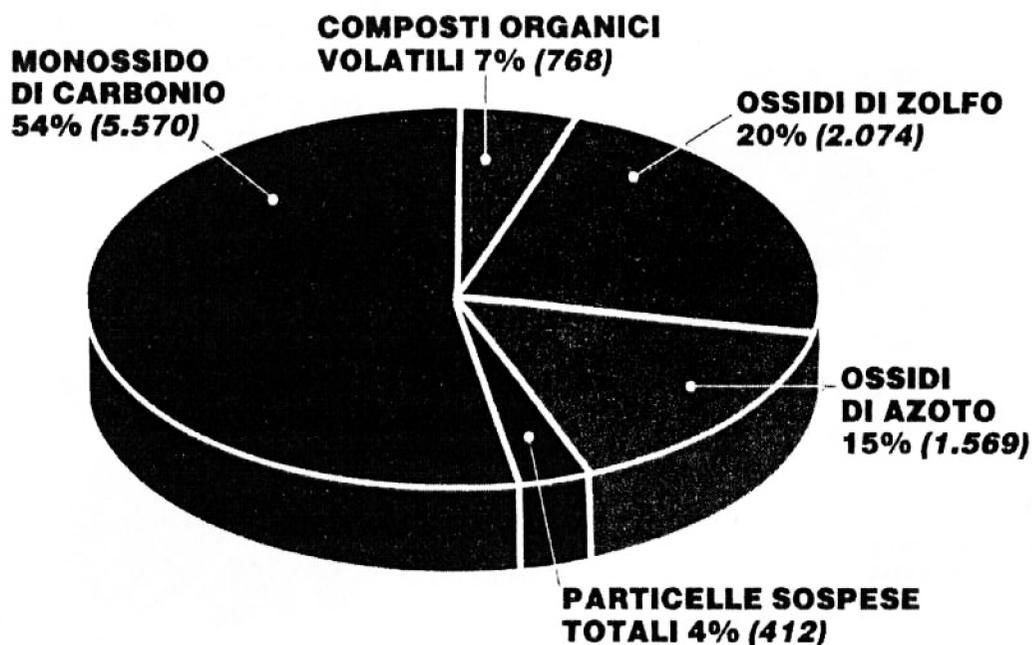
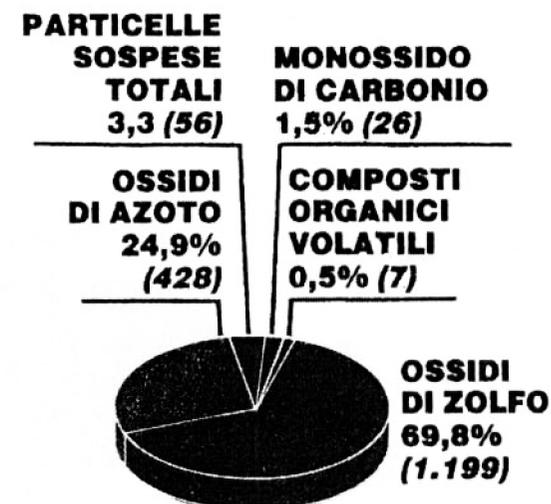


RAFFRONTO EMISSIONI COMPLESSIVE DI INQUINANTI DELL'ARIA GENERATI IN ITALIA NEL 1986

Tra parentesi espressi in migliaia di tonnellate/anno



TOTALE FONTI DI EMISSIONE
10.393.000 tonnellate



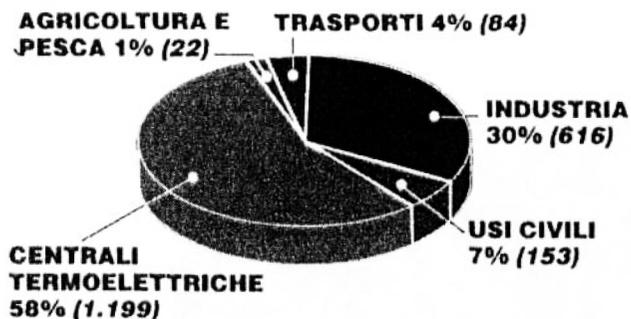
**CENTRALI
TERMoeLETTRICHE**
1.716.000 tonnellate

Fonte: ENEA 1986.

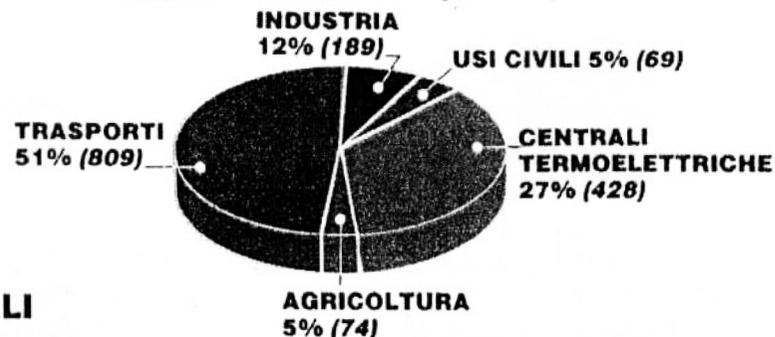
RIPARTIZIONE PERCENTUALE DEI PRINCIPALI INQUINANTI DELL'ARIA GENERATI IN ITALIA NEL 1986 DA PROCESSI DI COMBUSTIONE PER CATEGORIE DI EMISSIONE

Tra parentesi valori espressi in migliaia di tonnellate/anno

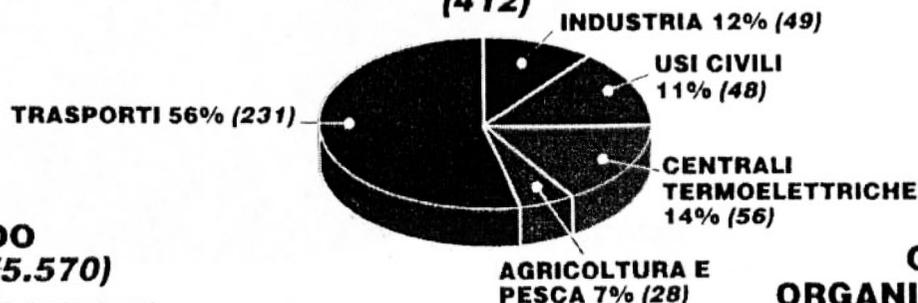
OSSIDO DI ZOLFO (2.074)



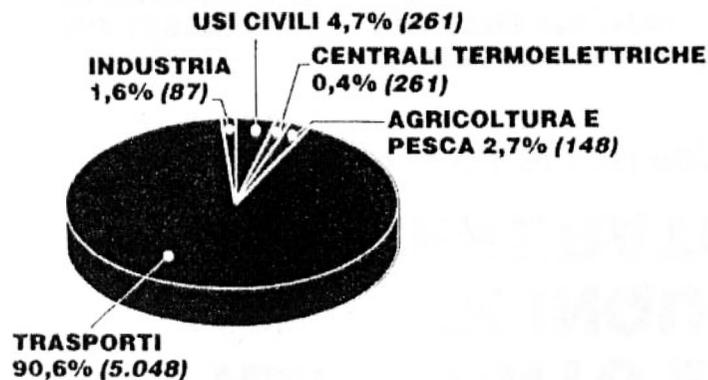
OSSIDI DI AZOTO (1.569)



