rendimenti relativamente bassi (0.6 - 0.7) e lavorano solitamente in deflussi ad acqua fluente. Vengono impiegate turbine Pelton o a flusso incrociato in quanto meglio si adattano alle caratteristiche di piccole portate. I pico impianti non sono generalmente connessi alla rete e servono perciò poche utenze. Le microcentrali invece sono connesse alla rete di bassa tensione o servono per l'autoconsumo. Ciò accade soprattutto in montagna, in zone difficilmente accessibili, sui corsi d'acqua a carattere torrentizio. Si predilige allora la generazione distribuita, a basso impatto ambientale, rispetto a quella concentrata. Altre possibili applicazioni sono le seguenti:

- acquedotti locali o reti acquedottistiche complesse;
- sistemi idrici ad uso plurimo (potabile, industriale, irriguo, ricreativo, ecc...);
- sistemi di canali di bonifica ed irrigui;
- canali o condotte di deflusso per gli esuberanti di portata;
- circuiti di raffreddamento di condensatori di impianti a motori termici.

In genere questi piccoli impianti hanno impatti ambientali molto contenuti e permettono di ridurre l'emissione di gas serra; per questi motivi possono avere un grande margine di sviluppo futuro. Recentemente sono stati effettuati degli studi per confrontare gli impatti globali di un grande impianto con quelli di una serie di piccole centrali a parità globale di

potenza fornita. I piccoli impianti richiedono una maggior occupazione di suolo per garantire la medesima quantità d'acqua, però possono garantire un complemento adeguato alla generazione elettrica nelle zone rurali poco sviluppate. Di volta in volta quindi bisogna valutare gli aspetti positivi e negativi di ciascuna soluzione e ottimizzare lo sviluppo dell'impianto nel rispetto dell'ecosistema fiume. Si può osservare in figura 2.5 un esempio di impianto di questo tipo.



Figura 2.5: impianto di mini idraulica.

2.4.6 Impianti multi obiettivo

Tipicamente la realizzazione di un impianto idroelettrico non comporta solo benefici in campo energetico. Ad esempio la costruzione di una diga assicura la fornitura d'acqua alla popolazione a valle e all'agricoltura, permette di migliorare la navigazione fluviale e la pesca, sostiene l'industria delle ville e cottage fluviali. La realizzazione di impianti multi obiettivo permette uno sfruttamento migliore della risorsa acqua, ma rende più complessa la pianificazione della costruzione e il coordinamento di tutto il sistema idrico.

2.5 Impatto ambientale degli impianti idroelettrici

Partendo dal presupposto che l'energia dei salti idrici risulta estremamente pulita in quanto non viene immessa nessuna sostanza in atmosfera, è necessario tenere conto di una serie di aspetti ambientali e sociali che coinvolgono gli invasi e le opere di presa. Infatti il compito di un gestore è sia quello di ottimizzare la produzione di energia che di mitigare l'impatto con l'ambiente. I sedimenti derivanti dall'erosione dei fiumi a monte, se

accumulatisi, possono occupare gran parte del volume predisposto per l'acqua, limitando la disponibilità del bacino. Però la presenza di questi materiali permette alle sostanze inquinanti di essere ritenute nell'invaso e di non fluire a valle dove gli utilizzi dell'acqua sono molteplici. Un problema tipico dei bacini si presenta in occasione degli interventi periodici di manutenzione. Se la quantità di sedimenti presenti sul fondo è elevata, bisogna evitare che l'ecosistema fiume ne risenta. Risulta necessario effettuare delle rilevazioni a monte e a valle dell'impianto per monitorare la qualità dell'acqua per quanto riguarda la torbidità, l'ossigeno disciolto, le impurità. Per questi controlli si fa riferimento al Piano di Tutela Regionale delle Acque e all'esperienza finora acquisita. Molto spesso si deve modulare l'apertura degli scarichi e apportare acqua dall'esterno qualora le sostanze solide siano elevate. Un altro problema che riguarda gli impianti ad acqua fluente è il deposito di materiali a ridosso delle griglie di presa. Un ammodernamento di un vecchio impianto comporta un aumento di efficienza, una riduzione dell'impatto acustico grazie a sistemi di insonorizzazione, un minor pericolo di inquinamento con l'utilizzo di oli e grassi biodegradabili in circuito chiuso. A volte, per favorire il movimento della fauna ittica tra monte e valle dell'impianto si inseriscono particolari dispositivi che consentono ai pesci di superare lo sbarramento. Inoltre si posizionano griglie di varie dimensioni o sistemi di guida acustici o a campo elettrico per impedire ai pesci stessi di confluire all'interno della turbina. La presenza di una diga altera le proprietà chimico fisiche dell'acqua a valle: cambiano la temperatura, la quantità di gas disciolti, il contenuto di minerali. Queste variazioni possono non essere tollerate dalla fauna a valle. Per questi motivi l'aspetto ambientale deve essere curato fin dai primi passi nella progettazione di un impianto idroelettrico. Un ultimo problema di rilievo è relativo al Deflusso Minimo Vitale (DMV), definito dall'Autorità del Bacino del fiume Po come il deflusso che, in un corso d'acqua naturale deve essere presente a valle delle captazioni idriche al fine di mantenere vitali le condizioni di funzionalità e di qualità degli ecosistemi interessati compatibilmente con un equilibrato utilizzo della risorsa idrica. Bisogna inoltre considerare che la riserva idrica presenta diversi usi (irrigazione, acquedotto, turismo) i quali necessitano di un adeguato quantitativo d'acqua. Tale valore di DMV è peculiare per ciascun corso d'acqua, variabile nello spazio e nel tempo. In assenza di normativa specifica, viene stabilito dagli enti locali competenti come una percentuale della portata d'acqua pesata con alcuni coefficienti che tengono conto delle caratteristiche fisiche dell'alveo, dell'inquinamento, dell'interferenza del corso d'acqua con falde acquifere sotterranee, degli utilizzi dell'acqua a valle. Tali coefficienti possono essere integrati da altri a seconda delle caratteristiche di ciascun fiume. Esistono pure impianti di dimensioni molto piccole, posti a valle della centrale principale, che turbinano l'acqua del DMV prima che questa venga restituita al corpo idrico. Bisogna non sottovalutare anche gli aspetti sociali che sono coinvolti nella costruzione di grandi dighe come in Asia e in America Latina, dove grandi aree adibite all'agricoltura e ai villaggi vengono inondate e trasformate in bacini artificiali. Lo spostamento di un numero elevato di persone può comportare non pochi problemi per le imprese costruttrici per l'opposizione degli abitanti del luogo. Bisogna perciò integrare nel progetto iniziale queste considerazioni e garantire come contropartita dei benefici adeguati alle persone che devono lasciare le proprie case. Ad esempio la fase della costruzione, che

può durare alcuni anni, garantisce un aumento della ricchezza del territorio per le opportunità di nuovi posti di lavoro.

2.6 Conclusioni

Si è visto come l'energia idroelettrica sia effettivamente una delle fonti rinnovabili più usate e sviluppate nel mondo. Ad oggi, grazie agli incentivi statali, gli impianti idroelettrici sono da considerarsi come uno degli investimenti maggiormente remunerativi. Per questa ragione molti investitori sono alla ricerca di mini impianti che, con un investimento relativamente limitato, permettono dei margini di guadagno interessanti. Sotto queste premesse i produttori di turbine idroelettriche hanno dovuto rivedere le proprie procedure di progetto per restare al passo con un numero sempre maggiore di turbine da installare.

Capitolo 3

Tipologie di macchine idrauliche

3.1 Introduzione

Ogni qual volta si intenda progettare un impianto idroelettrico la principale scelta da fare è il tipo di turbina da utilizzare. Questa decisione deve essere presa a partire da quelli che sono i dati di progetto e tenendo conto degli aspetti economici legati alla realizzazione di un tipo di macchina rispetto ad un'altra. In questo capitolo si cercherà di definire un criterio di scelta della macchina e nello specifico di identificare la macchina più adatta ai dati di progetto in nostro possesso.

3.2 Dati di progetto

I parametri basilari dai quali incomincia lo studio di una turbina idraulica sono la portata d'acqua disponibile e il salto utile. Si può quindi iniziare la fase di progettazione una volta conosciuti questi due dati:

- Salto utile netto H [m]
- Portata nominale Q [m³/s].

Il pelo libero del bacino superiore o serbatoio di carico può variare a seconda della portata degli affluenti e di quella della turbina. Il livello del canale di scarico invece dipende solamente dalla quantità d'acqua elaborata dalla macchina. L'altezza geodetica h_g viene definita come la differenza di quota tra il livello del bacino superiore e quello inferiore. Vi sono però delle variazioni stagionali: infatti d'estate, con portate dei fiumi più elevate, conviene tenere minimi i livelli dei serbatoi così da evitare tracimazioni; d'inverno invece, quando gli affluenti convogliano piccoli quantitativi d'acqua, i livelli possono essere tenuti al limite così da sfruttare al massimo il salto disponibile. Il salto idrico netto H è quello effettivamente disponibile alla turbina. Si ricava infatti dal livello geodetico depurato dalle perdite di carico distribuite h_{dist} in condotta forzata e localizzate h_{loc} nelle valvole, nelle griglie, nelle opere di presa:

$$H = h_g - h_{dist} - h_{loc} \quad (3.1)$$

Solitamente in questa relazione non si considerano le perdite del tubo di scarico in quanto tale organo è parte integrante della turbina.

La portata Q è definita come il volume d'acqua che attraversa, nell'unità di tempo, una sezione normale del deflusso del fiume. Può essere misurata in diversi modi, tra i quali i più usati sono:

- metodo velocità - area: consiste nel valutare la sezione trasversale del fiume tramite metodi topografici e nel misurare la velocità del deflusso. Questa tecnica viene utilizzata per fiumi medio grandi;

- utilizzo di stramazzi: qualora il fiume sia sufficientemente piccolo si possono inserire delle paratoie e far passare l'acqua attraverso una sezione nota. In base al dislivello che si crea sulla lama dello stramazzo, si risale al valore di portata;
- diluizione di un soluto nella corrente: si diluisce solitamente sale da cucina in acqua e a valle si misura la conduttività elettrica della soluzione. Questo metodo è utilizzato nel caso di fiumi torrentizi.

Queste rilevazioni devono essere attuate nell'arco di più anni vista l'elevata variabilità della grandezza che si misura a causa delle piogge, della permeabilità del suolo e del bacino idrogeologico. Si ottengono in questo modo dei diagrammi che forniscono giorno per giorno la quantità d'acqua disponibile nel fiume. I dati vengono successivamente riorganizzati nel diagramma di durata che rappresenta l'andamento della portata in funzione dei giorni, non disposti in ordine cronologico, ma decrescente con la portata. Si determina così il numero di giorni in cui la portata è maggiore del valore considerato. Tale tipologia di diagramma permette di risalire al valore nominale di portata, quello per cui si vuole ottenere il massimo rendimento dalla macchina che si intende progettare.

3.3 Teoria della similitudine

La teoria della Similitudine ha principalmente due utilizzi:

- estendere i risultati ottenuti testando una singola macchina ad altre condizioni operative o a una famiglia intera di macchine che, in entrambi i casi, soddisfino ben precisi criteri.
- Individuare, per ogni applicazione, la geometria della macchina che permetta di ottenere il massimo rendimento.

Le relazioni della similitudine fluidodinamica consentono di mettere in relazione le caratteristiche di funzionamento di macchine geometricamente simili senza che si debbano compiere su ciascuna di esse prove sperimentali lunghe, costose e molto spesso, si pensi ad esempio alle grandi turbine idrauliche, impossibili da condurre in laboratorio. È quindi evidente il vantaggio per il costruttore di macchine che, rispettando opportuni parametri, potrà limitarsi a condurre le prove su di un modello in scala, deducendo poi per via analitica le prestazioni di tutte le macchine appartenenti alla stessa famiglia del modello. È anche evidente l'utilità di tali relazioni per il progettista d'impianti in quanto, sulla base di tali relazioni, potrà scegliere la macchina più adatta alle esigenze del proprio impianto facendo riferimento alle prestazioni di macchine esistenti, seppur di dimensioni diverse da quelle che gli necessitano.

La teoria della Similitudine asserisce che macchine che soddisfano la similitudine fluidodinamica hanno uguale rendimento. Affinché due macchine siano in similitudine devono essere soddisfatte le seguenti condizioni:

- **Similitudine geometrica:** tutte le dimensioni devono essere in scala, in particolare diametri, altezze di pala, angoli, spessori. Ovvero tutte le dimensioni omologhe, o

corrispondenti, stanno in rapporto di scala costante. Indicando, ad esempio, con (...) e (...*) le grandezze riferite a due macchine simili, dovrà essere:

$$\frac{l}{l^*} = \frac{r}{r^*} = \frac{S}{S^*} = \alpha \quad (3.2)$$

dove l e r sono due generiche dimensioni lineari, S una qualunque area locale e α il rapporto caratteristico della similitudine geometrica.

- **Similitudine cinematica:** stessi rapporti di velocità e quindi stessi triangoli di velocità. Ovvero i triangoli di velocità in sezioni omologhe sono simili. Indicando, ad esempio, con (...) e (...*) le grandezze riferite a due macchine simili, dovrà essere:

$$\frac{v}{v^*} = \frac{w}{w^*} = \frac{u}{u^*} = \beta \quad (3.3)$$

dove β è il rapporto caratteristico della similitudine cinematica.

- **Similitudine dinamica:** stessi rapporti tra le forze, e quindi stesso numero di Reynolds. Quindi indicando, ad esempio, con Re e Re* i numeri di Reynolds riferiti a due macchine simili dinamicamente, dovrà valere:

$$\mathbf{Re} = \mathbf{Re}^*$$

Il numero di Reynolds è definito come:

$$\mathbf{Re} = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu} = \frac{\text{forze d'inerzia}}{\text{forze viscosse}} \quad (3.4)$$

dove L è una lunghezza caratteristica, v è la velocità del fluido, μ e ν sono rispettivamente la viscosità dinamica e cinematica.

- **Similitudine termodinamica:** ovvero tiene conto dell'effetto di comprimibilità, stesso numero di Mach. La similitudine termodinamica è di particolare importanza nelle macchine operanti con fluidi comprimibili. Per numeri di Mach periferico (M_u) ridotti, ove con "u" si esprime la velocità periferica in una sezione generica e con "c" la velocità del suono alle condizioni esistenti nella stessa sezione:

$$\mathbf{M}_u = \frac{u}{c} < 5 \quad (3.5)$$

l'effetto legato alla comprimibilità del fluido può essere trascurato. Si parlerà, in tal caso di similitudine idraulica.

Se le quattro condizioni sono contemporaneamente verificate, allora le macchine si dicono Simili e hanno uguale rendimento.

La Teoria della Similitudine si basa sul Teorema pi-greco II o di Buckingham, il cui nome deriva dal fisico statunitense Edgar Buckingham. Scelta una funzione obiettivo y_1 , descritta da n variabili (grandezze fondamentali e derivate):

$$y_1 = f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.6)$$

il fenomeno così rappresentato può essere studiato tramite una funzione f_1^* espressa in termini adimensionali:

$$\Pi y_1 = f_1^*(x_1, x_2, x_3, \dots, x_m) \quad (3.7)$$

dove il numero di parametri a-dimensionali m è pari a $n - q$, essendo q il numero delle relative grandezze fondamentali (lunghezza [L], tempo [t], massa [M] e temperatura [T]). Il Teorema Π permette quindi di ridurre il numero di variabili da controllare. Questo indipendentemente dalla forma matematica assunta dalle funzioni f_1 e f_1^* . Per conoscere tali funzioni sarà poi necessario ricorrere alla sperimentazione.

Ad esempio, se un problema in esame dipende da cinque grandezze derivate le quali, a loro volta, possono essere espresse attraverso una combinazione delle tre grandezze fondamentali dei sistemi scientifici (come ad esempio [M], [L], [T]), allora questo può essere descritto da una funzione f di due gruppi adimensionali Π_1, Π_2 :

$$\Pi_1 = f(\Pi_2) \quad (3.8)$$

In questo modo è possibile studiare un fenomeno, come per esempio la sedimentazione di particelle di un soluto all'interno di un corpo recettore, con un solo grafico avente come ascissa ed ordinata due grandezze numeriche (rispettivamente i così detti numero di Reynolds e il coefficiente di drag).

Senza questa accortezza si sarebbero dovuti realizzare praticamente infiniti grafici uno per ogni diametro delle particelle, per il peso delle stesse, per ogni viscosità del fluido ecc.

Conseguentemente nelle applicazioni sono nati numerosi gruppi adimensionali. Nella fluidodinamica è di notevole importanza il **numero di Reynolds** per stabilire il tipo di deflusso del fluido (laminare o turbolento) solamente comparandolo con i valori limite specifici del corpo investito dal flusso fluido o del condotto che trasporta il fluido. In termocinetica è possibile determinare il coefficiente di scambio termico laminare attraverso il **numero di Nusselt** che è funzione dei **numeri di Prandtl** e Reynolds per quanto riguarda la convezione forzata; è funzione dei **numeri di Prandtl** e **Grashof** per quanto riguarda la convezione naturale. Mediante il **numero di Biot** è invece possibile determinare se è trascurabile l'errore di considerare un corpo come puntiforme (modello a parametri concentrati) nello studio della trasmissione di calore per un corpo immerso in un fluido.

3.4 Gruppi Π significativi in idraulica

In un problema di idraulica, una generica variabile di stato H è genericamente funzione delle seguenti grandezze meccaniche:

$$H = f(\rho, \mu, \varepsilon, s, g, L, \theta, r, v, a, p, x, y, z, t) \quad (3.9)$$

dove:

$\rho, \mu, \varepsilon, s$: rispettivamente densità, viscosità dinamica, comprimibilità e tensione superficiale del fluido o dei fluidi che interessano il problema.

g : accelerazione di gravità. È rilevante quando siano presenti superfici di separazione tra fluidi, come nel caso di azioni di galleggiamento (fluido acqua e aria).

L: lunghezza o area o volume, che caratterizzano le dimensioni del problema in esame.
 θ : gli angoli o in generale i coefficienti che caratterizzano la forma.
r: scabrezze superficiali.
v, a: velocità e accelerazioni sul sistema in analisi.
p: pressioni.
x, y, z, t: coordinate spaziali e temporali.

Nel seguito si riportano alcuni gruppi adimensionali correlati alle variabili della (3.9).

Definizione	Nome	Significato
$\frac{\rho * v * D}{\mu}$	Numero di Reynolds (Re)	$\frac{\text{forze d'inerzia}}{\text{forze viscosse}}$
$\frac{v}{\sqrt{g * L}}$	Numero di Froude (Fr)	$\frac{\text{forze d'inerzia}}{\text{forza peso}}$
$\frac{\rho * v^2}{\epsilon}$	Numero di Cauchy (Ca)	$\frac{\text{forze d'inerzia}}{\text{forze di comprimibilità}}$
$\frac{v}{c}$	Numero di Mach (Ma)	
$\frac{\rho * v^2 * L}{s}$	Numero di Weber (We)	$\frac{\text{forze d'inerzia}}{\text{forze di tensione superficiale}}$
$\frac{L/v}{t}$	Numero di Strouhal (St)	$\frac{\text{inerzia locale}}{\text{inerzia globale (convettiva)}}$
$\frac{p}{\rho * v^2}$	Numero di Eulero (Eu)	$\frac{\text{forze di pressione}}{\text{forze d'inerzia}}$

Tabella 3.1

Numero di Reynolds (Re)

Consente di determinare la transizione tra moto in regime laminare e turbolento. La dipendenza dal numero di Re si verifica quando nel fenomeno risultano significative sia le forze d'inerzia, che le forze viscosse.

Numero di Froude (Fr)

Si riferisce a problemi che trattano superfici libere. Dato che $g \times h$ rappresenta la celerità delle perturbazioni in una corrente di profondità h , il numero di Froude rappresenta il rapporto tra velocità di una corrente diviso la celerità delle piccole perturbazioni. $Fr = 1$ rappresenta la soglia tra natura lenta o veloce di una corrente a superficie libera.

Numero di Cauchy (Ca) e Numero di Mach (Ma)

Si riferiscono alla relazione tra comprimibilità e celerità delle perturbazioni elastiche. Per Ma inferiori a 0,3 gli effetti di comprimibilità possono in buona approssimazione essere trascurati e quindi il comportamento di un gas è assimilabile a quello di un liquido.

Numero di Weber (We)

È di interesse ove esistano superfici di contatto tra fluidi diversi. Infatti in questo caso la tensione superficiale non è trascurabile.

Numero di Strouhal (St)

Rappresenta il rapporto tra le forze inerziali dovute alla non stazionarietà del campo di moto e quelle dovute alla variazione di velocità tra i punti del campo.

Numero di Eulero (Eu)

Rappresenta il rapporto tra le forze di pressione e le forze inerziali.

3.5 Classificazione delle turbine idrauliche

In generale le turbomacchine vengono progettate in condizioni di massimo rendimento, così da ottimizzare la potenza resa all'albero nel caso di turbine o ridurre la potenza assorbita dal motore elettrico nel caso di macchine operatrici. Risulta allora vantaggioso introdurre un nuovo gruppo dimensionale, funzione dei precedenti, che non contenga al suo interno le dimensioni, ma la portata e lo scambio di energia da elaborare. Tale parametro, detto numero tipo K , si ricava dalla seguente relazione:

$$K = \Phi^{0.5} * \Psi^{-0.75} = w \frac{Q^{0.5}}{(g * H)^{0.75}} \tag{3.10}$$

Questo nuovo gruppo adimensionale diventa perciò un indice di forma e permette allora di classificare le turbomacchine in modo da progettare sempre nelle condizioni di rendimento massimo. Nella tabella 3.2 è raccolta la loro suddivisione realizzata in funzione del numero tipico K . In letteratura, ma soprattutto nella pratica tecnica, vengono utilizzati anche altri parametri non adimensionali ma con significato analogo al numero tipico K .

Si ricordano:

- La velocità specifica $n_s = \frac{n}{H} * \sqrt{\frac{P}{\rho}} = n P^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{5}{4}}$

$$(P = \frac{\rho Q g H}{750} \text{ potenza in cavalli});$$

- La cifra caratteristica riferita alla potenza $K_p = w \frac{P^{0.5}}{\rho^{0.5} * (g * H)^{0.75}}$.

Pelton		
Pelton (1 getto)	$n_s = 2 \div 34$	$K = 0.04 \div 0.035$
Pelton (2÷4 getti)	$n_s = 31 \div 48$	$K = 0.04 \div 0.035$
Pelton (5÷6 getti)	$n_s = 45 \div 70$	$K = 0.04 \div 0.035$
Francis		
Francis lente	$n_s = 70 \div 150$	$K = 0.35 \div 0.60$
Francis normali	$n_s = 150 \div 250$	$K = 0.60 \div 1.20$
Francis veloci	$n_s = 250 \div 450$	$K = 1.20 \div 2.50$
Kaplan o Elica		
Kaplan o Elica	$n_s = 400 \div 1100$	$K = 2.50 \div 5.50$

Tabella 3.2

Un'altra classificazione è stata realizzata da Cordier, introducendo un nuovo parametro detto diametro specifico:

$$\Delta = d \frac{(g * H)^{1/4}}{q_v^{1/2}} \quad (3.11)$$

diagrammato in funzione del numero tipico K . I dati, riportati su un grafico, mostrano come la dispersione dei punti per macchine di massimo rendimento è relativamente piccola. Tale rappresentazione grafica, attendibile solamente in senso statistico, è utile per scegliere, una volta noto il numero tipo, la dimensione principale della macchina richiesta per un determinato servizio.

Sono interessanti pure i diagrammi di Bayle-Cordier in cui sono rappresentate, oltre alle curve sopra descritte, pure i collinari del rendimento per ciascuna tipologia di turbina così da conoscere le penalizzazioni nell'efficienza qualora si decida di progettare una con dimensioni diverse da quelle descritte. Nella figura 3.1 vi è una rappresentazione di tale tipologia di grafici.

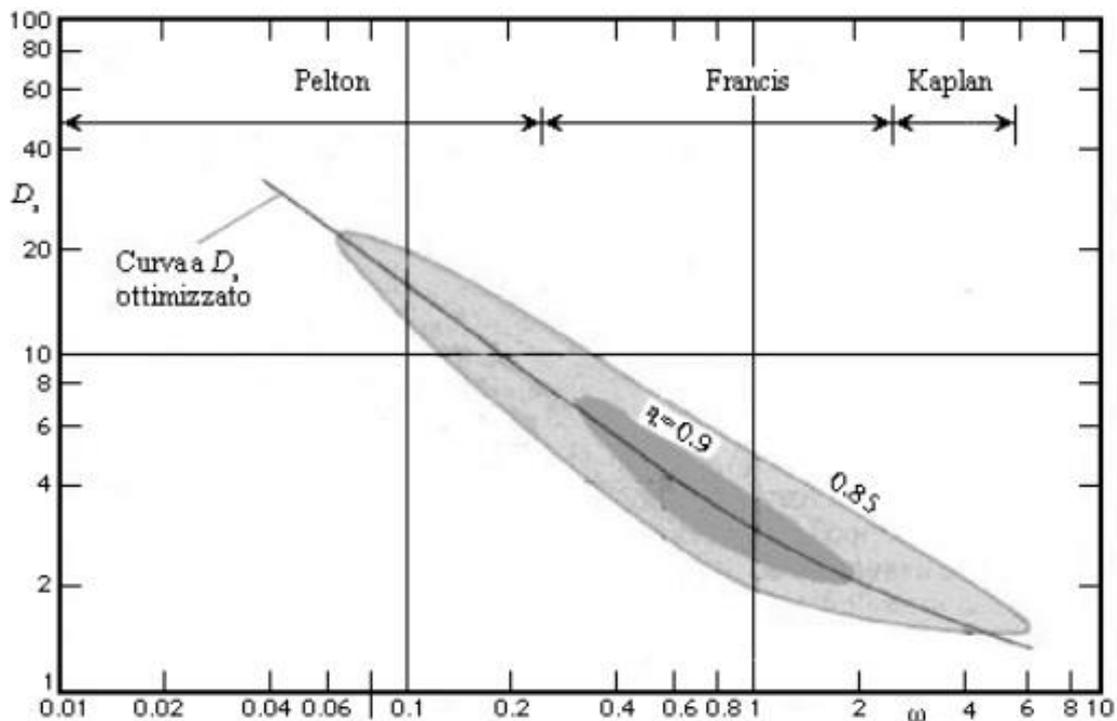


Figura 3.1

Le diverse tipologie di turbine idrauliche sono classificate, oltre con il numero tipico K , anche tramite il grado di reazione e , definito come il rapporto tra la variazione di pressione statica in girante e la variazione di pressione totale. All'ingresso dell'organo rotorico si ha una velocità v_1 e una pressione statica p_1 . Detto h il salto netto disponibile, dall'equazione di Eulero si ricava, trascurando le perdite:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \eta_{idr} * g * H - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (3.12)$$

Il grado di reazione è definito allora dalla seguente formula:

$$e = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\rho}}{g * h_t} = \frac{\eta_{idr} * g * H - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}}{\eta_{idr} * g * H} \quad (3.13)$$

Qualora la pressione p_1 sia quella atmosferica di riferimento, ed uguale alla p_2 , la macchina si dice ad azione, con $e = 0$. Non vi è quindi variazione di pressione in girante in quanto è aperta all'ambiente esterno, tutta l'espansione avviene nell'organo statorico che introduce l'acqua nella macchina.

La turbina Pelton, appartiene a questa famiglia. Se invece vi è variazione di pressione in girante la turbina si dice a reazione, con $e > 0$. All'interno di questa tipologia si annoverano le turbine radiali, in cui le traiettorie dei filetti fluidi sono normali all'asse, e quelle assiali, con traiettorie parallele all'asse. Tra le prime si menzionano le Francis lente con $e = 0.3 \div 0.4$, le Francis medie con $e = 0.4 \div 0.5$ e le Francis veloci con $e = 0.5 \div 0.6$.

Le macchine assiali possono essere ad elica fissa o Kaplan. Queste ultime si differenziano per la presenza di pale orientabili così da mantenere sempre elevato il rendimento anche con variazioni importanti di portata.

3.6 Rendimenti delle turbine idrauliche

La teoria della similitudine e l'introduzione del numero tipo K permettono di classificare le macchine secondo il criterio del massimo rendimento. Si introducono allora dei diagrammi che forniscono l'andamento di questo parametro in funzione della percentuale di portata che fluisce alla turbina, o indifferentemente del numero di flusso Φ . Si osserva allora che la Pelton, caratterizzata da un numero tipico basso, presenta un rendimento inferiore come valore massimo rispetto alle altre ruote, ma costante al variare delle condizioni di funzionamento. Mano a mano che si sale con il numero tipico, passando dalle Francis alle turbine ad elica, le caratteristiche del rendimento tendono a stringersi sempre più riducendo l'intervallo di funzionamento utile. Per questo motivo si introduce un organo a geometria variabile all'ingresso della turbina che permetta di ridurre le perdite di incidenza e quindi rendere stabile ed elevato il rendimento in un grande intervallo di variazione di portata.

Come accennato in precedenza la differenza tra una ruota Kaplan e una ad elica consiste nella presenza di pale a calettamento variabile: questo comporta un diverso comportamento della macchina al variare della portata, come si denota dal grafico di figura 3.2.

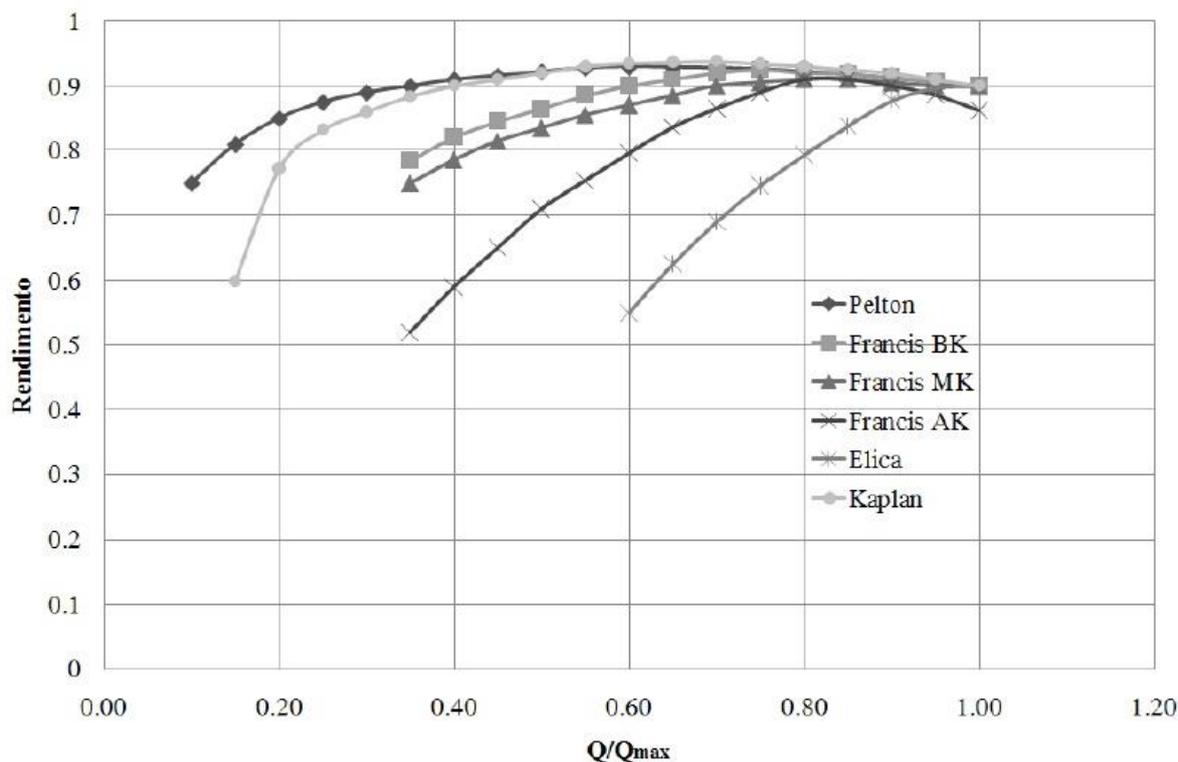


Figura 3.2: Rendimento delle turbine in funzione della portata (la notazione Francis BK indica a “basso” numero tipico K , MK indica “medio” numero tipico ecc).

In figura 3.3 è riportato l'andamento del rendimento massimo delle varie tipologie di macchine al variare del numero tipico. Questo diagramma risulta particolarmente utile durante l'esecuzione degli studi di fattibilità, in quanto permette di scegliere la tipologia di macchina cercando di restare il più possibile vicino al numero tipico che garantisce rendimenti maggiori.

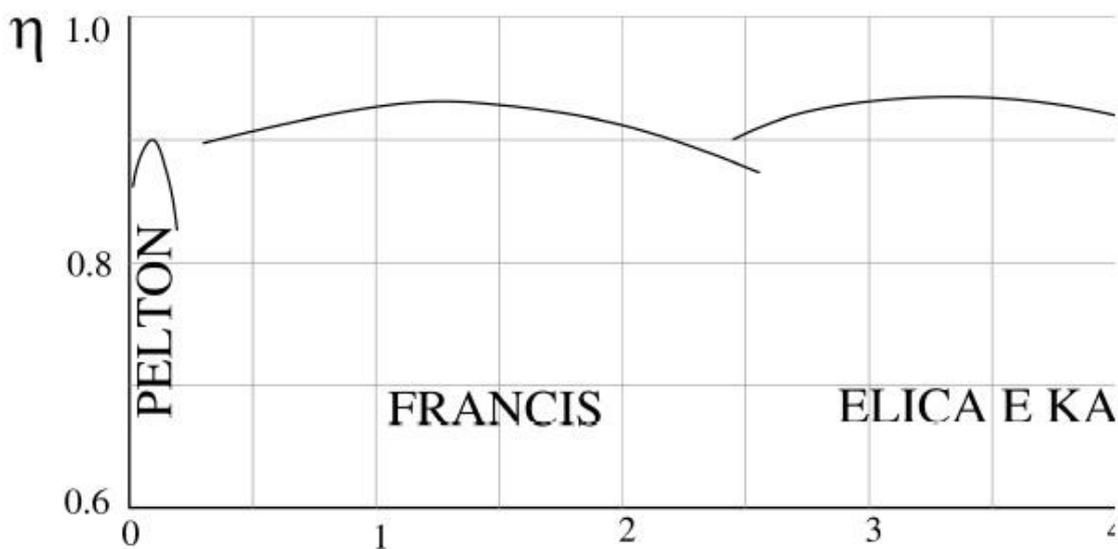


Figura 3.3: Rendimento massimo delle varie tipologie di turbine in funzione del numero tipico K .

3.7 Diagramma di durata

La forma tipica di un diagramma di durata è mostrato figura 3.4.

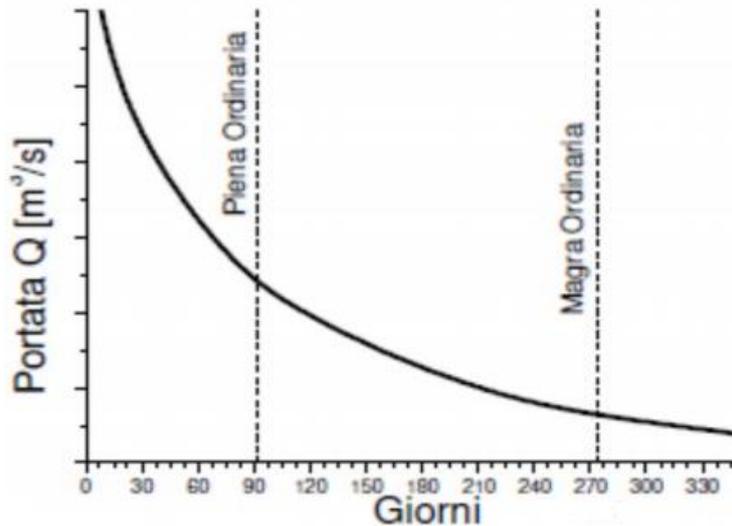


Figura 3.4.

Quella di figura 3.4 è la curva media di misurazioni ripetute nel corso di vari anni (anche 5÷6 anni quando il costruttore vuole essere certo della convenienza economica dell'investimento, e questo si prevede ingente).

Per quale portata conviene eseguire il progetto della turbina? È un problema delicato, ed è il primo passo da eseguire prima di concentrarsi sul progetto della turbina.

Occorre anche osservare che, all'inizio, non è nemmeno noto il tipo di turbina da impiegare, anche se dal valore della caduta idrica ci si può fare, a volte, un'idea iniziale.

Ragioni di ritorno economico, legate alla produzione di energia elettrica dell'impianto, suggeriscono di non fare lavorare la turbina a portate inferiori a quella massima (a cui corrisponde la massima potenza; la caduta è mantenuta sostanzialmente costante dagli sfioratori del bacino/serbatoio di alimentazione) per un numero di giorni inferiore, usualmente, a 90÷100 giorni (figura 3.5).

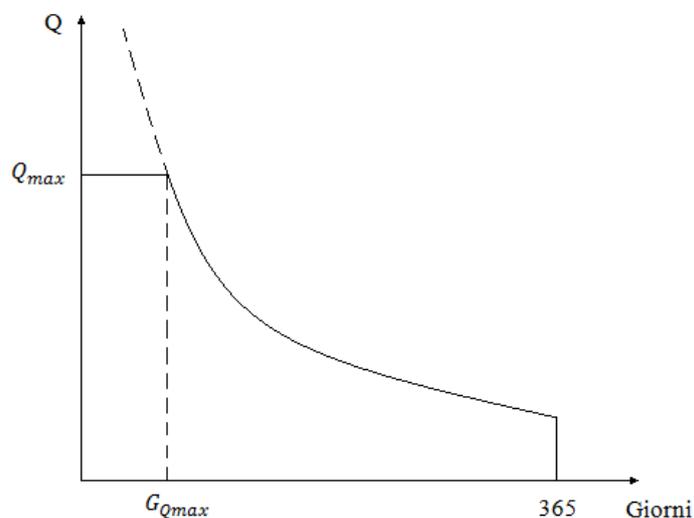


Figura 3.5.

Con questo ulteriore dato si può eseguire uno studio di fattibilità, scegliere dunque il regime di dotazione e orientarsi in maniera meno incerta sul tipo di turbina (Pelton, Francis, Kaplan) più opportuno da adottare.

Scelto il tipo di turbina, dalla letteratura tecnica o dall'esperienza maturata nel settore, è acquisibile un andamento tipo del rendimento in funzione della portata (figura 3.6).

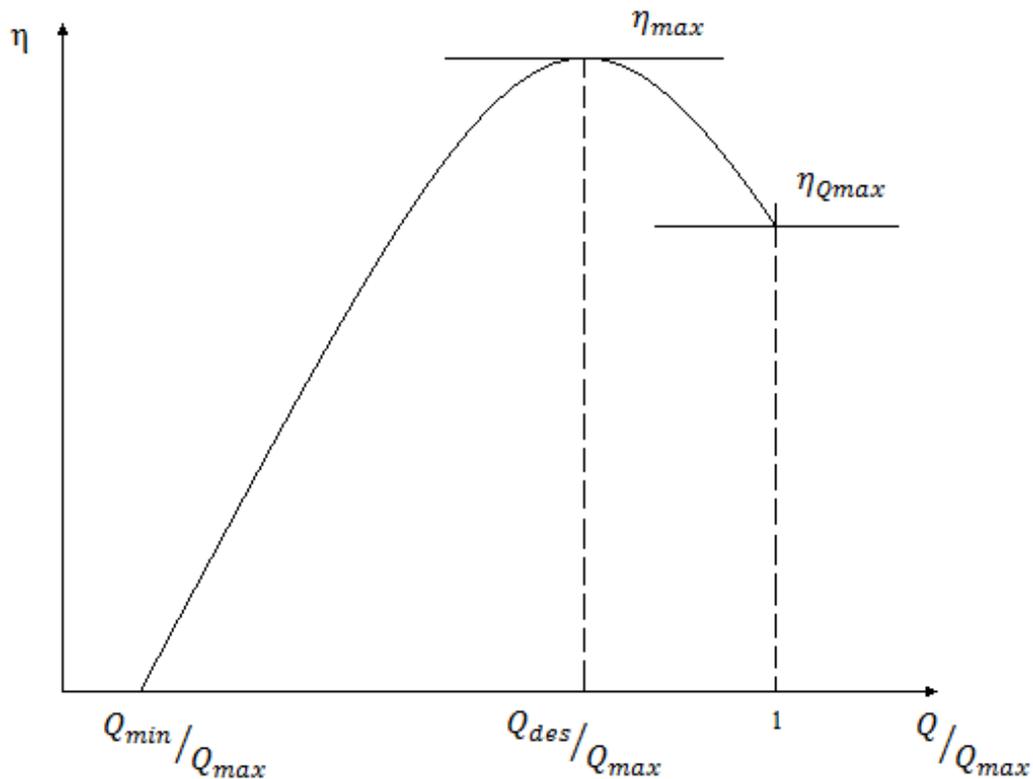


Figura 3.6.

