PARTE II

N° Ingresso 3906
I.M.
8.3.53

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI CAGLIARI

FACOLTA' DI INGEGNERIA

M. GHIANI - P. PIGA

DISPENSE DI IMPIANTI MINERARI

ERRATA — CORRIGE

pag;	3	riga 14	sip	skip
"	6	" 23	"	"
"	8	" 7	in un silo	di un silo
"	8	" 30	anticino	anticipino
"	29	" 10	fig. 277	fig. 26
"	31	" 24	per sempio	per esempio
"	39	" 14	L'ingenere	L'ingegnere
"	60	" 8	(Q'+Q"+q)R-(Q'+A"+pH)R	(Q'+Q"+q)-(Q'+Q"+pH)R
"	65	" 1	relazione (2)	relazione (1)
"	69	" 14	$\frac{Q'+Q''+q+p_n+p'_n}{V^2}$	$\frac{Q'+Q''+q+p_n+p'_n}{2g}$
"	86	" 5	altre resistenze	alte resistenze
"	94	" figg. 87/88	refaeleurs	refouleurs
"	96	" 92	arrrsto	arresto
"	104	" 6	numeri	numerosi

LIBRERIA UNIVERSITARIA CAGLIARITANA EDITRICE

ANNO ACCADEMICO 1963 - 1964

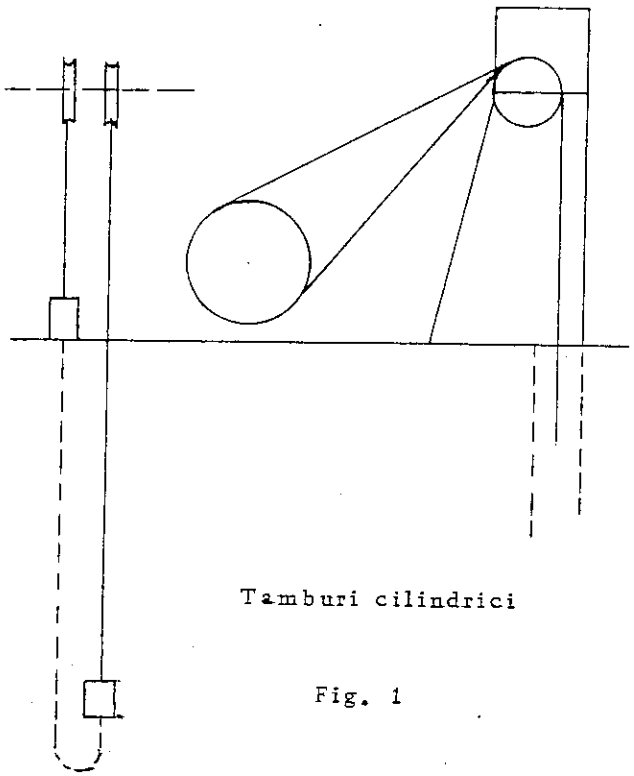
PARTE II

L'ESTRAZIONE

Generalità - La profondità dei pozzi di estrazione cresce annualmente, con gradiente caratteristico per ogni bacino minerario, rendendo sempre maggiore l'onere dell'estrazione, che già Agricola considerava fra i più gravosi del bilancio di una miniera.

Conseguentemente, il raggio di azione del singolo pozzo è andato via via aumentando, con notevoli ripercussioni nella organizzazione dei trasporti, obbligando a meccanizzare completamente tutte le operazioni di ingabbiamento e ad installare macchine sempre più potenti e veloci, la cui scelta, per l'elevato costo di acquisto, manutenzione ed esercizio, deve essere studiata con particolare attenzione (a questo proposito è, bene notare che negli ultimi anni si è giunti all'installazione di impianti di estrazione con capacità utile per cordata di 18 tonn, con velocità che raggiungono talvolta i 25 m/sec., e con potenze installate dell'ordine dei 15.000 kw).

Un impianto di estrazione (figura 1) è costituito da 2 gabbie o 2 skip, collegati, con l'interposizione di appositi attacchi, alle funi di estrazione che, a loro volta, rinviate da due pulegge folli, poste alla sommità del castelletto, si avvolgono sul tamburo della macchina di estrazione, comandato da un motore elettrico oppure a vapore.



Tamburi cilindrici

Fig. 1

Su questo principio generale sono state costruite macchine di estrazione di tipo diverso, il cui disegno e la cui scelta derivano dalle seguenti considerazioni.

I carichi delle due gabbie (o dei due skip), di cui è dotato un impianto di

estrazione, salvo p[illegible]he cordate, necessarie per portare i materiali all'interno, differiscono per il peso di materiale che viene estratto in ogni cordata, risultando la gabbia montante più pesante di quella discendente.

Ma il valore del momento risultante statico (prodotto delle differenze dei carichi per il raggio di avvolgimento della fune sui tamburi) è funzione oltre che del peso di minerale (costante per tutta la cordata) anche della differenza fra il peso delle funi svolte nel pozzo, che è variabile durante tutta la cordata, raggiungendo il valore zero quando le due gabbie si incontrano.

Ne consegue che il valore del momento risultante statico, se il raggio di avvolgimento è costante, varia durante tutta la cordata e in particolare diminuisce il momento statico della cordata montante dal fondo alla bocca del pozzo mentre aumenta, in valore assoluto, il momento statico della cordata discendente.

Il motore della macchina di estrazione deve pertanto fornire una coppia che varia durante tutta la cordata, con conseguente variazione del suo rendimento.

Per diminuire l'escursione del momento statico si usano impianti di estrazione di differente disegno, gli uni raggiungendo lo scopo facendo variare in modo idoneo il raggio di avvolgimento della fune, gli altri mantenendo costanti i carichi sospesi nel pozzo.

Si hanno così macchine a raggio di avvolgimento costante e macchine a raggio di avvolgimento variabile.

Macchine a raggio di avvolgimento costante - Appartengono a questo gruppo le macchine a tamburo cilindrico e le macchine a puleggia koepe.

Per le macchine a tamburo cilindrico, il principio è il seguente. La installazione (figura 1) comporta due gabbie o due skip, sospesi a due funi di estrazione, collegate ad uno stesso tamburo cilindrico; una di queste funi si avvolge, l'altra si svolge, l'avvolgimento verificandosi su un unico strato, o, più raramente, in diversi strati sovrapposti. Con questa disposizione il momento statico, abbastanza elevato all'avviamento, varia durante il trasporto in funzione della lunghezza di fune svolta nel pozzo (in fig. 2 è dato il diagramma che mostra la variazione del momento statico risultante, durante la cordata, per una macchina di questo tipo).

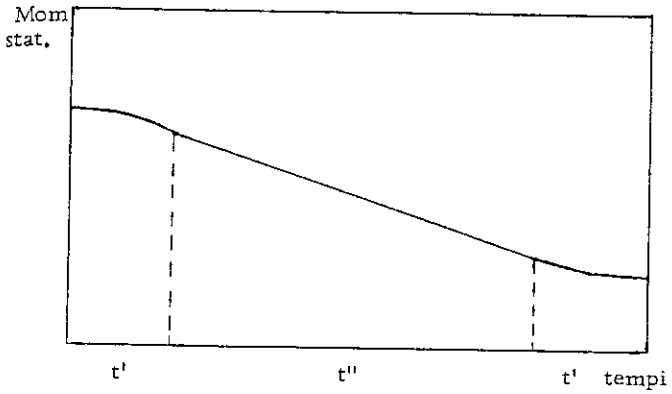


Fig. 2 - Tamburi cilindrici senza fune d'equilibrio.

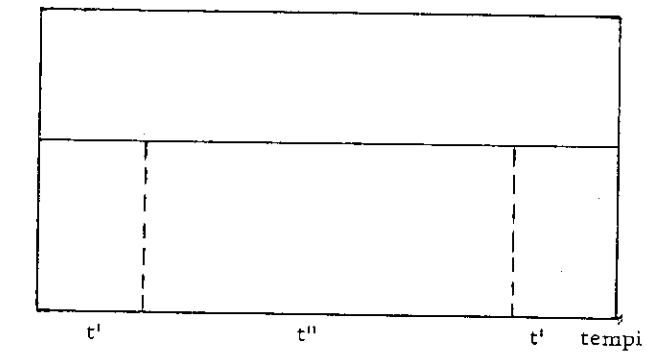


Fig. 3 - Tamburi cilindrici senza fune d'equilibrio

Si può rimediare all'inconveniente, riunendo le gabbie, o gli skip, con una fune di equilibrio, di peso lineare sensibilmente uguale a quello della fune di estrazione. Il peso di quest'ultima si trova così equilibrato (il diagramma dei momenti statici è dato in figura 3).

Il tipo a puleggia koepe è costituito da una puleggia motrice che muove una fune di estrazione per semplice aderenza, l'arco di avvolgimento fune-puleggia essendo dell'ordine di una semicirconferenza.

Le due gabbie, o i due sip, sono sospese alle estremità della fune (figura 4). L'installazione comporta una fune di equilibrio per regolarizzare il momento statico (figura 5) e favorire l'aderenza sulla puleggia.

Sino a questi ultimi anni le installazioni Koepe erano costituite da una sola fune di estrazione (estrazione monocavo), l'evoluzione recente ha permesso di realizzare installazioni in cui la fune di estrazione è costituita da più funi (due o quattro) che lavorano in parallelo. La puleggia assume allora l'aspetto di un tamburo cilindrico

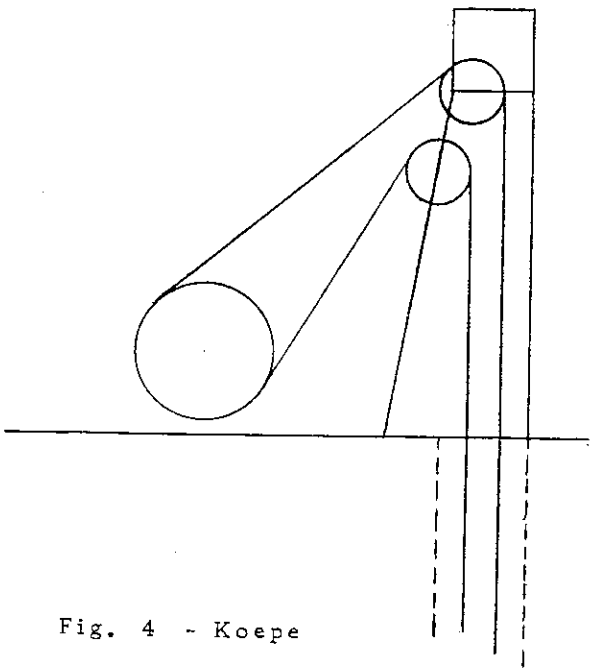


Fig. 4 - Koepe

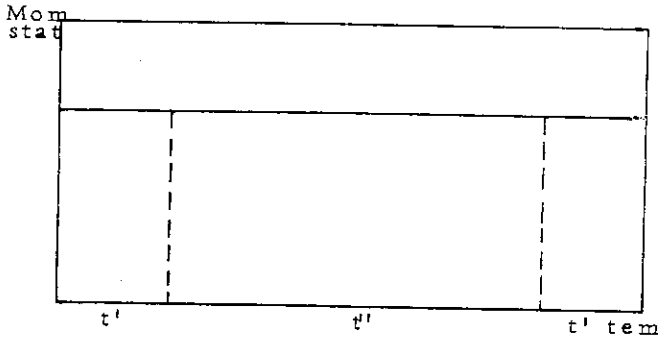


Fig. 5 - Koepe

sul quale si avvolgono due o quattro funi. L'installazione si chiama allora multicavo ed è particolarmente adatta per carichi molto elevati e per grandi profondità. Contemporaneamente il diametro della puleggia Koepe multicavo è molto più piccolo di quello della puleggia monocavo.

Macchine a raggio di avvolgimento variabile - Appartengono a questo gruppo le macchine a tamburo di raggio variabile e le macchine a bobine. Per le prime il principio di base è lo stesso delle macchine a tamburo cilindrico, con due gabbie o skip , e due funi di estrazione, ma si cerca di fare in modo che il raggio di avvolgimento di ciascuna fune varii in funzione della posizione delle gabbie nel pozzo, in modo da ottenere un momento statico costante lungo tutto il percorso (ciò senza far ricorso all'artifizio della fune di equilibrio).

Per ottenere questo risultato sono state proposte e realizzate diverse forme di tamburi, ma la sola soluzione conveniente, è quella del tamburo bicilindroconico, costituito da 3 parti cilindriche riunite fra di loro da parti coniche (figura 6). Alla partenza la fune della gabbia carica al fondo è sul diametro inferiore; la fune della gabbia vuota a giorno, sul diametro maggiore; in tal modo la coppia allo spunto è ridotta. Durante l'estrazione, la fune passa sulla superficie conica, in modo da ottenere un momento il più costante possibile.

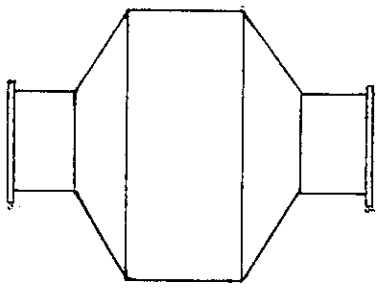


Fig. 6 - Tamburo cilindrico conico

Le macchine a bobine utilizzano due funi d'estrazione piatte che si avvolgono, in senso inverso l'una rispetto all'altra, su due bobine, montate su di uno stesso albero. Ciascuna fune forma quindi, sulla sua bobina, una spirale, il cui raggio di avvolgimento aumenta man mano che il mezzo di trasporto si avvicina alla superficie.

Si ottiene così una regolarizzazione del momento statico analoga a quella data dai tamburi bicilindroconici (figura 7), che dipende evidentemente dal diametro delle bobine e dallo spessore della fune piatta, che conviene quindi determinare di volta in volta.

Con le disposizioni sopra descritte, le funi di estrazione si suppongono regolate ad una certa lunghezza, in modo tale che se la gabbia A è alla ricetta a giorno, l'altra B è alla ricetta di fondo (figura 8). Si ha allora

l'estrazione "normale" o "a doppio effetto" . Ma se si deve servire una ricetta intermedia R_i, ad esempio mediante la gabbia B, la gabbia A rimane inutilizzabile (figura 9), l'estrazione si dice in questo caso "zoppa". Per rimediare all'inconveniente si fa uso di tamburi in due parti, una fissa sull'albero, l'altra fissata con accoppiamento disinnestanbile. Disinnestando questa parte del tamburo, si può regolare la lunghezza delle funi in modo da effettuare l'estrazione a doppio effetto fra la ricetta di giorno e qualunque ricetta di fondo. Questa manovra comporta però certi rischi ed è bene non effettuarla spesso nel corso di una giornata.

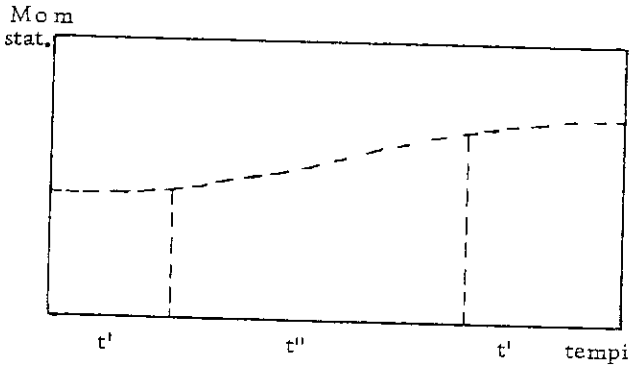


Fig. 7 - Bobine

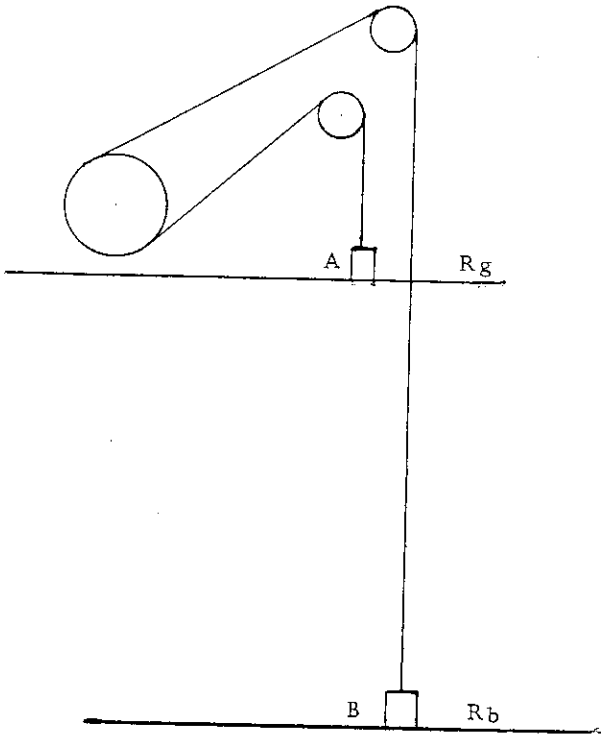


Fig. 8 - Estrazione "normale" o "a doppio effetto"

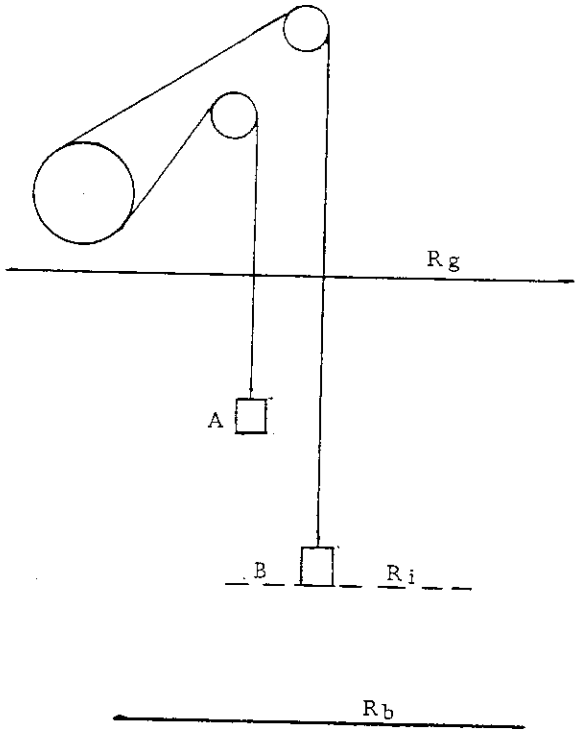


Fig. 9 - Estrazione "zoppa"

Con le macchine a puleggia koepe, l'installazione normale a due gabbie deve obbligatoriamente fare l'estrazione normale alla ricetta inferiore. Si rimedia prevedendo una sola gabbia di trasporto equilibrata da contrappesi (normalmente di peso pari al peso morto della gabbia, più $\frac{1}{2}$ del carico utile). Si ottiene così una installazione ideale per i pozzi a ricette multiple. Lo inconveniente che si verifica risiede nell'aumento del carico utile e dei carichi

morti.

Dalle considerazioni precedenti derivano i criteri di scelta fra i diversi tipi di macchine eelencate:

1) il campo delle macchine a bobine, sembra ormai essere quello dello scavo dei pozzi e delle piccole e medie installazioni, in cui queste macchine apportano una soluzione poco onerosa e semplice, anche se imperfetta. Essa permette di seguire la progressione dell'approfondimento e di servire più livelli;

2) le macchine a tamburo bicilindroconico sono in declino e il loro uso è comunque riservato in tutti i casi alle profondità medie;

3) le macchine a tamburo cilindrico con fune di equilibrio e tamburo disinnestabile possono, almeno per medie profondità, fornire soluzioni interessanti al problema dei pozzi con ricette multiple;

4) le macchine a puleggia koepe sono, per contro, in pieno sviluppo; esse sono convenienti sia per le grandi profondità, sia (nella variante multicavo) per i carichi elevati. Si possono anche utilizzare con pozzi a ricette multiple se si effettua l'estrazione con la variante e contrappeso . Le macchine a puleggia Koepe sembra, in ogni caso, debbano soppiantare tutti gli altri sistemi nelle installazioni a grande profondità ed a carichi elevati.

Mezzi di estrazione

Abbiamo accennato, in principio, che i mezzi di trasporto lungo i pozzi possono essere le gabbie o gli sip.

Una gabbia è costituita da un'ossatura comportante uno o più ripiani sovrapposti, sui quali si dispone il personale o le berline da trasportare.

Uno skip non è che una specie di cassa che si riempie di minerale alla ricetta di base, si trasporta lungo il pozzo, per vuotarla alla ricetta a giorno, permanendo sospesa alla fune di estrazione.

Sui due diversi mezzi di estrazione è bene fare alcune considerazioni. Mentre in pozzi di piccola capacità i trasporti principali possono essere

attuati con berline di piccola capacità (1 tonn), che vengono agevolmente poste sulle gabbie di estrazione, in uno o più ripiani, e portate a giorno a scaricare, con l'aumentare del raggio d'azione dei pozzi, si è stati costretti ad aumentare la capacità delle singole berline, onde poter attuare, a parità di ingombro del convoglio, portate maggiori con maggiori velocità, creando perciò nella estrazione nuove difficoltà, inerenti alle dimensioni relative delle berline, delle gabbie e quindi dei pozzi.

Nel rinnovamento dell'industria mineraria e di quella carbonifera in particolare, avvenuto dopo la seconda guerra mondiale, le dimensioni dei pozzi costituirono, in tal senso, una notevole limitazione, per cui, si cercò, ove possibile, di sostituire alle gabbie, impianti di estrazione attrezzati con skip, che consentono lo scarico delle berline alla base del pozzo, le cui dimensioni non rappresentano più una limitazione al loro ingombro.

Si sono così ottenuti notevoli aumenti nella capacità di estrazione degli impianti ed una diminuzione del costo così sensibile da rendere il problema attuale anche per gli impianti di nuova costruzione.

A titolo di esempio, si riporta il confronto effettuato nel 1954, in una miniera di ferro francese, per le spese di esercizio di un moderno impianto di estrazione con gabbie, della capacità di 375 tonn/h, ed un altro moderno impianto di estrazione con skip, della capacità di 500 tonn/h. Per il primo furono ottenuti costi di 10,8 fr/ton , per il secondo di 8,9 fr/ton, con un risparmio, quindi, nel secondo caso, di circa il 20%.

Per orientare circa i criteri di scelta da seguire fra impianto con gabbie e impiantoocon skip, si elencano % vantaggi e inconvenienti che questo ultimo presenta nei confronti del primo metodo di estrazione.

Tra i vantaggi di maggior evidenza si hanno:

a) eliminazione del trasporto delle berline lungo il pozzo, per cui il rapporto tra il carico utile e il peso morto, che nelle gabbie è di circa $\frac{1}{2}$, si riduce a 1/1 , risultando il carico trasportabile con la stessa potenza installata notevolmente aumentato. Tale vantaggio è attualmente diminuito con l'uso di gabbie costruite in leghe leggere e quindi notevolmente alleggerite;
b) tempi di manovra alle ricette ridotti sensibilmente;
c) personale addetto al carico e scarico ridotto; un solo uomo alla ricetta di

base;

d) eliminazione del traffico delle berline lungo il pozzo, con conseguente riduzione del ciclo solo a quello dell'interno. La diminuzione nell'investimento riguardante il parco berline che ne consegue è stato anche del 20%.

Tra gli inconvenienti che si presentano:

a) complessa installazione alla ricetta di base, ove si richiede la costruzione in un silo con relative tramogge dosatrici. Ciò comporta che la utilizzazione economica degli skip può avvenire solo nelle miniere nelle quali le condizioni di giacitura consentono di attuare l'estrazione da un unico livello, eppertanto la loro utilizzazione in miniere metallifere è limitata a giacimenti ad andamento stratiforme, avendosi solitamente, nei filoni o ammassi diversi livelli di estrazione;

b) aumento dell'altezza del castelleto di estrazione di circa 10-20 m.; per consentire lo scarico automatico della ricetta a giorno;

c) notevole produzione di fino nelle cadute ed accumulo di polvere nei punti di carico e scarico;

d) difficoltà del trasporto del personale, con conseguente necessità di altro pozzo di transito, a meno di non aumentare il peso dello skip con piattaforme speciali per il passaggio personale.

In linea generale può comunque concludersi che, per l'elevato costo di impianto, l'uso degli skip, la cui capacità raggiunge anche 18 tonn, può presentare notevoli vantaggi nella estrazione di grossi quantitativi, sempre che siano concentrati in un unico livello.

Determinazione delle caratteristiche di un impianto di estrazione

I parametri da cui dipendono le caratteristiche di un impianto di estrazione sono la profondità del pozzo e la capacità della miniera, che devono essere determinate nel passaggio dalla fase di ricerca alla fase produttiva, onde dimensionare tutte le attrezzature e tutti gli impianti necessari.

Mentre nessuna difficoltà si trova nella ricerca del primo parametro, è possibile che motivi economici anticino il periodo produttivo, per cui è necessario, agli effetti della estrazione, valutare la capacità della miniera con una certa larghezza. Effettuata la scelta della gabbia o dello skip, in funzione del-

la potenzialità della miniera e della profondità di estrazione, si dovranno determinare la velocità e la accelerazione che deve avere la gabbia durante la cordata.

Sia l'una che l'altra non devono superare certi valori limiti: 30 m/sec. per la velocità, 1,5 m/secq per l'accelerazione, valori dettati dalla necessità di limitare le sollecitazioni del materiale dell'impianto di estrazione.

Generalmente ci si attiene a dei valori notevolmente inferiori, che variano, rispettivamente per velocità e accelerazioni, da 9 a 16 m/sec. e da 0,9 a 1,1 m/secq.

Per ciò che concerne la velocità di cordata per il trasporto personale, prescrizioni regolamentari impongono che essa non debba essere superiore ai 12 m/sec.,o più in generale, ai 3/4 della velocità per materiali.

Si dovrà pertanto passare alla determinazione della capacità della gabbia o dello skip, tenendo presente che, nel primo caso, la capacità non varia con continuità, ma dipende dal numero dei vagoni che vengono trasportati per cordata, mentre le dimensioni di questi sono fissate più dalle caratteristiche del trasporto che dalla estrazione.

Fissata in C la potenzialità della miniera, in h il numero di ore in cui avviene l'estrazione (solitamente inferiore alle 20 ore al giorno, dovendosi anche considerare il passaggio del personale in due turni), X la capacità della gabbia, si ottiene che il numero delle cordate da effettuarsi in un'ora è di:

$$\frac{C}{h\ X} = N$$

Fissato il tempo in secondi, necessario per l'ingabbiamento dei vagoni pieni alla base del pozzo e contemporaneamente di quelli vuoti a giorno, per analogia con altri impianti esistenti, si determina il tempo a disposizione per effettuare le cordate in un'ora:

$$3600 - Nt_i = T_h \text{ sec.}$$

Ogni cordata dovrà essere effettuata in un tempo $\frac{T_h}{N} = T$ sec. e se essa potesse essere effettuata con velocità uniforme, detta H la profondità del pozzo, si otterrebbe: $V_m = H/T$.

In effetti, la velocità con la quale la gabbia percorre lo spazio di

estrazione sarà in un primo periodo accelerata e successivamente ritardata, andando da un valore zero ad un valore massimo e da questo ritornando a zero. Se si ammette un'accelerazione costante, e per semplicità uguale alla deaccelerazione, si ottiene un digramma triangolare, la cui velocità massima raggiunta dalle gabbie, è doppia della velocità media sopra citata (figura 10). Il suo valore, in funzione della potenzialità giornaliera della miniera C, delle ore di estrazione h, dei tempi di ingabbiamento t' e della profondità del pozzo, è:

$$\frac{3600\ h\ X}{C} - t_i = \frac{H}{V/2}$$

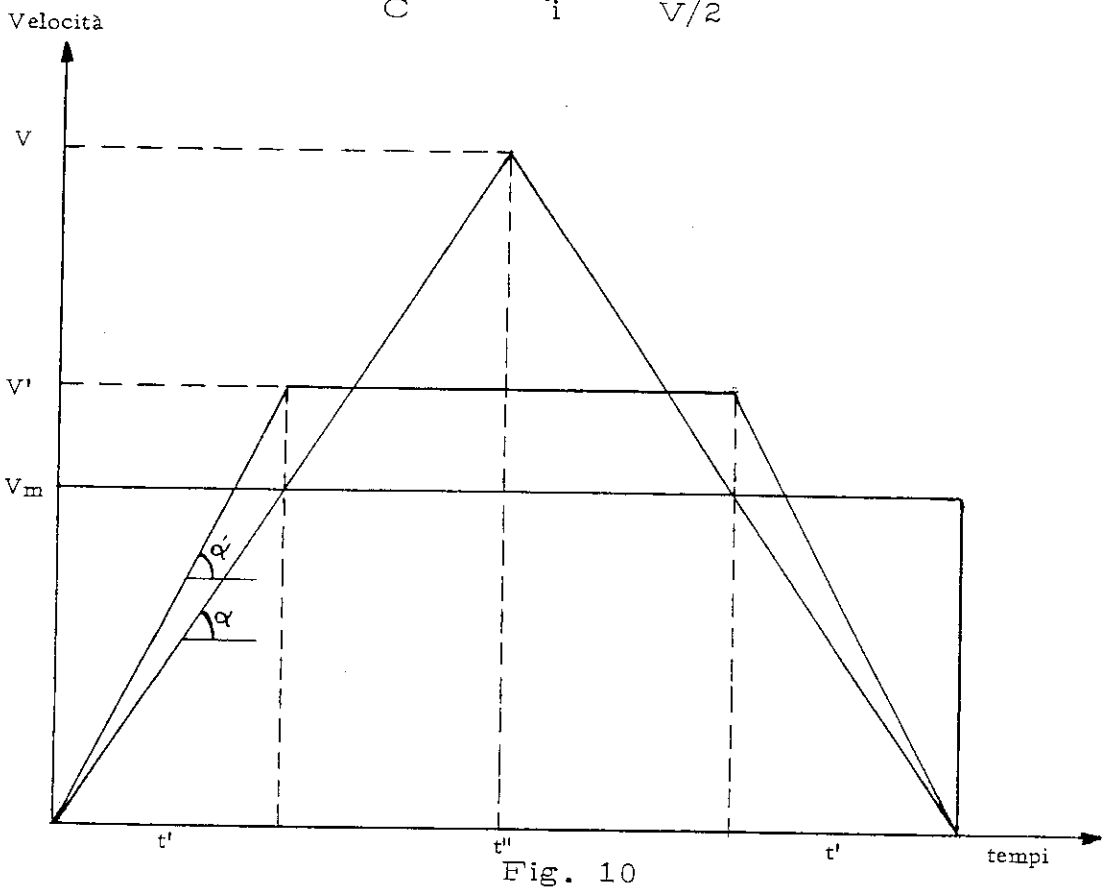


Fig. 10

Per evitare di ricorrere a motori elettrici di potenza troppo grande, con aumento della spesa di impianto, esercizio, ammortamento, etc... e per evitare perturbazioni alla rete di distribuzione, è necessario, oltre che equilibrare i carichi, che il diagramma delle velocità, in relazione alle condizioni di equilibrio, abbia forma tale da richiedere una potenza il più costante possibile. Il diagramma triangolare non è il più idoneo per soddisfare questa condizione, infatti, la potenza di una macchina di estrazione con raggio di avvolgimento costante e a carichi equilibrati è data da: $P = \omega C$ essendo C il momento del carico utile, delle resistenze d'attrito ed il momento acceleratore, e

ω la velocità angolare istantanea ($\omega = V/R$).

Il lavoro che la macchina deve effettuare in un semiperiodo $T/2$ è uguale (se la velocità cresce, con accelerazione costante, da 0 a ϑ) a $\frac{1}{2} C \cdot \vartheta \frac{T}{2}$.

Il termine $\frac{1}{2} \vartheta \frac{T}{2}$, rappresenta l'area del triangolo ACB (figura 10) e la tangente dell'angolo che la retta BA fa con la direzione positiva dell'asse delle x è uguale alla accelerazione.

Il problema, come sopra esposto, è quella di trovare una forma del diagramma delle velocità, tale che diminuiscano le variazioni di potenza che si hanno durante la cordata, rispetto a quelle che si hanno con l'adozione di un diagramma triangolare. La superficie del nuovo diagramma dovrà essere equivalente alla superficie del triangolo che è proporzionale alla profondità del pozzo (se si riportassero in ordinate le velocità periferiche, la superficie rappresenterebbe proprio la profondità del pozzo).

Scartato il diagramma rettangolare, per l'impossibilità di avere accelerazioni infinite, ed ammesso che l'accelerazione sia uguale alla deaccelerazione, rimane da vedere la possibilità che offre un diagramma trapezio, costituito da un periodo di accelerazione t', da un periodo di regime $T - 2t'$ e da un periodo di deaccelerazione t' (figura 10).

Il lavoro da spendere può essere suddiviso nella somma $\frac{1}{2} C' \vartheta \cdot t' + C'' \vartheta' (T/2 - t')$, in cui il primo addendo è il lavoro compiuto durante l'avviamento ed il secondo, l'ulteriore lavoro che deve sviluppare la macchina sino al tempo $T/2$. Durante il tempo $T/2 - t'$, la macchina procede a velocità costante.

La potenza impegnata dalla macchina nel primo periodo, essendo t' minore di $T/2$ e ϑ' inferiore a ϑ, sarà minore che nel caso di diagramma triangolare, pur essendo C' maggiore di C, per la variazione del momento acceleratore dovuto all'aumento dell'accelerazione. Nel secondo periodo, la potenza impegnata sarà ancora inferiore, essendo C'' inferiore a C' ed anche a C.

Da tali considerazioni risulta chiaro come siano minori le variazioni di potenza, necessarie per effettuare la cordata, con un diagramma di velocità a forma di trapezio comprendente le tre fasi: avviamento, regime, rallen

tamento, piùttosto che con un diagramma a forma triangolare con le sole due fasi di accelerazione e di deaccelerazione, e pertanto il diagramma di estrazione seguito in pratica dalle macchine di estrazione è un diagramma trapezoidale.

Per trovare il valore della velocità di regime, basta trasformare il diagramma triangolare nell'equivalente trapezio.

Nell'espressione già trovata, dovremo sostituire al valore di V, il valore di V' che risulterà dal diagramma trapezio considerato.

Si tenga presente che

$$\frac{V}{T/2} = a \qquad e \qquad \frac{V'}{t'} = a_1$$

Per l'eguaglianza delle due aree sarà:

$$\frac{V}{2}\ \frac{T}{2} = \frac{\frac{T}{2} - t' + \frac{T}{2}}{2}\ V'$$

da cui si ricava sostituendo i valori di T ($T = \frac{2V}{a}$) e t' ($t' = \frac{V'}{a_1}$):

$$\frac{V}{2}\ \frac{T}{2} = \frac{T - t'}{2}\ V' \quad ; \quad \frac{V}{2}\ \frac{V}{a} = \frac{\frac{2V}{a} - \frac{V'}{a_1}}{2}\ V' \quad ; \quad \frac{V^2}{a} = \frac{2\,VV'}{a} - \frac{V'^2}{a_1}$$

$$V^2 - 2VV' + \frac{a}{a} V'^2 = 0 \qquad V = V' \pm \sqrt{V'^2 - \frac{a}{a} V'^2} = V'\left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{a}{a'}}\right)$$

$$V' = \frac{V}{1 \pm \sqrt{1 - \frac{a}{a_1}}}$$

Esprimendo la velocità V' in funzione dei parametri dai quali dipendono le caratteristiche della macchina di estrazione, avremo:

$$V' = \frac{2\,H}{\left(3600\,\frac{h}{C}\,X - t_i\right)\left(1 + \sqrt{1 - \frac{a}{a'}}\right)}$$

dove il valore di a è:

$$a = \frac{4\,H}{\left(3600\,\frac{H}{C}\,X - t'\right)^2}$$

Per la scelta dunque della velocità di traslazione delle gabbie, sarà necessario procedere per tentativi. Fissato cioè il carico X, al quale corrisponde un certo valore di t_i, in funzione anche della meccanizzazione delle stazioni di ingabbiamento, ed il valore di a_i della accelerazione, si verificherà se la

condizione $a_1 > a$ ~ rispettata e, successivamente, se il valore di V' ritrovato rimane entro i limiti prescelti. In caso contrario si dovrà aumentare il carico X o diminuire i tempi t_i sino ad avere valori della velocità inferiori ai 20-25 m/sec.

Ma il diagramma trapezoidale, precedentemente considerato, è essenzialmente un diagramma teorico. In pratica la macchina non si avvia istantaneamente al segnale di partenza. E' necessario infatti all'arganista un certo tempo di reazione, inoltre i meccanismi dell'impianto non rispondono istantaneamente. Di più, la forma trapezoidale data precedentemente, implica l'apparizione ed eliminazione brutale delle accelerazioni e deaccelerazioni, che rischia di produrre delle onde di tensione pericolose nelle funi. Si ha inoltre interesse, seguendo il principio precedentemente esposto, a far sparire progressivamente l'accelerazione per ridurre la punta di potenza corrispondente.

Infine il diagramma termina sempre praticamente con un periodo, detto di "accostata", percorso a debole velocità e che precede l'arrivo in ricetta. Esso è necessario:

- sia per assicurare la precisione dell'arresto in ricetta;
- sia per evitare gli urti delle gabbie o skip contro i tacchetti delle ricette, se questi sono presenti.

Il diagramma trapezoidale pratico che deriva da queste considerazioni è allora quello raffigurato in figura 11.

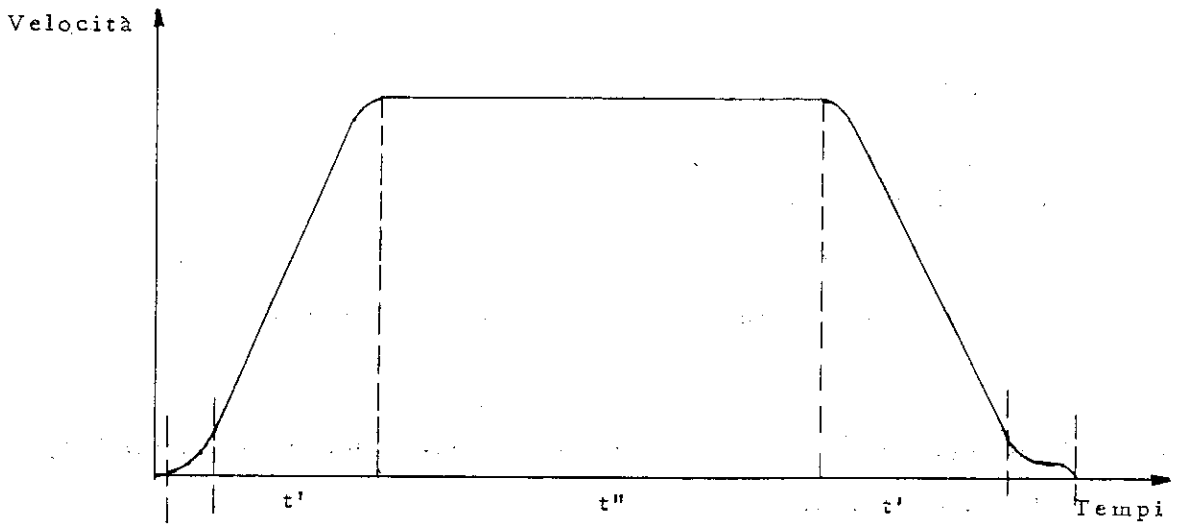


Fig. 11

LE FUNI D'ESTRAZIONE

La buona conoscenza delle funi è alla base di ogni studio relativo alle installazioni di estrazione. Infatti:

- dalla sua buona tenuta dipende la sicurezza di funzionamento;
- il suo diametro determina quello degli organi d'avvolgimento dell'impianto (macchine d'estrazione, molette);
- il suo carico di rottura interviene nel calcolo delle macchine e dei castelletti d'estrazione;
- il momento rotatorio si esercita sulle guide;
- infine la sua elasticità esige certe disposizioni particolari in corrispondenza delle ricette.