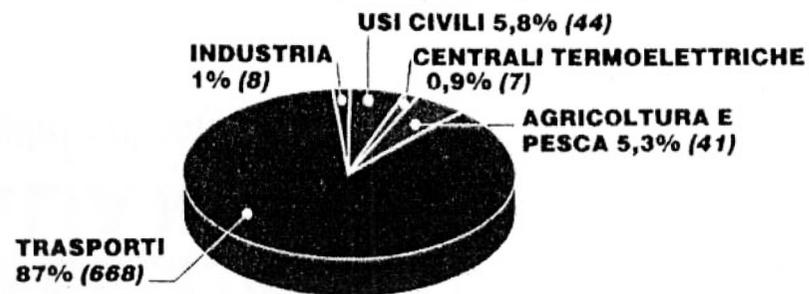
PARTICELLE SOSPENSE TOTALI (412)



MONOSSIDO DI CARBONIO (5.570)



COMPOSTI ORGANICI VOLATILI (768)



Fonte: ENEA 1986

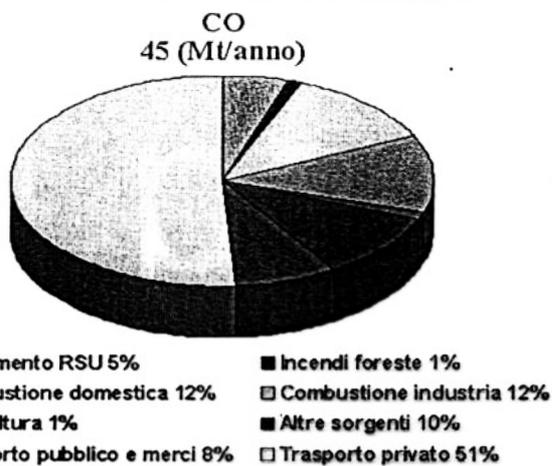


Figura 3 - Contributo di varie sorgenti energetiche all'emissione totale di CO nei 15 Paesi dell'Unione Europea relativo all'anno 1994

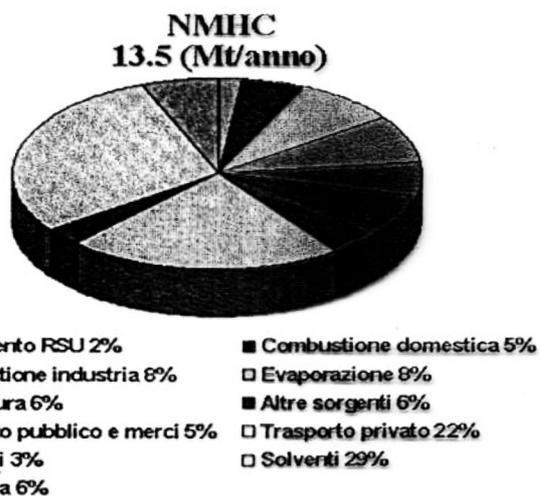


Figura 4 - Contributo di varie sorgenti energetiche all'emissione totale di NMHC nei 15 Paesi dell'Unione Europea relativo all'anno 1994

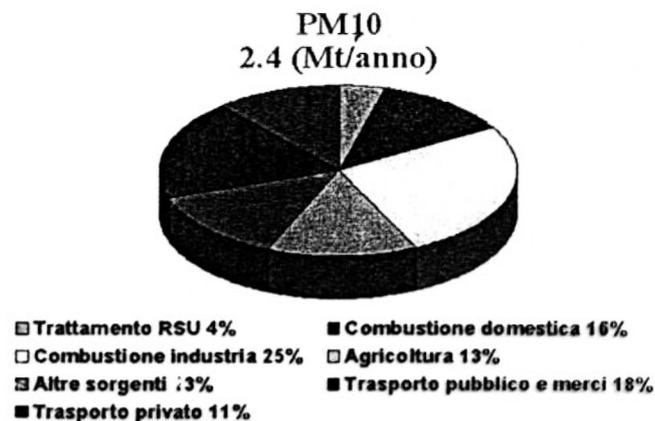


Figura 6 - Contributo di varie sorgenti energetiche all'emissione totale di PM10 nei 15 Paesi dell'Unione Europea relativo all'anno 1993

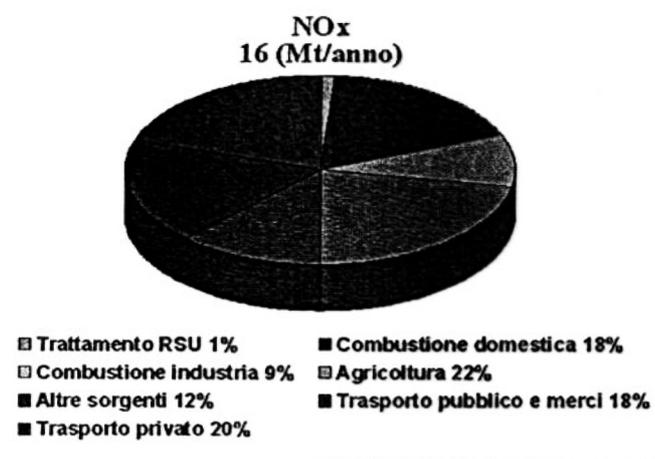


Figura 5 - Contributo di varie sorgenti energetiche all'emissione totale di NOx nei 15 Paesi dell'Unione Europea relativo all'anno 1994

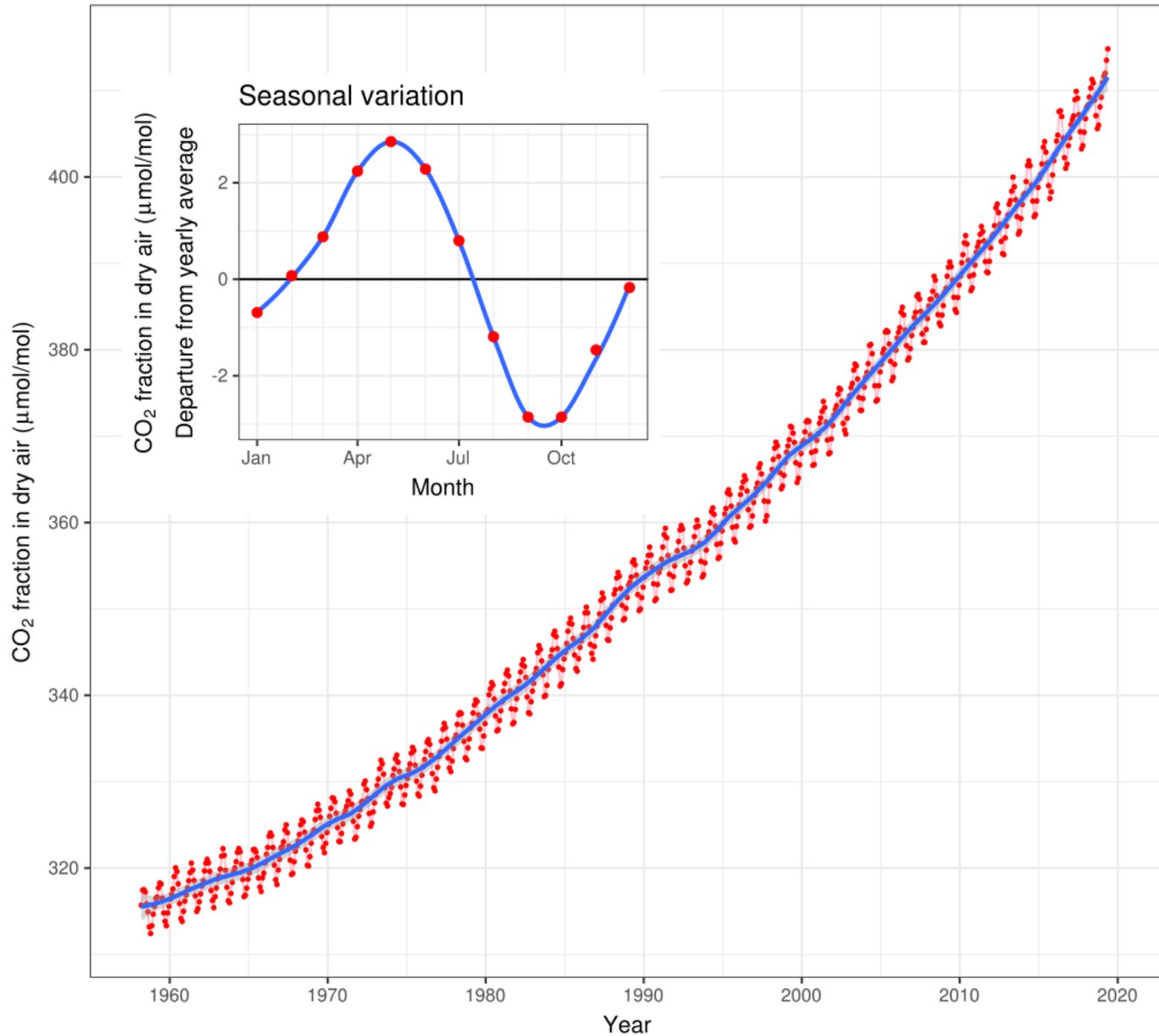
Tabella 1 - Stima dei miglioramenti percentuali della qualità dell'aria prodotti dalla normativa antinquinamento dell'Ue a partire dal 1987 (%)