Scelto il numero di giorni in cui si vuole che la turbina produca la massima potenza, si può ottenere la corrispondente curva della potenza prodotta nel corso di un anno sfruttando la curva di durata dell'impianto.

La potenza in kilowatt è data da:

$$P_{kW} = \frac{\rho Q g H \eta}{1000} \quad (3.14)$$

con $\eta = f(Q/Q_{max})$.

Si ottiene la curva di figura 3.7.

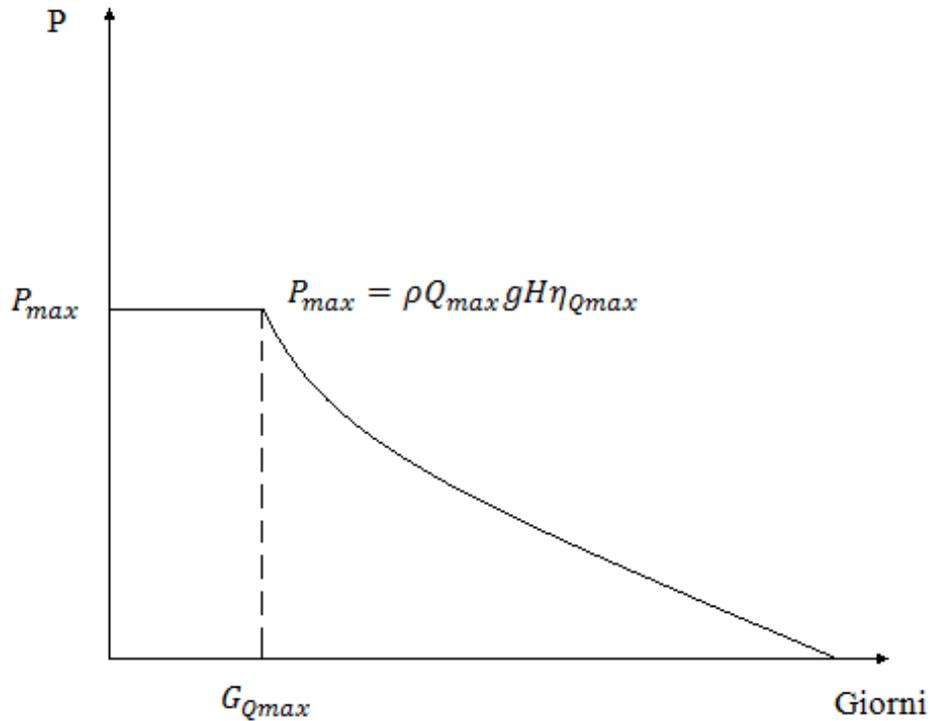


Figura 3.7.

Il numero massimo di giorni in cui la turbina può operare utilmente può essere minore di 365 se la portata minima dell'impianto è minore della Q_{min} di funzionamento della turbina.

$$Q_{min\ turbina} = Q_{max\ impianto} \times \left(\frac{Q_{min}}{Q_{max\ turbina}} \right) \quad (3.15)$$

La portata minima dell'impianto non è, inoltre, quella di cui effettivamente si disporrebbe dal diagramma di durata. Per legge una portata deve sempre seguire il suo corso naturale senza essere intercettata dalle opere di presa dell'impianto idroelettrico. Dal diagramma della potenza si può ottenere per integrazione

$$kWh = 24 \int_0^{giorni\ utili\ l'anno} P_{kW} dt \quad (3.16)$$

l'energia totale in kWh ottenibile in un anno tipo, ossia il dato più importante per valutare la convenienza economica dell'investimento. Non è detto che la scelta iniziale dei giorni in cui far lavorare la turbina a Q_{max} sia la più conveniente. Si può dunque variare $G_{Q_{max}}$ e costruire un grafico che riporta i kWh prodotti in un anno in funzione di $G_{Q_{max}}$ dal quale ottenere il valore ottimo di $G_{Q_{max}}$ (figura 3.8).

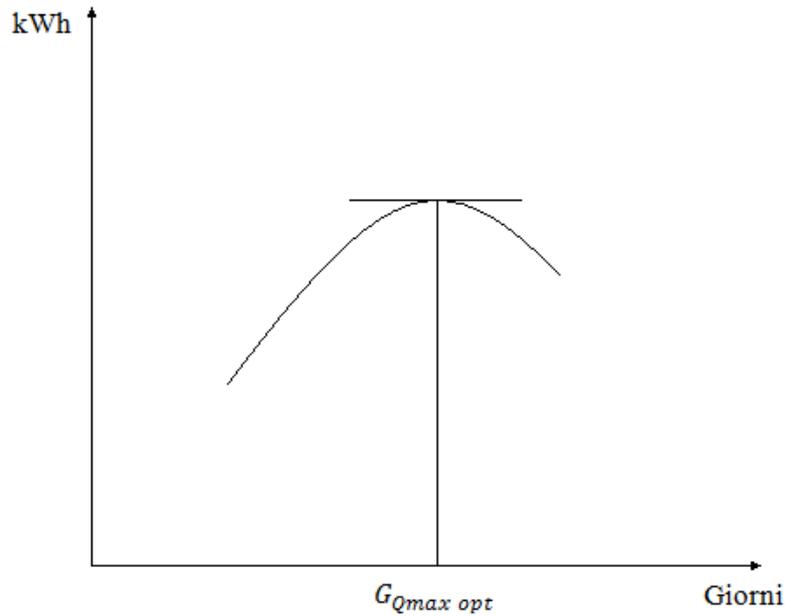


Figura 3.8.

Si potrebbe pensare di progettare la turbina $Q_{des} = Q_{max}$ in modo da aumentare la potenza massima prodotta dalla turbina a causa del maggior valore del rendimento che accompagnerebbe l'esercizio a $Q_{max} = Q_{des}$ (figura 3.6). In realtà, all'aumentare di K aumentano le perdite per brusca deviazione all'ingresso della girante per $Q < Q_{des}$, la curva del rendimento diventa più ripida e aumenta il valore della Q_{min} elaborabile dalla turbina.

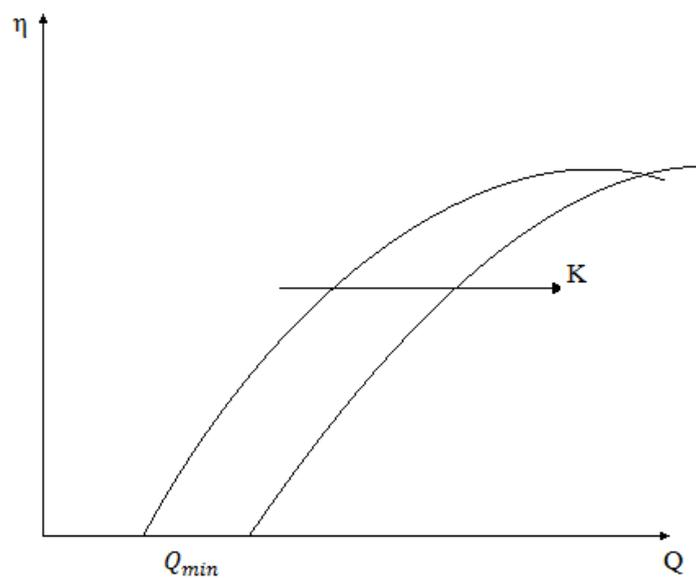


Figura 3.9.

In conclusione ciò che si guadagna in termini di kWh nei $G_{Q_{max}}$ giorni si perde nel resto dell'anno. I valori ottimali di Q_{des}/Q_{max} sono suggeriti dall'esperienza in funzione del numero tipico di macchina K .

3.8 Scelta del tipo di macchina

Giunti a questo punto dello studio è opportuno individuare, tramite i primi calcoli, quale tipologia di macchina progettare per il nostro impianto.

I dati di partenza per il calcolo sono:

- Portata massima: $Q_{max} = 1,600 \frac{m^3}{s}$;
- Altezza utile: $H = 41,501 \text{ m}$;
- Numero di giri generatore: $n = 428 \text{ rpm}$;
- Velocità angolare generatore: $\omega = 44,820 \frac{rad}{s}$;
- Rendimento ideale ipotetico: $\eta_{id} = 0,9$;
- Accelerazione di gravità: $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$.

A partire da questi dati si è perfettamente in grado di definire quale tra le tre tipologie di macchine, Pelton, Francis e Kaplan, verrà trattata nello specifico da questo punto in avanti.

Calcoliamo ora il numero tipo K (formula 3.10) o in alternativa la velocità specifica n_s :

$$K = 0,626;$$

$$n_s = 114.$$

Si può quindi concludere che a partire dai dati in nostro possesso la macchina che andremo a progettare sarà una turbina Francis normale.

3.9 Conclusioni

Nell'ambito delle turbine idrauliche si è evidenziato come a partire dalla portata e dall'altezza utile sia possibile scegliere la tipologia di macchina più efficiente. Scelta la macchina, grazie al teorema della similitudine, si è in grado di stimare le dimensioni e le prestazioni di quest'ultima.

Si è cercato inoltre di fornire più di un metodo per la scelta della tipologia di macchina, citando più autori, lasciando la facoltà di scegliere al progettista.

Infine, grazie a un semplice calcolo, a partire dai dati in nostro possesso abbiamo identificato l'oggetto della trattazione che verrà:

Capitolo 4

Generalità sulla turbina Francis

4.1 Introduzione

Nel presente capitolo viene esposta la procedura standardizzata di progetto per le turbine Francis. Peculiarità di questa è la capacità di giungere a dei risultati affidabili in tempi contenuti. Si sono raggruppate diverse scuole di progettazione per ricavare un procedimento standard che abbia due caratteristiche principali: si possa facilmente implementare al calcolatore e sia il più generale possibile.

Con il procedere della progettazione si sono inoltre disegnati con un modellatore CAD 3D i veri organi in modo da assemblare un modello tridimensionale che ci permetterà, conclusasi la fase di progettazione, di analizzare la macchina ottenuta sia per verificare l'esattezza dei calcoli che per effettuare migliorie o modifiche dove si ritenga opportuno.

4.2 Cenni storici

James Bicheno Francis (1815-92) nacque in Inghilterra, ma fin da bambino visse nel Massachusetts vicino alle cascate del fiume Merrimack. Appassionato di macchine idrauliche in particolar modo di turbine, fece già da giovane numerosi tentativi per migliorare le prestazioni delle turbine idrauliche presenti nella sua contea e usate soprattutto per muovere i mulini. I primi tentativi li fece su di una turbina Fourneyron di tipo "outward-flow" e continuò successivamente su di una turbina con flusso centripeto già brevettata da S. Dowd nel 1838. I test eseguiti da Francis furono molto precisi e questo gli permise di comprendere appieno il funzionamento della macchina tanto che, alcuni anni dopo, e precisamente nel 1850 sviluppò una turbina a flusso centripeto molto performante con una serie di guide mobili (in Italia noto come "distributore" ma conosciuto in America come "wicket gates") le quali riescono a controllare la portata d'acqua in maniera molto più efficiente di quanto si era visto precedentemente. Inizialmente la macchina era inserita in una sorta di boiler circolare dove veniva fatta cadere dall'alto l'acqua del fiume. Successivamente invece scoprì che dava migliori risultati utilizzare una cassa a spirale simile a quelle utilizzate nelle pompe centrifughe. La nuova cassa, di fatto una voluta, dava una velocità costante su tutta la circonferenza della macchina migliorando l'efficienza stessa della macchina. Presto la turbina sviluppata da Francis diventò la macchina più utilizzata per generare potenza da cadute idriche di media entità, ed è tuttora la macchina con il rendimento assoluto più alto tra le turbine idrauliche a reazione. I difetti principali che si possono riscontrare nella macchina di Francis risiedono nel comportamento fuori progetto, con un calo di rendimento che la rende poco competitiva con le turbine a doppia regolazione Kaplan nel campo dei bassi salti, e con le Pelton multigetto nel campo delle cadute idriche maggiori. Un altro difetto è riscontrabile nel costo di realizzazione della girante. In molti casi infatti, per mantenere bassi i costi di realizzazione, si preferisce saldare le pale piuttosto che fondere la pala in un sol pezzo, ma questa operazione prevede alta precisione e qualità di lavorazione e di conseguenza non tutte le aziende del settore riescono a produrre giranti di qualità a costi contenuti.

4.3 Calcoli pre-dimensionamento

Prima di passare alla fase di progettazione vera e proprio è opportuno effettuare alcuni calcoli per tener conto delle variazioni sulla portata e sul rendimento della macchina stessa.

Come si è già esposto precedentemente, è consigliabile infatti lavorare con una portata di progetto che non è in effetti quella massima ottenibile dall'impianto, causa delle svariate fonti di variabilità della stessa, con conseguente calo di rendimento in condizioni che differiscono da quelle della massima portata.

Il rendimento della macchina, prodotto dei vari rendimenti degli organi di tenuta e di quelli meccanici, è in questa fase ipotizzato cercando di attribuirgli un valore il più possibile veritiero. In questa fase quindi gioca un ruolo essenziale l'esperienza del progettista e la sua conoscenza della macchina non solo nel suo complesso ma anche di come le prestazioni della stessa possano variare in base a scelte costruttive come la precisione e le tecniche utilizzate per realizzare i vari componenti della stessa e la scelta degli organi di tenuta.

4.3.1 Portata di progetto

La portata massima che può alimentare l'impianto è:

- $Q_{max} = 1,760 \frac{m^3}{s}$.

Rispetto alla portata di progetto quest'ultima è più grande di un 10%, questo equivale a considerare un rendimento idraulico massimo rispetto alla portata di progetto del 90%. Da quanto detto si ricava che la portata di progetto equivale a:

- $Q_p = Q_{max} * \eta_{idr} = 1,760 * 0,9 = 1,584 \frac{m^3}{s}$.

4.3.2 Rendimento totale

Il rendimento della macchina è il prodotto dei rendimenti meccanico e idraulico:

- Rendimento idraulico: $\eta_{idr} = 0,9$;
- Rendimento meccanico: $\eta_{mec} = 0,88$;
- Rendimento totale: $\eta_{tot} = \eta_{idr} * \eta_{mec} = 0,89$.

Per entrambi i valori dei rendimenti meccanico ed idraulico si sono utilizzati valori "standard", cioè che rispecchiassero il più possibile quelli delle macchine in circolazione e che mediassero tra rendimenti di macchine molto elevati, ma con costi di realizzazione anch'essi molto alti, e macchine di scarsa qualità con costi ridotti.

Capitolo 5

Progettazione della girante

5.1 Forma del condotto meridiano

5.1.1 Formulazione

La forma del condotto meridiano della turbina Francis (vedi figura 5.1) è regolata dal valore del numero tipico di macchina K .

$$K = \Phi^{0.5} * \Psi^{-0.75} = \omega \frac{Q^{0.5}}{(g * H)^{0.75}} \quad (5.1)$$

Le dimensioni principali della girante (figura 5.1) vengono infatti stabilite attraverso coefficienti espressi in funzione di K , in forma per lo più grafica. Le correlazioni proposte, poggiano sulla teoria della similitudine meccanica (vedi paragrafo 3.3) e riassumono l'esperienza maturata da numerosi specialisti del settore. I simboli e le definizioni adottate variano a seconda delle tradizioni della scuola di appartenenza o della consuetudine tecnica.

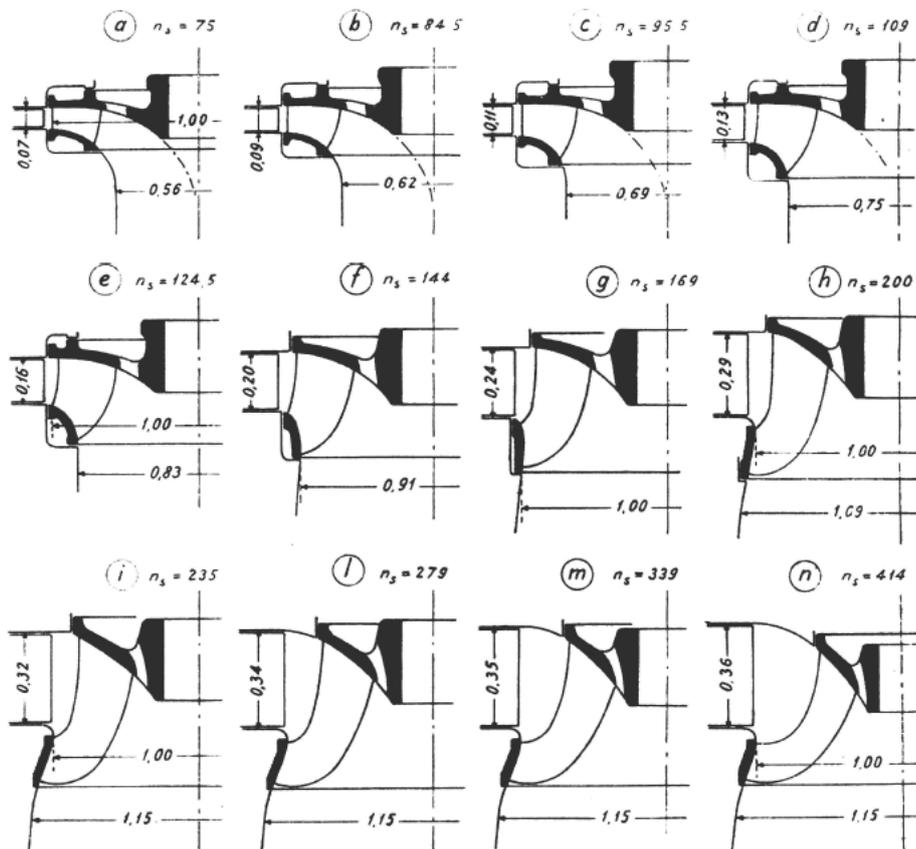


Figura 5.1: condotto meridiano di turbina Francis al variare della velocità caratteristica

n_s .

In luogo del numero tipico di macchina K trova tuttora impiego [Sandrolini and Naldi, 1996] la definizione di “velocità specifica” n_s :

$$n_s = \frac{n}{H} * \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = n P^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{5}{4}} \quad (5.2)$$

con $P = \frac{\rho Q g H}{750}$ potenza in cavalli, e invece dei numeri di pressione e di flusso:

$$\psi = \frac{gh}{u^2} \quad (5.3)$$

$$\phi = \frac{C_m}{u} \quad (5.4)$$

si fa ancora largo uso delle “velocità specifiche” ottenute dividendo quelle reali per la velocità di riferimento $\sqrt{2gh}$.

n_s	K
75,00	0,418
84,50	0,471
95,50	0,533
109,00	0,608
124,50	0,694
144,00	0,803
169,00	0,943
200,00	1,115
235,00	1,311
279,00	1,556
339,00	1,891
414,00	2,309

Tabella 5.1: tabella di conversione per la figura 5.1

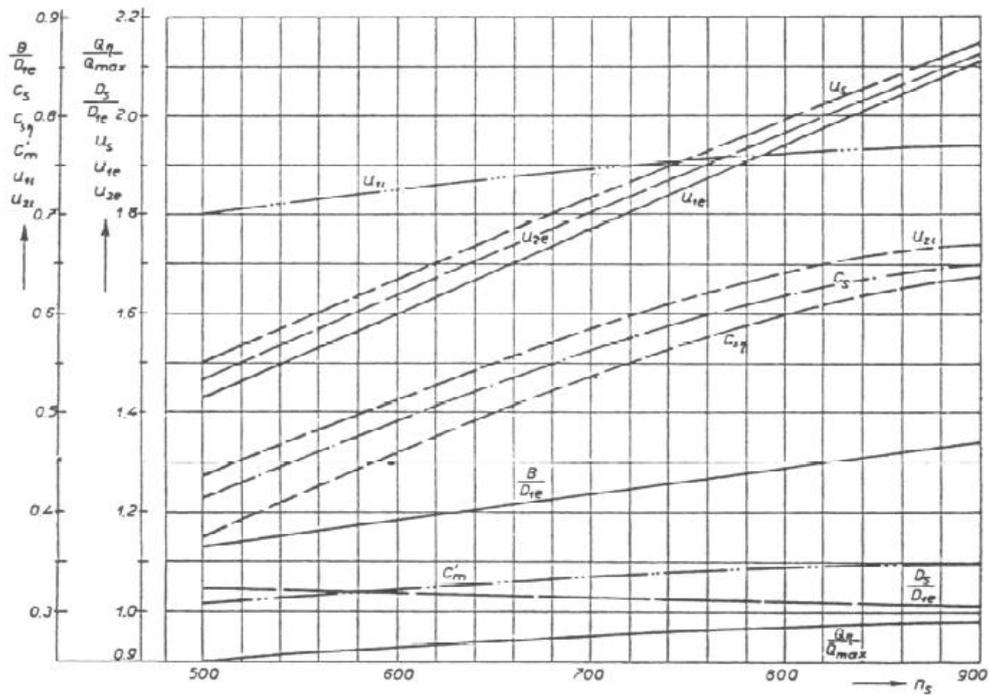
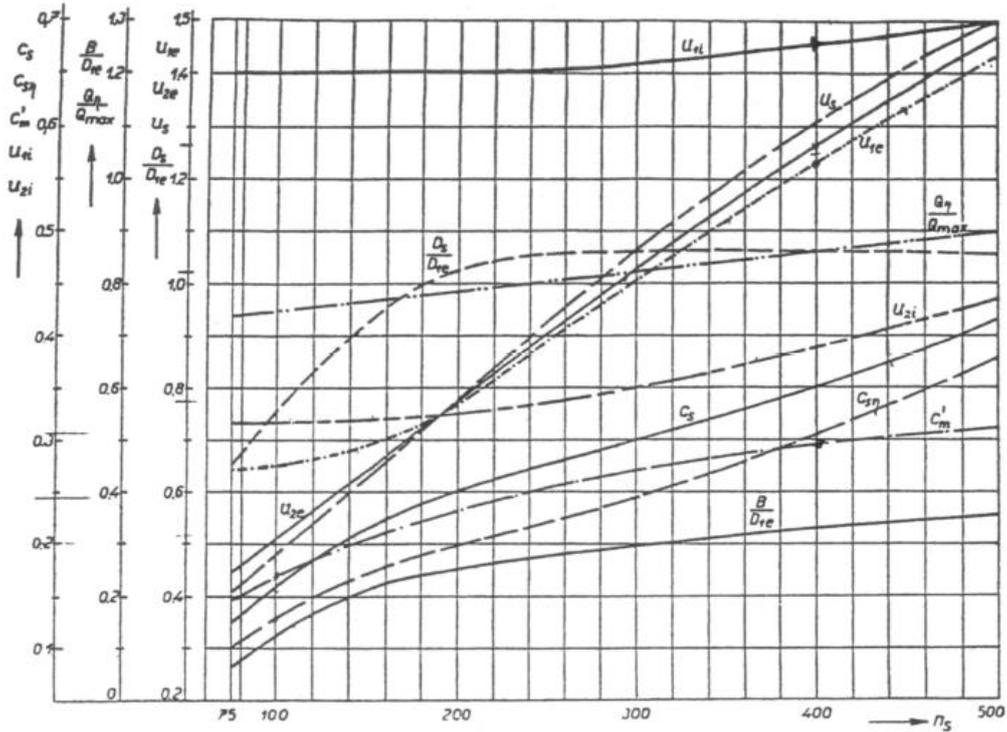


Figura 5.2: velocità specifiche al variare di n_s fonte: Nechleba [1957].

A prescindere dai simboli e dalle definizioni impiegati, il concetto base su cui si basa la progettazione delle turbine Francis è l'utilizzo di diagrammi creati con l'ausilio dell'esperienza che si rivelano tutt'oggi indispensabili. A tal riguardo, un diagramma particolarmente completo è quello di figura 5.2 o di figura 5.4. Nel primo, c_s è la velocità specifica all'ingresso del tubo di scarico. Nello stesso diagramma è anche suggerito il valore della stessa velocità specifica $c_{s\eta}$ per la portata di massimo rendimento (portata per la quale è progettato il condotto). Il valore di questa velocità determina il diametro della

sezione di scarico della girante (ingresso del tubo di scarico) e condiziona dunque il comportamento a cavitazione della turbina. Se in corrispondenza del diametro D_s (vedi figura 5.1) è ancora presente l'ostruzione del mozzo (cioè si verifica frequentemente soprattutto per numeri tipici compresi tra 0,4÷0,7), l'equazione della portata, porge per la portata di massimo rendimento Q_η :

$$Q_\eta = C_s \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_h^2) = C_s \frac{\pi}{4} D_s^2 \left(1 - \frac{D_h^2}{D_s^2} \right) \quad (5.5)$$

per cui, assunto il rapporto D_h/D_s si ricava D_s (D_h : diametro al mozzo). In altre formulazioni, il diametro D_s è stabilito, una volta fissato il rapporto C_s/U_s , sempre dall'equazione della portata riscritta nella forma:

$$Q_\eta = \frac{C_s}{U_s} \omega \frac{D_s}{2} \frac{\pi}{4} D_s^2 \left[1 - \left(\frac{D_h}{D_s} \right)^2 \right] = \frac{C_s}{U_s} \omega \frac{\pi}{8} D_s^3 \left[1 - \left(\frac{D_h}{D_s} \right)^2 \right] \quad (5.6)$$

Il valore di C_s/U_s suggerito in letteratura, si aggira mediamente tra 0,25÷0,30. Con la velocità U_s riportata nel grafico di figura 5.2 si ottiene per il rapporto C_s/U_s un valore pressoché costante e pari a 0.25 per i numeri tipici K compresi tra 0,4÷2,3. Per il rapporto C_s/U_{2e} il valore è poco diverso, e mediamente pari a 0.3 nel medesimo intervallo di K . E' evidente la concordanza delle due impostazioni. Il valore di C_s non condiziona solo il comportamento a cavitazione della turbina ma anche l'efficienza con cui avviene il recupero dell'energia cinetica all'interno del tubo di scarico. All'aumentare di C_s aumentano le perdite di carico e ciò obbliga a una progettazione sempre più accurata del diffusore. La velocità periferica U_1 in corrispondenza del diametro esterno D_1 della girante può essere scelta all'interno di un ampio intervallo. Il valore di

$$u_1 = \frac{U_1}{\sqrt{2gH}} = \frac{1}{2\Psi} \quad (5.7)$$

condiziona la deviazione angolare della corrente fluida attraverso la girante (e quindi la curvatura della palettatura) oltre al grado di reazione.

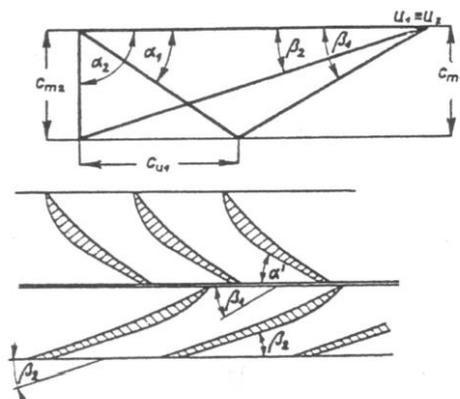


Figura 5.3: esempio palettatura.

Questi effetti possono essere messi qualitativamente in evidenza riferendosi per semplicità alla palettatura di una turbina assiale (figura 5.3). Posto $C_{u2} = 0$, il legame tra le velocità C_{u1} e U_1 è riassunto dall'equazione dello scambio di energia:

$$u_1 C_{u1} = \eta_{idr} g H \quad (5.8)$$

Al diminuire di U_1 la velocità tangenziale C_{u1} deve progressivamente aumentare, e con essa l'angolo di flusso β_1 e la velocità assoluta C_1 . All'aumentare di β_1 le pale assumeranno un profilo sempre più curvo. Aumentano perciò le perdite di carico a causa della maggior curvatura del condotto e i rischi di separazione della corrente dal lato in depressione della pala. L'aumento della velocità C_1 dà luogo, ad una diminuzione del salto di pressione tra monte e valle della girante. Infatti:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} \simeq \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = \eta_{idr} g H - \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \quad (5.9)$$

Perciò se per una data H si riduce U_1 , l'aumento imposto a C_{u1} dallo scambio di energia (e al numero di pressione Ψ dato che: $C_{u1}/U_1 = \eta_{idr} \Psi$) provoca una progressiva diminuzione della pressione statica a monte della girante rispetto al valor presente all'imbocco del tubo di scarico con il rischio di favorire lo sviluppo della cavitazione sull'intera estensione della palettatura (soprattutto quella adiacente alla corona). Per queste ragioni l'esperienza suggerisce un valore della velocità specifica u_1 non inferiore a 0,65 (e dunque numeri di pressione Ψ non superiori a 1,2) e l'impiego, per le turbine Francis, di numeri tipici K non inferiori a circa 0,4.

All'aumentare del numero tipico K , aumenta la curvatura del condotto meridiano e le linee di corrente si addossano verso la corona. Con l'aumentare della velocità sul lato esterno aumentano però i rischi di cavitazione, per controllare i quali è opportuno che il raggio di curvatura del contorno esterno del condotto meridiano non sia inferiore a $D_{1e} = 10$ cm sul punto ove è collocato il bordo d'ingresso della girante. Per la stessa ragione anche la velocità meridiana C_{m1} all'uscita del distributore non dovrebbe essere troppo elevata, ma compresa tra 0,2÷0,35 m/s. E ciò equivale a imporre una limitazione al valore del numero di flusso

$$\Phi = \frac{C_{m1}}{(U_{1e} - U_{1i})/2} \quad (5.10)$$

che varia tra 0,23÷0,31 nell'intervallo di K tra 0,4÷2,4. All'aumentare di K , il condotto meridiano della turbina si allarga verso il tubo di scarico per ridurre la velocità con la quale l'acqua entra in quest'ultimo. Si riduce in tal modo la perdita di carico connessa con il recupero dell'energia cinetica $C_2^2/2$. L'allargamento della girante è in genere eseguito inclinando la generatrice della corona di un angolo di circa 10°÷20° rispetto all'asse di rotazione. Un tale angolo di divergenza non genera il distacco della corrente dalla corona per l'azione delle pale della girante che spinge l'acqua verso il contorno esterno. Infatti in assenza di pale, la divergenza del cono di scarico non potrebbe essere sostenuta e per ostacolare la tendenza alla separazione, si è soliti sfruttare l'effetto centrifugo provocato da una (modesta) componente tangenziale appositamente assegnata alla corrente all'uscita della girante.

Il diagramma di figura 5.2, o di altri simili come quello di figura 5.4, hanno la funzione di suggerire una prima stima dei principali parametri geometrici del canale meridiano della girante. La forma definitiva del condotto, ovvero l'effettiva geometria del contorno del

mozzo, della corona del bordo d'ingresso e d'uscita della palettatura sono, in genere, scelte dettate dalla esperienza e dalla sensibilità del progettista.

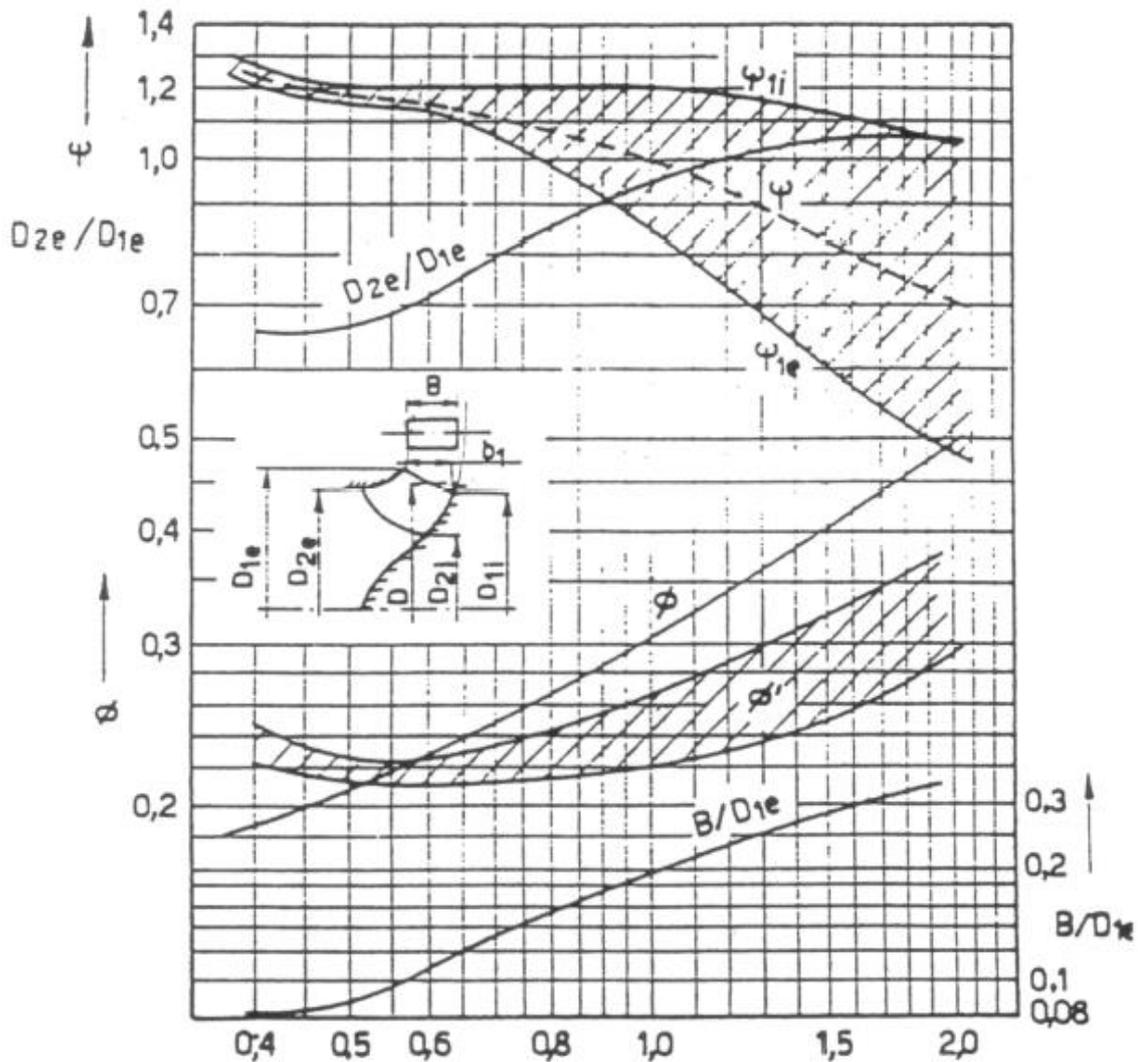


Figura 5.4: parametri caratteristici Francis

Rimane ancora valida, soprattutto per numeri tipici non superiori all'unità, l'idea di sagomare il condotto assegnando un'appropriata distribuzione della velocità meridiana lungo la direzione del deflusso. A tal riguardo, un'assunzione ricorrente nella pratica progettuale è quella di assumere C_m costanti, o all'incirca tale, lungo la direzione del deflusso e, più in generale, lungo il bordo d'uscita della girante. All'aumentare della velocità meridiana allo scarico della girante e del suo grado di disuniformità aumentano, infatti, le perdite nel tubo di scarico e diminuisce l'efficienza con cui viene recuperata parte dell'energia cinetica residua. Il procedimento è riassunto in figura 4.5. Stabilita la velocità meridiana C_m e il diametro D_1 esterno, si determinano la larghezza B_1 e il diametro D_s della bocca di scarico o, il che è lo stesso, delle sezioni di ingresso del tubo diffusore:

$$Q = \frac{\pi}{4} D_1^2 C_m \quad (5.11)$$

$$Q = \pi D_1 B_1 C_m \quad (5.12)$$

Con riferimento ai diagrammi di figura 5.2 o di figura 5.4, C_m potrebbe essere il valore suggerito per la velocità all'ingresso e all'uscita della girante, o un valore a questo intermedio. In alternativa, determinati D_s e B_1 dai rispettivi valori suggeriti per la velocità meridiana la distribuzione delle aree può essere determinata ancora con l'equazione di continuità una volta assunta la legge di variazione della velocità meridiana fra questi due valori estremi.

Si ribadisce che la procedura descritta è agevole da gestire soprattutto per turbine aventi numeri tipici K non eccedenti l'unità.

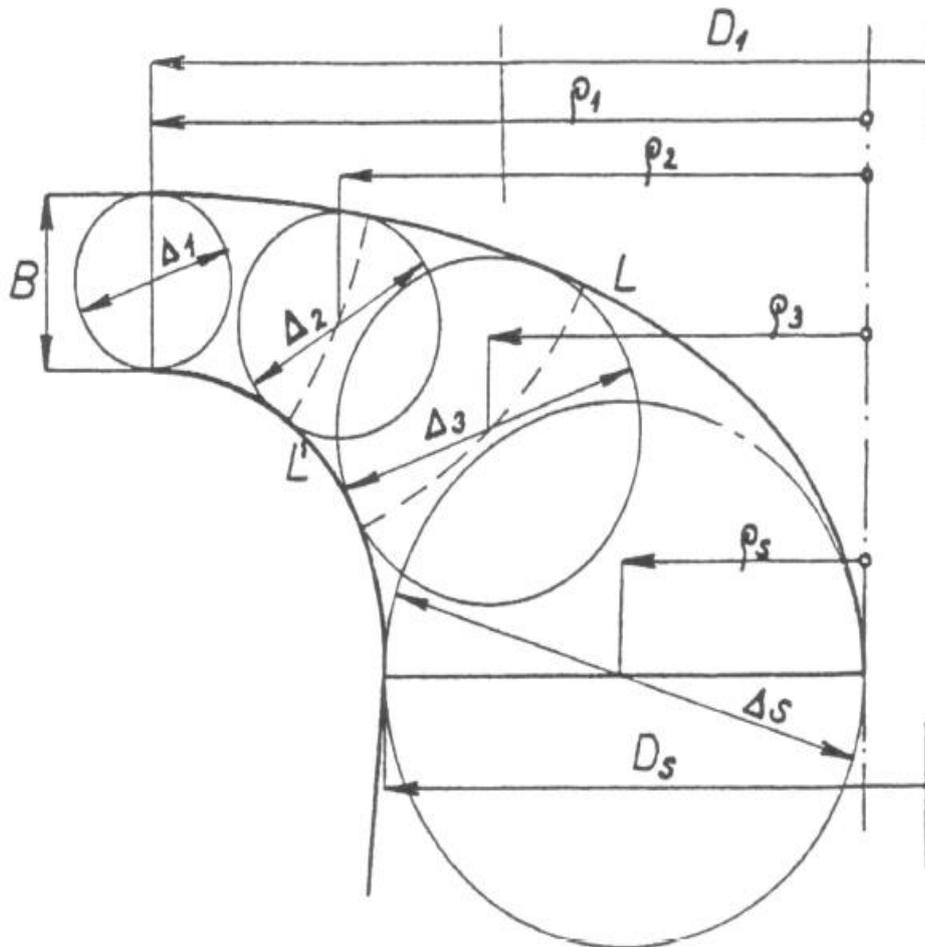


Figura 5.5: tracciato a velocità costante del condotto meridiano.

Per numeri tipici maggiori, le osservazioni precedenti legate al raggio di curvatura del contorno esterno che precede il bordo d'ingresso della girante, la divergenza della corona rispetto all'asse di rotazione della girante possono rendere la procedura meno agevole. A tal riguardo, può essere di riferimento la geometria suggerita da Bovet [1952] poi sostenuta da altri autori come Vivier [1966] oppure Jaumotte [1968], soprattutto di origine francese. La procedura suggerita copre l'intero intervallo delle turbine Francis e può essere riassunta dal disegno del condotto meridiano di figura 5.6 e di figura 5.7.

