

RASSEGNA TECNICA

La "Rassegna tecnica", vuole essere una libera tribuna di idee e, se del caso, saranno graditi chiarimenti in contraddittorio; pertanto le opinioni ed i giudizi espressi negli articoli e nelle rubriche fisse non impegnano in alcun modo la Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino

Il "bombé" nelle continue da carta

(Determinazione nomografica del profilo meridiano di cilindri per presse e calandre di macchina secondo la deformata elastica del loro asse neutro)

Premesso il significato e lo scopo del « bombé » nelle presse e nelle calandre di macchina di una continua da carta, si riportano dati orientativi circa il dimensionamento delle stesse. Effettuata poi, nomograficamente, la determinazione delle linee elastiche e delle massime sollecitazioni a flessione in ipotesi di calcolo semplificate, se ne discute il grado di precisione, concludendo che i risultati ottenuti sono, (direttamente nel caso delle calandre di macchina, e modificati da coefficiente correttivo nel caso delle presse) adeguati alle esigenze funzionali delle macchine cui si riferiscono.

Premessa

In una continua da carta, vi sono due stadi durante i quali il nastro di carta viene sottoposto a pressioni di intensità gradualmente crescente: nelle presse che portano il foglio umido dal 13÷23% al 30÷42% di secco assoluto e, quando è ormai asciutto, nella calandra o liscia di macchina che ne uniformizza lo spessore e ne migliora il grado di finitura superficiale.

Le presse, generalmente in numero di tre, sono costituite da due cilindri cavi in ghisa, opportunamente rivestiti, con perni in acciaio. Il foglio di carta, trasportato da un feltro, (fig. 1), viene compresso fra i due cilindri sotto un carico per unità di larghezza, dovuto al peso proprio del cilindro superiore e ad un sovraccarico di questo mediante dispositivi meccanici o pneumatici.

Nella fig. 1, sono schematizzate una pressa piana normale A) ed una montante B), nella quale il giro del feltro è invertito in modo che il foglio di carta subisca un trattamento simmetrico sulle due faccie.

In questi tipi di presse, piane o montanti che siano, si verifica un grave inconveniente: sotto il feltro, anteriormente alla generatrice di contatto dei due cilindri, si raccoglie dell'acqua la cui rimozione è tanto più ostacolata quanto maggiore è la velocità della macchina ed il diametro del cilindro inferiore. Per quanto si cerchi di favorirne la caduta spostando il cilindro superiore verso il lato di arrivo della carta, non si riesce mai ad eliminarla completamente, con conseguenze dannose per il foglio di carta che si trova praticamente immerso in acqua poco prima di essere energicamente pressato e che, in queste condizioni, è più soggetto ad essere segnato dal feltro e ad essere menomato nella sua resistenza. Inoltre, il feltro si sporca di più ed ha una vita relativamente breve per le forti pressioni cui è ripetutamente sottoposto.

Gli inconvenienti accennati sono eliminati mediante l'adozione di presse aspiranti che, nelle macchine moderne, tendono a soppiantare la prima e,

spesso, la seconda pressa piana. Tali presse hanno un cilindro superiore analogo a quello delle presse normali, sebbene di costruzione molto più leggera, mentre il cilindro inferiore ha un mantello di bronzo forato⁽¹⁾, rivestito in gomma dura, e perni cavi di acciaio inossidabile. L'acqua che si forma sotto il feltro viene rimossa per aspirazione, ed il carico sul foglio e sul feltro risulta notevolmente ridotto.

Ritorniamo sull'osservazione già fatta che, mentre in una pressa normale si è limitati, nella scelta del diametro esterno del cilindro inferiore, dalla necessità di favorire la caduta dell'acqua pressata dalla carta e dal feltro, in quanto diametro maggiore significa pendenza minore; nelle presse aspiranti, si è svincolati da questa limitazione per quanto riguarda il cilindro inferiore; capita invece di dovere alleggerire il peso del superiore onde non avere pressioni superflue energeticamente sulla carta, sul feltro e sul cilindro inferiore stesso⁽²⁾.

⁽¹⁾ In Italia, si è fatto, con risultati molto soddisfacenti, l'esperimento di sostituire il mantello in bronzo centrifugato usuale, con un mantello più sottile, in acciaio inossidabile. Ciò presenta i seguenti vantaggi: rende, a parità di diametro, più rigido il cilindro inferiore; semplifica le operazioni di rivestimento; ed è meno facile, per lo spessore ridotto del mantello, che i fori di questo si ostruiscano, ovviandosi così, in buona parte, ad uno degli inconvenienti riscontrati nell'esercizio delle presse aspiranti in relazione ad alcuni tipi di carta.

⁽²⁾ Allo scopo di ottenere un miglioramento, anche leggero, nel per cento di secco dopo le presse, si tende ad appesantire sempre più il cilindro superiore di una pressa aspirante; ciò è conveniente per il sensibile risparmio di vapore cui porta. È bene, comunque, mettere in bilancio i seguenti fattori: a) necessità di irrigidire di più il cilindro inferiore affinché la sua flessione sia mantenuta entro i limiti posti dall'attuale sistema di tenute della cassa di aspirazione interna (una flessione eccessiva porterebbe a mancanza di aspirazione sui lati); b) maggiore usura del feltro e del rivestimento. Osserviamo pure che, in tal caso, conviene ripartire il bombe sui due cilindri: un bombe eccessivo dato solo all'inferiore porterebbe ad una rapida usura del rivestimento in gomma nel centro e, comunque, ad una maggiore velocità della parte centrale del foglio di carta, rispetto ai lati.