Normativa	NOx	HC	CO
Euro 2	78	91	76
Euro 3	85	95	80
Euro 4	91	97	85

Fonte: Università di Vienna.

Monthly mean CO₂ concentration

Mauna Loa 1958 - 2019



Interventi per l'abbattimento delle sostanze inquinanti

Possono essere classificati in:

- interventi sul combustibile
- interventi sulle modalità di combustione
- interventi di abbattimento sui prodotti della combustione

Interventi sul combustibile

Si tratta spesso di interventi legislativi che impongono limiti sulla composizione del combustibile (ad esempio sul contenuto massimo dello zolfo nel gasolio o sulla frazione di biodiesel in miscela con il gasolio) o il divieto di impiego di alcuni combustibili in determinate zone (ad esempio di combustibili residui per uso navale in alcune aree portuali o marittime).

Possono anche essere processi di depurazione diretta sul combustibile come nel caso della desolforazione nei processi di gassificazione del carbone.

Interventi sulle modalità di combustione

Possono essere diretti al contenimento (generalmente non contemporaneo) della formazione degli NO_x , degli SO_x , del CO e degli HC. È bene ricordare che, in generale, provvedimenti utili a contenere la formazione degli NO_x tenderanno a far aumentare la formazione di CO e HC, e viceversa.

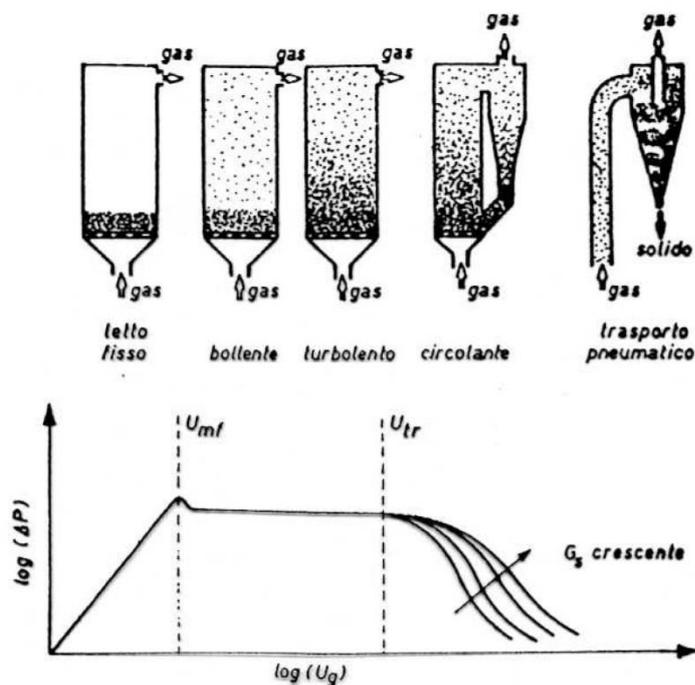
Gli interventi dipendono dalla natura della macchina, per cui saranno trattati in maniera più sistematica nel seguito, con riferimento alle diverse tipologie.

Si descrivono ora solo due tecniche di intervento:

- la combustione a letto fluido, per la sua particolarità e valenza didattica.
- la combustione "a stadi" per il contenimento della formazione degli NO_x , enunciata come principio generale realizzato poi con soluzioni pratiche anche molto diverse nei vari tipi di macchine.

Letto fluido

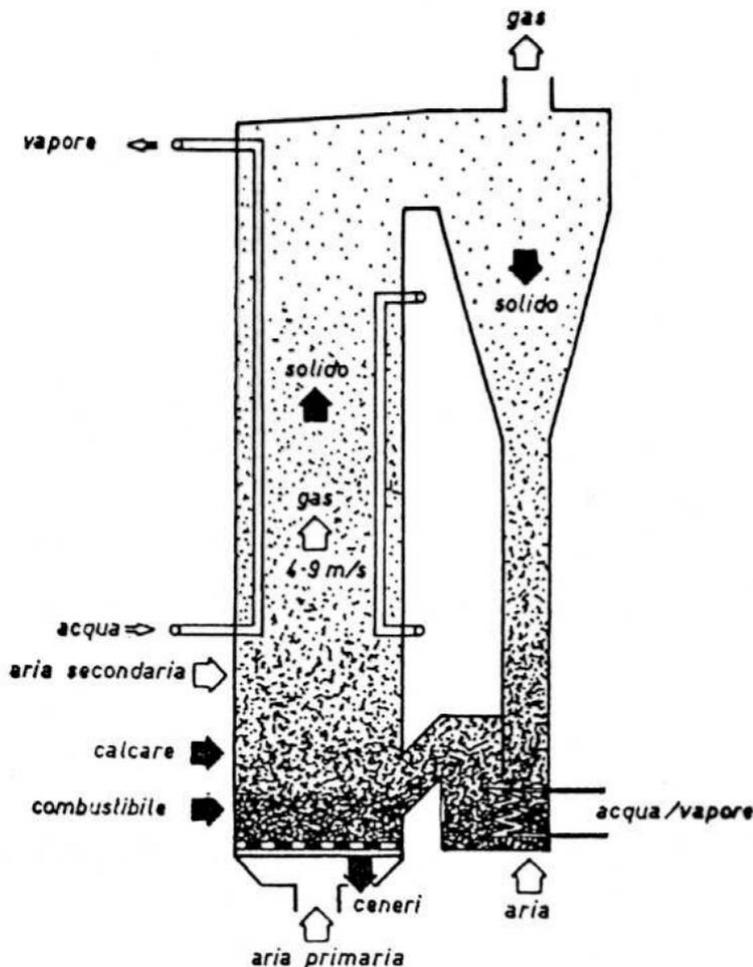
La figura allegata illustra il passaggio graduale dei regimi fluidodinamici di un sistema solido-gas dal letto fisso al trasporto pneumatico, passando per i diversi assetti intermedi che definiscono i vari regimi di letto fluido.



regimi di letto fluido.

La figura successiva mostra lo schema di un tipico combustore a letto fluido circolante per la combustione "pulita" del carbone. Lo scopo è la desolforazione nel corso della combustione utilizzando sorbenti a base di calcio o calcio e magnesio. Normalmente si utilizzano calcare CaCO_3 o dolomite ($\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$) per la grande disponibilità a basso costo. Scopo del processo è separare lo zolfo mediante formazione di solfato di calcio CaSO_4 (gesso) con la reazione (riferita all'utilizzo del calcare):





Schema tipico di un combustore a letto fluido circolante (CAFBC)

Il letto è costituito da granuli di carbone e sorbente, del diametro medio di circa 2 cm, che circolano nel combustore fino al completamento della combustione dei granuli di carbone. Il gesso prodotto è raccolto con le ceneri.