Le funi utilizzate in estrazione sono rotonde o piatte, metalliche o tessili; in questa esposizione parleremo sopratutto delle funi metalliche rotonde, in quanto esse sono quelle più usate in pratica.

Esamineremo le varie parti che costituiscono una fune d'estrazione, a cominciare dal filo elementare.

Il filo elementare

Per costruire le funi si utilizzano fili di acciaio trafilato o di fibre vegetali o in unione mista acciaio-tessile. Il diametro dei fili varia da 1,5 a 3,5 mm e, più sovente, da 2 a 3 mm. Il filo ha, in genere, sezione circolare, fili speciali a z o ad x vengono impiegati nella costruzione di funi speciali.

Dal punto di vista della resistenza, essi sono classificati nelle seguenti classi:

160 - 179 kg/mmq	acciai ordinari
180 - 199 kg/mmq	acciai migliorati
200 - 219 kg/mmq	acciai ad alta resistenza

che si designano col limite più basso della trancia; si dirà, per esempio, che una fune è costituita da fili a 180 kg/mmq se essi hanno una resistenza compresa fra 180 e 199 kg/mmq.

Il filo elementare è costituito da acciaio Martin, fornito dalle acciaierie con diametri varianti da 5 a 12 mm. A partire da questi diametri, si

procede alla fabbricazione del filo vero e proprio, facendogli subire una serie di trattamenti, costituiti da:

- tempra: si riscalda il filo a 950° C e lo si raffredda bruscamente in un bagno di piombo a 500° C. L'operazione viene effettuata per dare all'acciaio una struttura tale da renderlo duttile, al fine di poterlo facilmente trafilare.
- preparazione del filo : Il filo, pulito dagli ossidi, è ricoperto da un deposito di calce, fosfato etc..., che serve per fissare il lubrificante necessario alla trafila. Passa quindi in stufa che toglie tutte le tracce di umidità.
- trafilatura: La riduzione del diametro del filo si fà a freddo, per passate successive su filiere di tungsteno. Per ogni passata si ha una diminuzione di sezione del 20-25% ed un aumento di resistenza di 10-15 kg/mmq. La sezione definitiva è ottenuta in media dopo 5 o 6 passate.
- galvanizzazione: se il filo deve essere protetto contro la corrosione, lo si ricopre con uno strato di zinco, facendolo passare in un bagno di zinco fuso, o per via elettrolitica.

Il filo così preparato è sottoposto a delle prove che corrispondono al tipo di sollecitazioni che deve subire, cioè:

- prove di trazione
- prove di torsione
- prove di piegamenti alternati
- prove di fatica.

La prova di trazione viene effettuata per classificare il filo nelle tre categorie già citate. L'allungamento del filo prima della rottura è generalmente debole e cioè dell'1-2%, con una strizione netta ma di debole lunghezza. Il limite elastico è mal definito; il diagramma degli allungamenti in funzione del carico non ha bruschi cambiamenti di direzione, come nel caso dell'acciaio dolce. Il modulo di elasticità è dell'ordine di 20.000 kg/mmq ($E = 20.000$ kg/mmq).

La prova di torsione viene effettuata fissando un'estremità del filo ad una mascella fissa e l'altra ad una mascella mobile.

La prova consiste nel contare il numero di giri effettuati dalla mascella mobile prima della rottura del filo. La distanza tra le due mascelle è

in genere 100 volte il diametro del filo. La tensione del filo deve essere pari al 2-5% del carico di rottura. Il numero delle torsioni diminuisce coll'aumentare del diametro del filo; a parità di diametro, diminuisce coll'aumentare del carico di rottura, da 25 - a 20 .

La prova mette in evidenza l'omogeneità dell'acciaio che costituisce il filo.

La prova dei piegamenti alternati consiste nella determinazione del numero di piegature, a 180°, che può sopportare il filo prima della rottura. I piegamenti avvengono tra mascelle che presentano degli spigoli arrotondati, di raggio 2,5 - 5 - 10 mm, a seconda del diametro del filo. Il numero dei piegamenti diminuisce coll'aumentare del diametro del filo; a parità di diametro diminuisce coll'aumentare della resistenza a rottura. In genere varia tra 35 e 10.

Le prove di fatica sono meno comuni ma non meno importanti. Un pezzo sollecitato a sforzi variabili si rompe se subisce un gran numero di cicli di sforzo, anche se il valore massimo del tasso di lavoro è debole e molto lontano dal carico di rottura della prova di trazione classica.

Si definisce come limite di fatica del metallo l'ampiezza massima della variazione del tasso di lavoro che il metallo può sopportare indefinitamente senza rompersi, qualunque sia il numero di cicli che esso avrà subito. L'ampiezza è contata a partire dal valor medio del tasso di lavoro (figura 12)..

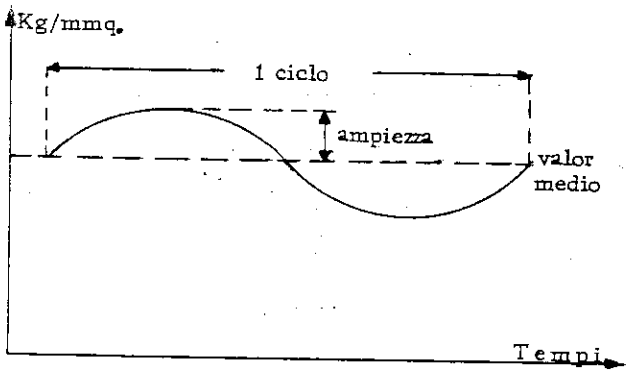


Fig. 12

Non Esiste per un certo metallo un ben determinato limite di fatica, ma i limiti sono tanti quanti sono i differenti modi di sollecitazione. Ci si riferisce di solito al limite di fatica dato dalle flessioni alternate, nelle quali il metallo delle generatrici esterne del campione è alternativamente teso e compresso; in tal modo il tasso di lavoro varia sinusoidalmente con un valore medio nullo.

Si può allora fare un grafico nel quale si pone in funzione della ampiezza massima il numero dei cicli che determinano la rottura della provetta. Si ricava la curva di durata che ha l'andamento rappresentato in figura 13. L'asintoto della curva rappresenta il limite di fatica.

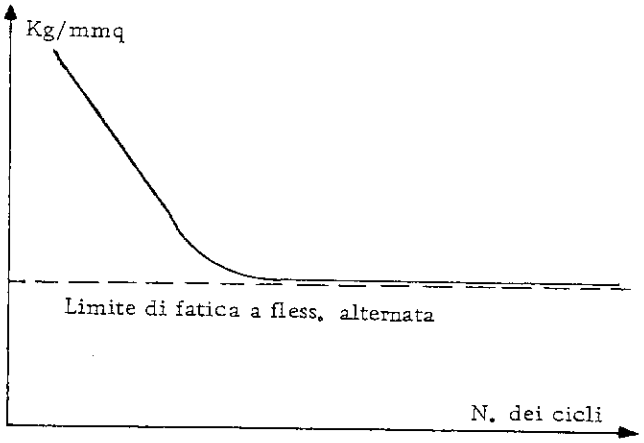


Fig. 13

Per fili trafilati questo limite è dell'ordine del 30% del carico di rottura a trazione. Può però variare notevolmente in seguito a numerose circostanze, quali la corrosione o la presenza di inneschi di frattura.

Riportiamo di seguito alcune caratteristiche dei fili trafilati.

- Facilità di adattamento - Il debole allungamento prima della rottura fa pensare che i fili siano fragili e suscettibili di dare numerose rotture in servizio. Esistono però delle curiose possibilità di adattamento. Per esempio, se, dopo aver portato il carico al punto B (figura 14), si scarica lentamente il filo, si ottengono i rami BC e CD, che differiscono notevolmente dal ramo AB. Ma se si ripete l'operazione su un ramo di filo che si è rotto nella prova precedente, si ritrova il ramo AB. Cioè, una frattura avvenuta nel filo non fà variare le caratteristiche dei tronconi di filo. La stessa cosa non può dirsi per i fili di acciaio dolce.

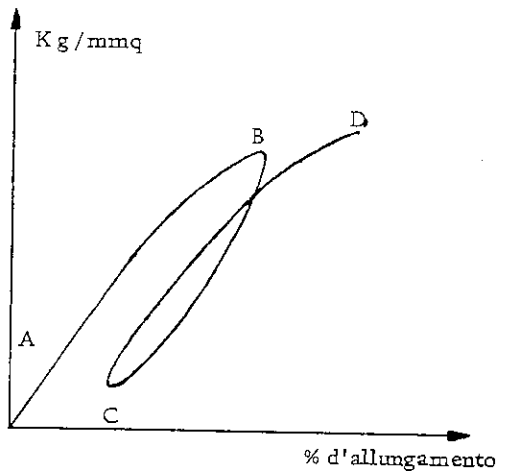


Fig. 14

- Influenza delle deformazioni permanenti locali - Se si mette sotto carico il filo, con un carico inferiore alla rottura, questi può assumere allungamenti elevati, dell'ordine del 100%,. Ciò può avvenire, ad esempio, nelle funi di estrazione, passando il filo sugli apparecchi d'avvolgimento.

Se si considera (figura 15) un anello che presenta una posizio-

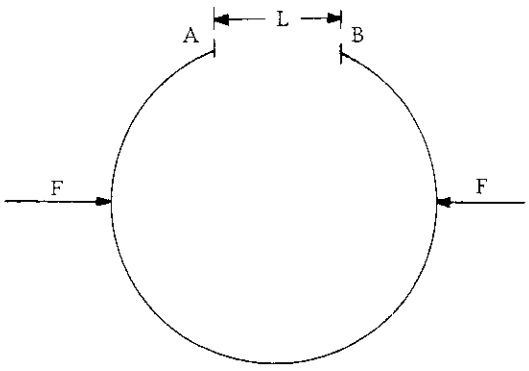


Fig. 15

ne di equilibrio libero, tale che AB L, e su di esso si applicano 2 forze F , L si riduce a l e, se non è stato superato il limite di elasticità, togliendo F, l"anello ritorna a L. Ma se si deforma l"anello con flessioni locali, in modo da dargli una nuova posizione di equilibrio nella quale AB L' e se si applicano le stesse forze F si constata che L' diventa l' e si ha:

L' - l' L - l

cioè l'anello si contrae all'incirca della stessa quantità e la sua elasticità non è influenzata dalle deformazioni permanenti. Questo spiega come è possibile preformare dei fili senza nuocere alle loro proprietà.

- Rottura dopo torsione - La torsione del filo influenza la sua resistenza, ma non eccessivamente. Infatti se si torce un filo sino a romperlo e si sottopone a una prova di trazione uno dei tronconi, si trova che la resistenza alla trazione è ancora notevole, precisamente pari all'80% di quella che si aveva prima della rottura a torsione.

Le prove di torsione forniscono anche un indice dello stato della fune. Infatti prove effettuate su funi di differenti età, forniscono i risultati di figura 16, non ottenibili con le altre prove.

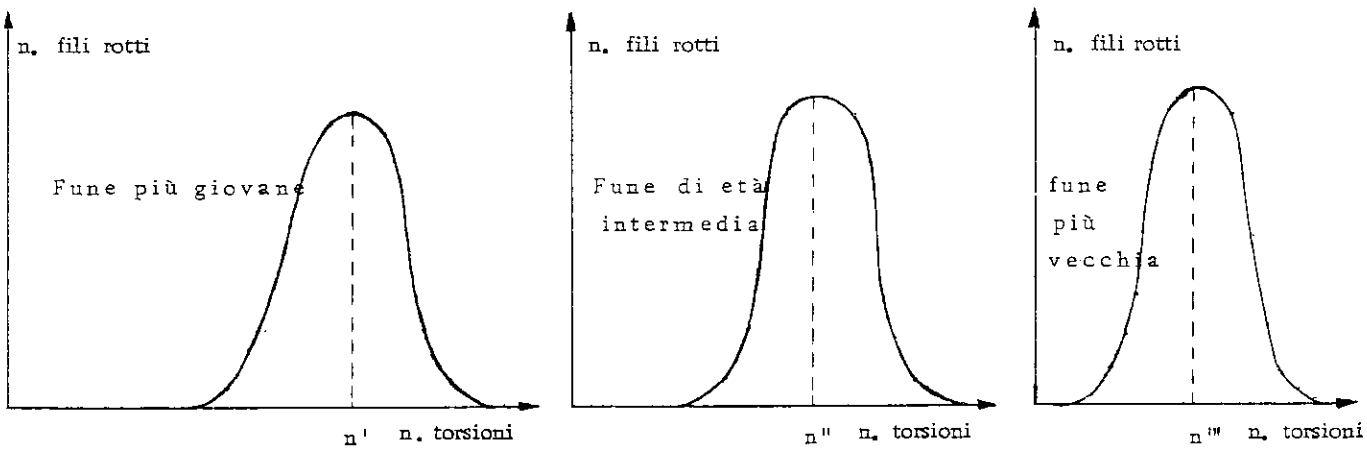


Fig. 16

Il Trefolo

Disponendo più fili ad elica, regolarmente spaziati gli uni rispetto agli altri, in uno o più strati sovrapposti, si ottiene il trefolo. Esso è quindi l'insieme di fili più semplice che si possa ottenere a partire dal filo.

Il trefolo è caratterizzato da:

- la natura dell'anima;
- il numero degli strati;
- il senso ed il passo d'avvolgimento dell'elica descritta dalla fibra media dei suoi fili.

Per quanto riguarda la prima caratteristica, l'anima dei trefoli usati nell'estrazione è generalmente costituita da un filo rotondo. Raramente vengono utilizzate funi più elastiche con anima dei trefoli di canapa.

Nei trefoli comuni tutti i fili hanno lo stesso diametro. Ogni strato di fili ha allora 6 fili in più dello strato più interno. Infatti se chiamiamo con r il raggio del trefolo allo strato n, aggiungendo lo strato n + 1 ed essendo d il diametro dei fili, le due circonferenze relative allo strato n ed allo strato n + 1 saranno rispettivamente:

$$2\pi r \qquad \text{e} \qquad 2\pi (r + d)$$

esse differiscono dunque di $2\pi d = 6{,}28\ d$.

Così i trefoli più comuni avranno composizione (figura 17):

1 + 6 + 12 + 18 + 24 + ...

3 + 9 + 15 + 21 + ...

4 +10 + 16 + 22 + ... etc....

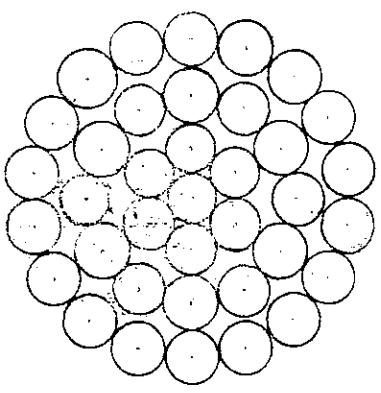


Fig. 17 - Trefolo di 37 fili
(1 + 6 +12 + 18)

In certi casi in cui si cerca di ottenere una maggior resistenza all'usura per sfregamento si hanno dei trefoli nei quali i fili esterni (uno o due strati) hanno un diametro maggiore di quelli interni: (figura 18):

1 + 6 + 8

1 + 6 + 9

1 + 6 + 10

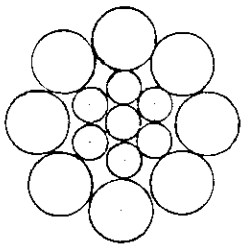


Fig. 18 - Trefolo di 15 fili (1 + 6 + 8)

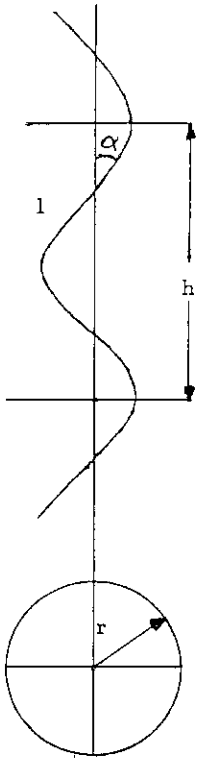


Fig. 19

I fili possono essere avvolti nel trefolo sia a destra che a sinistra.

Si chiama passo di trefolatura il passo dell'elica che costituisce la fibra media del filo nel trefolo. Se h è il passo (figura 19), l la lunghezza corrispondente della fibra media della spira considerata, r il suo raggio di avvolgimento, α l'angolo dell'elica costituita dai fili, si ha:

$$l \cos \alpha = h$$

$$l \operatorname{sen} \alpha = \pi d$$

Trefolatura ad angolo costante - Per ottenere da un trefolo la massima resistenza agli sforzi di trazione assiale, è naturale cercare di fare in modo che tutti i fili del trefolo, escluso quello centrale, abbiano la stessa lunghezza misurata secondo la loro elica. Questi fili avranno così in servizio il medesimo allungamento ed il carico si ripartirà ugualmente su tutti loro. Ciò equivale a dire che il rapporto h/l deve essere costante per ogni filo, cioè:

h/l = costante = $l \cos \alpha / l = \cos \alpha$ = costante

da cui α = costante.

Si cerca quindi di avvolgere sotto lo stesso angolo tutte le fibre medie dei fili dei differenti strati, ottenendo in tal modo la così detta trefolatura ad angolo costante.

Ma la costanza di questa uguaglianza d'angoli, realizzata per le fibre medie, non lo è per le generatrici interne ed esterne del filo.

Si ha infatti per una stessa spira (figura 20).

$\operatorname{tang} \alpha = 2 \pi r/h$ per la fibra media

$\operatorname{tang} \alpha_i = 2 \pi r_i/h$ per la fibra interna

$\operatorname{tang} \alpha_e = 2 \pi r_e/h$ per la fibra esterna

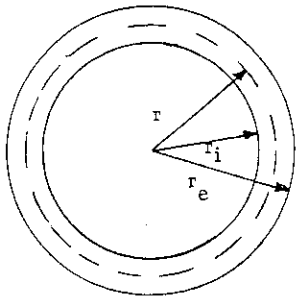


Fig. 20

Ne risulta che le generatrici esterne dei fili di uno strato e quelle interne dei fili dello strato immediatamente più esterno, che sono quindi a contatto, non hanno lo stesso angolo; ne deriva che il contatto tra i fili dei due strati non è continuo. Avvengono (come meglio vedremo) dei fenomeni di flessione secondaria e di indentazione che possono determinare la rottura dei fili.

Trefolatura a passo costante - Per eliminare l'inconveniente precedente si sono costruiti i trefoli a passo costante Seale o Warrington, la cui trefolatura è tale che tutti gli strati o almeno i due strati esterni hanno lo stesso numero di fili e sono attorti ad elica con lo stesso passo.

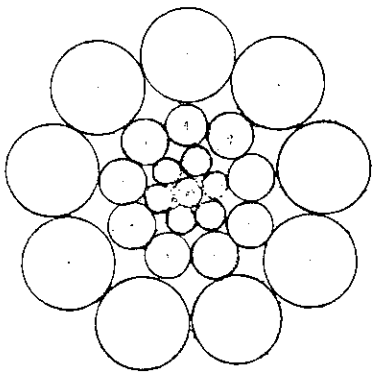


Fig. 21 - Trefolo Scale Lay di 25 fili (1+6+9+9)

In ciascuno dei due strati con lo stesso numero di fili, ovviamente, il diametro dei fili è diverso. Si hanno, per esempio, i tipi Seale: (figura 21):

1 + 5 + 5		1 + 6 + 9 + 9
1 + 6 + 6		1 + 6 + 10 + 10
1 + 7 + 7	oppure	1 + 6 + 12 + 12
1 + 8 + 8		1 + 6 + 15 + 15
1 + 9 + 9		

Naturalmente i fili sono di diversa lunghezza e non realizzano l'equi ripartizione fra i carichi. Sembra però che abbiano una miglior durata.

Quando la particolare utilizzazione richiede un numero di fili più grande per trefolo si usa il tipo di fune Filler nel quale la trefolatura è fatta a passo costante. Si impiegano fili di ugual diametro fra strato e strato, ma tra due strati successivi si aggiungono fili più piccoli. Così si hanno i tipi (figura 22):

1 + 5.5 + 10

1 + 6.6 + 12

1 + 7.7 + 14

1 + 8.8 + 16 etc.

Infine quando si vuole ottenere un trefolo estremamente rotondo si usano i trefoli Warrington, in cui lo strato esterno è costituito da fili di due diametri diversi, tutti gli strati essendo, inoltre, trefolati a passo costante. Si ha,

esempio, il tipo 1 + 6 + 6.6 etc. (vedi figura 23).

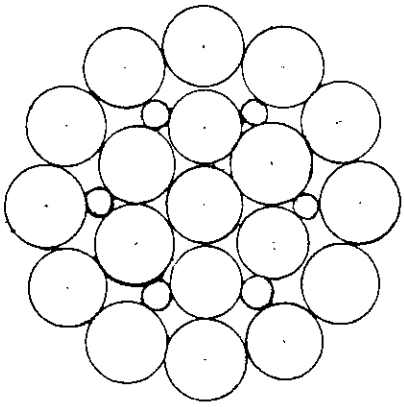


Fig. 22 - Trefolo Scale Lay Filler di 25 fili (1+6. 6+12)

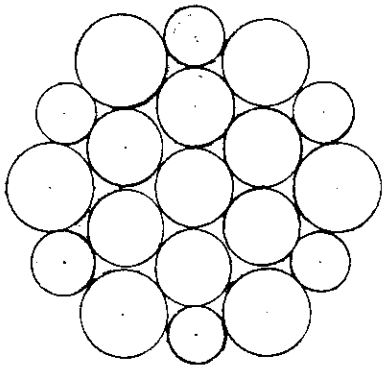


Fig. 23 - Trefolo Warrington Lay di 19 fili (1+6+6. 6)

Questi diversi modi di trefolatura a fili paralleli (Seale, Filler, Warrington) , possono combinarsi fra di loro per dare, ad esempio, dei trefoli Warrington+Seale di varia composizione.

Le Funi

Si ottengono avvolgendo elicoidalmente, attorno ad un'anima centrale, un certo numero di trefoli costituiti come prima detto.

Si distinguono in:

1) funi a trefoli rotondi: l'anima è generalmente di canapa, intorno ad essa si avvolgono normalmente 6 trefoli, talvolta 7 o 8. L'avvolgimento è normalmente effettuato a destra, ma possono essere avvolti anche a sinistra. Si hanno perciò due forme fondamentali:

a) in avvolgimento incrociato, ossia trefoli avvolti a sinistra e fune a destra o viceversa, o

b) in avvolgimento Lang , ossia trefoli avvolti a destra e fune a destra o viceversa.

Come meglio vedremo in seguito quando parleremo delle caratteristiche meccaniche delle funi, il tipo Lang ha una durata maggiore rispetto al tipo incrociato, inoltre è più flessibile; per questo le funi Lang sono spesso preferite come funi d'estrazione, sebbene esse tendano a distorcersi e a formare degli anelli.

2) Funi Nuflex - per eliminare l'inconveniente presentato dalle funi del tipo precedente, di avere un certo momento rotatorio che si trasmette alle guide, provocando la loro rapida usura, si è cercato di costruire delle

funi antirotatorie costituite da piccoli trefoli disposti in più strati ed avvolti in senso inverso l'uno rispetto all'altro; in tal modo l'azione rotatoria di uno strato è compensata da quella dello strato successivo.
Queste funi hanno delle buone qualità di flessibilità e antirotazione, hanno l'inconveniente di essere sensibili alle indentazioni ed alle rotture interne, oltre che alla corrosione. Sono molto diffuse in Belgio .

3) Funi semiequilibrate: rappresentano un compromesso fra i tipi precedenti. Hanno un solo strato di trefoli esterni avvolti su un'anima metallica o mista (quest'ultima è composta anch'essa da trefoli metallici avvolti su una anima tessile) i cui trefoli sono avvolti in senso inverso a quelli dello strato esterno. Si ottiene così una certa azione antirotatoria, mentre viene ridotto al minimo il numero dei trefoli interni.

4) Funi speciali : sono state create sia per migliorare la portanza sugli apparecchi d'avvolgimento, sia per ottenere una migliore azione antirotatoria, sia infine per migliorare la tenuta alla corrosione. Citiamo in particolare:

- funi a trefoli triangolari: migliorano la portanza sugli apparecchi d'avvolgimento; sono sempre a sei trefoli con avvolgimento Lang, ciascuno avente la forma di un triangolo equilatero ad angoli arrotondati (figura 24). L'anima su cui sono avvolti i sei trefoli è sempre tessile.
- funi chiuse: sono funi costituite da un solo trefolo, costituito a sua volta da un certo numero di strati di fili la cui sezione può essere circolare, ad x o a z. La costituzione di questa fune gli conferisce una superficie perfettamente liscia che dà un'accellente portata sugli apparecchi d'avvolgimento ed una notevole resistenza all'usura, ha inoltre una certa azione antirotatoria. Queste funi sono difficilissime da fabbricare; per l'estrazione ne sono state costruite sino al diametro di 64 mm, in Inghilterra (figura 25).

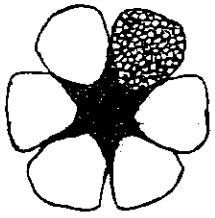


Fig. 24 - Fune a 6 trefoli triangolari con anima centrale tessile.

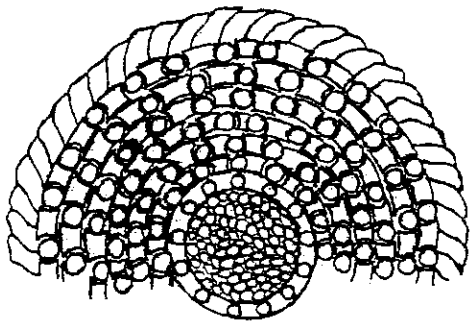


Fig. 25 - Sezione di una fune chiusa da 62 mm in scala naturale.

Caratteristiche fisiche delle funi -

Diamo quì alcune definizioni comunemente usate per le funi.

- Superficie teorica: è la superficie totale, data dalla somma delle sezioni rette di tutti i fili che costituiscono la fune.
- Sezione teorica : è una figura geometrica convenzionale, che fornisce una rappresentazione approssimata, ma semplice, della sezione reale. Essa è ottenuta supponendo di tagliare la fune con un piano orizzontale. In tale figura, i fili sono rappresentati da cerchietti.
- Diametro teorico: è il diametro del cerchio circoscritto alla sezione teorica. Per funi a trefoli rotondi si ottiene, con buona approssimazione; il valore di tale diametro teorico, moltiplicando il diametro dei fili esterni dei trefoli esterni per certi coefficienti dati in funzione del tipo di fune.
- Diametro pratico: è il diametro della fune non ancora tesa. Esso è maggiore del diametro teorico di una quantità pari al 2-5%. Ossia:

  Diametro pratico massimo diametro teorico + 5 %

  Diametro pratico minimo diametro teorico + 2 %/
- Peso per metro lineare: si ottiene moltiplicando la superficie teorica, espressa in cmq., per un coefficiente, variabile in funzione del tipo di fune. Tale coefficiente è, per esempio, di:

  0,95 per funi a 6 trefoli rotondi su anima centrale tessile;

  0,935 per funi a 8 trefoli su anima centrale mista;

  0,925 per funi Nuflex o Seale.

Il peso reale differisce dal peso teorico così calcolato di una quantità pari a $\pm$ 1,5%.

Caratteristiche meccaniche delle funi

a) Resistenza a trazione - Per un filo avvolto ad elica intorno ad un asse XY , una trazione ϑ parallela a quest"asse è equivalente (figura 26):

- a una forza $\vartheta/\cos\alpha$, diretta secondo l'elica,
- a una forza $\vartheta \operatorname{tang}\alpha$ (che crea un momento di distorsione).

Per il momento trascuriamo quest'ultima, su di essa ritorneremo oltre. Lo stesso ragionamento, ripetuto per un trefolo avvolto in una fune se-

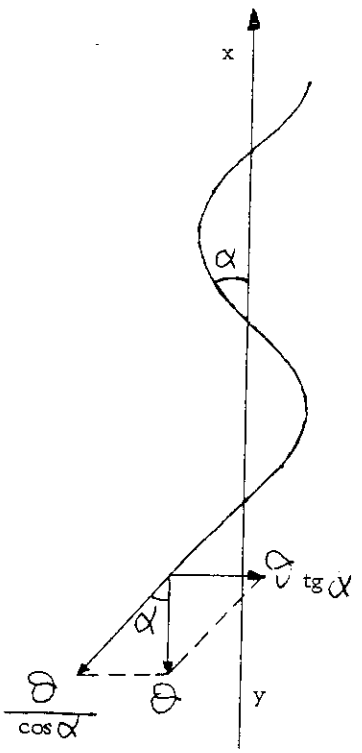


Fig. 26

condo un'elica di angolo β darebbe per una trazione ϑ secondo l'asse della fune, una trazione $\vartheta / \cos\alpha$. $\cos\beta$ secondo l'asse del filo. Con gli angoli abituali α e β (18-20°), si ha:

$$\frac{1}{\cos\alpha} = 1{,}05 \text{ circa} \qquad \frac{1}{\cos\alpha \cos\beta} = 1{,}10 \text{ circa}$$

ossia, le trazioni nel filo, sono, a causa dell'avvolgimento ad elica, maggiorate del 5% circa, per una fune ad un solo trefolo (funi chiuse).
10% circa per una fune a trefoli multipli.

Inversamente, per la stessa ragione, la resistenza a rottura di una fune, sarà inferiore alla resistenza a rottura totalizzata dei fili. E' questa una delle ragioni che fanno diminuire la resistenza di una fune per effetto della messa a posto della fune stessa, come meglio vedremo oltre.

b) Modulo di elasticità - Analogamente si può cercare una relazione teorica approssimata fra il modulo di elasticità del filo e quello della fune.

Consideriamo un filo di sezione retta S, modulo di elasticità E, avvolto ad elica di angolo α intorno ad un asse verticale XY.

Supponiamo posto su, questo stesso asse un filo della stessa sezione ma di modulo di elasticità E'. Proponiamoci di determinare le condizioni necessarie per cui le manifestazioni elastiche verticali di questi fili siano equivalenti (figura 27).

Perchè questo avvenga è necessario che una stessa forza verticale ϑ applicata in B e in B' sposti questi stessi due punti di una stessa lunghezza misurata nel senso XY (dl), essendo i due punti A e A' fissi. Supponiamo che il punto B si sposti su di una verticale, supponiamo cioè nulla la ϑ tg α . Si trascura la variazione dell'angolo α . In queste condizioni il filo ad elica sarà sottoposto alla $\vartheta/\cos\alpha$ e la sua lunghezza iniziale $l/\cos\alpha = AB = AC$ si allungherà di $dl \cdot \cos\alpha$; si avrà dunque per questo filo:

$$\frac{\varepsilon}{\cos\alpha\ S} = \frac{E.dl.\cos\alpha}{l/\cos\alpha} = E\ \frac{dl}{l}\cos^2\alpha$$

da cui:

$$\vartheta = ES\ \frac{dl}{l}\cos^3\alpha$$

per il filo assiale si avrà : $\vartheta = E'\ S\ \frac{dl}{l}$

da cui: $E' = E\cos^3\alpha$

Questo ragionamento valido per un filo avvolto in un trefolo può essere ripetuto per un trefolo avvolto in una fune, si troverebbe così per una fune trefolata:

$$E'' = E\cos^3\alpha\ \cos^3\beta$$

e poichè α e β hanno un valore di circa 18-20°: $E' = 0{,}73\ E$. Con acciai per cui $E = 20.000$ kg/mmq, si ha: $E'' = 15.000$ kg/mmq.
In realtà $E'' = 10.000$-12.000 kg/mmq, per le approssimazioni del calcolo precedente e perchè con anima di canapa, a causa della compressione della stessa, i fenomeni che abbiamo trascurato (variazioni del passo dell'elica, contrazioni laterali), si manifestano in modo più sensibile.

c) Prove di trazione sulla fune - Prendendo un troncone di fune e sottoponendolo ad una trazione fino a rottura si ottiene il carico di rottura chiamato carico di rottura sperimentale. Ma la resistenza a trazione della fune può essere determinata facendo prove individuali del carico di rottura per ciascuno dei fili e sommando i risultati ottenuti. Si ha così la resistenza totalizzata sperimentale.

Considerando questi due valori si trova che, generalmente, il secondo è superiore al primo, e la differenza costituisce ciò che si chiama perdita di cordatura sperimentale, che viene espressa in percento della resistenza totalizzata sperimentale.

Una delle ragioni di questa perdita è dovuta, come si è visto, alla inclinazione dei fili, ma essa dipende anche da altri fattori:

- variabilità nella resistenza dei fili;
- diametro dei fili;
- tensioni interne (specialmente torsioni di fabbricazione);
- precauzioni più o meno grandi prese durante il prelevamento del campione

e durante la legatura delle estremità;

- ripartizione dello sforzo tra i fili durante la prova;

Per tutte queste ragioni si otterranno dei risultati abbastanza dispersi, per cui la perdita di cordatura è un criterio molto discusso e alle volte rifiutato, come per esempio in Germania, in cui ci si riferisce soltanto alla resistenza totalizzata sperimentale.

I servizi di controllo evidentemente considerano sempre la perdita sperimentale precedentemente definita, ossia basata sulla resistenza effettiva dei fili trovata al banco di prova.

Per un tipo determinato di fune ed una data resistenza dei fili il carico di rottura sperimentale R è sensibilmente proporzionale al peso metrico della fune:

$$R = \alpha\, p$$

ove il valore di α è generalmente compreso fra 15.600 e 16.400.

Quando si sottopone a trazione un campione di fune, si ottiene dapprima un allungamento di assestamento corrispondente alla compressione della anima o delle intercalazioni tessili ed all'assestamento dei fili e dei trefoli, quindi un allungamento elastico che sparisce appena si sopprime il carico. Se si va oltre si ottengono delle rotture dei fili, generalmente non simultanee, precedute da strizioni.

L'allungamento di assestamento è più o meno accusato a seconda che si tratti di fune nuova o usata. La sua misura è di notevole interesse. Talvolta per una fune nuova possono essere svelati difetti eventuali di fabbricazione. Solo quando l'allungamento di assestamento ha raggiunto il suo valore massimo (normalmente ciò avviene sotto un carico pari al 10% del carico di rottura) può aver inizio la misura dell'allungamento elastico, che permette di determinare i valori del limite elastico e del modulo di elasticità.

Il limite elastico varia in funzione del tipo di fune, lo si trova, generalmente, per le funi metalliche intorno al 75% del carico di rottura. Quanto al modulo di elasticità, lo si definisce come per una barra omogenea:

$$E = \frac{\vartheta/S}{\Delta l/l}$$

ove ϑ è il valore della forza di trazione assiale;

S , la somma delle sezioni dei fili costitutivi della fune;

l , la lunghezza iniziale;

Δl , l'allungamento sotto il carico.

Tale modulo varia con la composizione della fune; normalmente varia fra 7800 e 2..000kg/mmq, per le funi usate tali valori devono essere moltiplicati per 1,2.

Comportamento della fune in servizio

a) Allungamenti in servizio - Come nelle prove di trazione su fune intera, si constata che la fune in servizio tende ad assumere un allungamento permanente corrispondente, pare, alla messa a posto degli elementi ed alla compressione dell'anima.

Tale allungamento si manifesta progressivamente, dapprima rapidamente, quindi più lentamente, tendendo la fune verso la sua lunghezza definitiva. Quest'ultima è raggiunta:

- in qualche settimana per una fune chiusa,
- in sei-diciotto mesi per una fune a trefoli rotondi.

L'allungamento di assestamento totale raggiunge:

- 0,25 - 0,30% per una fune chiusa,
- 1,0 - 2,5 % per una fune a trefoli piatti,
- 1,5 - 3,0 % per una fune a trefoli rotondi.

Oltre a quest'allungamento di assestamento, la fune subisce degli allungamenti elastici. Essi dipendono da cause numerose e molto varie, pertanto è assai difficile stabilire un valore del modulo di elasticità con misure sulla fune inservizio. Si ammettono generalmente dei valori vicini a quelli che risultano dalle prove di trazione.

b) Rotazione - Una fune in servizio sopporta dei momenti che provocano:

- delle reazioni alle estremità della fune (attacchi sui tamburi, sulle gabbie, guide);
- rotazioni della fune stessa.

L'insieme dà luogo a quelli che si chiamano fenomeni di girazione o rotazionali.

I momenti sopportati sono essenzialmente:

- la coppia iniziale. dovuta alle torsioni di fabbricazione non compensate ed alla elasticità trasversale delle eliche;
- le coppie di rotazione funzionali, che derivano dalle azioni laterali esercitate dagli apparecchi di avvolgimento (gole delle pulegge e delle molette). Tali coppie sono difficili da calcolare;
- le coppie dovute ai carichi assiali, sono generalmente quelle preponderanti, pertanto sono quelle che in particolare studieremo.

Riprendiamo il filo avvolto ad elica caricato da una forza ϑ, che si scompone in $\vartheta/\cos\alpha$ lungo il filo ed in $\vartheta \operatorname{tg}\alpha$ perpendicolare ad XY (figura 27).

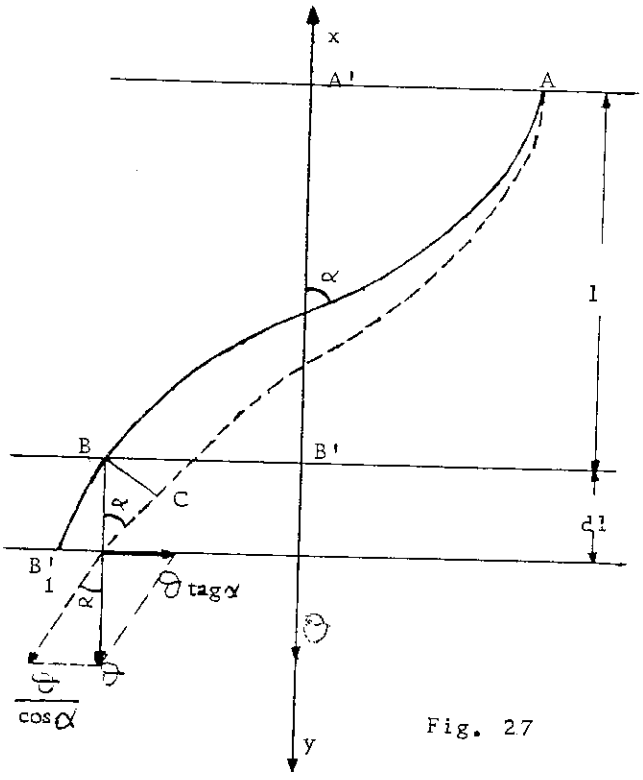


Fig. 27

Quest'ultima forza determina una coppia in senso inverso all'avvolgimento dell'elica $c = \vartheta \operatorname{tg}\alpha \cdot r$.

