

LA FORMA DELLA SCARICO AD ESPANSIONE ATTRAVERSO LE LEGGI DI SIMILITUDINE

La similitudine è una metodologia molto feconda nell'Ingegneria, e può fornire indicazioni semplici a quesiti davvero difficili. Vediamo con esempi numerici guidati come ciò sia possibile anche per gli scarichi ad espansione.

1. SIMILITUDINE

Chiunque avrà sentito parlare dell'impiego di modelli per lo studio dei profili aerodinamici o idrodinamici più favorevoli (fig. 1, modello di aereo in galleria del vento).

L'impiego dei modelli è possibile perché l'analisi teorica approfondita consente di definire dei parametri fisico-matematici che consentono di "tradurre" e applicare all'esemplare reale gli studi e i risultati ottenuti sul

modello. I parametri coinvolti sono di tipo geometrico (dimensioni e forma dell'oggetto), fisici (natura del fluido che circonda l'oggetto) e termofluidodinamici (condizioni di lavoro del fluido). A questo scopo conviene precisare che due grandezze fisiche y' e y'' stanno in similitudine se esiste tra loro, in punti omologhi nello spazio e nel tempo, proporzionalità diretta, cioè se $y'' = c \cdot y'$, in cui c è il fattore di similitudine (costante). Quando $c = 1$ le due grandezze evidentemente coincidono anche numericamente, banale. La similitudine non deve essere pensata come un fatto puramente geometrico, ma deriva dalle interazioni dei parametri geometrici con quelli che esprimono le condizioni di lavoro: quindi modello e oggetto potrebbero non differire solo per un fattore di scala (come alla lente d'ingrandimento). Col passare del tempo



Fig. 1 Modello di velivolo in galleria del vento. Per le applicazioni aeronautiche il ricorso a modelli in scala è indispensabile al fine di abbattere i costi di sperimentazione del prototipo a dimensione naturale.

questi metodi sono stati affiancati dalle simulazioni numeriche svolte dai computers, ma i concetti che se ne traggono rimangono sempre validi e d'attualità. In alcuni casi, la stabilità numerica dei mastodontici codici di calcolo sviluppati in fluidodinamica viene testata proprio attraverso le indicazioni fornite dai parametri di similitudine.

2. GLI SCARICHI AD ESPANSIONE

Applichiamo finalmente il discorso alle scarichi ad espansione e vediamo quali sono i termini in cui si può operare. Supponiamo di avere un modello di scarico che funziona particolarmente bene su un nostro motore, ad esempio tra i 6500 giri/min e 9500 giri/min con regime di potenza massima a 9000 giri/min (che nei motori spinti cui ci rivolgiamo coincide col regime di coppia massima).

Che forma deve avere l'impianto di scarico se volessimo modificare il regime di potenza massima a 10500 giri/min lasciando il più possibile inalterate le altre caratteristiche, cioè la curva di coppia (fig. 2) ?

Così posto, il problema è complicatissimo e immenso... Beh, con la teoria della similitudine si può. Occorre precisare un fatto però: bisogna vedere se al nuovo regime di 10500 giri/min la fluidodinamica del gruppo aspirazione, carter-pompa, cilindro e la termodinamica riescono anche loro a lavorare in similitudine col regime

LA FORMA DELLA SCARICO AD ESPANSIONE ATTRAVERSO LE LEGGI DI SIMILITUDINE - Autore: Raffaele Devoto
 originario di 9000 giri/min, cioè se per ognuna delle grandezze coinvolte sussiste davvero quel fattore c di proporzionalità (non necessariamente lo stesso per grandezze di natura diversa quali pressione, temperatura, velocità etc). E lo stesso dicasi per gli altri regimi (6500 giri/min corrispondono a 7583 giri/min del nuovo impianto di scarico, 9500 giri/min corrispondono a 11083 giri/min etc). In altre parole occorre stabilire se a 10500 giri/min le vicissitudini dei gas all'interno del cilindro sono le medesime di quelle a 9000 giri/min, in modo da ottenere lo stesso riempimento con le stesse modalità. Se non è così, come si può pretendere che la