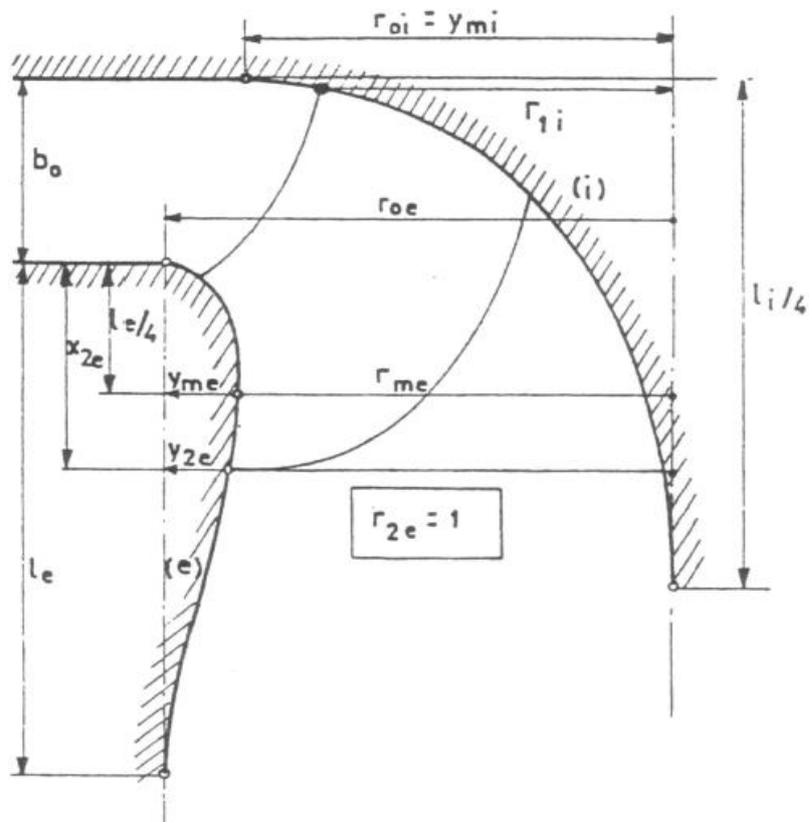


Figura 5.6: geometria del condotto meridiano adimensionale di Bovet [1952].

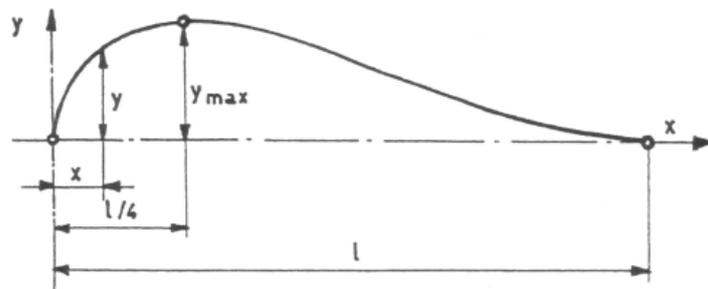


Figura 5.7: curva parametrica del condotto meridiano di Bovet [1952].

Le grandezze geometriche sono tutte rapportate al raggio R_{2e} esterno del bordo d'uscita della girante e dunque espresse in forma adimensionale. Il loro valore è dato in funzione del numero tipico K . Larghezza del distributore:

$$b_0 = 0,8 * (2 - 0,3355 * K) * 0,3355 * K \quad (5.13)$$

Raggio di raccordo del contorno meridiano del mozzo con la geometria del distributore e con l'asse di rotazione:

$$r_{oi} = 0,7 + \frac{0,16}{0,3355 * K + 0,08} \quad (5.14)$$

$$\frac{l_i}{4} = 0,8 + b_0 \quad (5.15)$$

Punti di raccordo del contorno esterno:

$$r_{0e} = \frac{0,493}{(0,3355 * K)^{2/3}} \text{ per } K < 0,82 \quad (5.16)$$

$$r_{0e} = 1,255 - 0,3(0,3355 * K) \text{ per } K > 0,82 \quad (5.17)$$

$$l_e = 2,4 - 1,9 * (2 - 0,3355 * K) \quad (5.18)$$

Il contorno meridiano lato mozzo e corona della girante è ottenuto dall'equazione seguente (vedi figura 5.7):

$$\frac{y}{y_m} = 3,08 \left(1 - \frac{x}{l}\right) \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)} \quad (5.19)$$

Per il profilo della corona si suggerisce

$$x_{2e} = 0,5 \quad (5.20)$$

indipendentemente dal numero tipico K . Risulta pertanto fissato il rapporto:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3,08 \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right) \sqrt{\frac{x_{2e}}{l_e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e}\right)} \quad (5.21)$$

D'altra parte, dalla figura 5.6, risulta:

$$y_{2e} = r_{0e} - r_{2e} = r_{0e} - 1 \quad (5.22)$$

Assieme al raggio:

$$r_{me} = r_{0e} - y_{me} \quad (5.23)$$

Per il profilo del mozzo è impiegata solo la prima parte della curva di figura 4.7 ($0 \leq x_i \leq l_i/4$) con $y_{mi} = r_{0i}$. Per un dato valore del numero tipico di macchina K il contorno del condotto meridiano della turbina è perciò univocamente determinato una volta stabilito il raggio esterno R_{2e} del bordo d'uscita delle pale. Secondo Bovet [1952], il valor massimo del rendimento in funzione di K varia poco e corrisponde ad un valore del numero di flusso:

$$\Phi_{2e} = \frac{Q}{\pi R_{2e}^2} \frac{1}{\omega R_{2e}} = \frac{C_{m2}}{\omega R_{2e}} \quad (5.24)$$

pressoché costante e pari a 0.27. Rimane da stabilire la posizione del bordo d'ingresso lato mozzo. Le esperienze di Bovet [1952] suggeriscono per il numero di pressione:

$$\Psi_{1i} = \frac{gH}{\omega^2 R_{1i}^2} \quad (5.25)$$

un valore pressoché costante e pari a circa 0.86.

Stabilita la forma del condotto meridiano occorre definire il profilo del bordo d'ingresso e di uscita della palettatura e determinare lungo lo sviluppo di questi gli angoli di flusso della corrente.

5.1.2 Calcoli

Il calcolo delle effettive dimensioni del condotto meridiano della girante si è chiaramente basato sui grafici di figura 5.2. E' stato però necessario parametrizzare le curve del grafico in modo da poter ricavare in modo preciso i valori della geometria del condotto. Il passaggio dal grafico alle curve parametrizzate è risultato non complesso grazie all'utilizzo della tabella 5.2 suggerita dal Coen.

n_c	60	100	150	200	250	300	350	450
u_{1e}	0,650	0,686	0,754	0,828	0,920	1,020	1,130	1,240
u_{1i}	0,650	0,686	0,700	0,700	0,700	0,700	0,700	0,700
u_{2e}	0,400	0,495	0,633	0,780	0,920	1,040	1,155	1,270
u_{2i}	0,340	0,358	0,370	0,380	0,390	0,400	0,405	0,410
$\frac{B}{D_{1e}}$	0,050	0,115	0,175	0,225	0,270	0,315	0,350	0,390
$\frac{D_s}{D_{1e}}$	0,525	0,690	0,850	0,995	1,000	1,020	1,022	1,025

Tabella 5.2: valore dei coefficienti del condotto meridiano di una turbina Francis al variare di n_c secondo Coen.

Dove:

- $u_{1e} = \frac{U_{1e}}{\sqrt{gH}}$: velocità specifica in ingresso alla girante, profilo esterno;
- $u_{1i} = \frac{U_{1i}}{\sqrt{gH}}$: velocità specifica in ingresso alla girante, profilo interno;
- $u_{2e} = \frac{U_{2e}}{\sqrt{gH}}$: velocità specifica in uscita alla girante, profilo esterno;

- $u_{2i} = \frac{U_{2i}}{\sqrt{gH}}$: velocità specifica in uscita alla girante, profilo interno;
- $\frac{B}{D_{1e}}$: rapporto tra larghezza del distributore e diametro di ingresso, profilo esterno, della girante;
- $\frac{D_s}{D_{1e}}$: rapporto tra diametro di scarico e diametro di ingresso, profilo esterno, della girante.

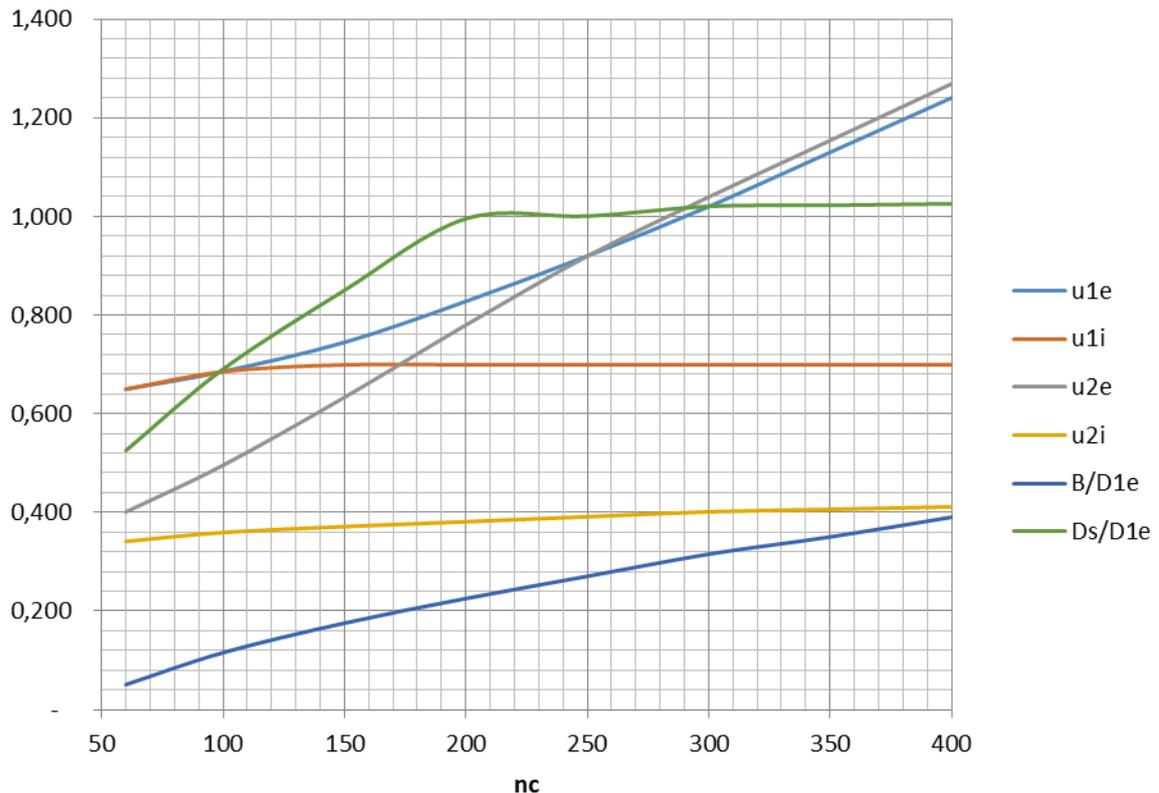


Figura 5.9: curve dei valori caratteristici del condotto meridiano di una turbina Francis al variare di n_c secondo Coen.

Per poter passare dai dati numerici in tabella 5.2 al valore numerico dei vari coefficienti sulle curve di figura 5.9, per ogni grandezza indagata, si sono presi due coppie di coordinate, con n_c ascissa, e per ogni coppia si è calcolato il coefficiente angolare della retta congiungente i due punti.

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (5.26)$$

Una volta calcolato il valore del coefficiente angolare tra i due punti si è ricavata l'equazione della retta congiungente i punti:

$$y = y_0 + m(x - x_0) \quad (5.27)$$

e ponendo

$$x_0 = n_c = 114 \quad (5.28)$$

Si è calcolato il valore esatto di ogni coefficiente per il condotto meridiano:

- $u_{1e} = 0.703$
- $u_{1i} = 0.760$
- $u_{2e} = 0.534$
- $u_{2i} = 0.361$
- $\frac{B}{D_{1e}} = 0.132$
- $\frac{D_s}{D_{1e}} = 0.735$

A partire dalle velocità specifiche si sono ottenute le velocità assolute all'ingresso e all'uscita dal condotto meridiano per entrambi i profili, interno ed esterno:

$$U = u * 2\sqrt{gH} \quad (5.29)$$

- $U_{1e} = 20,05 \frac{m}{s}$
- $U_{1i} = 19,69 \frac{m}{s}$
- $U_{2e} = 15,23 \frac{m}{s}$
- $U_{2i} = 10,31 \frac{m}{s}$

Dalle velocità specifiche si sono calcolate le dimensioni del condotto meridiano grazie alla relazione:

$$D = \frac{U}{\pi * \omega} \frac{60}{1000} \quad (5.30)$$

- $D_{1e} = 895 \text{ mm}$
- $D_{1i} = 789 \text{ mm}$
- $D_{2e} = 680 \text{ mm}$
- $D_{2i} = 460 \text{ mm}$

Conoscendo ora il valore numerico di D_{1e} si sono ricavati anche B e D_s .

- $B = 118 \text{ mm}$

- $D_s = 658 \text{ mm}$

Dopo aver ricavato le dimensioni del condotto meridiano si è passati alla definizione della geometria dello stesso, figura 5.6 e figura 5.7, esplicitando le curve di Bovet per il nostro condotto meridiano:

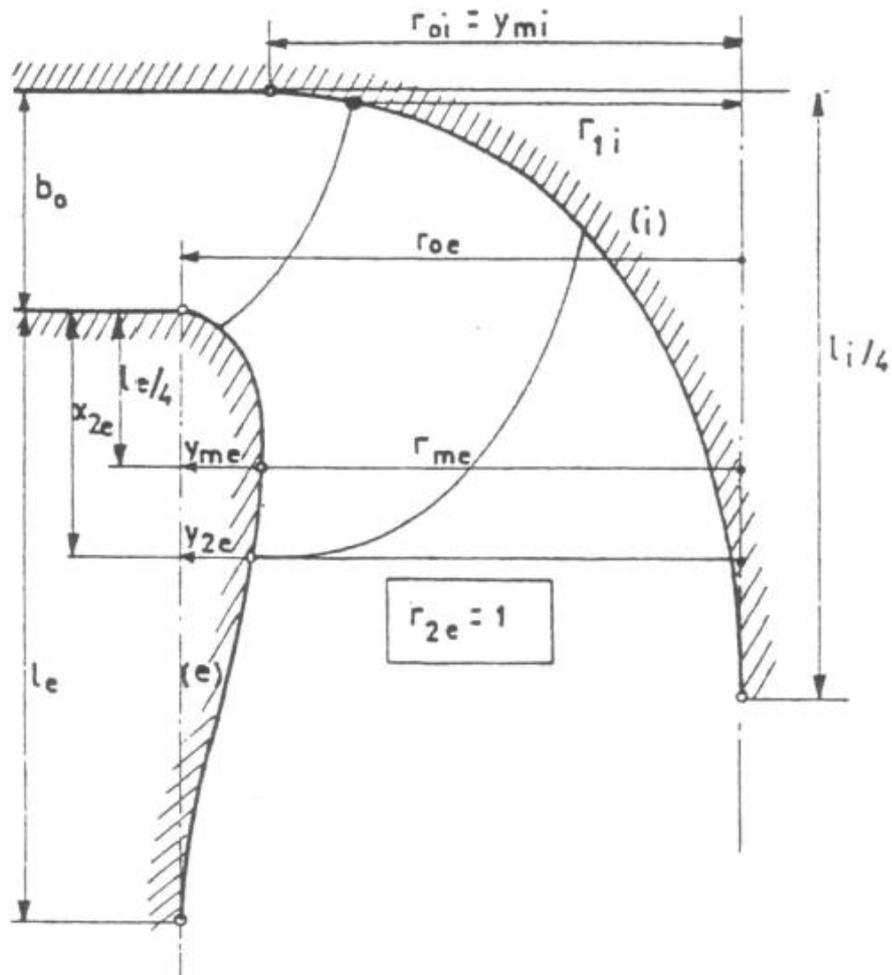


Figura 5.6: geometria del condotto meridiano adimensionale di Bovet [1952].

- Altezza distributore b_0 :

$$b_0 = B = 118 \text{ mm}$$

- Lunghezza curva profilo esterno L_e :

$$L_e = l_e \frac{D_{2e}}{2} = 553 \text{ mm}$$

- Raggio punto esterno r_{0e} con $K < 82$:

$$r_{0e} = 1,316$$

- Raggio punto 0 curva profilo esterno R_{0e} :

$$R_{0e} = r_{0e} \frac{D_{2e}}{2} = 447 \text{ mm}$$

- Diametro punto 0 curva profilo esterno D_{0e} :

$$D_{0e} = 2R_{0e} = 895 \text{ mm}$$

- Ordinata punto 2 curva profilo esterno Y_{2e} :

$$Y_{2e} = y_{2e} \frac{D_{2e}}{2} = 107 \text{ mm}$$

- Ascissa punto 2 curva profilo esterno X_{2e} :

$$X_{2e} = x_{2e} \frac{D_{2e}}{2} = 166 \text{ mm}$$

- Lunghezza curva profilo interno L_i :

$$L_i = l_i \frac{D_{2e}}{2} = 1529 \text{ mm}$$

- Raggio punto 0 curva profilo interno R_{0i} :

$$R_{0i} = r_{0i} \frac{D_{2e}}{2} = 414 \text{ mm}$$

- Ordinata punto di massimo curva profilo esterno Y_{me} :

$$Y_{me} = y_{me} \frac{D_{2e}}{2} = 119 \text{ mm}$$

- Ordinata punto di massimo curva profilo interno Y_{mi} :

$$Y_{mi} = R_{0i} = 414 \text{ mm}$$

Per poter ricavare i valori Y_{me} si è implementata la funzione, formula 5.21, sulla rispettiva lunghezza L_{me} , in modo da trovare il punto di massimo della curva.

Giunti a questo punto siamo in grado di generare il profilo del condotto meridiano, in quanto siamo in possesso di tutti i parametri caratteristici e conosciamo anche le funzioni matematiche della forma dei profili stessi, figura 5.10.

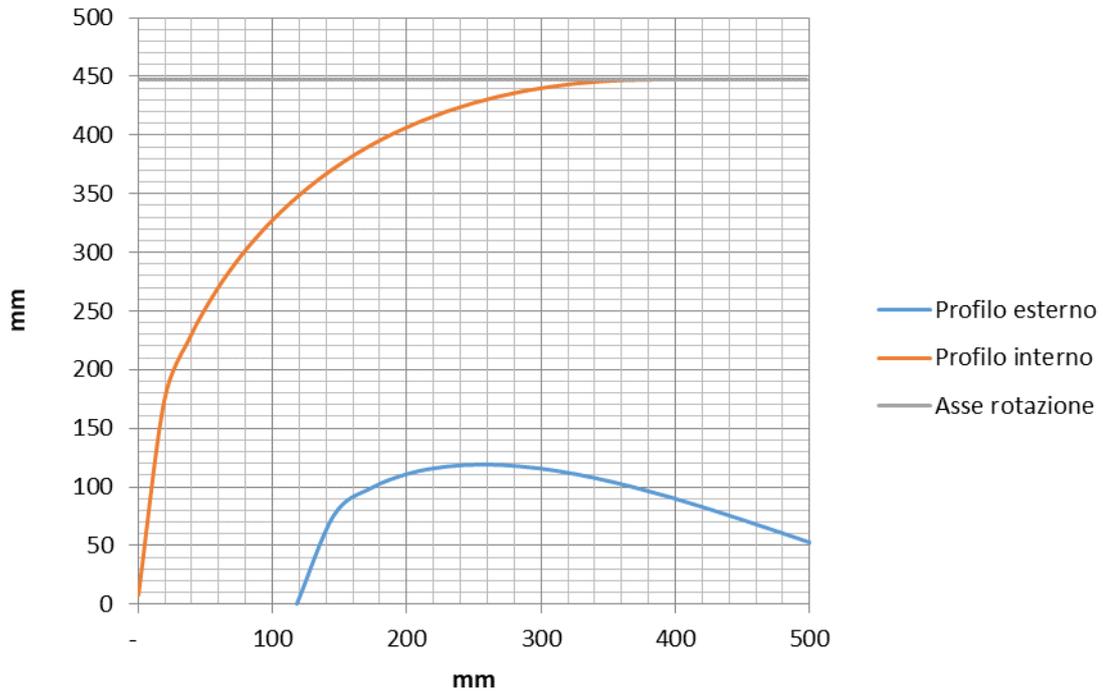


Figura 5.10: andamento dei profili esterno ed interno del condotto meridiano della nostra turbina, secondo Bovet.

5.2 Linee di corrente

5.2.1 Formulazione

Compito della palettatura è quello di operare la necessaria variazione del momento della quantità di moto della portata Q che attraversa la girante affinché il momento M che si vuole disponibile all'asse:

$$M = \rho Q \eta_V (r_1 C_{u1} - r_2 C_{u2}) = \frac{M_a}{\eta_{mec}} \quad (5.31)$$

sia quello che compete al salto idrico H :

$$gH = \frac{gH_t}{\eta_{idr}} = \frac{u_1 C_{u1} - u_2 C_{u2}}{\eta_{idr}} = \frac{M_a \omega}{\rho Q \eta_{idr} \eta_{mec} \eta_V} \quad (5.32)$$

Nelle relazioni precedenti:

- M : momento lordo disponibile all'albero,

- M_a il momento utile, $(M - M_a)\omega = M\omega(1 - \eta_{mec})$ la potenza dissipata per attriti meccanici e per ventilazione,
- η_{mec} il rendimento meccanico,
- $\eta_v = (Q - Q_f)/Q$ il rendimento volumetrico,
- Q_f la portata che trafila dagli elementi di tenuta,
- gH_t il lavoro meccanico eseguito dall'unità di massa del fluido sulla girante,
- η_{idr} il rendimento idraulico, ω la velocità angolare,
- $u_1 C_{u1}$ e $u_2 C_{u2}$ i valori medi dei prodotti della velocità periferica con la componente tangenziale della velocità assoluta rispettivamente all'ingresso e all'uscita della girante.

La velocità periferica varia lungo il bordo di uscita della girante, e anche lungo il bordo d'ingresso (per numeri tipici superiori all'unità) (figura 5.1). Inoltre, la velocità meridiana è sensibilmente influenzata dalla curvatura del condotto meridiano. I triangoli delle velocità variano dunque lungo i bordi che delimitano la palettatura e ciascuna sezione palare dovrà perciò essere sagomata diversamente dalle altre.

Per dimensionare le singole sezioni della velocità meridiana all'ingresso e all'uscita delle pale, tenendo debitamente conto della curvatura del condotto meridiano.

In quanto segue si ignorerà la presenza della palettatura all'interno del condotto meridiano (in questa fase la geometria delle pale non è nota; è anzi l'oggetto dello studio); si assumerà inoltre $C_u = 0$, il fluido aviscoso e la corrente in regime stazionario.

L'ipotesi di fluido aviscoso è meno drastica di quanto sembri. Il reale deflusso della corrente avviene in regime di moto turbolento, e per tali condizioni il fluido procede, fatta eccezione per un sottile strato a ridosso delle pareti (strato limite) dell'ordine del decimo di millimetro, come se non fosse soggetto ad attriti interni. Il fatto può essere meglio chiarito confrontando i profili di velocità laminare e turbolento all'interno di un condotto cilindrico (figura 5.11).

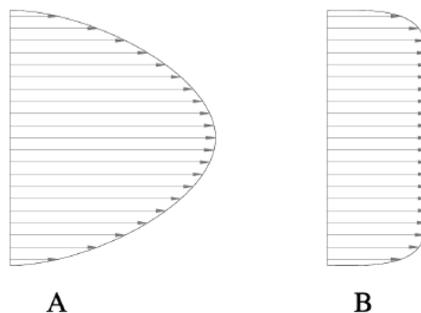


Figura 5.11: confronto tra moto in condotto laminare (A) e turbolento(B).

In regime laminare la viscosità del fluido si manifesta attraverso forze tangenziali tra strati cilindrici concentrici che se riducono la velocità all'interno di uno strato aumentano, per converso, quella dello strato esterno adiacente. Ne risulta il profilo di velocità di figura 5.11 A.

In regime di moto turbolento, le componenti pulsanti delle velocità determinano uno scambio di quantità di moto tra strati che livella il valore della velocità negli strati adiacenti, ad eccezione dello strato limite dove la velocità diminuisce rapidamente per annullarsi in corrispondenza della parete. Il profilo di velocità è perciò quello di figura 5.11 B, molto simile a quello di un fluido privo di viscosità (attriti interni nulli).

Date le premesse il moto può essere riferito all'osservatore inerziale e l'equazione che regola l'equilibrio della corrente assoluta assume la forma:

$$\vec{c} \times \vec{\Omega} = \nabla \left(\frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + gz \right) = \nabla E \quad (5.33)$$

dove $\vec{\Omega} = \text{rot } \vec{c}$ è la vorticità della corrente assoluta e E l'energia totale dell'unità di massa.

Per uno spostamento elementare $d\vec{s} = \vec{c} dt$ lungo una linea di corrente si ottiene:

$$(\vec{c} \times \vec{\Omega}) \vec{c} dt = 0 \quad (5.34)$$

e quindi:

$$\nabla E \vec{c} dt = dE = 0 \quad (5.35)$$

cioè l'energia totale $E = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + gz$ si conserva lungo una linea di corrente.

Se si ammette che il moto origini da un ambiente a energia totale costante, l'energia totale E deve conservarsi in tutto il campo di moto, e dunque $\nabla E = 0$.

L'equazione del moto si riduce a:

$$\vec{c} \times \vec{\Omega} = 0 \quad (5.36)$$

e una soluzione è il moto irrotazionale

$$\vec{\Omega} = 0 \quad (5.37)$$

il quale, come è ben noto, implica (essendone condizione necessaria e sufficiente) l'esistenza di una funzione potenziale \emptyset tale che:

$$\vec{c} = -\nabla \emptyset \quad (5.38)$$

In coordinate cartesiane:

$$c_x = -\frac{\partial \emptyset}{\partial x}, \quad c_y = -\frac{\partial \emptyset}{\partial y}, \quad c_z = -\frac{\partial \emptyset}{\partial z} \quad (5.39)$$

Le superfici a potenziale $\emptyset = \text{costante}$, dette superfici equipotenziali, sono ortogonali al vettore velocità \vec{C} , e dunque alle linee di corrente che le attraversano. Infatti, per uno spostamento elementare $d\vec{s} = (dx, dy, dz)$ lungo una superficie $\emptyset = \text{costante}$ si ottiene:

$$d\emptyset = \frac{\partial \emptyset}{\partial x} dx + \frac{\partial \emptyset}{\partial y} dy + \frac{\partial \emptyset}{\partial z} dz = \nabla \emptyset d\vec{s} = 0 \quad (5.40)$$

Ma, ricordando la (5.38), è anche:

$$C_x dx + C_y dy + C_z dz = \vec{C} d\vec{s} = 0 \quad (5.41)$$

la velocità \vec{C} è dunque ovunque ortogonale alla superficie equipotenziale $\emptyset = \text{costante}$ dato che è sempre ortogonale e un vettore $d\vec{s}$ a questa tangente.

Per un fluido incomprimibile, l'equazione di continuità è data dall'equazione:

$$\nabla \vec{C} = \text{div } \vec{C} = \frac{\partial C_x}{\partial x} + \frac{\partial C_y}{\partial y} + \frac{\partial C_z}{\partial z} = 0 \quad (5.42)$$

Se indichiamo con V lo spazio delimitato da una superficie chiusa S, vale (Lemma di Gauss)

$$\begin{aligned} \int_V \nabla \vec{C} dV &= \int_V \left(\frac{\partial C_x}{\partial x} + \frac{\partial C_y}{\partial y} + \frac{\partial C_z}{\partial z} \right) dV = \\ &= \int_S (C_x n_x + C_y n_y + C_z n_z) dS = \int_S \vec{C} \cdot \vec{n} dS = 0 \end{aligned} \quad (5.43)$$

dove $\vec{n} = (n_x, n_y, n_z)$ è il vettore normale esterno alla superficie S.

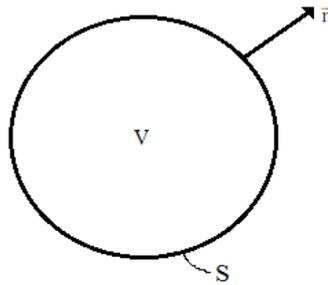


Figura 5.12: spazio di volume V delimitato dalla superficie S e vettore normale \vec{n} uscente dalla superficie

Il valore nullo della divergenza del vettore velocità \vec{C} , impone che sia complessivamente nullo il flusso del vettore \vec{C} attraverso la superficie S: la portata che entra attraverso la porzione S' di S dovrà necessariamente uscire dalla rimanente superficie S-S'.

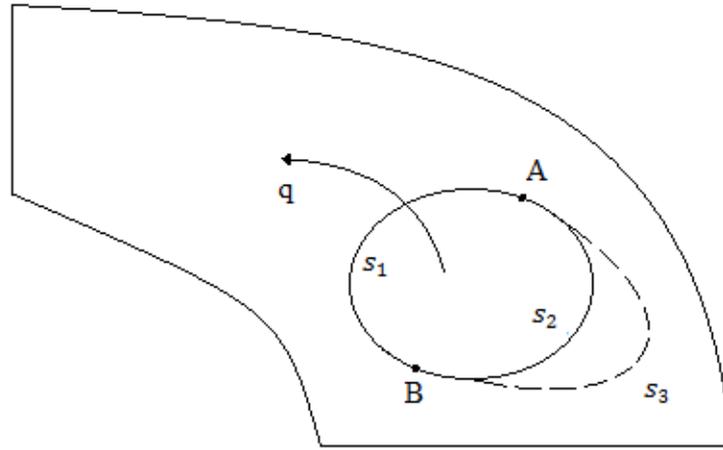


Figura 5.13: curve s_1 , s_2 e s_3 tra A e B (punti all'interno del condotto meridiano) attraversate dalla portata q .

Sia q la portata che attraversa la superficie S_1 ottenuta ruotando attorno all'asse della girante la curva s_1 (Fig. 5.13). S_2 e S_3 analogamente, le superfici generate dalla rotazione attorno all'asse della girante delle curve s_2 e s_3 . Si consideri il volume racchiuso dalle superfici S_1 e S_2 .

Per la (5.43), la portata q' che attraversa la superficie S_2 deve essere la stessa che attraversa S_1 , dunque $q' = q$. Alla stessa conclusione si perviene se si considera il volume delimitato dalle superfici S_2 e S_3 , e quindi la portata q'' che attraversa S_3 deve essere ancora pari a quella che attraversa S_1 , e dunque $q'' = q$. Pertanto, la portata volumetrica che attraversa le superfici generate dalla rotazione attorno all'asse della girante di curve qualsiasi che si appoggiano ai punti A e B di figura 5.13, deve essere sempre la stessa quando il fluido è incomprimibile e il moto è stazionario. Tale portata dovrà dipendere solo dalle coordinate dei punti A e B.

È perciò possibile introdurre una funzione Ψ delle sole coordinate tale che la differenza dei valori che essa assume in due punti sia pari alla portata che attraversa la superficie generata dalla rotazione attorno all'asse di una qualsiasi curva che congiunge i due punti (o una quantità proporzionale alla portata). Con riferimento alla figura 5.14, posto

$$dQ = 2\pi d\Psi \quad (5.44)$$

e muovendo da A verso B, si può scrivere, osservando che $\overline{AB} = (-dz, dr)$ e $d\Psi_{AB} = \nabla\Psi \overline{AB}$:

$$dQ = 2\pi d\Psi = 2\pi \left[\frac{\partial\Psi}{\partial z} (-dz) + \frac{\partial\Psi}{\partial r} dr \right] = 2\pi (rdzC_r + rdrC_z) \quad (5.45)$$

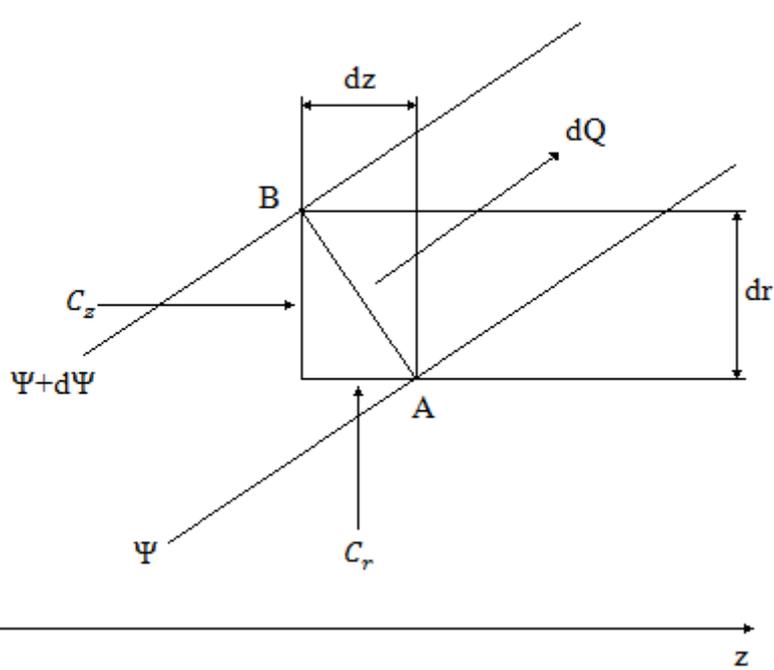


Figura 5.14: rappresentazione grafica della 4.45

Dalla (5.45) si ricava immediatamente il legame tra le componenti C_z e C_r della velocità e le derivate parziali $\frac{\partial \Psi}{\partial r}$ e $\frac{\partial \Psi}{\partial z}$ della funzione Ψ :

$$C_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r}, \quad C_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial z} \quad (5.46)$$

Le linee di corrente, tangenti al vettore velocità \vec{C} , sono anche linee a $\Psi = \text{costante}$. Infatti, lungo una linea a $\Psi = \text{costante}$:

$$d\Psi = \frac{\partial \Psi}{\partial r} dr + \frac{\partial \Psi}{\partial z} dz = 0 \quad (5.47)$$

ricordando il legame (4.46) tra \vec{C} e Ψ :

$$r C_z dr - r C_r dz = 0 \quad (5.48)$$

La funzione di corrente ψ , provenendo dal principio di conservazione della massa, soddisfa automaticamente l'equazione di continuità $\nabla \vec{C} = \mathbf{0}$. Per riformulare le equazioni che reggono il moto in termini di Ψ occorre riscrivere in funzione di Ψ la condizione di irrotazionalità $\vec{\Omega} = \text{rot } \vec{C} = \mathbf{0}$. In coordinate cilindriche, le componenti del vettore vorticità $\vec{\Omega}$ possono essere ottenute considerando i minori algebrici del determinante simbolico:

$$\vec{\Omega} = \begin{bmatrix} \vec{i}_1 & \vec{i}_2 & \vec{i}_3 \\ \frac{\partial}{\partial \theta} & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial r} \\ r c_u & r c_z & c_r \end{bmatrix} \quad (5.50)$$

Il moto lungo ciascun piano coordinato è regolato dalla componente della vorticità $\vec{\Omega}$ ortogonale a quel piano.

L'equilibrio della corrente meridiana $\vec{c}_m = (c_z, c_r)$ è quindi regolato dalla componente Ω_u del vettore vorticità $\vec{\Omega}$ Lungo la direzione \vec{i}_1 . Si ottiene:

$$\Omega_u = \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial r} \quad (5.51)$$

che, esprimendo la velocità attraverso le funzioni di corrente Ψ (equazione 5.46), diventa:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(-\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} \right) = 0 \quad (5.52)$$

ottenendo, infine, l'equazione differenziale:

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2} = 0 \quad (5.53)$$

Analoga equazione si ottiene per la funzione potenziale \emptyset sostituendo nell'equazione di continuità alle velocità le loro espressioni in funzione di \emptyset . Posto, infatti, $c_u = 0$, si ottiene:

$$\begin{aligned} \nabla \vec{c} &= \text{div } \vec{c} = \frac{1}{r} \frac{\partial (r c_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_u}{\partial \theta} + \frac{\partial c_z}{\partial z} = \\ &= -\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \emptyset}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \emptyset}{\partial z} \right) = -\frac{1}{r} \left(\frac{\partial \emptyset}{\partial r} + r \frac{\partial^2 \emptyset}{\partial r^2} \right) - \frac{\partial^2 \emptyset}{\partial z^2} \end{aligned} \quad (5.54)$$

ottenendo, infine, l'equazione differenziale che governa il moto della corrente meridiana:

$$\frac{\partial^2 \emptyset}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \emptyset}{\partial r} + \frac{\partial^2 \emptyset}{\partial z^2} = 0 \quad (5.55)$$

Interessa maggiormente, per i nostri scopi, l'integrazione dell'equazione differenziale in termini della funzione di corrente $\nabla^2 \Psi = 0$. L'integrazione dell'equazione differenziale (5.55) è di ausilio nel posizionamento dei bordi di ingresso e uscita delle pale. La sua integrazione non è però essenziale come quella della funzione di corrente (che offre come risultato il tracciato delle linee meridiane di corrente) e può, per questo, essere omessa.

Per l'integrazione della (5.53) possono essere adottate varie tecniche numeriche (elementi finiti, differenze finite, ecc...). L'approccio basato sul metodo delle differenze finite richiede modeste risorse di calcolo senza pregiudicare la qualità della soluzione finale e sarà, per questa ragione, descritto.

Al disegno del condotto meridiano si sovrappone un reticolo a maglie quadrate di lato l , figura 5.15.

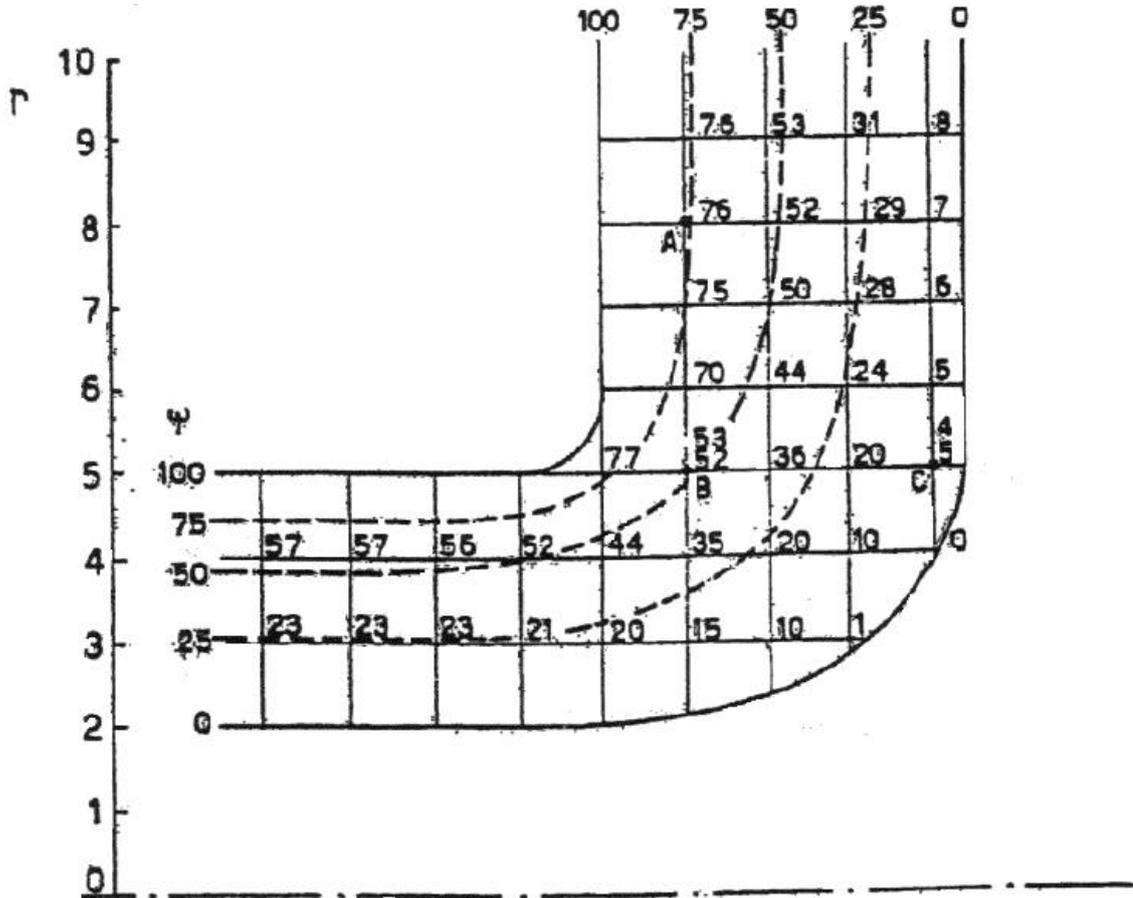


Figura 5.15: condotto meridiano con reticolo a maglie quadrate di lato l .

Ai nodi del reticolo si assegnino, a sentimento, dei valori iniziali per Ψ che si provvederà poi a correggere fino a raggiungere la convergenza. La correzione dei valori di Ψ deve avvenire nel rispetto dell'equazione che governa il moto e delle condizioni al contorno. Nell'integrazione dell'equazione differenziale (5.55), alle derivate si sostituisce il rapporto incrementale. L'approssimazione è dunque tanto migliore quanto più piccolo è l'incremento nelle variabili r e z : l'accuratezza della soluzione migliora al diminuire del lato l delle maglie.