Analogamente i trefoli avvolti in una fune subiranno una coppia di distorzione se si applica alla fune una forza parallela al suo asse. Se si considera una fune ad uno strato di trefoli, l'effetto rotatorio dei fili si somma a quello dovuto ai trefoli se i sensi di avvolgimento sono gli stessi (avvolgimento Lang), questi effetti si contrasteranno se i sensi di avvolgimento sono opposti (avvolgimento incrociato).

Prendiamo a titolo d'esempio una fune a 6 trefoli di 19 fili di diametro δ, i fili essendo avvolti nei trefoli secondo eliche di angolo α, i trefoli avvolti nella fune secondo eliche di angolo β (figura 28). Il carico sopportato dalla fune (P) è ripartito su 6 x 19 = 114 fili. Ciascun filo sopporta dunque: $\vartheta = P/114$. I momenti che ne risultano sono:

Momenti applicati ai fili nei trefoli:

- strato interno: $-6\vartheta \operatorname{tg}\alpha \cdot \delta$
- strato esterno: $12\vartheta \operatorname{tg}\alpha \cdot \delta$
- totale per trefolo: $30\vartheta \operatorname{tg}\alpha \cdot \delta$

- ossia per 6 trefoli: $180\ \vartheta\ tg\ \alpha\ .\delta$

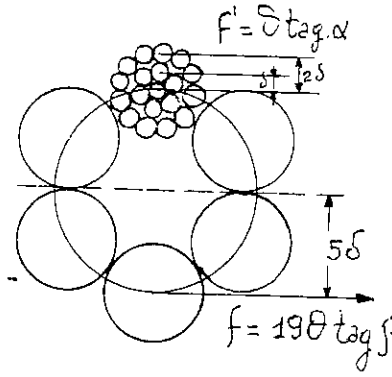


Fig. 28

Momenti applicati ai trefoli nella fune:

$$6 \times 19\ \vartheta\ tg\ \beta\ .\ 5\delta$$

ossia : $570\ \vartheta\ tg\ \beta\ .\delta$

Momenti totali applicati alla fune:

a) fune incrociata: sarà la differenza dei due momenti precedenti, ossia ponendo $\alpha = \beta$:

$(570 - 180)\ tg\ \alpha\ \vartheta\delta = 390/114 \cdot tg\ \alpha \cdot P\delta$

b) fune Lang: sarà la somma dei momenti precedenti, ossia:

$750/114\ tg\ \alpha\ P\delta$ se $\alpha = 18°$ circa $tg\ \alpha = 0,34$

i due momenti precedenti diventano:

Fune incrociata: $1,164\ P\delta$

Fune Lang : $2,236\ P\delta$

Riassumendo, è possibile calcolare il momento che una fune sopporta a causa dei carichi assiali con una formula del tipo:

$$M = k\ P\delta$$

dove: M = coppia in kgm; P = carico assiale in tonn; δ = diametro dei fili esterni in mm ; k = un coefficiente variabile con la composizione della fune, i cui valori sono dati solitamente in tabelle.

E' evidente che si avrà sempre interesse a ridurre il più possibile gli effetti rotatorii, pertanto si tende sempre a far uso delle cosidette funi antirotatorie, ossia di quelle funi che sviluppano delle piccole coppie sotto carichi assiali. Da questo punto di vista le funi si classificano, in funzione dell'azione rotatoria crescente, in:

1) funi chiuse
2) funi Nuflex
3) funi semiequilibrate
4) funi Lang ordinarie
5) funi Lang a trefoli triangolari.

E' evidente che non si possono sempre scegliere funi antirotatorie, sia a causa delle difficoltà di fabbricazione (funi chiuse), sia a causa dei pericoli di indentazione e corrosione (funi Nuflex), sia infine perchè a causa

della loro portanza esterna si dovranno scegliere, per esempio, funi a trefoli triangolari che sono assai rotatorie.

Sforzi sopportati dalle funi

Le cause principali delle sollecitazioni subite dalle funi sono:

- il carico statico;
- gli sforzi dinamici (avviamento, frenatura, oscillazioni, etc...);
- le flessioni sugli apparecchi d'avvolgimento;
- le pressioni su questi apparecchi, da cui risultano delle flessioni secondarie e delle compressioni interne;
- le torsioni o detorsioni.

Non si devono, inoltre, perdere di vista le variazioni o ripetizioni della maggior parte di questi sforzi, che sottopongono la fune a fenomeni di fatica.

a) Carichi statici e sforzi dinamici (figura 29) - La determinazione del carico statico non presenta alcuna difficoltà; lo si scriverà:

$$C_s = C + Q + k$$

dove: C è il peso della gabbia o dello skip e dell'attrezzatura connessa;
Q è il carico massimo situato nella gabbia o nello skip;
k è il peso della fune sospeso nel pozzo fra molette e redancia.

Gli sforzi dinamici dipendono dai valori dell'accelerazione o della deaccelerazione γ esistente nelle diverse sezioni della fune. Se la fune è rigida, non elastica, γ avrà lo stesso valore allo stesso istante per tutte le sezioni ed il calcolo degli sforzi dinamici sarà facile. Per sempio, per una installazione koepe, si scriverà be come segue, il valore della tensione totale del ramo montante, durante un periodo di accelerazione:

$$T = C + Q_m + k_m - p_m \operatorname{sen}\alpha + \frac{C + Q_m + k_m + p_m + S}{g}\gamma$$

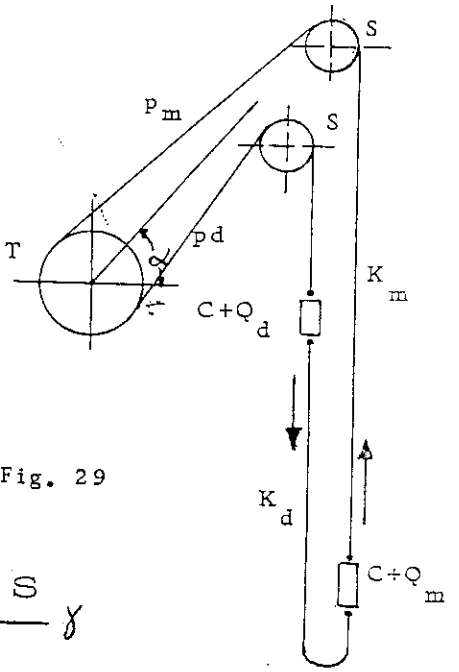


Fig. 29

per il ramo discendente analogamente:

$$t = C + Q_d + k_d - p_d \operatorname{sen}\alpha - \frac{C + Q_d + k_d + p_d + S}{g}\gamma$$

essendo C il peso della gabbia e accessori; Q_m il carico situato nella gabbia montante (comprese berline vuote); Q_d il carico situato nella gabbia discendente; k_m e k_d il peso di fune pendente nel pozzo fra molette e redancia;

α l'inclinazione media dei rami di fune fra puleggia koepe e molette; S il peso ridotto della moletta rapportato al proprio asse.

Ma come abbiamo già detto, l'elasticità della fune dà luogo a fenomeni di oscillazione, per cui la determinazione degli sforzi dinamici diventa difficile ed approssimata. I risultati attualmente conosciuti permettono però di stabilire che in installazioni normalmente costituite, che non comportano cioè sforzi estremamente brutali, gli sforzi dinamici dovuti alle accelerazioni e deaccelerazioni non sorpassano, nelle condizioni peggiori, il doppio dei valori calcolati nell'ipotesi di fune non elastica.

b) Flessioni sugli apparecchi d'avvolgimento - Consideriamo un filo cilindrico avvolto su una puleggia (figura 30). Siano: D il diametro di avvolgimento della fibra media del filo, δ il diametro del filo.

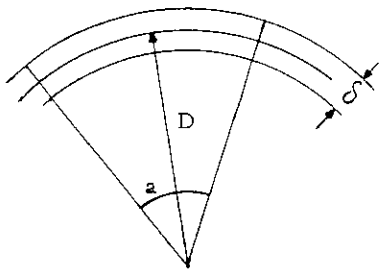


Fig. 30

La generatrice esterna del filo si allunga, per un angolo al centro a , di:

$$\frac{a\,(D+\delta)}{2} - \frac{aD}{2} = a\,\frac{\delta}{2}$$

l'allungamento relativo è dunque:

$$\frac{a}{aD} = \frac{\delta}{D}$$

e la sollecitazione corrispondente è uguale a: $E_f \frac{\delta}{D}$

essendo E_f il modulo di elasticità dell'acciaio che costituisce il filo. Per una fune si ammette, per il calcolo di questa sollecitazione, la stessa formula precedente $E_f \delta/D$, con δ diametro del filo, E_f modulo di elasticità della fune, definito come sopra.

Facciamo notare che il calcolo è approssimato, bisognerebbe in effetti condurlo a partire dal filo più sollecitato, ma sarebbe difficile in questa caso valutare certi fattori quali la compressibilità dell'anima, la variazione del passo dell'elica etc..., che hanno evidentemente influenza; ci si accontenta della formula precedente.

Per limitare le sollecitazioni di flessione, si ammettono generalmente i seguenti rapporti fra diametro dei fili (δ), diametro della fune (d) e diametri degli organi d'avvolgimento (D):

D = 1200 - 2000 δ

D = 80 - 100 d per funi trefolate

D = 100 - 120 d per funi chiuse.

c) Pressioni sugli apparecchi d'avvolgimento - Siano:

T , la tensione della fune

R , il raggio dell'apparecchio d'avvolgimento

λ , la larghezza della superficie d'appoggio dei fili esterni misurata in un piano perpendicolare alla spira (figura 31)

p , la pressione per unità di superficie sui fili.

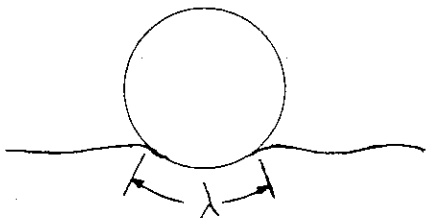


Fig. 31

Si ha:

$$p = \frac{T}{R\lambda}$$

è proporzionale al diametro della fune d, e dovrà scriversi $\lambda = kk'd$ k e k' essendo dei coefficienti che dipendono rispettivamente dalla forma della superficie d'appoggio e dalla natura della fune. Per tali coefficienti si ammettono i seguenti valori:

- pulegge a gola senza obliquità della fune..... k 0,95
- pulegge a gola con obliquità della fune.....k 0,50
- tamburi scanalati..... k 0,40
- tamburi lisci..... k 0,25
- funi chiuse..... k' 1,0
- funi a trefoli triangolari o a trefoli appiattiti..... k' 0,75
- funi ordinarie..... k' 0,30

Si fà in modo che le pressioni calcolate con i coefficienti precedenti non superino i 16-20 kg/cmq.

d) Flessioni secondarie - Queste flessioni, dovute alle pressioni sugli apparecchi d'avvolgimento, si manifestano nei trefoli che comportano più strati di fili.

Siano AA, BB due fili dello strato esterno, A'A', B'B', due fili sottogiacenti che supponiamo abbiano lo stesso diametro dei precedenti (figura 32).

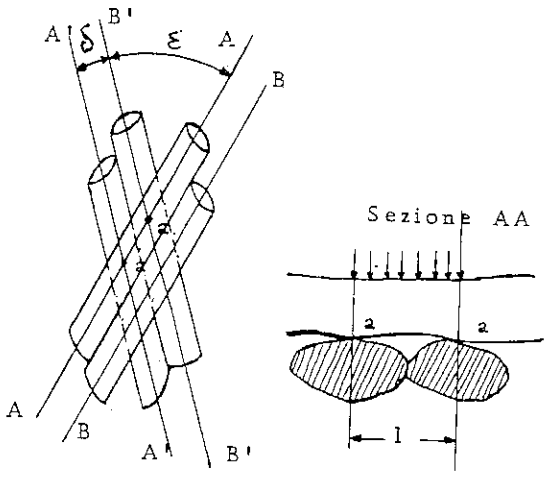


Fig. 32 - Posizioni relative di 2 strati di fili in un trefolo.

Il filo AA sottoposto ai carichi radiali che riceve dagli apparecchi d'avvolgimento, lavora a flessione fra i punti di contatto a a che trova sui fili A'A' e B'B',

e) Compressioni interne - Indentazioni - Oltre ai fenomeni di flessione secondaria, la trasmissione degli sforzi dà luogo a punti contatto fra i fili e a pressioni locali che possono provocare un fenomeno di interpenetrazione dei fili detto indentazione, che può accentuarsi con l'usura e diventa spesso l'origine di rotture per fatica e innesco di fessurazioni che si producono in corrispondenza dell'indentazione (figura 33). L'indentazione sembra favorita dall'aumento dell'angolo sotto il quale si incrociano i fili. Notiamo ancora che può produrre ancora non solo fra i fili di uno stesso trefolo, ma anche fra i fili esterni di trefoli diversi.

f) Torsioni - Espressione della sollecitazione di torsione -

Consideriamo un filo cilindrico di asse XY. Sia Ab una delle sue generatrici. Se immobilizziamo l'estremità B ed applichiamo ad A un momento di asse XY (figura 34) produciamo una torsione del filo e la generatrice AB diventa A' B.

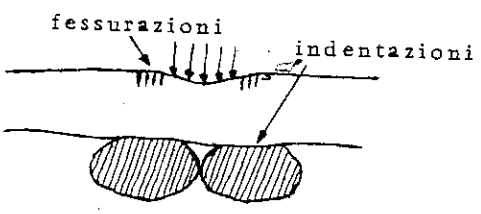


Fig. 33 -Fessurazioni e Indentazioni.

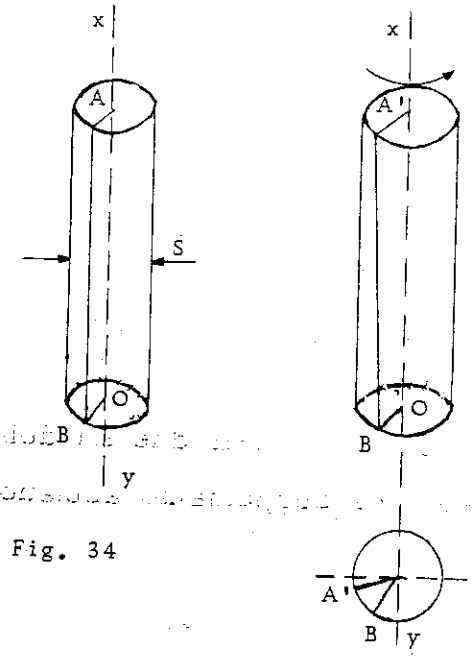


Fig. 34

Si definisce torsione per unità di lunghezza, il rapporto:

$$\tau = \frac{\text{angolo BO A'}}{AB}$$

ed è noto che la sollecitazione di torsione in un punto del filo è:

$$G \frac{\tau \cdot \delta}{2}$$

dove G è il modulo di elasticità trasversale dell'acciaio (uguale 7500 - 9000 kg/mmq), τ la torsione per unità di lunghezza; δ diametro del filo.

La valutazione delle sollecitazioni di torsione si riconduce dunque a quella delle torsioni per unità di lunghezza, le quali possono provenire dalle torsioni di fabbricazione o dalle torsioni funzionali, provocate dalle rotazioni della fune in servizio.

Le informazioni precedentemente date intorno agli sforzi sopportati dalle funi di estrazione permettono di effettuare il calcolo di una fune di estrazione per una determinata installazione. L'argomento viene trattato in sede di esercitazioni.

Valutazione del lavoro fatto da una fune

Se si tratta di paragonare fra loro 2 funi che hanno funzionato nella stessa installazione, si possono scegliere come parametri o la durata o il numero di cordate o le tonnellate estratte o tonnellate kilometro utile.

Se però si tratta di funi che abbiano lavorato in installazioni diverse, per definire un indice di valutazione della fune, bisogna tenere conto:

- del lavoro trasmesso dalla fune;
- delle caratteristiche dell'installazione;
- del prezzo della fune.

Il lavoro trasmesso dalla fune corrisponde al carico statico della parte montante, al carico statico della parte discendente, più il lavoro corrispondente agli sforzi dinamici.

Le caratteristiche dell'installazione sono:

- il numero di flessioni che subisce la fune (macchina a terra o su torre);
- la regolarità e dolcezza delle macchine (a vapore, elettriche, automatiche, tipo di frenatura più o meno violenta);
- il guidaggio (rigido - con funi, resistenze etc...).

Essendo però molto difficile tener conto di tutti questi parametri, si usa una formula, detta di Moebold, che ha la seguente espressione:

$$\frac{a}{3}\ \frac{1}{p}\sum \frac{R}{\sigma}\ \ n.\ 10^{-6}$$

che dà il valore convenzionale del lavoro trasmesso dalla fune in T.km. per kg. di fune. In questa formula, a è un coefficiente uguale a 3, se vi sono 3 piegamenti, uguale a 4, se vi sono 4 piegamenti (macc. su torre).

$$\sum \frac{R}{\sigma} n = \frac{R}{\sigma_1} n_1 + \frac{R}{\sigma_2} n_2$$

dove:

R, è il carico di rottura della fune espresso in kg;

n_1, il numero di cordate effettuate con coefficiente di sicurezza σ_1

n_2, il numero di cordate effettuate con coefficiente di sicurezza σ_2

p ,il peso per metro lineare di fune (kg/m).

In pratica questa espressione tiene conto solo dei carichi statici e delle flessioni e quindi il valore ottenuto è soltanto indicativo.

Con impianti senza fune di equilibrio , p varia dal fondo pozzo alla bocca del pozzo; si è soliti prendere il valore di p corrispondente ad una posizione della gabbia a metà pozzo.

Cause di deterioramento delle funi di estrazione

Le principali cause di deterioramento delle funi d'estrazione, sono di due tipi;

- meccaniche, che derivano dagli sforzi sopportati dalle funi e che abbiamo già descritto (carichi statici, sforzi dinamici, flessioni, pressioni, torsioni);
- chimiche, che derivano essenzialmente da fenomeni di corrosione.

a) Cause meccaniche - Determinano i seguenti deterioramenti:

- usura
- indentazione e flessioni secondarie
- rottura di fili a causa di esagerate sollecitazioni locali
- rotture di fili per fatica.

L'usura si verifica sopratutto in corrispondenza fra i fili esterni a causa del contatto con gli organi d'avvolgimento. Può però anche determinarsi per attrito fra spira e spira quando la fune è avvolta nei tamburi cilin

drici.

I fenomeni di indentazione e flessione secondaria, che abbiamo già descritto, favoriscono la rottura dei fili all'interno della fune, sia a causa della riduzione di sezione che ne consegue, sia a causa degli inneschi di rottura di cui si è parlato.

Le sollecitazioni locali eccessive, quasi sempre a causa di esagerati effetti dinamici che si determinano di solito per cause accidentali, possono ancora dar luogo a rotture dei fili.

Le rotture per fatica, infine, sono la causa più frequente; sono dovute all'alternanza e alla ripetizione (sopratutto al numero di alternanze e ripetizioni) degli sforzi cui si è precedentemente accennato (usura, indentazioni, flessioni, etc.....).

b) Cause chimiche - La corrosione può essere dovuta ad agenti esterni o ad agenti interni.

La corrosione dovuta ad agenti esterni è provocata dall'azione dell'atmosfera del pozzo e dalle acque presenti, che possono dare fenomeni di ossidazione (acque acide) o fenomeni elettrolitici (acque basiche).

La corrosione dovuta ad agenti interni può essere provocata dalla presenza di batteri nell'anima o negli intercalari tessili della fune, i quali si decompongono sotto l'azione dei predetti batteri che possono anche attaccare il metallo.

Qualunque sia la sua origine la corrosione deve essere temuta, perchè la sua azione è insidiosa in quanto non si manifesta all'esterno e determina una considerevole diminuzione di resistenza.

Misure da adottare per prolungare la durata delle funi

Tali misure servono evidentemente per impedire o ritardare l'apparizione dei difetti già descritti. Sintetizziamo di seguito le principali, suddividendole a seconda della causa di deterioramento:

a) contro l'usura -

- ridurre la pressione di contatto tra fune e organi d'avvolgimento,
- munire questi ultimi di guarniture in legno o in gomma,
- ridurre gli angoli di deviazione,
- usare un senso di cordatura contrario all'effetto di avvitamento.

b) Contro le flessioni secondarie e le indentazioni -

- ridurre le pressioni sugli organi d'avvolgimento,
- ridurre gli attriti interni ingrassando la fune e trattando i fili con bisolfuro di molibdeno.

c) Contro la fatica -

- ridurre principalmente la ripetizione degli sforzi ed il loro valore massimo,
- usare un buon guidaggio,
- adottare macchine regolari e progressive nel loro funzionamento (meglio macchine elettriche automatiche),
- adottare un'azione frenante progressiva,
- soppressione dei piegamenti,
- regolazione della fune,
- osservare tutte le misure atte ad evitare l'abbassamento del limite di fatica,
- ridurre le cause di formazione di fessure (flessioni secondarie),
- ridurre la corrosione.

d) Contro la corrosione -

- ridurre l'umidità delle anime,
- adottare la galvanizzazione dei fili,
- ingrassare le funi.

Per quanto riguarda quest'ultimo punto, le norme del regolamento francese prescrivono che:

- gli elementi tessili devono contenere un peso di lubrificante pari al 30% del peso della fibra secca; non si possono usare vaselline.
- le funi devono essere ingrassate all'interno quando sono in formazione e protette esternamente da un lubrificante e per le pulegge koepe da un prodotto antiruggine. Per questi ultimi impianti è infatti necessario che la superficie esterna della fune sia meno scivolosa possibile, per avere una buona aderenza fune-puleggia; si usa allora come protezione esterna solo antiruggine e come interna olii che non diano luogo ad essudazioni.

Controllo delle funi

a) Prove - Ogni fune nuova deve essere sottoposta a delle prove che consentono di valutare il carico di rottura a trazione, sia con prove sulla fune

intera (si misura in questo caso anche l'allungamento prima della rottura), sia con prove sul filo elementare. I fili dovranno subire prove di trazione, torsione e flessione.

Nelle funi utilizzate in macchine che lo consentono si deve procedere, ogni sei mesi, il primo anno, ed ogni tre mesi il secondo anno, al taglio della parte inferiore, per una lunghezza di almeno due metri su questi spezzoni si rinnoveranno le prove fatte su fune nuova.

b) Visite -

Giornaliera, fatta da un incaricato.

Settimanale, consiste in una visita dettagliata.

Mensile, fatta da uno specialista che esamina, con fune ferma e previa preliminare pulizia, i punti più sollecitati, e dopo il primo anno almeno un tronco di un metro ogni 100 metri di fune.

L'ingenere capo del distretto minerario può consentire, per questa ultima visita, delle deroghe.

Deve, inoltre, essere tenuto un registro, nel quale si devono annotare:

caratteristiche della fune, prove effettuate su di essa e suoi elementi, nome e indirizzo del fabbricante, data di messa in opera e natura del servizio al quale è destinata, carico massimo di lavoro, dati e dettagli delle visite effettuate con i nomi dei verificatori, natura delle riparazioni, data e natura di eventuali incidenti, data della messa in riposo, lavoro totale della fune.

Una fune deve essere messa a riposo:

1) quando non è più verificato il coefficiente di sicurezza scelto;
2) se si nota, in prove successive, un rapido abbassamento delle sue caratteristiche;
3) se è resa sospetta dal suo stato apparente. Per esempio, se vi sono molti fili rotti e arrugginiti ed in particolare dal gradiente di questi fili rotti, dalle variazioni locali del passo e del diametro.

Le funi koepe devono essere eliminate dopo due anni, se servono per il passaggio del personale.

Le funi di equilibrio sono sottoposte alle stesse prescrizioni delle funi portanti delle pulegge koepe , soltanto possono essere tenute in ser-

vizio per una durata di 4 anni.

Tutte le parti che formano anelli, quando le gabbie sono alle stazioni devono essere esaminate settimanalmente.

Esame della fune in servizio

Gli elementi che devono essere giudicati dal controllore sono:

- Numero di fili rotti: si possono contare quelli esterni; inoltre, poichè, dopo un passo dell'elica, i fili prendono nuovamente parte alla resistenza della fune, la loro quantità è relativa come importanza; ciò che ha maggiore importanza è il gradiente con il quale questi fili si rompono.
- Variazioni locali del passo dell'elica : sono particolarmente importanti perchè consentono di localizzare un difetto puntualizzato e pericoloso.
- Stato generale: importante agli effetti della corrosione.

Talvolta si và oltre e si apre addirittura la fune per indagare all'interno. Questa prassi è usata sopratutto in Belgio.

Ulteriori esami possono essere ad esempio, l'esame ai raggi X, oppure il controllo magnetico, quest'ultimo tipo di indagine è stato oggetto di attenti studi, ha tuttavia, allo stato attuale, valore relativo; il diagramma registrato infatti, ci dice se la fune è sempre nelle stesse condizioni o meno, ma non dice se è, o no, il momento di sostituire la fune.

CAP. III

ORGANI ACCESSORI DI UN IMPIANTO DI ESTRAZIONE

Dispositivi di sospensione delle gabbie

Le funi sono attaccate alle gabbie mediante dispositivi di varia forma. I principali tipi di attacchi utilizzati oggi in estrazione, sono:

a) Attacchi conici - Hanno la caratteristica di non sollecitare a flessione la fune, contrariamente a quanto avviene per altri attacchi.

L'attacco conico è costituito da un robusto cono d'acciaio, internamente leggermente svasato. In questo vuoto interno alloggia l'estremità della fune, i cui fili vengono aperti (figura 35). Si versa quindi una speciale lega a basso punto di fusione (240-260°) per evitare la ricottura dell'acciaio del cavo. La composizione della lega è la seguente (regolamento inglese):

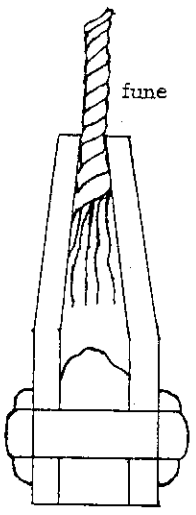


fig.35

- piombo = 70-78%
- antimonio = 18 - 23%
- stagno = 4 - 6,3 %
- bismuto = 0,7 %

Il calcolo dello spessore "e", della parete del cono, può essere effettuato servendosi della formula di Lamè, valida per i tubi:

$$e = \frac{D}{2}\sqrt{\frac{n+p}{n-p}} - 1$$

nella quale:

D = diametro maggiore del cono

n = sollecitazione ammissibile per il metallo del cono,

p = pressione media esercitata sulla parete interna del cono, che si calcola nel seguente modo: se T è il carico di rottura della fune, 2 α l'apertura del cono, S la sua superficie laterale ($S = \frac{\pi H(D+d)}{2\cos\alpha}$) si ha:

$$p = \frac{T}{\operatorname{sen}\alpha \cdot S} = \frac{2T}{\operatorname{tg}\alpha \cdot \pi \cdot H(D+d)}$$

b) Attacchi a redancia - Un sistema molto in uso consiste nel portare una fune attorno ad una redancia alla quale si collega la gabbia. L'estremità ripiegata della fune è fissata, in genere, al lembo principale mediante morsetti, il cui numero varia al variare del carico di rottura della fune, e tenendo presenti le considerazioni che seguono: sui due lembi di fune esistono le due forze t e t' (figura 36). Non potendosi ammettere alcuno scorrimento della fune sulla redancia stessa, dovrà essere verificata la seguente disuguaglianza

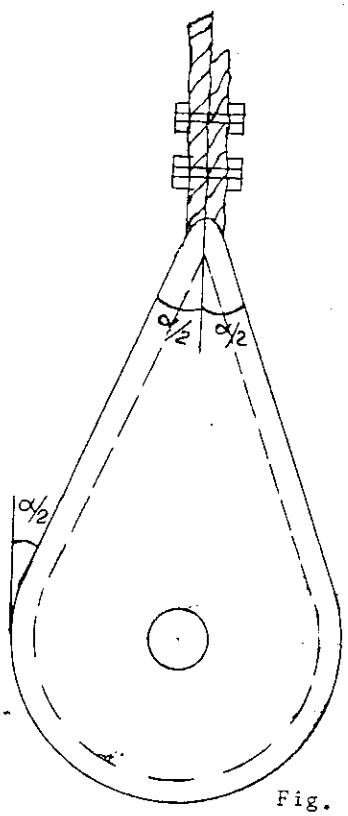


Fig. 36

$$\frac{t}{t'} < e^{f\alpha}$$

dove: f è il coefficiente d'attrito tra fune e redancia , α l'angolo di avvolgimento della fune sulla redancia =

$$\frac{\alpha}{2} + \pi + \alpha + \frac{\alpha}{2} = \pi + 2\alpha$$

come risulta dalla figura.

Sostituendo ad α nella formula precedente, il valore trovato, si ha:

$$\frac{t}{t'} < e^{f\,(\pi + 2\alpha)}$$

D'altra parte, $t + t' = T$ carico totale sospeso (somma dei carichi statici e dei carichi dinamici).

Sia F la forza di serraggio di un morsetto, n il numero dei morsetti. La forza di aderenza tra i due rami della fune è dato da nfF (1), dove f è il coefficiente d'attrito tra fune e fune, assunto, per semplicità, uguale a quello tra fune e redancia.

Essendo t' la forza che tende a far scivolare la fune, si dovrà avere:

$$t' < nfF \quad (\circ)$$

inoltre si hanno le seguenti uguaglianze:

(1) La nfF, per essere una forza d'attrito, è normale alla F, per cui è diretta come l'asse della fune.-

$$\frac{T - t'}{t'} = e^{f(\pi + 2\alpha)}$$

$$T - t' = t' e^{f(\pi + 2\alpha)}$$

$$t' = T \frac{1}{1 + e^{f(\pi + 2\alpha)}}$$

sostituendo in quest ultima a t' il valore dato dalla (°), si ha la disuguaglianza:

$$nfF > T \frac{1}{1 + e^{f(\pi + 2\alpha)}}$$

Nella formula, per sicurezza, a T si assegna il valore del carico di rottura della fune, in modo che l'attacco resista anche se la fune dovesse essere sollecitata fino a rottura.

Il diametro dei bulloni dei morsetti varia da 20 a 30 mm, cui corrisponde una sezione, rispettivamente, di 314 e 706 mmq. Se ogni morsetto ha 4 bulloni, la sezione totale di un morsetto è di 1256 - 2824 mmq.

Con acciai il cui limite di elasticità è di 25 kg/mmq, si può assumere una tensione di lavoro di 12,5 kg/mmq al massimo, cui corrisponde una forza F, rispettivamente, di 15.700 e 35.200 kg. per ogni morsetto.

L'angolo α della redancia è generalmente uguale a 30°, ossia $\pi/6$ Il coefficiente d'attrito della fune sulla gola di acciaio della redancia, può valutarsi pari a 0,18. Pertanto, sostituendo nella (°) i valori assunti, si ha:

$$t' = 0{,}32\ T$$

e quindi

$$n > \frac{T}{F}\ 1{,}8$$

se F = 30 tonn e il carico di rottura della fune è di 125 tonn, si ha:

$$n > 1{,}8 \frac{125}{30} = 7{,}5$$

per cui occorrono almeno 8 morsetti.

c) Attacchi tipo Davies - Altro tipo di collegamento fra fune e gabbia è quello Davies, costituito essenzialmente da due mascelle, M, le cui facce interne sono intagliate, seguendo una leggera ondulazione, per aumentare l'aderenza del cavo che vi è alloggiato (figura 37).

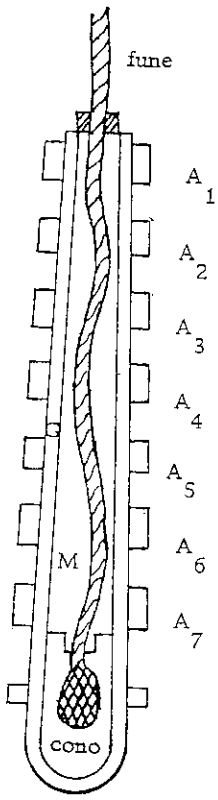


Fig. 37

Le facce esterne, piane, presentano una debole obliquità, esse scorrono su due guide G, il cui insieme richiama quello delle due braccia di un diapason. Una serie di anelli A_1, A_2, etc... esterni, evitano lo scorrimento tra guide G e mascelle M. All'estremità della fune un cono di acciaio racchiude i fili, aperti e cementati da una lega speciale. Tale cono, in esercizio normale, non deve essere sottoposto a sforzo di trazione, ma fa da testimonio in caso di scorrimento della fune.

Oltre quelli descritti, esistono anche altri tipi di attacchi, di cui tralasciamo la descrizione.

Il Paracadute

Il paracadute è un organo accessorio della gabbia che entra in azione in caso di rottura della fune, bloccando la gabbia contro le guide, impedendo così la caduta della gabbia stessa in fondo al pozzo.

Nel suo disegno generale, è costituito da una molla collegata attraverso alcune leve agli organi di presa formati da due ganasce opportunamente sagomate. In esercizio normale la fune tende la molla e gli organi di presa non possono venire a contatto con le guide.

Se la fune si rompe, si libera la molla, che , attraverso la leva di collegamento, spinge le ganasce contro le guide ove esse penetrano progressivamente, in vista delle loro sagome, per non sollecitare la gabbia a deaccelerazioni notevoli, che potrebbero strappare le guide dalla loro sede.

I tipi di paracadute in uso, che si basano sul principio, descritto, si differenziano per la forma delle ganasce o per la posizione delle leve. In figura 38 , è schematizzato un tipo di paracadute a coni.

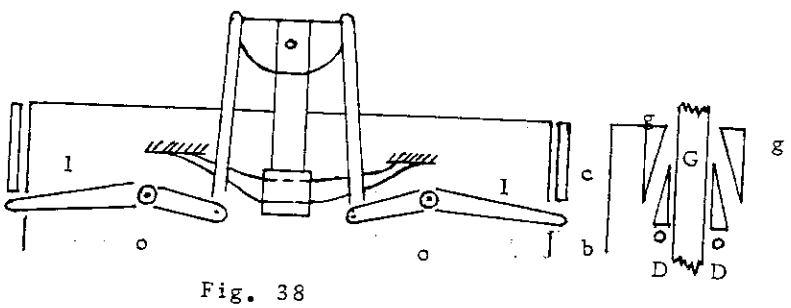


Fig. 38

La molla a balestra M, fissata al cielo della gabbia, è mantenuta in tensione dalla fune; quando il tiro della fune viene a mancare, la molla, nel suo movimento, fa ruotare le due leve intorno ai perni o. Le estremità di queste leve agiscono su die coni C, la cui faccia interna è dentellata, per facilitare l'inizio della presa, a partire dalla quale, il serraggio avviene automaticamente per l'attrito tra coni e guide.

Vediamo ora quale azione deve sviluppare un paracadute per provocare l'arresto della gabbia, se si rompe la fune.

Possono presentarsi, in pratica, due casi: la rottura avviene quando la gabbia sale, oppure quando la gabbia scende.

Nel primo caso, la forza necessaria per ottenere l'arresto, è molto più piccola che nel secondo. SE al momento della rottura della fune, la gabbia montante ha una velocità V, essa si muoverà, da quell'istante in poi, con una velocità fornita da: $v = V - gt$.

La velocità della gabbia si annullerà quando $V = gt$, cioè, dopo un tempo $t = V/g$. Dopo tale tempo, se non interviene una forza di trattenuta, la gabbia precipeterà in fondo al pozzo. Se il paracadute è costruito in modo da entrare efficacemente in azione in un tempo $t' < t$, esso dovrà contrastare semplicemente il peso della gabbia.

Se la fune si rompe quando la gabbia scende, con velocità V, dopo il tempo t' necessario perchè il paracadute entri in funzione, la velocità sarà diventata $v = V + gt'$.

La forza da contrastare non sarà solo il peso della gabbia ma anche quella dovuta alla forza viva corrispondente alla velocità v.

L'energia cinetica della gabbia sarà: $\frac{1}{2} \frac{Q}{g} v^2$ la cui variazione darà il lavoro delle forze applicate. Si avrà cioè:

$$\frac{1}{2} \frac{Q}{g} v^2 = (F - Q)\, l \qquad (1)$$

essendo F la forza frenante (che per paracadute a tre griffe, in funzione della penetrazione di queste nelle guide, assume valori di 12,5 tonn per una penetrazione di 42 mm, ed un valore di 15,5 tonn per una penetrazione di 50 mm) progressiva, perchè è tale la penetrazione delle griffe nelle guide, Q il peso totale della gabbia ed l lo spazio percorso dalla gabbia dall'istante in cui inizia la presa delle ganasce nelle guide sino all'arresto.

Dalla (1) si ricava:

$$l = \frac{1}{2} \frac{Q}{g} v^2 \frac{1}{F - Q}$$

e ponendo $a = \frac{F}{Q}$

$$l = \frac{1}{2g} v^2 \frac{1}{\frac{F}{Q} - 1} = \frac{1}{2g} v^2 \frac{1}{a - 1} \qquad (2)$$

Indicando con γ la deaccelerazione della gabbia durante l'azione del paracadute, si dovrà necessariamente avere:

$$v^2 = 2 l \gamma \qquad \text{ed} \qquad l = \frac{v^2}{2\gamma}$$

Ricordando la (2) si ha:

$$\frac{v^2}{2\gamma} = \frac{1}{2g} v^2 \frac{1}{a - 1}$$

e quindi $\gamma = g(a - 1)$

Per γ si assumono valori massimi di 30-40 m/secq, già abbastanza elevati confrontati con le accelerazioni o deaccelerazioni ammesse nelle comuni cordate.

Dalla (3), ponendo $\gamma = 30$ m/secq, si ottiene $a = F/Q = 4$, cioè la forza frenante deve essere al massimo, quadrupla del peso della gabbia e dello spezzone di fune.

Conoscendo il valore della freccia della molla, di cui il paracadute è fornito, può calcolarsi il tempo necessario perchè il paracadute entri in funzione.

Indicando con P il peso della fune, con T la tensione della molla, con R la resistenza della fune, con Q il peso della gabbia, e con R' la resistenza della gabbia, si hanno le seguenti equazioni:

per la fune
$$P + T - R = \gamma' \frac{P}{g}$$

Per la gabbia $Q - T - R' = \gamma'' \frac{Q}{g}$

Allorchè la fune si rompe, la molla impiega un tempo ϑ per assumere una freccia f necessaria perchè i denti entrino in azione.

Se γ' è l'accelerazione della fune e γ'' l'accelerazione della gabbia, $\frac{d^2 f}{dt^2} = \gamma' - \gamma'' =$ a darà l'accelerazione della molla.

Il tempo ϑ , occorrente perchè la molla passi dalla posizione di tensione a quella di riposo, sarà dato dalla relazione

$$f = \frac{1}{2} a \vartheta^2$$

(f = freccia, a = accelerazione della molla).