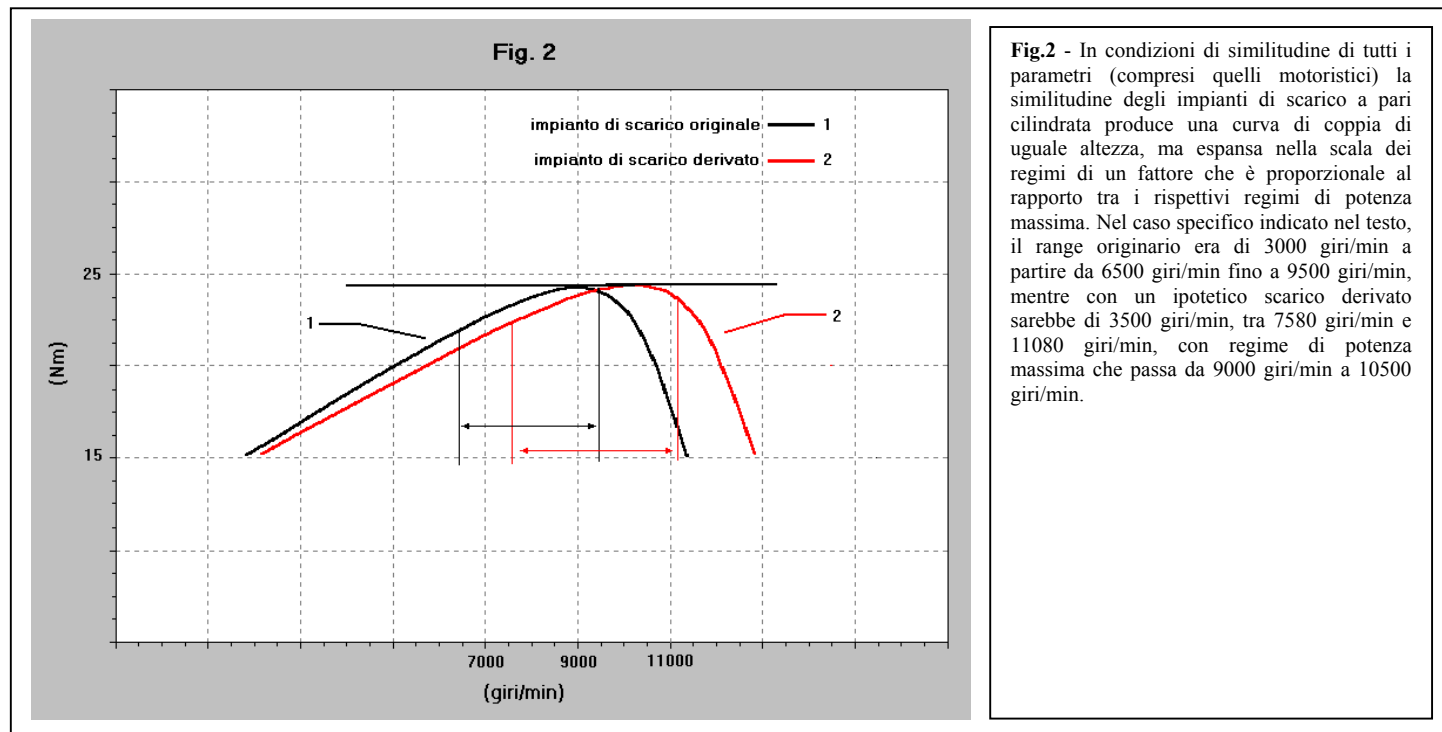


Fig.2 - In condizioni di similitudine di tutti i parametri (compresi quelli motoristici) la similitudine degli impianti di scarico a pari cilindrata produce una curva di coppia di uguale altezza, ma espansa nella scala dei regimi di un fattore che è proporzionale al rapporto tra i rispettivi regimi di potenza massima. Nel caso specifico indicato nel testo, il range originario era di 3000 giri/min a partire da 6500 giri/min fino a 9500 giri/min, mentre con un ipotetico scarico derivato sarebbe di 3500 giri/min, tra 7580 giri/min e 11080 giri/min, con regime di potenza massima che passa da 9000 giri/min a 10500 giri/min.

similitudine tra gli impianti di scarico risolve da sola anche problemi che non sono di sua stretta pertinenza? E' chiaro che il discorso della similitudine delle condizioni geometriche e operative andrebbe esteso al motore intero, che dunque deve subire necessariamente delle modifiche opportune, alla travasaria, alle luci di scarico etc. Ciò in pratica corrisponderebbe a ricavare le leggi di similitudine anche per i propulsori, non solo per gli impianti di scarico. La cosa in effetti è tuttora oggetto di studio da parte degli addetti ai lavori. E allora a che serve la similitudine?

Ciò che conta è che con la teoria della similitudine ci si è sicuramente portati nelle condizioni più vicine affinché il nuovo impianto di scarico "replichi" le caratteristiche dell'altro per un nuovo range di giri e un nuovo regime di potenza massima. Se non si esagera con le richieste fatte alla teoria della similitudine, in prima approssimazione è del tutto ragionevole pensare di lasciare inalterato o quasi il motore e realizzare l'impianto di scarico secondo i criteri che verranno esposti. E la cosa non è di poco conto...

3 I PARAMETRI DI SIMILITUDINE PER GLI SCARICHI

Come detto, i parametri di similitudine derivano dall'analisi teorica delle equazioni matematiche che governano i fenomeni negli impianti di scarico, e sono basati sulla teoria acustica monodimensionale generalizzata al massimo delle sue possibilità.

I parametri presentati nel seguito sono illustrati, comunque, in una forma semplificata (che non vuol dire approssimata) per permetterne un facile impiego. Lo scarico preso a modello e il nuovo esemplare avranno queste caratteristiche comuni:

1. la quantità di gas, per unità d'angolo di manovella, che transita per la luce di scarico è la medesima nelle due situazioni corrispondenti (cioè omologhe), cioè il coefficiente di riempimento del cilindro è lo stesso.