Si distinguono due casi:

A. I lati delle maglie non sono intersecati dal contorno del condotto, figura 5.16.

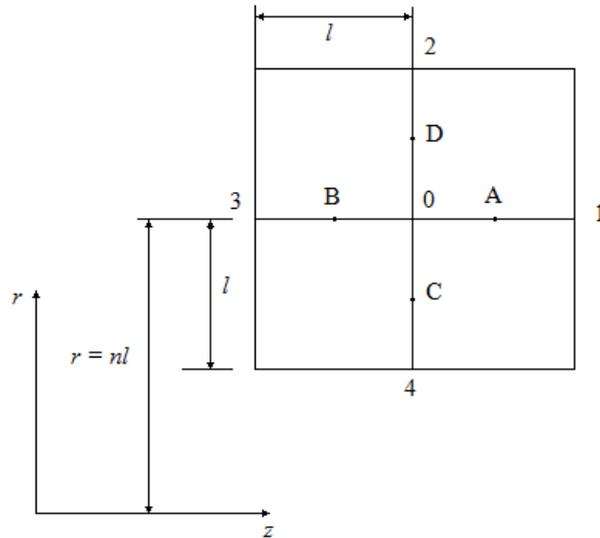


Figura 5.16: maglie all'interno del condotto meridiano.

Nei punti A e B:

$$\left(\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right)_A \approx \frac{\Psi_1 - \Psi_0}{l}; \quad \left(\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right)_B \approx \frac{\Psi_0 - \Psi_3}{l} \quad (5.56)$$

Nel nodo centrale 0:

$$\left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2}\right)_0 \approx \frac{\left(\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right)_A - \left(\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right)_B}{l} \approx \frac{\Psi_1 + \Psi_3 - 2\Psi_0}{l^2} \quad (5.57)$$

Analogamente, lungo r:

$$\left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2}\right)_0 \approx \frac{\Psi_2 + \Psi_4 - 2\Psi_0}{l^2} \quad (5.58)$$

mentre:

$$\left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r}\right)_0 \approx \frac{1}{nl} \frac{\Psi_2 - \Psi_4}{2l} = \frac{\Psi_2 - \Psi_4}{2nl^2} \quad (5.59)$$

L'aggiornamento del valore della funzione di corrente Ψ nel nodo 0 all'iterazione (i+1)-esima si

ricava perciò dalla semplice relazione (nodo B figura 5.16):

$$\Psi_{0_{i+1}} = \frac{1}{4} \left[\Psi_1 + \Psi_2 + \Psi_3 + \Psi_4 - \frac{1}{2n} (\Psi_2 - \Psi_4) \right]_i \quad (5.60)$$

B. I lati delle maglie sono intersecati dal contorno. Gli esempi di figura riassumono tutti i casi che si possono presentare.

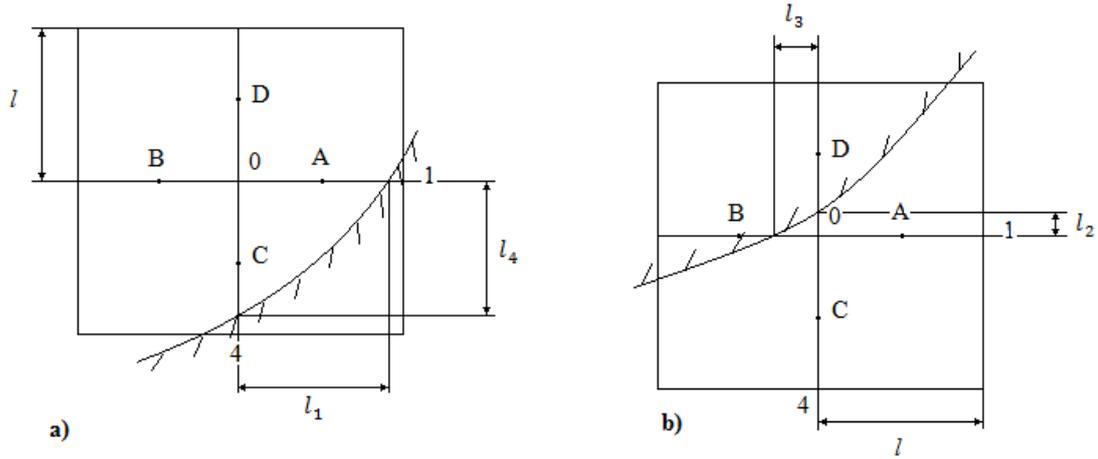


Figura 5.17: maglie che intersecano il contorno del condotto meridiano.

I nodi ausiliari A, B, C, D inseriti nei reticoli di figura 5.17 non devono necessariamente pensarsi posizionati nel centro dei segmenti delimitati da due nodi adiacenti. L'approssimazione della derivata prima con il rapporto incrementale attribuisce alla funzione Ψ un andamento lineare tra due nodi adiacenti. Pertanto, il rapporto $(\Psi_1 - \Psi_0)/l_1$ (figura 5.17 a) è rappresentativo della derivata parziale $\frac{\partial \Psi}{\partial z}$ in qualunque punto compreso tra i nodi 0 e 1. Con queste osservazioni, si può ancora scrivere:

$$\left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2}\right)_0 \approx \frac{\left(\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right)_A - \left(\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right)_B}{l} \quad (5.61)$$

e calcolare le derivate prime con i rapporti incrementali:

$$\left(\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right)_A \approx \frac{\Psi_1 - \Psi_0}{l_1}; \quad \left(\frac{\partial \Psi}{\partial z}\right)_B \approx \frac{\Psi_0 - \Psi_3}{l} \quad (5.62)$$

Sostituendo le (5.62) nella (5.61), si ottiene:

$$\left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2}\right)_0 \approx \frac{\Psi_1 - \Psi_0}{l_1 l} - \frac{\Psi_0 - \Psi_3}{l^2} \quad (5.63)$$

Analogamente, per la derivata seconda lungo r:

$$\left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial r^2}\right)_0 \approx \frac{\Psi_2 - \Psi_0}{l^2} - \frac{\Psi_0 - \Psi_4}{l_4 l} \quad (5.64)$$

mentre per la derivata $\frac{\partial \Psi}{\partial r}$:

$$\left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r}\right)_0 \approx \frac{1}{nl} \frac{\Psi_2 - \Psi_4}{l + l_4} \quad (5.65)$$

Il rispetto dell'equazione differenziale (5.53) che governa il moto esige:

$$\frac{\Psi_1 - \Psi_0}{l_1 l} - \frac{\Psi_0 - \Psi_3}{l^2} - \frac{1}{n l} \frac{\Psi_2 - \Psi_4}{l + l_4} + \frac{\Psi_2 - \Psi_0}{l^2} - \frac{\Psi_0 - \Psi_4}{l_4 l} = 0 \quad (5.66)$$

Posto: $\lambda_1 = \frac{l_1}{l}$ e $\lambda_4 = \frac{l_4}{l}$ si ottiene dopo alcuni passaggi:

$$\Psi_{0_{i+1}} = \left(\frac{\frac{\Psi_1}{\lambda_1} + \Psi_2 + \Psi_3 + \frac{\Psi_4}{\lambda_4} - \frac{1}{n} \frac{\Psi_2 - \Psi_4}{1 + \lambda_4}}{2 + \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_4}} \right) \quad (5.67)$$

Analogamente, per il caso di figura 5.17 b, si ottiene:

$$\Psi_{0_{i+1}} = \left(\frac{\Psi_1 + \frac{\Psi_2}{\lambda_2} + \frac{\Psi_3}{\lambda_3} + \Psi_4 - \frac{1}{n} \frac{\Psi_2 - \Psi_4}{1 + \lambda_2}}{2 + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{1}{\lambda_3}} \right) \quad (5.68)$$

All'ingresso e all'uscita del condotto si impone un valore uniforme della velocità meridiana. Per rendere ragionevole tale assunzione converrà aggiungere al disegno del condotto meridiano della girante due regioni ausiliare, rispettivamente a monte e a valle, per allontanare i bordi del dominio di calcolo ove si pone $C_m = \text{costante}$ dai tratti del condotto.

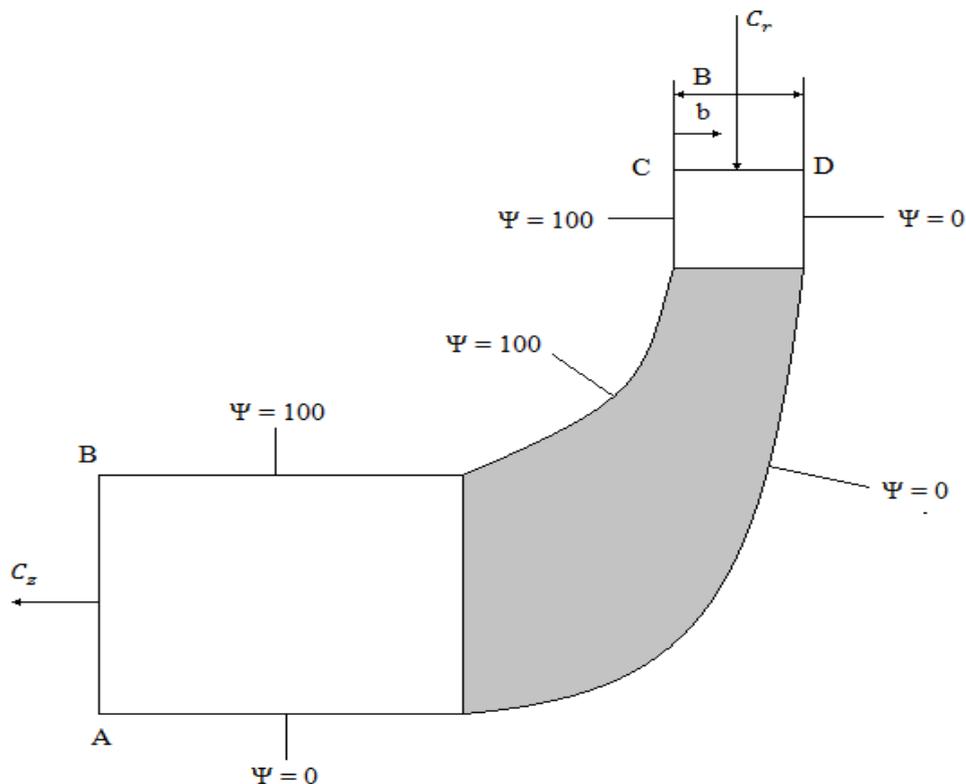


Figura 5.18: rappresentazione del dominio di calcolo e delle condizioni al contorno.

Se il bordo AB fosse troppo vicino all'uscita della girante (figura 5.18) gli effetti legati alla curvatura del mozzo e della corona si rifletterebbero sulla distribuzione della velocità AB, rendendo irragionevole l'ipotesi di $C_m = costante$. Le medesime considerazioni valgono per la posizione del bordo d'ingresso CD. La regione ausiliaria a monte deve inoltre includere anche il distributore in modo da poter desumere l'andamento della velocità meridiana lungo il suo sviluppo assiale.

Nelle applicazioni numeriche è comodo intendere Ψ come frazione di Q in modo da limitare la sua variazione tra 0 e 1, oppure tra 0 e 100. In quest'ultimo caso, in luogo del legame $dQ = 2\pi r d\Psi$ usato in precedenza, si scriverà:

$$dQ = Q \frac{d\Psi\%}{100} \quad (5.69)$$

e il legame tra le velocità e le derivate di Ψ diventa:

$$C_r = -\frac{Q}{200\pi r} \frac{\partial \Psi}{\partial z}; \quad C_z = \frac{Q}{200\pi r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad (5.70)$$

Nel tratto d'uscita AB si porrà $C_m = C_z = costante$ mentre in quello d'ingresso CD $C_m = C_r = costante$. Integrando con queste condizioni la 5.70 si ottengono le seguenti distribuzioni di C_z e di C_r .

Uscita AB:

$$\Psi\% = 100 \frac{r^2 - r_A^2}{r_B^2 - r_A^2} \quad (5.69)$$

Ingresso CD:

$$\Psi\% = 100 \left(1 - \frac{b}{B}\right) \quad (5.69)$$

Lungo il contorno AD si porrà $\Psi = 0$ mentre BC $\Psi = 100$.

Si aggiornano i valori di Ψ nei nodi interni del dominio di calcolo fino a che lo scarto massimo tra due iterazioni successive risulterà minore di un valore prefissato. La conoscenza dei valori di Ψ nei nodi del reticolo consente di tracciare le linee di corrente per prefissati valori di Ψ da semplici interpolazioni lungo i lati delle maglie.

5.2.2 Calcoli

Le equazioni fin qui viste sono state implementate in Matlab per il calcolo delle linee di corrente. Si sono infatti sfruttate le grandi capacità di calcolo del solutore per ottenere un risultato molto raffinato e preciso, con la possibilità di scegliere la finezza della mesh.

Il programma per il calcolo delle linee di corrente nel condotto meriano è formato da:

- Geometria del condotto: si generala la geometria del condotto meridiano tramite l'inserimento di punti e delle funzioni che ne caratterizzano la forma (Bovet).

- Generazione vettori dello shape: le coordinate di ogni punto della geometria viene inserito in un vettore denominato shape, che nel nostro caso è il dominio all'interno del quale bisognerà ottenere tramite calcolo le linee di corrente.
- Creazione shape: dal vettore contenente la geometria del condotto si passa alla rappresentazione grafica di figura 5.19.
- Condizioni al contorno: si inseriscono le condizioni al contorno del dominio cioè i valori che assume la funzione Ψ , se noti, dei punti che delimitano la geometria del condotto, figura 5.20.
- Creazione mesh: si sceglie il grado di raffinatezza con il quale si vuole calcolare la soluzione, ricordando che i tempi di calcolo aumentano col diminuire della grandezza della mesh. Nel nostro caso si è ritenuta sufficiente una mesh di 5 mm come riportato in figura 5.21.
- Calcolo della mesh: si calcolano i risultati in base alle condizioni al contorno e al grado di raffinatezza della mesh e li si visualizza in forma grafica, figura 5.22.

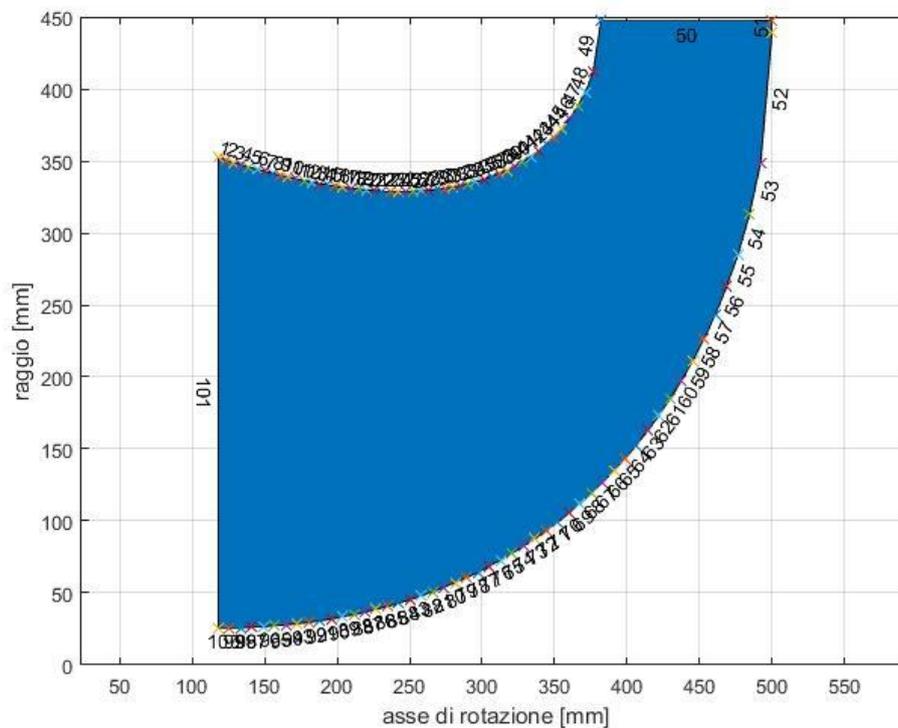


Figura 5.19: rappresentazione grafica del condotto meridiano.

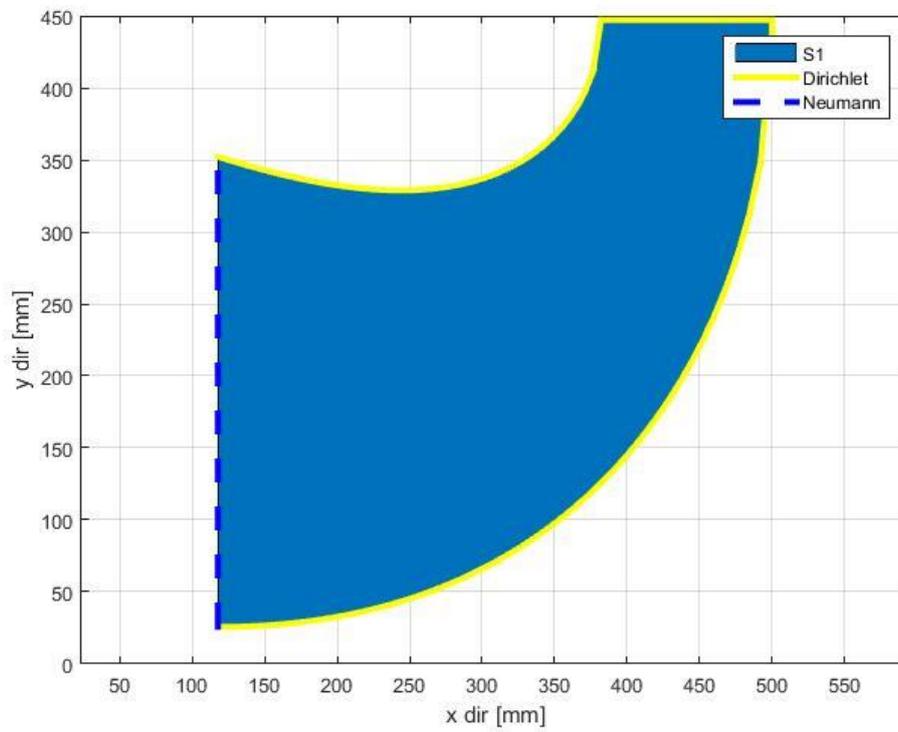


Figura 5.20: condizioni al contorno del condotto.

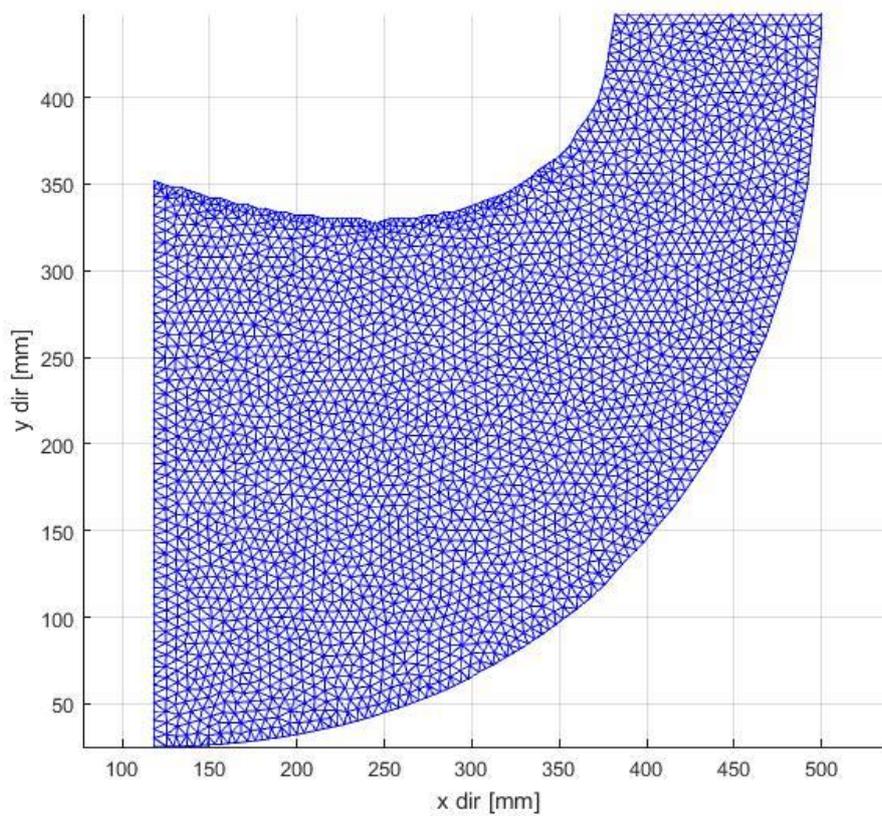


Figura 5.21: mesh applicata al condotto meridiano.

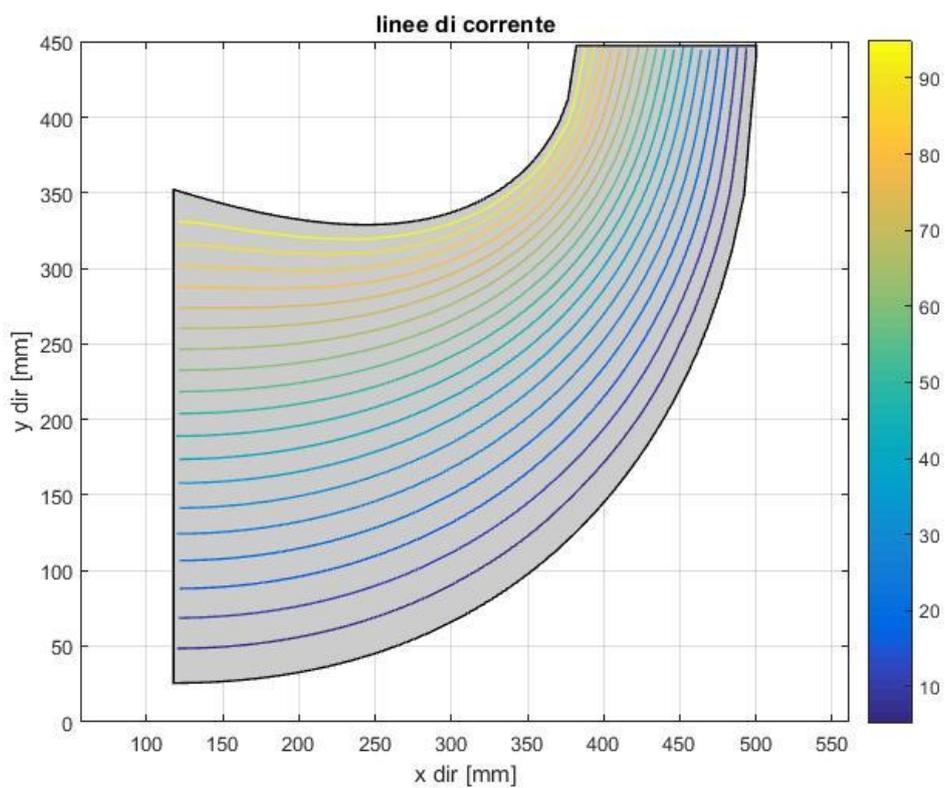


Figura 4.22: risultati del calcolo delle linee di corrente per il nostro condotto meriano.

Di seguito viene riportato il listato del programma:

```
%dati geometrici noti dell'ugello
q=1.584;
le=553;
li=1529;
da=500;
div=50;
B=118;
e=linspace (0,li/4-B,div);
i=linspace (0,li/4,div);
yme=118.5;
ymi=414;
d=8;

%funzioni geometria ugello
fe=@(e)3.08*yme*(1-(e/le))*sqrt((e/le)*(1-(e/le)));
fi=@(i)d+3.08*ymi*(1-(i/li))*sqrt((i/li)*(1-(i/li)));

%generazione vettori dello shape
n=length(e);
m=length(i);
ye=[1,n];
yi=[1,m];

for k=1:n;
    ye(1,k)=fe(e(1,k));
end
e=e+B;

for p=1:m;
    yi(1,p)=fi(i(1,p));
end

estx=zeros(1,length(e)+1);
esty=zeros(1,length(ye)+1);
for h=1:length(e);
    estx(1,h)=e(1,h);
    esty(1,h)=ye(1,h);
end
estx(1,n+1)=e(1,n);
esty(1,n+1)=0;

intx=zeros(1,length(i)+2);
inty=zeros(1,length(yi)+2);
for j=1:length(i);
    intx(1,1+j)=i(1,j);
    inty(1,1+j)=yi(1,j);
end
intx(1,length(intx))=i(1,length(i));
inty(1,length(inty))=0;

x=zeros(1,length(intx)+length(estx));
y=zeros(1,length(intx)+length(estx));

%creazione shape
ugello=shape(intx,inty,'c',1,'beta',[0,0])-
shape(estx,esty,'c',1,'beta',[0,0]);
ugello=rotate(ugello,180)+[500 895/2];
```

```

figure
ugello.draw('e','c');
grid;
axis('equal');

% condizioni al contorno
ugello.Borders.Bc(51)=boundaries.dirichlet(@(x,y) 50000/118-100/118*x );
ugello.Borders.Bc(1:50)=boundaries.dirichlet(0);
ugello.Borders.Bc(52:100)=boundaries.dirichlet(100);
ugello.Borders.Bc(101)=boundaries.neumann(0);
figure;
ugello.draw('bc');

%creazione mesh
Me=mesh2D(ugello,5);
figure;
Me.draw('d');

%calcolo mesh
[A,b]= dirichletNonHomo_BuildStiff(Me,@(x,y) zeros(size(x)));
uu=Me.copyToAllNodes(A\b);
figure
ugello.draw();
hold on;
Me.draw(uu,'contour');
title('linee di corrente');

```

5.3 Bordi ingresso e uscita pala

Ricavato il tracciato delle linee meridiane di corrente si esegue il posizionamento dei bordi d'ingresso e di uscita delle pale della girante e del distributore prendendo a riferimento i diametri D_{1e} , D_{1i} , D_{2e} , D_{2i} e D' , suggeriti dall'esperienza (figure 5.2, 5.4 e 5.6).

Il bordo d'uscita nelle vicinanze della corona è disposto, soprattutto nelle Francis veloci (valori elevati di K o della velocità specifica n_s , equazione 5.2 o del numero caratteristico di giri) pressoché ortogonalmente alle linee di corrente (figura 5.23).

Nel procedere verso il mozzo il profilo del bordo d'uscita devia sensibilmente dalla ortogonalità alle linee di corrente (figura 5.23) per ottenere sezioni palari di estensione non troppo dissimile e per allontanare adeguatamente il bordo d'uscita dall'asse.

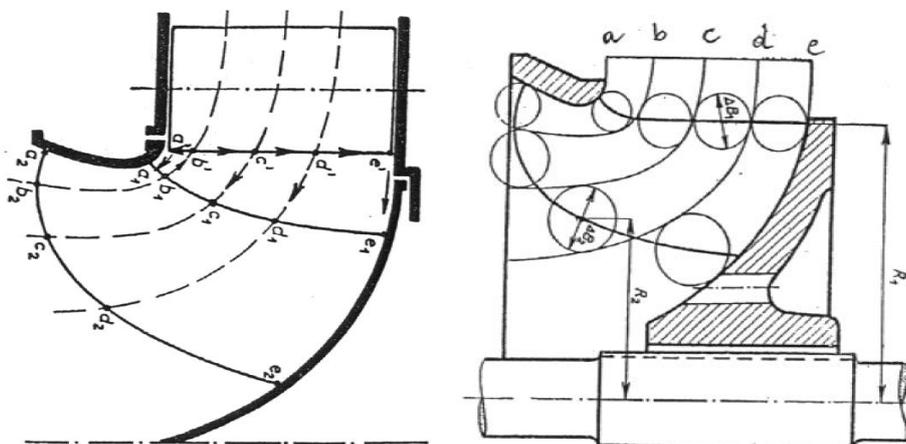


Figura 5.23: bordi ingresso uscita delle pale.

Un eccessivo avvicinamento del bordo d'uscita verso l'asse dà infatti luogo a una riduzione del passo palare, soprattutto per le sezioni adiacenti al mozzo, con il rischio di una eccessiva occlusione della superficie libera di attraversamento. D'altra parte, non è nemmeno conveniente disporre il bordo d'uscita troppo distante dall'asse di rotazione. Le pale potrebbero risultare troppo corte (figura 5.25), determinando un aumento del carico palare che potrebbe favorire l'insorgere della cavitazione nelle sezioni palari adiacenti alla corona.

Inoltre, la presenza di una componente tangenziale C_{u2} allo scarico si amplificherebbe nel procedere verso l'uscita della girante, nella regione priva di pale che conduce la corrente verso il tubo di scarico, dato che, in prima approssimazione, si conserva il momento della quantità di moto del fluido ($rC_u \approx \text{costante}$).

La componente tangenziale non può essere convertita all'interno del tubo e l'energia cinetica ad essa associata deve, pertanto, ritenersi perduta. Sotto questo aspetto, la posizione "c" del bordo d'uscita delle pale di figura 5.25 è più conveniente delle soluzioni "a" e "b".

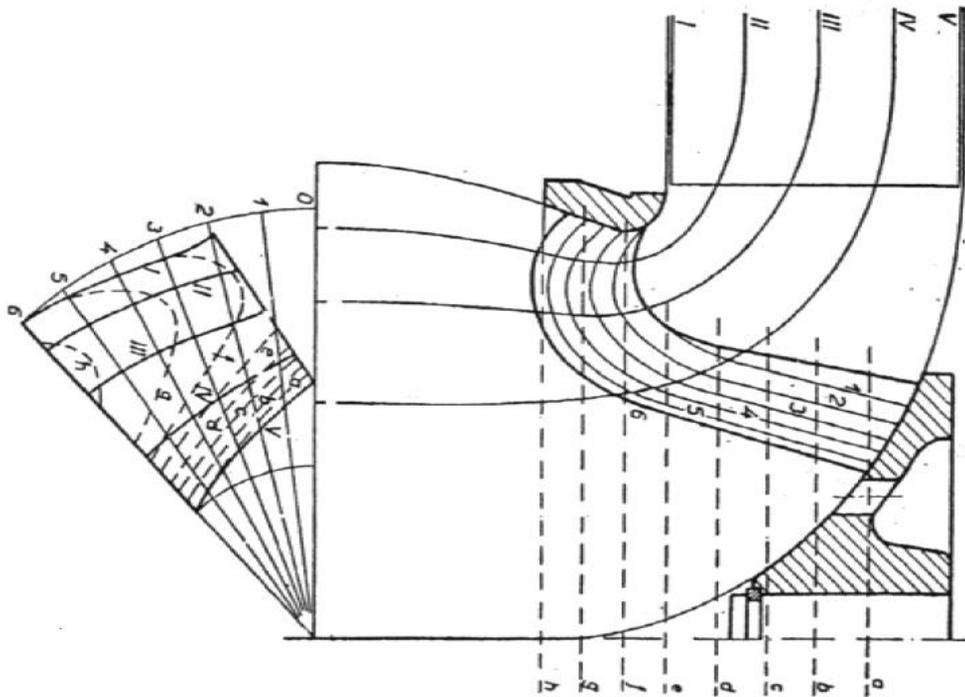


Figura 5.24: sezioni palari.

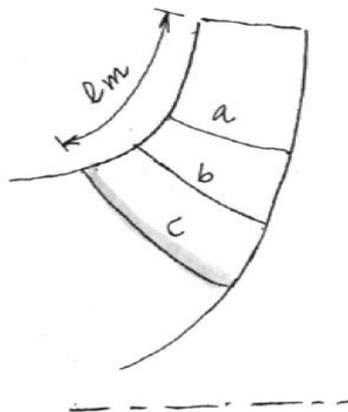


Figura 5.25: bordo di uscita pala.

I valori suggeriti in letteratura (figure 5.2 e 5.4) per i diametri D_{2i} e D_{2e} o per le velocità in corrispondenza a questi, hanno proprio lo scopo di mediare tra queste esigenze contrapposte.

A tal riguardo, si suggerisce anche di controllare che l'estensione meridiana l_m della pala sulla corona (figura 5.25) risulti all'incirca pari a:

$$l_m \approx \lambda \sqrt{D_{1e}} [mm] \quad (5.70)$$

con λ che varia tra $6,5 \div 8$ per $K \approx 2.5$.

Il bordo d'ingresso nelle turbine Francis con numero tipico K minore dell'unità è usualmente parallelo all'asse di rotazione (figura 5.1 a). Per numeri tipici maggiori (figure 5.22, e 5.24) il bordo d'ingresso è inclinato ($D_{1e} > D_{1i}$ figura 5.1 a). Esso procede all'incirca in direzione ortogonale alle linee di corrente nelle vicinanze della corona per proseguire poi più o meno parallelamente alla traccia del bordo d'uscita.

Definita con questi criteri la posizione dei bordi d'ingresso e di uscita delle pale, dal tracciato delle linee meridiane è possibile calcolare le velocità meridiane all'ingresso e all'uscita delle singole sezioni palari e da queste risalire ai rispettivi triangoli delle velocità.

Per ciascun tubo di flusso (figura 5.23) la velocità meridiana media è data dalla relazione:

$$C_m = \frac{\left(\frac{\eta_{vQ}}{n \text{ tubi di flusso}} \right)}{2\pi RB} \quad (5.71)$$

dove B è la larghezza locale del tubo di flusso.

I profili di velocità lungo i bordi d'ingresso e uscita sono simili a quelli di figura 5.26. L'effettiva distribuzione di C_m potrà, con buona approssimazione, essere ottenuta per interpolazione (figura 5.26). Le linee di corrente che delimitano i tubi di flusso identificano anche le sezioni che saranno prese a riferimento per il dimensionamento delle pale. Prima di descrivere la procedura di calcolo sono però necessarie alcune precisazioni sulle condizioni ottimali di incidenza all'ingresso della girante.

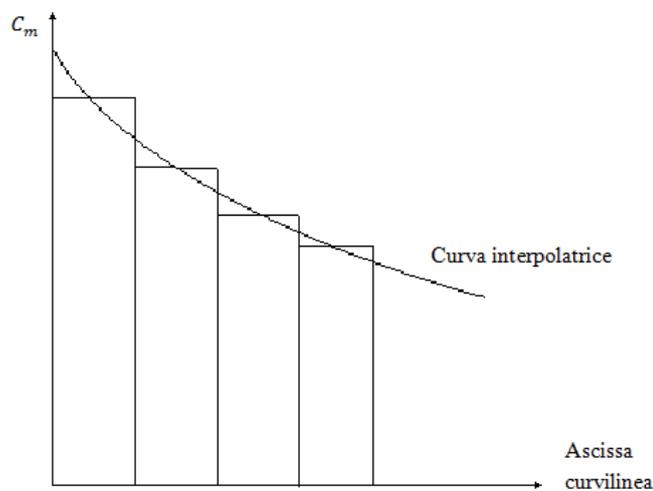


Figura 5.26: curva interpolatrice di C_m .

5.4 Incidenza ottimale all'ingresso della girante

5.4.1 Formulazione

Per una corrente incomprimibile, aviscosa e in regime stazionario, l'equazione che governa il moto nel sistema di riferimento che ruota in solido con la girante è:

$$\vec{W} \times \vec{\Omega}_w + 2\vec{W} \times \vec{\omega} = \nabla \left(\frac{p}{\rho} + \frac{w^2 - u^2}{2} + gz \right) \quad (5.72)$$

dove $\vec{\Omega}_w = \nabla \times \vec{W} = \text{rot } \vec{W}$ è la vorticità della corrente relativa. Le componenti di $\vec{\Omega}_w$ si ottengono dai minori algebrici del determinante simbolico:

$$\begin{vmatrix} \vec{i}_1 & \vec{i}_2 & \vec{i}_3 \\ \frac{\partial}{\partial \theta} & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial r} \\ rW_u & W_z & W_r \end{vmatrix} = \vec{i}_1 \Omega_u + \vec{i}_2 \Omega_z + \vec{i}_3 \Omega_r \quad (5.73)$$

In coordinate cilindriche l'operatore ∇ assume la forma:

$$\nabla = \left(\vec{i}_1 \frac{\partial}{r \partial \theta}, \quad \vec{i}_2 \frac{\partial}{\partial z}, \quad \vec{i}_3 \frac{\partial}{\partial r} \right) \quad (5.74)$$

L'energia totale gH_w della corrente relativa

$$gH_w = \frac{p}{\rho} + \frac{w^2 - u^2}{2} + gz = \frac{p_w^0}{\rho} \quad (5.75)$$

può anche essere riscritta nella forma:

$$gH_w = \frac{p}{\rho} + \frac{w^2 - u^2}{2} + gz - \omega r C_u = gH - \omega r C_u \quad (5.76)$$

In una turbina idraulica la corrente perviene alla girante attraverso il distributore. Le pale del distributore sono a semplice curvatura per cui, se si ignora la variazione della velocità meridiana nella direzione dell'asse, la componente tangenziale C_{u1} della velocità assoluta all'uscita del distributore può anch'essa ritenersi costante lungo tale direzione. Inoltre, nel traferro tra l'uscita del distributore e l'ingresso della girante, non essendoci momenti esterni agenti sul fluido, si conserva (a meno delle perdite viscosse) il momento della quantità di moto $r C_u$. In tale regione si può pertanto assumere

$$\frac{\partial(r C_u)}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial(r C_u)}{\partial r} = 0 \quad (5.77)$$

e ritenere assialsimmetrico il deflusso

$$\frac{\partial}{\partial \theta} = 0 \quad (5.78)$$

Dunque

$$\nabla(rC_u) = 0 \quad (5.79)$$

In conclusione, se la corrente assoluta origina, come si suppone, da un ambiente a energia totale $gH = \text{costante}$ anche il sistema di riferimento relativo vede originare il moto da un ambiente a energia totale relativa gH_w uniforme. Moltiplicando scalarmente ambo i membri dell'equazione 4.72 per lo spostamento elementare $\vec{W}dt$ si ottiene l'equazione dell'energia

$$\vec{W} \times \vec{\Omega}_w \cdot \vec{W}dt \times 2\vec{W} \cdot \vec{\omega}dt = \nabla(gH_w) \cdot \vec{W}dt \quad (5.80)$$

dalla quale risulta

$$\nabla(gH_w) \cdot \vec{W}dt = d(gH_w) = 0 \quad (5.81)$$

ossia la conservazione dell'energia totale relativa gH_w lungo una generica linea di corrente. Questa conclusione, assieme alla precedente (moto che origina da un ambiente a energia gH_w uniforme), assicura ovunque nel campo di moto un valore nullo del gradiente. L'equazione del moto si semplifica dunque nella seguente:

$$\vec{W} \times (\vec{\Omega}_w + 2\vec{\omega}) = 0 \quad (5.82)$$

dalla quale si evince che la corrente relativa nelle ipotesi poste è al più caratterizzata da un moto a vorticità costante:

$$\vec{\Omega}_w = -2\vec{\omega} \quad (5.83)$$

L'equazione differenziale precedente può essere risolta sovrapponendo all'integrale generale dell'equazione omogenea associata

$$\vec{\Omega}_w = \nabla \times \vec{W} = 0 \quad (5.84)$$

una soluzione particolare dell'equazione completa $\vec{\Omega}_w = -2\vec{\omega}$, ad esempio caratterizzata da un valore nullo della portata Q che attraversa il rotore. Pertanto, indicando con $\nabla \times \vec{W} = 0$ il campo di moto correlato al moto irrotazionale e con $\vec{\Omega}_w = -2\vec{\omega}$ quello particolare con $Q=0$ associato all'equazione completa campo di moto \vec{W} registrato dal sistema di riferimento relativo può essere riscritto nella forma:

$$\vec{W} = \vec{W}_{Q=0} + \vec{W}_{\omega=0} \quad (5.85)$$

Le caratteristiche del moto $\vec{W}_{Q=0}$ sono quelle tipiche di un flusso vorticoso (figura 5.27), con senso di rotazione contrario a quello della girante.

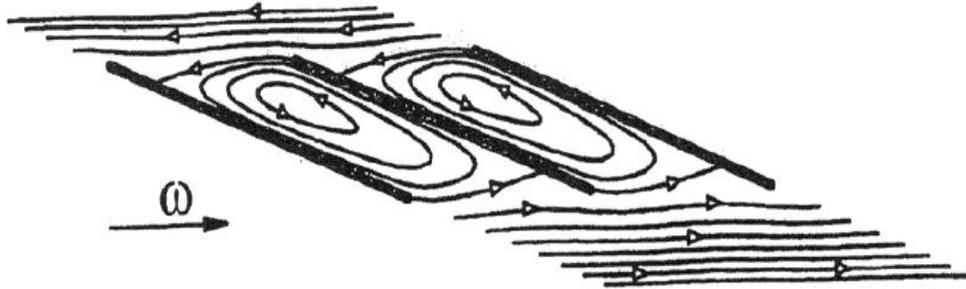


Figura 5.27: flusso vorticoso con senso di rotazione contrario a quello della girante.