Ricavando γ' e γ'' dalle equazioni soprascritte:

$$\frac{\gamma'}{g} = \frac{P + T - R}{P} \quad ; \quad \frac{\gamma''}{g} = \frac{Q - T - R'}{Q}$$

$$\gamma' - \gamma'' = g\left(1 + \frac{T - R}{P} - 1 + \frac{T + R'}{Q}\right)$$

le resistenze R ed R' sono difficilmente determinabili e possono, in prima approssimazione, essere trascurate, dipendendo dalla lunghezza dello spezzone di fune, trascurabile in rapporto agli altri pesi in gioco, per cui si ha:

$$a = \gamma' - \gamma'' = Tg\left(\frac{1}{P} + \frac{1}{Q}\right)$$

per : P = 10 tonn, Q = 20 tonn, f = 0,05 m, T = 1 tonn, si ha:

$$a = 0{,}15\ g \qquad \vartheta = 0{,}25 \text{ sec}$$

se, assunti per gli altri parametri gli stessi valori precedenti, T fosse di 4 tonn, si avrebbe:

$$a = 0{,}6\ g \qquad \vartheta = 0{,}13 \text{ sec}$$

Cioè, per aumentare la accelerazione a, e quindi diminuire il tempo di presa, occorre aumentare la tensione della molla T.

E' da tener presente però, che il paracadute può entrare intempestivamente in azione nei periodi di deaccelerazione elevata della gabbia, che possono verificarsi quando nel tamburo di avvolgimento la fune si accavalla per effetto delle oscillazioni della fune.

Si deve pertanto verificare la tensione della molla, tenendo conto dei carichi statici e dinamici, nei periodo di deaccelerazione anormale.

Indicando con Q il peso della gabbia, con γ''' la deaccelerazione, che può assumere valori di 0,6 g, il peso sospeso alla fune è:

$$Q\left(1 - \frac{\gamma'''}{g}\right)$$

La tensione della molla T dovrà essere inferiore a tal valore,

cioè:

$$T < Q \left(1 - \frac{\gamma'''}{g}\right)$$

Ammesso pertanto, per il termine tra parentesi, un valore uguale a 0,5, la tensione della molla dovrà essere al massimo uguale alla metà del peso totale attaccato alla fune. Se la fune si rompe in un punto distante dalle gabbie, la sua discesa è ostacolata dagli urti.

Le Guide

a) Guide rigide - Guide in legno -

Il legno utilizzato per le guide deve soddisfare certi requisiti. Deve, in particolare, possedere:

- una buona resistenza all'usura per attrito dei manicorrenti;
- una resistenza a compressione sufficiente, in modo da resistere agli sforzi risultanti da un'eventuale presa del paracadute;
- scarsa sensibilità all'atmosfera umida dei pozzi, specialmente per i pozzi di riflusso;
- inversamente un comportamento corretto in atmosfera secca.

Il castagno era, un tempo, il legno più usato, oggi va sempre più estendendosi l'uso di legni esotici come il pitch-pine, il teck e, soprattutto, l'azobè, più resistenti all'usura per attrito dei manicorrenti ma anche più difficili da lavorare, il che è un inconveniente nelle riparazioni in posto.

L'azobè, che è il legno più usato, è molto pesante, le sue caratteristiche principali sono: densità circa 1,06, resistenza alla compressione parallelamente alle fibre circa 900 kg/cmq (castagno 400 kg/cmq), resistenza alla compressione perpendicolarmente alle fibre circa 350 kg/cmq; queste resistenze diminuiscono con l'umidità (con un'umidità del 20%, si scende da 900 kg/cmq a 740 kg/cmq).

La sezione delle guide dipende dallo scartamento delle traverse; questa varia da 1,5 metri a 3 metri, la sezione può allora variare da 180 x 200 mm a 220 x 240 mm.

La lunghezza degli spezzoni delle guide in castagno, non sorpassa generalmente i 5-6 metri, ma con i legni esotici suddetti si possono raggiungere i 10 metri, tuttavia è meglio non superare i 6 metri, per ragioni

di manutenzione e facilità di posa in opera e sostituzione. I vari spezzoni di guida devono, naturalmente essere congiunti fra loro; le giunzioni possono essere fatte "a mezzo legno" (figura 39), o con stecche di legno o ferro bullonate sulle guide (figura 40). Se la giunzione è disposta in corrispondenza delle traverse è il dispositivo di fissaggio sulle traverse che serve a legare le due guide (figura 41). Fra una guida e l'altra si lascia di solito una distanza di 3 mm.

- Guide metalliche

Possono essere costituite da profilati o da rotaie. Il primo tipo è quasi completamente caduto in disuso perchè più costoso, sebbene in qualche miniera sia ancora usato; realizza la disposizione di figura 42. Il profilo delle guide con rotaie è evidentemente il profilo delle rotaie di ferrovia: il peso

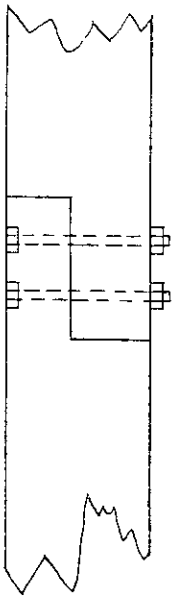


Fig. 39

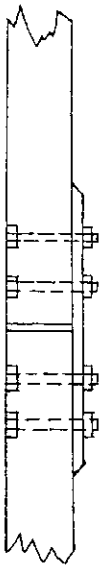


Fig. 40

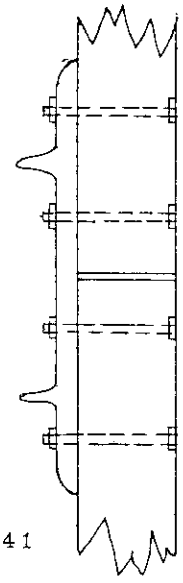


Fig. 41

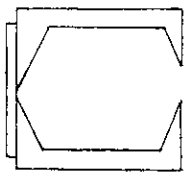


Fig. 42

varia da 48 kg. a 62 kg. a metro lineare, di solito si scelgono spezzoni abbastanza lunghi, da 8 a 12 metri, per rendere minimo il numero delle giunzioni. Queste sono del tipo di figura 41. Fra due guide consecutive si suole lasciare un gioco di circa 10 mm.

- Traverse

Possono essere:

- in legno o in metallo, se le guide sono in legno;
- in metallo se le guide sono metalliche.

Le traverse in legno sono sempre in castagno, con sezioni variabili da 150 x 180 a 250 x 250 mm. Vanno sempre più affermandosi però le traverse in ferro.

Per quanto riguarda la distanza alla quale vengono poste le traverse, si sogliono adottare le seguenti misure:

- distanze variabili da 1,5 a 2,0 metri per traverse in legno,
- distanze variabili da 3 a 4 metri per traverse metalliche.

Fissaggio delle guide alle traverse e di queste ultime al pozzo.

Il fissaggio delle guide in legno alle traverse in legno può essere fatto mediante bulloni (figura 43), o con ferri ad U (figura 44), o con ferri speciali. Analogamente, il fissaggio delle guide in legno su traverse metalliche si fa o con bulloni (figura 45), o con ferri piatti che contengono la

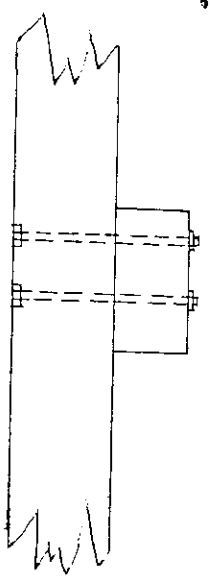


Fig. 43

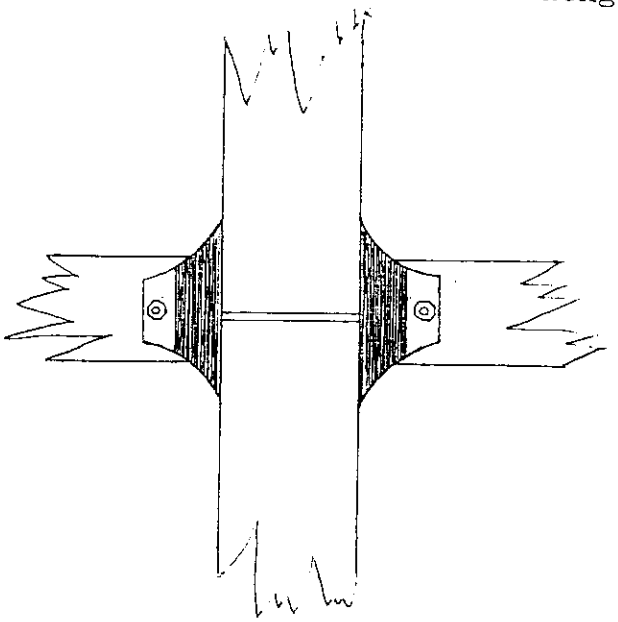


Fig. 44

guida (figura 46). Allo stesso modo si fanno i fissaggi per guide metalliche su traverse metalliche.

Le traverse sono poi mortuasate alle pareti del pozzo, se questo non è rivestito, se il pozzo è rivestito in muratura, si lasciano nel rivestimento degli appositi alloggiamenti.

Quando le traverse sono lunghe, si dispongono delle controtraverse (figura 47).

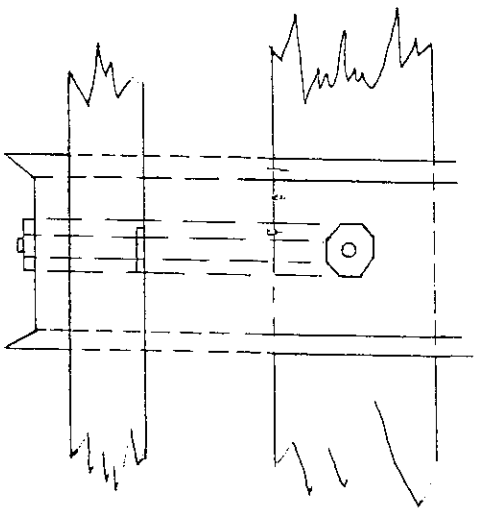


Fig. 45

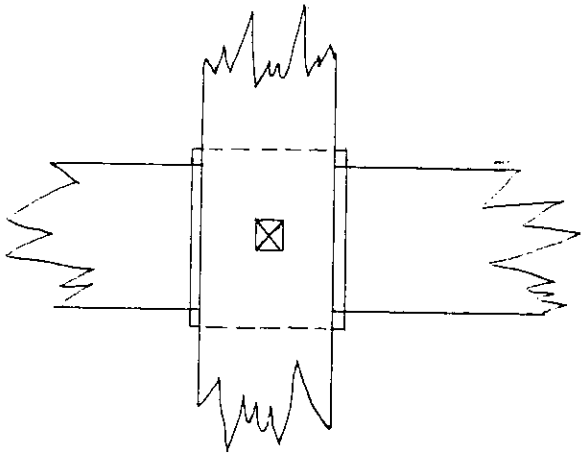


Fig. 46

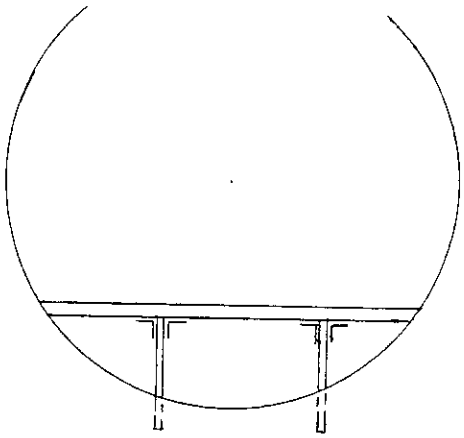


Fig. 47

Disposizione delle guide

Si possono distinguere:

- la disposizione semplice: comporta due guide per gabbia, sui lati minori di queste, opposte fra loro (figura 48 e 49)..

Per meglio comprendere i vantaggi e' gli svantaggi del sistema, occorre distinguere due casi:

a) gabbie ad una sola fila di berline; le guide disposte lungo l'asse delle berline si oppongono alla loro uscita, durante la cordata. Le guide devono essere interrotte alle ricette per permettere l'ingabbiamento, in corrispondenza si devono porre 4 guide agli angoli della gabbia (figura 50). Il sistema deve per quanto possibile, essere evitato nelle ricette intermedie, mentre in quelle estreme, abbordate sempre a bassa velocità, talvolta si può usare.

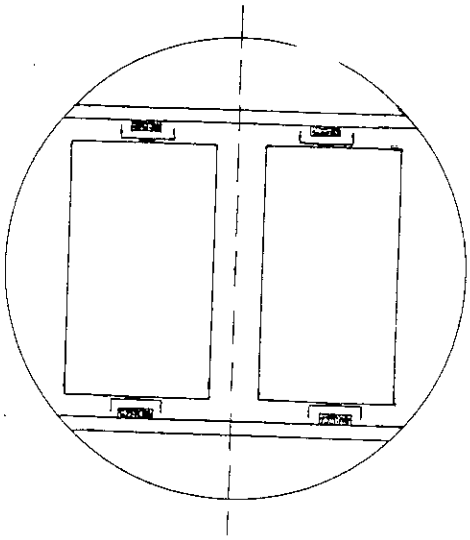


Fig. 48

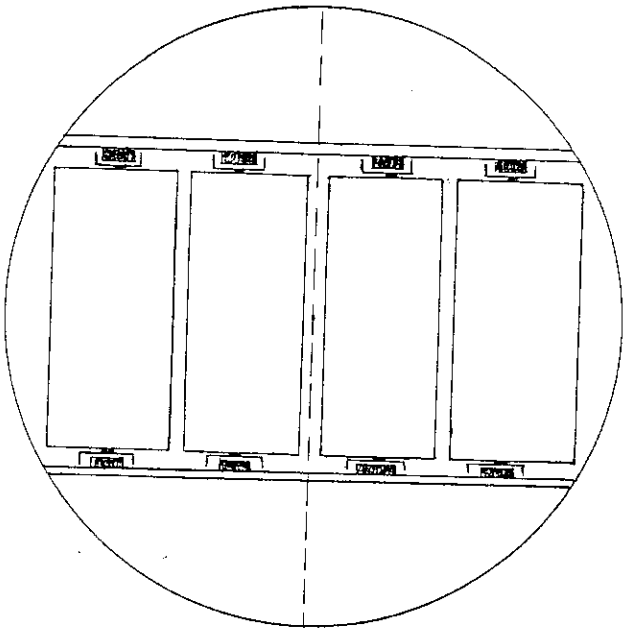


Fig. 49

b) gabbia a due file di berline (figura 51). Il sistema presenta vantaggi e svantaggi inversi rispetto al caso precedente.

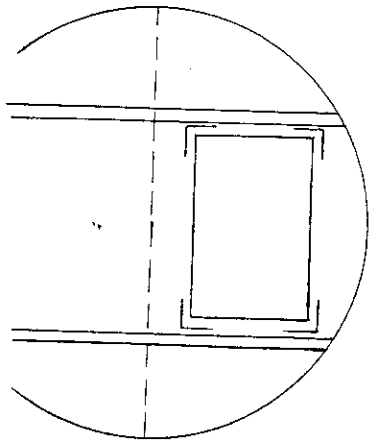


Fig. 50

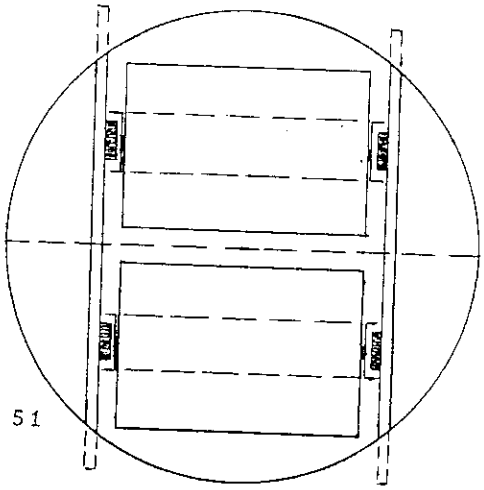


Fig. 51

- disposizione Briart a traverse centrali (figura 52): con questa disposizione, le due guide (rotaie) sono poste sul lato maggiore della gabbia; si ha quindi una sola fila verticale di traverse, in corrispondenza del diametro del pozzo, sulle quali sono fissate le 4 guide. Si vede facilmente come con tale sistema, la gabbia è guidata in modo dissimetrico, l'usura

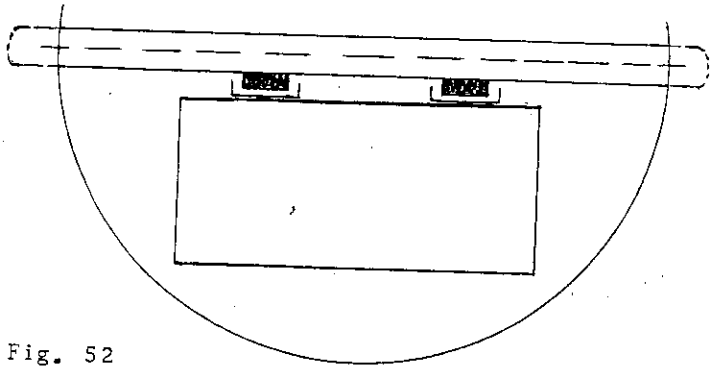


Fig. 52

delle guide e dei manicorrenti è grande, inoltre, se si fa funzionare il paracadute, si produce un forte sforzo dissimetrico che può provocare gravi danni.

L'unico vantaggio di questa disposizione è quello di liberare interamente le ricette (le guide sono infatti in corrispondenza dei lati maggiori della gabbia), occorre assicurarsi però che le berline siano ben fisse entro la gabbia.

- disposizione Briart a traverse laterali (figura 53): è un sistema poco usato; realizza gli stessi inconvenienti della disposizione precedente.
- disposizione bilaterale (figura 54 e 55): poco usato nelle miniere di carbone, è, invece, un sistema diffuso in quelle metallifere, dove si ha, di solito, la presenza di molte ricette.

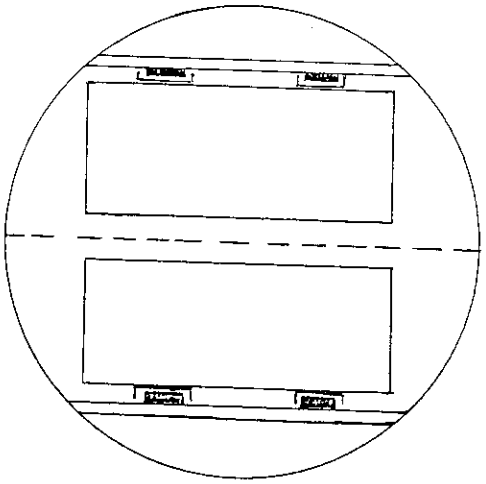


Fig. 53

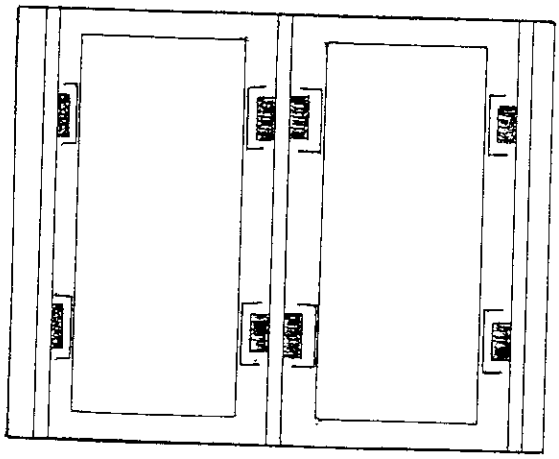


Fig. 54

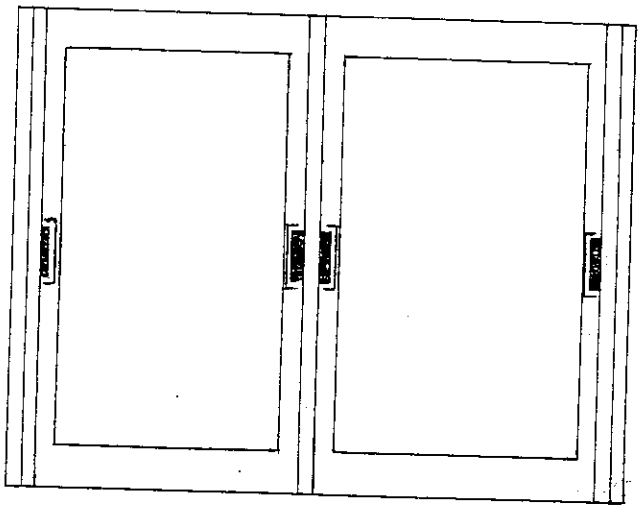


Fig. 55

Le gabbie sono condotte meglio che non col sistema Briart, e, come in quel caso, non è necessario interrompere le guide alle ricette.

La durata delle guide è sempre di qualche diecina d'anni, si conoscono durate di 40 anni, ma se l'atmosfera è molto umida (miniere che fanno uso di ripiena idraulica) e le

guide non sono particolarmente curate, le durate medie sono di circa 6- 7 anni.

Per quanto riguarda il paragone fra guide in legno e guide metalliche, come costo di impianto, a pari distanza delle traverse, la soluzione in legno azobè e quella con guide in ferro da 50 kg/m, sono circa equivalenti. Nei riguardi dei colpi, le guide in legno sono preferite, in quanto attenuano meglio gli urti. Anche l'azione del paracadute è più efficace sulle guide in legno, in quanto le griffe penetrano meglio. Dal punto di vista spese di manutenzione, le guide metalliche conducono a valori leggermente inferiori.

b) Guide con cavi (guide flessibili).

Con tale sistema di guidaggio, occorre distinguere i cavi, in:
- cavi guida
- cavi di sicurezza.

Questi ultimi servono soltanto per limitare i movimenti laterali delle gabbie.

I cavi guida, a loro volta, possono essere:
- cavi chiusi (figura 56)
- cavi semichiusi (figura 57)
- cavi a trefolo unico in grossi fili (figura 58).

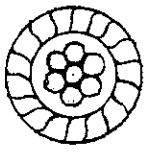


Fig. 56

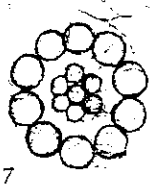


Fig. 57

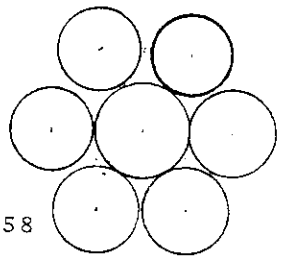


Fig. 58

Il cavo del tipo chiuso, è il cavo guida per eccellenza, esso è impermeabile, resiste bene all'usura e una diminuzione del diametro è senza inconvenienti.

Il cavo semichiuso conserva certi vantaggi del tipo precedente, è stagno, possiede ancora una larga superficie d'appoggio, ma presenta con l'uso una maggiore usura.

Il tipo di cavo a trefolo unico offre diversi inconvenienti:
usura rapidissima perchè i manicorrenti scivolano su una ridottissima superficie, un filo rotto è mal trattenuto dai fili vicini, l'umidità penetra facilmente.

Naturalmente costa molto meno dei due tipi precedenti.

I cavi guida differiscono da quelli di sospensione delle gabbie solo per la diversa resistenza dell'acciaio con cui sono costruiti i fili, resistenza che, normalmente, è compresa fra 50 e 100 kg/mmq per i cavi guida, mentre, come è già stato esposto, può arrivare a 220 kg/mmq, per le funi di estrazione.

La durata di un impianto con cavi guida può raggiungere i 30 anni.

Disposizione dei cavi - Il numero e la disposizione dei cavi dipende dalle dimensioni delle gabbie. Se la gabbia è larga e corta e ad un solo ripiano, si possono utilizzare 4 cavi guida situati in corrispondenza degli angoli della gabbia (figura 59) a, b e c). Questa disposizione dà però forti vibrazioni.

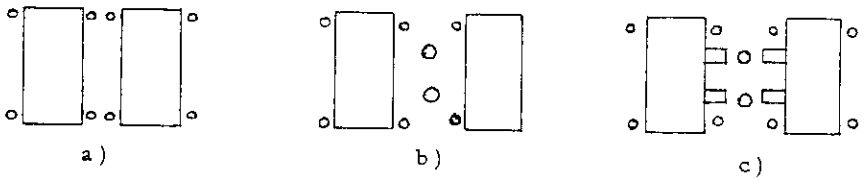


Fig. 59

Più spesso si dispongono i cavi guida lungo la facciata esterna della gabbia, in numero di 3 (figura 60 , a,b e c) o 4 (figura 61, a, b,c),

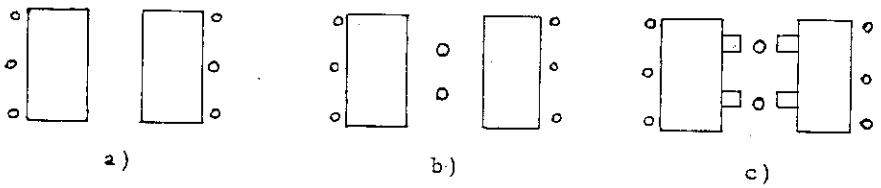


Fig. 60

ai quali si possono aggiungere due cavi di sicurezza (il numero totale dei cavi, compresi quelli di sicurezza, non deve superare i 10)

Fra le varie disposizioni, è normalmente ritenuta la più conveniente quella di figura 60.

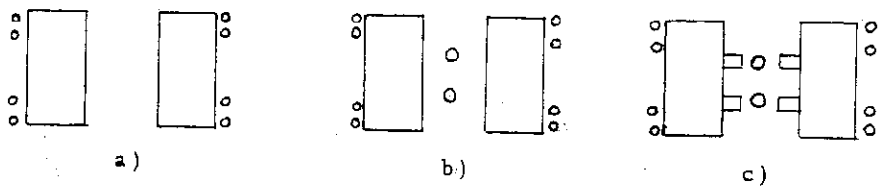


Fig. 61

I cavi guida devono essere tesi, per far ciò occorre evidentemente fissarne un'estremità e tendere l'altra mediante dei tenditori a vite o a contrappeso, questi ultimi sospesi al cavo stesso in fondo al pozzo.

Il sistema di guide con cavi permette una disposizione favorevole in corrispondenza delle ricette per l'ingabbiamento, ma è necessario disporre, in corrispondenza delle ricette stesse, onde smorzare eventuali oscillazioni, delle controguide, solitamente di due tipi:

- controguide laterale
- controguide frontali.

Le prime sono delle guide in ferro disposte come guide rigide sui lati maggiori delle gabbie, le seconde, ancora delle guide rigide, ma disposte in corrispondenza dei lati minori.

Per quanto riguarda le distanze da osservare fra gabbia e gabbia e fra gabbia e parete, valgono le seguenti norme:

- quando si usano 4 cavi guida da uno stesso lato della gabbia, se il pozzo è largo, fra le gabbie, senza cavi di sicurezza, vi deve essere una distanza di almeno 60 cm.; se il pozzo è stretto, sono obbligatori i cavi di sicurezza e la distanza deve essere di almeno 20-25 cm.
- quando si usano due cavi guida su uno stesso lato della gabbia: per piccole profondità la distanza fra le gabbie deve essere di almeno 45 cm., mentre la distanza fra gabbie e parete deve essere di almeno 25 cm; per forti profondità, le misure precedenti diventano rispettivamente 90 e 60 cm.

Per quanto riguarda le guide rigide, la distanza minima fra il punto più sporgente della gabbia e la parete deve essere di 15 cm, sia che il pozzo sia armato o no. La distanza fra le gabbie deve essere leggermente maggiore.

Le molette

Le molette sono delle pulegge di grande diametro, che rinviano nel pozzo il ramo di fune che proviene dalla macchina di estrazione, messe in rotazione dalla stessa macchina di estrazione, in quanto montate folli su un asse che poggia sul castelletto di estrazione.

Di esse interessano sopratutto la forma, il rivestimento della gola e il diametro.

La gola, per impedire che la fune esca dalla moletta, è sempre profonda, in funzione della distanza della moletta dalla macchina di estrazione, perchè da questa distanza dipende la possibilità di colpi di frusta e quindi di eventuali scarrucolamenti.

L'arco di contatto trasversale tra la fune e la gola della moletta è inferiore a 180° e la sua freccia, se la gola è in acciaio, si assume pari a 1/3 d, essendo d il diametro della fune (figura 62).

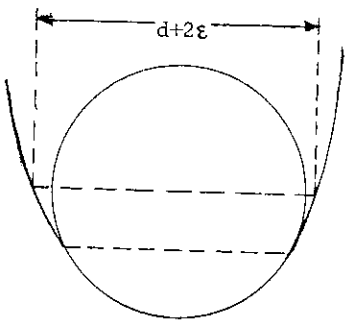


Fig. 62

Il profilo della gola si allarga verso la periferia, allontanandosi dalla fune; in corrispondenza della mezzeria di questa, la larghezza del profilo deve essere maggiore del diametro della fune di 2,5-3 mm. Deve cioè aversi $2\varepsilon = 3$ mm.

La moletta è rivestita o in acciaio, di durezza inferiore a quella dei fili della fune, o in legno, ricoperto da spessori di fune di aloe, per facilitarne la sostituzione una volta consumati.

Il diametro delle molette deve, evidentemente, soddisfare ai valori minimi fissati dalla necessità di contenere le sollecitazioni di flessione della fune; ricordiamo che vale la $D = 1000\ d$.

In genere sarebbe sufficiente un diametro di 4 metri, ci si porta però quasi sempre a valori di 5-6 metri.

Indicando con $d\alpha$ l'angolo al centro dell'arco di contatto fune-moletta (figura 63), trascurando gli infinitesimi di secondo ordine, la componente, secondo il raggio della moletta, degli sforzi esercitati sulla fune, è:

$$2T \operatorname{sen} \frac{d\alpha}{2}$$

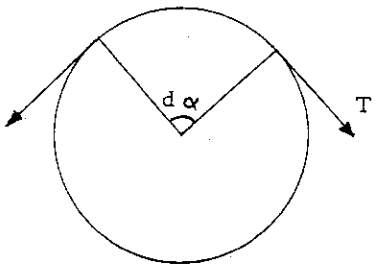


Fig. 63

essendo T lo sforzo al quale è sottoposta la fune.

Confondendo l'angolo con il seno, possiamo ammettere, per la risultante, il valore $T\ d\alpha$.

La superficie su cui si scarica questa forza è: $R\ d\alpha \cdot \lambda \cdot d$. ove, R è il raggio della moletta e $\lambda \cdot d$ l'arco di contatto trasversale della fune sulla gola della moletta, la cui freccia, come abbiamo visto, è 1/3 d, cioè

$$\lambda d = \frac{2\sqrt{2}}{3} \cdot d = 0,94\ d$$

E' però da considerare che il valore di $\lambda = 0,94$ vale solo nel caso di fune chiuse e senza obliquità tra il tamburo e la moletta. Nel caso di fune costituita da fili circolari, l'arco di contatto sopra considerato è solo apparente, ed il valore di λ è funzione anche del tipo di fune usata.

Il valore di λ deve essere ulteriormente diminuito se l'organo d'avvolgimento della fune è del tipo a tamburi, poichè in tal caso l'escursione obbligata della fune da un estremo all'altro del tamburo (figura 64), porta ad una anormale usura della gola, con conseguente allargamento di questa e diminuzione della superficie d'appoggio.

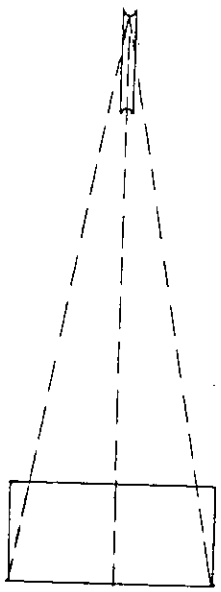


Fig. 64

Pertanto per λ si assumono valori diversi nei vari casi riportati dalla seguente tabella.

Il valore della pressione sulla gola, sarà dato da:

$$\frac{T\ d\alpha}{R\ d\alpha\ \lambda\ d} = \frac{T}{R\ \lambda\ d}$$

Sostituendo nella formula questi valori di λ ed esprimendo T in kg. ed R in cm., si otterranno i valori della pressione subita dai fili della fune espressi in kg/cmq. Come valore di T si assume il massimo carico che agisce sulla fune.

Valori di λ per	senza obliquità	con obliquità
Funi chiuse	0,94 d	0,50 d
Funi a trefoli appiattiti	0,60 d	0,30 d
Funi ordinarie	0,31 d	0,17 d

CAP. IV

MACCHINE DI ESTRAZIONE

E' stato già accennato, nel I capitolo riguardante l'estrazione, che per diminuire l'escursione del momento statico, si usano impianti di estrazione di differente disegno, gli uni facendo variare in modo idoneo il raggio di avvolgimento della fune, gli altri, mantenendo costanti i carichi sospesi nel pozzo.

Si hanno così le macchine di estrazione a tamburi a raggio di avvolgimento variabile, a tamburi con raggio di avvolgimento costante e fune di equilibrio, le macchine a bobine e le macchine a puleggia koepe.

In questo capitolo saranno esaminate, in particolare, le macchine di estrazione a tamburi cilindrici e quelle a puleggia koepe, poichè queste macchine rappresentano i tipi più diffusi, mentre sono poco usate le macchine di estrazione a raggio di avvolgimento variabile. Di queste, comunque, nelle figure 65 e 66 e 67 sono riportati i diagrammi dei momenti statici dei momenti totali e delle potenze, assime agli analoghi diagrammi relativi alle macchine a raggio di avvolgimento costante: tamburi cilindrici e puleggia koepe.

Macchine di estrazione a raggio di avvolgimento costante

a) Momenti statici

Il valore del momento statico può così ricavarsi, esprimendolo in funzione del numero delle spire avvolte.

Consideriamo dapprima le condizioni ai limiti. Detto R il raggio di avvolgimento costante, nel momento in cui la gabbia piena è in fondo al pozzo e quella vuota alla bocca del pozzo, il momento che dovrà vincere la macchina di estrazione sarà dato da:

$$M_{sr} = (q + pH)\, R$$

ottenuto dalla differenza fra il momento statico della gabbia piena

$$(Q' + Q'' + q + pH)\, R$$

e di quello dovuto alla gabbia vuota

$$(Q' + Q'') R$$

essendo Q' il peso della gabbia con relativi accessori, Q'' il peso dei vagoni vuoti, q il carico utile, p il peso di fune per metro lineare, H la profondità del pozzo. (Si tenga presente che i tratti di fune che vanno dalla bocca del pozzo alla macchina di estrazione, essendo uguali per tutte e due le gabbie, si elidono).

Quando la cordata sarà terminata il momento totale statico sarà:

$$M_{sr} = (Q' + Q'' + q) R - (Q' + A'' + pH) R = (q - pH) R$$

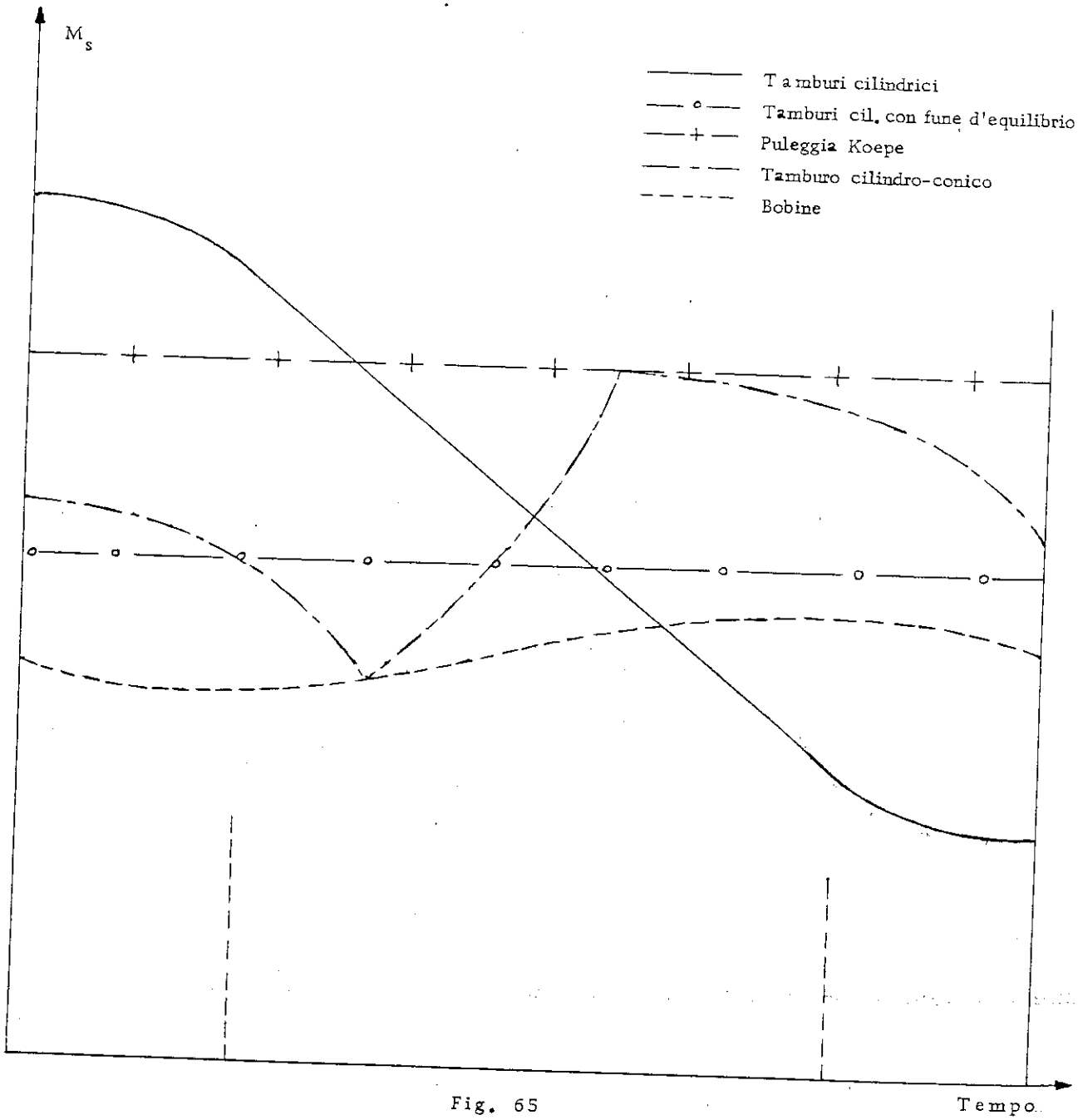


Fig. 65

Diagramma riassuntivo dei momenti statici.