BOX 1

IPOTESI BASE ASSUNTE PER LA SIMILITUDINE DEI CONDOTTI

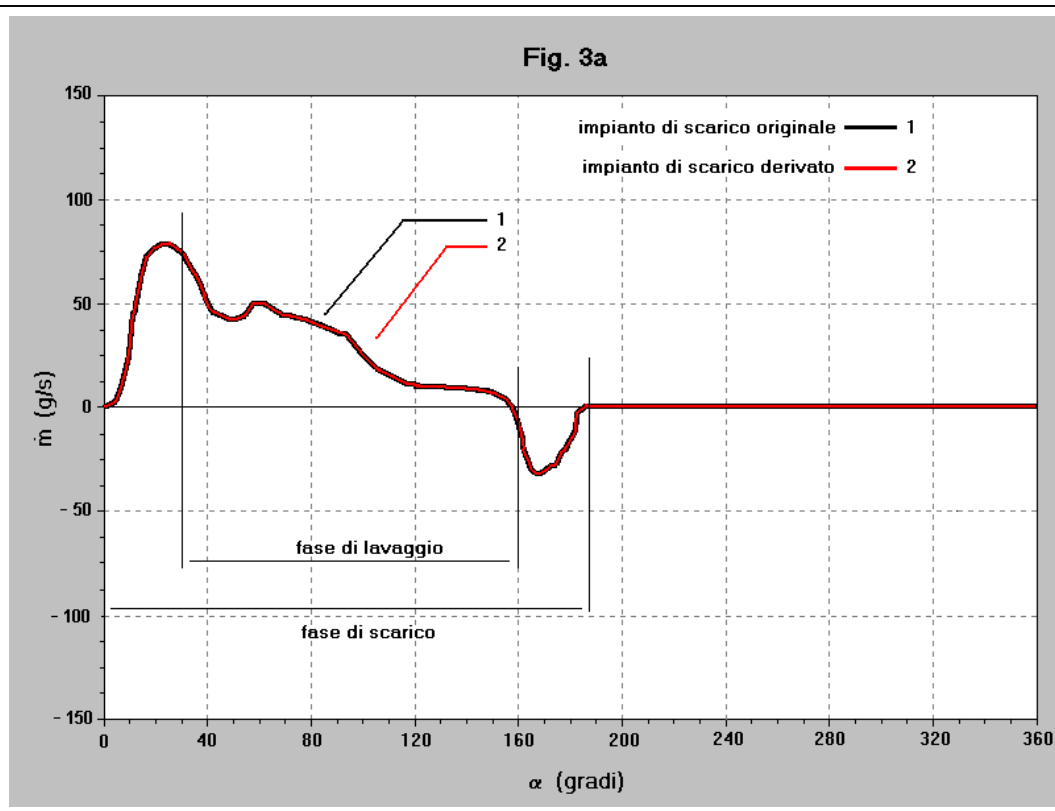


Fig. 3a – L'ipotesi 1 descritta nel testo richiede che a regimi omologhi le curve delle portate in massa per due impianti di scarico abbiano un fattore di similitudine $c = 1$. Se in ascissa si usano gli angoli di manovella, piuttosto che i tempi, le due curve appariranno dunque perfettamente sovrapposte, come in figura. I grafici si riferiscono in particolare a ciò che succede nella prima sezione di ciascuna marmitta.

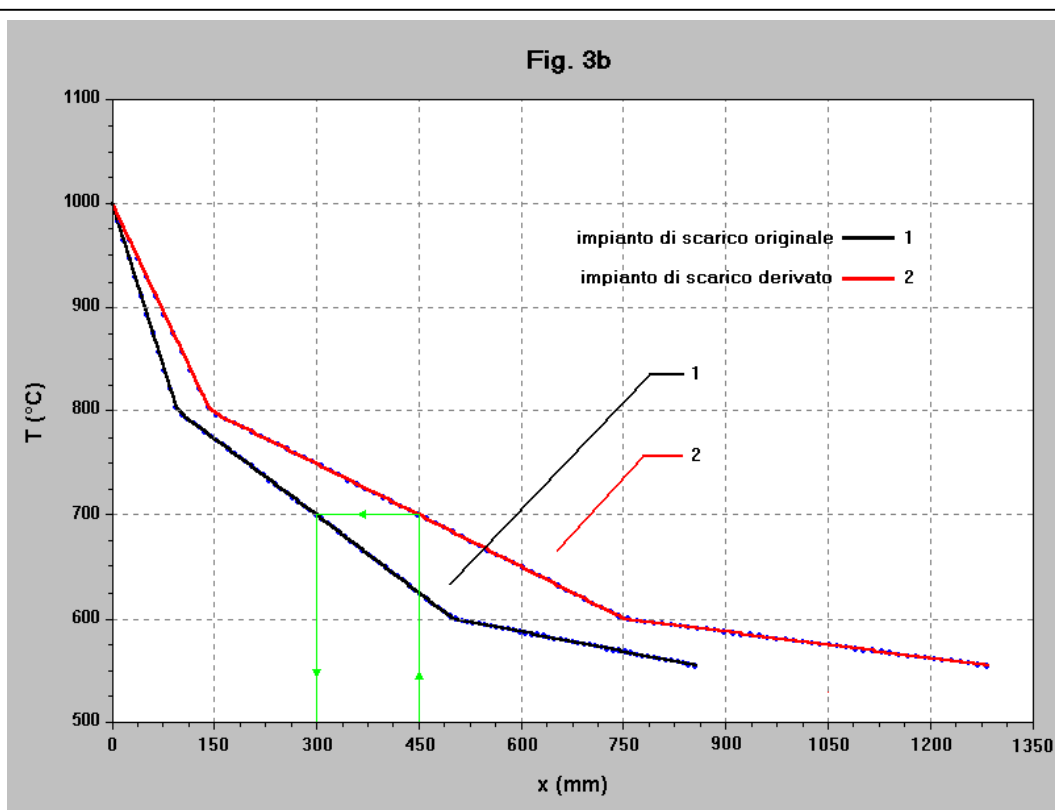


Fig. 3b - L'ipotesi 2 descritta nel testo richiede che a regimi omologhi la distribuzione delle temperature lungo i due impianti di scarico abbia un fattore di similitudine $c = 1$. In questa situazione un punto qualsiasi T'' sulla curva 2 ha la stessa temperatura del suo corrispondente T' sulla curva 1. Ad esempio, partendo dal punto a $x'' = 450$ mm per lo scarico 2, se ci interessa trovare la posizione del punto corrispondente sullo scarico 1 basta salire verticalmente da $x'' = 450$ mm fino alla curva rossa, muoversi orizzontalmente fino alla curva nera e scendere verticalmente fino a trovare il punto x' , che in questo caso vale 300 mm. Le temperature $T'' = T'$ per i punti considerati valgono 700 °C. Le temperature rappresentate sono quelle dentro lo scarico ad espansione, spillo terminale escluso.