Non essendoci trasporto di portata, la girante si comporta come una semplice sorgente di vorticità i cui effetti si estendono anche a monte e a valle dei condotti interpalari (figura 5.28). Le condizioni di incidenza ottimale sono di solito ottenute assegnando alla velocità relativa W_1 la stessa inclinazione del bordo di ingresso delle pale.

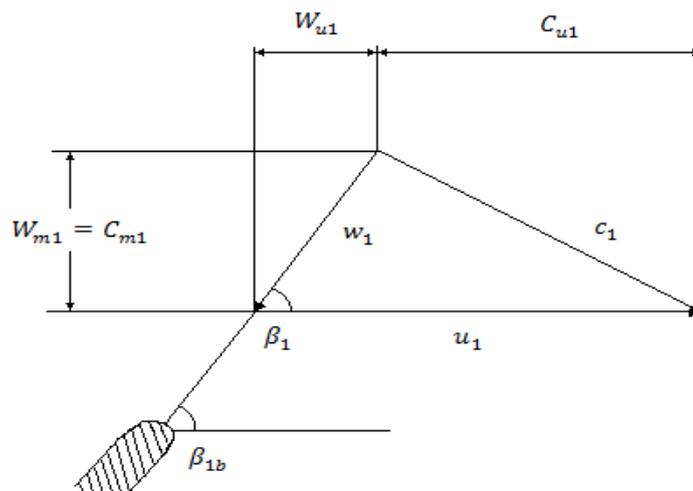


Figura 5.28: triangolo delle velocità in ingresso pala.

Dal triangolo delle velocità all'ingresso (figura 5.28):

$$\operatorname{tg} \beta_{1b} = \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{W_{m1}}{|W_{u1}|} = \frac{C_{m1}}{u_1 - C_{u1}} \quad (5.86)$$

dove C_{u1} è la componente tangenziale della velocità assoluta determinata dalla corona di pale distributrici che precede la girante. L'inclinazione β_1 così determinata è quella che deriva da un approccio monodimensionale secondo il quale, nel riferimento solidale alla girante, quando la portata Q è nulla, il fluido ruota in solido con velocità angolare ω anziché essere soggetto al moto a vorticità costante $\vec{\Omega}_w = -2\vec{\omega}$ di figura 5.27. Gli effetti

del moto $\vec{W}_{Q=0}$ deviano la direzione locale di W dal valore medio β_1 (figura 5.29 a) e impongono una correzione al tradizionale criterio che regola la condizione ottimale di incidenza.

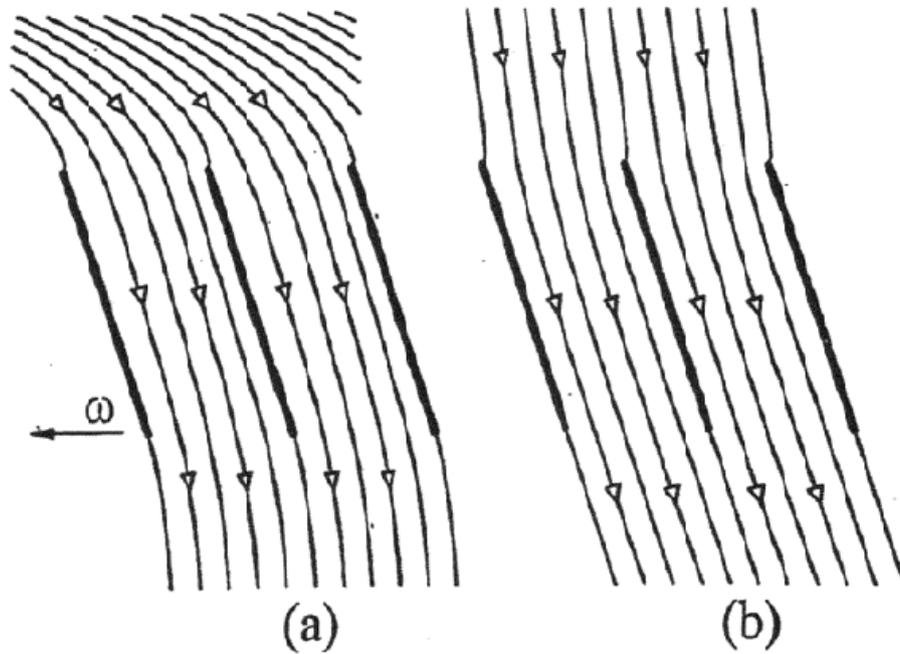


Figura 5.29: linee di flusso di (a) \vec{W} e (b) $\vec{W}_{Q=0}$ per una turbina radiale con vane a spirale logaritmica.

La scomposizione del moto relativo \vec{W} nei moti vorticoso $\vec{W}_{Q=0}$ e di attraversamento $\vec{W}_{\omega=0}$ (figura 5.29 b) trasferisce su quest'ultimo il problema della direzione ottimale del flusso poiché, tra i due moti in questione, è l'unico ad essere legato al trasporto della portata Q . Il moto $\vec{W}_{Q=0}$ (figura 5.29 b) non offre infatti alcun margine di intervento, anzi è totalmente avverso al problema legato alle condizioni di incidenza, a differenza del moto di attraversamento $\vec{W}_{\omega=0}$ (figura 5.29 b) per il quale si può invece porre la condizione (figure 5.30 e 5.31).

$$\beta_{1,\omega=0} = \beta_{1b} \quad (5.87)$$

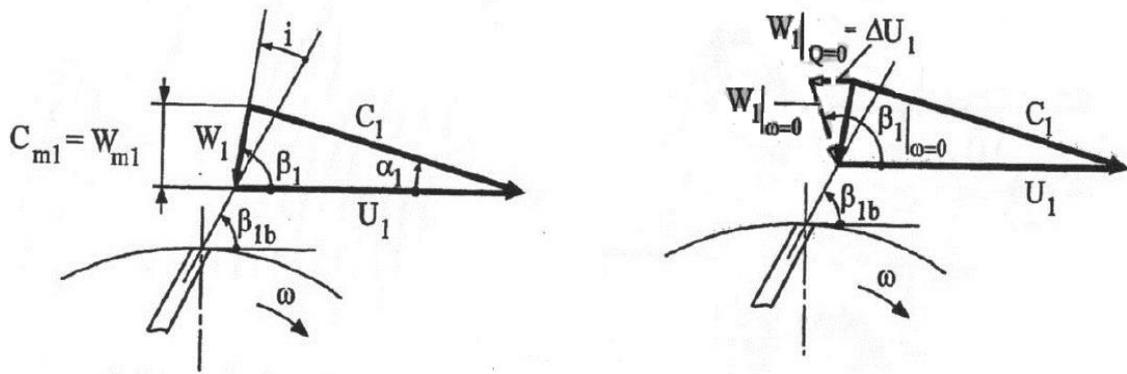


Figura 5.30: triangoli delle velocità con angolo di incidenza corretto.

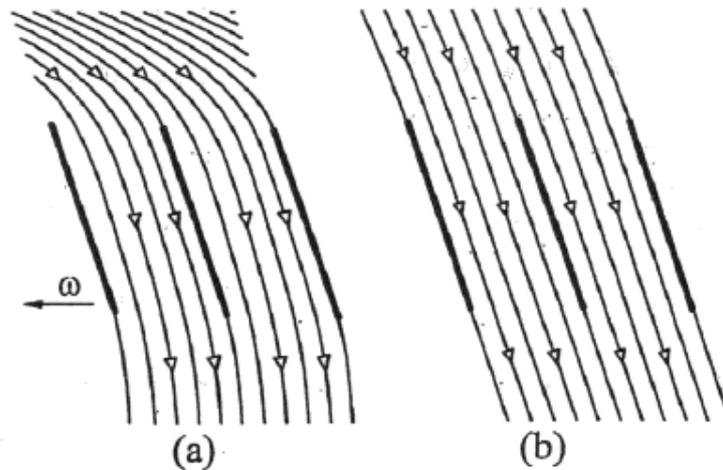


Figura 5.31: : linee di flusso di (a) \vec{W} e (b) $\vec{W}_{Q=0}$ per un angolo di incidenza ottimale in una turbina radiale.

In realtà i gradienti di pressione indotti dalla curvatura del condotto interpalare (i gradienti indotti dalle forze di Coriolis interessano solo il moto vorticoso interpalare $\vec{W}_{\omega=0}$) inducono, nel moto a monte, una distorsione delle linee di corrente che è causa di una perdita per incidenza anche se il valor medio dell'angolo di flusso β_{1w} è pari a quello β_{1b} delle pale. In genere queste distorsioni sono modeste e i suoi effetti possono essere in prima approssimazione ignoranti.

In conclusione, la condizione ottimale di incidenza si può ottenere con soddisfacente approssimazione ponendo $\beta_{1,\omega=0} = \beta_{1b}$ in luogo della più tradizionale ma meno corretta condizione $\beta_1 = \beta_{1b}$. Si confrontino, a tal proposito, gli andamenti delle linee di corrente del moto relativo \vec{W} e del moto di attraversamento $\vec{W}_{\omega=0}$ riportati nelle figure 5.29 e 5.31 per due diverse condizioni di flusso. Una volta imposta la condizione di incidenza ottimale al moto di attraversamento (equazione. 5.87, figura 5.31) anche il moto risultante $\vec{W} = \vec{W}_{Q=0} + \vec{W}_{\omega=0}$ imbocca le pale in modo liscio (figura 5.31), senza subire la brusca deviazione visibile invece in figura 5.29 a.

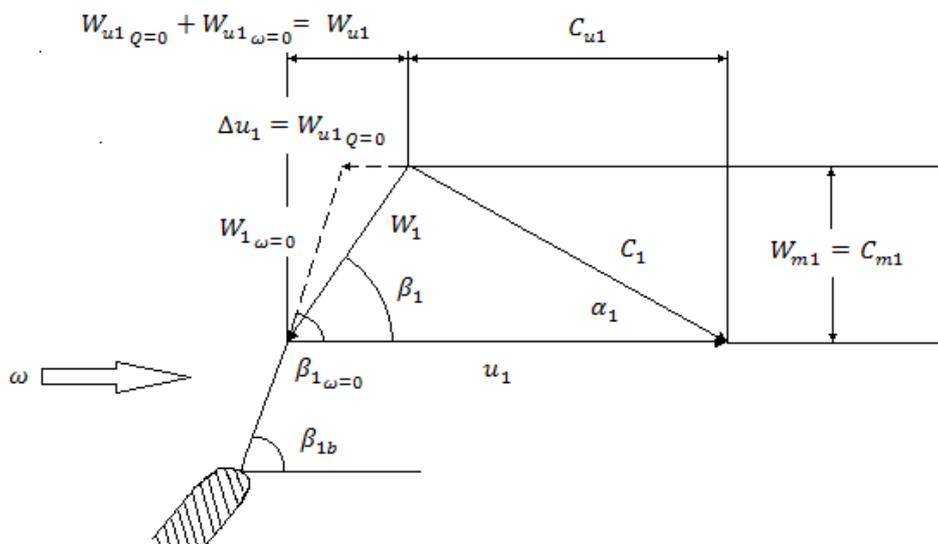


Figura 5.32: triangolo delle velocità con incidenza ottimale.

Dal triangolo delle velocità all'ingresso della girante di figura 5.32:

$$C_{u1} = u_1 + W_{u1} = u_1 + (W_{u1Q=0} + W_{u1\omega=0}) \quad (5.88)$$

Indicando con Δu_1 e Δu_2 le componenti tangenziali delle velocità indotte a monte e a valle della girante dal moto a vorticità costante $\bar{W}_{Q=0}$ (figura 5.27), la relazione precedente può anche essere riscritta nella forma (figura 5.32):

$$W_{u1\omega=0} = -(u_1 - C_{u1} - |\Delta u_1|) = C_{u1} + |\Delta u_1| - u_1 \quad (5.89)$$

e l'angolo medio della corrente all'ingresso della girante nel moto di attraversamento risulta:

$$\beta_{1\omega=0} = \text{tg}^{-1} \left(-\frac{W_{m1}}{W_{u1\omega=0}} \right) = \text{tg}^{-1} \left(-\frac{C_{m1}}{u_1 - C_{u1} - |\Delta u_1|} \right) \quad (5.90)$$

il quale è maggiore dell'angolo di flusso β_1 legato all'approccio monodimensionale:

$$\beta_1 = \text{tg}^{-1} \left(\frac{C_{m1}}{u_1 - C_{u1}} \right) \quad (5.91)$$

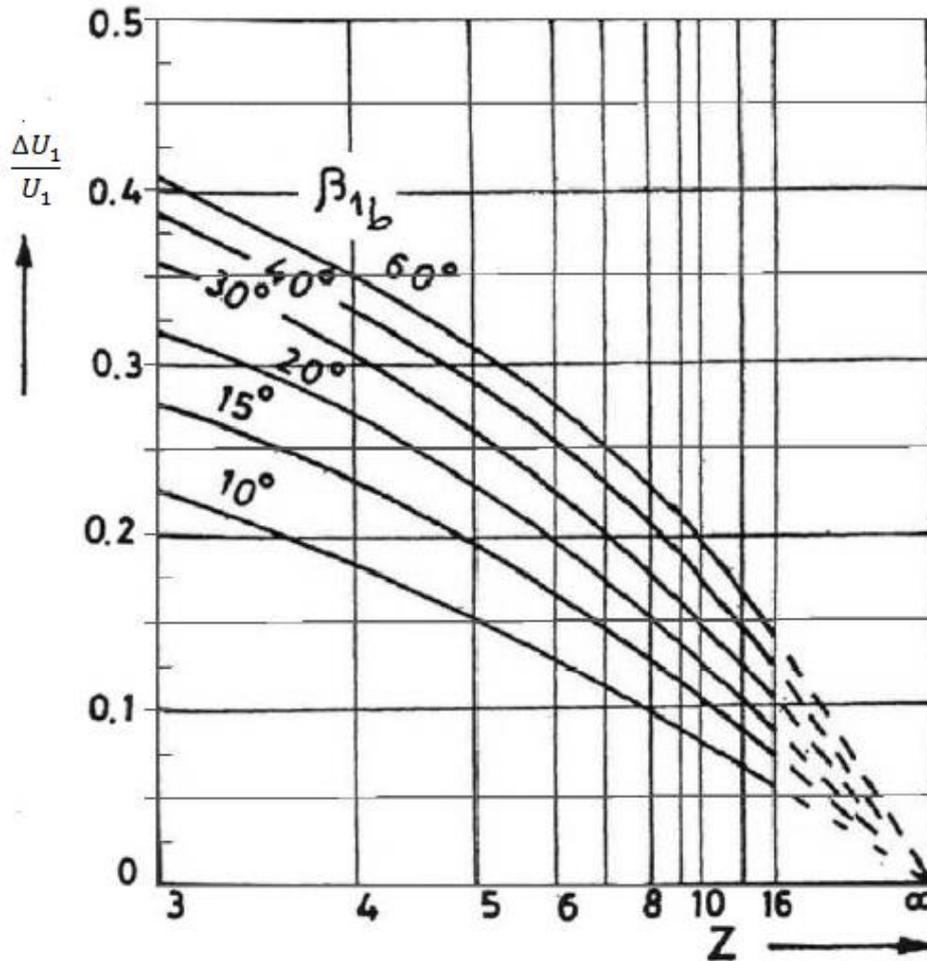


Figura 5.33: rappresentazione grafica della relazione di Busemann e Wiesner.

La condizione di incidenza ottimale qui proposta impone $\beta_{1, \omega=0} = \beta_{1b}$. Pertanto, note le velocità C_{m1} e C_{u1} dal tracciato delle linee di corrente e, rispettivamente, dallo scambio di energia, l'angolo β_{1b} del bordo d'ingresso delle pale è dato dalla relazione (eq. 5.92):

$$\operatorname{tg} \beta_{1b} = \frac{C_{m1}}{u_1 - C_{u1} - \frac{|\Delta u_1|}{u_1} u_1} \quad (5.92)$$

dove la deviazione $|\Delta u_1|/u_1$, può essere desunta dalle note correlazioni di Busemann e Wiesner figura 5.33).

$$\frac{\Delta u_1}{u_1} = \frac{\sqrt{\sin \beta_{1b}}}{z^{0.7}} \quad (5.93)$$

Bisogna inoltre prestare attenzione al fatto che queste valutazioni della deviazione sono basate su un condotto meridiano con direzione radiale in prossimità del bordo palare più esterno (quindi per pompe con $K \leq 1,2$ e per turbine Francis con K molto molto basso), cioè nell'ipotesi che qui valga $\vec{\Omega}_w = -2\vec{\omega}$. Per la maggior parte delle turbine Francis questa condizione non si verifica, va quindi considerato che il gradiente di pressione responsabile della deviazione angolare $\frac{\Delta u_1}{u_1}$ è regolato dal moto a vorticità costante

$\vec{\Omega}_{wn} = -2\omega \sin \gamma$ (con n direzione ortogonale alla superficie di corrente e γ l'inclinazione del piano meridiano rispetto all'asse di rotazione). La deviazione angolare può essere così rivalutata:

$$\frac{\Delta u_1}{u_1} \approx \left(\frac{\Delta u_1}{u_1} \right)_{\gamma=90^\circ} (\sin \gamma)^{0,8} \quad (5.94)$$

Nella (5.94) l'esponente 0,8 è ricavato da studi sperimentali. La procedura rimane comunque approssimata, avendo considerato in questo caso un condotto meridiano tipo quello rappresentato in figura 5.34.

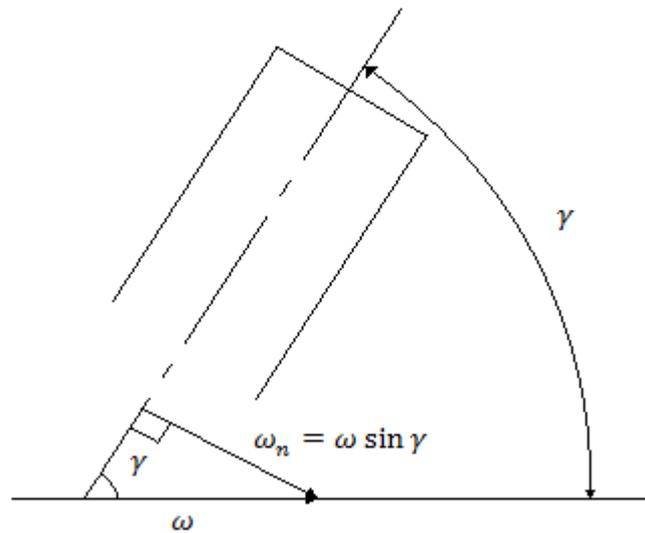


Figura 5.34.

Per la risoluzione della (5.92) sarà necessario ricorrere a uno schema iterativo poiché la deviazione $\frac{\Delta u_1}{u_1}$ è funzione ancora di β_{1b} oltre che del numero di pale. Il legame tra gli angoli di flusso $\beta_{1\omega=0}$ e α_1 è dato dalla relazione (figura 5.32):

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{C_{m1}}{C_{u1}} = \frac{C_{m1}}{u_1 - |\Delta u_1| + W u_{1\omega=0}} = \frac{1}{\frac{u_1}{C_{m1}} \left(1 - \frac{|\Delta u_1|}{u_1} \right) - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{1\omega=0}}} \quad (5.96)$$

Le particelle fluide imboccano le pale della girante senza brusche deviazioni quando, approssimativamente, $\beta_{1\omega=0} = \beta_{1b}$. Pertanto, per un dato valore dell'angolo del bordo d'ingresso delle pale della girante, le pale del distributore dovranno far sì che la velocità assoluta arrivi al rotore con direzione:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{1}{\frac{u_1}{C_{m1}} \left(1 - \frac{|\Delta u_1|}{u_1} \right) - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{1b}}} \quad (5.96)$$

se si vuole rendere minima la perdita per incidenza all'ingresso del rotore. All'uscita della girante la corrente relativa W_2 subisce una deviazione angolare rispetto alla direzione del

bordo di fuga delle pale (figura 5.35). La velocità tangenziale C_{u2} è perciò data dalla relazione (figura 5.35):

$$C_{u2} = u_2 + \Delta u_2 - W u_{2E} = u_2 - C_{m2} \operatorname{ctg} \beta_{2b} + \Delta u_2 = C_{u2E} + \left(\frac{\Delta u_2}{u_2} \right) u_2 \quad (5.97)$$

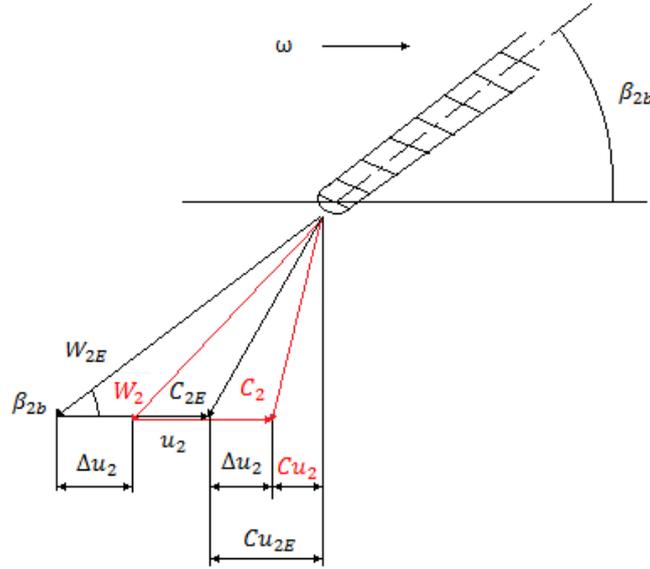


Figura 5.35: triangoli delle velocità in uscita dalla girante.

La deviazione $\frac{\Delta u_2}{u_2}$ all'uscita della girante di una turbina Francis non ha gli stessi effetti sull'equazione dell'energia come nelle pompe e nei compressori centrifughi. Infatti gH_t è ora data dalla relazione:

$$\begin{aligned} gH_t &= u_1 C_{u1} - u_2 C_{u2} = u_1 C_{u1} - u_2 (C_{u2E} + \Delta u_2) \\ &= u_1 C_{u1} - u_2 (u_2 - C_{m2} \operatorname{ctg} \beta_{2b} + \Delta u_2) \end{aligned} \quad (5.98)$$

e la correzione Δu_2 è moltiplicata per la velocità periferica u_2 , in genere minore di u_1 (la differenza aumenta con il diminuire del numero tipico K). Il numero di pale è inoltre maggiore rispetto alle pompe e ciò contribuisce a diminuire il valore di $\frac{\Delta u_2}{u_2}$.

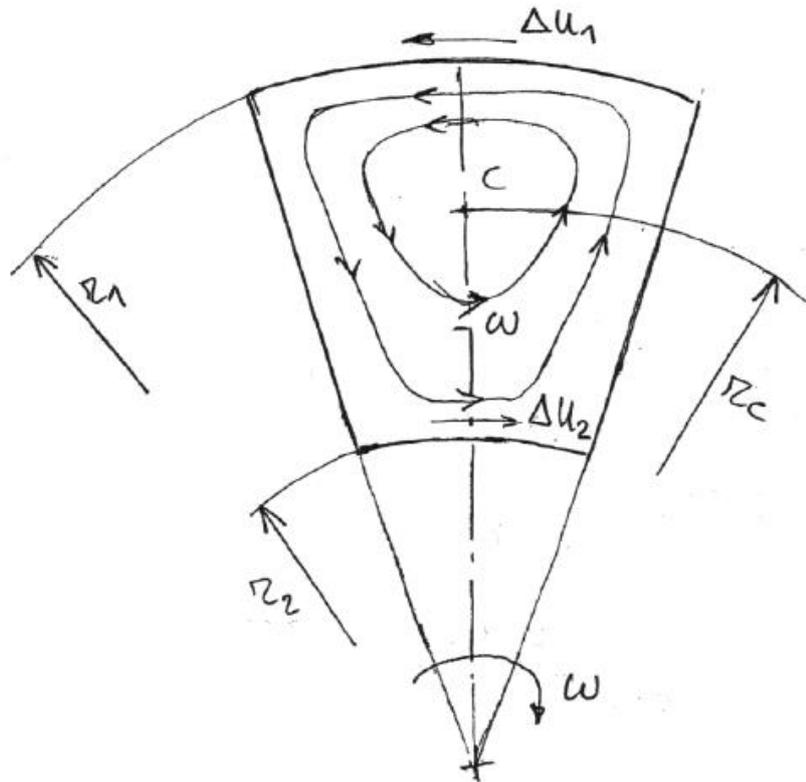


Figura 5.36: moto di ricircolazione all'interno della girante.

Una procedura approssimata per valutare la deviazione è qui di seguito descritta. Il moto di ricircolazione che si instaura a portata nulla all'interno della girante (figura 5.36) non dà luogo alle medesime velocità Δu_1 e Δu_2 sulle sezioni di estremità girante. Assumendo che il centro del vortice indotto dalla rotazione della girante coincida con il centro di massa del condotto interpalare, e ricordando che il vortice ruota con velocità angolare uguale e contraria a quella della girante, le velocità Δu_1 e Δu_2 possono essere espresse nella forma (figura 5.36)

$$|\Delta u_1| = (r_1 - r_c)\omega \quad (5.99)$$

$$|\Delta u_2| = (r_c - r_2)\omega \quad (5.100)$$

con r_c dato dalla relazione:

$$r_c = \frac{2r_1^3 - r_2^3}{3r_1^2 - r_2^2} \frac{z}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{z}\right) \quad (5.101)$$

quando il condotto interpalare venga approssimato con un settore circolare compreso raggi r_1 e r_2 (z è il numero di pale).

Ne consegue

$$\frac{\Delta u_2}{u_2} = f(z, \beta_{2b}) = \frac{r_c - r_2}{r_1 - r_c} \frac{r_1}{r_2} \frac{\overline{\Delta u_1}}{u_1} \quad (5.102)$$

e la possibilità di calcolare $\frac{\Delta u_2}{u_2}$ valutando con Busemann la deviazione $\frac{\Delta u_1}{u_1}$.

I risultati di Busemann sono però riferiti a condotti con pale sagomate secondo spirali logaritmiche ($\beta_b = costante = \beta_{1b} = \beta_{2b}$) per cui, nell'adoperare l'eq. 5.102 sarà calcolato prendendo a riferimento l'angolo β_{2b} .

La deviazione $\frac{\Delta u_2}{u_2}$, al pari di $\frac{\Delta u_1}{u_1}$, dipende anche dall'estensione radiale del condotto interpalare, e rimane sostanzialmente costante per rapporti r_1/r_2 maggiori di un valore limite.

Le approssimazioni e le semplificazioni della procedura descritta sono state superate tarando i risultati dell'eq. 5.102 con quelli ottenuti da numerose simulazioni numeriche bidimensionali e aviscose eseguite su condotti interpalari sagomati con pale a spirale logaritmica.

Per condotti interpalari di estensione radiale tale da non influenzare la deviazione della corrente relativa, i valori di $\frac{\Delta u_2}{u_2}$ forniti dall'eq. 5.102 risultano in soddisfacente accordo con i risultati numerici sostituendo al rapporto r_1/r_2 il valore suggerito dalla relazione empirica:

$$\left(\frac{r_1}{r_2}\right)_{lim} = EXP \left[(1 - 0.0018 z^2 \sin \beta_{2b}) \frac{2\pi}{z} \sin \beta_{2b} \right] + 19.4 z^{-2.5} + 0.054 \quad (5.103)$$

Riassumendo, la deviazione $\frac{\Delta u_2}{u_2}$ può essere calcolata con le regolazioni seguenti:

$$\frac{r_c}{r_2} = \frac{2 (r_1/r_2)^3 - 1 z}{3 (r_1/r_2)^2 - 1 \pi} \sin \left(\frac{\pi}{z} \right) \quad (5.104)$$

$$\frac{\Delta u_2}{u_2} = \frac{\frac{r_c}{r_2} - 1}{\frac{r_1}{r_2} - \frac{r_c}{r_2}} \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{\Delta u_1}{u_1} \right)_{\beta b = \beta_{2b}} \quad (5.105)$$

sostituendo al rapporto r_1/r_2 il valore fornito dall'eq. 5.103.

Gli angoli costruttivi β_{1b} del bordo d'ingresso delle (singole) sezioni palari che compongono la girante presuppongono la conoscenza della componente tangenziale C_{u1} della velocità assoluta.

Ma la distribuzione di tale velocità (lungo il bordo d'ingresso della girante) è determinata dall'inclinazione delle pale del distributore, dall'estensione radiale del traferro tra distributore e girante e dalla curvatura locale del condotto meridiano.

All'uscita delle pale del distributore la corrente assoluta subisce inoltre una deviazione angolare, spesso ignorata dalle tradizionali procedure di calcolo.

Prima di proseguire nel dimensionamento della girante è perciò opportuno descrivere il comportamento fluido dinamico del distributore.

5.3.2 Calcoli

Per il calcolo degli angoli di ingresso e uscita della pala girante si è scelto di dividere il condotto meridiano in cinque tubi di flusso, dei quali si conosce l'andamento (vedi capitolo 5.2), e per ogni tubo di flusso di sono ricavati i triangoli delle velocità in ingresso e in uscita dalla pala.

In tabella 5.3 sono riportati i valori delle velocità e degli angoli costruttivi ottenuti seguendo lo schema di calcolo descritto nel capitolo 5.2.1; si precisa che con il pedice 1 si indica il valore in ingresso e con il pedice 2 quello all'uscita.

	I	II	III	IV	V	
U1	19,999	19,927	19,855	19,784	19,712	m/s
U2	14,434	13,166	11,949	10,987	10,454	m/s
Cm1	5,331	5,258	5,188	5,120	5,054	m/s
Cm2	5,623	5,331	5,000	4,635	4,421	m/s
Cu1	19,517	19,506	19,489	19,467	19,486	m/s
Cu2	1,140	1,128	1,096	1,025	0,981	m/s
C1	20,232	20,202	20,167	20,129	20,131	m/s
C2	5,738	5,449	5,119	4,747	4,529	m/s
W1	5,353	5,275	5,201	5,129	5,059	m/s
Wu1	0,482	0,421	0,367	0,317	0,226	m/s
W2	14,434	13,166	11,949	10,987	10,454	m/s
α_1	15,28	15,09	14,91	14,73	14,54	°
α_{1c}	15,51	15,32	15,14	14,96	14,76	°
β_1	84,84	85,42	85,96	86,46	87,44	°
β_{1c}	88,18	88,81	89,38	89,91	90,94	°
β_2	22,93	23,88	24,74	24,95	25,02	°
β_{2b}	22,76	23,75	24,52	24,69	24,72	°

Tabella 5.3: valori delle velocità e degli angoli in ingresso e in uscita nei vari tubi di flusso.

Osservando la tabella 5.3 si possono notare le variazioni degli angoli in ingresso e in uscita e si osserva come la maggior differenza la si riscontra tra l'angolo β_1 e β_{1b} .

5.5 Profilo pala girante

I valori fin qui calcolati si riferiscono alla linea media della pala, su di essa si avrà una distribuzione di spessori.

Questa distribuzione degli spessori deve assicurare la resistenza strutturale e limitare le perdite per attrito. Si adoperano distribuzioni tipiche dei profili aerodinamici NACA a 4 cifre simmetrici il cui andamento è descritto dall'equazione 5.106.

$$y_t = 5 * t * c * \left[0.2969 \sqrt{\frac{x}{c}} + (-0.126) \left(\frac{x}{c}\right) + (-0.3516) \left(\frac{x}{c}\right)^2 + 0.2843 \left(\frac{x}{c}\right)^3 + (-0.1015) \left(\frac{x}{c}\right)^4 \right] \quad (5.106)$$

Dove:

- c lunghezza della corda;
- x posizione lungo la corda da 0 a c ;

- y_t metà dello spessore ad un dato valore di x ;
- t spessore massimo espresso come frazione della corda, in modo che $100 t$ sia uguale alle ultime due cifre del codice NACA.

Si noti che in questa equazione, a $(x/c) = 1$ (il bordo d'uscita del profilo), lo spessore non è esattamente uguale a zero. Se per motivi computazionali è necessario uno spessore nullo al bordo d'uscita, si deve modificare uno dei coefficienti in modo che la loro somma dia zero. Modificando l'ultimo coefficiente a $-0,1036$, ad esempio, produrrà un piccolo cambiamento nella forma generale del profilo. Il bordo d'attacco è approssimabile ad un cilindro con raggio uguale a:

$$r_t = 0.1019 t^2 \quad (5.108)$$

Le coordinate del dorso alare (x^+ , y^+) e quelle del ventre (x^- , y^-) sono riportate in tabella 5.4:

x/l	x	yt [mm]	yd [mm]
0	0	0,000	0,000
0,05	12,5	6,665	-6,665
0,1	25	8,780	-8,780
0,15	37,5	10,022	-10,022
0,2	50	10,758	-10,758
0,25	62,5	11,140	-11,140
0,3	75	11,253	-11,253
0,35	87,5	11,154	-11,154
0,4	100	10,881	-10,881
0,45	112,5	10,464	-10,464
0,5	125	9,926	-9,926
0,55	137,5	9,286	-9,286
0,6	150	8,556	-8,556
0,65	162,5	7,748	-7,748
0,7	175	6,870	-6,870
0,75	187,5	5,926	-5,926
0,8	200	4,918	-4,918
0,85	212,5	3,849	-3,849
0,9	225	2,714	-2,714
0,95	237,5	1,512	-1,512
1	250	0,236	-0,236

Tabella 5.4: valori degli spessori del dorso e del ventre della pala girante.

5.6 Modello 3D della pala

Dopo aver ricavato la geometria del condotto meridiano e i valori degli angoli costruttivi della pala si è potuto infine realizzare il modello 3D della stessa con l'utilizzo del modellatore CAD 3D Inventor.

Una volta in possesso del modello siamo infatti in grado di verificare visivamente la bontà dei nostri calcoli, verificando l'andamento degli angoli sulla pala stessa e in una fase successiva utilizzando il modello per un'analisi tramite una simulazione fluidodinamica della macchina.

La descrizione della strategia usata per la creazione tridimensionale dell'elemento non entrerà nello specifico, poiché lo scopo di questo studio non è quello di analizzare i metodi per la realizzazione della pala all'interno dell'ambiente Inventor.

Sono state infatti riportate le quote relative al condotto meridiano e ai tubi di flusso in cui lo stesso è stato diviso. Per ogni tubo di flusso si sono riportati i valori degli angoli in ingresso e in uscita della pala. Per ogni sezione della pala si sono inoltre riportati i valori degli spessori della stessa.

Una volta conclusa questa fase si sono sviluppate le superfici che collegano le varie sezioni per ottenere l'elemento solido finale, figura 5.37.

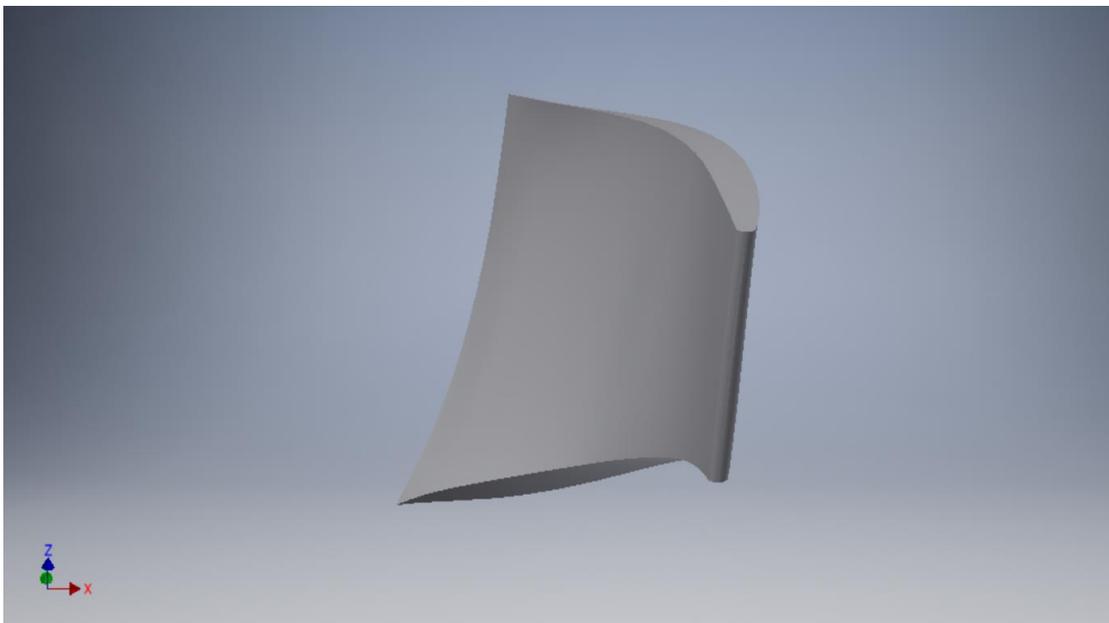


Figura 5.37: rendering della pala girante.

Capitolo 6

Dimensionamento distributore

6.1 Introduzione

Alle pale del distributore sono affidati due compiti:

- la regolazione della portata;
- la direzione della velocità assoluta all'ingresso della girante.

A partire da queste due condizioni si ricaverà il valore e la direzione della velocità del fluido in ingresso e in uscita dalla pala distributrice, inoltre il distributore deve poter garantire la completa chiusura del passaggio al flusso nella macchina verso la girante in caso di manutenzione o guasti.

6.2 Dimensionamento

La lunghezza delle pale deve assicurare il loro mutuo ricoprimento (figura 6.1 a) in modo da poter interrompere l'afflusso dell'acqua alla girante. Per assicurare la tenuta, la geometria delle pale del distributore deve essere a semplice curvatura.

Per le turbine Francis lente ($K \leq 0.7$) il diametro D_0 (figura 6.1 b) è 40÷100 mm più grande del diametro esterno della girante. Per le Francis con K compreso tra 0,7 e 1,3 il bordo d'uscita delle pale distributrici è posto all'incirca dove il condotto meridiano comincia curvare.

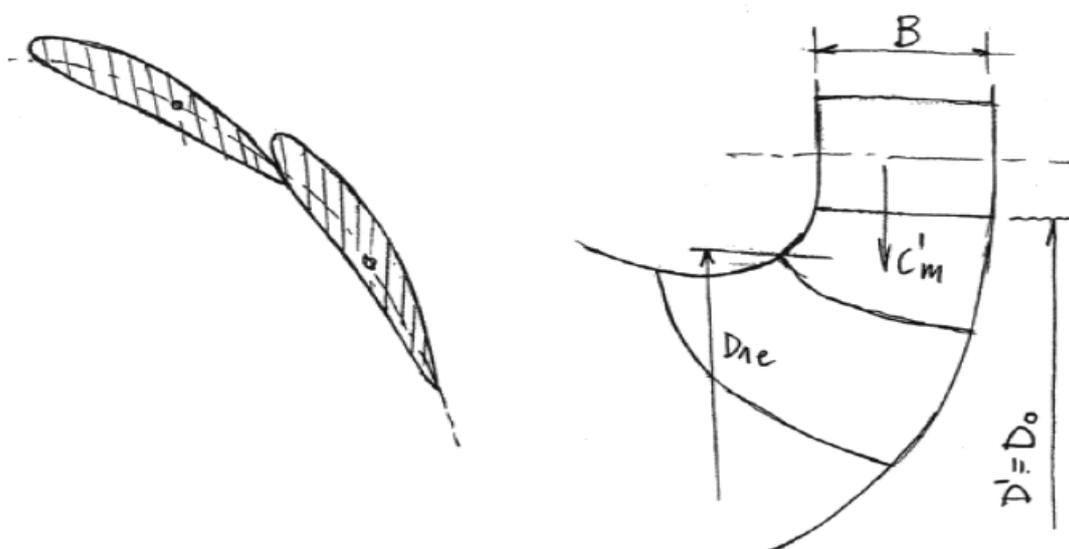


Figura 6.1 a e b: profilo pale distributrici.

Per le Francis veloci, D_0 è poco diverso dal diametro esterno D_{1e} d'ingresso della girante. Per queste turbine, la distanza radiale a cui collocare i perni delle pale distributrici è determinato dal punto del contorno esterno della turbina ove il condotto meridiano inizia a curvare in direzione assiale.

Per le Francis veloci, D_0 è poco diverso dal diametro esterno D_{1e} (figura 6.1 b) del bordo d'ingresso della girante. Per queste turbine, la distanza radiale a cui collocare i perni delle

pale distributrici è determinato dal punto del contorno esterno della turbina ove il condotto meridiano inizia a curvare in direzione assiale.