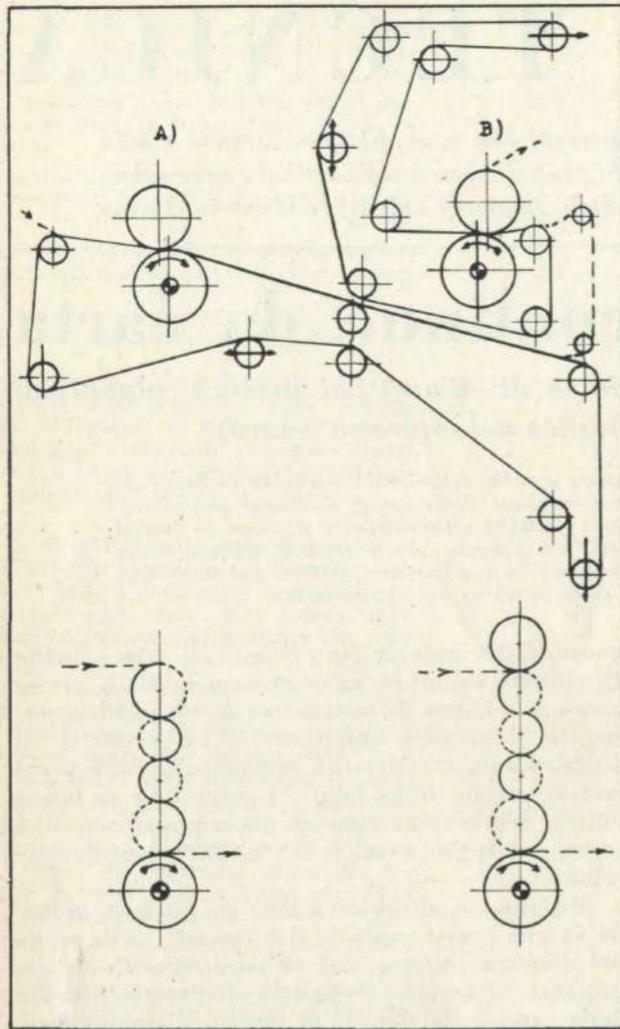


Fig. 1 e 2

In altre parole: non è consigliabile, dal punto di vista funzionale delle presse, eccedere nella rigidità del cilindro inferiore in una pressa normale, e del cilindro superiore in una pressa aspirante. A motivo di ciò, il cilindro inferiore di una pressa solita, si infletterà sotto il carico uniformemente distribuito del peso proprio, del peso del cilindro superiore (alla cui rigidità non si pone limite, se non di buon senso) e del sovraccarico (regolabile entro il campo delle pressioni di lavoro), dato ai perni di quest'ultimo cilindro⁽³⁾. Il cilindro superiore di una pressa aspirante, invece, caricato sui perni, si inflette verso l'alto, per la reazione uniformemente

⁽³⁾ È, per altro, opinione dell'A. che si esageri, di solito, nella rigidità dei cilindri superiori delle presse normali: sarebbe conveniente aumentare il sovraccarico regolabile e ridurre, corrispondentemente, il peso proprio di detti cilindri permettendo che s'inflettano (entro i limiti di sicurezza che la salvaguardia del rivestimento in litonite consente) e tenendo conto di ciò con un bombé adeguato.

Questo potrebbe essere un primo (anche se piccolo) passo verso la soluzione del delicato problema di ridurre il peso unitario delle continue, oscillante oggi (per macchine con velocità intorno ai 300 m/min) dalle 10 alle 20 tonnellate di materiali metallici per tonnellata di carta prodotta nelle 24 ore, dalle medie alle massime larghezze.

distribuita del cilindro inferiore, diminuita del peso proprio del superiore.

Se non si potesse rimedio, il foglio di carta risulterebbe, in ambo i casi, più pressato sui bordi che nel centro.

Perché ciò non si verifici, è necessario sagomare la superficie esterna del cilindro che cede, secondo la configurazione assunta, sotto carico, dal suo asse geometrico, con la convessità verso l'esterno.

Sagomare così un cilindro equivale, in termine tecnico specifico, a dargli un « bombé » (ingl.: *crow*; ted.: *Bombierung*).

Il bombé, è usualmente indicato come la miglioramento in millimetri, che deve subire il diametro nominale esterno del cilindro in mezzaria, rispetto alle estremità; esso è, quantitativamente, uguale al doppio della freccia d'inflessione massima sotto carico, diminuita del doppio della freccia alle estremità.

Analogo, per quanto riguarda la necessità del bombé, è il problema nelle calandre di macchina.

Queste (generalmente una per continua), sono costituite da un certo numero di cilindri in ghisa (da tre a dieci) pieni e interamente fusi in conchiglia, oppure cavi a parete molto spessa e con perni in acciaio. La fusione in conchiglia conferisce loro la necessaria durezza superficiale (600-650 Brinell).

Il foglio di carta, senza feltro e ben steso in modo che non formi pieghe, viene introdotto in calandra dove è assoggettato ad una doppia azione di pressione e di attrito gradualmente crescente, uscendone con le ineguaglianze superficiali appianate. In fig. 2, sono schematizzate due liscie a sei e sette cilindri rispettivamente. Il bombé viene dato al cilindro inferiore ed al superiore, quando questo è caricato; in macchine molto larghe, con larghezze di tavola superiori ai quattro metri, è usuale dare un bombe di 0,05÷0,075 millimetri anche al secondo cilindro (immediatamente sopra all'inferiore), essendo ciò, con tutta probabilità, dovuto al fatto che, per il peso proprio, della tela, e della pasta in arrivo sulla tavola piana, gli sgocciolatori s'inflettono, con la conseguenza ovvia che lo spessore del foglio risulta alquanto maggiorato nella parte centrale.

Dimensionamento di massima

La larghezza di una continua è proporzionata in base al formato finale che il tipo (o i tipi) di carta che essa produce, richiede. Il formato è un sottomultiplo della larghezza utile, L_u , che, a sua volta, è uguale alla larghezza di lavoro in calandra di macchina, diminuita di 50 millimetri. Se con L_c indichiamo la tavola dei cilindri della calandra, si ha usualmente

$$L_c = L_u + 200 \text{ (mm)} \quad (1)$$

Nelle presse, invece, la larghezza di lavoro è, in genere, maggiore, dovendosi tenere conto del ritiro trasversale che il nastro di carta subisce essiccandosi. Tale ritiro r , in per cento della larghezza del foglio all'arrivo alle presse, varia dall'1% circa,

per cellulosa e cartoni spessi, fino al massimo del 17% per carte impermeabili ai grassi, tipo pergamin. Per la larghezza di tavola L_p delle presse, si ha generalmente:

$$L_p = \frac{L_u + 50}{1 - 0,01r} + 150 \text{ (mm)} \quad (2)$$

Se con L denotiamo l'interasse dei supporti delle presse (fig. 6a), che usualmente, per ragioni di statica oltre che estetiche, è l'interasse della continua, e con a la lunghezza dei perni, abbiamo,

$$a \approx \frac{L}{15} \quad (3)$$

relazione sufficientemente osservata, nella pratica costruttiva, per macchine di media larghezza.