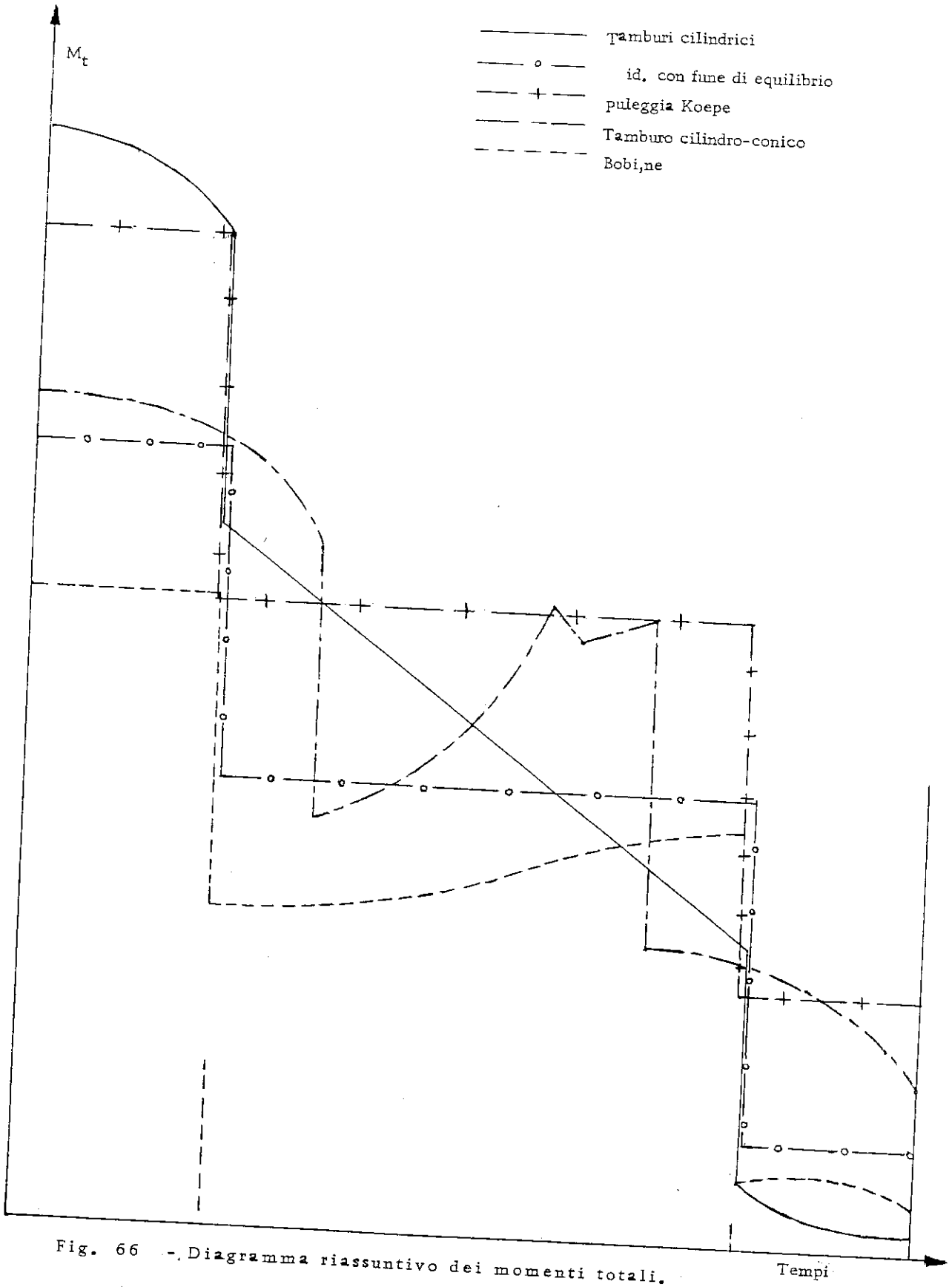


Fig. 66 - Diagramma riassuntivo dei momenti totali.

Il valore del momento statico durante tutta la cordata varia dunque in funzione del peso di fune sospeso nel pozzo. Il suo valore può essere espresso in funzione del numero di spire avvolte:

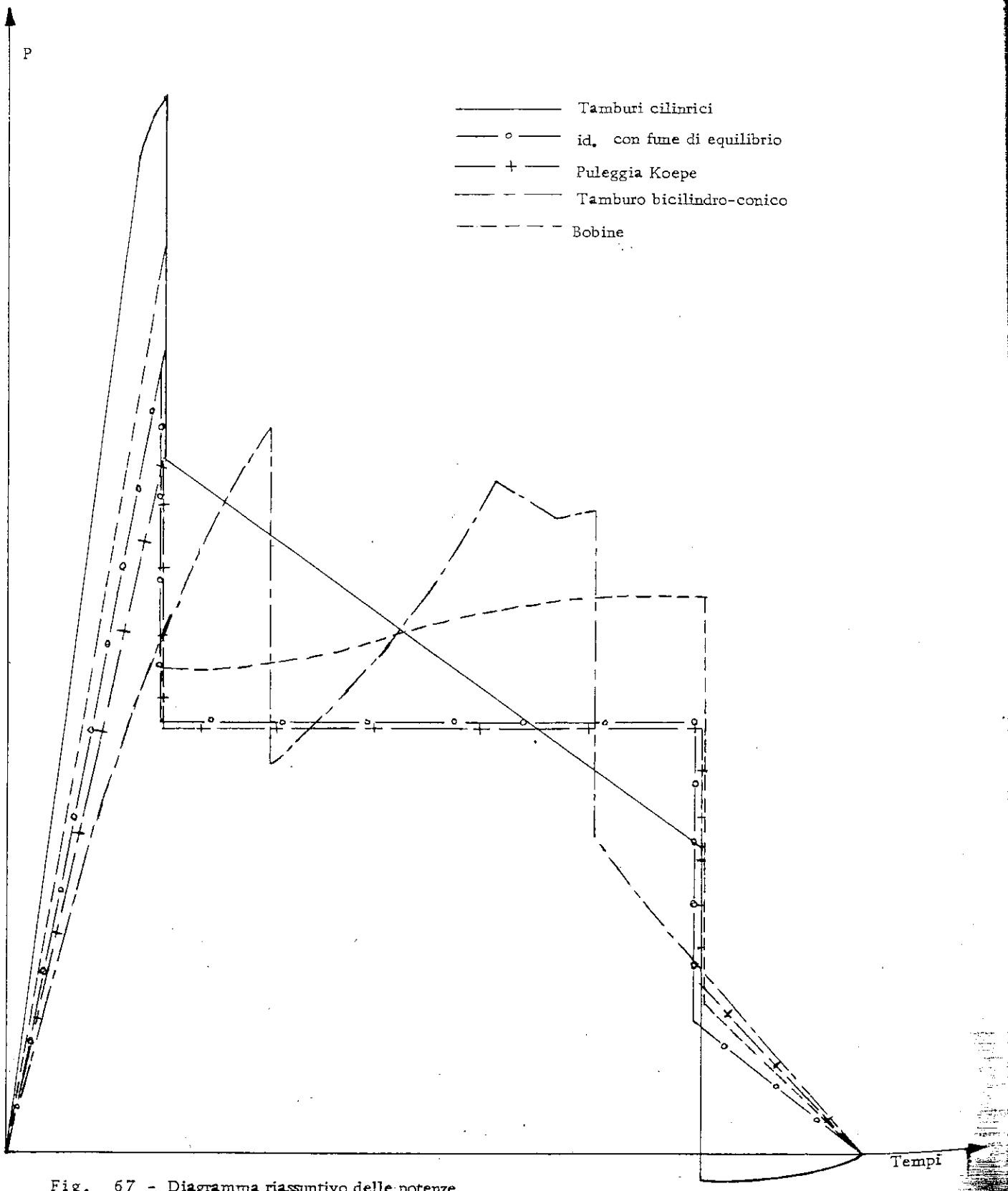


Fig. 67 - Diagramma riassuntivo delle potenze

detto N il numero di spire che bisogna avvolgere per far risalire la gabbia dal fondo alla sommità del pozzo, n il numero di spire già avvolte in un determinato istante della cordata, si ottiene:

$$pH : N = x : (N-n)$$

dove x è il peso del tratto di fune sospeso nel pozzo, nell'istante considerato.

Sostituendo si ottiene:

$$R\ (q + Q' + Q'' + pH\ \frac{N-n}{N})$$

per la gabbia piena che sale. Per la gabbia vuota discendente il momento sarà uguale a:

$$R\ (Q' + Q'' + pH\ \frac{n}{N})$$

evidentemente il numero di spire svolte dal tamburo della gabbia che scende sarà uguale a quello delle spire avvoltesi sul tamburo della gabbia che sale.

La coppia risultante sarà pertanto:

$$C_{rs} = R(q+Q'+Q''+pH\ \frac{N-n}{N}) - R(Q'+Q''+pH\ \frac{n}{N}) = R(q+pH\frac{N-n}{N} - pH\ \frac{n}{N}) =$$

$$= R\ (\ q + pH\ (1 - \frac{2n}{N}))\qquad (1)$$

Il valore della coppia statica è così espresso, nella formula, in funzione del numero di spire avvolte. Se lo si vuole esprimere ora in funzione del tempo occorrerà conoscere la legge che lega il tempo di cordata al numero di spire avvolte.

E' necessario distinguere i tre periodi di accelerazione, di regime, di rallentamento; ciò, naturalmente, se si è adottato per le velocità un diagramma trapezoidale.

Determiniamo la coppia statica nella prima fase:
l'espressione del numero di spire in funzione del tempo, sarà, ricordando che

$$dn = \frac{w\,dt}{2\pi}$$

(w = velocità angolare),

$$n = \frac{1}{2\pi} \int_0^t w\ dt$$

durante l'avviamento $w = \varepsilon t$, per cui $\qquad n = \frac{1}{2\pi} \int_0^t \varepsilon \cdot t\ dt$

essendo ε l'accelerazione angolare, che consideriamo costante. Integrando, si ottiene:

$$n = \frac{1}{2\pi} \quad \frac{\varepsilon t^2}{2}$$

Sostituendo questo valore nella formula (1), si ha:

$$C_{SR} = R \left[q + pH \left(1 - \frac{\frac{\varepsilon t^2}{2\pi}}{N}\right)\right]$$

Poichè vale la relazione $H = 2\pi RN$, ossia $N = \frac{H}{2\pi R}$

sostituendo questo valore nell'espressione precedente, risulta:

$$C_{SR} = R \left[q + pH \left(1 - \frac{R \varepsilon t^2}{H}\right)\right]$$

ed in definitiva:

$$C_{SR} = R (q + pH - pR \varepsilon t^2) \qquad (2)$$

Espressione da cui risulta che la coppia statica varia con il quadrato del tempo.

In questo calcolo, per semplicità, consideriamo uguali i tempi di accelerazione e di deaccelerazione e chiamiamo ognuno di essi Θ_1; sia inoltre Θ_2 il tempo durante il quale la macchina funziona a regime. Varrà la relazione

$$\Theta_1 + \Theta_2 + \Theta_1 = T$$

Nel periodo di regime dunque, la variabile t, avendo preso come origine la fine del periodo di accelerazione, varierà da zero a Θ_2, avendosi velocità costante ($w = w_r$); dopo un tempo t, nel periodo di regime si saranno avvolte un numero di spire

$$n_r = \frac{w_r \, t}{2\pi}$$

Per ottenere il numero totale di spire avvolte bisogna aggiungere quelle relative al periodo di accelerazione:

$$n_1 = \frac{1}{2\pi} \frac{\varepsilon \Theta_1^2}{2} = \frac{1}{2\,4\pi} \varepsilon \Theta_1 \Theta_1 = \frac{w_r}{4\pi} \Theta_1$$

Pertanto il numero totale di spire che si sono avvolte in un istante t del periodo di regime, è:

$$n = \frac{w_r \Theta_1}{4\pi} \quad \frac{w_r \, t}{2\pi}$$

Sostituendo questo valore di n nella relazione (2) si ha:

$$C_{SR} = R\left[q+pH\left(1 - 2\,\frac{\frac{w_r t}{2\pi} + \frac{w_r \vartheta_1}{4\pi}}{\frac{H}{2\pi R}}\right)\right] = R\left[q+pH\left(1 - 2\,\frac{\frac{w_r}{2\pi}\left(t + \frac{\vartheta_1}{2}\right)}{\frac{H}{2\pi R}}\right)\right]$$

$$C_{SR} = R\left[q + pH - 2\,pR\,w_r\left(t + \frac{\vartheta_1}{2}\right)\right] \qquad (3)$$

Calcoliamo ora il valore della coppia risultante statica nel periodo di deaccelerazione: alla fine del periodo di regime, cioè all'inizio del periodo di deaccelerazione, il numero totale delle spire avvolte, sarà:

$$n_2 = \frac{w_r \vartheta_2}{2\pi} + \frac{w_r \vartheta_1}{4\pi}$$

e sostituendo a ϑ_2 il valore $T - 2\vartheta_1$:

$$n_2 = \frac{w_r}{2\pi}(T-2\vartheta_1) + \frac{w_r \vartheta_1}{4\pi} = \frac{w_r}{2\pi}\left(T-2\vartheta_1+\frac{\vartheta_1}{2}\right) = \frac{w_r}{2\pi}\left(T - \frac{3}{2}\vartheta_1\right)$$

Nel periodo di deaccelerazione, assumendo la variabile t tra i valori 0 e ϑ_1, avremo:

$$2\pi\, dn = w\,dt$$

ma $w : t = w_r : \vartheta_1 = \text{cost}$

per cui:

$$2\pi\, dn = \frac{w_r}{\vartheta_1}\, t\, dt$$

(abbiamo assunto la deaccelerazione uguale all'accelerazione per ipotesi) per cui

$$n_3 = \frac{w_r\, t^2}{4\pi\vartheta_1}$$

Il numero totale di spire, all'istante t del periodo di deaccelerazione risulta:

$$n = \frac{w_r}{2\pi}\left(T - \frac{3}{2}\vartheta_1\right) + \frac{w_r\, t^2}{4\pi\vartheta_1}$$

Il valore della coppia statica in questo periodo sarà

$$C_{SR} = R\left[q + pH - 2\,pRw_r\left(T - \frac{3}{2}\vartheta_1 + \frac{t^2}{2\vartheta_1}\right)\right] \qquad (4)$$

Le espressioni (2) (3) e (4) permettono di calcolare il valore del momento statico nei tre periodi della cordata e di tracciare il relativo

diagramma.

Per macchine di estrazione a tamburi cilindrici con fune di equilibrio che collega il fondo delle gabbie e che compensa le variazioni del peso di fune di estrazione sospeso nel pozzo, il valore del momento statico è costante per tutta la cordata e pari al prodotto del peso del minerale estratto per il raggio di avvolgimento (qR = costante).

Momento Dinamico

Poichè la velocità varia secondo un diagramma trapezoidale, si determinano, nei periodi di accelerazione e di deaccelerazione, delle forze di inerzia, per cui si dovrà tener conto anche di un momento dinamico, necessario per vincere le resistenze relative.

In base al teorema delle forze vive per cui il lavoro delle forze applicate deve essere uguale alla variazione di energia cinetica, si scriverà:

$$\int_0^t M_d \, w \, dt = I_e \frac{w^2}{2}$$

essendo, nel tempo, per $t = 0$, anche $w = 0$

Nella relazione scritta, I_e è il momento di inerzia equivalente di tutto il sistema in movimento rispetto all'asse del tamburo. Per conoscere il valore di M_d, deriviamo la relazione scritta:

$$M_d \, w = I_e \, w \frac{dw}{dt} + \frac{w^2}{2} \frac{dI_e}{dt}$$

da cui:

$$M_d = I_e \frac{dw}{dt} + \frac{w}{2} \frac{dI_e}{dt}$$

Nel caso in cui il valore del raggio del tamburo non vari, il momento d'inerzia equivalente rimane costante, ed è uguale a zero il secondo termine dell'espressione già scritta; del momento dinamico allora bisogna tener conto solo nel periodo di accelerazione e deaccelerazione ed il suo valore sarà:

$$M_d = I_e \frac{dw}{dt}$$

(nel caso dei tamburi cilindrici e pulegge koepe).

Momento resistente

Questo momento è dovuto a vari fattori: resistenza d'attrito degli alberi sui cuscinetti dei diversi organi della macchina, delle gabbie sulle guide, resistenza delle funi ad incurvarsi sulle molette e sugli organi d'avvolgimento, resistenza dell'aria.

Queste resistenze sono difficili da determinare con esattezza, per cui è necessario ricorrere a formule empiriche, ricavate sulla base di prove di potenza. Infatti, esprimendo la potenza P in CV, il momento totale in kgm, si ha:

$$P = \frac{1}{75} \quad M_{tot} \; w$$

d'altra parte è valida la relazione: $M_{tot} = M_s + M_d + M_r$

per cui dalla determinazione sperimentale di M_{tot} e da quella teorica, esatta, di M_s ed M_d , si ricava il valore del momento resistente.

Queste valutazioni hanno dato luogo ad una serie di formule empiriche, nelle quali si assume il valore della coppia di attrito come frazione del carico utile. Generalmente si procede conglobando le resistenze passive in quel che viene chiamato "rendimento meccanico medio del pozzo", così definito:

se q è il carico utile trasportato, il lavoro teorico necessario per sollevare questo carico di un'altezza H, è qH. Il lavoro reale da spendere è però uguale a $qH + \varphi H$, dove φ designa una forza media equivalente alle resistenze passive dell'installazione. Si pone:

$$\frac{q\,H}{qH + \varphi H} = \rho \quad \text{(rendimento meccanico del pozzo)}$$

in cui:

$$\frac{q}{(q + \varphi)} = \rho$$

ossia

$$\varphi = q \left(\frac{1}{\rho} - 1 \right)$$

si deve considerare che ρ si divide in due parti uguali fra il lato montante e quello discendente.

Il momento delle resistenze passive è allora: $C_r = \frac{1}{2} q \left(\frac{1}{\rho} - 1\right) \cdot (R_m + R_d)$, e, per installazioni a tamburi cilindrici in cui R = costante:

$$C_r = q \left(\frac{1}{\rho} - 1 \right) R$$

I valori di ρ dipendono in gran misura dalla natura e dalla qualità delle guide. Si ammette generalmente:

- con guide mediante cavi..... ρ = 90-94%
- con guide metalliche..... ρ = 86-90%
- con guide in legno..... ρ = 80-86%

Le resistenze comprese in questi valori di ρ si ripartiscono, approssimativamente, come segue:

- attrito proprio della macchina..... 1-2 %
- resistenza dell'aria..... 1 %
- ingranaggi di eventuali trasmissioni..... 1-2 %
- resistenze delle guide attuate con cavi..... 4-5 %
- resistenze delle guide metalliche..... 8-9 %
- resistenze delle guide in legno..... 12-15 %

Totale a seconda del tipo di guide..... 6-20 %

Momento di inerzia equivalente

Nella formula del momento dinamico precedentemente considerato entra in gioco il momento di inerzia equivalente I_e, per la determinazione del quale bisogna tener conto di tutte le masse in movimento e precisamente, delle masse rotanti, e di quelle dotate di moto traslatorio lungo il pozzo:
1) indicando con I la somma dei momenti di inerzia delle masse rotanti intorno all'asse del tamburo (massa dell'organo di avvolgimento, del motore elettrico, della massa di fune che resta costantemente avvolta intorno al tamburo), la forza viva relativa ad esse sarà:

$$I \frac{w^2}{2}$$

essendo w la velocità angolare.

2) Momento di inerzia delle molette - Sia I'' il momento di inerzia di una moletta ed r'' il suo raggio; considerando nullo lo scorrimento, si ricava:

$$w'' = \frac{w r}{r''}$$

dove w'' è la velocità angolare della moletta ed r il raggio del tamburo.

La forza viva del sistema di due molette sarà:

$$2I'' \frac{w''^2}{2} = I'' \frac{r^2}{r''^2} w^2$$

4) Momento di inerzia delle masse dotate di moto di traslazione - Siano:

Q' , il peso della gabbia,

Q'' , il peso delle berline,

q , il peso utile,

p_n, il peso del tratto di fune svolto dal tamburo alla moletta e dalla moletta alla gabbia,

p'_n , il peso dell'eventuale fune di equilibrio,

g , l'accelerazione di gravità,

v , la velocità di traslazione, ($V = wr$).

Considerando la somma dei momenti relativi alle gabbie piena e vuota, la forza viva della parte dotata di moto rettilineo, sarà:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{Q'+Q''+q+p_n+p'_n}{v^2} v^2 + \frac{Q'+Q''+p_n+p'_n}{2g} v^2$$

$$\frac{mv^2}{2} = \left[(Q'+Q''+q+p_n+p'_n) + (Q'+Q''+p_n+p'_n) \right] \frac{r^2}{2g} w^2$$

La forza viva complessiva sarà data dalla somma di tutte quelle sopra calcolate e risulterà:

$$\frac{w^2}{2} I_e = \left\{ I + I'' \frac{2r^2}{r''^2} + \left[(Q'+Q''+q+p_n+p'_n) + (Q'+Q''+p_n+p'_n) \right] \frac{r^2}{g} \right\} \frac{w^2}{2}$$

valore che sostituiremo nella formula:

$$I_e \frac{w^2}{2} = \int_0^t M_d \; w \; dt$$

In figura 65 è riportato il diagramma dei momenti statici, in figura 66 quello dei momenti totali, in funzione del tempo posto in ascisse. In figura 67 è rappresentato il diagramma della potenza richiesta dalla macchina di estrazione, determinato, istante per istante, dal prodotto dei momenti totali per la velocità angolare del tamburo:

$$P = M_{tot} \; w$$

<u>Espressione del numero di spire avvolte in un dato istante in funzione del tempo quando l'accelerazione è variabile</u>

Il diagr·mma della potenza assorbita dalla macchina di estrazione in funzione del tempo, presenta, come si vede nel diagramma di figura 67, una punta massima di notevole ampiezza alla fine del periodo di accelerazione, coincidendo tale punto con il valore massimo della velocità.

Per diminuire tale massimo, non potendo agire sulla velocità, (funzione della profondità del pozzo e della produzione da estrarre), si è cercato di diminuire il momento totale. In particolare, essendo il valore del momento statico funzione dei pesi in gioco, si è cercato di diminuire il momento dinamico, agendo sulla accelerazione.

Infatti, nei diagrammi solitamente seguiti dalle macchine di estrazione, invece di adottare delle accelerazioni costanti, si adottano delle accelerazioni decrescenti gradatamente sino a zero all'inizio del periodo di regime. In tal modo la punta massima viene smussata ed il diagramma della potenza, per una macchina a tamburi cilindrici, assume l'andamento di figura 68. Varieranno naturalmente nel tempo il numero di spire avvolte e, supponendo che l'accelerazione sia uniformemente decrescente e che si annulli al tempo $T = \Theta_1$, l'espressione del numero di spire avvolte, nei vari istanti, sarà così ricavata:

detta $(\frac{dw}{dt})_o$ l'accelerazione all'inizio della cordata, se essa decresce uniformemente, sarà:

$$\frac{dw}{dt} \quad (\frac{dw}{dt})_o \left(1 - \frac{t}{\Theta} \right)$$

essendo Θ il periodo di accelerazione.

Integrando questa espressione, la velocità angolare risulta:

$$w = (\frac{dw}{dt})_o \; t - \left(\frac{dw}{dt} \right)_o \frac{t^2}{2\Theta} = (\frac{dw}{dt})_o \left(t - \frac{t^2}{2\Theta}\right)$$

La velocità di regime sarà:

$$w_r = (\frac{dw}{dt})_o \frac{\Theta}{2}$$

Da questo valore si ricava immediatamente l'espressione della accelerazione iniziale:

$$(\frac{dw}{dt})_o = \frac{2w_r}{\Theta}$$

Sostituendo nell'espressione di w, avremo che, nel periodo di accelerazione, la velocità istantanea sarà data da:

$$w = \frac{2w_r}{\Theta} \left(t - t/2\Theta\right)$$

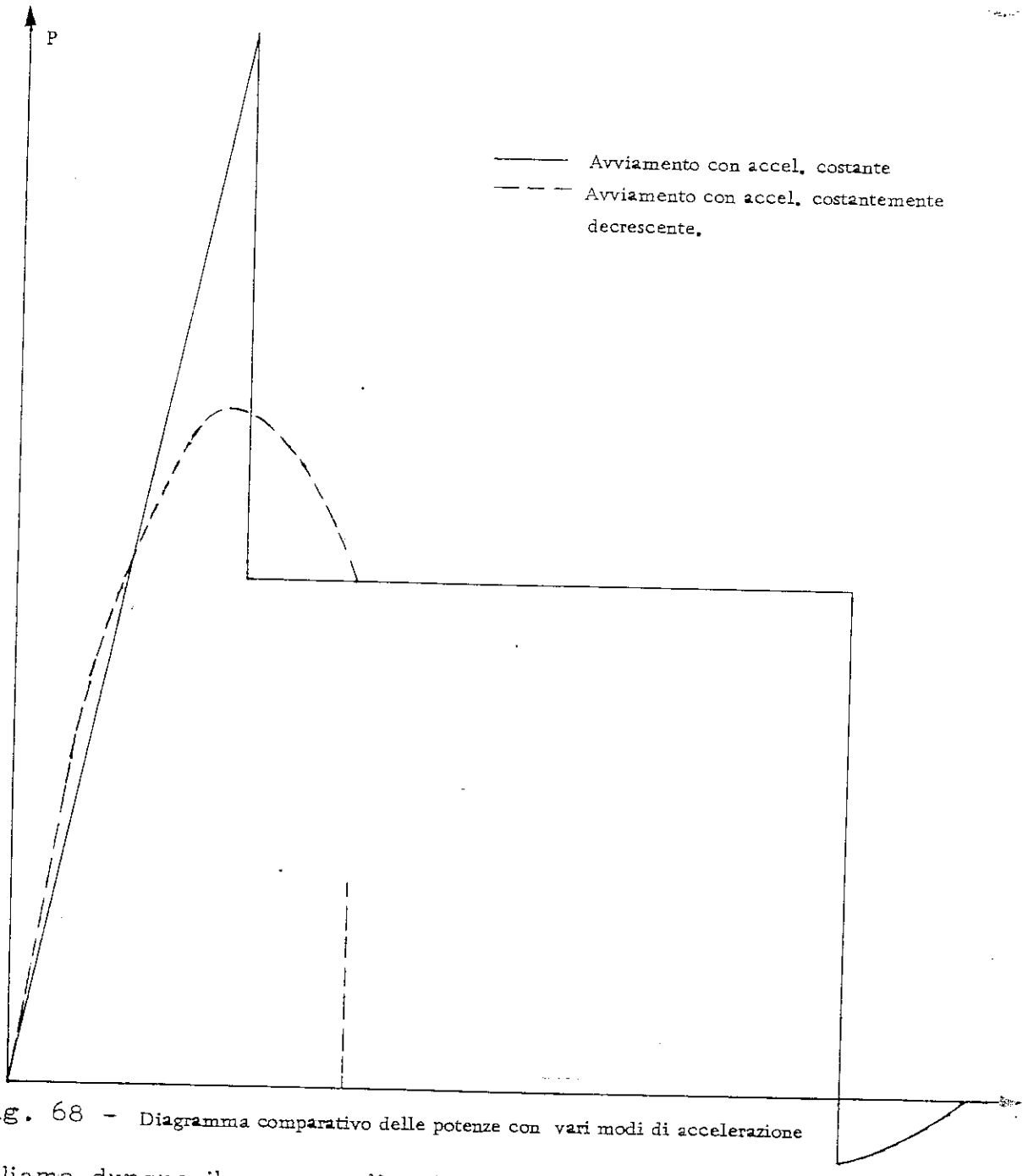


Fig. 68 - Diagramma comparativo delle potenze con vari modi di accelerazione

Calcoliamo dunque il numero di spire avvolte all'istante t, partendo dalla relazione $2\pi\, dn = w dt$.

Sostituendo il valore di w trovato: $2\pi\, dn = \frac{2w_r}{\theta}\left(t - \frac{t^2}{2\theta}\right) dt$

ed integrando:

$$2\pi n = \frac{2w_r}{\theta}\left(\frac{t^2}{2} - \frac{t^3}{6\theta}\right)$$

ossia :

$$n = \frac{w_r}{2\pi\theta}\left(t^2 - \frac{t^3}{3\theta}\right)$$

Il numero di spire avvolte alla fine del periodo di accelerazione sarà:

$$n = \frac{w_r}{2\pi\vartheta}\left(\vartheta^2 - \frac{\vartheta^2}{3}\right) = \frac{w_r\vartheta}{\pi}\left(\frac{1}{2} - \frac{1}{6}\right) = \frac{w_r\vartheta}{3\pi}$$

Durante il periodo di regime, il numero di spire avvolte sarà:

$2\pi\, dn = w_r\, dt$; da cui integrando: $n = \frac{w_r t}{2\pi}$

ed il numero totale di spire avvolte sarà: $n = \frac{w_r t}{2\pi} + \frac{w_r\vartheta}{3\pi}$

Chiamando con ϑ' il tempo di durata del periodo di regime, alla fine di questo periodo, il numero totale di spire avvolte sarà:

$$n_{T-\vartheta} = \frac{w_r\vartheta'}{2\pi} + \frac{w_r\vartheta}{3\pi}$$

e ponendo al posto di ϑ' il suo valore uguale a $T - \vartheta - \vartheta''$, essendo ϑ'' il periodo di rallentamento, si ha:

$$n_{T-\vartheta-\vartheta''} = \left(\frac{T-\vartheta-\vartheta''}{2} + \frac{\vartheta}{3}\right)\frac{w_r}{\pi} = \frac{w_r}{2\pi}\left(T - \frac{\vartheta}{3} - \vartheta''\right)$$

Supponiamo ora che nella terza fase la deaccelerazione sia costante, otterremo: $w\,dt = 2\pi\, dn$, dato che

$$w = \frac{w_r t}{\vartheta''}$$

sarà:

$$n = \frac{w_r t^2}{4\pi\vartheta''}$$

Il numero totale di spire avvolto è:

$$N = \frac{w_r\vartheta}{3\pi} + \frac{w_r\vartheta'}{2\pi} + \frac{w_r\vartheta''}{4\pi} = \frac{w_r}{\pi}\left[\frac{\vartheta}{3} + \frac{T-(\vartheta+\vartheta'')}{2} + \frac{\vartheta}{4}\right] =$$

$$= \frac{w_r}{2\pi}\left(T - \frac{\vartheta}{3} - \frac{\vartheta''}{2}\right)$$

Ricaviamo dall'ultima formula il periodo di tempo T dell'intera cordata:

$$T = \frac{2\pi N}{w_r} + \frac{\vartheta}{3} + \frac{\vartheta''}{2}$$

Nel caso dell'accelerazione costante, il valore di T risulta, invece:

$$N = \frac{w_r\vartheta}{4\pi} + \frac{w_r\vartheta'}{2\pi} + \frac{w_r\vartheta''}{4\pi} = \frac{w_r}{2\pi}\left(\frac{\vartheta}{2} + T - \vartheta - \vartheta'' + \frac{\vartheta''}{2}\right)$$

cioè:

$$T = \frac{2\pi N}{w_r} + \frac{\vartheta}{2} + \frac{\vartheta''}{2}$$

Cioè, se il tempo di cordata T deve rimanere costante, il tempo di deaccelerazione, con accelerazione variabile, a parità di w_r di N e di ϑ'', sarà

maggiore del 50% del tempo di accelerazione ϑ_c, assunto costante. Infatti, dal confronto delle due formule risulta::

$$\frac{\vartheta_v}{3} = \frac{\vartheta_c}{2} \quad ; \quad \vartheta_v = \frac{3}{2}\vartheta_c \qquad (1)$$

Dalle relazioni già note:

$$w_r = \left(\frac{dw}{dt}\right)_o \frac{\vartheta_v}{2} \qquad \text{e} \qquad w_r = \left(\frac{dw}{dt}\right)\vartheta_c$$

si ricava:

$$\left(\frac{dw}{dt}\right)_o \frac{\vartheta_v}{2} = \frac{dw}{dt}\vartheta_c$$

e per la (1):

$$\left(\frac{dw}{dt}\right)_o \frac{3}{4}\vartheta_c = \frac{dw}{dt}\vartheta_c$$

Cioè, con le ipotesi fatte, nel caso di accelerazione variabile, l'accelerazione iniziale deve essere uguale ai 4/3 dell'accelerazione costante.

Tale conclusione deve essere tenuta presente, qualora si ricordi che l'accelerazione, come indicato a suo tempo, non può superare determinati valori.

Calcolo della larghezza del tamburo cilindrico

Siano:

- H, la profondità del pozzo;
- l, la lunghezza della fune dalla bocca del pozzo al tamburo;
- D, il diametro della superficie cilindrica;
- n , il numero di spire.

Varrà la relazione:

$$\frac{H + l}{\pi D} = N$$

Considerando che la distanza tra le spire è uguale al diametro d della fune, detta E la larghezza del tamburo, avremo:

$$\frac{H + l}{\pi D} d = E \qquad (1)$$

Se la fune si dovesse avvolgere su due strati, il primo di n' spire, il secondo di n'' spire, essendo i diametri di avvolgimento rispettivamente D e (D + d), per n' maggiore di n'', si ha:

$$H + l = \pi \left[n' D + n'' (D + d) \right]$$

cioè

$$n' = \left[\frac{H + l}{\pi} - n'' (D + d) \right] \frac{1}{D}$$

$$E = n'd = \left[\frac{H + l}{\pi} - n'' (D + d) \right] \frac{d}{D}$$

Il valore di d è fissato, per cui nella formula restano ancora variabili il diametro D e la larghezza E del tamburo.

Ma D, oltre che rispettare un opportuno rapporto con d, per non dar luogo ad eccessiva resistenza all'avvolgimento della fune, è fissato in base al peso del tamburo ed alla velocità di traslazione (a tal proposito è opportuno ricordare che più piccolo è il diametro minore è la velocità della gabbia nel pozzo, a parità di velocità angolare). In genere il valore massimo di D è circa 5-6 metri. Fissato in tal modo D, si ricava il valore della larghezza E.

Calcolata la larghezza E, in base alla (1), si controlla se l'obliquità laterale non risulti eccessiva, in tal caso si ricorre all'avvolgimento in due strati. Infatti, facendo riferimento allo schema riportato (figura 69), sia t il tamburo di lunghezza E = E' + E"; m la moletta, distante dal tamburo Z; α l'angolo di escursione laterale della fune nel tamburo durante la cordata. Per effetto dell'obliquità, la tensione T della fune avrà una componente parallela all'asse del tamburo, che, per un tratto, agisce comprimendo le spire e, per l'altro tratto, le allontana. Ciò è causa di usura anormale della moletta se il valore di α risulta molto grande.

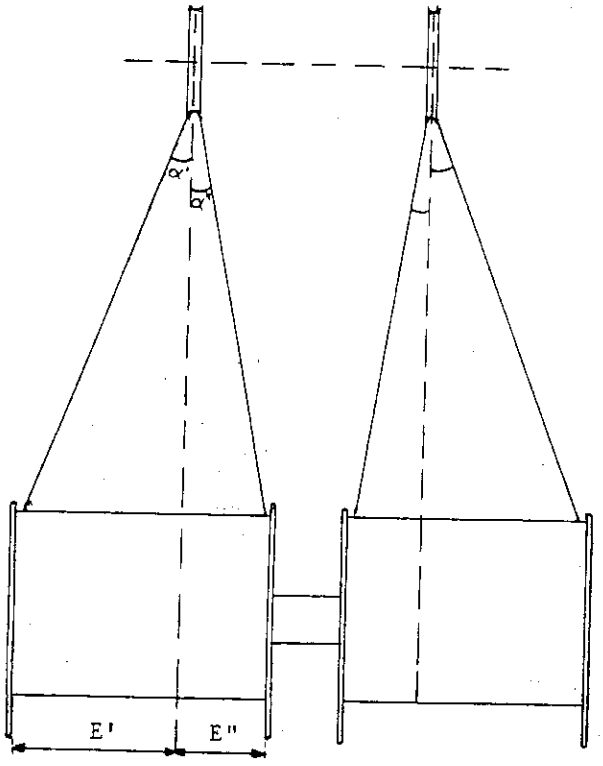


Fig. 69

Normalmente si prende il valore di $\alpha = 1{,}5°$, cioè tang α = 1/40. Solitamente, la posizione della moletta non è simmetrica rispetto al tamburo,

ma un pò spostata; possiamo scrivere:

$$\frac{E'}{Z} = \operatorname{tg}\alpha' \qquad \frac{E''}{Z} = \operatorname{tg}\alpha'' \qquad E' + E'' = E$$

$$\operatorname{tg}\alpha' \leq 1/40 \qquad \operatorname{tg}\alpha'' \leq 1/40$$

$$E' \leq \frac{Z}{40} \qquad E'' \leq \frac{Z}{40}$$

da cui $E \leq \frac{Z}{20}$

Posto che su E'' l'effetto dell'obliquità risulti più dannoso, dovrà essere:

$$E'' < E' < \frac{Z}{40}$$

Se l'avvolgimento dovesse avvenire su due strati, dovrà essere $\alpha \leq 1°$.

D'altra parte per ridurre α, non si può aumentare Z, ciò per evitare i colpi di frusta della fune e le relative deaccelerazioni troppo brusche; nè Z si può tenere molto piccolo per non avvicinare a 180° l'angolo di avvolgimento della moletta. In genere, Z è compreso fra 25 e 55 metri e, comunque, per tamburi cilindrici $Z = \frac{1}{11} H$.

Macchine di estrazione a puleggia koepe

Lo schema di funzionamento è riportato in figura 70 .

La fune portante, che ha ad una estremità la gabbia, si avvolge su una moletta, va alla puleggia motrice, ritorna all'altra moletta, quindi alla seconda gabbia che è sospesa all'estremità. Tra le due gabbie, al disotto di esse, è sospesa la fune di equilibrio.

Le due molette sono disposte o con angolo leggermente convergente o con assi paralleli, ma in quest'ultimo caso esse sono poste a diversa altezza.

La fune deve risultare sempre in tiro per assicurare l'aderenza alla puleggia, per cui non si possono usare i tacchetti alle stazioni di ingabbiamento e pertanto, bisogna ricorrere ai ponti mobili (di cui sarà detto più avanti), i quali, del resto, sono ormai di uso generale anche per gli altri tipi di macchine di estrazione.

La puleggia è costituita da un pezzo fuso, alla cui periferia è praticato l'alloggiamento per la fune, rivestito di legno per aumentare il coefficien

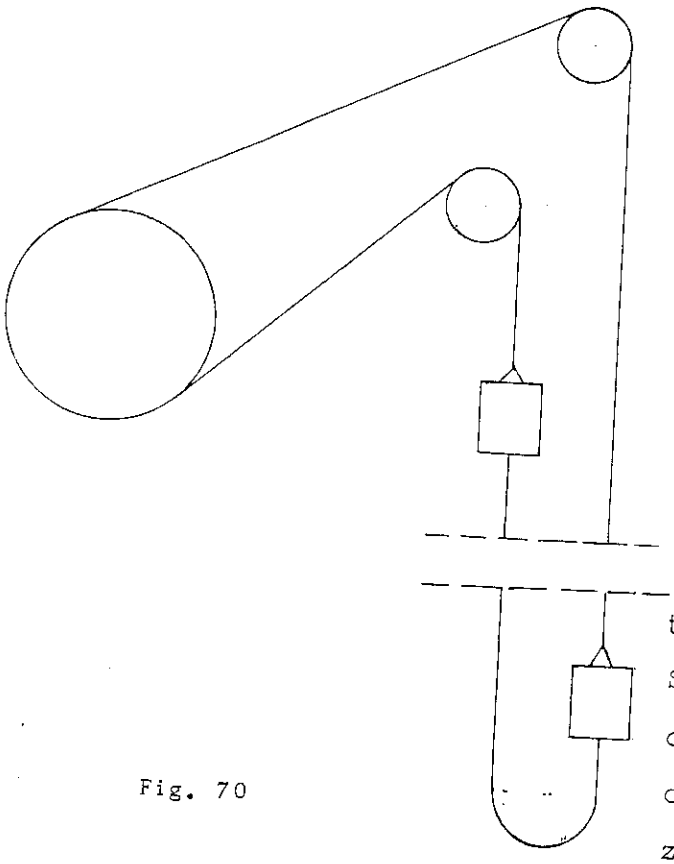


Fig. 70

te d'attrito.