Una stima del diametro D_0 può essere operata impiegando i diagrammi statistici delle figure 4.2 e 4.4. La procedura è riassunta dallo schema seguente.

$$K \Rightarrow C'_m ; u_{1e} ; \frac{B}{D_{1e}}$$

$$C'_m = c'_m \sqrt{2gH} ; U_{1e} = u_{1e} \sqrt{2gH}$$

$$U_{1e} = \omega \frac{D_{1e}}{2} \rightarrow \frac{2U_{1e}}{\omega} = D_{1e}$$

$$C'_m = \frac{Q}{\pi D' B} \rightarrow \frac{Q}{\pi C'_m B} = D' = D_0$$

Il numero di pale del distributore è legato al diametro D_0 con la relazione empirica:

$$z_D = \frac{\sqrt{D_0}}{4} + (4 \div 6) \quad (6.1)$$

dove D_0 è inteso in mm.

Il numero di pale distributrici deve inoltre differire da quello della girante per evitare fluttuazioni periodiche della portata quando le pale della girante passano simultaneamente sotto quelle del distributore, e per aumentare la frequenza di risonanza del sistema.

In genere, il numero di pale distributrici z_D è pari, e spesso un multiplo di 4 (16, 20, 24 pale).

La geometria del distributore può essere cilindrica (figura 6.2 a): l'asse dei perni è parallelo all'asse di rotazione, oppure conica: l'asse dei perni è inclinato rispetto all'asse di rotazione (figura 6.2 b) di un angolo γ (solitamente pari a 30°).

Le procedure di progetto delle pale distributrici spesso ignorano [Nechleba, 1957], [Vivier, 1966], [Jaumotte, 1968] la deviazione che la corrente assoluta subisce all'uscita delle pale. L'entità di questa deviazione in molti casi può essere tale da variare in maniera apprezzabile la componente tangenziale cu_1 e l'angolo di incidenza all'ingresso della girante, con riflessi non desiderati nello scambio di energia (e dunque di potenza) e sul rendimento per le condizioni nominale di esercizio. In genere si sopperisce a questo inconveniente aggiustando l'inclinazione delle pale distributrici durante il collaudo a scapito però del rendimento idraulico della macchina. Questo è un inconveniente abbastanza grave quando, per ragioni di economicità, le pale distributrici non sono regolabili e la resa della turbina in termini di potenza massima e di rendimento può risultare compromessa. Si descrive ora un metodo per tener conto, approssimativamente, della deviazione angolare della corrente all'uscita delle pale distributrici.

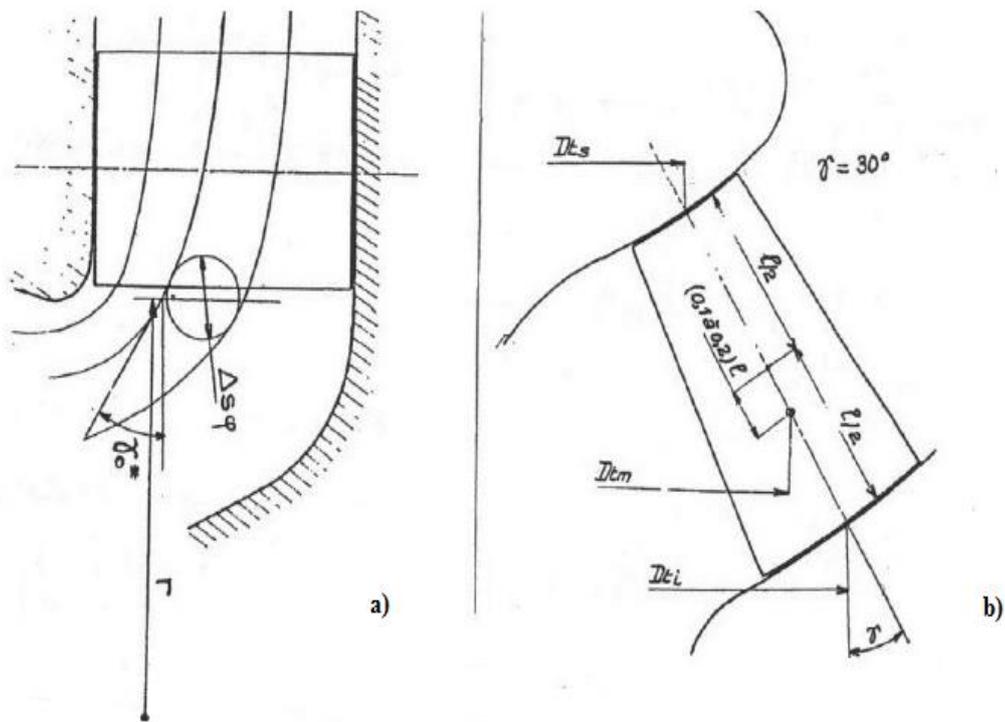


Figura 6.2 a e b: geometrie distributore.

6.3 Schiere radiali – Trasformazione conforme alle coordinate

Come già detto, le procedure di progetto comunemente impiegate (Nechleba, Vivier) spesso ignorano la deviazione che la corrente assoluta subisce all'uscita delle pale. L'entità di questa deviazione può però essere tale da variare apprezzabilmente la componente tangenziale C_{u1} e l'angolo di incidenza della corrente relativa W_1 all'ingresso della girante, con riflessi negativi sullo scambio di energia (e dunque di potenza) e sul rendimento per le condizioni nominali di esercizio.

In genere si sopperisce alla inadeguatezza del progetto aggiustando l'inclinazione delle pale distributrici durante il collaudo.

Ma quando, per ragioni di economicità, le pale distributrici non sono regolabili la resa della turbina in termini di potenza massima e di rendimento potrebbe essere compromessa.

Per tener conto approssimativamente della deviazione angolare della corrente assoluta, la geometria del distributore può essere ottenuta da quella di una schiera piana per mezzo di una trasformazione conforme delle coordinate. Questa trasformazione ha la peculiarità di conservare gli angoli.

Sulla superficie di corrente di figura 6.3 le curve coordinate m e u sono tra loro mutuamente ortogonali, così come lo sono le rette parallele agli assi coordinati del riferimento cartesiano η, ξ .

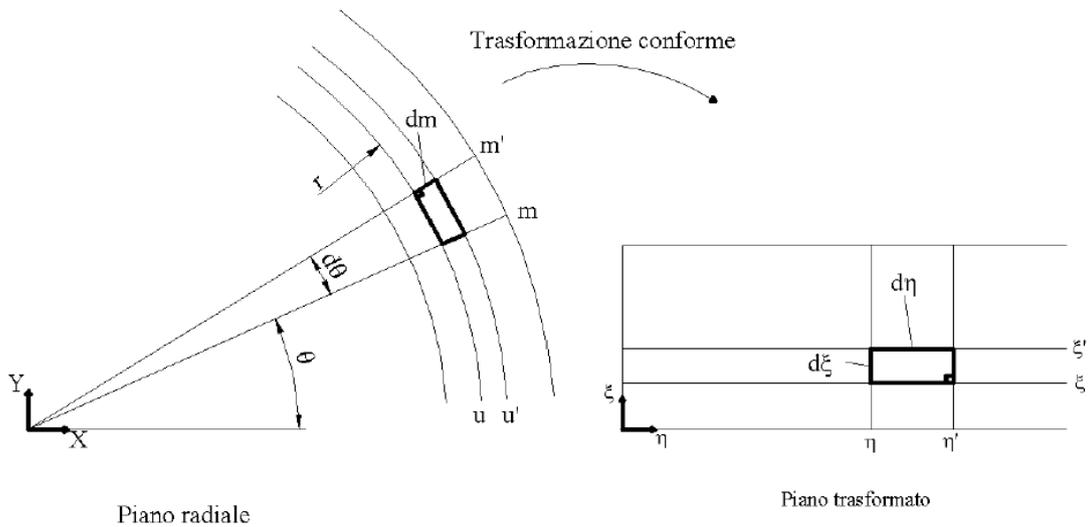


Figura 6.3: trasformazione conforme.

Per stabilire localmente una relazione di similarità tra curve nei due sistemi è sufficiente porre la seguente condizione tra i lati delle maglie che sottendono a tratti corrispondenti delle curve:

$$\frac{dm}{rd\theta} = \frac{d\xi}{d\eta} \quad (6.2)$$

poiché ad essa corrisponde $\alpha = \alpha'$ (figura 6.3).

La relazione precedente stabilisce una corrispondenza tra le coordinate m e θ e le coordinate ξ e η . Lungo un arco di circonferenza (figura 6.3) la variabile corrente è θ ; pertanto, in tutta generalità, è lecito porre:

$$\eta = L_0 \theta \quad (6.3)$$

dove la costante arbitraria L dovrà avere le dimensioni di una lunghezza.

Ne deriva dalle (6.2), (6.3) e dalla figura 6.3:

$$d\xi = \frac{d\eta}{rd\theta} dm = L_0 \frac{dm}{r} = L_0 \frac{dr}{r \sin \gamma} \quad (6.4)$$

dalla quale

$$\xi = \xi_1 + L_0 \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \sin \gamma} \quad (6.5)$$

Le relazioni (6.3) e (6.5) descrivono perciò la corrispondenza tra le coordinate curvilinee $(m, u) \equiv (m, r\theta)$ di una curva su una superficie assialsimmetrica e le coordinate cartesiane (η, ξ) della medesima curva trasformata nel piano cartesiano $\eta - \xi$ (e viceversa) quando si vuole che la trasformazione delle coordinate conservi gli angoli nei due sistemi, quello piano e quello curvilineo.

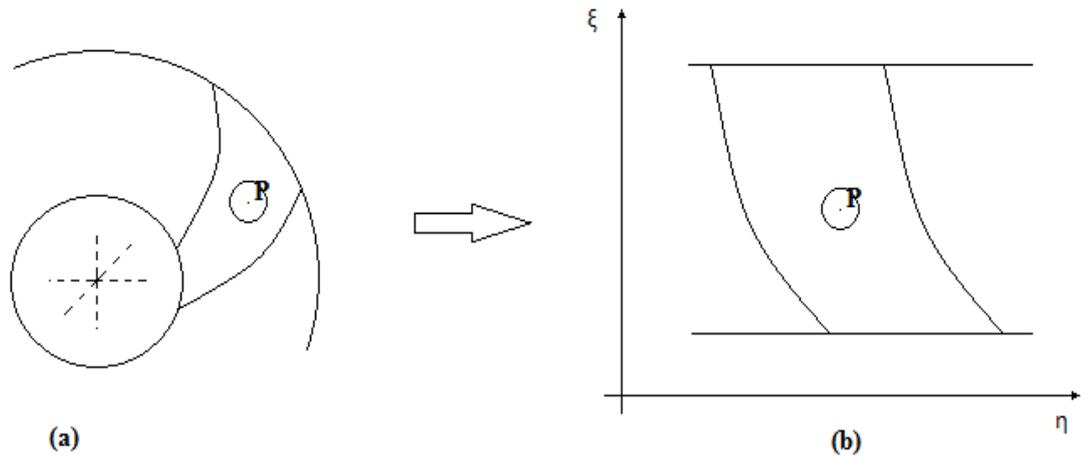


Figura 6.4: trasformazione conforme.

In entrambi i sistemi è possibile introdurre per l'analisi del moto la funzione di corrente ψ . Posto che i due condotti interpalari (figura 6.4), quello reale (figura 6.4 a) e quello trasformato (figura 6.4 b), siano attraversati dalla stessa portata, allora tra linee di corrente corrispondenti deve scorrere la medesima portata e manifestarsi la stessa variazione della funzione di corrente ψ .

Pertanto:

$$d\psi = \frac{\partial\psi}{\partial m} dm + \frac{\partial\psi}{\partial\theta} d\theta = \frac{\partial\psi}{\partial\xi} d\xi + \frac{\partial\psi}{\partial\eta} d\eta \quad (6.6)$$

Ma, ricordando le relazioni (6.3) e (6.4), per le quali:

$$d\eta = L_0 d\theta, \quad d\xi = L_0 \frac{dm}{r} \quad (6.7)$$

Si ottiene:

$$\begin{cases} \frac{\partial\psi}{\partial m} = \frac{L_0}{r} \frac{\partial\psi}{\partial} \\ \frac{\partial\psi}{\partial\theta} = L_0 \frac{\partial\psi}{\partial} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \frac{\partial\psi}{\partial\xi} = \frac{r}{L_0} \frac{\partial\psi}{\partial m} \\ \frac{\partial\psi}{\partial\eta} = \frac{1}{L_0} \frac{\partial\psi}{\partial\theta} \end{cases} \quad (6.8)$$

Le precedenti consentono di determinare il legame che deve sussistere tra le velocità nei due sistemi di coordinate.

Prima di procedere si rendono necessarie alcune osservazioni per giustificare le approssimazioni che accompagneranno la procedura che sarà suggerita per il progetto del distributore.

Le superfici di corrente nella regione che ospita il distributore differiscono l'una dall'altra a causa della curvatura del condotto meridiano (figura 6.5).

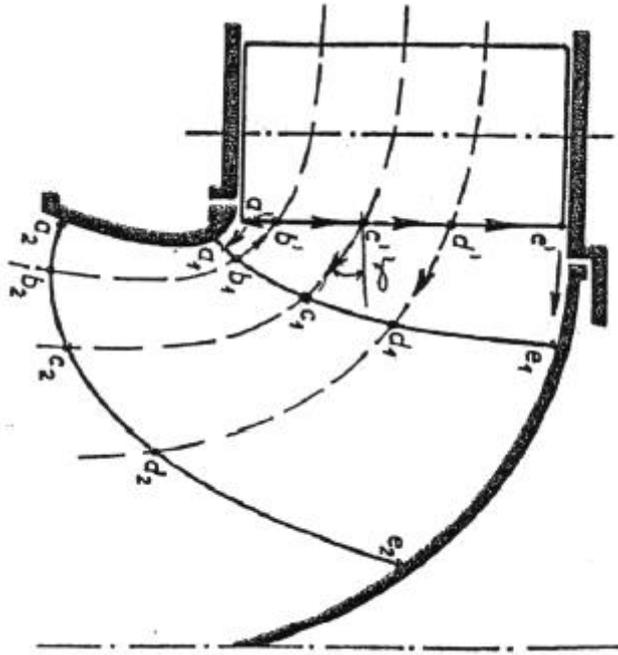


Figura 6.5: vista meridiana del distributore.

Le pale del distributore hanno però geometria a semplice curvatura per assicurare il contatto delle superfici delle pale e garantire la tenuta in condizioni di totale chiusura.

Il dimensionamento del distributore presupporrà pertanto, indirettamente, un campo di moto perfettamente bidimensionale, oltreché radiale, prendendo a riferimento le caratteristiche del moto lungo un'opportuna superficie di corrente.

A tal riguardo, alcuni autori (Nechleba, Ventrone) suggeriscono quella nelle vicinanze della corona di ricoprimento, immediatamente all'esterno dello strato limite (ad es. la superficie b' , b_1 , b_2 di figura 6.5) dove le velocità sono più elevate.

Altri (Vivier, Jaumotte), quella media (ad es. la superficie c' , c_1 , c_2 di figura 6.5) per tener conto delle caratteristiche medie del deflusso attraverso il distributore. E, forse, questa scelta è quella che meglio compensa le approssimazioni che accompagnano la procedura di calcolo che qui viene proposta.

L'approccio bidimensionale suggerisce inoltre, per il dimensionamento del distributore, di fare riferimento (figura 6.5) alla proiezione $C_{m0} \cos \gamma_0$, su un piano ortogonale all'asse di rotazione, della velocità C_{m0} pertinente alla superficie di corrente prescelta.

Negli sviluppi che seguono il moto e la superficie di corrente $m-u$ (figura 6.3) saranno pertanto considerati radiali, e descritti nelle coordinate polari r, θ .

Nella proiezione su un piano ortogonale all'asse (figura 6.6), la velocità tangenziale C_u non subisce alcuna variazione, mentre quella radiale C_r è pari alla proiezione $C_{m0} \cos \gamma_0$ della effettiva velocità meridiana C_{m0} .

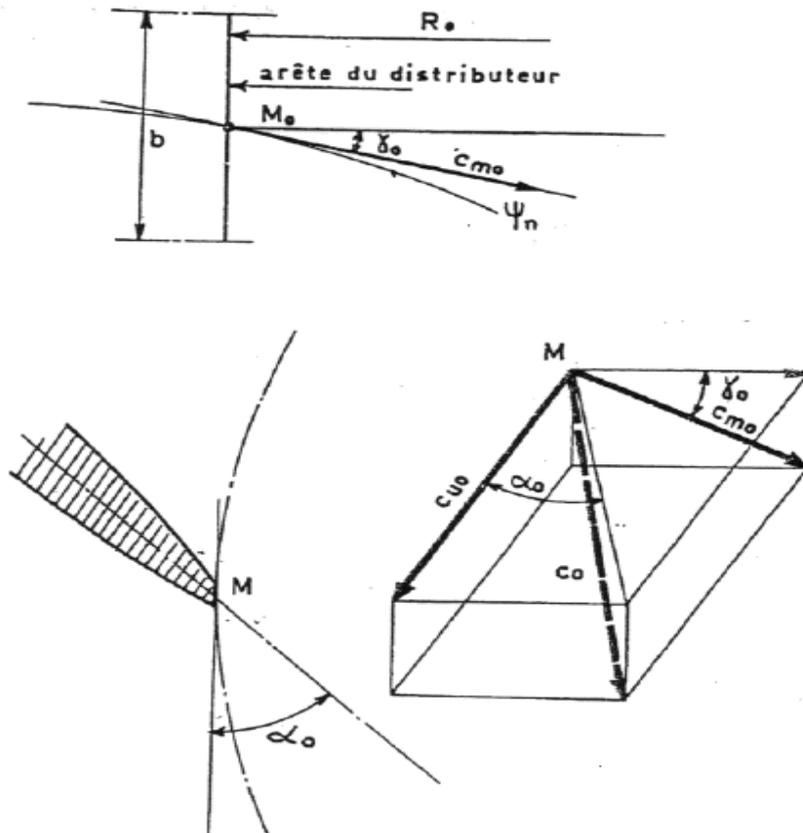


Figura 6.6: angolo delle linee di corrente all'uscita del distributore.

Dell'inclinazione locale γ delle altre linee meridiane di corrente (figura 6.5) e della larghezza locale dei tubi di flusso si terrà conto in seguito.

Indicando con $dq = \frac{dQ}{b}$ la portata per unità di larghezza che attraversa il tubo di flusso tra due linee di corrente Ψ e $\Psi+d\Psi$ del condotto interpolare (figura 6.7) il bilancio di massa tra le portate entranti e uscenti attraverso il contorno dell'elemento ABC porge, in regime di moto stazionario, la relazione (figura 6.7 a):

$$\begin{aligned}
 dq = q d\Psi &= q \nabla \Psi \cdot \overline{AB} = q \left(\frac{\partial \Psi}{r \partial \theta}, \frac{\partial \Psi}{\partial r} \right) \cdot (-r d\theta, dr) = \\
 &= q \left[\frac{\partial \Psi}{r \partial \theta} (-r d\theta) + \frac{\partial \Psi}{\partial r} dr \right] = c_u dr + c_r r d\theta
 \end{aligned} \tag{6.9}$$

dalla quale:

$$\begin{cases} c_u = q \frac{\partial \Psi}{\partial r} \\ c_r = -\frac{q}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \end{cases} \tag{6.10}$$

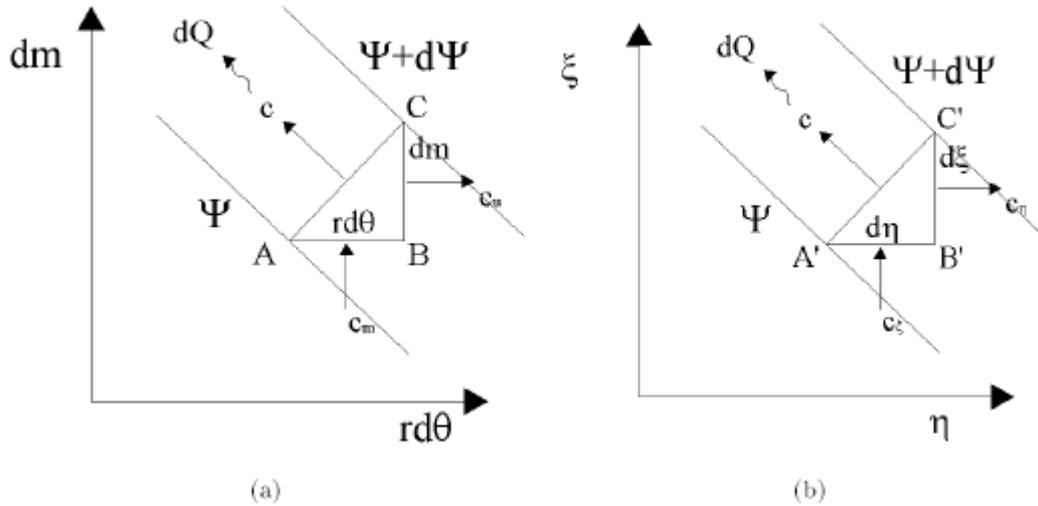


Figura 6.7: funzione di corrente. (a) Piano reale. (b) Piano trasformato.

Posta la condizione che attraverso tubi di flusso corrispondenti scorra la medesima portata, il bilancio delle portate di massa entranti e uscenti porge, nel piano trasformato (figura 6.7 b), la relazione:

$$dq = q d\Psi = q \left[\frac{\partial \Psi}{\partial \eta} (-d\eta) + \frac{\partial \Psi}{\partial \xi} d\xi \right] = c_\eta d\xi + c_\xi d\eta \quad (6.11)$$

dalla quale:

$$\begin{cases} c_\eta = q \frac{\partial \Psi}{\partial \xi} \\ c_\xi = -q \frac{\partial \Psi}{\partial \eta} \end{cases} \quad (6.12)$$

Ricordando la (6.8), con dm ora coincidente con dr, si ottiene:

$$\begin{cases} c_\eta = q \left(\frac{r}{L_0} \frac{\partial \Psi}{\partial r} \right) = \frac{r}{L_0} \left(q \frac{\partial \Psi}{\partial} \right) = \frac{r}{L_0} c_u \\ c_\xi = -q \left(\frac{1}{L_0} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right) = \frac{r}{L_0} \left(-\frac{q}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial} \right) = \frac{r}{L_0} c_r \end{cases} \quad (6.13)$$

e dunque il legame cercato tra le velocità nei due sistemi di riferimento:

$$c_\eta = \frac{r c_u}{L_0}, \quad c_\xi = \frac{r c_r}{L_0} \quad (6.14)$$

o, più semplicemente, con $L_0 = 1$:

$$c_\eta = r c_u, \quad c_\xi = r c_r \quad (6.15)$$

Si è posto che all'interno dei due condotti interpolarari (quello nel piano r, θ e quello nel piano interpolare) scorra la medesima portata q , pertanto attraverso i lati corrispondenti AB e $A'B'$ (figura 6.8) sarà:

$$q = \frac{2\pi r}{z} \overline{C}_r = t \overline{C}_\xi \quad (6.16)$$

Ma, per la (6.14), $\overline{C}_\xi = \frac{r \overline{C}_r}{L_0}$ cosicchè:

$$t = \frac{2\pi}{z} L_0 \quad (6.17)$$

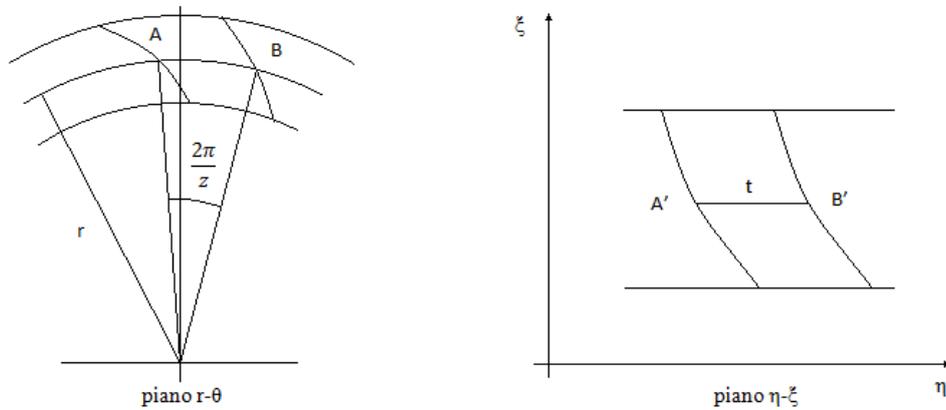


Figura 6.8: piano reale e piano trasformato.

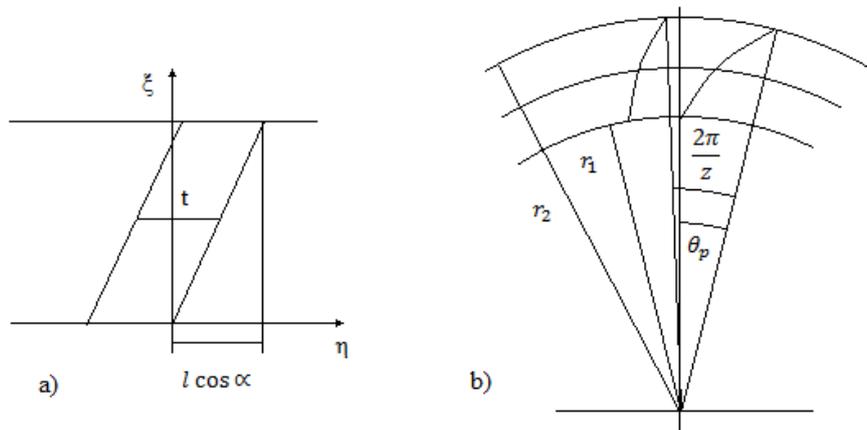


Figura 6.9: profilo rettilineo e schiera radiale.

La costante L_0 esprime dunque il rapporto tra il passo lineare t della schiera piana trasformata e il passo angolare $2\pi/z$ di quella radiale. Porre $L_0 = 1$ equivale perciò ad assumere $t = 2\pi/z$.

Si consideri nel piano η, ξ una schiera di pale rettilinee (figura 6.9).

Il legame tra le coordinate η, ξ del profilo delle pale è descritto dalla semplice relazione:

$$\frac{d\xi}{d\eta} = \tan \alpha \quad (6.18)$$

Le coordinate polari r , θ si ottengono combinando l'eq. 6.18 con le relazioni $d\xi = L_0 dr/r$ e $d\eta = L_0 d\theta$. Si ottiene:

$$d\xi = L_0 \frac{dr}{r} = \tan \alpha \quad d\eta = \tan \alpha L_0 d\theta \quad (6.19)$$

che, integrata tra r_1 e r dopo aver posto $\theta_1=0$, dà:

$$\theta = \cot \alpha \ln \left(\frac{r}{r_1} \right), \quad r = r_1 e^{\theta \tan \alpha} \quad (6.20)$$

Per la corrispondenza tra le coordinate η e θ , alla proiezione $l \cos \alpha$ del profilo rettilineo lungo η (figura 6.9 a) corrisponderà, nella schiera radiale (figura 6.9 b) l'angolo di avvolgimento della pala $\theta_p = \cot \alpha \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)$, e al passo lineare t quello angolare $2\pi/z$.

Pertanto:

$$\frac{t}{l \cos \alpha} = \frac{2\pi \tan \alpha}{z \ln \left(\frac{r}{r_1} \right)} \quad (6.21)$$

dalla quale:

$$\frac{t}{l} = \frac{2\pi \sin \alpha}{z \ln \left(\frac{r}{r_1} \right)} \quad (6.22)$$

Per una schiera piana con profili di forma qualsiasi la precedente potrà sempre scriversi con riferimento alla corda l e all'angolo di calettamento γ dei profili medesimi.

Per una geometria curva della linea media del profilo nel piano η , ξ la coordinata polare θ nel piano radiale si ottiene dalla relazione (eq. 6.7 con $dm = dr$):

$$\theta = \int_{r_1}^r \frac{dr}{r d\xi/d\eta} \quad (6.23)$$

quando si disponga dell'equazione analitica $\xi = f(\eta)$ del profilo nel piano η , ξ .

Sebbene per il distributore sia di fondamentale importanza soprattutto la geometria del bordo di fuga, cura deve essere rivolta anche alla direzione del bordo d'ingresso per non penalizzare il rendimento. L'inclinazione della velocità a monte delle pale distributrici dipende dalle modalità con cui l'acqua alimenta la corona di pale distributrici. Quando la turbina è sistemata all'interno di una camera in cemento aperta, la direzione della velocità all'ingresso del distributore è approssimativamente radiale; l'angolo di ingresso si sceglie di norma tra **60 ÷ 70%** (rispetto alla direzione tangenziale) e la forma delle pale è quella di figura 6.9 a (quella superiore nel piano η , ξ ; quella inferiore nel piano radiale r , θ). Per volute a spirale in cemento è buona norma assumere, quale direzione della velocità a monte del distributore, l'angolo della spirale. Può accadere in questi casi che tale angolo risulti minore di quello richiesto all'uscita delle pale così che il distributore, rispetto al caso precedente, debba rimuovere parte del momento della quantità di moto tangenziale della corrente. Ciò si riflette sulla curvatura delle pale, come si può notare dalla figura 6.9 b. Per volute a spirale in metallo, le pale del distributore sono precedute da una corona di pale

fisse che hanno la funzione di irrigidire la sezione trasversale della voluta che tenderebbe altrimenti ad aprirsi sotto l'azione della pressione interna (figure 6.10 e 6.11). Le condizioni all'ingresso delle pale distributrici dipendono questa volta dalla profilatura delle pale predistributrici ("stay blades").

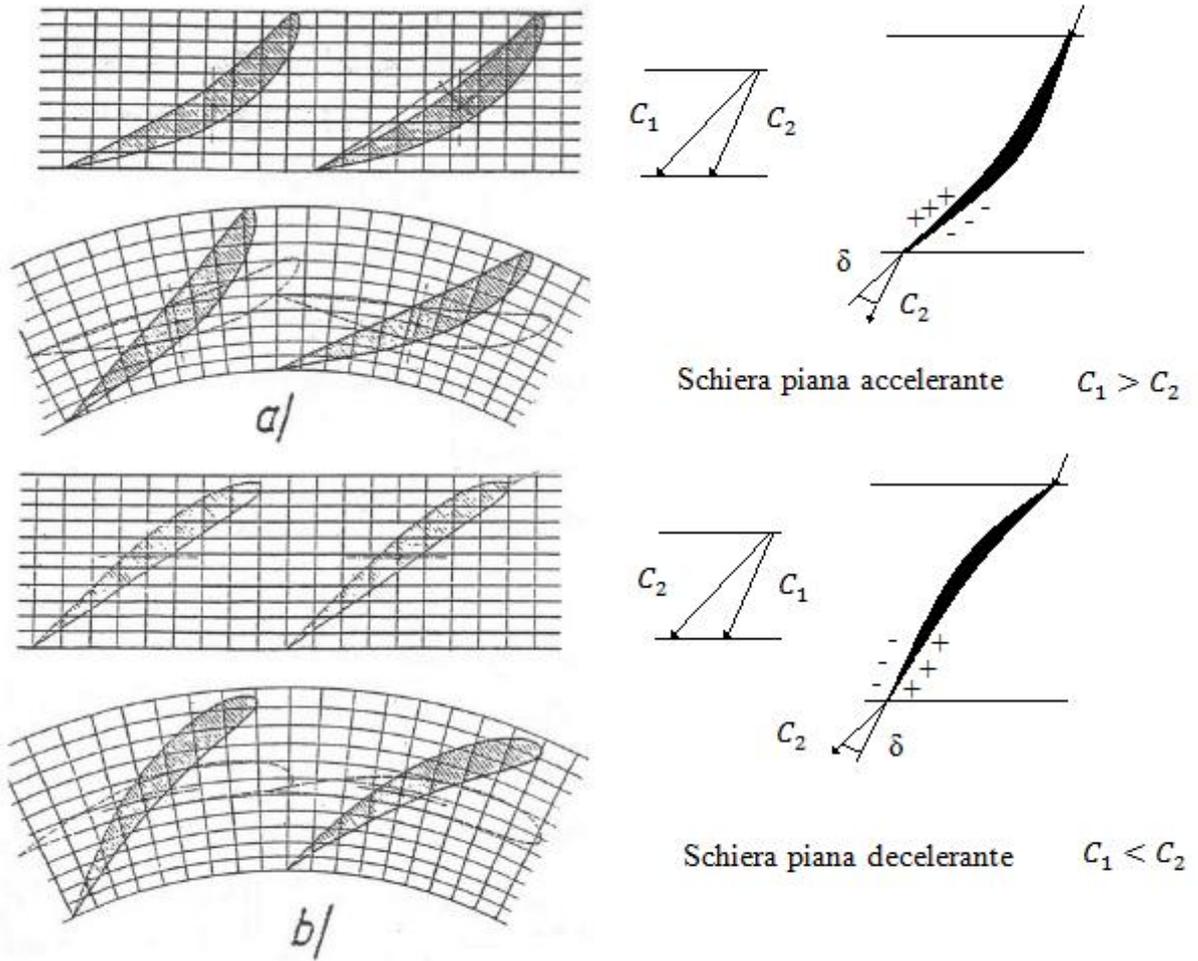


Figura 6.10: schiere radiali.

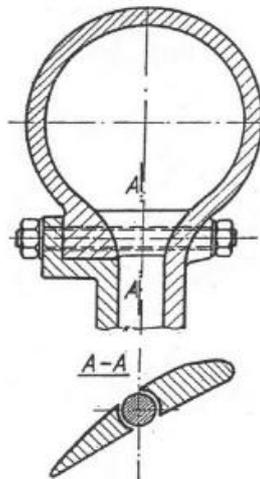


Figura 6.11: voluta a spirale con pala distributtrice.

$$\theta_c = \frac{\theta}{1 - m \left(\frac{t}{l}\right)^n} = \frac{|\alpha_2 - \alpha_1|}{1 - m \left(\frac{t}{l}\right)^n} \quad (6.25)$$

Per schiere deceleranti:

$$m = 0,23 \left(2 \frac{x_A}{l}\right)^2 + \frac{90 - \alpha_1^\circ}{500} \quad (6.26)$$

Per schiere acceleranti m può essere valutato con il diagramma di figura 6.13.

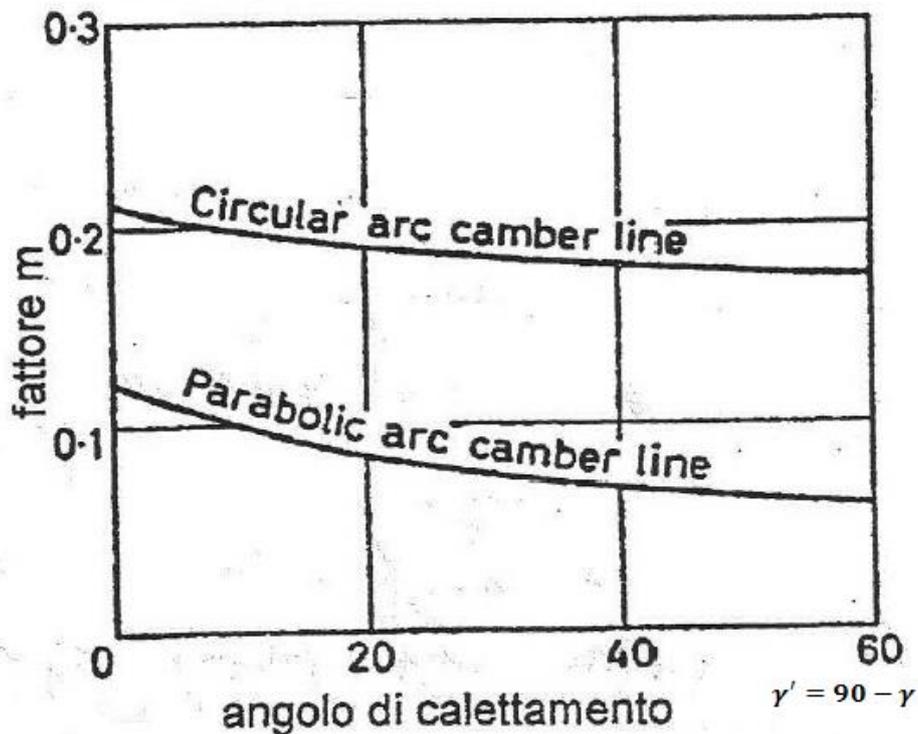


Figura 6.13: diagramma per la valutazione di m per schiere acceleranti.

L'esponente n vale 0,5 per le schiere deceleranti (figura 6.10 b) e 1 per le schiere acceleranti (figura 6.10 a). La deviazione angolare (che si conserverebbe nel passaggio dalla schiera piana a quella trasformata radiale se la corrente fosse aviscosa e bidimensionale), secondo la stessa procedura ammonterebbe a:

$$\delta = m\theta_c \left(\frac{t}{l}\right)^n \quad (6.27)$$

Adottando un profilo della famiglia NACA a 4 cifre, l'alzata massima y_A/l è una funzione di θ_c e x_A/l , ed è dunque di immediata determinazione.

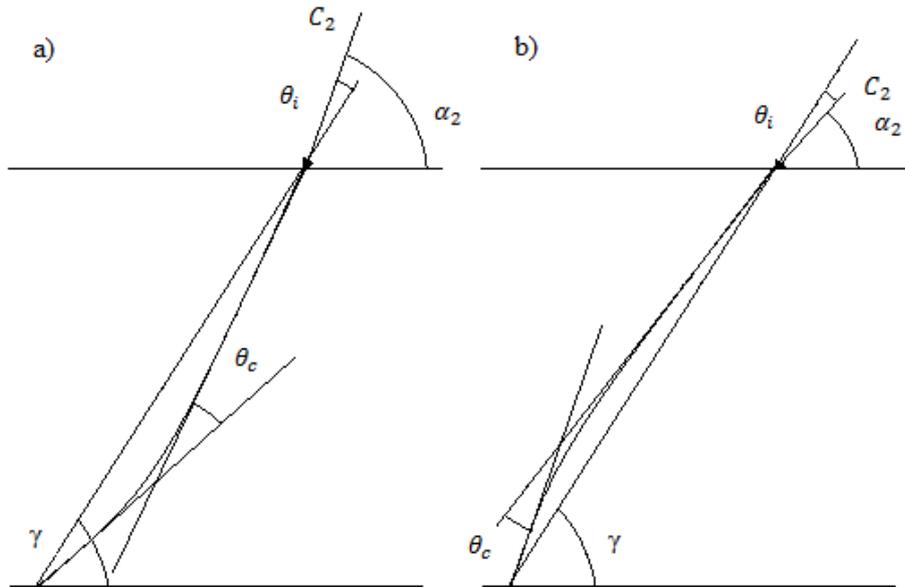


Figura 6.14: profilo palare (a) accelerante e (b) decelerante .

L'angolo di calettamento γ è allora dato dalla relazione:

$$\gamma = \alpha_2 \pm \theta_i \quad (6.28)$$

Dove θ_i , angolo tra la tangente alla linea media all'ingresso e la corda, è una funzione nota di x_A/l , e y_A/l . Nella equazione 4.133, si adotta il segno meno quando la schiera piana è accelerante ($\alpha_1 < \alpha_2$) e il segno più quando la schiera piana è, invece, decelerante ($\alpha_1 > \alpha_2$). La procedura può essere reiterata, ricalcolando t/l con l'angolo di calettamento dato dall'equazione 6.28 fino a che non si registrano variazioni significative tra due valori successivi di γ .

Le coordinate polari r, θ del profilo trasformato nel piano radiale richiedono, infine, la conoscenza della derivata $d\xi/d\eta$ del profilo nel piano ξ, η (equazione 6.23).

La distribuzione degli spessori deve assicurare la resistenza strutturale e limitare le perdite per attrito. Si adoperano distribuzioni tipiche dei profili aerodinamici; lo spessore di estremità è nullo. Sono altresì impiegate pale distributrici con linea media rettilinea nel piano r, θ e distribuzione degli spessori simmetrica (figura 6.18).

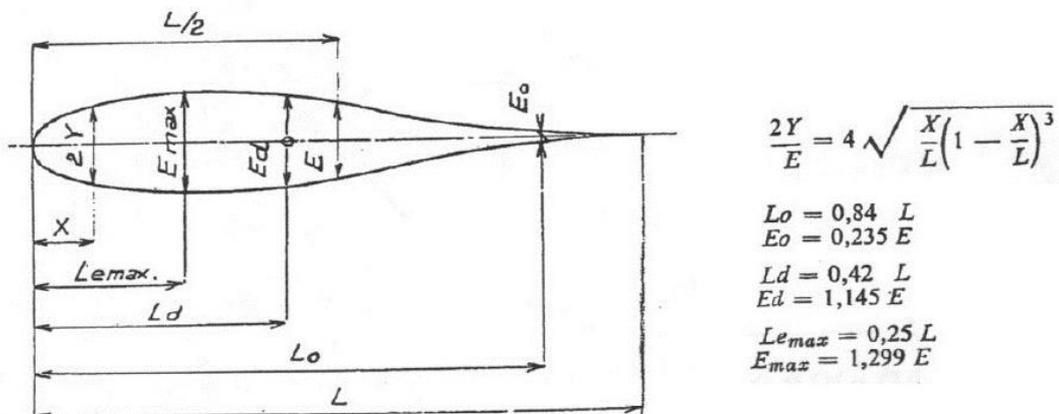


Figura 6.15: profilo delle pale secondo Bovet.

