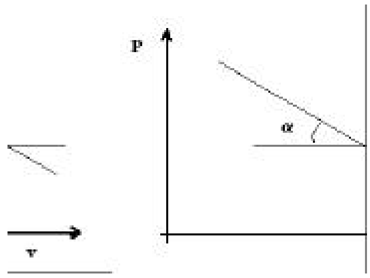
Questa relazione è molto importante perchè essendo la portata costante nella misura in cui aumenta il volume specifico la pressione diminuisce. In un caso tipico, un aeriforme che attraversa una tubazione di uno scambiatore di calore appartenente ad un fascio tubiero di un generatore di vapore, la somministrazione di calore lo mette in condizioni di aumentare il proprio volume specifico nella misura in cui assorbe calore. Nel caso invece di una adiabatica isoentropica in assenza di attrito non cambierebbe nè pressione né la temperatura, non cambierebbe la velocità. L'efflusso proseguirebbe inalterato ovunque. Ma la dove ci sia la possibilità di un aumento di volume specifico quindi di una dilatazione del fluido ad esempio per effetto di calore ecco che ci troviamo di fronte ad una perdita progressiva di pressione che possiamo chiamare "contropressione inerziale" correlata alla variazione di velocità del fluido ed il relativo diagramma è

$$tg a = \left(\frac{M}{\Omega} \right)^2$$



Possiamo così calcolare facilmente il valore della contropressione inerziale una volta che siano noti i dati necessari al calcolo .

$$\Delta p = p_A - p_B = r_B c_B^2 - r_{aA} c_A^2 = r_A c_A^2 \left[\frac{r_B}{r_A} \cdot \left(\frac{c_B}{c_A} \right)^2 - 1 \right]$$

consideran do che $r_A c_A = r_B c_B = \frac{M}{\Omega} \rightarrow = r_A c_A^2 \left[\frac{c_B}{c_A} - 1 \right] = r_A c_A^2 \left[\frac{r_A}{r_B} - 1 \right]$

$$\Delta p = r_A c_A^2 \left[\frac{r_A}{r_B} - 1 \right]$$

Questa è proprio la formula pratica con cui si fanno i calcoli

Questi calcoli rivestono una notevole importanza nei casi in cui esista una grande differenza di velocità ovvero densità del fluido lungo il processo. Facendo riferimento ai generatori di vapore, nel caso che interessa direttamente tutte quelle soluzioni costruttive basate su grandi sviluppi metrici di tubazione, ad esempio nelle caldaie per impianti supercritici in cui c'è sempre il corpo vaporizzatore perché non abbiamo calore di vaporizzazione per cui in definitiva l'intero generatore di vapore dal lato acqua dell'impianto non è altro che una enorme tubazione. Ora nel caso di forti somministrazioni di calore e di lunghi tragitti del fluido è chiaro che l'accrescimento del volume specifico una volta che il fluido venga surriscaldato e la conseguente diminuzione di pressione possono assumere dimensioni rilevanti e in particolare il Δp può aumentare di una decina di bar. Se facciamo un esempio neppure tra i più severi considerando ad esempio H_2O allo stato liquido e consideriamo la pressione iniziale P_A=100 bar a cui corrisponde una temperatura T_A = 311° e poi surriscaldiamo il fluido fino ad una temperatura di T_B = 500 °, con ρ_A = 688.44 Kg/m^3 e ρ_B = 30,52 Kg/m^3 il rapporto ρ_A/ρ_B è uguale a 32,76. Se applichiamo la nostra formula del Δp ipotizzando una velocità iniziale di 10 m/s che non è molto elevata ma è considerevole per il liquido otteniamo per il Δp un valore di 3.30x10^6 Pa ovvero circa 33 bar .

Come si diceva prima è facile raggiungere delle perdite di pressione dell'ordine di qualche decina di bar. naturalmente una perdita di questo ordine di grandezza non è tollerabile facilmente in quanto deve essere bilanciata in qualche maniera, inserendo una macchina operatrice non sarebbe conveniente dal punto di vista dell'affidabilità. Quindi si preferisce operare in altra maniera ad esempio generando la tubazione in sezioni successive attraverso una ramificazione ad albero in maniera che dopo un primo ramo in cui si è passati ad una perdita di pressione tollerabile, la tubazione si divide in due rami con il diametro costante e quindi la velocità viene abbattuta a gradino dopo di che si procede così con ramificazioni successive. Questa soluzione viene applicata ad esempio nei generatori di vapore monotubolari. Naturalmente il calcolo rigoroso va fatto in condizioni realistiche cioè fino ad ora non abbiamo tenuto conto della influenza della viscosità del fluido e quindi a rigore occorre sommare alla perdita di pressione inerziale la perdita di carico fluidodinamica, perdita di carico per attrito, quindi per una valutazione completa dobbiamo tornare all'equazione dell'impulso completa e quindi valutare il Δp :

$$\Delta p = p_a - p_b = r_b c_b^2 - r_a c_a^2 - \frac{F}{\Omega} = r_a c_a^2 \left(\frac{r_a}{r_b} - 1 \right) + \frac{|F|}{\Omega}$$

in cui F è la forza che agisce sul fluido in verso contrario a quello del fluido

il secondo termine dell'equazione si valuta secondo quello che ci insegna l'idraulica e la fluidodinamica per la valutazione delle perdite di carico .

Ci limitiamo a ricordare una semplice valutazione:

il ΔP dovuto alla viscosità del fluido , cioè la perdita di carico è

$$\frac{\Delta P}{rg/g} \cdot \frac{1}{L} = l \, \frac{c^2}{2gd}$$

ricordando che $\mathrm{M} = r c p \frac{\mathrm{d}^2}{4} \Rightarrow c = \frac{4M}{pgd^2}$ si ha che

$$\frac{\Delta P}{rg/g} \cdot \frac{1}{L} = \frac{l \cdot 16 \cdot M^2}{2 \cdot g \cdot d} \cdot \frac{1}{p^2 r^2 d^4} = \frac{8 \cdot l}{p^2} \cdot \frac{M^2}{r^2 g d^5} = \frac{8 \cdot l}{p^2} \cdot \frac{Q^2}{g d^2}$$

Ove M è la portata in massa , Q è quella volumetrica, λ è il coefficiente di attrito del flusso e vale diversamente secondo che il moto sia laminare o turbolento. Per un regime laminare quindi per Re < 2100 si ha per λ un valore di circa l = 64/Re , dipende cioè dal numero di Re. In regime turbolento invece, cioè per Re>2300, abbiamo che è esprimibile come funzione di Re e ε λ = λ (Re,ε) con ε rugosità relativa adimensionale. Questa legge non è facilmente esprimibile con una formula analitica in tutto il campo salvo che per la formula di lord BRUCCHER che però ha lo svantaggio di essere implicita e non esplicita. Comunque esistono tante formulette approssimate. Al variare di Re, nella misura in cui si sconfina in elevati valori di Re, λ diventa indipendente da ε e praticamente cresce solo all'aumentare della rugosità.