La reazione di confinamento dello zolfo avviene però in maniera pressoché completa solo se il reattore è mantenuto ad una temperatura media di circa 900°C. Una temperatura di combustione così bassa si potrebbe ottenere in un combustore adiabatico solo con eccessi d'aria elevatissimi (come nei combustori delle turbine a gas). Nel caso del letto fluido invece il combustore è raffreddato producendo vapore d'acqua, coerentemente

con il tipico utilizzo di questa tecnica di combustione nei generatori di vapore di gruppi basati sul ciclo di Rankine. Come effetto collaterale positivo la bassa temperatura porta anche a basse emissioni di NO_x.

Combustione a stadi

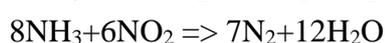
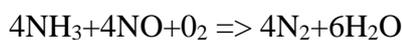
Il principio della combustione "a stadi" consiste nel limitare i picchi di temperatura in un processo di combustione facendolo avvenire in più fasi, separate spazialmente e/o temporalmente. La prima fase avviene in condizioni sottostechiometriche, cioè in difetto di ossigeno, ed è seguita da almeno un'altra fase nella quale si raggiungono condizioni vicine a quelle stechiometriche e una finale di "diluizione" dove il rapporto aria combustibile assume il valore globale prefissato.

Interventi di abbattimento sui prodotti della combustione

Possono essere diretti alla riduzione degli NO_x, degli SO_x, del CO, degli HC e del particolato. Esistono delle soluzioni utilizzabili con tutti i tipi di macchine, trattate nel seguito, e altre specifiche di ogni tipologia, che saranno considerate più avanti.

Interventi di de-nitrificazione dei fumi

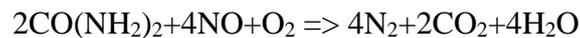
Gli ossidi di azoto sono sottoposti a riduzione (cioè sottrazione degli atomi di ossigeno) facendoli reagire con un agente gassoso riducente e selettivo nei confronti degli NO_x, l'ammoniaca NH₃, secondo le reazioni seguenti:



Tali reazioni sono spostate a destra, con un'efficienza globale di riduzione del 35-40%, solo nel campo di temperature compreso tra 930°C e 980°C. Al di sotto non accade praticamente nulla, al di sopra si ossida anche l'ammoniaca. La situazione migliora notevolmente, portando a risultati tecnicamente accettabili, se le reazioni avvengono in presenza di catalizzatori (metalli nobili):

- temperatura di utilizzo: 300°C – 400°C;
- efficienza di rimozione degli NO_x: 80-90%.

Al posto dell'ammoniaca si può utilizzare una soluzione di urea, CO(NH₂)₂, in acqua demineralizzata. La reazione di riduzione è:



Il reattore catalitico in cui avviene il processo è noto con il nome di SCR (Selective Catalytic Reduction) ed è adottato sia in impianti fissi (caldaie, turbine a gas e motori Diesel) sia nelle applicazioni marine e per trazione stradale dei motori Diesel.

Interventi di de-solfurazione dei fumi (per grandi impianti fissi)

I prodotti della combustione vengono "lavati" in controcorrente con una soluzione acquosa di idrossido di calcio Ca(OH)₂ o "calce spenta", ottenuta aggiungendo acqua all'ossido di calcio CaO, o calce viva, secondo la reazione:



ottenendo come prodotto solfato di calcio (gesso) allo stato secco o di fanghi a seconda della quantità di soluzione impiegata.

Si osservi che il processo di produzione della calce viva, ottenuta per decomposizione termica dal calcare con la reazione CaCO₃ => CaO+CO₂, comporta l'emissione di anidride carbonica.

Le dimensioni tipiche di una torre di lavaggio possono essere diametro di 10 m e altezza di 30 m.

Interventi di de-solfurazione dei fumi (per impianti propulsivi navali)

Sono detti seawater scrubber: a differenza delle applicazioni per grandi impianti fissi, il seawater scrubbing si basa sulla presenza di sostanze alcaline contenute nell'acqua di mare, le quali reagiscono con il biossido di zolfo. Si forma una soluzione di ioni negativi SO₄ in acqua di mare, che deve essere stoccata e smaltita opportunamente. Una descrizione più dettagliata è data nella parte di corso relativa alle Macchine Marine.

I processi di trattamento descritti hanno come principale controindicazione il costo elevato, per cui sono adottati solo quando sono indispensabili per rispettare i limiti di legge sulle emissioni.

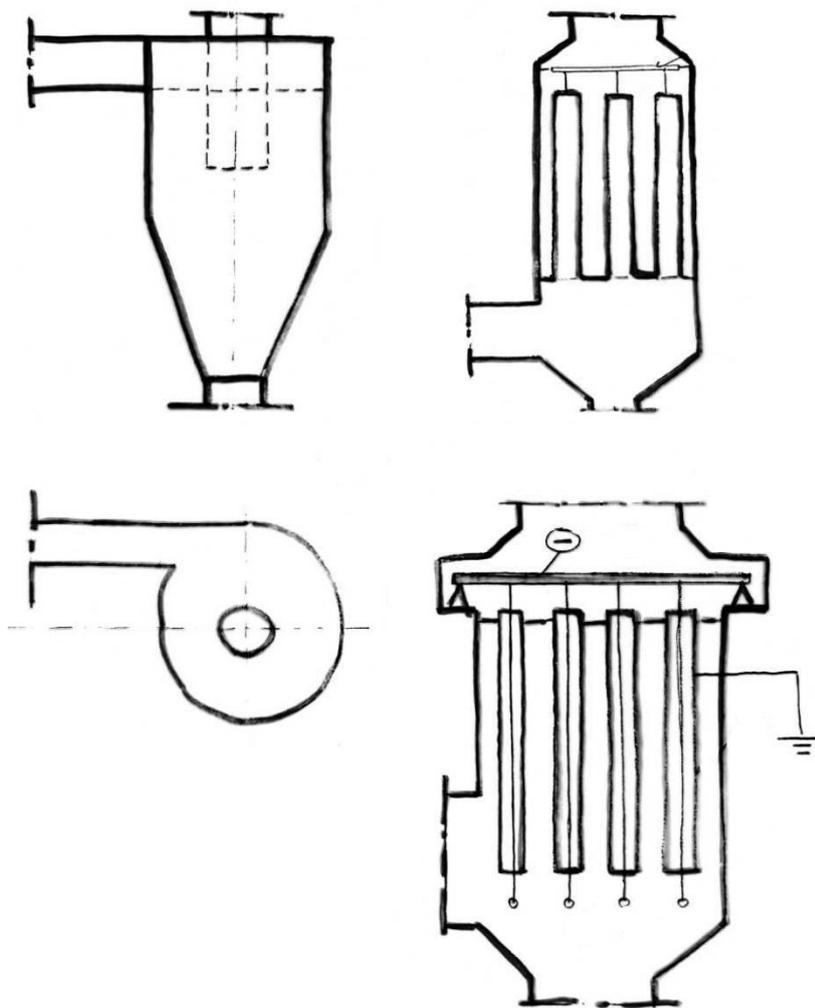
Sistemi di abbattimento del particolato (per grandi impianti fissi)

La scelta di un buon sistema di abbattimento del particolato richiede la preventiva conoscenza delle sue caratteristiche chimico-fisiche, e in particolare della sua granulometria.

I sistemi di abbattimento principali (ma non gli unici) usabili nei grandi impianti fissi sono (vedi figura):

- i cicloni separatori (a sinistra)
- i filtri a maniche (a destra in alto)
- gli elettrofiltri (a destra in basso)

Il funzionamento dei cicloni separatori e dei filtri a maniche è intuitivo: nel primo caso le polveri si separano dal flusso per inerzia mentre nel secondo sono trattenute dalla trama del tessuto filtrante.