Fig. 3c

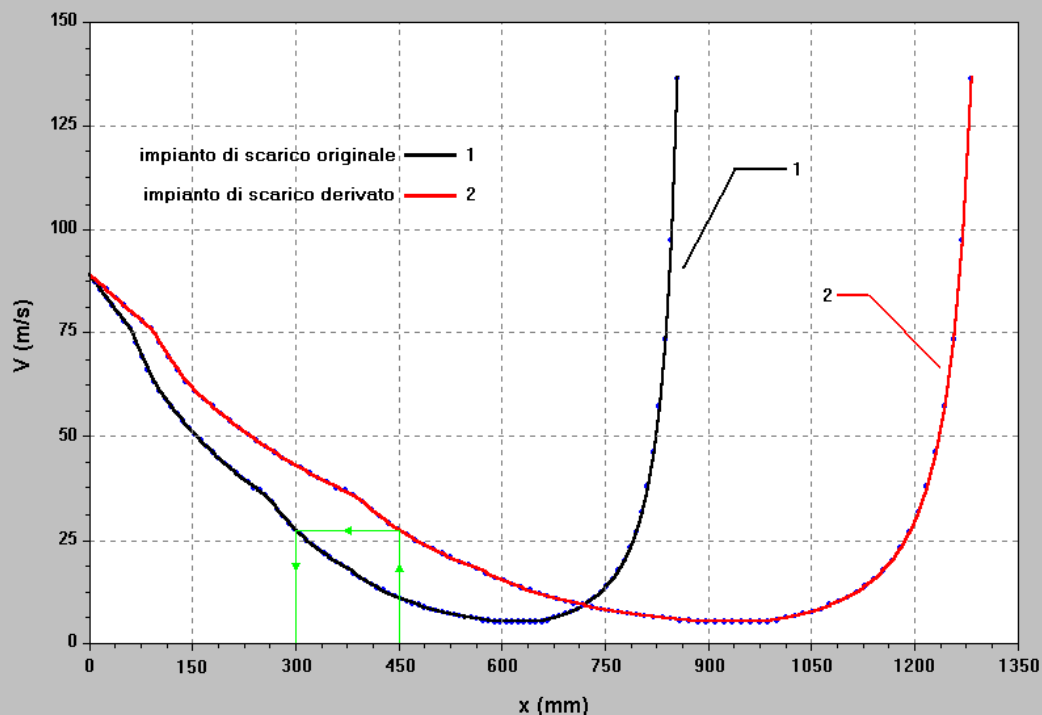


Fig. 3c - Condizione di similitudine quando $c = 1$ per i campi di velocità lungo due impianti di scarico. Queste curve rappresentano le velocità medie nel tempo e non le istantanee per una pura questione di opportunità: diversamente, sarebbe stato necessario specificare anche a quale istante il diagramma è riferito, e ciò non avrebbe aggiunto niente al significato del discorso. Come per la fig. 3b, per trovare da un punto sulla curva 2 l'omologo sulla curva 1, basta muoversi orizzontalmente dal punto sulla curva rossa fino a quello sulla curva nera. La posizione del punto sulla curva 1 si ottiene scendendo verticalmente fino all'asse delle x . Le velocità qui rappresentate sono quelle dentro lo scarico ad espansione, spillo terminale escluso.

Fig. 3d

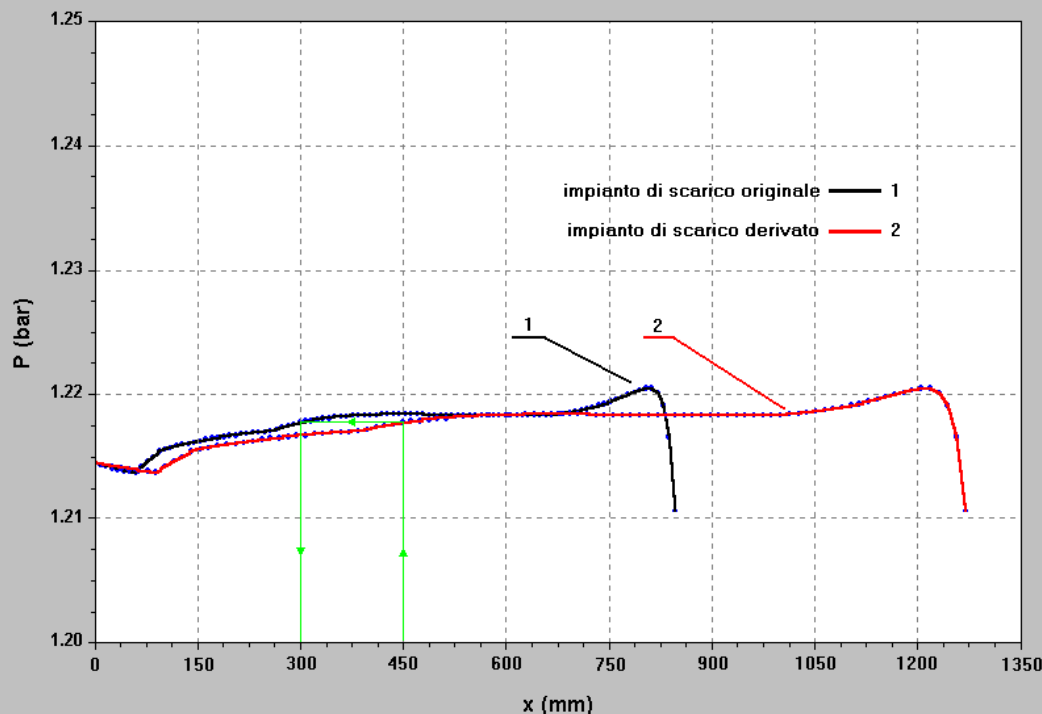


Fig. 3d - Rappresentazione dell'ipotesi 4 descritta nel testo. Il fattore di similitudine è ancora $c = 1$ per i campi di pressione lungo due impianti di scarico. Come per la fig. 3c, anche qui si rappresentano i campi di pressione media lungo i condotti, piuttosto che le pressioni istantanee. Ancora una volta, la posizione di due punti omologhi si trova unendo la curva nera con la rossa mediante una retta orizzontale. Le pressioni qui rappresentate sono quelle dentro lo scarico ad espansione, spillo terminale escluso.

Le curve in nero di figg. 3c e 3d sono per il modello di espansione di fig. 4 nel caso di temperatura variabile secondo la curva (nera) di fig.3b, mentre quelle in rosso sono le curve corrispondenti per uno scarico derivato con regime di potenza massima di 1/3 inferiore. I valori numerici di questi diagrammi rispecchiano situazioni verosimili (praticamente reali). Anche se ciò esula dal discorso sulla similitudine, è interessante notare come nel controcono le velocità aumentino rapidamente e come tutto sommato la pressione media lungo le espansioni, ai fini pratici, non sia molto differente da punto a punto.