Il problema, come si è accennato, è quello di dare alla fune una aderenza sufficiente per non farla slittare; dovrà, perciò, essere verificata la condizione di aderenza

$$\frac{T}{t} < e^{f\alpha}$$

essendo T e t le tensioni ai due lati della fune, f il coefficiente d'attrito, α l'angolo di avvolgimento, solitamente 180°.

Supponiamo in prima approssimazione che agiscano solo le forze statiche e che le molette siano alla stessa altezza. Indicando con:

Q, il peso morto (gabbia + vagonetto);
H, l'altezza del pozzo;
H', l'altezza del castelletto di estrazione;
q , il peso utile;
p, il peso per metro lineare della fune di estrazione;
p', il peso per metro lineare della fune di equilibrio;

avremo che, all'inizio della cordata, T e t risulteranno

$T = Q + q + pH + pH'$ per la gabbia piena in basso

$t = Q + p'H + pH'$ per la gabbia vuota in alto

Per la fine cordata, invece:

$T = Q + q + p'H + pH'$

$t = Q + pH + pH'$

Se la fune di equilibrio pesa più della fune di estrazione passante sulla puleggia koepe, le condizioni di massimo per la T corrispondeno alla fine cordata, ed a queste corrispondono le condizioni di minimo per la t. La relazione di aderenza dovrà essere verificata per il caso peggiore, cui corrisponde cioè la maggior differenza tra i carichi e sarà:

$$\frac{Q + q + p'H + pH'}{Q + pH + pH'} \leq e^{f\alpha}$$

Posto, in generale, f = 1/6, dalla relazione si ricava il valore minimo che deve avere α.

Riferendoci alla figura 71, ricavato il valore minimo ammissibile di α, e fissato un valore minimo anche per R, raggio della puleggia, si determina il valore della distanza Z tra la puleggia e la moletta.

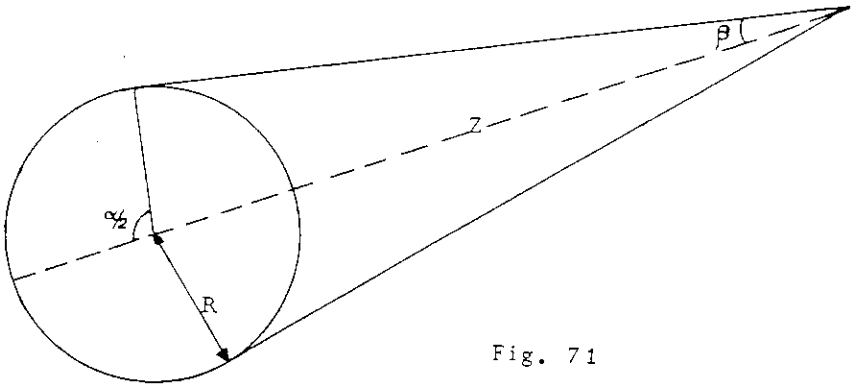


Fig. 71

Sono, infatti, valide le relazioni:

$$R = Z \operatorname{sen}\beta \qquad \text{con } \beta = \frac{\pi}{2} - \left(\pi - \frac{\alpha}{2}\right) = \frac{\alpha}{2} - \frac{\pi}{2}$$

da cui

$$\operatorname{sen}\frac{\alpha - \pi}{2} = \frac{R}{Z}$$

Calcolo del freno

Il momento frenante viene assunto generalmente uguale al momento statico massimo, senza tener conto del momento dinamico, perchè in corrispondenza del momento statico massimo la gabbia piena sale e quindi la forza d'inerzia è contraria al peso che deve, in caso di necessità, essere contrastato dall'azione frenante.

Calcoliamo dunque il freno in base al momento statico massimo, moltiplicando quest'ultimo per un coefficiente di sicurezza che si assume uguale a 1,5

Detto R il raggio del tamburo, sul quale agiscono i ceppi del freno, K il coefficiente di moltiplicazione delle leve, P la forza che muove il freno, f il coefficiente d'attrito tra ceppi e tamburo, il momento frenante dovrà essere:

$$PKfR \geqslant 1{,}5\ M_{st} \qquad (1)$$

Per garantire, in qualunque caso, il funzionamento del freno di si-

curezza, esso è corredato da un contrappeso collegato ad un regolatore di velocità che lo libera quando la velocità di rotazione del tamburo supera il valore fissato.

Per evitare che la frenatura brusca dia luogo a sollecitazioni eccessive negli organi dell'impianto di estrazione, si limita la deaccelerazione, facendo agire gradualmente il freno, per cui l'arresto dei tamburi avviene dopo che questi hanno ruotato di un determinato arco, il cui valore viene determinato applicando il teorema delle forze vive:
detto I il momento di inerzia equivalente di tutto il sistema, S l'arco che percorre il tamburo prima di arrestarsi, s' ed s'' i percorsi delle gabbie corrispondenti ad S, si ha:

$$\frac{I}{2}^{2} = f\,K\,P\,S + (Q+q+p)S' - (Q+p)S''$$

In una macchina di estrazione a tamburi cilindrici s' ed s'' sono uguali.

Si determina dunque il valore di F, considerando che generalmente, per S, si assume il valore di mezzo giro del tamburo .

CAP. V

I MOTORI DELLE MACCHINE DI ESTRAZIONE

I motori adottati per le macchine d'estrazione sono i motori elettrici e quelli a vapore; questi ultimi, talvolta, usati nelle miniere di carbone, ove esiste la possibilità di bruciare dei misti.

I motori elettrici, che prendono sempre l'energia da una rete generale di corrente alternata, nella loro utilizzazione come motori d'estrazione, possono essere motori ad induzione o motori a corrente continua. Nel primo caso si realizza il cosidetto sistema trifase diretto, nel secondo il sistema Ward-Leonard a corrente continua.

Sistema trifase diretto

Con questo sistema la macchina d'estrazione è mossa da uno o due motori, direttamente alimentati dalla rete alternativa trifase.

I motori usati sono sempre del tipo asincrono, con i quali si può far variare la velocità agendo sulle resistenze inserite nel circuito rotorico.

Lo schema dell'impianto, riportato in figura 71, consta di:

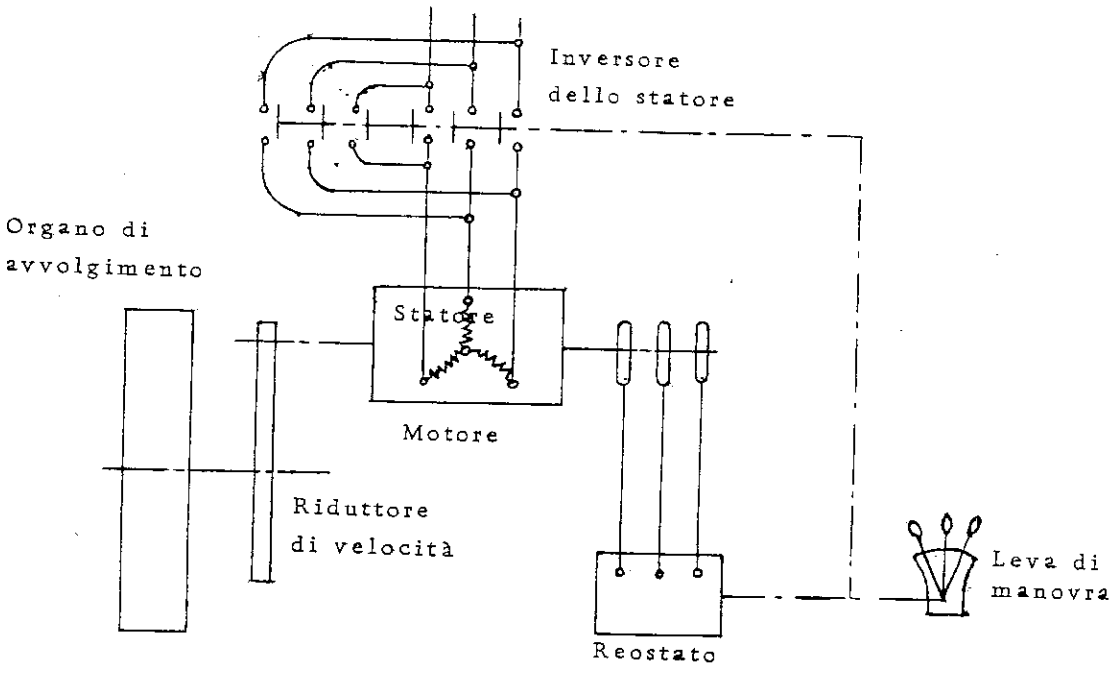


Fig. 71

- un riduttore di velocità, a causa della velocità di regime dei motori superiore a quella della macchina;
- un inversore dello statore, che permette di incrociare due fasi dello statore e dunque di ottenere l'inversione del senso di marcia;
- un reostato d'avviamento, idraulico o a contattori e resistenze, le cui resistenze sono, come è noto, totalmente inserite allo spunto quindi progressivamente disinserite.

I principali vantaggi del sistema trifase diretto consistono anzitutto nella sua semplicità, si ha infatti la presenza di una sola macchina elettrica anzichè di tre come nel sistema Ward-Leonard; per la stessa ragione, inoltre, si ha un miglior rendimento nei periodi di regime, e, nei periodi di pausa si evitano le perdite dei gruppi convertitori caratteristici del sistema Ward-Leonard.

Infine il costo globale dell'installazione è minore.

Gli svantaggi principali sono:

- la presenza di un reostato e di un inversore dello statore,
- il minor rendimento durante i periodi di avviamento: in figura 72 è rappresentata l'energia spesa all'avviamento in una installazione Ward-Leonard, in figura 73, la corrispondente energia spesa in una installazione con sistema trifase diretto. Da ciò deriva che, dal punto di vista rendimento, il

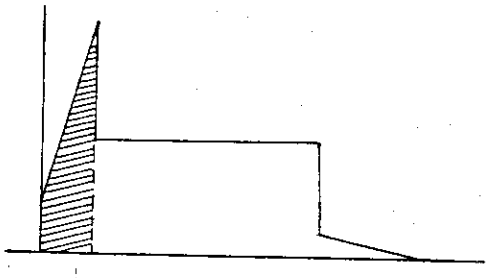


Fig. 72

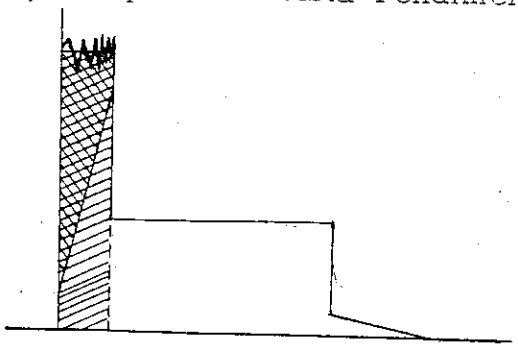


Fig. 73

sistema trifase diretto non interessa se non quando:

a) si tratti di installazione a grande profondità, per cui il periodo di regime è sufficientemente lungo.

b) si tratti di installazioni a debole frequenza di utilizzazione, nelle quali dun-

que i periodi di pausa sono molto lunghi.

- La condotta di una macchina trifase diretto è molto più delicata di quella di una macchina a corrente continua.
- Il motore asincrono si presta male alla "frenatura elettrica".

Tale frenatura può essere ottenuta come vedremo nella marcia in "controcorrente", durante la quale, però, si perde, sotto forma di calore dissipato, dell'energia.

- Infine il sistema trifase diretto esige la presenza di un riduttore di velocità, il cui prezzo elevato riduce l'economia realizzata con le macchine elettriche.

Principio di funzionamento del sistema trifase diretto.

L'inversore dello statore e il reostato di avviamento (figura 74) sono azionati da una stessa leva comandata dal manovratore.

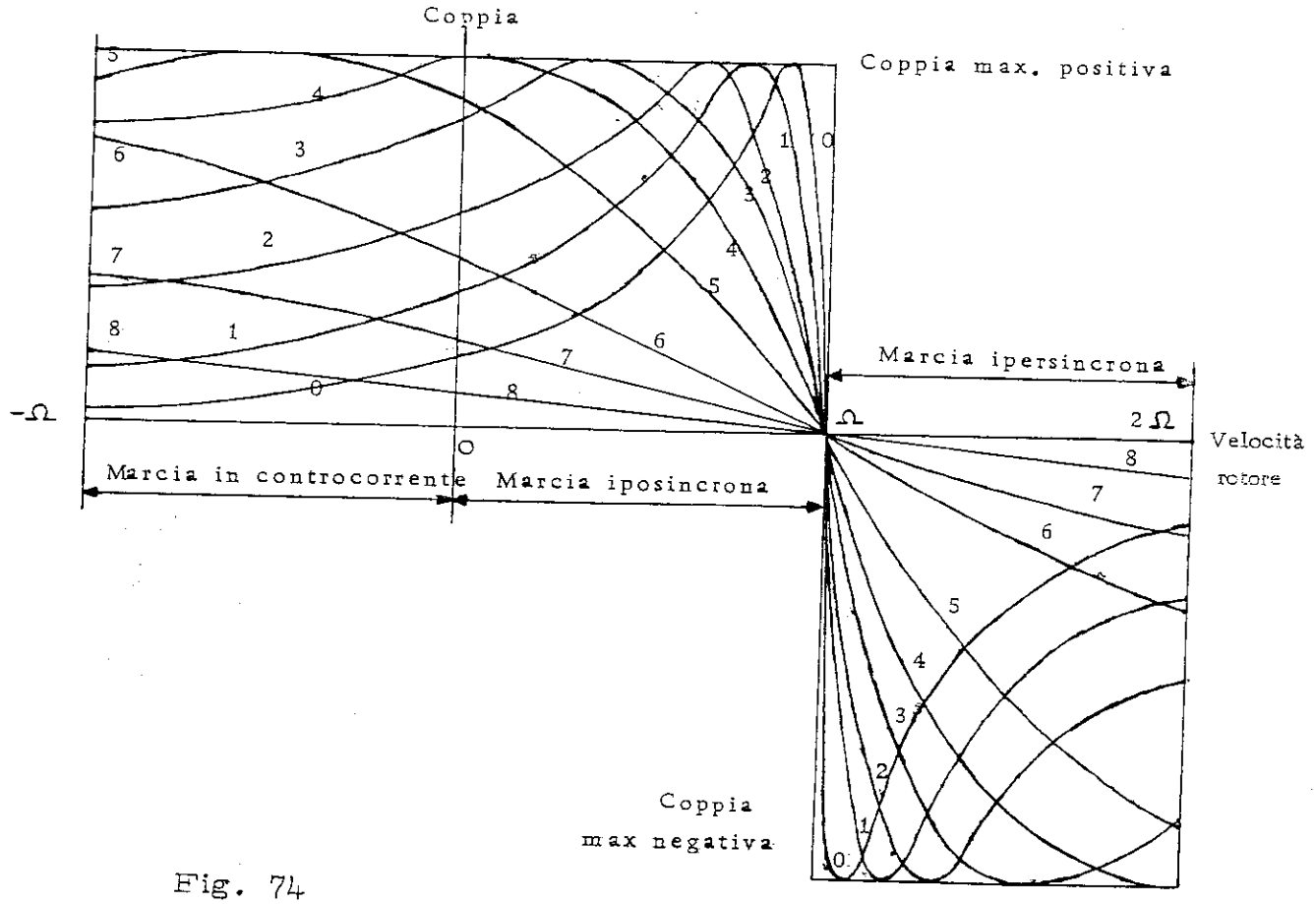


Fig. 74

a) Se, partendo dalla posizione mediana, si sposta la leva in avanti, si ottiene:

- anzitutto la messa a posto dell'inversore dello statore in una posizione corrispondente ad un certo senso di marcia, per esempio, marcia in avanti;
- quindi la progressiva diminuzione delle resistenze rotoriche sino al corto circuitaggio del rotore. Simultaneamente la macchina accelera quindi va al regime.

b) Se, partendo dalla posizione mediana, si sposta la leva all'indietro si ottiene un'azione analoga, con la differenza che l'inversore dello statore si sposta nella posizione corrispondente al senso di marcia indietro (inverso al precedente).

c) Se, quando la leva è in posizione di marcia avanti, e il motore gira nel senso corrispondente, si sposta la leva all'indietro, sorpassando la posizione mediana, l'inversore dello statore entra in funzione e provoca l'inversione del senso di rotazione del campo induttore. Quest'ultimo ruota allora in senso inverso al senso di rotazione del rotore e si provoca la cosidetta frenatura in controcorrente, che vedremo più avanti. La stessa situazione si verifica partendo dalla posizione di marcia indietro.

Ciò posto, è noto che, in un motore asincrono, la coppia motrice, è funzione della variabile s/R, essendo s lo scorrimento ed R la resistenza rotorica (si ricorda che lo scorrimento è definito da $s = \frac{\Omega - \omega}{\Omega}$, con Ω velocità di sincronismo ed ω velocità del motore).

Esiste dunque per un certo valore di R, una relazione fra la coppia C e la velocità ω del motore. La, figura 74 mostra l'andamento delle curve che traducono la anzidetta relazione per diversi lavori di R. (Nella figura 74, l'indice maggiore corrisponde alla resistenza rotorica massima, l'indice O al rotore cortocircuitato).

Si distinguono tre regimi:

1) Marcia iposincrona, durante la quale la coppia motrice è positiva e la velocità inferiore a quella di sincronismo. E' la marcia normale.

2) Marcia ipersincrona, Durante la quale la coppia motrice è negativa e la

velocità superiore a quella di sincronismo. Ciò significa evidentemente che il motore ruota più velocemente del campo induttore, il motore funziona dunque da generatrice asincrona e restituisce energia alla rete.

Questa marcia implica necessariamente una coppia negativa, cioè una cordata a carico discendente preponderante. Essa perciò si situerà nel periodo di regime di una tale cordata, in quanto, durante i periodi di accelerazione e deaccelerazione, si passerà necessariamente a velocità iposincrone.

E' chiaro inoltre che la marcia ipersincrona dovrà realizzarsi in pratica col rotore completamente cortocircuitato e a una velocità di poco superiore a quella di sincronismo (ramo verticale della curva 0 di figura 74). Infatti, il funzionamento ipersincrono con un elevato valore della resistenza rotorica (curva 8) darebbe luogo all'imballamento della macchina anche per piccoli valori della Coppia.

3) Marcia in contro corrente - Questa marcia implica che il campo induttore e il rotore del motore ruotano in senso opposto l'uno rispetto all'altro. Ne risulta un'azione frenante sulle masse in movimento che permette di mantenere una velocità costante, o rallentare la macchina, o addiritura, frenarla.

La parte del diagramma di figura 74 relativa alla marcia in contro corrente fornisce le coppie corrispondenti all'energia assorbita dalla rete. Naturalmente le coppie di frenaggio sviluppate sono uguali e opposte e si applicano nella zona di velocità compresa fra 0 e $-\Omega$. Ciò si traduce nel diagramma di figura 75, nel quale le coppie di frenaggio in controcorrente sono dedotte dalla figura 74 per semplice ribaltamento di una parte di quel diagramma.

Si può osservare che :

- la marcia in controcorrente è stabile solo per elevati valori della resistenza rotorica;
- la pendenza delle curve caratteristiche è debole, ciò implica che una leggera variazione della coppia dà luogo a notevoli variazioni della velocità, e inversamente.

Vediamo ora come devono essere condotte le cordate. I casi sono diversi a seconda che si tratti di carico montante o discendente e a seconda del modo con cui si effettua il rallentamento.

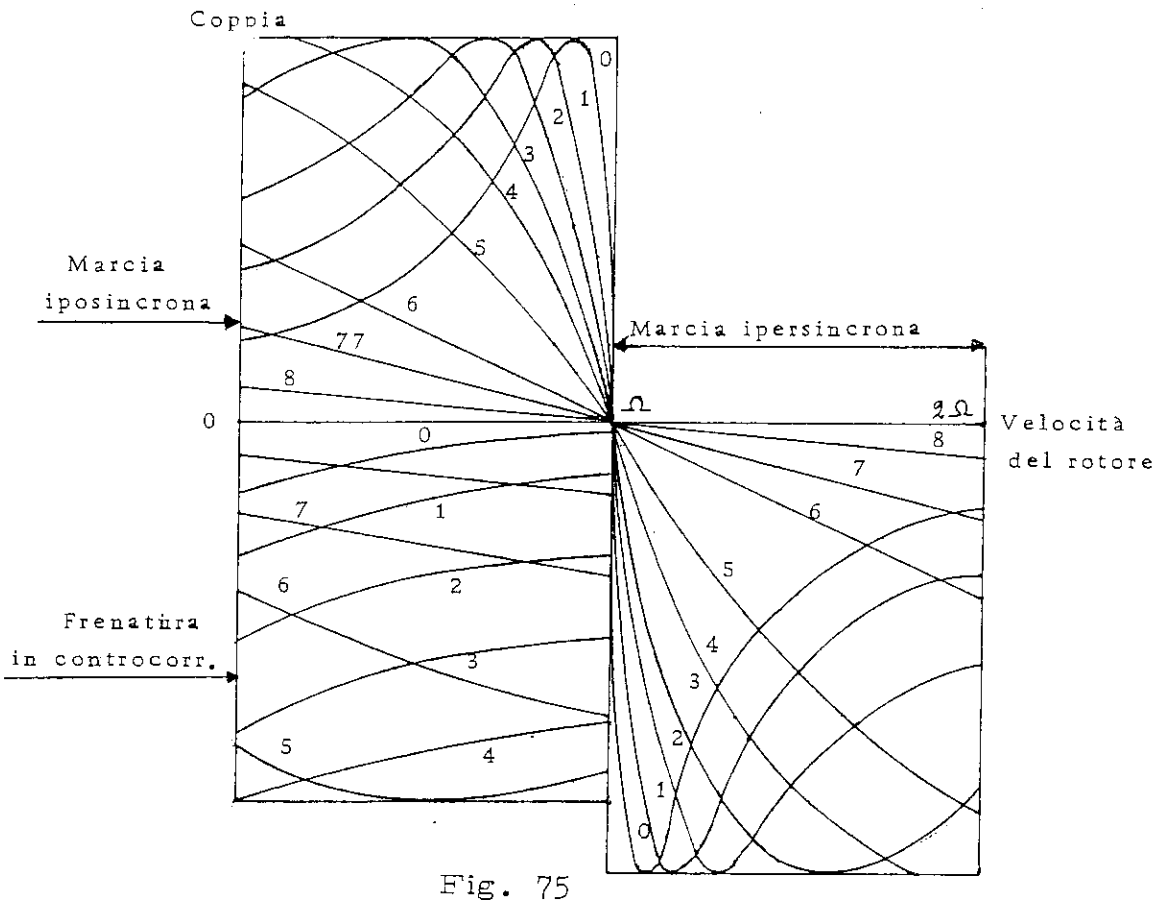


Fig. 75

a) Cordata normale (Carico montante) - Supponiamo che il reostato sia a contattori e resistenze e che la somma della coppia statica e della coppia resistente ($C_s + C_r$) sia costante.

SPostando la leva convenientemente si elimineranno gradualmente le resistenze rotoriche secondo la curva a gradini rappresentata in figura 76, sino al punto A che caratterizza il periodo di regime (coppia uguale a $C_s + C_r$, velocità prossima a quella di sincronismo). Con reostato di tipo idraulico tutto rimane identico, ma la variazione della resistenza è continua (curva continua in figura 76).

La deaccelerazione si realizzerà con operazione inversa: si ricondurrà la leva nella posizione mediana e si ridurrà la velocità con l'inserzione graduale delle resistenze rotoriche (curva a tratteggio).

b) Cordata a carico discendente e marcia ipersincrona durante il periodo di regime - L'avviamento avverrà come nel caso di cordata normale, ma con un valore della coppia motrice più piccolo (figura 77). Alla fine del periodo di accelerazione si avranno le condizioni stabilite, ad esempio, dal punto A

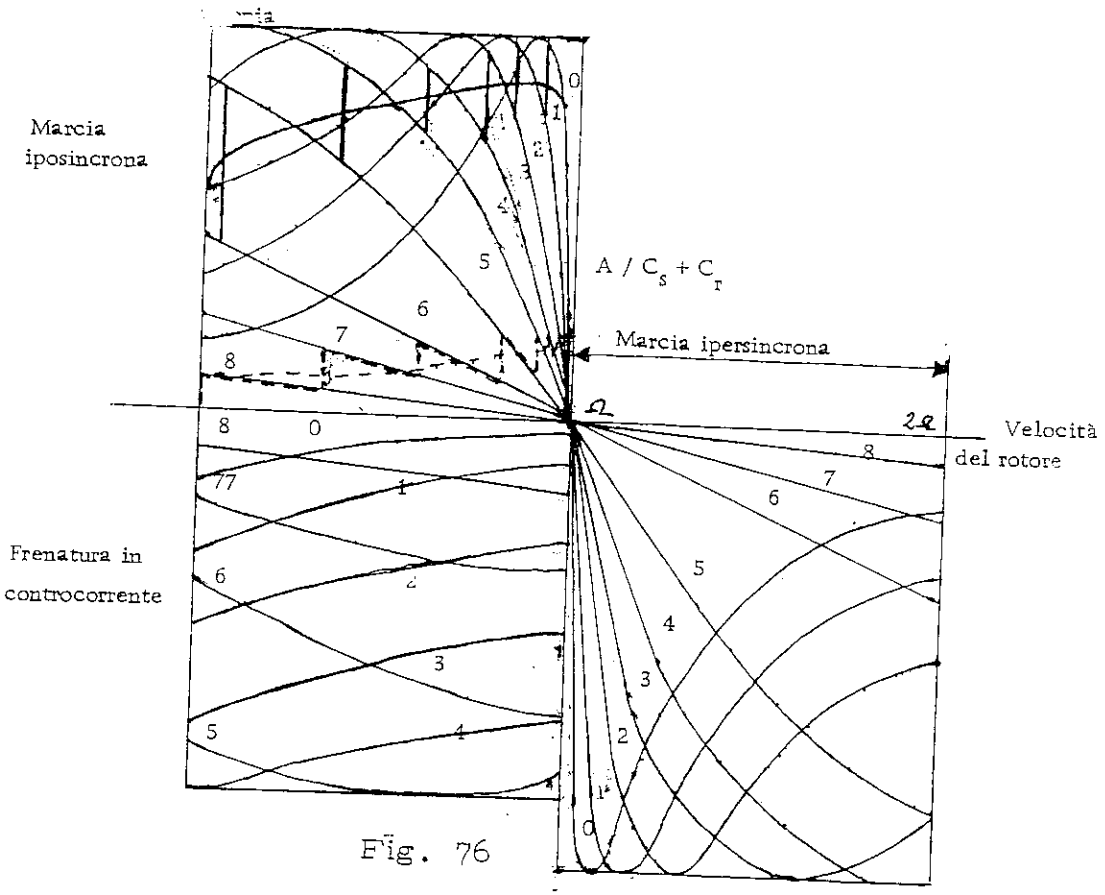

Marcia
iposincrona
A / $C_s + C_r$
Marcia ipersincrona
Velocità
del rotore
Frenatura in
controcorrente

Fig. 76

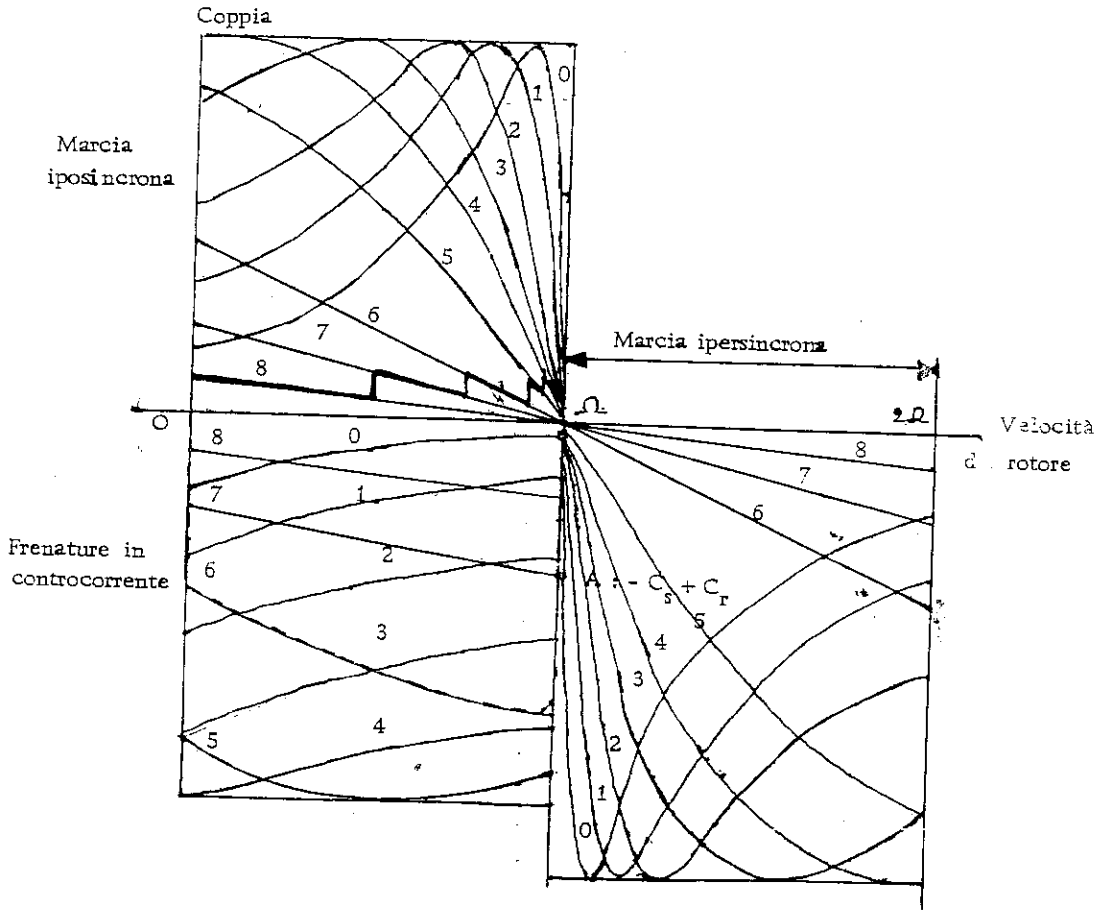

Coppia
Marcia
iposincrona
Marcia ipersincrona
Velocità
d rotore
Frenature in
controcorrente
A / - $C_s + C_r$

Fig. 77

figura 77, corrispondente ad una coppia negativa ($-C_s + C_r$). Per effettuare il rallentamento è necessario frenare in controcorrente.

c) Cordata a carico discendente e marcia in contro corrente - Per frenare in controcorrente, si riporta la leva al di là della sua posizione mediana. Operando in tal modo, si dovrà evidentemente, passare sulle altre resistenze rotoriche e correre il rischio di imballare la macchina. Simile rischio viene evitato disponendo all'avviamento un dispositivo che cortocircuita il rotore del motore appena viene sorpassata la velocità di sincronismo (schema di figura 78). Questo cortocircuitaggio è mantenuto fino a che la leva di manovra non

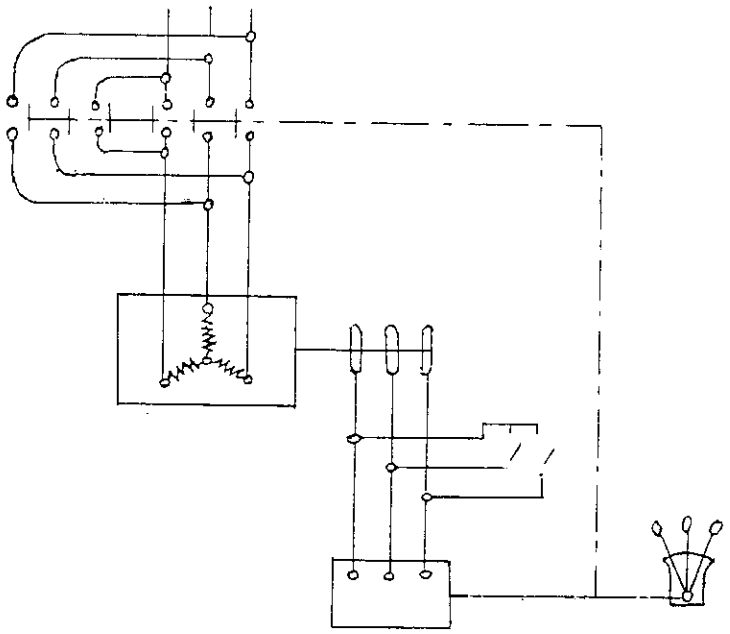


Fig. 78

abbia sorpassato la posizione mediana. A questo punto il corto circuito si sopprime e si verifica il funzionamento dell'inversore dello statore.

Il frenaggio in controcorrente può allora verificarsi seguendo la curva tratteggiata di figura 77 (reostato a contattori) o della figura 79 (reostato idraulico).

Sistema Ward-Leonard

Il sistema di estrazione Ward-Leonard a corrente continua realizza uno schema di accoppiamento come indicato in figura 80, comprendente: un motore d'estrazione in corrente continua M, la cui coppia è regolata facendo

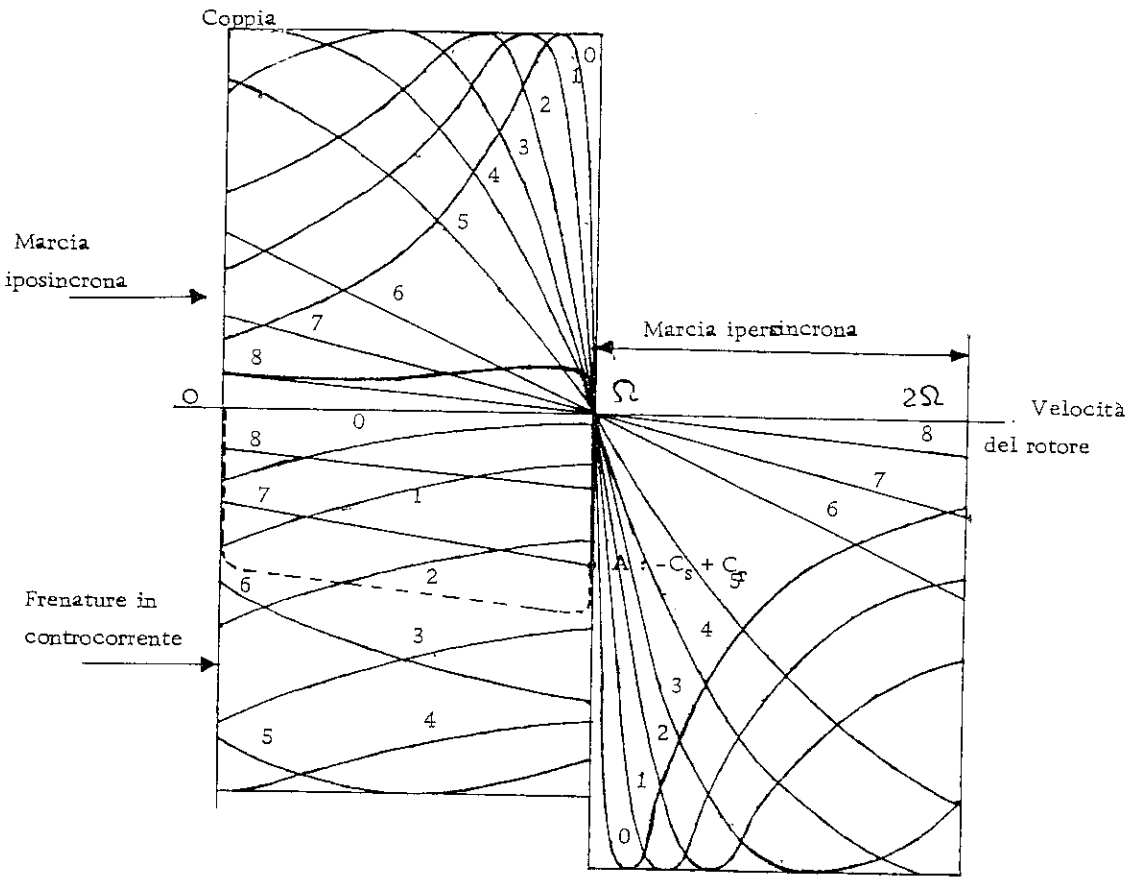


Fig. 79

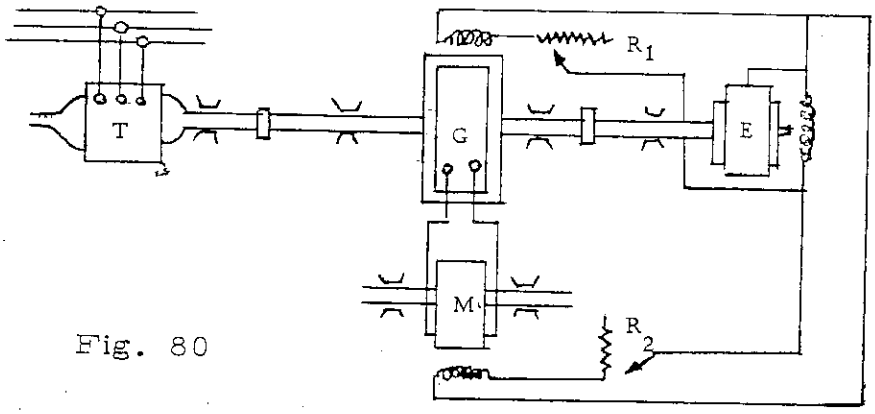


Fig. 80

variare la tensione di alimentazione dello stesso; una generatrice G di corrente continua ad eccitazione indipendente, azionata da un motore T trifase asincrono o sincrono, che riceve energia dalla linea; sullo stesso albero è montata una dinamo E, eccitata in derivazione, che serve anche per l'eccitazione del motore M. La stessa dinamo E, eccita, mediante l'interposizione di un reostato R_1, la generatrice G.

Agendo su R_1 si varia entro grandi limiti la tensione prodotta dalla generatrice G, collegata con M, e quindi la velocità del motore d'estrazione.

L'arganista, agendo sulla leva di comando, varia la posizione del cursore del reostato d'eccitazione della generatrice, variando in tal modo il flusso, e quindi la tensione da essa generata: la velocità del motore M, che dipende dalla tensione generata da G, può quindi variarsi a piacere.

All'inizio della marcia, le resistenze del reostato R_1 sono tutte inserite ed il flusso è minimo; per realizzare un'accelerazione costante è sufficiente aumentare proporzionalmente al tempo il flusso.