Negli elettrofiltri, invece, il meccanismo che determina la separazione è il seguente:

- il campo elettrico, più forte vicino ai fili per “effetto corona”, ionizza l’aria;
- gli ioni positivi sono attratti immediatamente dai fili, caricati negativamente, mentre gli ioni negativi migrano verso le superfici messe a terra;
- nel corso della migrazione tali ioni entrano in collisione con le polveri che si caricano elettricamente e si depositano sulle superfici messe a terra.

La pulizia si effettua periodicamente facendo vibrare le superfici con appositi “martelli”.

La differenza di potenziale applicata va da 50 fino a 100-110 kV.

Le caratteristiche principali dei diversi tipi di filtri sono confrontate nella tabella seguente.

Tipo di filtro	ϕ minimo particelle separabili	Efficienza di separazione	Perdita di carico	costo	manutenzione
cycloni	$> 30 \mu\text{m}$	80-90%	bassa	molto basso	modesta
filtri maniche	$< 1 \mu\text{m}$	$\leq 100\%$	alta (mH_2O)	basso	media
elettrofiltri	$< 1 \mu\text{m}$	$\leq 100\%$	molto bassa (cmH_2O)	molto alto	molto modesta

Ulteriori osservazioni sui diversi tipi di filtri:

- i cycloni separatori possono depurare anche gas ad alta temperatura, se realizzati con materiali idonei (l’efficienza di abbattimento dipende solo dalle loro proporzioni). Sono adatti all’uso come primo stadio di sistemi di depurazione più complessi, per eliminare le polveri più grossolane.
- I filtri a maniche possono impiegare fibre naturali (cotone, lana ecc.), sintetiche o minerali (di vetro, ecc.) a seconda della natura della corrente gassosa e delle polveri. La temperatura massima di impiego è comunque di circa 200°C .
- Le dimensioni nei grandi gruppi delle centrali termoelettriche possono arrivare a $60 \text{ m} \times 40 \text{ m} \times 35 \text{ m}$: la sezione trasversale deve essere molto grande perché la velocità dei gas non deve superare $1-1.5 \text{ m/s}$, anche per mantenere molto basse le perdite di carico.

TURBINE TERMICHE

Classificazione degli stadi

Le turbine termiche sono macchine motrici che operano su fluidi comprimibili e possono essere assiali o radiali. Le più diffuse nelle applicazioni di potenza elevata sono quelle assiali, mentre le radiali sono preferite in applicazioni specifiche, quali i turbocompressori a gas di scarico e le microturbine a gas. Le note che seguono si riferiscono in modo particolare ai tipi assiali.

Solitamente le turbine assiali sono macchine pluristadio, con stadi in serie anche di diverso tipo. È più corretto, quindi, parlare di classificazione degli stadi di turbina che non di classificazione delle turbine. La classificazione si basa sul valore del grado di reazione, e distingue i seguenti tipi:

➤ stadi ad azione, $\epsilon = 0$:

- De Laval
- Curtis
- Rateau

➤ stadio a reazione, $\epsilon = 0.5$:

- Parsons

Uno stadio di turbina termica è composto da:

- un ugello, o più ugelli in parallelo, elementi statorici che convertono totalmente o parzialmente l'energia di pressione in energia cinetica;
- una girante, oppure più giranti in serie, con interposto un raddrizzatore.

A seconda del salto entalpico disponibile, gli ugelli possono essere subsonici o supersonici, in quest'ultimo caso assumono la nota conformazione convergente-divergente.

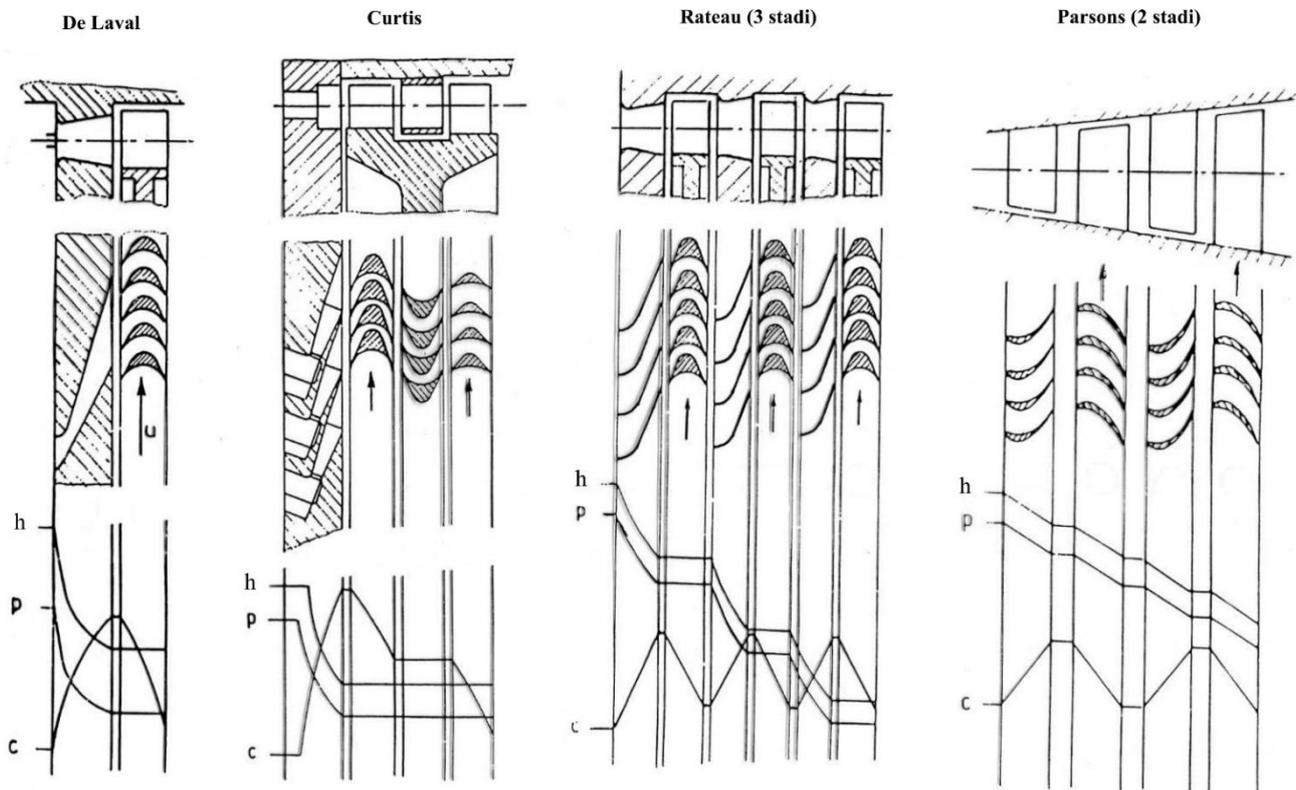
La figura illustra schematicamente la struttura e l'andamento delle principali grandezze termodinamiche nei diversi tipi di stadi. Per i tipi De Laval e Curtis è rappresentato un singolo stadio mentre per i tipi Rateau e Parsons sono rappresentati più stadi in serie.

Nella turbina Curtis la presenza del raddrizzatore è indispensabile, perché altrimenti la seconda girante dovrebbe avere direzione di rotazione opposta alla prima, ovvero le due giranti dovrebbero essere controrotanti. Per la forma che assume il diagramma delle velocità, sono dette anche turbine a salti di velocità. Il numero di salti può essere due o al massimo tre: un numero più elevato darebbe un contributo molto limitato alla potenza sviluppata, come si vedrà nel seguito della trattazione, a fronte di un aumento delle dissipazioni di energia, degli ingombri e dei costi.