Ciò è utile per poter sperare di avere al nuovo regime la stessa coppia del vecchio, ripetendone le stesse vicissitudini fluidodinamiche (fig. 3a).

2. la temperatura tra i due impianti di scarico dovrà essere la stessa in punti omologhi. Cioè ad esempio deve essere uguale nel punto iniziale di entrambi, dovrà essere la stessa in punti situati ad 1/4 della lunghezza totale di entrambi etc e chiaramente deve essere uguale anche nei due spilli. Ciò è lecito perché le temperature di combustione dovrebbero essere le stesse per avere lo stesso rendimento del motore e poi perché molto spesso gli impianti sono coibentati, cioè fasciati in modo da limitare gli scambi di calore con l'esterno (fig. 3b). Dunque la costante di proporzionalità tra le temperature vale 1.
3. la velocità del gas in ogni sezione è la medesima in punti corrispondenti nelle due scarichi (fig. 3c). La costante c , anche in questo caso, vale 1.
4. la pressione del gas in ogni sezione è la medesima in punti corrispondenti nelle due scarichi (fig. 3d). Cioè c è uguale a 1.

Da tutto ciò scaturisce che tutte le caratteristiche inerziali delle masse all'interno dell'espansione sono le stesse nei due casi, a regimi omologhi. Considerare la costante $c = 1$ nelle grandezze fluidodinamiche precedenti non "blocca" affatto le possibilità della similitudine, ma ci sono ancora dei gradi di libertà.

Ecco le relazioni di similitudine da impiegare:

$$\frac{A''}{N'' \cdot V_c''} = \frac{A'}{N' \cdot V_c'} \quad (\text{per ogni punto dello scarico}) \quad (2)$$

$$N'' \cdot L'' = N' \cdot L' \quad (\text{per ogni elemento di scarico}) \quad (3)$$

$$\frac{N'' \cdot D''}{f''} = \frac{N' \cdot D'}{f'} \quad (\text{per ogni punto dello scarico}) \quad (4)$$

in cui

$N \equiv$ numero di giri di potenza massima

$V_c \equiv$ cilindrata unitaria del motore

$A \equiv$ area del condotto in un punto generico

$L \equiv$ lunghezza di ogni elemento di scarico (coni, parte cilindrica centrale etc)

$D \equiv$ diametro del condotto in un punto generico

$f \equiv$ fattore d'attrito nel condotto in un punto generico

Nella tabella 1 sono riportate in mm le misure di una scarico ad espansione realmente esistente che faceva parte di una elaborazione per motore di Cagiva Mito 125 (Mototecnica del dicembre 1995) (fig. 4 e fig. 5a). Sperimentalmente si era ottenuta la potenza massima a 12000 giri/min .

Il calcolo teorico del regime di potenza massima di questa scarico aveva confermato i 12000 giri/min anzidetti, con temperatura dei gas costante lungo l'impianto, cui corrispondeva una velocità del suono di 520 m/s (Mototecnica del giugno 1996).

L'ultima riga (elemento n° 8) sono le dimensioni dello spillo, che è il tubo cilindrico terminale.

Nella quinta colonna sono stati riportati gli semiangoli di apertura dei coni (fig. 5a), che si ricavano dalla lunghezza di ogni singolo elemento e dal suo diametro d'ingresso e d'uscita con la formula

$$\text{angolo} = \text{arc cot angente} \left(\frac{D_U - D_E}{2 \cdot L} \right)$$

in cui la funzione arcotangente si trova su una qualsiasi calcolatrice scientifica tascabile.



Fig. 4 – Scarico ad espansione relativo alla elaborazione del motore di Cagiva Mito 125 pubblicata nel numero 12 del 1995 di Mototecnica.

4. ESEMPIO 1: ADATTAMENTO AD UN REGIME DI POTENZA MASSIMA DIFFERENTE

Vediamo come deve cambiare la forma della scarico se volessimo la potenza massima a 13000 giri/min .

Dunque poniamo:

$$N' = 12000 \text{ giri/min} \quad (\text{regime del modello, un apice})$$

$$N'' = 13000 \text{ giri/min} \quad (\text{regime della nuova scarico, doppio apice})$$

cioè il fattore di proporzionalità tra i regimi vale $c = N''/N'$

Partiamo dalla relazione (2), che esprime l'uguaglianza del coefficiente di riempimento del cilindro nei due casi. Poiché il motore è lo stesso $V_c'' = V_c'$, la (2) diventa

$$\frac{A''}{A'} = \frac{N''}{N'}$$

Questa relazione vale in punti qualsiasi, ma omologhi, tra i due impianti. Risulta dunque necessario modificare tutte le aree del nuovo impianto, a partire da quella della luce di scarico, variandole di un rapporto costante dato da N''/N' .

Poiché l'area generica di una sezione circolare è data da $A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$, la (2) espressa con i diametri diventa

$$D'' = \sqrt{\frac{N''}{N'}} \cdot D' = \sqrt{\frac{13000}{12000}} \cdot D' = 1.0408 \cdot D'$$

e dunque tutti i diametri della tabella 1 vanno aumentati usando questa relazione. Cioè ad esempio

$$D_E'' = 1.0408 \cdot D_E' = 36.43 \text{ mm} \quad (\text{diametro iniziale elemento n°1})$$

$$D_U'' = 1.0408 \cdot D_U' = 37.47 \text{ mm} \quad (\text{diametro finale elemento n°1})$$

$$D_E'' = 1.0408 \cdot D_E' = 37.47 \text{ mm} \quad (\text{diametro iniziale elemento n°2})$$

$$D_U'' = 1.0408 \cdot D_U' = 51.00 \text{ mm} \quad (\text{diametro finale elemento n°2})$$

e così per gli altri, fino allo spillo incluso.