Il principale elemento di incertezza quando si opera in tal modo risiede nella deviazione che la corrente assoluta subisce all'uscita della schiera, e quindi nella determinazione dell'angolo di calettamento da assegnare alle pale distributrici. Tale incertezza si riflette sulla componente tangenziale C_{u1} della velocità assoluta all'ingresso della girante e sull'angolo di incidenza.

La procedura descritta in precedenza può essere applicata a ritroso per operare una stima della direzione di C_1 all'uscita del distributore.

Noti i raggi r_1 e r_2 che delimitano la corona di pale distributrici, l'angolo di calettamento è univocamente definito dall'angolo α_{1b} del bordo d'uscita delle pale. Il numero di pale Z si ritiene anch'esso noto. L'angolo α_{1b} è, spesso, considerato pari all'angolo di flusso su un piano ortogonale all'asse di rotazione (figura 6.6):

$\alpha_{1b} = \alpha_1 = \tan^{-1}(C_{m1} \cos \gamma_1 / C_{u1})$, conteggiando al più l'ostruzione palare nel calcolo di C_{m1} .

L'intersezione della retta inclinata di α_{1b} rispetto alla direzione tangenziale (ma anche, per costruzione, all'asse X) con la circonferenza di raggio r_2 consente di determinare l'estremo A_2 della pala direttrice. Si possono perciò determinare la lunghezza $\overline{A_1A_2}$ della pala e l'angolo α_{2b} del bordo di ingresso del distributore. È dunque nota la deviazione costruttiva $\theta_c = |\alpha_{1b} - \alpha_{2b}|$ profilo nel piano trasformato η, ξ .

Per ogni punto nel riferimento X, Y si possono ricavare le coordinate polari $r = \sqrt{x^2 + y^2}$, $\theta = \tan^{-1}(x/y)$ e le coordinate trasformate η, ξ (si assume $L_0 = 1$):

$$\begin{cases} d\xi = \frac{dr}{r} \\ d\eta = d\theta \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \xi = \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) \\ \eta = \theta \end{cases} \quad (6.29)$$

Si può determinare l'angolo di calettamento $\gamma = \tan^{-1}(\xi_2/\eta_2) = \tan^{-1}\left(\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\theta_2}\right)$ e il rapporto t/l della schiera piana trasformata di quella radiale:

$$\frac{t}{l} = \frac{2\pi \sin \gamma}{z \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (6.30)$$

Per la determinazione dell'ascissa x_A/l del punto di alzata massima si possono esprimere le coordinate η, ξ del profilo nel riferimento x, y della corda. Allo scopo è sufficiente operare una rotazione, pari all'angolo di calettamento γ , del sistema di riferimento η, ξ .

Applicando la correlazione di Howell – Constant l'angolo di flusso della corrente all'uscita del distributore può essere stimato esplicitando α_1 dalla relazione:

$$\theta_c = \frac{|\alpha_1 - \alpha_2|}{1 - m\left(\frac{t}{l}\right)^n} \quad (6.31)$$

Nel risolvere la (6.31) $|\alpha_1 - \alpha_2| = \alpha_1 - \alpha_2$, e $n = 0,5$ se $\alpha_{1b} > \alpha_{2b}$, mentre $|\alpha_1 - \alpha_2| = \alpha_2 - \alpha_1$, e $n = 1$ se $\alpha_{1b} < \alpha_{2b}$. Qualora l'angolo α_1 dato dalla (6.31) differisca dal valore atteso occorre modificare l'angolo di calettamento delle pale distributrici nel piano X, Y.

6.4 Risultati calcoli pala distributrice

Come primo passo nella progettazione della pala distributrice si è scelto di adottare una pala a profilo ad asse rettilineo, successivamente si è verificata la lunghezza della pala in modo da garantire la completa chiusura del distributore.

Si è quindi calcolato la lunghezza del diametro passante dai perni delle pale e si è assicurati che la dimensione della pala garantisca la condizione di chiusura del distributore, di seguito è riportata il valore scelto che verifica questa condizione:

- Lunghezza pala: 250 mm

Successivamente si sono stabilite le dimensioni del distributore stesso:

- Raggio di ingresso: 460 mm;
- Raggio di uscita: 630 mm.

Avendo scelto di posizionare il perno della pala nella sua metà siamo inoltre in possesso dei valori dei raggi di ingresso e uscita dalla pala stessa:

- Raggio ingresso pala: 475 mm;
- Raggio uscita pala: 593 mm.

Avendo questi dati a disposizione, e conoscendo il valore dell'incidenza che il fluido dovrà avere in ingresso nella girante, si sono ricavati i valori degli angoli in entrata e in uscita della pala:

- Angolo di uscita pala, $\alpha_2 = 15.49^\circ$;
- Angolo di ingresso pala, $\alpha_1 = 39.46^\circ$;
- Posizione relativa perno sulla pala, $\frac{x_A}{l} = 0.5$;
- Angolo di calettamento, $\gamma = 28.82^\circ$;
- Rapporto della schiera piana trasformata, $\frac{t}{l} = 0.82$;

Giunti a questo punto si sono confrontati gli andamenti del profilo ad asse rettilineo nel piano reale e in quello trasformato (figura 6.19).

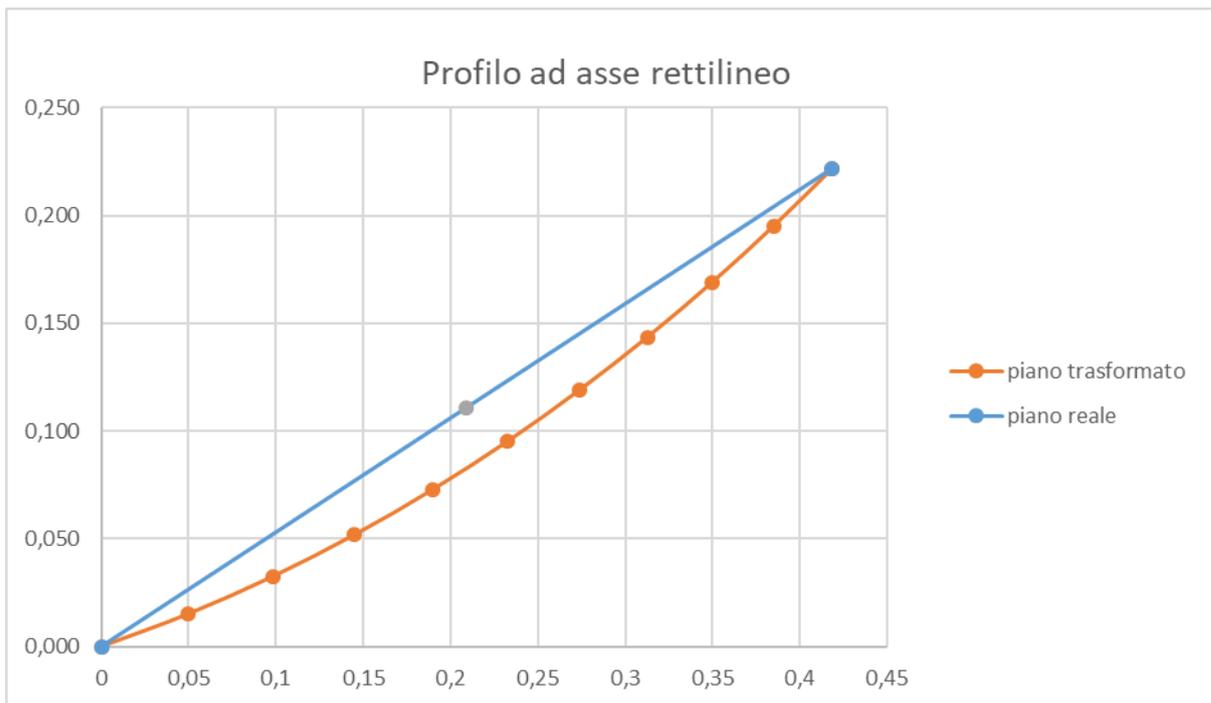


Figura 6.16: confronto andamento del profilo ad asse rettilineo nel piano reale e in quello trasformato.

Come si può notare dalla figura 6.19 e come già spiegato in precedenza la scelta di un profilo ad asse rettilineo genera una deviazione del flusso in uscita dalla pala, dovuta dal fatto che, come si può notare dell'andamento in coordinate trasformate.

Si è inoltre verificata la natura accelerante della schiera confrontando le velocità ingresso e in uscita dalla pala.

Si sono quindi calcolati gli spessori dei profili superiore e inferiore (figura 6.20).

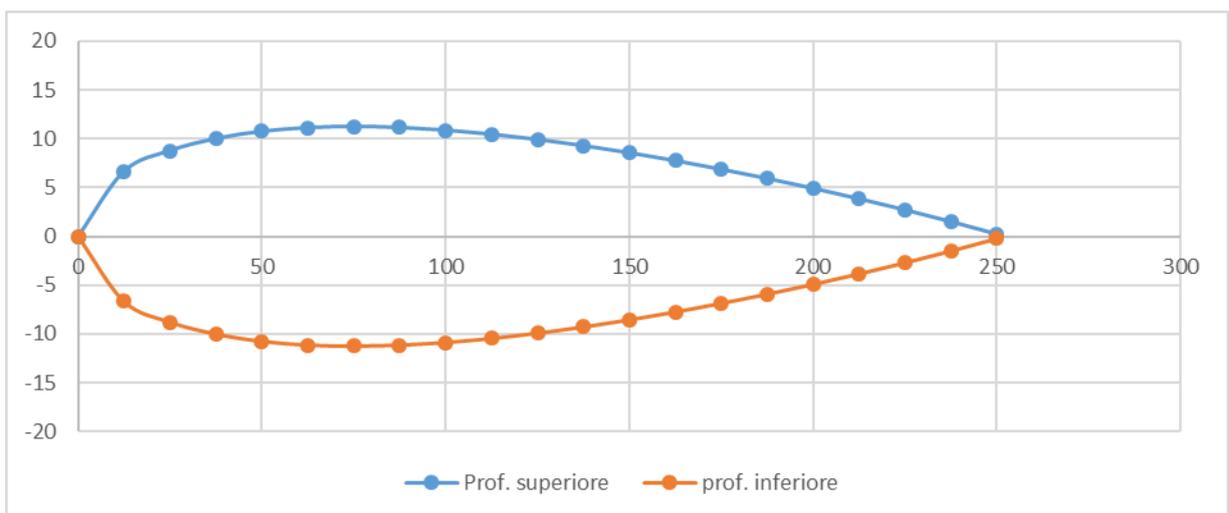


Figura 6.17: andamento profili pala.

Come ultimo passo si è generato il modello 3D della pala utilizzando, come già fatto per la girante, il modellatore CAD Inventor (figura 6.21).

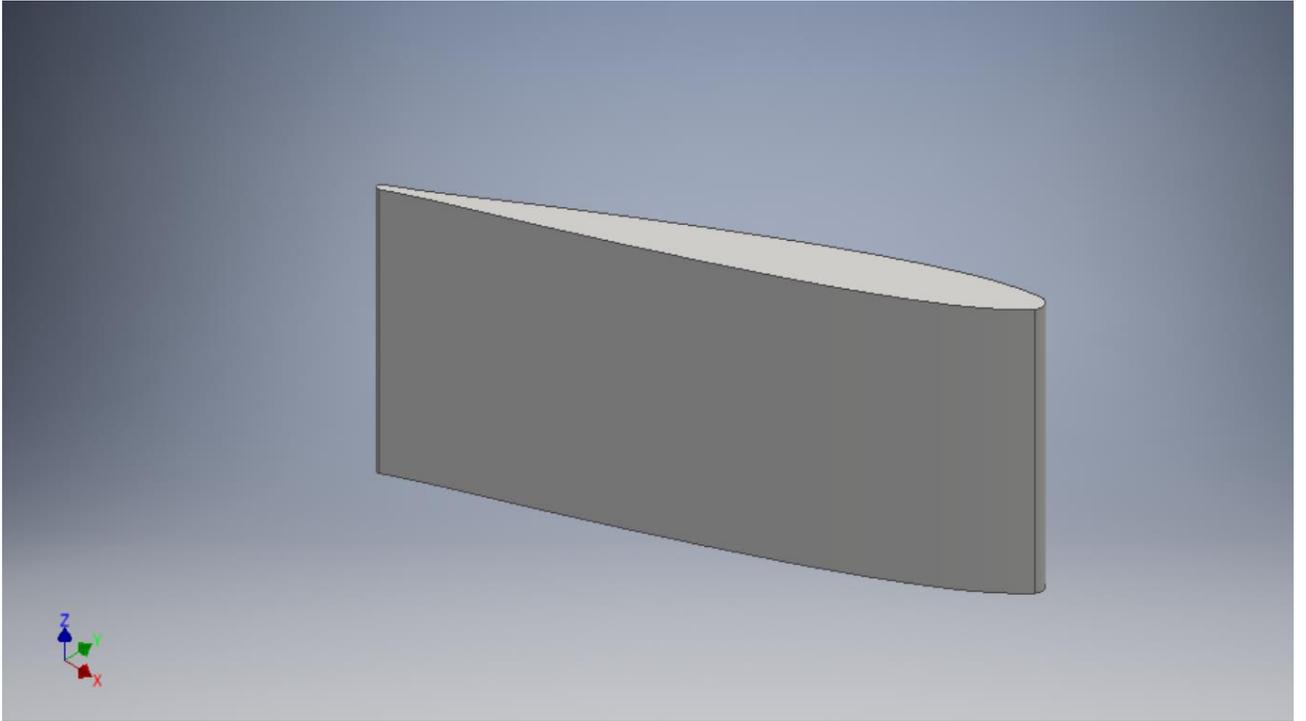


Figura 6.18: rendering pala distributrice.

Capitolo 7

Verifica fluidodinamica della macchina

Viene presentata la simulazione numerica della turbina Francis fin qui progettata e in particolare dell'accoppiamento distributore girante. Lo scopo è dimostrare che la criticità principale nelle procedure attuali di progettazione standardizzate soprattutto nel dimensionamento dell'organo statorico. Infatti si vedrà come le procedure attuali sbagliano (a volte in maniera grossolana) a predire il punto di funzionamento della macchina cioè l'apertura corretta del distributore. Questo problema viene in parte ridotto nelle macchine a distributore mobile aggiustando la posizione delle pale statoriche, durante le fasi di collaudo, riuscendo a trovare delle condizioni di funzionamento accettabili. Verrà mostrato poi come una riprogettazione del distributore, che tenga conto della deviazione della corrente assoluta all'uscita dello stesso invece permetta di predire accuratamente il punto di funzionamento della macchina e nel contempo ne migliori il rendimento.

In questa analisi viene tralasciato il predistributore perché possedendo delle pale a spirale logaritmica, non esercita nessun tipo di variazione sulla direzione del fluido, ed essendo quest'ultima nota ci permette di alleggerire la simulazione omettendo la presenza di questo elemento.

7.1 Macchina originale

Nell'analisi della turbina Francis si è tenuto conto solo della geometria dei singoli condotti (senza dover obbligatoriamente analizzare la macchina nella sua interezza) permettendoci così di svolgere le analisi in tempi ristretti con una buona affidabilità.

Prima di procedere, occorre fare una precisazione per quanto riguarda la discretizzazione della turbina. Come già accennato, solitamente la girante di una macchina idraulica presenta un numero di pale primo rispetto agli organi statorici a cui è accoppiata per esigenze legate all'attenuazione dei fenomeni vibrazionali.

Di fatto quindi non vengono introdotte semplificazioni tali da inficiare i risultati delle simulazioni. L'utilizzo dello strumento numerico, in questo caso vuole evidenziare le differenze tra i risultati di simulazioni effettuate su due configurazioni di macchina: la macchina originale e la macchina riprogettata secondo le procedure qui esposte.

7.1.1 Modello per l'analisi

La macchina è stata analizzata con uno schema stazionario, in quanto di più veloce utilizzo e con risultati affidabili. Il codice di calcolo utilizzato è stato l'ANSYS CFX-15 con il quale è possibile simulare in maniera stazionaria dei domini rotanti interfacciati con dei domini statorici. Per far ciò sono disponibili due tipologie di modelli di interfaccia:

- Stage (STG);
- Frozen rotor (FRZ).

Il primo simula un campo di moto stazionario, in cui le grandezze scalari vengono mediate in direzione circonferenziale sulla superficie di interfaccia, mentre le componenti trasversali passano inalterate attraverso di essa. Il modello Stage risolve separatamente le

equazioni del moto nei sistemi di riferimento assoluto e relativo, ma permette di cogliere il solo effetto medio dell'interazione. Il modello Frozen Rotor (FRZ) fornisce una soluzione stazionaria nel sistema di riferimento locale per cui le grandezze scalari coincidono a cavallo della superficie di accoppiamento. Non viene cioè eseguita alcuna operazione di media delle grandezze fluidodinamiche (p , v , ecc) attraverso l'interfaccia che separa il sistema di riferimento rotante della girante a quello fisso degli organi statorici. Con questo modello la posizione relativa dei due organi resta congelata nello spazio, per cui la soluzione che ne risulta si può immaginare come un'istantanea del campo di moto seppure considerando la girante "rotante". Con questo tipo di interfaccia occorre eseguire però più analisi, variando la posizione relativa delle due schiere, rotante e stazionaria, (diversi "scalettamenti") per ottenere un quadro generale delle caratteristiche del deflusso.

Si è deciso di utilizzare la prima tipologia di modello in quanto richiede risorse di calcolo inferiori rispetto al modello Frozen rotor e permette di ottenere un risultato attendibile con una sola simulazione, senza dover verificare la macchina a scalettamenti differenti.

L'analisi si concentrerà solo l'accoppiamento distributore girante poiché all'interno del predistributore non viene operata alcuna variazione della direzione del flusso (pale a spirale logaritmica). In questo modo si evita di aumentare la complessità del dominio di studio e come diretta conseguenza i tempi di calcolo.

Sono stati quindi generati i condotti rappresentanti il distributore e la girante. Per far ciò è stato utilizzato il modellatore interno al programma di analisi nel quale sono stati definiti il condotto meridiano e la superficie della pala del condotto di cui si voleva generale il modello. A partire da questi due geometrie (che sono state ricavate nei capitoli precedenti), e indicando per ogni organo il numero di pale presenti, si è potuto ottenere il modello 3D del condotto.

Tramite il meshatore TurboGrid presente in Ansys si sono generate le mesh rappresentanti il dominio del distributore e della girante (figura 7.1 e 7.2)

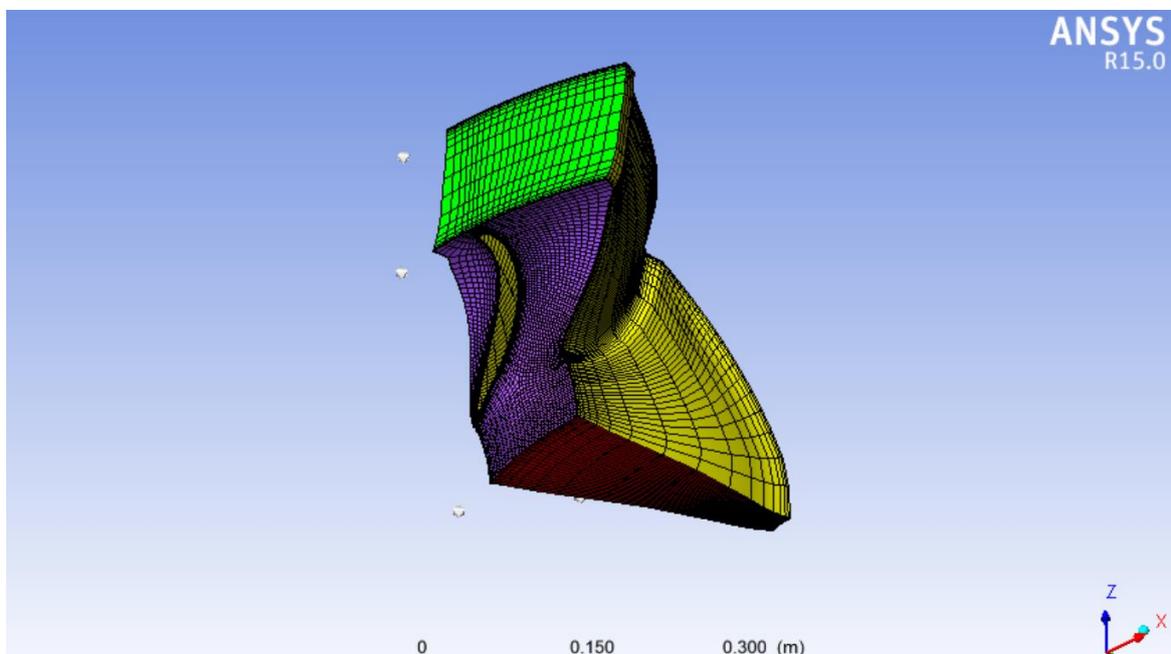


Figura 7.1: mesh condotto girante.

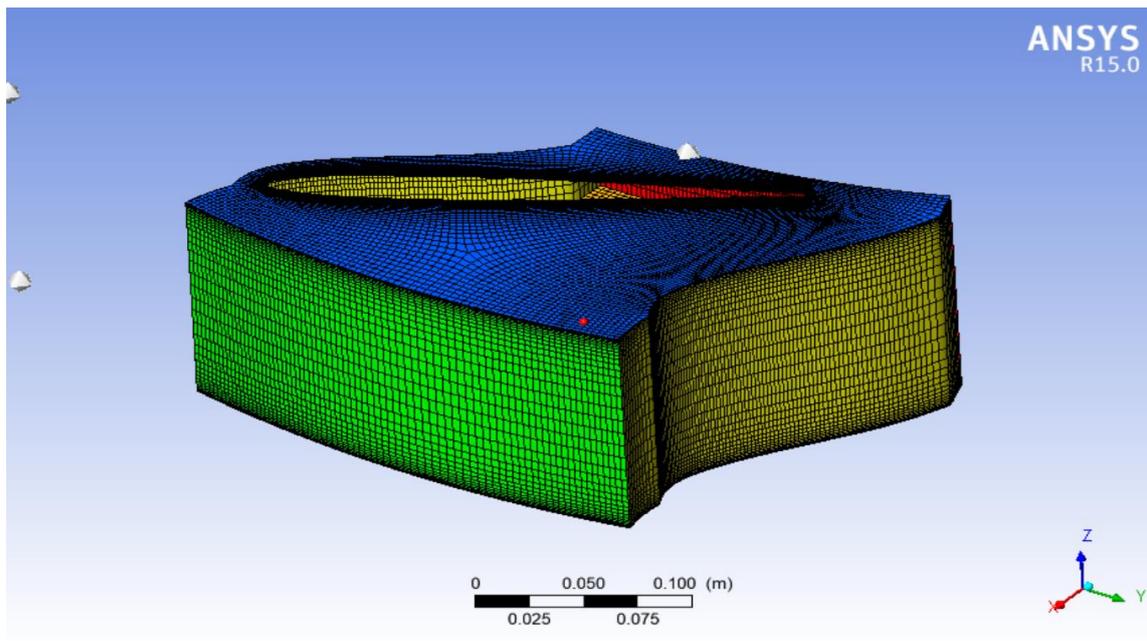


Figura 7.2: mesh condotto distributore

Sono state importate le mesh di ogni componente: distributore e girante. Se la mesh è stata creata in maniera opportuna, automaticamente il pre-processor associa ad ogni superficie i relativi nominativi, quali “Hub” per il mozzo, “Shroud” per la corona, “Inflow” ed “Outflow” per le superfici di ingresso e uscita dal componente, “Per” per le superfici periodiche e “Blade” per i profili palari, qualora siano presenti nella mesh.

Ogni mesh nel suo volume totale, viene nominata come “Passage”, affinché possa venir considerata successivamente nel suo complessivo e definita opportunamente nel suo dominio.

Il fluido inserito nel dominio è ovviamente l’acqua, presa a pressione ambiente (1 atm).

Il moto del dominio è stato imposto per il distributore come stazionario, ovviamente per la girante è stato impostato come rotatorio, con una velocità angolare da progetto di 428 rpm.

Il modello fluido utilizzato è stato quello dello “Shear Stress Transport Turbulence Model”, il quale è il modello più comune in CFD per la descrizione del moto turbolento di un fluido. L’SST combina i metodi “k-omega” e il “K-epsilon”, i quali raccolgono delle complesse equazioni semi-empiriche che descrivono il moto turbolento di un fluido.

Per tutti i componenti, le superfici di “Blade”, “Hub” e “Shroud” sono state considerate nella Boundary, ovvero come dominio di contorno, come dei Wall, che tradotto significa muro, o comunque parete. Per la simulazione, queste superfici sono realmente delle ostruzioni al fluido.

Per quanto riguarda l’ “Inflow” ed l’ “Outflow”, è importante definire la superficie di ingresso al distributore, e la superficie di uscita dalla girante. Le altre superfici di ingresso e uscita dei rimanenti componenti, vengo definite successivamente durante lo studio delle interfacce.

L’assenza della voluta in questa simulazione, determina una imposizione dell’angolo di ingresso del fluido nel distributore, della stessa direzione che realmente dovrebbe imporre la voluta. Questa direzione del fluido è stata imposta in coordinate cilindriche:

- $z = 0$;

- $R = -\text{sen}(17.89^\circ)$;
- $\theta = -\text{cos}(17.89^\circ)$.

Inoltre la portata di ingresso è stata imposta come frazione della portata di progetto, infatti si deve considerare che il modello è in realtà solo una frazione della macchina completa. All'uscita dalla girante invece, si deve tener presente dei moti vorticosi nella corrente dovuti all'interazione del fluido con la palettatura, i quali provocano una inversione locale del verso di deflusso dell'acqua. Questo fenomeno, del tutto normale in una turbomacchina reale, deve venire ben interpretato dal software nel caso di una simulazione. La scelta di impostare l' "Outflow" come Opening, è dovuta al fatto che così facendo la presenza di ricircoli non impedisca al programma il rientro del fluido, rendendo altrimenti la simulazione non realistica. Inoltre l'opzione al contorno di "Entrainment" a 0 Pa serve a definire in maniera ancor più precisa la condizione di trascinamento del fluido. Infine vanno definite le interfacce, ovvero vanno specificate le relazioni che sussistono tra le superfici adiacenti di ciascuna mesh, e le periodicità. Le superfici periodiche sono quelle che permettono al componente di ripetersi nei 360° sfruttando l'assialsimmetria del moto. In ogni mesh viene quindi sfruttato il modello di interfaccia "Rotational Periodicity".

7.1.2 Analisi dei risultati

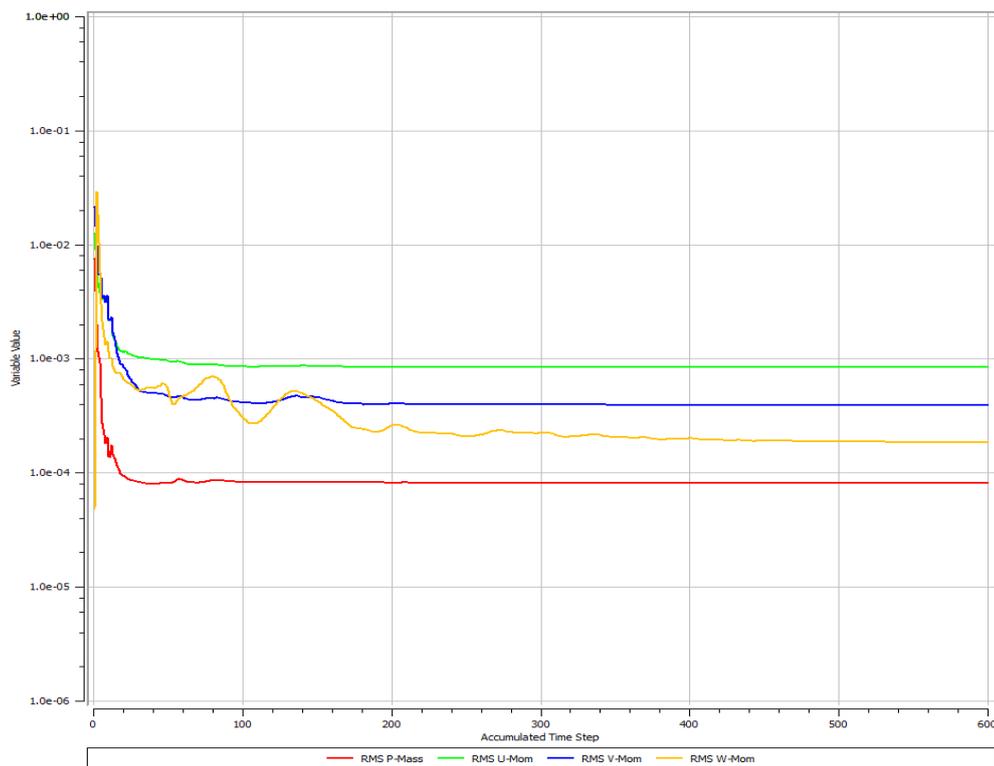


Figura 7.3: esempio di andamento dei residui di simulazione.

Il file.def viene fatto eseguire attraverso il programma solutore. La verifica che i dati siano attendibili si basa su un controllo del grafico del "Momentum and Mass", dal quale si può verificare se siano stati rispettati i criteri di convergenza, o se semplicemente la simulazione si sia completata tramite tutte le iterazioni. In generale un andamento costante

dei valori verso il completamento di tutte le iterazioni, fa ipotizzare che la simulazione si sia stabilizzata e che i risultati siano dunque attendibili. Se invece gli andamenti dei residui si dimostrassero non costanti, allora è probabile che anche i parametri da monitorare, come la portata, la caduta e il rendimento, non siano attendibili, ma che richiedano un numero più elevato di iterazioni per raggiungere un valore più o meno stabile vedi figura 7.3.

Verificata l'attendibilità dai risultati si può passare alla visualizzazione dei risultati. La nostra analisi si concentrerà sulla corretta o meno guida del fluido da parte del organo statorico della macchina in modo da verificare la corretta incidenza in girante del fluido.

A questo scopo ci si è concentrati prevalentemente sul distributore andando a verificare e a plottare l'andamento di pressione (figura 7.4), velocità (figura 7.5) e angolo di del flusso (figura 7.6) all'interno del condotto. Inoltre si sono anche raccolti in grafici i dati relativi all'angolo del fluido tra una pala e la successiva.

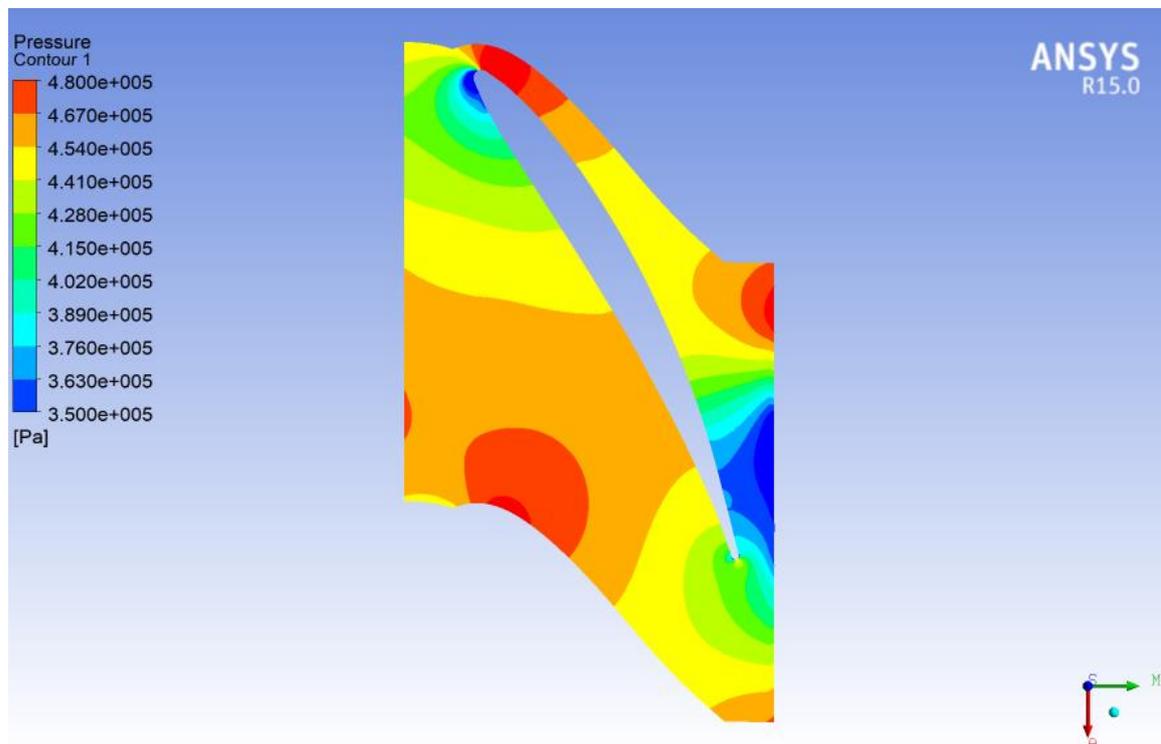


Figura 7.4: andamento pressioni nel distributore.

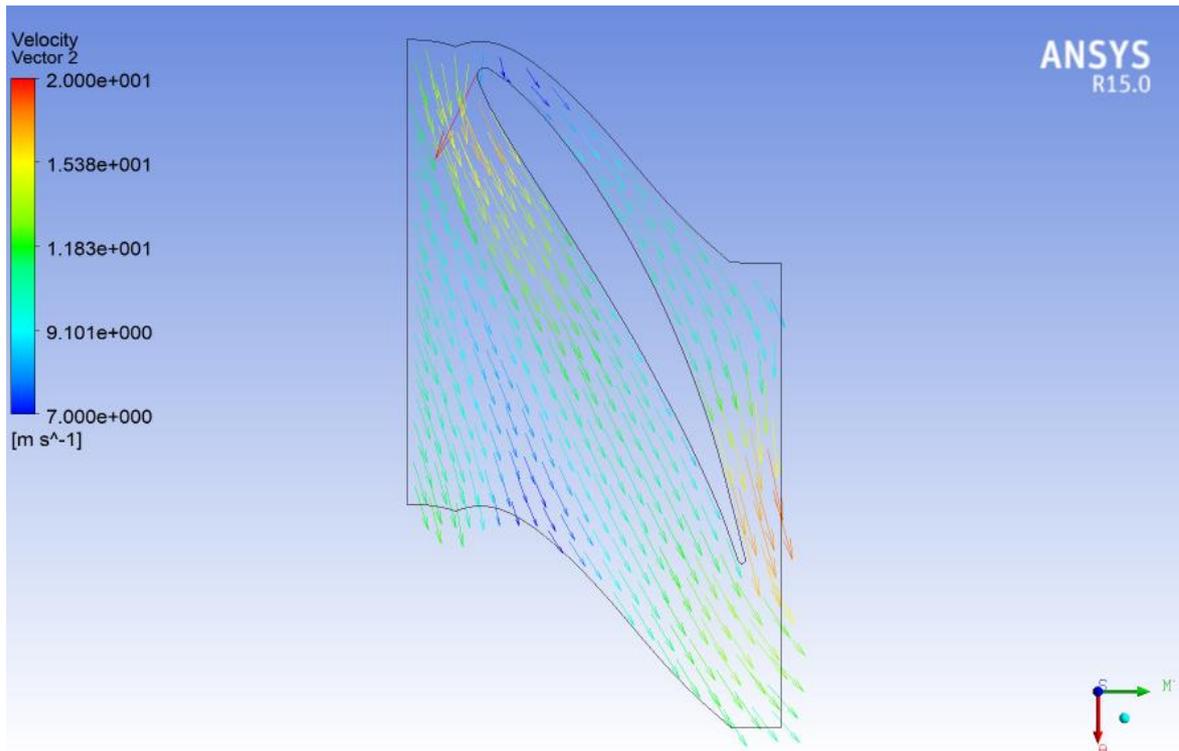


Figura 7.5: andamento delle velocità di deflusso del fluido.

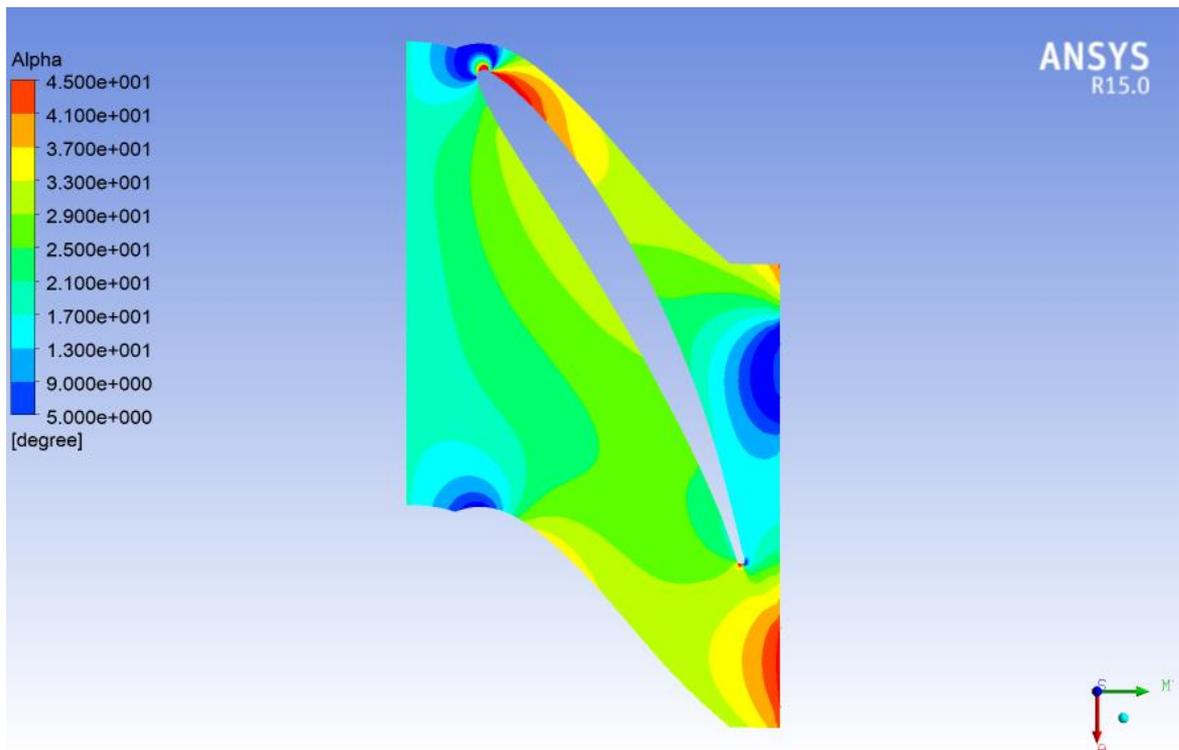


Figura 7.6: andamento angolo α .

Il campo di moto all'interno della macchina non è caratterizzato da fenomeni fluidodinamici importanti (stacchi di vena, ricircoli o perdite), si può però notare come pressione, velocità e angolo di flusso siano influenzati localmente nelle zone in cui il fluido va ad incontrare la pala. Si può infatti notare come sia nella zona in prossimità

dell'inizio della pala distributrice che di quella della girante si verifichi un aumento di pressione, dovuto appunto all'urto tra fluido e la stessa pala.

Risulta interessante invece mostrare come siano errate le predizioni dell'apertura del distributore osservando l'angolo medio all'uscita dello stesso, misurato tramite la simulazione e quello predetto in fase di progetto, i due valori sono sostanzialmente diversi. A causa di ciò saranno evidenti dei problemi di perdita per incidenza sulla girante. La figura 7.5 mostra il campo di moto all'interno del distributore e dal campo di pressioni (figura 7.4) è possibile intuire come lo squilibrio tra intradosso ed estradosso sia causa di una deviazione della corrente all'uscita dello stesso. Questo è confermato dalla misura dell'angolo di flusso all'uscita (figura 7.6) confrontato con l'angolo costruttivo $\alpha_{2dist} = 15.49$, precedentemente calcolato. Si può infatti notare come in uscita dal distributore solo in una ristretta zona la condizione ottimale di deflusso dalla pala sia rispettata, al contrario sulla maggior parte della superficie di uscita questa stessa condizione non viene rispettata.