Lo stadio Rateau dal punto di vista termodinamico e fluidodinamico è equivalente ad uno stadio De Laval, essendo composto da un ugello e da una girante. La differenza tra i due è di natura strutturale: uno stadio De Laval è sempre un primo stadio o uno stadio unico, uno stadio Rateau è sempre uno stadio intermedio. Dato l'andamento dei valori di entalpia e pressione, le turbine Rateau sono dette anche turbine a salti di pressione, mantenuti grazie agli elementi di tenuta sull'albero.

Parliamo infine dello stadio Parsons. Come visto per i compressori assiali, il fatto che il grado di reazione sia pari a 0.5 implica che le pale statoriche, che formano l'ugello, e quelle rotoriche abbiano lo stesso profilo. L'immissione del fluido avviene lungo tutto lo sviluppo circonferenziale, e il flusso

è generalmente subsonico. La continuità del gradiente di pressione assiale non richiede l'elemento di tenuta sull'albero tra stadio e stadio.



Solo i tipi ad azione possono essere anche ad ammissione parziale, cioè con ingresso del fluido nella girante limitato ad un arco radiale, inferiore a 360° . I vantaggi dell'ammissione parziale sono:

- possibilità di elaborare portate volumetriche ridotte con pale di altezza radiale non eccessivamente piccola (minore di 10-15 mm), che avrebbero perdite per attrito nei canali palari e perdite volumetriche nei giochi troppo elevate;
- possibilità di effettuare la regolazione per parzializzazione, meno dissipativa rispetto a quella per laminazione.

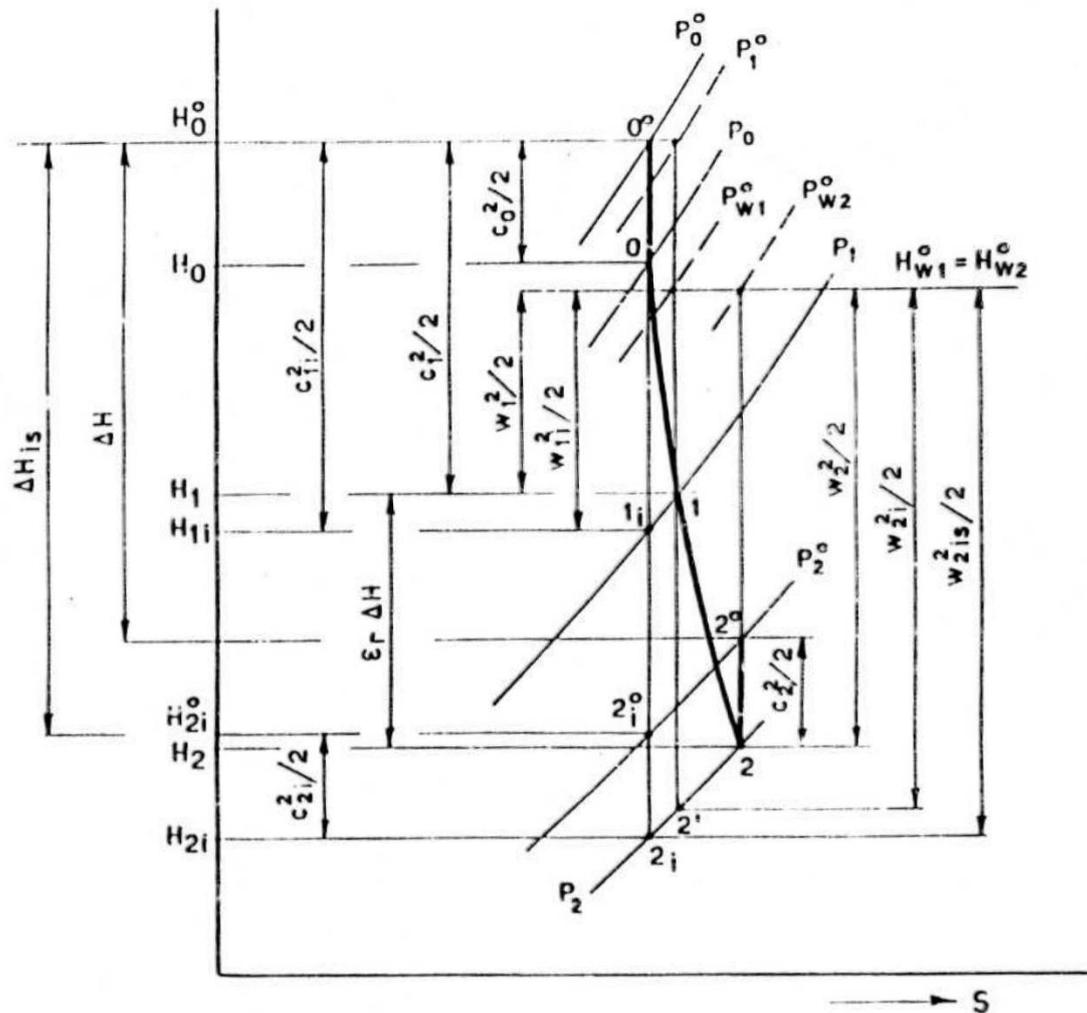
Questi vantaggi, oltre alla possibilità che sarà dimostrata più avanti di sfruttare salti più elevati in un unico stadio, fanno solitamente preferire la scelta di uno stadio De Laval oppure Curtis per una turbina monostadio o quale primo stadio di una macchina pluristadio. Questo è vero in particolare per le turbine a vapore, nelle quali il volume specifico in ingresso turbina può essere anche di un migliaio di volte più piccolo rispetto a quello in uscita, mentre per quelle a gas la scelta può ricadere anche sullo stadio Parsons, o comunque su uno stadio a reazione.

Rendimento della palettatura e condizioni ottime di funzionamento

Vediamo come avviene l'espansione su un diagramma h - s nel caso generico di uno stadio di turbina con grado di reazione non nullo. Indichiamo col pedice 0 le condizioni all'ingresso dell'ugello, con 1 quelle all'uscita dall'ugello e in ingresso girante e con 2 quelle in uscita girante.

Nell'ugello la pressione diminuisce da p_0 a p_1 mentre l'energia cinetica aumenta in modo tale da conservare il valore dell'entalpia di ristagno, nella consueta ipotesi di deflusso adiabatico. Nella

girante diminuiscono sia la pressione sia l'energia cinetica. Si possono identificare nel modo consueto le isobare statiche e di ristagno nei punti di interesse.