Dalla relazione (3) si ha che le lunghezze dei singoli elementi sono date da

$$L'' = \frac{N'}{N''} \cdot L'$$

Dunque per l'elemento n°1 si ha

$$L_1'' = \frac{N'}{N''} \cdot L_1' = \frac{12000}{13000} \cdot 60 = 55.38 \text{ mm} \cong 55.4 \text{ mm}$$

da cui

$$\text{angolo}_1 = \arctan\left(\frac{37.47 - 36.43}{2 \cdot 55.4}\right) = 0.54^\circ$$

Per l'elemento n°2 si ha

$$L_2'' = \frac{N'}{N''} \cdot L_2' = \frac{12000}{13000} \cdot 200 = 184.62 \text{ mm} \cong 184.6 \text{ mm}$$

da cui

$$\text{angolo}_2 = \arctan\left(\frac{51.00 - 37.47}{2 \cdot 184.6}\right) = 2.10^\circ$$

Ripetendo il ragionamento fino all'elemento 8 incluso. In (fig. 5b) è riportata una tabella riassuntiva delle nuove misure e una comparazione grafica con lo scarico originale. Come si vede dalla fig.5b, nessuno potrebbe affermare che queste due scarichi danno le stesse prestazioni in termini di riempimento. La morale che si trae è che se ci si basa soltanto sui semiangoli di apertura per valutare il comportamento qualitativo di una scarico ad espansione facilmente si può cadere in errore, perché dall'esempio proposto, si dovrebbe concludere che l'erogazione della coppia del motore sarebbe più "cattiva" nella nuova scarico piuttosto che nella vecchia. Un'osservazione sulla forma ottenuta: il volume di ogni elemento del modello e della scarico derivata sono gli stessi.

Trovata la forma, il discorso sull'espansione non è ancora terminato, però. C'è ancora il parametro dato dalla (4), che tiene conto degli attriti. Cambiando il regime di rotazione, anche il fattore d'attrito f deve subire delle modifiche per mantenere la similitudine acustica.

$$f'' = \frac{N'' \cdot D''}{N' \cdot D'} \cdot f'$$

Il fattore d'attrito è un parametro un po' critico perché non è così facilmente controllabile a tavolino ma è sempre dedotto a posteriori. E' una sorta di parametro di "taratura" dei codici numerici, anche evoluti, usati in fluidodinamica. Ciò perché sono molti i fattori da cui dipende, tra cui il tipo di moto. Esso risulta variabile da punto a punto del condotto, però dipende anche da una grandezza che è sostanzialmente costante in tutta la scarico, se realizzata a partire dalla stessa lamiera. Questa grandezza è la scabrezza della parete, cioè la rugosità (media) superficiale, che indichiamo con ε .

Purtroppo le formule disponibili in nella letteratura tecnica non ci aiutano molto, perché sono tutte riferite a situazioni in cui una corrente fluida isoterma si muove in un solo verso in condotti a sezione costante, mentre invece nella scarichi il moto è oscillatorio (altrimenti che razza di onde avremmo !) e i condotti non sono affatto a diametro e temperatura costanti.

Per queste situazioni purtroppo non esiste una regola generale. Sono proprio i problemi di questo tipo che costituiscono il bagaglio di conoscenze ed esperienze delle Case motoristiche, e che sono dunque della massima segretezza. In prima approssimazione si può mettere

$$\frac{\varepsilon''}{\varepsilon'} = \frac{f''}{f'}$$

da cui si ha

$$\varepsilon'' = \frac{f''}{f'} \cdot \varepsilon' = \frac{N'' \cdot D''}{N' \cdot D'} \cdot \varepsilon'$$

Tenuto conto di quanto detto prima sui diametri, si ha

BOX 2

APPLICAZIONE DELLA TEORIA DELLA SIMILITUDINE

Fig. 5a

Elem. N°	L	D _c	D _u	angolo
1	60	35	36	0.48°
2	200	36	49	1.86°
3	120	49	67	4.29°
4	120	67	95	6.65°
5	90	95	118	7.28°
6	65	118	118	0°
7	200	118	23	-13.36°
8	250	23	23	0°

$$\text{angolo} = \arccot \operatorname{angente} \left(\frac{D_u - D_c}{2 \cdot L} \right)$$

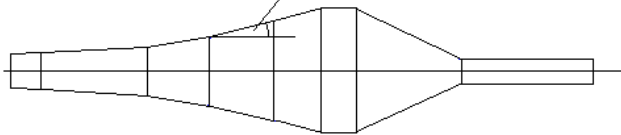


Fig. 5a – Questo è l'impianto di scarico originale descritto nel numero di Mototecnica del dicembre 1995. In questa rappresentazione le misure dei diametri sono state ingrandite rispetto alle lunghezze, ma la proporzione tra i diametri è rimasta invariata.

Fig. 5b

Elem. N°	L	D _c	D _u	angolo
1	55.4	36.43	37.47	0.54°
2	184.6	37.47	51.00	2.10°
3	110.8	51.00	69.74	4.84°
4	110.8	69.74	98.88	7.49°
5	83.1	98.88	122.82	8.20°
6	60	122.82	122.82	0°
7	184.6	122.82	23.94	-14.99°
8	230.8	23.94	23.94	0°

Elem. N°	L	D _c	D _u	angolo
1	60	35	36	0.48°
2	200	36	49	1.86°
3	120	49	67	4.29°
4	120	67	95	6.65°
5	90	95	118	7.28°
6	65	118	118	0°
7	200	118	23	-13.36°
8	250	23	23	0°

$$\epsilon'' = 0.28 \text{ mm}$$

$$\epsilon' = 0.25 \text{ mm}$$

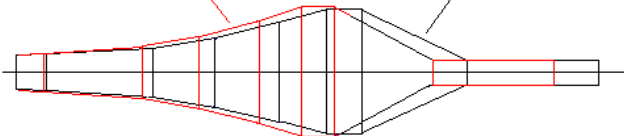


Fig. 5b – Questi sono i risultati numerici e grafici ottenuti applicando la similitudine tra i condotti, secondo l'esempio 1. Come per la figura 5a, la proporzione tra i diametri rispecchia i valori reali e dunque la comparazione grafica tra lo scarico originale (linea nera) e quello derivato (in rosso) risulta particolarmente efficace. La variazione del regime di potenza massima, per un motore della stessa cilindrata, ha imposto modifiche sia alle lunghezze che ai diametri, secondo una legge che alla fine lascia inalterato il volume di ogni elemento di marmitta (collettore, cono, parte centrale, controcono etc). In figura viene anche riportato il valore di rugosità media della lamiera dello scarico derivato nell'ipotesi che quella dell'originale sia di 0.25 mm.