Il cursore del reostato R_2, di eccitazione del motore M, che in condizioni di marcia normale è sempre fermo in una determinata posizione, serve per poter dare, spostandolo opportunamente, un nuovo campo di variazione della velocità (marcia personale etc....).

La cordata viene realizzata nel modo seguente:
supponiamo, ad esempio, che sull'indicatore a disposizione del manovratore sia segnati i punti A e D rappresentanti due ricette, e, fra questi, altri due punti B e C, tali che

AB rappresenti il periodo di accelerazione

BC rappresenti il periodo di regime

CD rappresenti il periodo di deaccelerazione.

Per effettuare una cordata normale, sarà sufficiente al manovratore, una volta ricevuto il segnale di partenza, spostare progressivamente la leva di manovra nel senso di marcia voluto, in modo tale che essa raggiunga la sua posizione estrema quando il cursore dell'indicatore si trovi nella posizione B. Da B a C la leva verrà mantenuta in questa posizione e la macchina manterrà la sua velocità (periodo di regime). Quando il cursore raggiunge il punto C, la leva sarà ricondotta a zero e si opera il rallentamento. L'arresto finale viene effettuato basandosi sui segni opportunamente tracciati sulla fune.

Il reostato R_2, che inserisce delle resistenze supplementari nel circuito di eccitazione della generatrice, e di cui si è già detto, serve per ottenere diverse velocità di regime per le differenti marce che si dovranno realizzare in esercizio normale; per esempio,

- Estrazione
- Personale

- Discesa di carichi
- Visite del pozzo.

Oltre alla leva principale di manovra, ben inteso, al posto di comando vi sono anche altre leve, per es. leva del freno di manovra, leva del freno di sicurezza per arresto urgente, etc...

I vantaggi del sistema Ward-Leonard sono stati già accennati in precedenza, in aggiunta a quelle considerazioni può dirsi che il sistema presta ottimo servizio quando si voglia ovviare alle punte di potenza e alle ripercussioni che si hanno sulla linea, e quando si voglia variare la velocità con continuità entro ampi limiti.

CAP. VI

LE RICETTE

Una ricetta è costituita dall'insieme delle apparecchiature disposte nel pozzo, in corrispondenza dei vari livelli, o a giorno.

Ricette per estrazione con gabbie

Una ricetta deve poter assicurare uno o più dei seguenti servizi:

- passaggio e ricezione di un unico prodotto;
- passaggio e ricezione di diverse categorie di prodotti;
- passaggio e ricezione dei prodotti sterili
- circolazione di materiali vari;
- circolazione del personale.

La fisionomia di queste ricette è influenzata dalle caratteristiche dell'estrazione, ossia dal tipo e dalla capacità delle berline da ingabbiare, dalla portata oraria e dai servizi da assicurare, che abbiamo già elencato.

- Le berline possono avere una capacità più o meno grande (da 600 a 5000 litri); le berline di capacità maggiore (sino a 15.000 litri) circolano al fondo ma non vengono ingabbiate. Si eviterà, per quanto possibile, di far circolare, in una stessa ricetta, veicoli di costruzione diversa e quindi di ingombro diverso, ciò in quanto, gli apparecchi installati alle ricette, per non rendere l'installazione molto complessa, sono studiati per un determinato tipo di berline.
- La portata oraria, condiziona, in funzione anche della capacità delle berline, il tipo di gabbie da usare. Queste ultime possono essere:
- gabbie ad un sol ripiano ed una sola fila di berline;
- gabbie ad un sol ripiano e due file di berline giustapposte;
- gabbie a più ripiani sovrapposti, con una sola fila di berline per piano;
- gabbie a più ripiani sovrapposti, con più file di berline per piano.

Naturalmente in ciascuna fila, e questo dipende dalle dimensioni del pozzo, possono prendere posto una, due e anche tre berline.

Tipi di ricette

Si possono distinguere in funzione del numero di livelli di ingabbiamento, oppure in funzione del percorso seguito dalle berline.

Dal punto di vista del numero dei livelli si hanno:

- Ricette ad 1 livello (figura 81), se la gabbia comporta più ripiani, è necessario operare un cambiamento di livello dopo ogni ingabbiamento o sgabbiamento.
- Ricette a più livelli per ingabbiamento simultaneo (figura 82) .

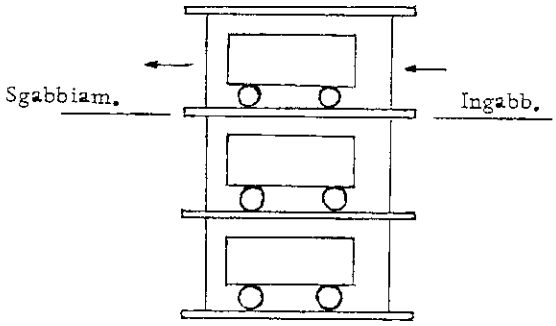


Fig. 81

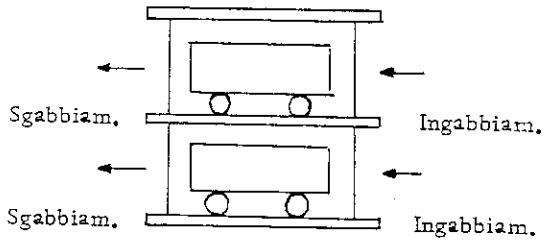


Fig. 82

In generale queste ricette sono a due livelli, talvolta 3, o, addirittura 4. Evidentemente la portata che può realizzarsi è maggiore di quella che si avrebbe con un solo livello, le installazioni sono però più complesse.

Dal punto di vista del percorso seguito dalle berline, distinguiamo

- Ricetta con circuito in curva (figura 83): le berline tornano al pozzo, abbordando curve di raggio conveniente (4-5 metri come minimo per berline da 1200 litri, 10-15 metri, per berline da 2000-3000 litri).

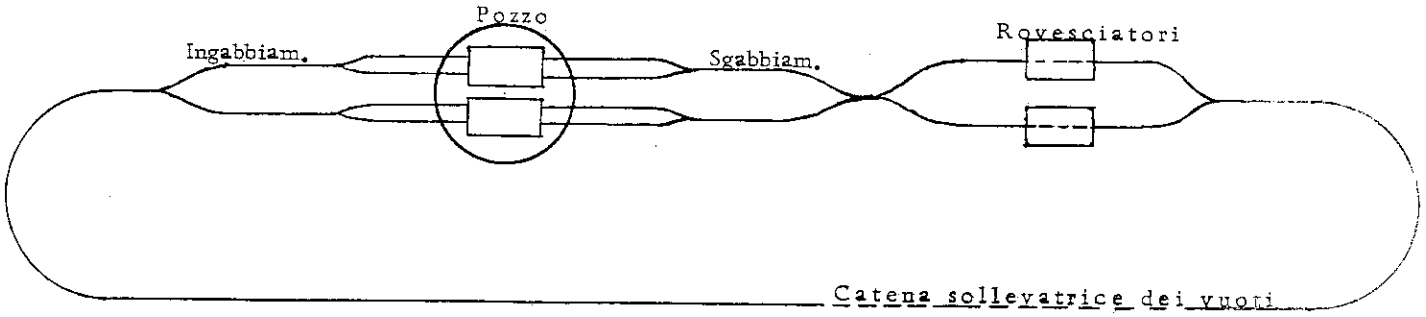


Fig. 83

- Ricetta a retromarcia o a scambio (figura 84): le curve sono eliminate e sostituite da scambi. La presenza degli scambi permette la costruzione di

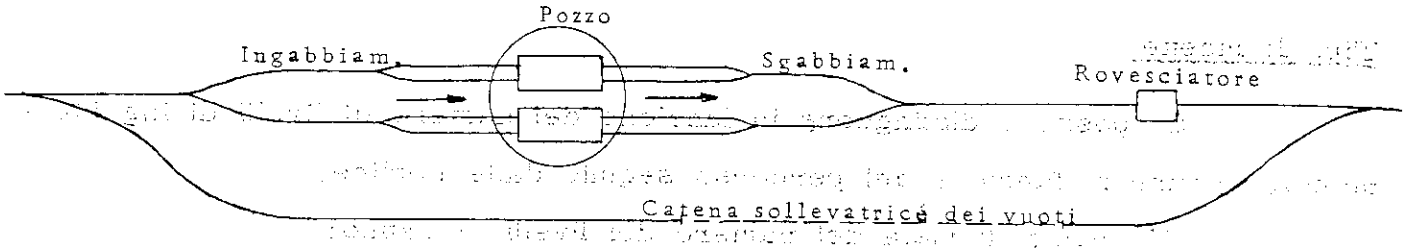


Fig. 84

ricette più raccolte delle precedenti, sopratutto se le berline sono di grande capacità.

- Ricetta a cassetto (figura 85): le berline entrano ed escono dallo stesso lato del pozzo. E' un tipo di ricetta usato raramente, in quanto non si presta all'automazione spinta e non può realizzare forti portate sopratutto perchè l'operazione di sgabbiamento deve, come risulta chiaramente, precedere quella di ingabbiamento.

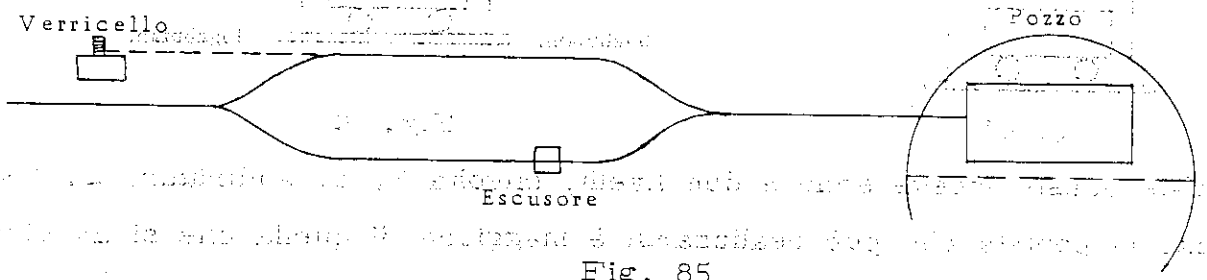


Fig. 85

- Ricetta a tavola rotante: lo schema di una simile ricetta è del tutto simile a quello della figura 83, con la differenza che alle curve vengono sostituite delle tavole rotanti intorno ad un asse verticale. Questo tipo di ricetta permette una portata superiore nei riguardi del tipo a curve e realizza anche un ingombro minore che con quel sistema, tuttavia presenta l'inconveniente di introdurre una meccanica supplementare.
- Ricetta a trasbordatori (figura 86): si applica sopratutto nel caso di berline di grande capacità, ossia quando la portata oraria corrisponde a un piccolo numero di berline. Non permette lo stoccaggio di molte berline, ma riduce notevolmente la superficie della ricetta.

Disposizioni d'insieme delle ricette in sotterraneo

In una ricetta al fondo, si deve, in generale:

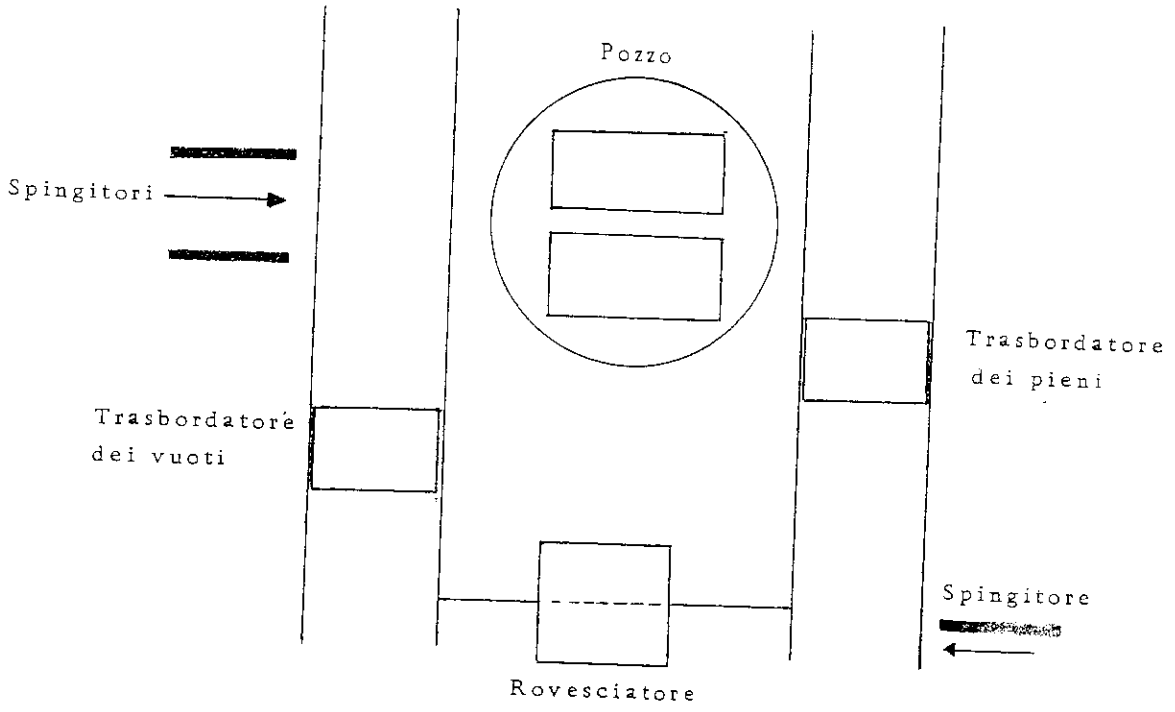


Fig. 86

a) condurre i treni e sganciare le berline piene per inviarle verso il pozzo;

b) ingabbiare le berline piene e sgabbiare le vuote;

c) formare e condurre via i treni di berline vuote.

Per effettuare queste operazioni ci si deve conformare, per quanto possibile, ai principi direttivi seguenti.

a) condurre i treni di berline piene su uno spingitore (apparecchio destinato a spingere un certo numero di berline) distributore, situato il più vicino possibile al pozzo. Per questa operazione potrà essere utilizzato il locomotore. Le gallerie saranno debolmente inclinate favorevolmente (da 0 a 3 mm per metro di lunghezza).

b) Sganciare le berline su leggera contropendenza in testa allo spingitore, poi condurle sino agli apparecchi di ingabbiamento. L'ingabbiamento può farsi sia per gravità, sia con apparecchi speciali.

c) Formare i rami di berline vuote all'uscita del pozzo, su una o più vie, utilizzando adatti dispositivi che evitano le andate e venute per l'addetto all'agganciamento (ad esempio, refouleurs).

d) Evitare i lunghi percorsi per gravità e prevedere delle vie di accumulo

sufficientemente lunghe.

In figura 87 è rappresentato un tipo di ricetta al fondo, a scambio, molto semplice. In figura 88, un tipo di ricetta con circuito in curva.

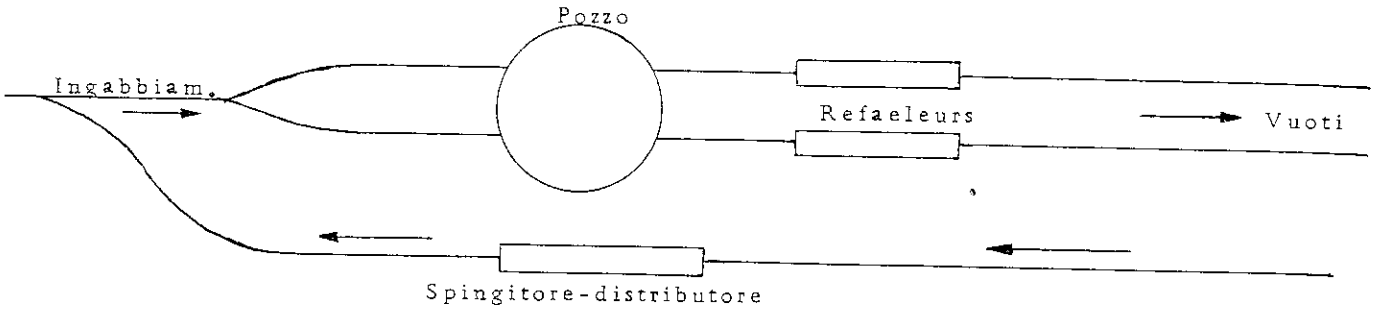


Fig. 87

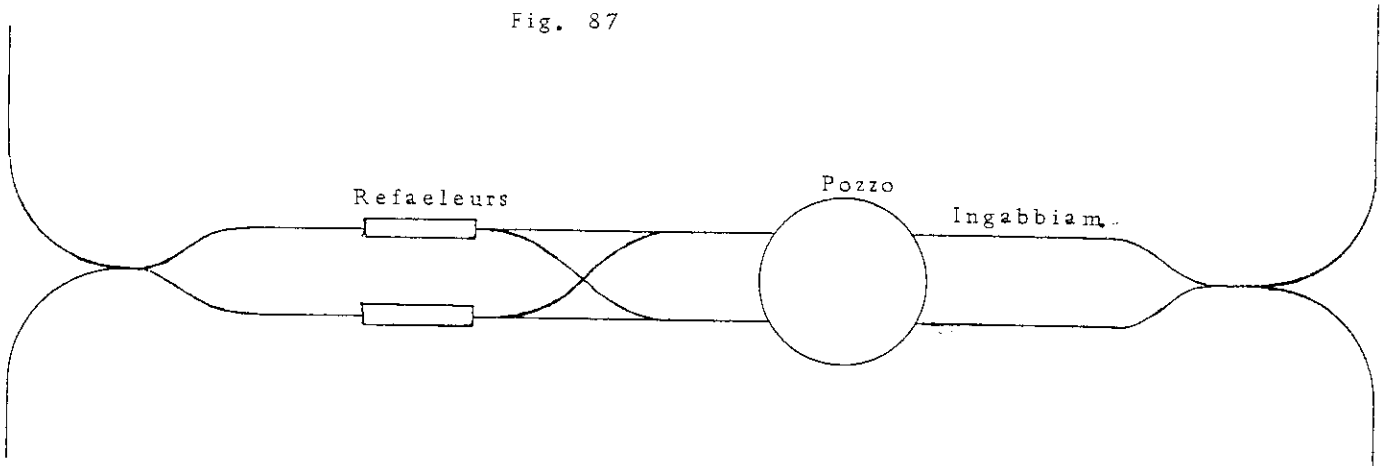


Fig. 88

Disposizioni d'assieme delle ricette a giorno

Le più moderne tendenze al riguardo sono:

a) riduzione dell'ingombro delle ricette;
b) tragitti corti con pendenze sufficienti ad utilizzazione di treni automatici;
c) nessun accumulo di berline, ma presenza di un numero minimo di esse in relazione col carico della gabbia;
d) regolarità di funzionamento, ottenuta con una quasi completa automazione;
e) riduzione del personale.

E' buona norma prevedere delle installazioni sufficientemente larghe, affinchè eventuali incidenti di corta durata non minaccino l'arresto di tutta la estrazione.

Descriviamo ora alcune apparecchiature speciali di uso frequente

nelle ricette.

Ponti mobili

Il problema di assicurare un legame tra le rotaie situate in corrispondenza della gabbia e le rotaie della ricetta, reso complesso a causa degli allungamenti elastici permanenti della fune di estrazione, è assicurato dai ponti mobili.

Un ponte mobile realizza lo schema rappresentato in figura 89; col passare del tempo, in relazione all'allungamento della fune, l'installazione, in

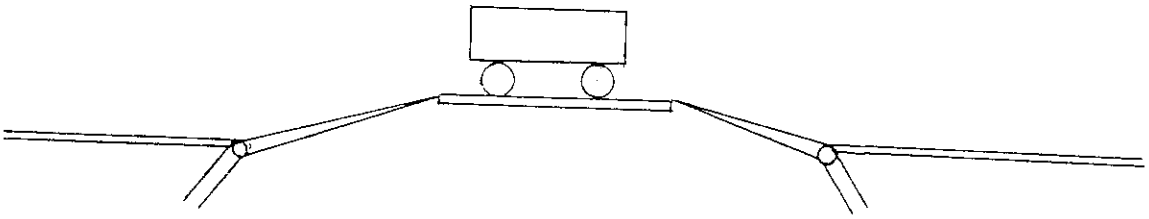


Fig. 89

corrispondenza di una ricetta, assume le disposizioni successive rappresentate in figura 90 a, b e c.

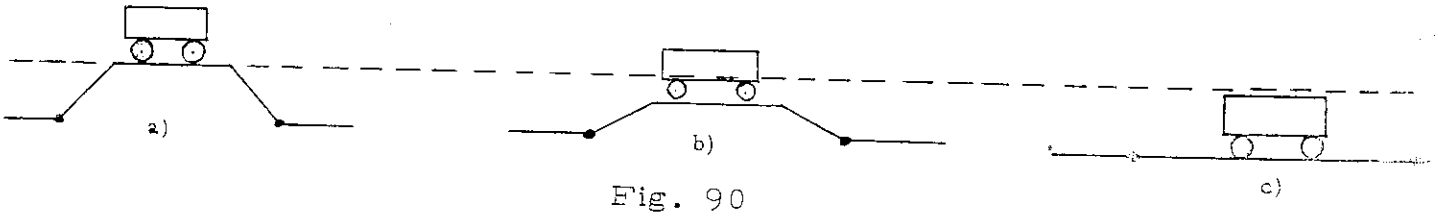


Fig. 90

E' chiaro che, per la ricetta a giorno non si avranno tali variazioni, in quanto sono trascurabili gli allungamenti del tratto di fune fra pozzo e tamburo d'avvolgimento.

Ingabbiatori

Tali dispositivi sono costituiti da un carrello spingitore che porta una "mano" di spinta articolata. Questa mano viene in contatto con una parte della berlina che deve essere introdotta nella gabbia (assale, cassa, respingente). Da questo punto di vista è preferibile agire sul respingente, onde beneficiare dell'azione ammortizzante " dello stesso; ciò significa che la mano articolata deve avere una certa altezza.

Affinchè nella corsa di ritorno la mano articolata non urti contro la cassa della berlina, esclusa, essa viene dotata di un dispositivo che le permette di abbassarsi automaticamente.

Gli ingabbiatori si distinguono, in funzione del modo di comando, in:

a)- ingabbiatori a pistoni (figura 91) - Il carrello con la "mano" è collegato con un pistone a tenuta entro un cilindro a doppio effetto, che riceve cioè, il fluido, da una parte nella marcia avanti, dall'altra nella retromarcia. Il fluido motore solitamente adottato è l'aria compressa, talvolta l'olio sotto pressione.

b)- Ingabbiatori a catena (figura 92) - In questo tipo di ingabbiatore il carrello è solidale con una catena a rulli, passante su una ruota dentata ad ogni estremità dell'ingabbiatore. Si possono distinguere:

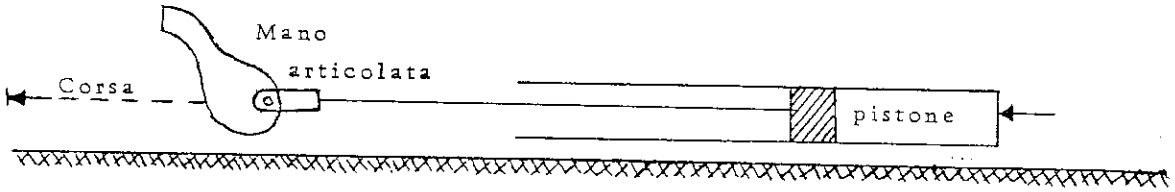


Fig. 91

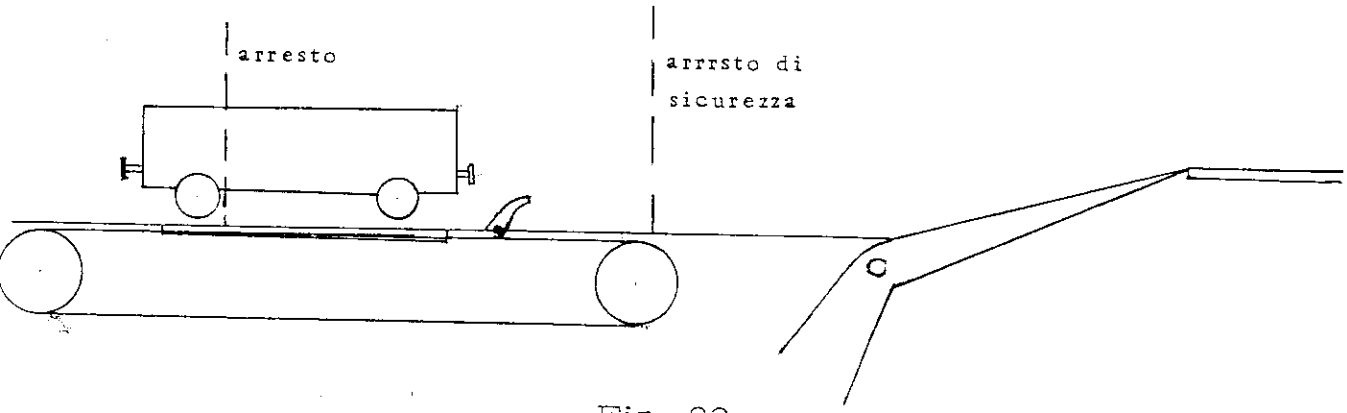


Fig. 92

- gli ingabbiatori a catena con motore a marcia intermittente, in cui il senso di rotazione è invertito per il ritorno,

- gli ingabbiatori a catena con motori a marcia continua e rotanti sempre nello stesso senso.

Il motore può essere elettrico o idraulico. Particolari dispositivi di frenaggio sono necessari a fine corsa. Un vantaggio dell'ingabbiatore a

catena è che la lunghezza di ingombro è ridotta, laddove per l'ingabbiatore a pistoni essa è circa raddoppiata.

Caratteristica essenziale di tali ingabbiatori è la velocità di ingabbiamento delle berline. Questa velocità deve essere la più bassa possibile, compatibilmente con il programma d'estrazione. Ogni valore eccessivo è nefasto per l'ingabbiamento, le berline, le gabbie, etc.. Le velocità normalmente usate, velocità corrette, sono:

1,1 m/sec per berline da 600 a 1.000 litri; 0,8 - 1 m/sec. per berline da 3.000 litri e più.

La corsa dipende dalla lunghezza dei ponti mobili, o delle berline, in assenza di ponti mobili: Valori comuni sono:

3,0 metri per l'agganciamento all'asse di 2 berline da 800 litri,
3,5 metri per l'agganciamento al respingente di 1 berlina da 3.000 litri.

Con ponti mobili di 3 metri, i valori precedenti diventano 6 e 7 m.

In conclusione, una installazione di ingabbiamento, nella sua forma più completa, comporta (figura 93):

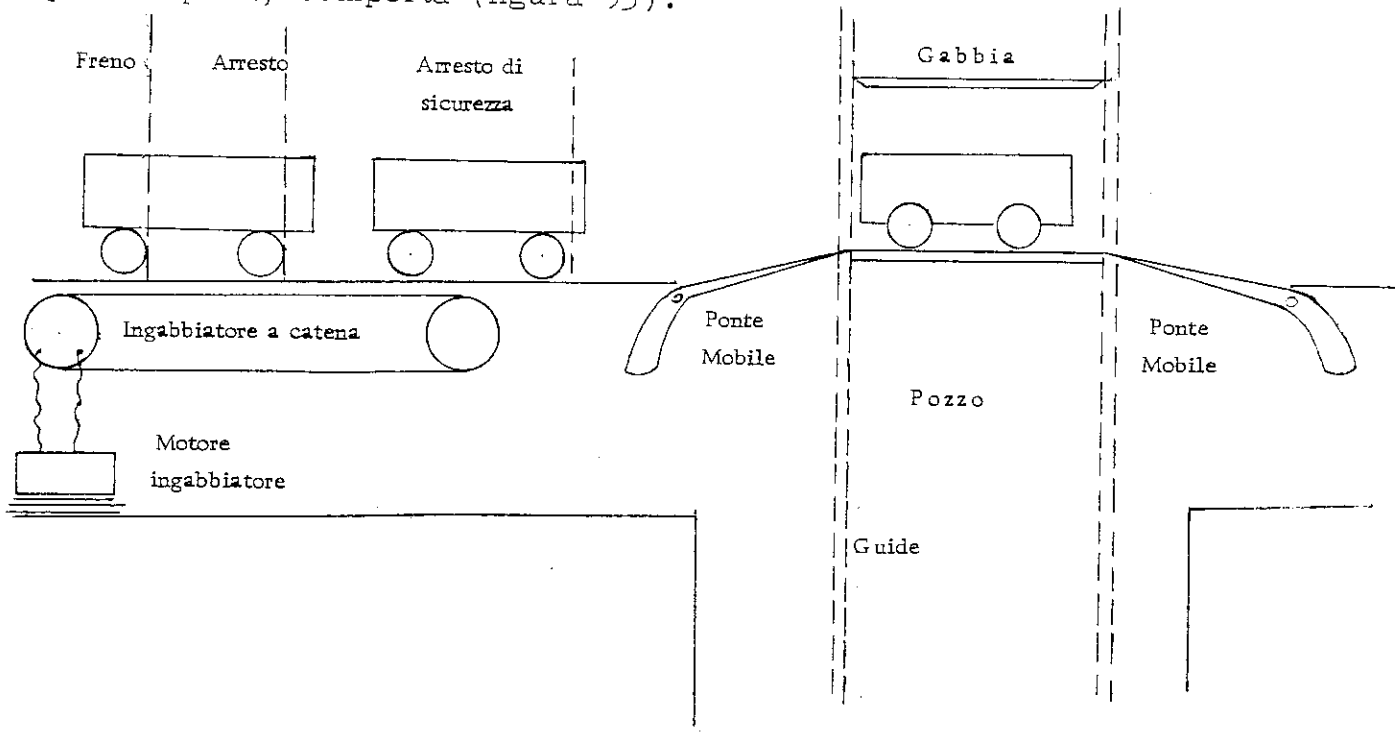


Fig. 93

a) due ponti mobili, abbassati prima dell'ingabbiamento, ritirati subito dopo l'ingabbiamento stesso e durante il ritorno dell'ingabbiatore;
b) un arresto di sicurezza prima del pozzo, aperto prima dell'ingabbiamento, chiuso dopo il passaggio delle berline ingabbiate;
c) un arresto prima dell'ingabbio, aperto dopo ingabbiamento;
d) uno o più freni di protezione degli arresti precedenti;
e) un ingabbiatore del tipo visto precedentemente.

Spingitori e Refouleur

I primi, come detto, sono destinati a spingere un ramo di berline agganciate, i secondi sono destinati a formare rami di vagoni vuoti.

Gli spingitori si differenziano poco dagli ingabbiatori se non per il fatto che, mentre questi ultimi spingono berline singole, i primi spingono più berline contemporaneamente.

I refouleurs spingono le berline vuote l'una dietro l'altra sino a formare un treno, sono apparecchiature simili alle precedenti, ma necessitano di un freno per evitare gli urti delle berline fra loro.

Ricette per estrazione con skip

L'estrazione con skip possiede, nei riguardi dell'estrazione con gabbie, i seguenti vantaggi:
- migliore utilizzazione della macchina d'estrazione per la possibilità di aumentare la capacità di cordata, in conseguenza della riduzione del peso morto;
- costo iniziale (di installazione) inferiore;
- riduzione delle perdite di tempo (tempi morti), essendo rapidissimo sia il carico che lo scarico;
- riduzione del personale;
- più facile meccanizzazione delle operazioni di carico e scarico.

Per contro, presenta i seguenti inconvenienti:
- tende a rompere il prodotto, il che significa talvolta devalorizzarlo;
- dà luogo alla produzione di maggiori quantità di polveri;

- si presta male all'estrazione di prodotti diversi, salvo complicazioni di installazione.

In generale l'estrazione è realizzata con 2 skip e l'installazione comporta allora, al fondo, 2 tramogge (1 per skip).

L'alimentazione di queste tramogge è fatta in uno dei seguenti modi:

- rovesciamento diretto: effettuato con berline; il prodotto cade direttamente dal rovesciatore alla tramoggia;
- convogliatori (per es. a nastro): permette l'eliminazione totale delle berline in quanto il materiale va dal cantiere alla tramoggia di alimentazione del convogliatore;
- misto, per convogliatore e rovesciamento: il prodotto è versato in un silo, dalla base del quale è ripreso mediante nastro. Quest'ultimo tipo di installazione è molto complicata, inoltre, nel silo, si producono fini, perciò la disposizione deve essere abbandonata quando si ha a che fare con materiale che si deprezza nella frantumazione.

Il caricamento dello skip è provocato dall'apertura di una botola, situata alla base della tramoggia dosatrice, la quale deve avere la capacità dello skip (dosatrice). Sull'argomento verrà detto oltre.

Ricette in sotterraneo per estrazione con skip

Di solito con l'installazione a skip si effettua l'estrazione intensiva di una sola categoria di prodotti, le estrazioni secondarie si fanno allora in un pozzo di servizio. Tuttavia vi sono miniere in cui l'estrazione con skip deve assicurare l'evacuazione di 2 e anche 3 categorie di prodotti.

In figura 94 è mostrato schematicamente un esempio di impianto per l'estrazione di 3 categorie di prodotti.

Alla ricetta di fondo possono presentarsi due casi:

a) ogni categoria di prodotti è caricata ad un diverso livello;
b) ogni categoria di prodotti è caricata allo stesso livello.

In entrambi i casi è necessario avere, per ogni categoria, un silo di riserva o uno stoccaggio di berline. L'estrazione di due diverse cate-

gorie può essere simultanea.

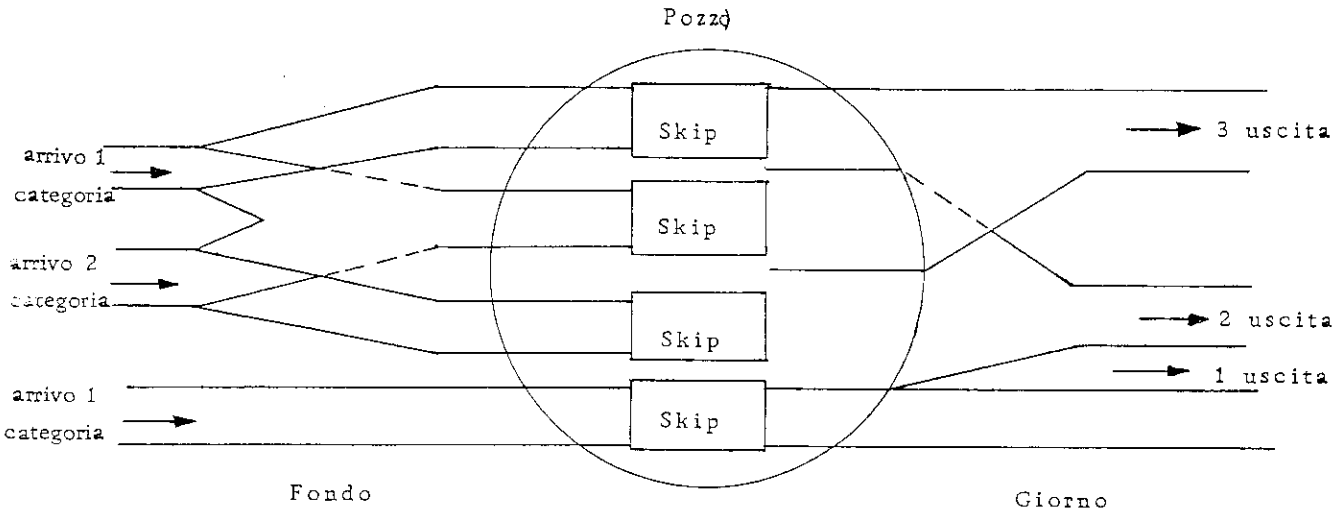


Fig. 94

Tramogge dosatrici

Fondamentale importanza riveste il controllo del riempimento delle tramogge dosatrici. Per tale scopo vengono utilizzati diversi sistemi.

a) Dosaggio volumetrico per conteggio.

E' basato sul principio che il volume della tramoggia, e quindi del lo skip, è uguale a un numero intero di volte il volume di una berlina. Si realizza contando il numero dei rovesciamenti, operazione che può anche essere fatta automaticamente.

b) Dosaggio volumetrico per alimentazione continua

Un dispositivo meccanico o elettrico ferma l'alimentazione quando il livello di una tramoggia è quello giusto.

c) Dosaggio cronometrico per alimentazione con nastro.

Se la portata volumetrica del nastro è conosciuta, mediante dispositivi elettrici preventivamente tarati viene fermata l'alimentazione quando la portata è pari a quella voluta.

d) Dosaggio ponderale

Una bilancia registra il peso del prodotto passante sulla tramoggia dosatrice, raggiunto il peso previsto, si ferma l'alimentazione.