Dalle (2) e (3) segue:

$$L_u \approx \left(\frac{13}{15} L - 150 \right) (1 - 0,01r) - 50 \text{ (mm)} \quad (4)$$

Osserviamo che sarebbe opportuno derogare dalla regola di un interasse costante in tutta la continua, quando si vogliono calandrare anche in macchina carte (tipo pergamin) a forte ritiro trasversale; in tale caso, conviene assumere per la calandra (e l'arrotolettore di macchina) un interasse L' , dato da:

$$L' \approx \frac{15}{13} (L_u + 200) \text{ (mm)} \quad (5)$$

e ricavato dalla (4) per $r=0$ (Per carta pergamin della massima larghezza utile $L_u=4000$ mm., e per un ritiro medio $r=15,5\%$, si avrebbe: $L=5700$ mm. ed $L'=4850$ mm.).

I cilindri delle presse sono rivestiti: in « litonite » o « stonite » (composizione di ebanite e quarzite) il superiore, ed in gomma, di durezza crescente dalla prima all'ultima pressa, l'inferiore. Lo spessore dei rivestimenti si aggira intorno ai 25 mm., arrivando fino a 40 mm. in macchine veloci, onde permettere successive rettifiche dei cilindri, data la maggiore usura. Nella tab. 1, sono riportati i ca-

TAB. 1 - CARICHI E DUREZZA GOMMA NELLE PRESSE

Tipo di carta	Pergamin e affini (Kg/cm)	Giomale illustrato (Kg/cm)	Giomale comune (Kg/cm)	Durezza gomma °P-J
I Pressa	15	16,5	20	70—75
II Pressa	18	21,5	25	60—65
III Pressa	19	22	30—35	50—55

richi specifici sui cilindri inferiori di presse normali (per presse aspiranti essi devono, grosso modo, essere dimezzati) e le durezze dei divestimenti in gomma, che sono espresse in gradi Pusey-Jones (profondità, in 0,01 mm., dell'impronta fatta da una sfera da 1/8", in acciaio temprato, sotto il carico di un Kg. per un minuto primo).

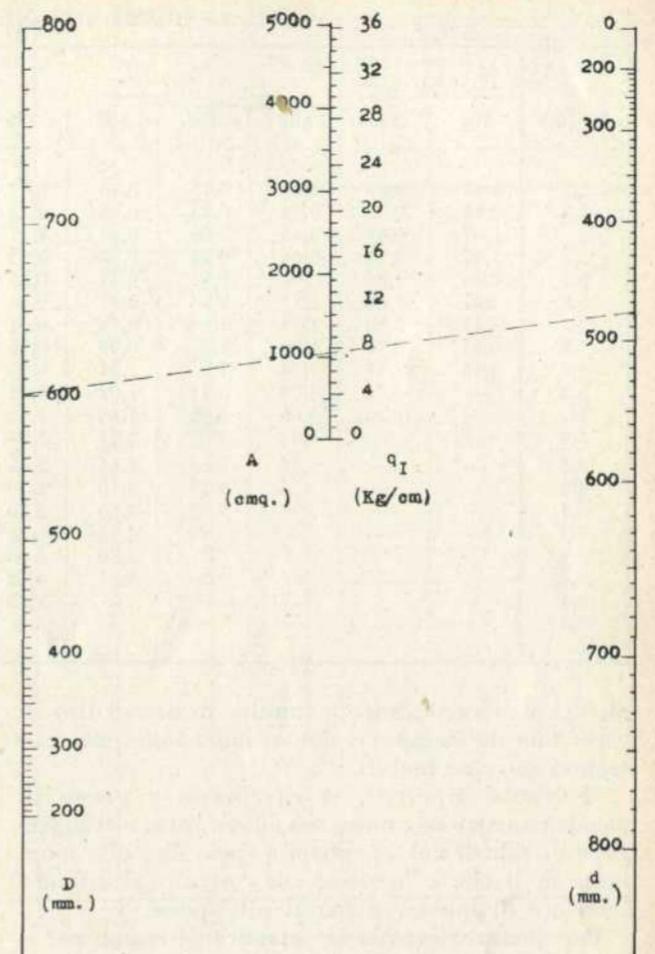


Fig. 3

Nella tab. 2, sono indicati i diametri esterni (fig. 6a) che in linea di massima, si adottano per i

TAB. 2 - DIAMETRI ESTERNI DEI CILINDRI INFERIORI PRESSE

L_u (mm)	1800—2000	3000	4000	5500
D_e (mm)	400—500	~ 600	650—750	750—800

cilindri inferiori delle presse normali, in funzione di alcune larghezze utili.

I diametri esterni dei cilindri superiori, sono, usualmente in Europa, più piccoli di 50-100 mm.; il contrario avviene in America, in considerazione del fatto che maggiore è il diametro del superiore maggiore ne è la rigidità e più facile risulta staccare il foglio di carta che vi aderisce.