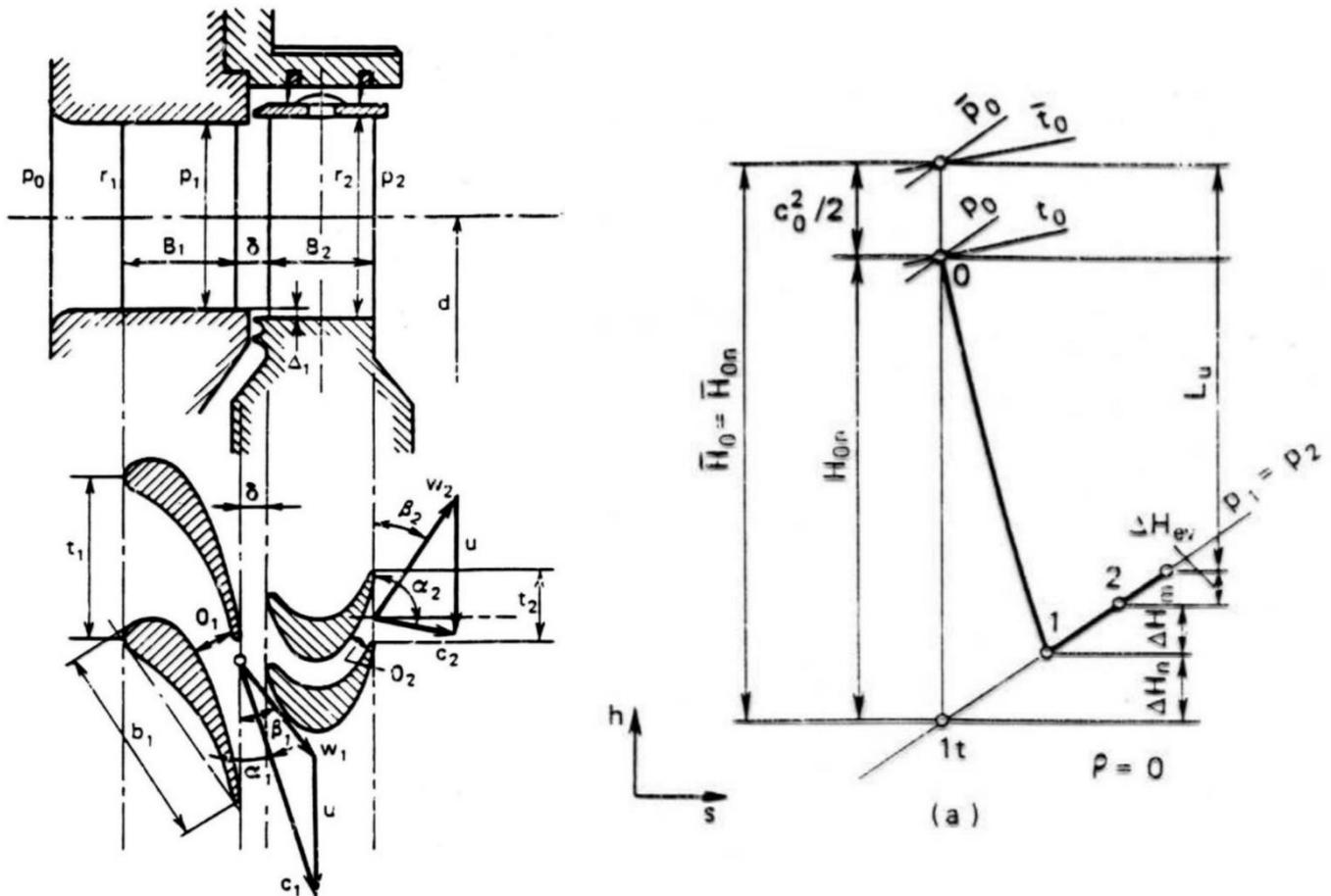
Il lavoro ottenuto, Δh_0 , è pari alla riduzione dell'entalpia di ristagno tra l'ingresso dell'ugello e l'uscita della girante.

Per valutare la bontà termodinamica del processo si definisce usualmente il rendimento isoentropico, o adiabatico, di espansione "total to static", tra le condizioni totali all'ingresso dell'ugello e quelle statiche all'uscita dalla girante. Tale scelta deriva fondamentalmente da motivi di praticità, perché presuppone la conoscenza di quelli che sono usualmente i dati di progetto di una turbina, cioè l'energia totale disponibile nel flusso in ingresso e la pressione dell'ambiente finale di scarico. Tale rendimento è detto anche "della palettatura", che con la simbologia di figura è:

$$\eta_p = \frac{\Delta h_0}{\Delta h_t} = \frac{h_{0_0} - h_{2_0}}{h_{0_0} - h_{2_s}}$$

dove Δh_t è, coerentemente con le scelte fatte, il salto entalpico teorico.

Nella progettazione di una turbina interessa che il rendimento sia massimo. Vediamo come la corrispondente condizione ottima può essere calcolata per i diversi stadi di turbina: l'analisi sarà svolta in modo esteso per lo stadio De Laval, allo scopo di illustrare la metodologia. Per gli altri stadi saranno date solo le conclusioni del calcolo, peraltro facilmente ottenibili applicando la stessa metodologia, tenendo conto delle specificità di ogni singolo caso.



La figura riporta il diagramma di espansione per il caso di uno stadio ad azione, in cui le pressioni p_1 e p_2 sono eguali, assieme allo schema della macchina e ai triangoli di velocità. Questi hanno le seguenti particolarità, legate alle proprietà termo-fluidodinamiche dello stadio:

- Il vettore \vec{c}_1 ha un modulo molto grande e l'angolo α_1 di inclinazione rispetto alla direzione assiale è piccolo per massimizzare la spinta che il getto esercita sulla pala. Per motivi costruttivi l'angolo non potrà però essere minore di circa 15° e 20° ;
- essendo la macchina assiale, è $u_1 = u_2 = u$;
- dato che la macchina è assiale e $\epsilon = 0$, dalla definizione del grado di reazione si ha $w_1 = w_2$. Se si impone inoltre $c_{m1} = c_{m2}$, si ricava che $\beta_2 = \beta_1$. Nella realtà, tuttavia, a causa delle perdite per attrito sarà $w_2 = \psi w_1$ con $\psi \leq 0,9$. Questa variazione su w_2 implica che non è più possibile preservare sia l'uguaglianza sugli angoli β che quella sulle velocità meridiane c_m : almeno uno di questi due valori dovrà cambiare nel passaggio tra la sezione d'ingresso e quella d'uscita. Solitamente si preferisce conservare $\beta_2 = \beta_1$ e ridurre leggermente la c_{m2} .

Se l'espansione fosse isentropica, l'energia cinetica all'uscita dall'ugello sarebbe eguale al salto teorico Δh_t , cioè $\Delta h_t = \frac{1}{2} c_{1t}^2$, dove c_{1t} è la velocità teorica all'ingresso della girante. La velocità reale c_1 sarà invece leggermente inferiore a causa degli attriti, pertanto si avrà $c_1 = \varphi c_{1t}$, con $\varphi \leq 0,95$.

Il salto entalpico teorico diventa quindi:

$$\Delta h_t = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}$$

e il rendimento della palettatura, esplicitato per uno stadio De Laval:

$$\eta_p = \frac{\Delta h_0}{\Delta h_t} = \frac{u(c_{u1} - c_{u2})}{\frac{c_1^2}{2\varphi^2}}$$

Questa espressione può essere facilmente elaborata mettendo in evidenza le specificità dei triangoli di velocità dello stadio considerato. Le componenti tangenziali di velocità c_{u1} e c_{u2} si possono scrivere:

$$c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1$$

$$c_{u2} = u - w_2 \cos \beta_2 = u - \psi w_1 \cos \beta_1 = u - \psi(c_1 \cos \alpha_1 - u)$$

e sostituendo nella espressione del rendimento:

$$\eta_p = \frac{u[c_1 \cos \alpha_1 - u + \psi(c_1 \cos \alpha_1 - u)]}{\frac{c_1^2}{2\varphi^2}} = (2\varphi^2) \left[\frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 \right] (1 + \psi)$$

Il rendimento della palettatura è quindi funzione di φ , ψ , α_1 e $\frac{u}{c_1}$. I primi due sono coefficienti di irreversibilità, pressoché costanti, come pure l'angolo α_1 . Il rendimento η_p è quindi funzione solamente del rapporto $\frac{u}{c_1}$. Per trovare la condizione di massimo rendimento basta quindi porre eguale a zero la sua derivata rispetto a $\frac{u}{c_1}$:

$$\frac{\partial \eta_p}{\partial \frac{u}{c_1}} = (1 + \psi)(2\varphi^2) \left[\cos \alpha_1 - 2 \left(\frac{u}{c_1} \right) \right] = 0 \quad \Rightarrow \quad \left(\frac{u}{c_1} \right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