Le figure 95, 96 e 97 rappresentano gli schemi di tramogge alimen

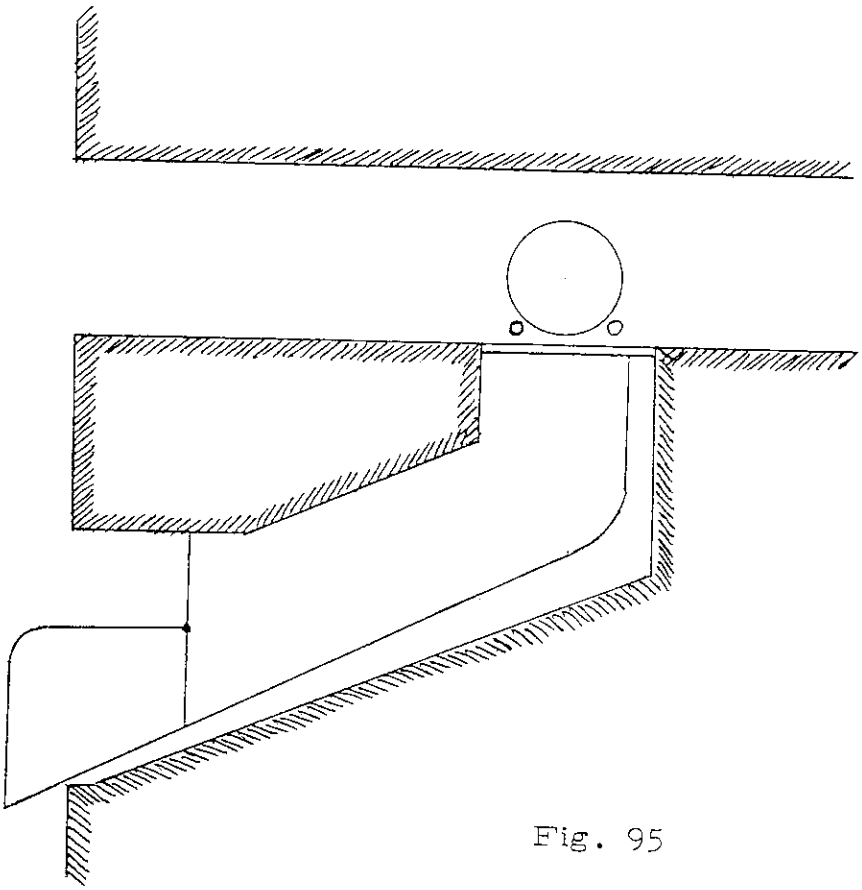


Fig. 95

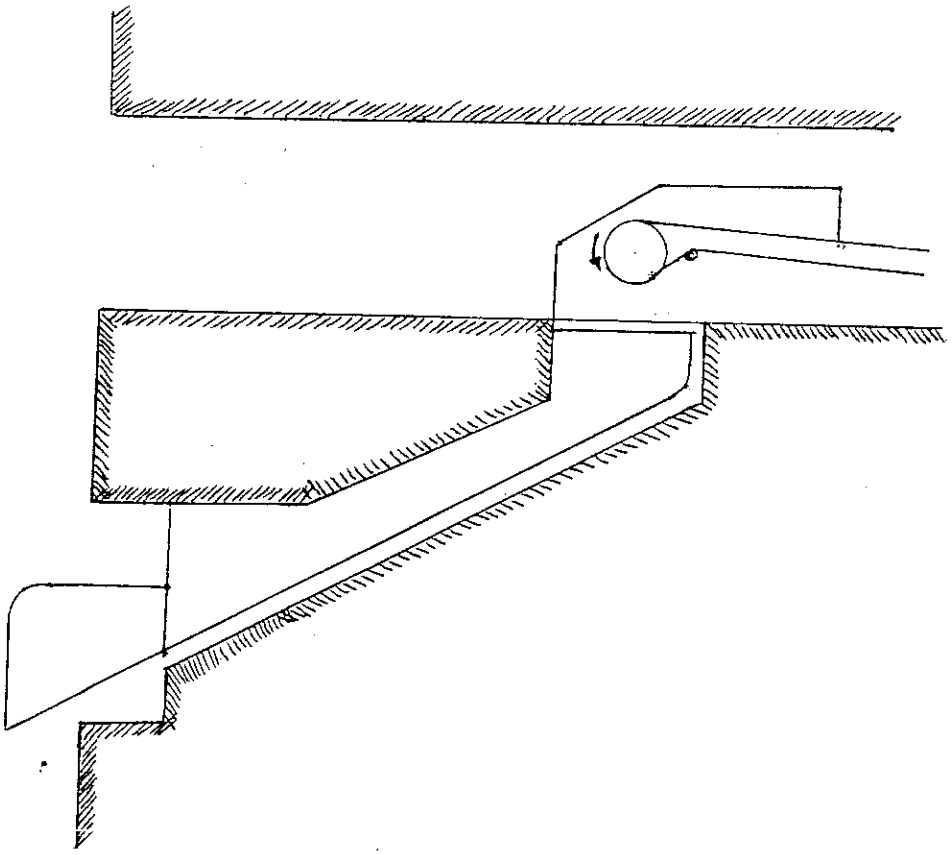


Fig. 96

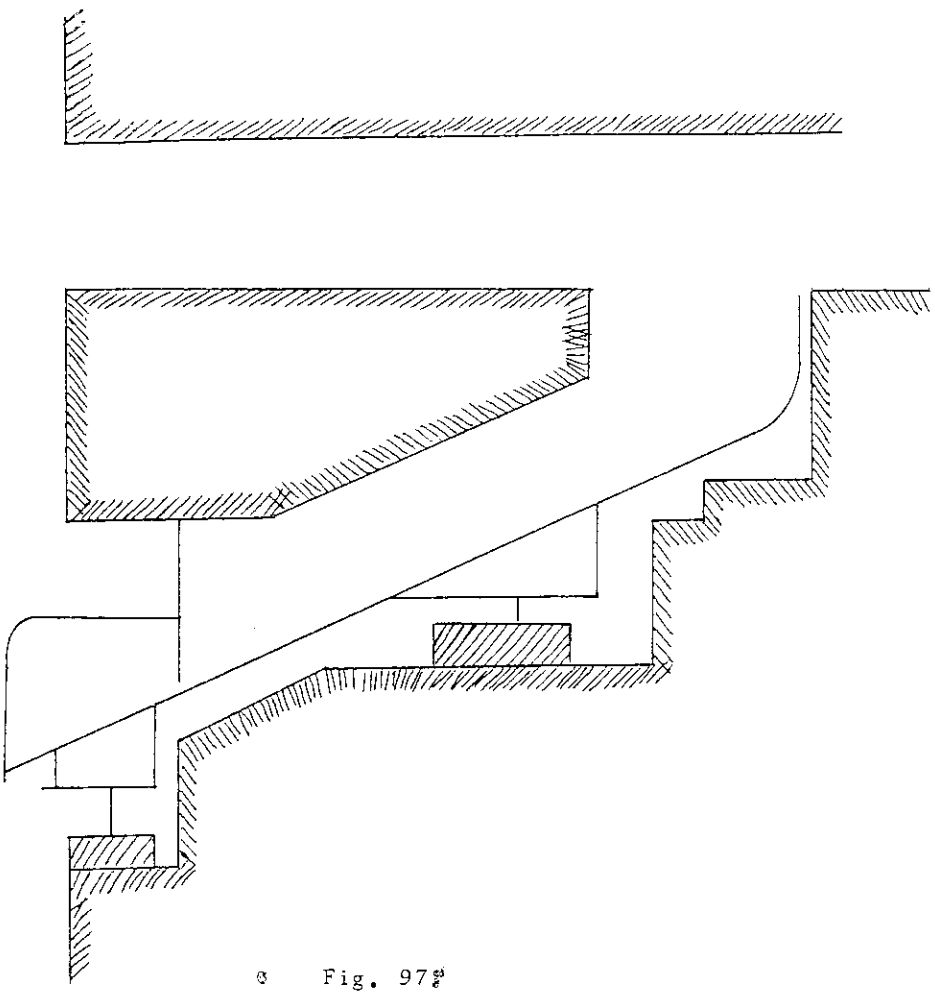


Fig. 97

tate rispettivamente con berline e rovesciatori, con nastro e con dosaggio ponderale.

La figura 98 rappresenta una installazione d'insieme di una ricetta a skip con berline e rovesciatore. Una differenza essenziale fra questa e le installazioni a gabbie, è che nelle prime l'orientamento della via di trasporto, di raccordo al pozzo, è perpendicolare all'asse dello skip.

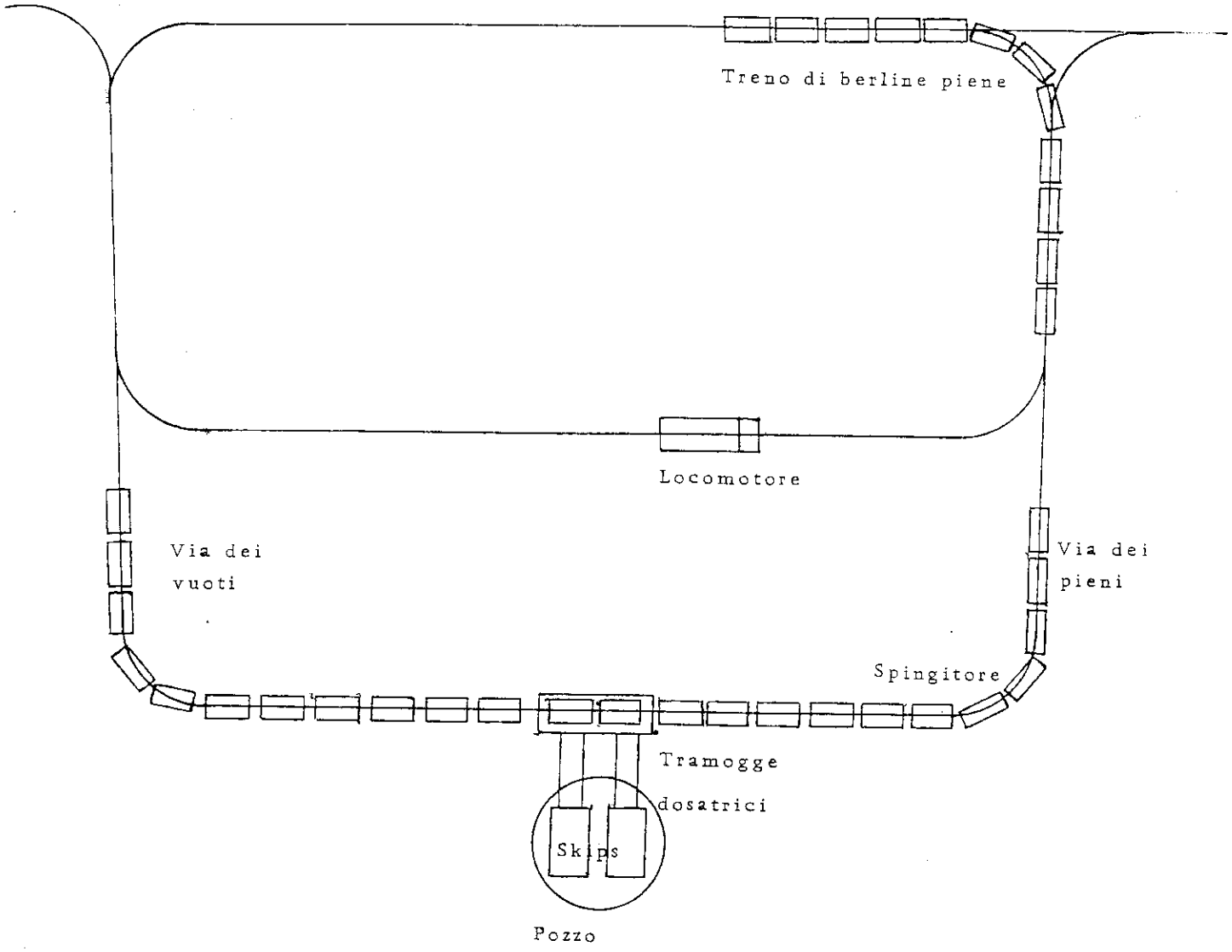

Treno di berline piene
Locomotore
Via dei
vuoti
Via dei
pieni
Spingitore
Tramogge
dosatrici
Skips
Pozzo

Fig. 98

CAP. VII

L'ESTRAZIONE IDRAULICA

Generalità - Il trasporto idraulico di materiali solidi in condotta è un mezzo di trasporto assai semplice, e sebbene impianti in scala ridotta esistano da lungo tempo, solo da pochi anni si moltiplicano nel mondo installazioni su scala industriale.

Queste realizzazioni sono giustificate dai numeri vantaggi che il processo presenta:

- facilità di messa in opera dell'installazione;
- ingombro limitato della condotta;
- impiego ridotto di mano d'opera, sia per il montaggio che per la manutenzione e l'esercizio;
- localizzazioni delle parti meccaniche mobili che necessitano di sorveglianza e manutenzione alle stazioni di pompaggio;
- possibilità di realizzare una marcia interamente automatica.

Date anche le grandi portate trasportabili in canalizzazioni di dimensioni relativamente ridotte, il trasporto idraulico applicato alla condotta di una miniera sembra un metodo capace di risolvere i problemi tecnici sorti in seguito al notevole aumento della produzione verificatosi in questi ultimi anni.

Diamo anzitutto una descrizione sintetica dello schema generale di una installazione.

In generale questa comprende un impianto di macinazione del minerale da trasportare , in prossimità del pozzo, una tramoggia, un dispositivo di introduzione dei solidi in condotta e una condotta di trasporto con parti orizzontali e una parte verticale nel pozzo, che porta il miscuglio alla laveria.

Se si dispone di una quantità di acqua sufficiente per assicurare la portata necessaria, ci si contenta di installare una pompa di eduzione, che permette di vincere il carico e le perdite di carico supplementari dovu-

te alla presenza dei solidi in acqua e, a giorno, si invia direttamente il miscuglio in una installazione in cui vengono separati i prodotti. Un simile schema costituisce l'installazione in circuito aperto, mostrata in figura 99.

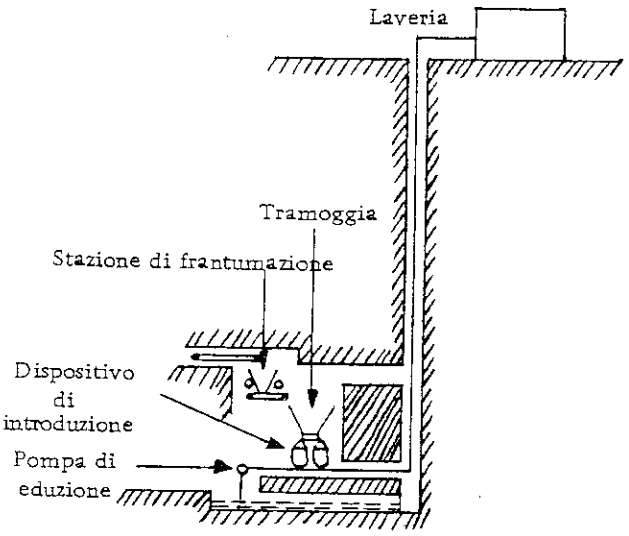


Fig.99 - Circuito aperto

Nel caso in cui non si abbia acqua sufficiente al fondo, si opera in circuito chiuso (figura 100) e si installa la pompa di circolazione a giorno. Quest'ultima deve fornire una portata sufficiente per assicurare la velocità richiesta e deve, inoltre, vincere le perdite di carico e le differenze di peso fra le due colonne nel pozzo, una piena d'acqua chiara, l'altra di miscuglio. E' necessario dunque disporre di una stazione di ricupero dell'acqua da riciclare, in modo che sia sufficiente una debole aggiunta d'acqua, corrispondente a quella trascinata dai prodotti.

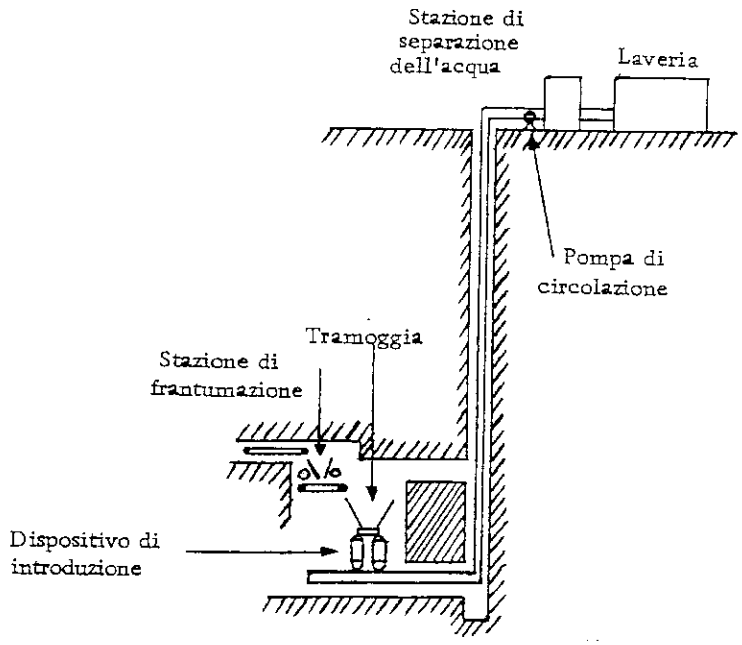


Fig. 100 - Circuito chiuso

Leggi sul trasporto idraulico dei materiali solidi in condotta

Gli studi sull'argomento hanno mostrato che si devono anzitutto distinguere i prodotti trasportati in due grandi categorie: i prodotti più fini di 50 microns (miscugli omogenei) e quelli di granulometria maggiore (miscugli eterogenei).

1) Prodotti fini - I prodotti più fini di 50 microns si comportano in acqua come un miscuglio omogeneo, il cui trasporto deve effettuarsi ad una velocità superiore a quella critica che segna il passaggio dal regime laminare a quello turbolento. Le perdite di carico si calcolano allora come per l'acqua chiara, purchè vengano espresse in altezza di miscuglio.

2) Prodotti grossi - Per queste granulometrie occorre distinguere due casi diversi a seconda che il trasporto venga fatto in orizzontale o in verticale.

- Trasporto verticale -

E' il caso più semplice; le regole da osservare sono le seguenti:

a) la presenza dei solidi non ha alcuna influenza sulle perdite di carico che sono le stesse che in acqua chiara;
b) la velocità di trasporto deve essere almeno uguale al doppio della velocità limite di caduta dei solidi in acqua (W);
c) il diametro della tubazione deve essere almeno uguale al triplo del diametro dei pezzi più grossi trasportati; si può tuttavia tollerare una certa proporzione di declassati, di dimensione massima pari a circa $\frac{1}{2}$ del diametro della condotta.

- Trasporto orizzontale -

In tal caso le leggi del trasporto sono più complesse, ad eccezione del campo dimensionale 50-150 microns, che non ha alcuna influenza sulle perdite di carico che sono le stesse che in acqua chiara. Per i prodotti di dimensione maggiore di 150 microns esiste una velocità limite di deposito oltre la quale deve effettuarsi il trasporto per evitare di ostruire la condotta.

Tale velocità limite dipende dalla concentrazione e dalla dimensione dei grani, dalla densità del materiale e dal diametro della condotta.

Le perdite di carico in regime senza deposito sono sempre proporzionali al quadrato della velocità come per l'acqua e, inoltre, sono legate da una relazione lineare alla concentrazione volumetrica dei solidi. Tali perdite di carico possono essere ridotte notevolmente introducendo degli elementi più fini di 50 microns; in tal caso tutto avviene come se il trasporto venisse effettuato con un nuovo miscuglio in cui i solidi grossi si trovano immersi non in acqua ma in un liquido di densità e viscosità diverse.

Ciò porta evidentemente:

a) ad una diminuzione della velocità limite di trasporto, perchè come se si avesse a che fare con materiali più leggeri;

b) ad una azione frenante dei grani nel mezzo, il che porta ad una diminuzione del coefficiente d'aumento di perdita di carico.

Come vedremo l'utilizzazione di tali sospensioni fini con riciclaggio può fornire soluzioni economicamente molto interessanti.

Scelta dei parametri che caratterizzano il trasporto idraulico

Dopo aver descritto lo schema generale di un'installazione di trasporto idraulico ed aver fatto un cenno sulle leggi del trasporto, vediamo di fornire qualche indicazione più precisa, al fine almeno di permettere lo studio di un progetto di massima.

a) Composizione dei miscugli da trasportare - Il miscuglio da trasportare può essere caratterizzato dalla concentrazione C in prodotti solidi, dalla loro densità ρ e dalla loro granulometria.

La concentrazione C si esprime come rapporto del volume cumulato di tutti i grani al volume totale della torbida. La densità δ di un miscuglio costituito da grani di densità ρ, alla concentrazione C nell'acqua, è:

$$\delta = 1 - C + \rho \cdot C = 1 + C(\rho - 1)$$

La concentrazione in peso dei prodotti solidi per l'unità di volume di miscuglio è $C \cdot \rho$.

Una torbida a granulometria estesa, che corrisponde al caso più frequente in pratica, contiene, per definizione, grani di dimensioni diverse. Le leggi sul trasporto idraulico insegnano a distinguere:

- la concentrazione C_o in elementi fini (grani inferiori a 40 microns);
- la concentrazione C_1 in elementi medi (da 40 a 150 microns);
- la concentrazione C_2 in elementi grossi (superiori a 150 microns).

Gli elementi fini definiscono il cosidetto fango sostegno la cui plasticità ha grande influenza sulle perdite di carico sia in trasporto orizzontale che verticale. La densità propria di questo fango sostegno è:

$$\rho_o = \frac{1 - C + \rho C_o}{1 - C + C_o}$$

La concentrazione in elementi grossi C_2 ha notevole influenza sulle perdite di carico quando il trasporto è orizzontale, mentre l'influenza della concentrazione C_1 in elementi medi è quasi trascurabile.

Quando è presente una percentuale di fini sufficiente per avere un fango sostegno, si lavora in circuito chiuso e si rimette in ciclo il fango, che allora diviene il vero mezzo di trasporto.

Per un'estrazione verticale il mezzo di trasporto è normalmente acqua limpida; ma sarà in generale un mezzo denso per il trasporto orizzontale dei prodotti che è impossibile sottoporre ad una frantumazione spinta, ad esempio per carbone grezzo.

L'arricchimento in elementi fini, al quale potrebbe portare la degradazione granulometrica del carbone trasportato, è praticamente annullata dalle perdite inevitabili dei fini che si hanno nel ricupero.

Si deve notare che quando si rimetteno in ciclo i fanghi, la concentrazione utile di trasporto sarà

$$C_u = C_1 + C_2$$

b) Velocità - La scelta della velocità di trasporto è funzione di varie considerazioni:

- considerazioni di ordine economico;
- considerazioni derivanti dalle leggi stesse del trasporto.

Per quanto riguarda le prime, la riduzione della velocità porta all'adozione di diametri più grandi, ma riduce le perdite di carico; d'altronde l'adozione di diametri più grandi può ridurre le spese di frantumazione.

Le seconde fissano invece un limite inferiore per la velocità, limite diverso a seconda che si tratti di trasporto orizzontale o verticale.

Abbiamo già detto che in trasporto verticale occorre adottare una velocità pari a 2 o 3 volte la velocità limite W di sedimentazione dei più grossi grani del mezzo.

Per trasporto orizzontale la limitazione inferiore deriva dalla necessità di adottare una velocità superiore alla velocità V_L limite di separazione fra regime senza deposito e con deposito.

Per tener basse le perdite di carico si cercherà di adottare una velocità il più possibile vicina a V_L, la differenza $V - V_L$ costituendo un margine di sicurezza destinato a far fronte alle irregolarità di alimentazione, granulometria, concentrazione e densità dei prodotti trasportati.

c) Portata - La portata X di miscuglio è data da:

$$X = \frac{\pi D^2}{4} V = \frac{\pi\sqrt{2g}}{4} D^{5/2} x$$

(x è il cosidetto coefficiente di velocità; $x = \frac{V}{\sqrt{2gD}}$)

Esprimendo D in metri si ha: $X = 12500\ D^{5/2}\ x \quad (m^3 : h)$.

Se la concentrazione utile del materiale trasportato è C_u, ρ la sua densità, la portata volumetrica utile è:

$$Q = C_u \cdot \rho \cdot X \quad (\text{tonn/h})$$

d) Scelta del diametro della condotta e della dimensione dei pezzi più grossi trasportati

La portata utile Q è normalmente un dato di base. La concentrazione realizzabile può determinarsi con qualche prova, come vedremo oltre le considerazioni di perdita di carico permettono inoltre di effettuare la scelta fra acqua pura e sospensione densa (in generale, l'acqua pura è preferibile per trasporto verticale, un mezzo denso per trasporto orizzontale). Si può così determinare la portata di miscuglio X, e tenendo conto delle limitazioni imposte dalla velocità, il diametro minimo della tubazione D. Ricavato D può essere fissata la dimensione massima di frantumazione dei prodotti $d = D/3$.

Potenza necessaria al trasporto idraulico

Esaminati i parametri da cui dipende il trasporto, e cioè, velocità, concentrazione, portata, diametro della tubazione, etc... occorre valutare la potenza necessaria per effettuare il trasporto e definire le condizioni di esercizio, in rapporto ai suddetti parametri, che la rendono minima.

Per il calcolo di una pompa adibita al trasporto idraulico il carico dinamico può essere trascurato, in quanto, per i valori della velocità adottati, rappresenta qualche unità permille dell'altezza totale di trasporto.

Si preferisce inoltre calcolare separatamente la potenza richiesta dalle perdite di carico, in quanto il raffronto fra tale potenza con la restante necessaria fornisce utili indicazioni.

A) Trasporto verticale - Calcolo delle perdite di carico

Abbiamo già detto che le perdite di carico in trasporto verticale per miscugli eterogenei sono le stesse che in acqua limpida, mentre per miscugli omogenei sono ancora le stesse che in acqua limpida a condizione di moltiplicare per la densità della torbida.

Nel 1° caso si userà una formula del tipo

$$J_e = \lambda \frac{V^2}{2g\ D}$$

che fornisce le perdite di carico in metri d'acqua per metro di condotta (il coefficiente λ è tabellato in funzione del tipo di tubazione e delle caratteristiche del moto).

In pratica si adotta la formula $J = 1000\ J_e$

che dà le stesse perdite di carico in mm d'acqua per metro di condotta.

Per i miscugli omogenei di densità ρ_o, o per quelli eterogenei trasportati in un fluido di densità ρ_o, le perdite di carico valgono:

$$J = 1000\ \rho_o\ J_e \qquad (mm/m)$$

essendo J_e ancora le perdite di carico in acqua limpida.

Se nel circuito idraulico esiste una condotta di ritorno, in essa le perdite di carico J' saranno in genere diverse da quelle J a causa del-

la diversa portata circolante. Se però si usa, come si fà in pratica, lo stesso diametro per l'intero circuito, il valore di J' sarà legato a J da una relazione semplice. Infatti, detta C la concentrazione di trasporto in materiali solidi, Q la portata totale, nella condotta di ritorno circolerà una portata Q (1-C); quindi se V è la velocità nella condotta di trasporto, V(1-C) sarà la velocità nella colonna di ritorno. E poichè

$$J = \frac{\lambda V^2}{2gD}$$

sarà

$$J' = \frac{V^2(1 - C)^2}{2gD}$$

da cui

$$J' = J (1 - C)^2$$

Abbiamo già detto che gli schemi di trasporto possibili sono il circuito aperto e il circuito chiuso; il secondo caso comporta appunto l'adozione di una condotta di ritorno attraverso cui il fluido di trasporto viene riciclato. La scelta fra i due schemi dipenderà evidentemente dalla portata di eduzione disponibile.

1) Circuito aperto

Se la torbida ha una concentrazione C di solidi di densità ρ, la sua densità sarà: $\delta = 1 - C + C\rho$

se X (m^3/h) è la portata di torbida, la portata utile di prodotti solidi sarà:

$Q = XC\rho$ (t/h)

e la portata di eduzione X (1 - C) (m^3/h d'acqua)

Detta H la profondità di estrazione in metri, la potenza fornita dalle pompe al miscuglio è evidentemente la somma di due termini:

- uno corrispondente al carico statico $1000 \cdot \delta \cdot H$, e vale :

$$W_1 = 1000\, \delta\, H\, \frac{X}{3600} = \frac{\delta\, HX}{3,6} \quad (kgm/sec)$$

e in kw:

$$W_1 = \frac{\delta\, HX}{367}$$

- l'altro corrispondente alle perdite di carico $W_2 = \frac{JHX}{367.000}$ (kw)
(J in mm/m).

E' chiaro che solo una frazione di questa potenza è imputabile all'estrazione idraulica, in assenza di essa infatti si sarebbe dovuta comunque effettuare l'eduzione, la quale necessiterà di una potenza, che sarà:

- la potenza corrispondente all'elevazione per un'altezza H di una portata d'acqua X (1 - C); che vale:

$$W'_1 = \frac{HX\ (1 - C)}{367} \quad (kw)$$

- la potenza dovuta alle perdite di carico della portata X (1 - C) d'acqua:

$$W'_2 = \frac{J(1 - C)^2 XH(1 - C)}{367.000} = \frac{JHX\ (1 - C)^3}{367.000} \quad (kw)$$

La potenza imputabile all'estrazione è in definitiva la somma di due termini:

$$W''_1 = W_1 - W'_1 = \frac{XCH}{367}\rho = \frac{HQ}{367} \quad (kw)$$

$$W''_2 = W_2 - W'_2 = \frac{JHX\ \left[1-(1-C)^3\right]}{367.000} \quad (kw)$$

In un'ora il lavoro utile, espresso in kgm, per l'estrazione vale $1000\ XHC\rho$, e le perdite di carico imputabili all'estrazione:

$$JHX\left[1-(1-C)^3\right]$$

che in valore relativo valgono $p = \frac{J}{10} \cdot \frac{1-(1-C)^3}{C}$ %

Dunque, si diminuisce p diminuendo la concentrazione, o riducendo le perdite di carico, o con trasporto in acqua limpida anzichè in mezzo denso, o infine adottando piccole velocità (ma rispettando la condizione $V = 2\text{-}3\ W$).

Tale perdita, per contro, non dipende direttamente nè dalla portata utile nè dall'altezza H.

2) Circuito chiuso.

E' il caso in cui non si abbia acqua sufficiente, con tale sistema si deve rimettere in ciclo tutta o parte dell'acqua che serve al trasporto.

Supponendo che l'intera portata di acqua sia rimessa in ciclo, si ha:

- circolazione verso l'alto di una portata X (m^3/h) di torbida di densità $\delta = \rho_o(1-C) + C\rho$ che trasporta una portata utile $Q = XC\rho$ (t/h) con delle perdite di carico J.

- circolazione verso il basso di una portata X (1 - C) di acqua o di mezzo denso di densità ρ_o con perdita di carico J'.

Le pompe devono equilibrare il carico statico e le perdite di carico.

Tenendo presente che ora si sfrutta il carico della colonna di fluido discendente, al carico statico corrisponde la potenza:

$$W_1 = \frac{1000}{3600}\left[H\delta X - H\rho_o X(1-C)\right] = \frac{\rho HCX}{3,6} = \frac{HQ}{3,6} \quad (kgm/sec)$$

o in kw:

$$W_1 = \frac{HQ}{367}$$

Questo termine corrisponde evidentemente al solo lavoro di elevazione del materiale trasportato.

La potenza necessaria per vincere le perdite di carico, se J sono le perdite di carico della colonna ascendente e J' della colonna di ritorno (in cui circola fluido a densità ρ_o), sarà:

$$W_2 = \frac{JHX + J'HX(1-C)}{367.000} \quad (kw)$$

e p (potenza dovuta alle perdite di carico, in % della potenza utile) è:

$$p = 100\ \frac{W_2}{W_1} = \frac{J + J'(1-C)}{10\ C\rho}$$

Se le canalizzazioni del ramo ascendente e di quello discendente hanno lo stesso diametro, si ha:

$$J' = J(1 - C)^2$$

e

$$W_2 = \frac{JHX}{367}\left[1 + (1 - C)^2\right]$$

risulta quindi

$$p = \frac{J}{10} \cdot \frac{1 + (1 - C)^2}{C\rho} \quad \%$$

Da quanto detto circa il trasporto verticale si può trarre qualche considerazione di carattere generale:

- è senza interesse in estrazione pura trasportare il prodotto in un mezzo denso; questa soluzione aumenta leggermente le perdite di carico in valore assoluto, ma considerevolmente in valore relativo, perchè la concentrazione utile è in questo caso notevolmente ridotta;
- gli impianti con condotta di ritorno corrispondono a delle potenze installate più deboli degli impianti senza, ma hanno delle perdite più elevate. La scelta fra i due parametri dipenderà però esclusivamente dalla portata di eduzione.

B) Trasporto orizzontale - Calcolo delle perdite di carico

Abbiamo già detto come le perdite di carico siano molto diverse a seconda del tipo di miscuglio che si trasporta.

1) Miscuglio omogeneo - Poichè a questo tipo di torbida si applica la legge della densità di miscuglio, già vista, calcoleremo il valore di J con la stessa formula indicata nel caso di trasporto verticale di un miscuglio omogeneo, cioè:

$$J = J_e \, 1000 \, \rho_o \quad (mm/m)$$

essendo ρ_o la densità del miscuglio.

2) Sospensione in acqua di grani di diametro uniforme -

Ripetiamo che, in questo caso, detta J_e la perdita di carico in acqua limpida, la perdita di carico di una sospensione di grani di diametro uniforme risulta:

$$J = J_e (1 + \varphi C)$$

essendo φ riportato nel diagramma di figura 101.

Risulta intanto chiaro che il trasporto dei grossi grani in acqua limpida è assai oneroso, mentre il trasporto di prodotti macinati è molto più economico.

Spesso si è però costretti a ricorrere alla prima soluzione quando si devono trasportare dei prodotti che non è possibile macinare finemente,

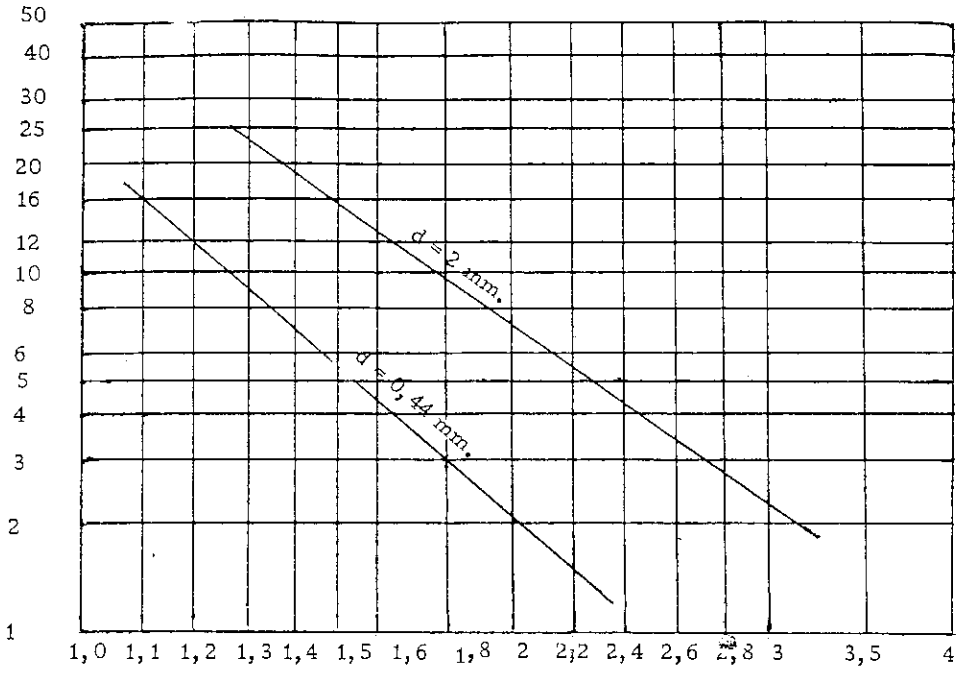


Fig. 101

come per esempio nel caso del carbone grezzo; in questo caso si ricorrerà al trasporto con fango sostegno, come diremo fra poco.

3) Miscuglio a granulometria estesa - In una torbida di questo tipo, come è noto, possiamo distinguere:

- gli elementi fini ($< 50\,\mu$) che formano il fango sostegno di densità ρ_0
- gli elementi medi ($40\,\mu$ - 0,15 mm) di cui si può trascurare la influenza sulle perdite di carico.
- gli elementi grossi ($> 0{,}15$ mm).

Le perdite di carico sono ancora date dalla formula:

$$J = 1000\,\rho_0\,J_e\,(1 + \varphi\,C_2) \qquad \text{(mm/m)}$$

nella quale:

- C_2 è la concentrazione dei soli elementi grossi della torbida;
- ρ_0 è la densità del fango cuscinetto;
- φ è dato dall'espressione riportata a pagina precedente ed è riportato nel diagramma di figura 101.

Se la torbida è molto ricca in elementi fini, sia per l'assenza di elementi grossi, sia a causa della forte concentrazione, le perdite di carico tendono a divenire proporzionali alla densità della torbida e si calcoleranno

con la formula:

$$J = 1000 \, \varsigma \, J_e \qquad (mm/m)$$

Consumo di energia e potenza

a) Energia

Per far circolare una portata di torbida X (m^3/h) su una lunghezza L in condotta orizzontale, bisogna fornire un'energia per ora:

$$J \; L \; X \quad (kgm)$$

Se si lavora in circuito chiuso, dette J' le perdite di carico nella condotta di ritorno che sarà attraversata da una portata di miscuglio $X(1 - C_u)$, occorrerà fornire una energia per ora pari a:

$$J' \; L \; X \; (1 - C_u) \qquad (kgm)$$

essendo C_u la concentrazione utile.

Il lavoro utile corrispondente, espresso in T km, è, sempre in una ora:

$$\frac{\rho \, X \, C_u \quad L}{1000}$$

L'energia consumata, riferita al lavoro utile è dunque:

$$\frac{100 \, J}{\rho C_u} \quad (kg \text{ per } T \text{ km utile})$$

oppure

$$E = \frac{J}{367 \, \rho \, C_u} \quad (kWh/ \; T \text{ km utile})$$

in circuito chiuso sarà:

$$E' = \frac{J + J'(1 - C_u)}{367 \, \rho \, C_u}$$

Per ridurre il consumo di energia bisogna ridurre J e quindi J_e e perciò occorre far circolare il miscuglio ad una velocità la più vicina possibile alla velocità limite di deposito.

Se non si può macinare il minerale, bisogna effettuare il trasporto in un mezzo supporto: in tal modo si diminuisce J, ma si diminuisce anche la concentrazione utile possibile; in questo caso delle prove devono determina-

re l'optimum delle condizioni di marcia.

Val la pena di far notare che le ultime formule scritte sembrano mostrare che l'energia consumata è inversamente proporzionale alla densità del materiale trasportato: in realtà per trasportare un materiale più denso occorre normalmente far circolare il mezzo ad una velocità più elevata e questa fà aumentare J.

b) Potenza

Le formule precedenti permettono di calcolare la potenza effettiva da richiedere alle pompe, in funzione dei dati del problema.

Tale potenza è:

- per il trasporto diretto: $W_1 = \frac{J\ L\ X}{367.000}$ (kw)

- con condotta di ritorno: $W_2 = \frac{J'\ L\ X\ (1-C_u)}{367.000}$ (kw)

E' bene notare che in trasporto orizzontale si ricorrerà allo schema in circuito chiuso quando il trasporto si effettua con fango sostegno.

Quando il trasporto avviene in acqua limpida si ricorrerà al circuito chiuso solo se a ciò obbliga la mancanza d'acqua, in quanto è bene evidente che l'acqua non diminuisce le perdite di carico come fà un mezzo denso e non fà affatto diminuire la potenza impiegata, come effettivamente fà nel caso di estrazione verticale.

CAP. 6° - Le ricette..... pag. 90
Ricette per estrazione con gabbie..... " 90
Ricette per estrazione con skip..... " 98

CAP. 7° - L'estrazione idraulica..... " 104
Generalità..... " 104
Leggi sul trasporto dei materiali solidi in condotta. " 106
Scelta dei parametri che caratterizzano il trasporto idraulico..... " 107
Potenza necessaria al trasporto idraulico ..... " 110
a) Trasporto verticale..... " 110
b) Trasporto orizzontale..... " 114

-----oo0oo-----

INDICE

CAP. 1° - Generalità sull'estrazione..... pag. 1

Macchine di estrazione..... " 2

Mezzi di estrazione..... " 6

Determinazione delle caratteristiche di un impianto di estrazione..... " 8

CAP. 2° - Le funi d'estrazione..... " 14

Caratteristiche fisiche..... " 24

Caratteristiche meccaniche..... " 24

Comportamento in servizio..... " 28

Sforzi sopportati dalle funi..... " 31

Cause di deterioramento delle funi..... " 36

CAP. 3° - Organi accessori di un impianto di estrazione.... " 41

Dispositivi di sospensione delle gabbie..... " 41

Paracadute..... " 44

Guide..... " 48

Molette..... " 56

CAP. 4° - Macchine di estrazione.....

Macchine di estrazione a raggio di avvolgimento costante. Momento statico, momento dinamico. Momento resistente e totale. Momento di inerzia equivalente. Potenza..... " 59

Accelerazione variabile..... " 69

Macchine di estrazione a puleggia Koepe..... " 75

Freno..... " 77

CAP. 5° - Motori delle macchine di estrazione..... " 79

Sistema trifase diretto..... " 79

Sistema Ward Leonard..... " 86