Nella tab. 3, si sono riportati, a titolo orientativo, i bombé usuali dei cilindri inferiori delle prime due presse in funzione dei diametri esterni e delle larghezze L_p dei cilindri. Tali dati servono pure per la così detta pressa « offset » disposta subito prima della seccheria o, in qualche caso, a metà di questa. La offset, ha i due cilindri rivestiti in gomma l'uno ed in litonite, rame o bronzo l'altro, si impiega per togliere i segni del feltro e della tela

TAB. 3 - BOMBÉ DEI CILINDRI INFERIORI PRESSE

L _p (m)	D _c (mm)												
	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900
1,5	0,43	0,28	0,20	0,15	0,10	0,07	0,07	0,05	0,02	0,02			
1,8	0,68	0,43	0,34	0,23	0,15	0,12	0,10	0,07	0,05	0,06	0,02	0,02	
2	1,07	0,66	0,45	0,33	0,23	0,17	0,15	0,10	0,07	0,07	0,05	0,05	0,02
2,3	1,47	0,94	0,66	0,45	0,33	0,25	0,20	0,15	0,12	0,10	0,07	0,07	0,05
2,5	2,06	1,30	0,91	0,63	0,45	0,35	0,28	0,23	0,13	0,15	0,12	0,10	0,07
2,8	2,67	1,68	1,17	0,94	0,61	0,48	0,38	0,23	0,23	0,15	0,15	0,12	0,10
3	3,48	2,18	1,53	1,09	0,78	0,61	0,48	0,38	0,30	0,25	0,20	0,15	0,12
3,3	4,45	2,79	1,96	1,37	0,99	0,76	0,61	0,48	0,38	0,30	0,25	0,20	0,17
3,5	5,46	3,48	2,44	1,7	1,24	0,94	0,76	0,63	0,48	0,38	0,30	0,25	0,20
3,8	—	4,26	3,00	2,11	1,52	1,17	0,94	0,78	0,58	0,48	0,40	0,33	0,28
4	—	5,23	3,66	2,56	1,85	1,42	1,14	0,94	0,71	0,58	0,48	0,40	0,35
4,3	—	—	4,37	3,07	2,21	1,70	1,37	1,12	0,84	0,69	0,56	0,45	0,40
4,6	—	—	5,14	3,63	2,64	2,01	1,60	1,30	1,02	0,81	0,66	0,56	0,48
4,8	—	—	—	4,29	3,10	2,39	1,90	1,52	1,19	0,96	0,78	0,66	0,56
5,1	—	—	—	5,00	3,60	2,80	2,21	1,78	1,40	1,12	0,91	0,76	0,63
5,3	—	—	—	5,80	4,18	3,22	2,54	2,03	1,62	1,29	1,07	0,89	0,73
5,6	—	—	—	—	4,80	3,68	2,90	2,36	1,85	1,50	1,22	1,01	0,83
5,8	—	—	—	—	5,51	4,22	3,25	2,72	2,11	1,73	1,40	1,17	0,96
6,1	—	—	—	—	—	2,82	3,71	3,10	2,44	1,95	1,73	1,32	1,06
6,3	—	—	—	—	—	5,46	4,18	3,50	2,74	2,21	1,95	1,50	1,24

al foglio di carta, ancora umido, in alcuni tipi di carta fine da stampa; i due cilindri sono, generalmente, intercambiabili.

I bombé riportati, si riferiscono a presse di usuale costruzione americana ed europea, e si suggerisce di ridurli del 5% quando siano dati alla montante o, il che è lo stesso, di costruire il cilindro inferiore di questa, a pareti più spesse.

Per quanto riguarda le calandre di macchina, si sono riportati nella tab. 4, dati relativi al dimensionamento dei cilindri, al loro numero, al carico massimo sul cilindro inferiore ed ai bombé dati, in funzione della tavola L_c. I cilindri si sono numerati a partire dall'inferiore. I trattini stanno ad indicare assenza di dati. Le ultime calandre appartengono a continue per carta da giornale americane, aventi velocità dai 400 ai 550 m/min.

Determinazione nomografica della linea elastica

Effettueremo la determinazione della saetta massima d'inflexione e di un numero di punti sufficiente ad individuare la linea elastica, mediante nomogrammi. Ciò importa gli inconvenienti propri dei metodi di calcolo grafici ma, in compenso, offre due sostanziali vantaggi:

a) permettendo, in sede di progettazione, il controllo rapido dei parametri in gioco e l'adozione immediata della soluzione più conveniente;

b) mettendo facilmente, in sede di rettifica dei cilindri, il capo officina in grado di impartire all'operaio (specialmente se costui non ha moltissima esperienza) istruzioni precise circa il bombé da dare. Si eviteranno, così, le laboriose operazioni

TAB. 4 - CALANDRE DI MACCHINA

L _c (mm)	n. cil.	D (mm)				Carico max (Kg/cm)	Bombé (mm)		
		I	II	Int.	Sup.		I	II	Sup.
2200	5	380	300	220 x 2	330	—	—	—	
2600	7	560	400	300 x 4	400	—	0,25	0,025	
2600	9	560	400	300 x 6	400	—	0,30	0,025	
2600	10	510	350	250 x 7	400	—	0,23	0,025	
3300	8	610	350	280 x 5	400	—	0,28	0	
3300	10	610	400	300 x 6	400	—	0,33	0	
3350	6	600	270	270 x 3	510	37	—	—	
3350	8	600	510	270 x 5	510	58,5	—	—	
3400	5	600	500	330 x 2	500	—	—	—	
3900	10	710	400	300 x 7	300	55	0,46	—	
4100	7	710	460	330 x 4	460	—	0,45	0	
4100	9	710	460	330 x 6	460	—	0,48	0,03	
4200	8	760	460	360 x 5	360	84	1,32	0,18	
5800	7	810	510	400 x 4	400	69	1,10	0,09	
5800	8	810	500	400 x 4	400	70	1,08	0,05	
5900	8	810	510	410 x 5	410	71	1,65	0	
5900	8	810	510	410 x 5	510	94	1,4	0,13	
5950	8	865	510	410 x 6	410	71	1,74	0	
5950	8	865	510	410 x 6	410	80	1,27	0	
6200	8	865	510	460 x 5	460	75	1,52	0,13	