Fig. 5c

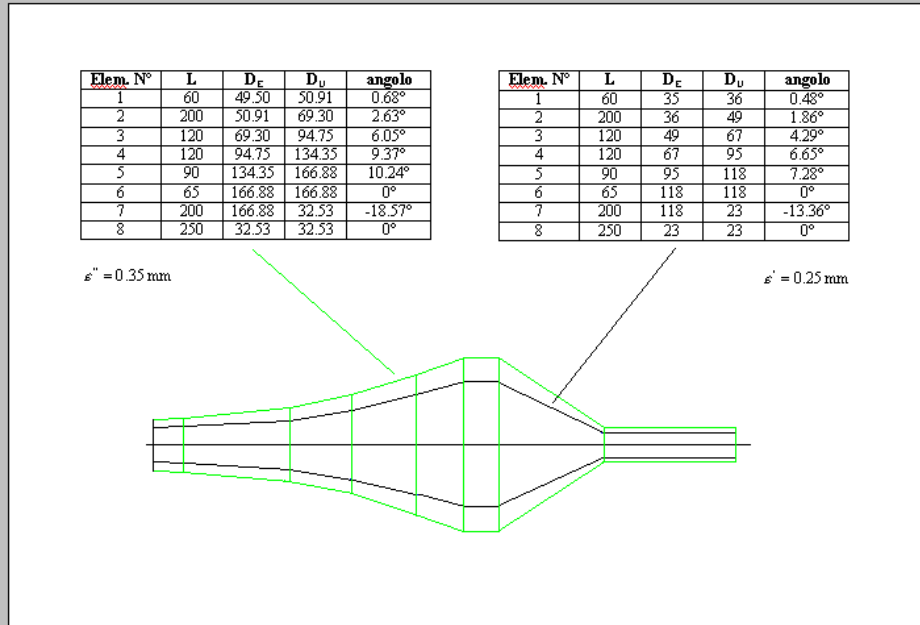


Fig. 5c – Risultati numerici e grafici per l'esempio 2. Il discorso tra le proporzioni dei diametri è il medesimo che per le figg. precedenti di questo box. La variazione della sola cilindrata, a pari regime, comporta solamente un cambiamento dei diametri dell'espansione, non delle lunghezze, in modo che il volume di ogni elemento del nuovo scarico risulti di valore doppio rispetto al corrispondente dello scarico di partenza. Ancora una volta, l'esame della colonna degli angoli dei coni delle espansioni non lascerebbe affatto immaginare che questi due scarichi possono produrre gli stessi effetti sui rispettivi motori.

Fig. 5d

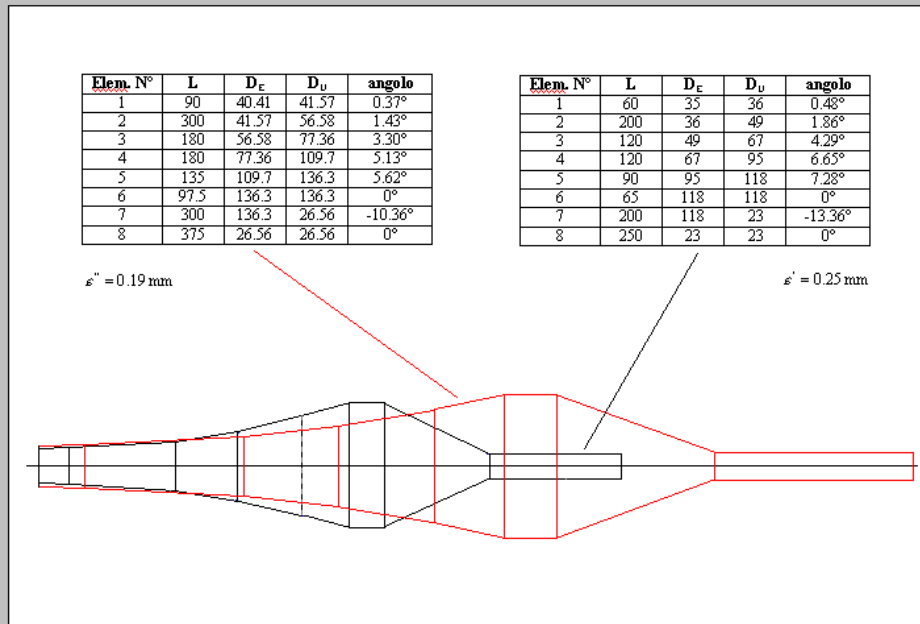


Fig. 5d – L'esempio 3 infine mostra cosa può succedere alla forma dell'espansione cambiando sia la cilindrata del motore cui lo scarico è destinato sia il suo regime di potenza massima. Ogni commento ulteriore qui è davvero superfluo...

$$\varepsilon'' = \frac{N'' \cdot D''}{N' \cdot D'} \cdot \varepsilon' = \sqrt{\left(\frac{N''}{N'}\right)^3} \cdot \varepsilon' = \sqrt{\left(\frac{13000}{12000}\right)^3} \cdot \varepsilon' = 1.128 \cdot \varepsilon'$$

Se dunque fosse $\varepsilon' = 0.25$ mm per la lamiera della scarico originale, otterremmo
 $\varepsilon'' = 1.128 \cdot 0.25$ mm = 0.28 mm (fig. 5b)

5. ESEMPIO 2: ADATTAMENTO AD UNA CILINDRATA DIFFERENTE

In questo secondo esempio ricaviamo la forma della scarico nel caso la si volesse tentare di impiegare allo stesso regime di potenza massime di 12000 giri/min, ma per un motore di cilindrata unitaria differente.