Per meglio comprendere come la pala guidi il fluido si è plottato l'andamento dell'angolo α tra inizio e fine pala (figura 7.7).

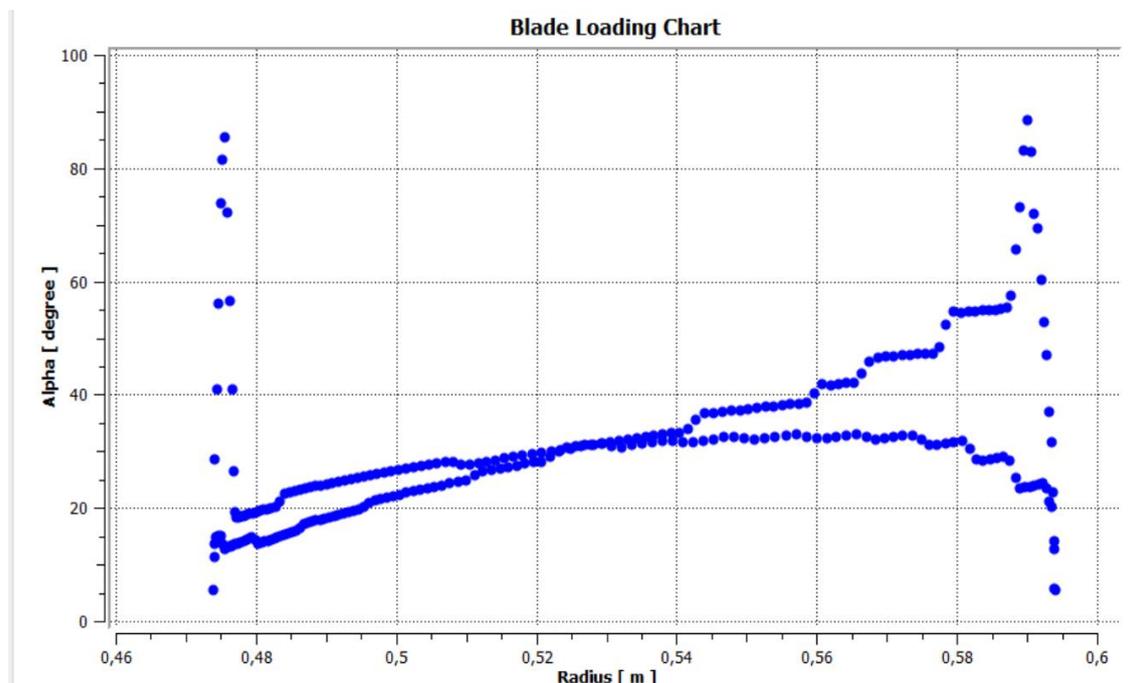


Figura 7.7: andamento di α lungo la pala.

Dal grafico di figura 7.7 trovano conferma le considerazioni fin ora fatte:

- Si nota la presenza di valori di α sia in ingresso che in uscita dalla pala che si discostano nettamente dall'andamento delle curve, questi sono dovuti all'impatto del fluido, in ingresso con la pala distributrice, in uscita con la pala girante. Questi valori non sono significativi per il nostro studio dato che l'urto con gli organi predisposti a guidare il fluido è inevitabile.
- L'angolo in uscita dalla pala si avvicina al valore di progetto, si può però notare come il valore di quest'ultimo raggiunga quello di progetto solo in alcuni punti isolati, escludendo le zone influenzate dagli urti con la girante, i rimanenti valori risultano essere superiori al valore di progetto.

7.2 Macchina riprogettata

Dall'analisi fluidodinamica si è visto come le procedure di progettazione standard permettano un buon progetto seppure con delle carenze per quanto riguarda l'incidenza sulla pala che lasciano spazio a miglioramenti dell'efficienza della macchina stessa. Si riporta ora la fase di riprogetto dell'organo statorico e la verifica dello stesso per via numerica.

7.2.1 Analisi del distributore originale

Riprendendo quanto visto nel capitolo 6 la trasformazione conforme delle coordinate permette di dare una giustificazione analitica alla deviazione della corrente assoluta che si è riscontrata all'uscita della schiera distributrice del progetto originale, per le condizioni nominali. Anzitutto, come si vede nella figura 7.8, usare una schiera radiale a profilo simmetrico equivale ad adottare nel piano trasformato una schiera a profilo non simmetrico. In particolare, la schiera piana ottenuta attraverso la trasformazione conforme di quella reale presenta una linea media con una curvatura tale da creare una sovrappressione dell'estradosso palare rispetto all'intradosso responsabile della deviazione della corrente assoluta all'uscita.

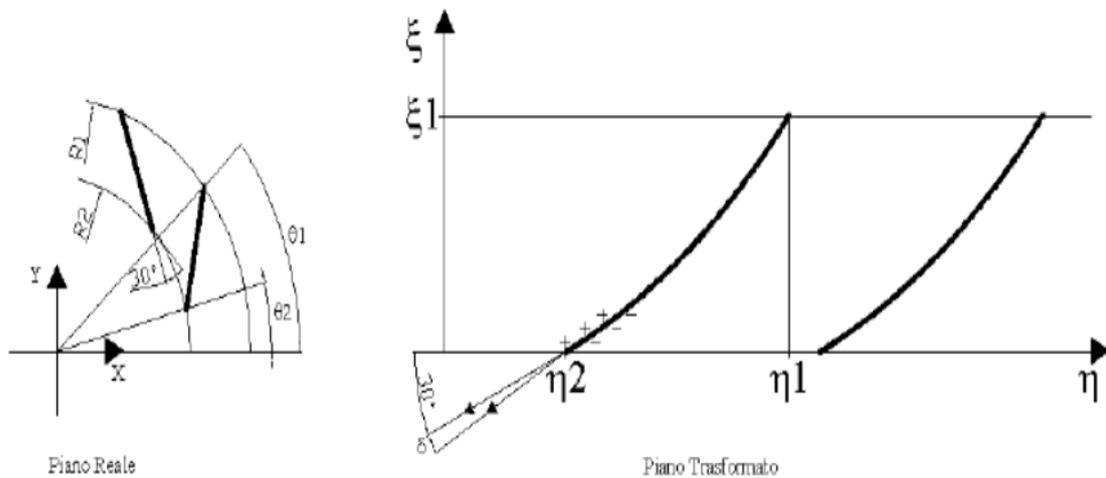


Figura 7.8: trasformazione conforme della schiera distributrice originale.

Si è quindi cercato di stimare l'entità della deviazione imposta dalla schiera piana al fluido per confrontarla con quella riscontrata nel corso delle simulazioni. A tale scopo si faccia riferimento alla figura 7.9 in cui sono indicate le grandezze geometriche caratterizzanti la schiera trasformata.

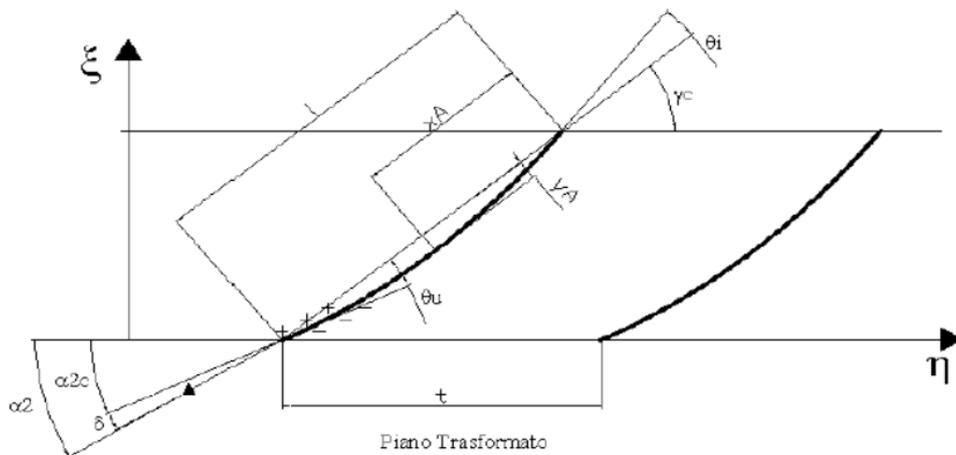


Figura 7.9: schiera originale trasformata.

Si ribadisce, come già anticipato, che la trasformazione conforme mantiene gli angoli; per cui, ad un dato angolo di flusso della corrente assoluta in un certo punto del piano reale, corrisponde un angolo uguale nel punto corrispondente del piano trasformato. Questa proprietà della trasformazione conforme permette di eseguire un confronto diretto tra gli angoli previsti nel piano trasformato e quelli rilevati nel piano radiale. Per la schiera piana trasformata si sono rilevate le seguenti grandezze (tali valori sono stati rilevati assumendo un valore della costante arbitraria pari a: $L0=1\text{m}$):

- lunghezza del passo palare: $t = 204.25 \text{ mm}$;
- lunghezza della corda palare: $l = 250 \text{ mm}$;
- rapporto passo palare su lunghezza della corda: $\frac{t}{l} = 0.817$;
- alzata massima della linea media: $y_a = 25 \text{ mm}$;
- distanza dal naso, misurata lungo la corda, del punto di alzata massima: $x_a = 125 \text{ mm}$;
- angolo di camber del profilo: $\theta_c = 24.99^\circ$;
- angolo costruttivo della linea media all'ingresso del profilo: $\alpha_{1c} = 39.46^\circ$;
- angolo costruttivo della linea media all'uscita del profilo: $\alpha_{2c} = 15.49^\circ$;
- angolo di calettamento della corda: $\gamma = 28.82^\circ$.

Si fa notare che tali valori sono riferiti al distributore nella posizione di massima apertura, quindi ad una portata superiore a quella di progetto. Applicando la correlazione di Howell-Costant (equazione 6.25 e successive) si determina l'angolo della corrente e la deviazione in uscita dal profilo:

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{2c} + \left[0.23 * \left(2 * \frac{x_a}{l} \right)^2 + \frac{9}{50} \right] * \theta_c * \frac{t}{l}}{1 + \frac{\theta_c * t}{500 * l}}$$

$$\delta = \alpha_2 - \alpha_{2c} = 7.44^\circ$$

Il valore della deviazione, ora determinata, è in buon accordo con quello ottenuto nella simulazione precedente.

7.2.2 Riprogettazione del distributore

La conoscenza delle cause dell'errato funzionamento del distributore originale ci ha permesso di scegliere una procedura di riprogettazione che tenesse in considerazione la deviazione della corrente all'uscita dell'organo storico. Per questo motivo si è realizzata una pala il più possibile a linea media rettilinea non più nel piano radiale, ma nel piano conforme. In questo modo si riduce la differenza di pressione tra intradosso ed estradosso, limitando di conseguenza la deviazione che il fluido subisce.

Per la progettazione della schiera suddetta si è cercato di avvicinarsi il più possibile a un profilo a spirale logaritmica con angolo di deflusso di $\alpha = 15,49^\circ$, angolo di progetto all'uscita del distributore. Sfortunatamente un profilo con queste caratteristiche dovrebbe possedere una lunghezza troppo elevata, al punto che utilizzando questa configurazione si andrebbe incontro a problemi legati agli ingombri e alle forze agenti sulla pala stessa che possedendo una notevole superficie a contatto col fluido necessiterebbe di un'ulteriore verifica strutturale, della pala stessa e degli organi predisposti al mantenimento della posizione angolare della pala e si andrebbe incontro a probabili problemi di ostruzione al moto del fluido.

Si è quindi cercato di progettare un profilo palare che si avvicinasse il più possibile a un profilo rettilineo nel piano trasformato ma che nello stesso tempo tenesse in considerazione la necessità di contenere la lunghezza della pala.

Nella progettazione si sono mantenuti, inoltre i seguenti parametri del progetto originale:

- Numero di pale: $z = 16$;
- Raggio dal centro dei perni: $R_d = 531.86 \text{ mm}$.

Si è quindi fissato un valore di riferimento per l'ingombro radiale della schiera assumendo i raggi del bordo d'ingresso e d'uscita della schiera:

- raggio del bordo d'ingresso della schiera radiale: $R_1 = 590 \text{ mm}$;
- raggio del bordo d'uscita della schiera radiale: $R_2 = 475 \text{ mm}$.

Si è deciso di incernierare la pala in corrispondenza della mezzeria della linea media del profilo nel piano radiale, così come nel progetto originario.

Di seguito sono riportate le caratteristiche della nuova pala:

- rapporto tra passo palare e corda: $\frac{t}{l} = 0.817$;

- lunghezza della corda palare: $t = 286.76 \text{ mm}$;
- passo palare lineare: $l = 351 \text{ mm}$.

Per verificare l'andamento del nuovo profilo si è passati alle coordinate nel piano trasformato per confrontare il profilo appena ricavato con uno ad andamento rettilineo, sempre nel piano trasformato (figura 7.10)

Come si può notare dal grafico di figura 7.10 il nuovo profilo possiede un andamento che si avvicina notevolmente a quello di un profilo perfettamente rettilineo, ci aspetteremo quindi che la deviazione in uscita dalla pala sia notevolmente inferiore a quelle di un profilo ad asse rettilineo nel piano reale.

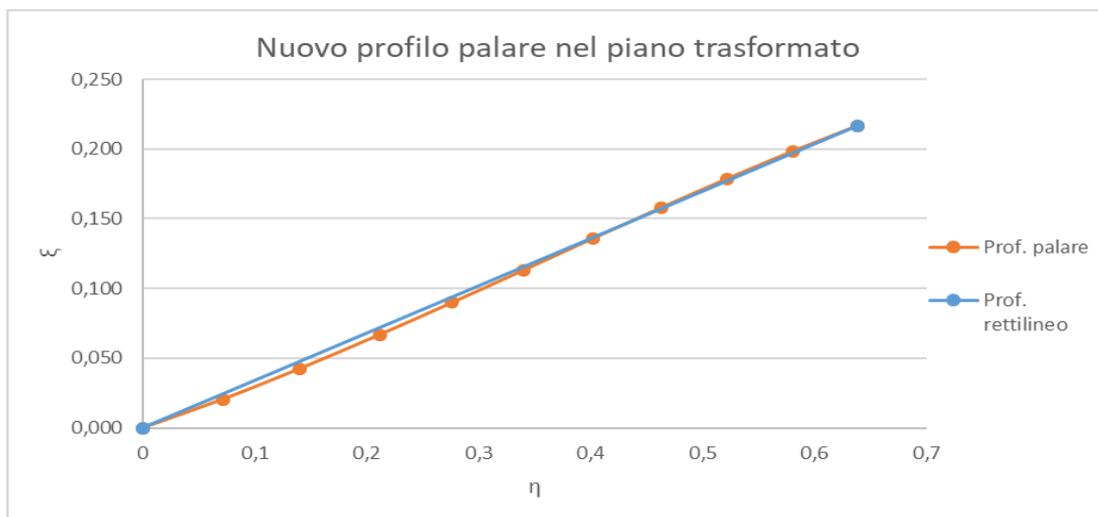


Figura 7.10: andamento nuovo profilo nel piano trasformato.

Per l'ottenimento della nuova pala distributrice si sono applicati gli spessori dei profili superiore e inferiore utilizzando lo stesso schema di calcolo della pala ad asse rettilineo, ottenendo così la nuova pala distributrice (figura 7.11).

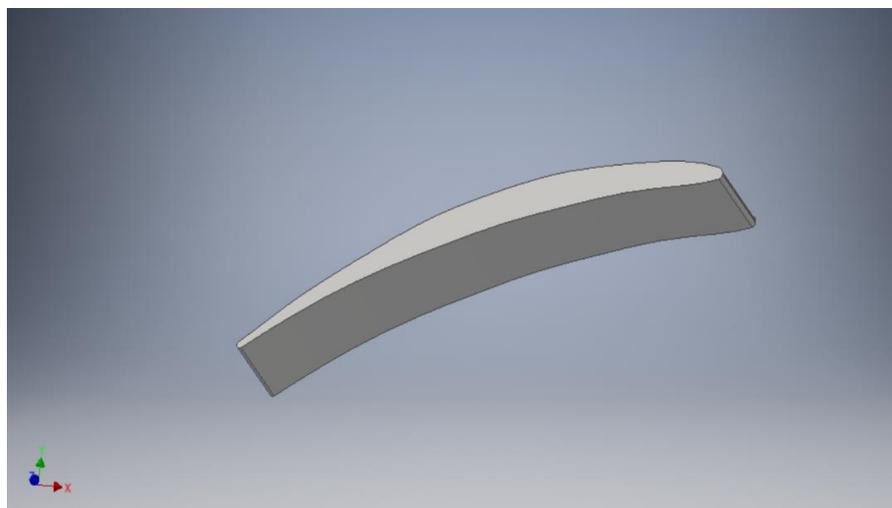


Figura 7.11: pala distributrice riprogettata.

7.2.3 Verifica fluidodinamica della macchina riprogettata

Analizzando il campo di moto all'interno della macchina, si può vedere dalla figura 7.12 come il campo di pressioni sia più uniforme e che quindi la deviazione all'uscita del distributore sia più contenuta.

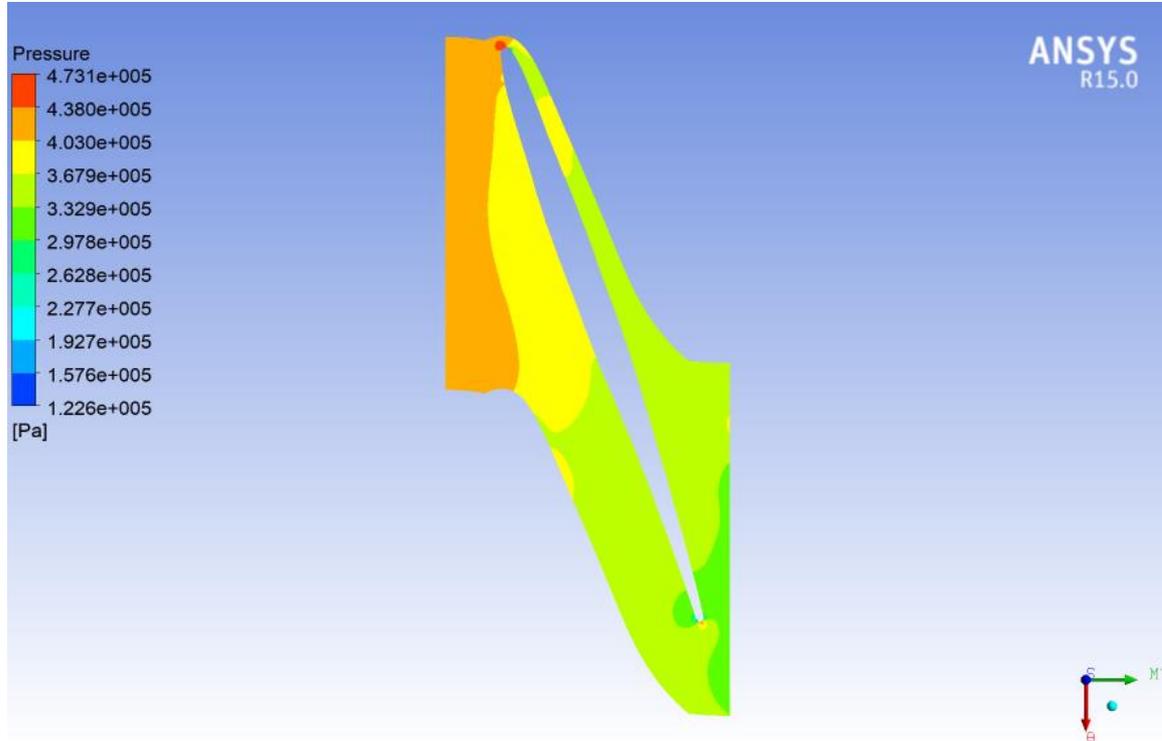


Figura 7.12: campo di pressioni nel distributore con la pala riprogettata.

Questo conferma il fatto che la procedura proposta riesce a predire correttamente il valore della deviazione, migliorando anche le caratteristiche di moto all'interno della girante. La figura 7.13 e 7.14 mostrano l'andamento e gli angoli di flusso all'interno del distributore, e si nota come se si esclude la zona in cui il fluido risente dell'urto con la girante, l'angolo di flusso in uscita dal distributore rispetti la condizione di progetto. Questo migliora le condizioni di incidenza all'ingresso della pala girante e ci garantisce un rendimento complessivo della macchina, se non pari, molto vicino a quello imposto in fase di progetto.

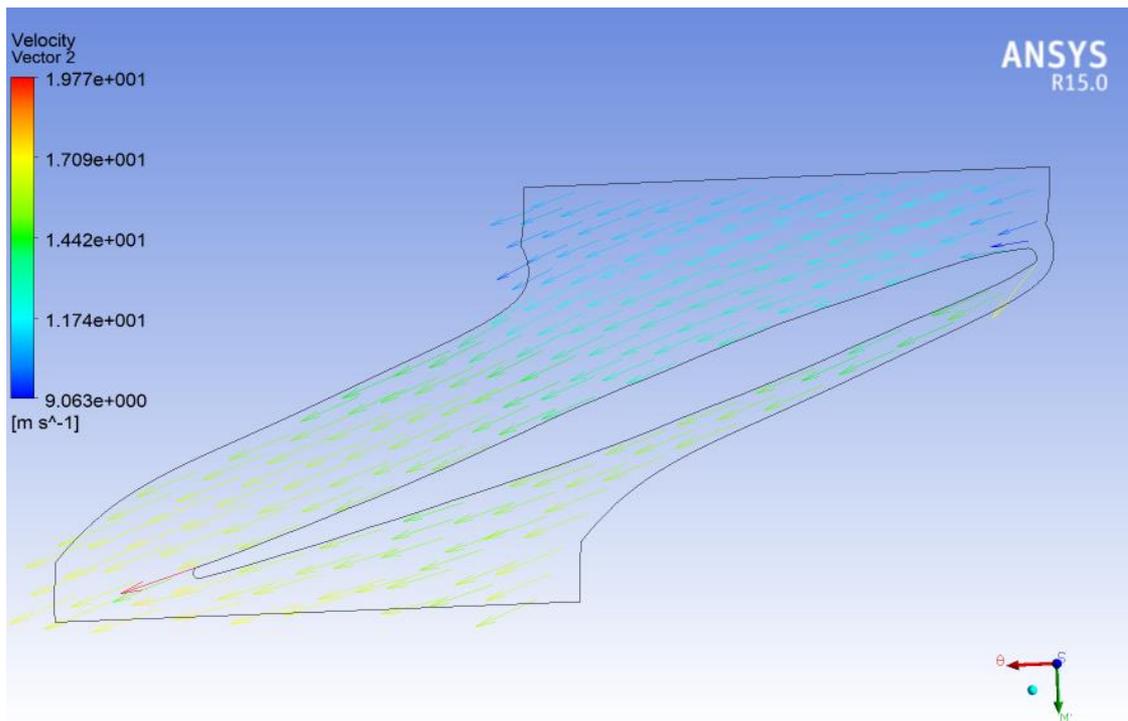


Figura7.13: andamento delle velocità di deflusso del fluido.

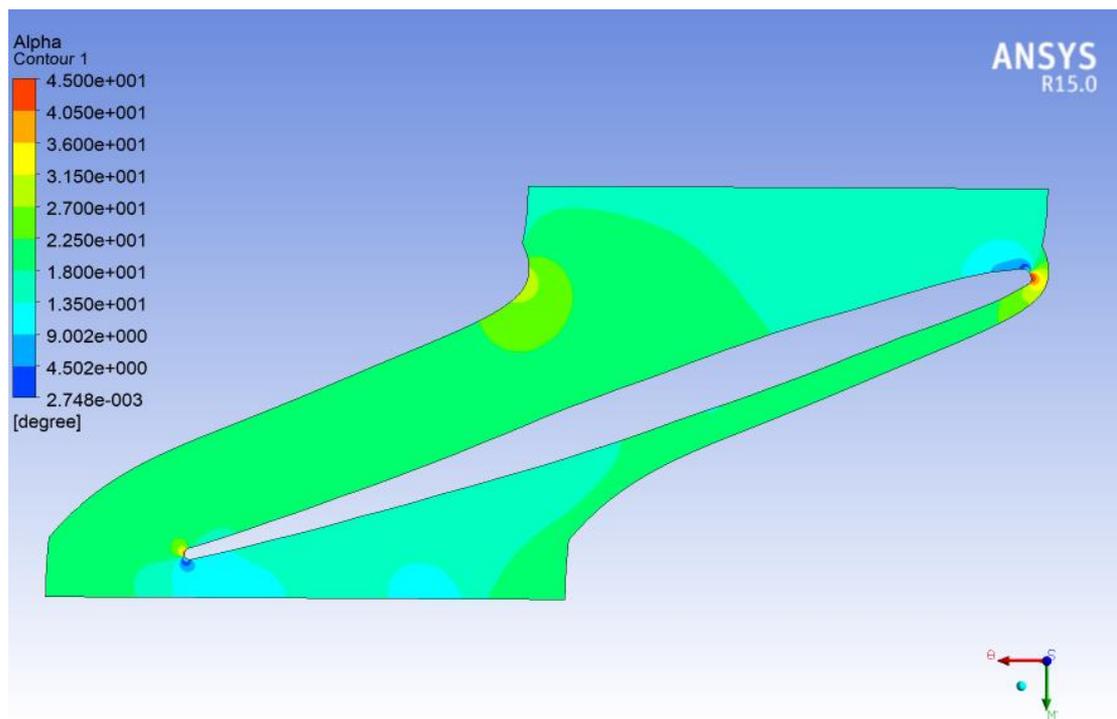


Figura 7.14: andamento angolo α nel distributore.

Ulteriore conferma a quanto detto sulla pala distributrice riprogettata si ha osservando la figura 7.15, nella quale si può notare come l'angolo α di deflusso all'uscita dalla pala assuma un valore uguale o inferiore al valore di progetto di 15.49° .

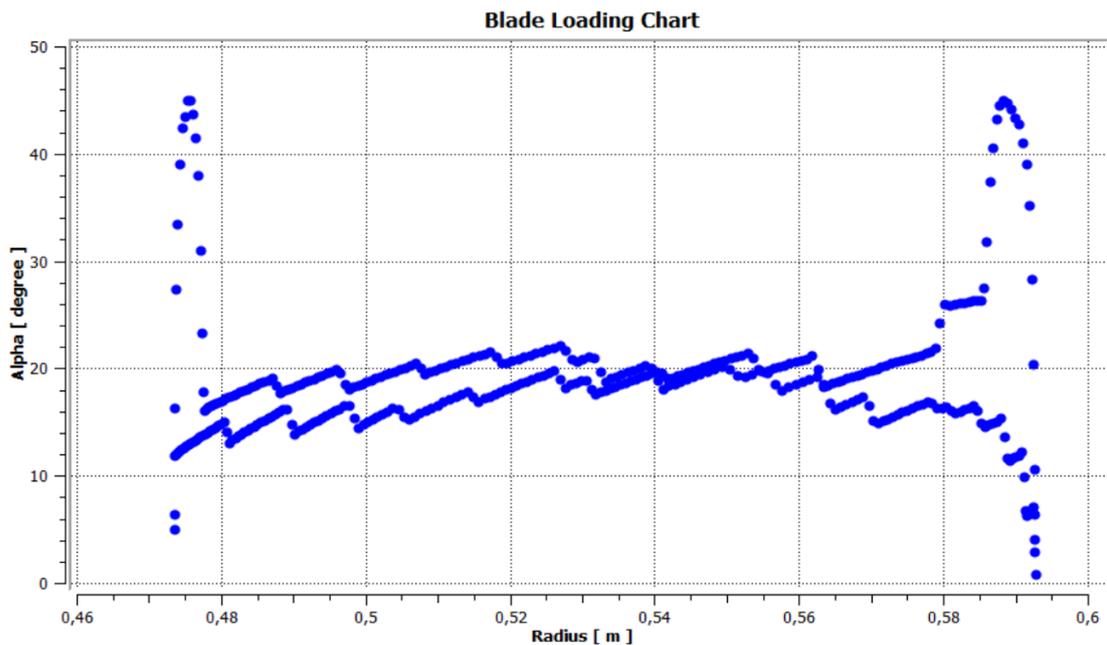


Figura 7.15: andamento dell'angolo di deflusso lungo la pala distributrice riprogettata.

Anche qui si possono riscontrare dei valori dell'angolo che si discostano molto da quelli dell'andamento seguito dal maggior parte dei punti di campionamento, anche in questo caso questi scostamenti sono riconducibili all'urto del fluido con la pala distributrice e girate.

Infine si sono plottati i valori dell'angolo di deflusso tra ingresso e uscita del distributore (figura 7.16).

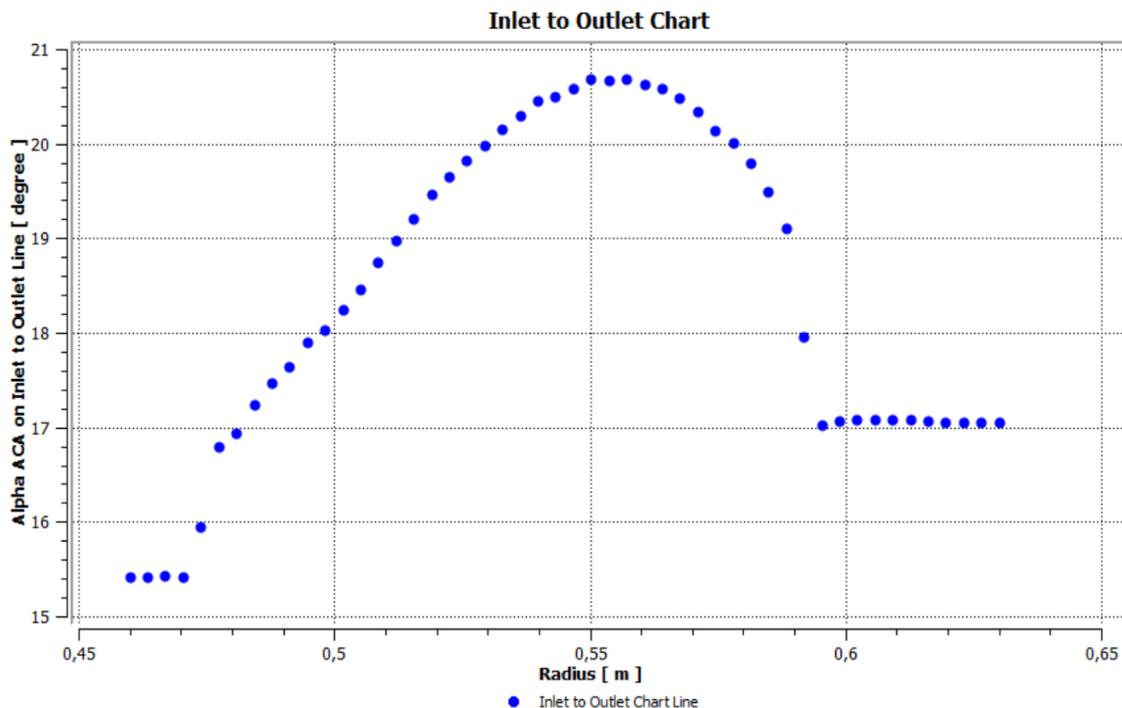


Figura 7.16: andamento dell'angolo di deflusso tra ingresso e uscita del distributore.

Capitolo 8

Conclusioni

In questo elaborato si è presentata la procedura di progettazione di una turbina Francis, analizzando in dettaglio tutti i componenti della macchina. Si è notato come nella progettazione di questo tipo di macchine di debba tener conto di molteplici deviazioni che subisce il fluido all'interno dei singoli organi della macchina.

A partire dal valore degli angoli costruttivi della girante che devono tener conto delle deviazioni dovute al moto della girante stesse e del fluido all'interno della stessa, si è dovuto intervenire correggendo quelli che erano i valori degli stessi angoli di progetto per tener conto di questi fenomeni.

Dalle simulazioni numeriche si è visto inoltre come una delle maggiori criticità fosse presente nella procedura di progettazione dell'organo statorico. Attraverso la trasformazione conforme delle coordinate si è riusciti a studiare adeguatamente il comportamento del distributore, stimando, grazie alla relazione di Howell-Costant, la deviazione che la corrente subisce all'uscita. Attraverso delle simulazioni numeriche è stato possibile mostrare la veridicità dei calcoli effettuati e come la capacità di guidare il fluido dell'organo statorico riprogettato secondo questa procedura, migliori rispetto ad una turbina progettata in maniera classica. Un altro vantaggio è il fatto di riuscire a predire correttamente già in fase di progetto il reale angolo di deflusso del fluido in ingresso alla girante. Questo permette di tralasciare le numerose prove di collaudo che la macchina ottenuta dalla vecchia procedura standardizzata richiedeva.

Si è quindi messo in evidenza come l'utilizzo di programmi di simulazione del funzionamento della macchina ci diano la possibilità di verificare la bontà dei nostri calcoli ancor prima di possedere un modello fisico; questo ci permette di determinare eventuali errori o discostamenti dai valori di progetto in una fase in cui le necessarie correzioni richiedono solo un dispendio di calcolo.

Bibliografia

- BP. Statistical review of world energy, 2008. <http://www.bp.com>.
- EIA. Energy information administration, 2008. <http://www.eia.doe.gov>.
- IPCC. Intergovernmental panel on climate change, 2008. <http://www.ipcc.ch>.
- IMF. International monetary fund, 2008. <http://www.imf.org>.
- ENEA. Rapporto energia e ambiente 2007: analisi e scenari. Enea, 2008.
- Terna. Rete elettrica nazionale, 2007. <http://www.terna.it>.
- G. Buchi. Le moderne turbine idrauliche ed i regolatori di velocità: teoria e pratica. Hoepli, Milano, 1957.
- M. Nechleba. Hydraulic turbines: their design and equipment. Artia, Praga, 1957.
- ANSYS-CFX. CFX-Solver Modeling Guide, 2007.
- S. Sandrolini and G. Naldi. Le turbomacchine motrici e operatrici. Pitagora Editrice, Bologna, 1996.
- T. Bovet. Machines hydrauliques. AEEPL, Lausanne, 1952.

Elenco figure

1.1 Consumi globali in Mtep annui a partire dal 1989.....	2
2.1 Contributi mondiali di ciascun continente alla produzione di energia idroelettrica	9
2.2 Impianto idroelettrico ad acqua fluente.....	13
2.3 Schema di centrale a serbatoio.....	14
2.4 Schema impianto di accumulazione.....	15
2.5 Impianto di mini idraulica.....	17
3.1 Esempio di curva di Bayle-Cordier.....	27
3.2 Rendimento delle turbine in funzione della portata.....	29
3.3 Rendimento massimo delle varie tipologie di turbine in funzione del numero tipico K.....	29
3.4 Forma tipica diagramma di durata.....	30
3.5 Diagramma di durata con riferimento a portata e durata massima.....	30
3.6 Grafico rendimento in funzione della portata di una turbina.....	31
3.7 Grafico potenza prodotta in un anno.....	32
3.8 Grafico energia prodotta in un anno.....	33
3.9 Andamento del rendimento al variare di K.....	33
5.1 Condotto meridiano di una turbina Francis al variare della velocità caratteristica.....	39
5.2 Velocità specifiche al variare di n_s fonte: Nechleba [1957].....	41
5.3 Esempio palettatura.....	42
5.4 Parametri caratteristici Francis.....	44
5.5 Tracciato a velocità costante del condotto meridiano.....	45
5.6 Geometria del condotto meridiano adimensionale di Bovet [1952].....	46
5.7 Curva parametrica del condotto meridiano di Bovet [1952].....	46
5.8 Curve dei valori caratteristici del condotto meridiano di una turbina Francis al variare di n_c secondo Coen.....	49
5.9 Geometria del condotto meridiano adimensionale di Bovet [1952].....	51
5.10 Andamento dei profili esterno ed interno del condotto meridiano della nostra turbina, secondo Bovet.....	53
5.11 Confronto tra moto in condotto laminare(A) e turbolento(B).....	54
5.12 spazio di volume V delimitato dalla superficie S e vettore normale \vec{n} uscente dalla superficie.....	56
5.13 curve s_1 , s_2 e s_3 tra A e B (punti all'interno del condotto meridiano) attraversate dalla portata q.....	57
5.14 Rappresentazione grafica dell' eq. 5.45.....	58
5.15 Condotto meridiano con reticolo a maglie quadrate di lato l	60
5.16 Maglie all'interno del condotto meridiano.....	61
5.17 Maglie che intersecano il contorno del condotto meridiano.....	62

5.18	Rappresentazione del dominio di calcolo e delle condizioni al contorno.....	64
5.19	Rappresentazione grafica del condotto meridiano.....	66
5.20	Condizioni al contorno del condotto.....	66
5.21	Mesh applicata al condotto meridiano.....	67
5.22	Risultati del calcolo delle linee di corrente per il nostro condotto meriano.....	67
5.23	Bordi ingresso uscita delle pale.....	69
5.24	Sezioni palari.....	70
5.25	Bordo di uscita pala.....	70
5.26	Curva interpolatrice di C_m	71
5.27	Flusso vorticoso con senso di rotazione contrario a quello della girante.....	74
5.28	Triangolo delle velocità in ingresso pala.....	74
5.29	Linee di flusso di (a) \vec{W} e (b) $\vec{W}_{Q=0}$ per una turbina radiale con vene a spirale logaritmica.....	75
5.30	Triangoli delle velocità con angolo di incidenza corretto.....	75
5.31	Linee di flusso di (a) \vec{W} e (b) $\vec{W}_{Q=0}$ per un angolo di incidenza ottimale in una turbina radiale.....	76
5.32	Triangolo delle velocità con incidenza ottimale.....	76
5.33	Rappresentazione grafica della relazione di Busemann e Wiesner.....	78
5.34	Rappresentazione angoli in un condotto meridiano inclinato rispetto all' asse di rotazione.....	79
5.35	Triangoli delle velocità in uscita dalla girante.....	80
5.36	Moto di ricircolazione all'interno della girante.....	81
5.37	Rendering della pala girante.....	85
6.1	Profilo pale distributrici.....	87
6.2	Geometrie distributore.....	89
6.3	Trasformazione conforme.....	90
6.4	Trasformazione conforme.....	91
6.5	Vista meridiana del distributore.....	92
6.6	Angolo delle linee di corrente all'uscita del distributore.....	93
6.7	Funzione di corrente. (a) Piano reale. (b) Piano trasformato.....	94
6.8	Piano reale e piano trasformato.....	95
6.9	Profilo rettilineo e schiera radiale.....	95
6.10	Schiere radiali.....	97
6.11	Voluta a spirale con pala distributrice.....	97
6.12	Pale predistributrici e distributrici.....	98
6.13	Diagramma per la valutazione di m per schiere acceleranti.....	99
6.14	Profilo palare (a) accelerante e (b) decelerante.....	100
6.15	Profilo delle pale secondo Bovet.....	100
6.16	Confronto andamento del profilo ad asse rettilineo nel piano reale e in quello trasformato.....	103
6.17	Andamento profili pala.....	103
6.18	Rendering pala distributrice.....	104

7.1 Mesh condotto girante.....	107
7.2 Mesh condotto distributore.....	108
7.3 Esempio di andamento dei residui di simulazione.....	109
7.4 Andamento pressioni nel distributore.....	110
7.5 Andamento delle velocità di deflusso del fluido.....	111
7.6 Andamento angolo α	111
7.7 Andamento di α lungo la pala.....	112
7.8 Trasformazione conforme della schiera distributrice originale.....	113
7.9 Schiera originale trasformata.....	114
7.10 Andamento nuovo profilo nel piano trasformato.....	116
7.11 Pala distributrice riprogettata.....	116
7.12 Campo di pressioni nel distributore con la pala riprogettata.....	117
7.13 Andamento delle velocità di deflusso del fluido.....	118
7.14 Andamento angolo α nel distributore.....	118
7.15 Andamento dell'angolo di deflusso lungo la pala distributrice riprogettata.....	119
7.16 Andamento dell'angolo di deflusso tra ingresso e uscita del distributore.....	119

Elenco tabelle

1.1 Produzione e consumi di energia elettrica in Italia relativi agli anni 2013 e 2014.....	6
3.1 Gruppi adimensionali.....	25
3.2 Velocità specifica e numero tipico di macchina delle varie turbine idrauliche.....	26
5.1 Corrispondenza tra velocità specifiche e numeri tipici di macchina.....	40
5.2 Valore dei coefficienti del condotto meridiano di una turbina Francis al variare di n_c secondo Coen.....	48
5.3 Valori delle velocità e degli angoli in ingresso e in uscita nei vari tubi di flusso.....	83
5.4 valori degli spessori del dorso e del ventre della pala girante.....	84