Poiché l'angolo α_1 è piccolo, il valore del coseno è quasi uno, e quindi il valore ottimale del rapporto $\frac{u}{c_1}$ per uno stadio De Laval risulta essere:

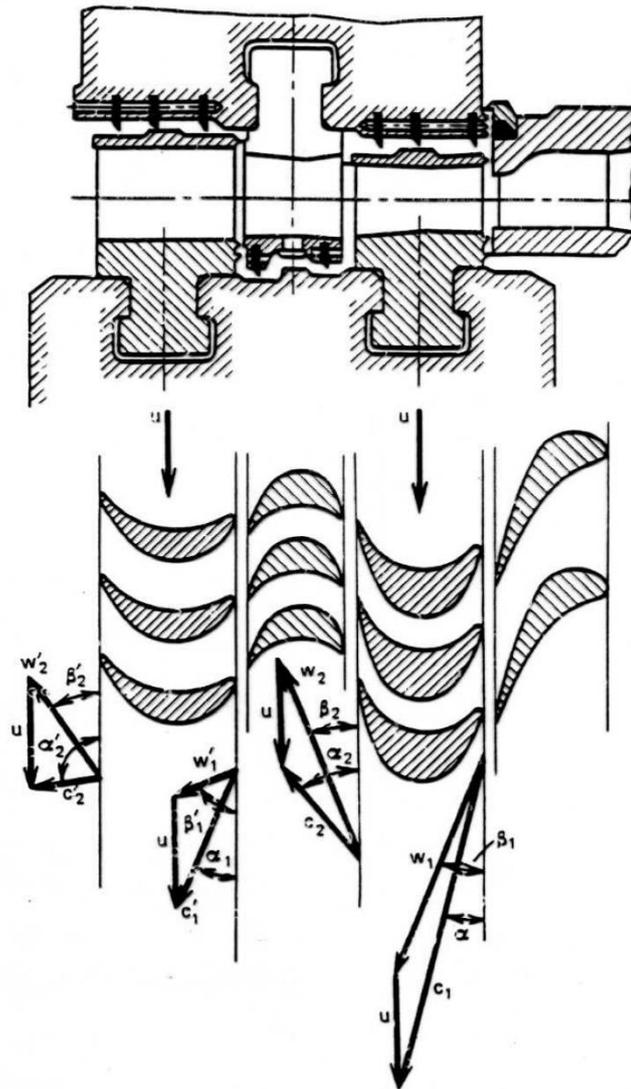
$$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \approx \frac{1}{2}$$

Il ragionamento fatto per lo stadio De Laval può essere ripetuto per lo stadio Rateau, che non ne differisce dal punto di vista termo-fluidodinamico.

Nel caso della turbina Curtis, il rapporto $\frac{u}{c_1}$ ottimale è funzione anche del numero di salti di velocità z_v :

$$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2 \cdot z_v}$$

La relazione così scritta è generalizzabile per tutti gli stadi ad azione ponendo $z_v = 1$ nei casi De Laval e Rateau.

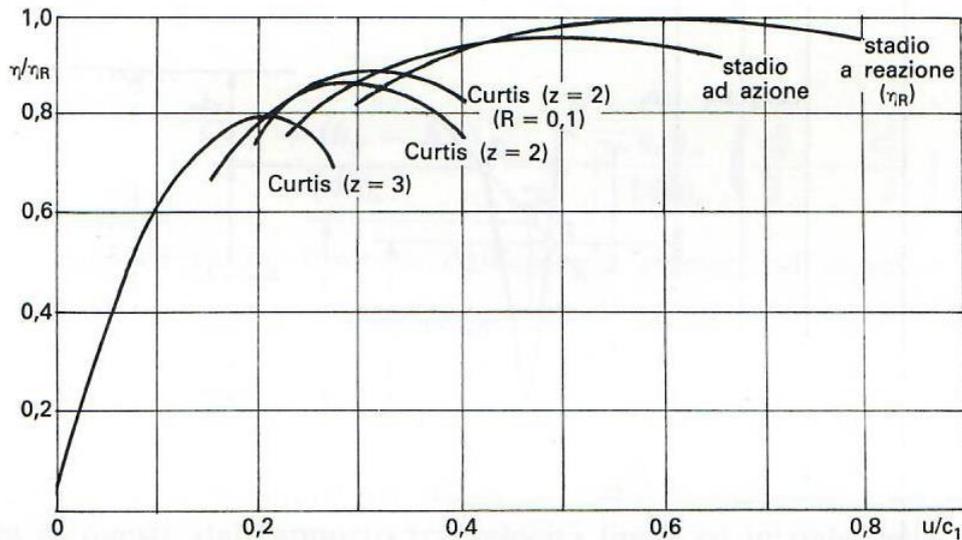


Per quanto riguarda la turbina Parsons, ricordando che con $\epsilon = 0.5$ il salto entalpico da considerare per il calcolo della energia cinetica in uscita dall'ugello è la metà di quello complessivo, si ottiene:

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt} = \cos \alpha_1 \approx 1$$

Il valore più alto di rendimento massimo lo si ottiene con lo stadio Parsons. Negli stadi ad azione esso diminuisce, ovviamente, all'aumentare del numero di salti di velocità, a causa delle perdite di attrito su un numero crescente di superfici palari.

La situazione complessiva è illustrata in figura, dove il rendimento dei diversi stadi, normalizzato con riferimento a quello massimo dello stadio a reazione, è diagrammato in funzione del rapporto $\frac{u}{c_1}$. Si richiama l'attenzione sul fatto che, per confrontare in maniera omogenea stadi ad azione e a reazione, il valore di c_1 utilizzato in figura si riferisce all'intero salto entalpico disponibile per lo stadio anche nel caso Parsons.



La velocità periferica u non può superare i limiti di resistenza meccanica del rotore alla forza centrifuga (tipicamente per le macchine assiali si ha $u < 250 - 300 \text{ m/s}$). Ne deriva, volendo progettare la macchina per il massimo rendimento, che anche c_1 avrà un valore massimo e quindi che esiste un valore limite del salto entalpico elaborabile dallo stadio. Questa osservazione porta a due conseguenze importanti:

- a parità di limiti di resistenza strutturale, gli stadi ad azione elaborano in condizioni ottimali salti entalpici più elevati rispetto il tipo ad azione, e tanto più alti quanto più elevato è il numero di salti di velocità;
- la penalizzazione di rendimento degli stadi ad azione può essere compensata dalla maggiore semplicità della macchina complessiva che li utilizzi come stadi iniziali;
- le turbine termiche assiali che sfruttano salti entalpici elevati saranno sempre macchine pluristadio;
- nel caso di salti contenuti, può essere economicamente conveniente realizzare una turbina Curtis monostadio piuttosto che una macchina con un numero limitato di stadi di diversi tipo.

Il rendimento della palettatura non tiene conto di alcune perdite interne alla macchina. Si definisce allora il rendimento interno, η_i , come:

$$\eta_i = \frac{\Delta h_0 - \Delta h_{fv}}{\Delta h_t}$$

dove Δh_{fv} sono le cosiddette perdite per frizione e ventilazione. Esse sono dovute all'interazione del fluido con il rotore nel suo insieme, non limitatamente alle pale interessate allo scambio di energia. La perdita per frizione è dovuta al fatto che una girante di turbina è costituita da un disco, con le palettature calettate alla sua periferia, che ruota ad alta velocità all'interno di un ambiente pieno di fluido: questo esercita attrito sulle superfici del disco con conseguente riduzione del lavoro utile. La perdita per ventilazione si verifica invece solamente nelle turbine ad azione ad ammissione parziale, ed è dovuta all'azione resistente del fluido sulle palette non investite dai flussi in uscita dagli ugelli.

Infine si definisce il rendimento effettivo, come prodotto dei rendimenti interno e meccanico:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i$$