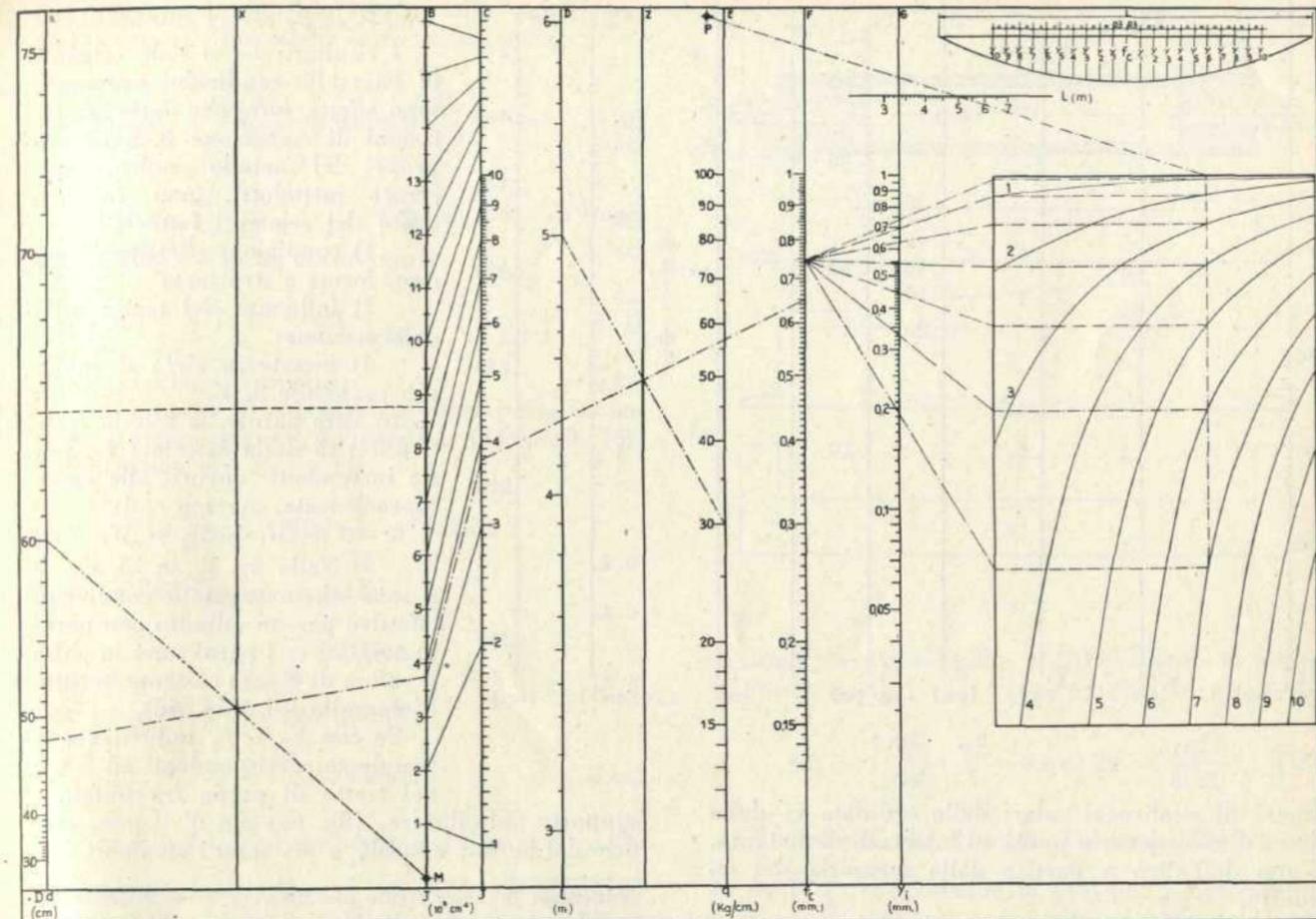


Fig. 4

di verifica sotto carico che l'adozione di curve approssimate (spesso grossolanamente) implica.

Ciò premesso, ci porremo nel caso al quale si riferiscono le due formule ben note:

$$f_c = 0,013 \frac{qL^4}{EJ}, \quad (6)$$

$$y = \frac{qL^4}{24EJ} \left(\frac{x}{L} - 2 \frac{x^3}{L^3} + \frac{x^4}{L^4} \right), \quad (7)$$

nelle quali simboli ed assi di riferimento sono i soliti. Nei nostri calcoli, adotteremo per E il valore $E=10^6$ Kg./cm.²; per le unità base, il kilogrammo ed il centimetro; in quanto a q (facendo astrazione dal tiro del feltro per le presse), si ha:

per i cilindri inferiori di presse e liscie di macchina:

$$q = \Sigma q_i + q_s;$$

per cilindri superiori di presse aspiranti e di liscie:

$$q = q_s - q_i';$$

dove, nel primo caso, la sommatoria è estesa ai pesi propri q_i di due cilindri (presse) o di n cilindri (liscie), e nel secondo, q_i' rappresenta il peso proprio del cilindro superiore; con q_s , si è indicato il sovraccarico uniformemente distribuito. Nel nomogramma di fig. 3, si hanno i pesi propri q_i per sezioni circolari piene o cave.

Nel nomogramma di fig. 4 si è determinato f_c : letto il valore del diametro D del cilindro senza rivestimento, sulla retta A, l'orizzontale per D, se la sezione è piena, dà in B e C il corrispondente valore del momento d'inerzia J; se la sezione è anulare, si proietta dal polo M il valore di D: l'intersezione con la retta X, congiunta con il valore di D letto su A, dà in B e C il valore cercato di J. L'intersezione della congiungente i valori di L e q (su D ed E) con la retta Z, congiunta col valore trovato di J, taglia sulla F il valore cercato di f_c .

Per quanto riguarda gli altri punti della linea elastica, osserviamo che la (7), trasportando l'origine degli assi di riferimento in mezzaria, e facendo comparire al secondo membro f_c , dato dalla (6), diventa:

$$y = 3,2 f_c \left[\frac{L-2x}{2L} - 2 \frac{(L-2x)^3}{8L^3} + \frac{(L-2x)^4}{16L^4} \right],$$

che, ponendo $L=k b$, e dando ad x i valori b, 2b, ... nb; diviene:

$$y_i = 3,2 f_c \frac{k-2i}{2k} \left[1 - 2 \left(\frac{k-2i}{2k} \right)^3 + \left(\frac{k-2i}{2k} \right)^4 \right] \quad (i = 0, 1, 2, \dots n), \quad (8)$$

essendo, come c'era da aspettarsi, $y_0 = f_c$.