Supponiamo che il nuovo motore abbia cilindrata $V_C'' = 250$ cm³ contro $V_C' = 125$ cm³ dell'originale, mentre $N'' = N'$.

Dopo facili calcoli, (2) diventa

$$A'' = \frac{V_C''}{V_C'} \cdot A'$$

cioè

$$D'' = \sqrt{\frac{V_C''}{V_C'}} \cdot D' = \sqrt{\frac{250}{125}} \cdot D' = 1.414 \cdot D'$$

Dunque tutti i diametri della scarico (spillo incluso) andranno aumentati del 41%.

Per quanto riguarda le lunghezze, dalla (3) si vede subito che essendo per ipotesi $N'' = N'$, allora anche le lunghezze dei singoli elementi devono essere le stesse del modello originale. Cioè

$$L'' = L'$$

La variazione dei diametri determina una modifica degli angoli dei coni. Per l'elemento n°1 si ha

$$L_1'' = L_1' = 60$$
 mm

da cui

$$\text{angolo}_1 = \arctan\left(\frac{50.91 - 49.50}{2 \cdot 60}\right) = 0.68^\circ$$

Per l'elemento n°2 si ha

$$L_2'' = L_2' = 200$$
 mm

da cui

$$\text{angolo}_2 = \arctan\left(\frac{69.30 - 50.91}{2 \cdot 200}\right) = 2.63^\circ$$

e così via.

I risultati e la comparazione con lo scarico originale sono riportati in (fig. 5c).

Per quanto riguarda la similitudine delle condizioni di attrito, la rugosità media si calcola come

$$\varepsilon'' = \frac{f''}{f'} \cdot \varepsilon' = \frac{N'' \cdot D''}{N' \cdot D'} \cdot \varepsilon' = \frac{D''}{D'} \cdot \varepsilon' = \sqrt{\frac{V_C''}{V_C'}} \cdot \varepsilon' = 1.414 \cdot \varepsilon'$$

Allora si ha

$$\varepsilon'' = \frac{D''}{D'} \cdot \varepsilon' = \sqrt{\frac{V_C''}{V_C'}} \cdot \varepsilon' = 1.414 \cdot \varepsilon'$$

Se dunque avessimo $\varepsilon' = 0.25$ mm per la lamiera della scarico originale, la nuova rugosità della lamiera sarebbe

$$\varepsilon'' = 1.414 \cdot 0.25$$
 mm = 0.35 mm

LA FORMA DELLA SCARICO AD ESPANSIONE ATTRAVERSO LE LEGGI DI SIMILITUDINE - Autore: Raffaele Devoto
Un'ultima nota. Come si può notare i diametri sono cresciuti tantissimo e anche gli angoli appaiono inusuali. La spiegazione è molto semplice: si tratta di una scarico per un 250 cc monocilindrico da 12000 giri/min, non ci sono errori! L'unica cosa, semmai, è che non è facile trovarne in giro...

Questo esempio però fornisce lo spunto per un'osservazione importante. La similitudine illustrata non presenta limiti ai risultati ottenibili, guardando le formule impiegate. In realtà, però, in presenza di angoli (meglio, semiangoli) molto elevati dei coni o dei controconi (dell'ordine dei 20° e oltre) le onde non possono più considerarsi come piane, e dunque la stessa teoria monodimensionale alla base di tutto il ragionamento presentato non vale più con lo stesso rigore.

6. ESEMPIO 3: ADATTAMENTO AD UNA CILINDRATA E REGIME DIFFERENTI

Il calcolo è analogo ai precedenti. Le relazioni da impiegare sono le stesse, cioè la (2), la (3) e la (4). Non si ritiene necessario svolgere per intero alcun un esempio numerico, ma si riportano solamente i risultati ottenuti con $V_c'' = 250 \text{ cm}^3$, $N'' = 8000 \text{ giri/min}$, nella (fig. 5d, disegno dell'espansione originale e quella derivata).

con $\varepsilon'' = 0.770 \cdot 0.25 \text{ mm} = 0.19 \text{ mm}$

7. CONCLUSIONI

Nel discorso sviluppato non si è fatto mai menzione dei dispositivi di silenziamento, che pure concorrono alle prestazioni del motore. La complessità delle forme e delle tipologie esistenti non consente in questa sede di portare degli esempi numerici di similitudine. In ogni caso, specialmente per i silenziatori a camere successive, cioè essenzialmente una successione di volumi posti in comunicazioni da condotti più o meno corti, valgono comunque le leggi di similitudine illustrate ed è dunque necessario rispettare le proporzioni sulle lunghezze e sui diametri che da queste leggi si ottengono. Anche l'attenuazione in decibel risulta in questo modo identica tra il modello ed il silenziatore derivato.

In un prossimo articolo verrà trattata la similitudine per casi più generali di quelli esaminati fin qui, rimuovendo qualcuna delle condizioni assunte nel paragrafo 3.

Come si vede la teoria della similitudine fornisce risposte rapide a quesiti davvero complicati. Purtroppo ha i suoi lati negativi: il timore è che qualcuno potrebbe essere indotto a fare il "furbo" e copiare il lavoro altrui. Anni fa si era sparsa la voce che le foto di motociclette da corsa private della carenatura, che comparivano sui giornali tecnici, scatenavano la curiosità di molti preparatori, e che dunque era opportuno evitare inquadrature di parti così "delicate" come le espansioni. Adesso finalmente ci si può rendere conto del perché.... Chi scrive, comunque, si dissocia fin d'ora da simili pratiche.