Nel diagramma in coordinate logaritmiche di fig. 4 si sono riportati i valori delle funzioni y_i/f_c , per $i=1, 2, \dots, 10$ nell'intervallo $8 < k < 24$; ciò per-

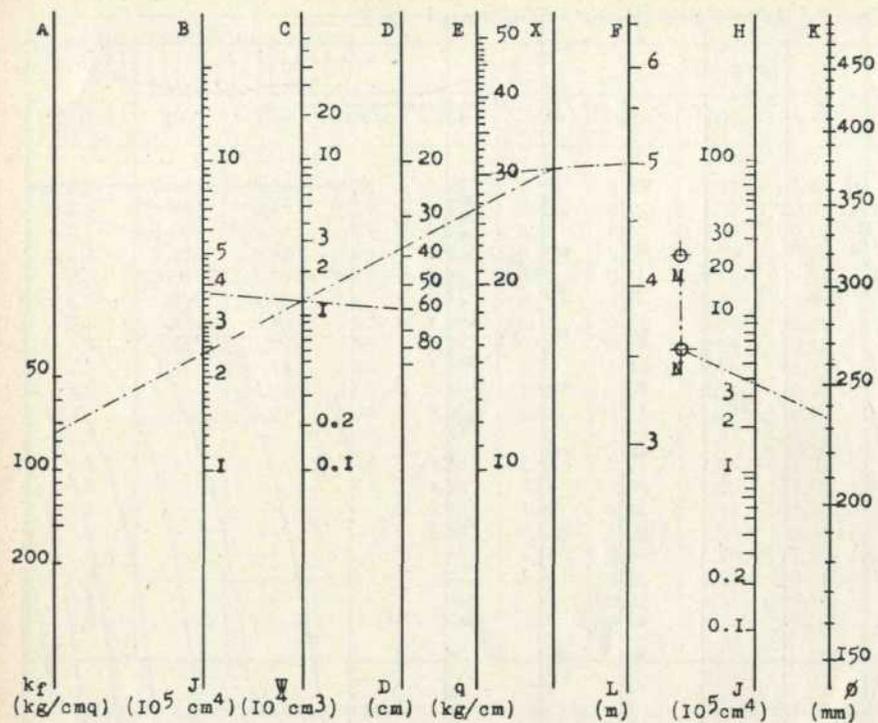


Fig. 5

mette di risalire ai valori delle ordinate y_i della linea d'inflessione in punti ad intervalli di 300 mm. l'uno dall'altro a partire dalla mezzaria del cilindro.

Sempre in fig. 4, proiettando dal punto P il valore di L, sulla linea di base del diagramma, e riportate le intersezioni con le varie curve sull'asse delle ordinate, si hanno sulla G, in modo analogo all'esempio indicato, i valori delle y_i [vedere anche la condizione (16), appresso].

Nella fig. 5, il nomogramma sulle prime sette direttrici permette di determinare la massima sollecitazione a flessione k_f , in funzione dei parametri q, L, D, ed J per cilindri a sezione circolare.

Ne omettiamo, per brevità, la spiegazione, risultando il procedimento di lettura sufficientemente chiarito dall'esempio indicato. Osserviamo, incidentalmente, che questo nomogramma è valido (entro il campo in cui è stato eseguito) per solidi cilindrici a sezione circolare cava o piena, di qualsiasi materiale essi siano. Il nomogramma di fig. 4, pure essendo valido per cilindri pieni o cavi in ghisa, può essere facilmente esteso a solidi di qualsiasi natura: è sufficiente dividere i valori di f_c (e quindi delle y_i), per $10^{-6} E_x$, dove, con E_x , si intende il valore (in kg/cm^2) del modulo normale di elasticità del materiale considerato, anche se questo è ghisa con modulo di valore diverso da quello da noi posto ($E = 10^6 \text{ kg/cm}^2$).

L'esempio seguente servirà ad illustrare il procedimento di calcolo da seguire: si debba progettare il cilindro inferiore di una seconda pressa piana per una continua che dovrà produrre giornale comune ed illustrato nella larghezza utile $L_u = 4000 \text{ mm}$, alla velocità di 400 m/min. Essendo in ambo i casi il ritiro trasversale $r = 3\%$, abbiamo: per la (2), $L_p = 4330 \text{ mm}$; per la (3), $L = 15/13 L_p = 5000 \text{ mm}$. Le pressioni normali di lavoro, sono (Tab. 1), 25 e 21,5 kg/cm.

Analisi degli errori introdotti.

I risultati che si sono ottenuti in base alle condizioni premesse, sono affetti, oltre che dalle imprecisioni di esecuzione e di lettura propri del metodo grafico, dagli errori introdotti, non tenendo conto dei seguenti fattori:

- 1) condizioni effettive di carico, forma e struttura;
- 2) influenza del taglio sulla deformazione;
- 3) incertezza circa il valore più probabile di E.

In altre parole, la freccia reale f , differirà dalla calcolata f_c , per tre incrementi dovuti alle cause sopraelencate, avremo così:

$$f_c = f + \Delta f_1 + \Delta f_2 + \Delta f_3 \quad (9)$$

1) Nella fig. 6, in b), c), d) si sono schematizzate le condizioni effettive per un cilindro con perni in acciaio; se i perni sono in ghisa il valore di E sarà costante in tutto l'intervallo 0-L (fig. 6d).

Se con E_p e J_p indichiamo le grandezze corrispondenti ad E e J nel tratto di perno fra testata e supporto del cilindro, (fig. 6a) con q' il peso proprio del perno; e se M_x' e M_x sono i momenti flet-

adotteremo il valore medio di $\sim 23 \text{ kg/cm}$, e per neutralizzare le differenze di pressione (di ca. il 9% in ambo i sensi) rispetto alle condizioni di esercizio, prevediamo un rivestimento in gomma, piuttosto tenero, di $65-70^\circ \text{ P.J.}$ (Tab. 1), spesso 25 mm. Allo scopo di facilitare al massimo la rimozione dell'acqua pressata, data anche la velocità elevata della continua, adotteremo il diametro nominale esterno minimo che l'esperienza consiglia: $D_c = 650 \text{ mm}$. (Tab. 2). Risulta quindi, $D = 600 \text{ mm}$, fissando $d = 480 \text{ mm}$, abbiamo: $q_1 = 7,5 \text{ kg/cm}$. (Fig. 3) e quindi $q = 30 \text{ kg/cm}$; dalla fig. 4, ricaviamo, $J = 375.000 \text{ cm}^4$ e dalla fig. 5, $k_f = 75 \text{ kg/cm}^2$, che, anche tenendo conto di una maggiorazione del 10% dovuta al massimo carico, è ancora molto lontana dall'essere pericolosa. La fig. 4 dà ancora: $f_c = 0,65 \text{ mm}$, e, per la (16): $f_p = 0,747 \text{ mm}$. Nel rettificare il cilindro, bisognerà attenersi ai diametri nominali dati nella tabella seguente:

Distanza dalla mezzaria (mm.)	y_i (mm.)	D_c (mm.)
0	0,747	651,494
300	0,740	651,480
600	0,695	651,390
900	0,630	651,260
1 200	0,545	651,090
1 500	0,443	650,886
1 800	0,331	650,662
2 100	0,193	650,386
2 165	$\sim 0,190$	$\sim 650,380$

Il bombé effettivo, sarà $\sim 1,494 - 0,380 = \sim 1,114 \text{ mm}$, molto prossimo a quello suggerito in Tab. 3.

Osserviamo che, volendo ottenere maggiore precisione, (specialmente se trattasi di cilindri di calandra) conviene riportare i valori delle frecce d'inflessione su scala opportuna (ad es. 1:20 per le ascisse e 100:1 per le ordinate) ed interpolare quanti valori intermedi si vogliono.

Per finire, in fig. 5, proiettando dal polo N il valore di J, si ottiene il diametro di massima che deve avere il perno d'acciaio fra supporto e testata: $0 = 235 \text{ mm}$. (11b).

tenti, nell'intervallo 0-a, relativi alle condizioni reali e a quelle ipotetiche considerate, si ha:

$$\Delta f_1 = \int_0^a \frac{M_x'}{E_p J_p} x dx - \int_0^a \frac{M_x}{E J} x dx \quad (10)$$

per $a = \frac{L}{15}$, $q' = \frac{q}{10}$, si ha (a meno di qualche decimillesimo di millimetro):

$$\Delta f_1 = 4,7 \cdot 10^{-5} \cdot q L^4 \left(\frac{1}{E_p J_p} - \frac{1}{E J} \right) \quad (11)$$

Distinguiamo i tre casi:

a) cilindri di calandra cavi con perni in acciaio. L'errore relativo, dividendo la (11) per f_c (6), e ricordando che $E_p = 2,1 E$, è:

$$\frac{\Delta f_1}{f_c} = 0,0017 \frac{J}{J_p} - 0,0036 ;$$

in tali cilindri si ha, in media:

$$\frac{J}{J_p} \approx 50 ,$$

l'errore relativo diventa quindi:

$$\frac{\Delta f_1}{f_c} \approx 0,085 \quad (11a)$$

b) cilindri di presse con perni d'acciaio: nelle costruzioni usuali si ha: $\frac{J}{J_p} = 20 \div 30$; adottando il valore medio:

$$\frac{J}{J_p} \approx 25 ,$$

si ha:

$$\frac{\Delta f_1}{f_c} \approx 0,04 \quad (11b)$$

c) cilindri di calandra pieni con perni in ghisa. In tale caso il profilo del perno è schematicamente indicato a tratto e punto, in fig. 6a); con buona approssimazione, abbiamo:

$$\frac{\Delta f_1}{f_c} = 0,0036 \left(\frac{J}{J_p} - 1 \right) ,$$

in tali casi, si può porre, rispecchiando abbastanza fedelmente il proporzionamento usuale:

$$\frac{J}{J_p} \approx 25 ,$$

ottenendosi:

$$\frac{\Delta f_1}{f_c} \approx 0,086 \quad (11c)$$

Nel nomogramma di fig. 5, proiettando dai poli M ed N, i valori dei momenti d'inerzia delle sezioni, letti sulla retta H, si leggono, sulla K, i diametri di massima, ϕ , dei collari dei perni, relativi, nell'ordine, ai casi (11a), e (11b, c).

2) Se, con le usuali notazioni, χ è il fattore di taglio della sezione; G, il modulo di elasticità tangenziale, ed A, l'area della sezione; la freccia

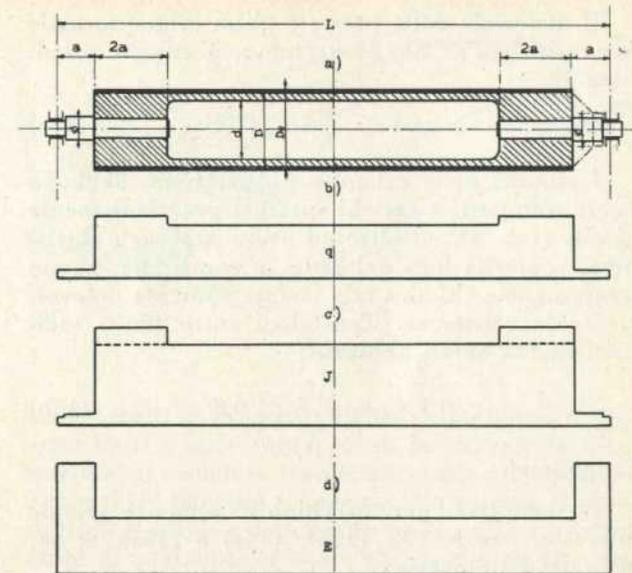


Fig. 6

massima dovuta al taglio, per il cilindro con carico uniforme q, è:

$$\Delta f_2 = \int_0^{L/2} \frac{\chi}{GA} \left(\frac{qL}{2} - qx \right) dx = \frac{\chi q L^2}{8GA} \quad (12)$$

Ricordando che il raggio d'inerzia della sezione è: $\rho = \sqrt{\frac{J}{A}}$, e dividendo la (12) per f_c , otteniamo l'errore relativo:

$$\frac{\Delta f_2}{f_c} = \frac{\chi}{0,104} \cdot \frac{E}{G} \cdot \frac{\rho^2}{L^2} \quad (13)$$

Per $\chi = 1,18$, essendo in media per la ghisa $G = 0,390 E$, la (13) diviene:

$$\frac{\Delta f_2}{f_c} = 28,9 \frac{\rho^2}{L^2} \quad (14)$$

Il valore del rapporto $\frac{\rho}{L}$, è sensibilmente maggiore per le presse che per le calandre e diminuisce con l'aumentare di L, fino ad assumere entità del tutto trascurabili per cilindri di calandre con $L > 5 \div 6 \text{ m}$. Si può ritenere che per macchine con $L > 3,5 \text{ m}$, sia:

$$\frac{\Delta f_2}{f_c} = 0,05 \div 0,08 \quad (14a)$$

dove il limite inferiore è valido per le calandre ed il superiore, per le presse.

Osserviamo che il valore di ρ^2 nella (14), può essere rapidamente calcolato, dividendo il valore di J determinato in fig. 4, per l'area A della sezione, data in fig. 3.

3) Differenziando la (6) rispetto ad E, dividendo per f_c e passando agli incrementi finiti, abbiamo:

$$\frac{\Delta f_3}{f_c} = \frac{\Delta f_c}{f_c} = - \frac{\Delta E}{E} \quad (15)$$

Il materiale delle presse è ghisa grigia normale con resistenza di $20 \div 24$ kg/mm², possiamo quindi ritenere:

$$-0,05 \leq \frac{\Delta f_3}{f_c} \leq 0,05. \quad (15a)$$

I cilindri delle calandre di macchina, debbono essere sottoposti a carichi specifici prevalentemente elevati (tab. 4), ed oltre ad avere superficie durissima, conferita loro dal getto in conchiglia, hanno composizione chimica tale che ne aumenta notevolmente la resistenza. Tenendoci entro limiti sufficientemente ampi, abbiamo:

$$0,1 \leq -\frac{\Delta f_3}{f_c} \leq 0,2. \quad (15b)$$

Conclusione

In definitiva, per macchine di medio e grande interasse, per le (9), (11b), (14a) e (15a), si ha, nel caso delle presse:

$$0,07 \leq \frac{f - f_c}{f_c} \leq 0,17;$$

distinguendo con l'indice p , la freccia relativa, conviene adottare:

$$f = f_p = 1,15f_c, \quad (16)$$

pure tenendo presente che:

a) tanto il feltro che il rivestimento in gomma, hanno funzione correttiva nei confronti del bombé;

b) è molto raro che una continua produca un solo tipo di carta e che, variando tipo di lavorazione, il parametro q varia (tab. 1).

Per i cilindri di calandre di macchina, il terzo errore risulta parzialmente compensato dai primi due ed abbiamo, (9), (11a), (14a) e (15b):

$$-0,065 \leq \frac{f - f_c}{f_c} \leq 0,035.$$

Adotteremo:

$$f = f_c \quad (17)$$

essendo valido, anche in questo caso, quanto si è detto al precedente punto b).

Concludiamo, che pure mettendo in bilancio gli eventuali scarti dovuti alle imprecisioni di esecuzione e di lettura del metodo grafico suggerito, i risultati ottenuti possono essere applicati senz'altro alle liscie di macchina e, con il coefficiente correttivo medio, indicato nella (16), alle presse.

G. Caminiti

BIBLIOGRAFIA

- FRIEDRICH MÜLLER: *Die Papierfabrikation und ihre Maschinen*. Vol. II; II edizione.
 Autori diversi: *The manufacture of pulp and paper*. Vol. V; edizione 1939.
 KARL KEIM: *Sieb und Filz*. Verlag der Deutschen Arbeitsfront. 1943.
 Riviste: *Pulp and paper*. Nov. 1951 - No 12.

Volte sottili in laterizio armato

Viene descritto un sistema di prefabbricazione in laterizio armato grazie al quale è possibile la costruzione di superfici piane o curve con armatura incrociata. Si illustra la applicazione del sistema alla costruzione di una volta sottile autoportante, di luci mt 15x28, con appoggio su quattro colonne.

È notorio che l'uso delle volte sottili, ed in generale, delle strutture a guscio non ha avuto la diffusione che meritava un così geniale concetto costruttivo causa due fondamentali ostacoli.

Il primo, le notevoli difficoltà di calcolo ove si voglia tener conto del lavoro delle strutture a flessione ed a torsione, il secondo la difficoltà di realizzazione ed il conseguente elevato costo delle casseforme per la realizzazione di superfici geometriche a semplice ed a doppia curvatura. Non è qui mia intenzione discutere in forma esauriente i vari aspetti di questi due ostacoli ed indicare le possibili vie di soluzione: semplicemente intendo descrivere un nuovo sistema costruttivo per volte sottili cilindriche o sghembe (rigate e non rigate) che apre una strada di indubbio interesse per una tecnica di realizzazione economica di queste strutture.

Esso si basa su un criterio di prefabbricazione per fasce resistenti rettilinee o curvilinee, per molti aspetti analogo ai mille sistemi in uso per la costruzione di solette e di volte, ma con una sostanziale novità, ossia la possibilità di armatura della superficie in direzione perpendicolare alla direzione di prefabbricazione.

Generalmente quando si parla di prefabbricazione di lastre piane o curve, capaci di resistenza

bi- o tri-direzionale ci si riferisce a pannelli di forma appropriata che opportunamente « cuciti » grazie a nervature permettono la realizzazione di strutture doppiamente armate e pertanto di possibilità resistenti maggiori di quelle offerte da strutture a regime statico contenuto nel piano. È da notare a questo proposito che strutture di questo genere — peraltro di grandissimo interesse, — possono essere sospette, per usare una definizione del Lundgren, di *anisotropia* in quanto il loro comportamento come un tutto unico, resistente spazialmente non può essere sicuro come lo sarebbe ove fossero gettate in sito e presentassero — ad esempio — spessore costante o variabile con continuità. Esse si comportano piuttosto come un complesso lastre — travi secondarie — travi principali al quale la forma e la disposizione delle armature conferiscono una indubbia capacità di lavoro bi- o tri-direzionale ma che, a seconda della forma, dimensioni, costruzione, armatura dei pannelli prefabbricati, possono garantire in misura assai variabile ed incerta l'isotropia e la continuità resistente.

In una parola l'estensione dei vantaggi propri della prefabbricazione alle strutture sottili è cosa assai delicata ed è tutt'altro che facile definire quali devono essere i punti da osservare, quali le dimen-