[Appunti di impianti minerari] A.M. 22-1-625

AVVERTENZA

Questi appunti presi per la maggior parte durante le lezioni tenute dal Prof. Carta in anni precedenti non presumono di esaurire l'esame degli argomenti in essi trattati ma riportano quelle parti del corso che non è facile per gli studenti procurarsi perchè tratte da testi stranieri, da riviste specializzate, dalla esperienza eseguita da ditte costruttrici di materiale per miniera.

Si è cercato in particolare di riportare i metodi di progettazione e controllo degli impianti esaminati insistendo sui principi che ne guidano la utilizzazione in sotterraneo, trascurando, per rimandare a testi che facilmente si trovano (in Italia) le parti descrittive e tecnologiche.

Si è anche tralasciata la descrizione dell'ambiente ove questi impianti sono utilizzati perchè il corso è effettuato nell'ultimo anno di studi e si rivolge a studenti che conoscono la miniera ed i problemi che essa propone perchè hanno frequentato il corso di Arte Mineraria e perchè devono aver già svolto buona parte delle esercitazioni pratiche richieste per il conseguimento della laurea.

Sono dunque appunti redatti allo scopo esclusivo di facilitare lo studio agli allievi ingegneri che frequentano la Facoltà di Ingegneria MIneraria di Cagliari seguendo il piano di studi, ma si precisa che essi devono considerare questi appunti come complemento alle lezioni ed ai testi consigliati ove troveranno la descrizione, i disegni, le fotografie degli impianti studiati e qui tralasciati per un appesantire inutilmente le dispense.

Prof. Ing. Paolo Riga
Dott. Ing. Marcello Ghiani

Assistenti nell'Istituto di Arte Mineraria e Preparazione dei Minerali.- Direttore: Prof. Ing. Mario Carta.

INTRODUZIONE

Il corso di Impianti Minerari, complementare al corso di Arte Mineraria, tratta del trasporto del minerale dalla fronte di abbattimento sino a giorno e del trasporto lungo i pozzi e le gallerie della energia necessaria in miniera.

La conoscenza di questi argomenti è particolarmente interessante per l'economia dell'impresa mineraria perchè difficile è l'organizzazione e la scelta di un trasporto o la scelta del tipo di energia da utilizzare, determinate quasi esclusivamente da convenienze economiche ed, in minor misura, influenzate dalle caratteristiche di giacitura.

In particolare interessano:

1) i mezzi di trasporto utilizzati nelle gallerie e in coltivazione;
2) i mezzi di trasporto lungo i pozzi;
3) il trasporto della energia elettrica in miniera;
4) la produzione e il trasporto dell'aria compressa.
5) [illegible]

Dunque il corso verterà sulla applicazione di impianti i cui principi sono già noti ma la cui particolare utilizzazione in sotterraneo è guidata da criteri di sicurezza, tecnici ed economici che differiscono in notevole misura da quelli adottati negli analoghi impianti a giorno.

Nelle pagine seguenti, ove questi criteri saranno in particolare esaminati, i riferimenti interessano soprattutto:

- per i primi due argomenti, quelle miniere ove il basso valore del minerale estratto comporta alti valori di produzione con conseguente aumento delle difficoltà di organizzazione.
- per il terzo argomento, le miniere di carbone perchè i pericoli insiti nell'uso dell'energia elettrica sono in questo ambiente esaltati. D'altronde la entità delle potenze utilizzate in quelle miniere rende più vantaggiosa l'applicazione di questa forma di energia.
- per il quarto argomento le miniere metallifere, ove la perforazione a percussione con macchine ad aria compressa riveste un interesse notevolmente maggiore di quanto avvenga nelle miniere di combustibili fossili.

E' ovvio tuttavia che gli insegnamenti che da queste esemplificazioni potranno trarsi sono validi anche per le miniere non considerate in particolare.

ERRATA			CORRIGE
pag. 9	riga 19	yensione	tensione
" 15	" 5	xon	con
" 21	" 20	il canale si sposta	il carbone si sposta
" 24	" 3	colindro	cilindro
" 37	" 15	l'0, 8%	lo 0, 8%
" 44	" 22	fig. 9	fig. 32
" 53	" 14	A (ton/h)	Q (ton/h)
" 59	" 7	per tele	per tele
" 62	" 26	traverso-bachi	traverso-banchi
" 68-69	" ultima	ora su un altro	ora su un binario ora su un altro
" 83	" 1	α fa $< 0, 18$	α fa $= 0, 18$
" 89	" 3	fidsa	fissa
" 89	" 7	accassa	a cassa
" 92	" 8	per me migliorate	per le migliorate
" 98	" fig. 48	n_s , b_s , γ	n_j , b_j , γ
" 107	" 2	cosyo	costo

PARTE PRIMA

I TRASPORTI

Generalità

Il problema dei trasporti, da cui dipende la continuità del ciclo produttivo, oltre che il prezzo di costo, ha un'importanza decisiva nell'economia dell'industria estrattiva, soprattutto in quelle miniere nelle quali il basso valore del minerale estratto comporta bassi prezzi di costo, ottenibili solo con un'intensa meccanizzazione, tanto più necessaria in quanto l'aumentata profondità di estrazione, che giustifica la concentrazione in pochi pozzi di grande potenzialità, comporta, come logica conseguenza, un aumento delle ton-km al fondo.

Tenendo quindi in considerazione le difficoltà evidenti che incontra il trasporto in sotterraneo e la servitù costante che il disegno della miniera impone ai trasporti, rendendo difficile e costoso ogni cambiamento, contro la possibile variazione di produzione nei lavori di abbattimento e coltivazione, si intuisce quale notevole importanza rivesta uno studio accurato e minuzioso dell'impianto di trasporto.

Da un punto di vista generale possiamo dire che un buon impianto di trasporto deve possedere i seguenti requisiti essenziali:

1°) sicurezza massima contro gli incidenti che ad esso possono essere legati.

L'importanza di questo problema può ben comprendersi considerando le statistiche degli incidenti in miniera. Nelle miniere di carbone francesi, ad esempio, durante il 1958, la ripartizione, per causa, degli incidenti mortali, su un totale di 209, fu la seguente:

- frane, caduta di blocchi, caduta d'oggetti, urti..... 57,5%
- trasporti..... 17,6%
- caduta dell'operaio..... 9,7%
- macchine e utensili..... 9,1%
- esplosivi..... 0,1%

- cause varie..... 5,6 %

2°) Elasticità nella capacità del trasporto, con notevole capacità di stoccaggio, onde far fronte alle punte e alle irregolarità giornaliere di produzione.

3°) Incidenza minima sul prezzo di costo (comprendente le spese di impianto e quelle di esercizio), compatibilmente con la sicurezza e la elasticità del trasporto.

In questi ultimi anni i problemi inerenti al trasporto sono stati studiati con particolare cura, spingendo al massimo la meccanizzazione e contribuendo così, in misura sensibile, all'abbassamento del prezzo di costo, ottenendo, nel contempo, un indubbio risultato sociale con il miglioramento delle condizioni di lavoro conseguente all'abolizione, ove possibile, del vagonaggio a mano.

Schema generale di organizzazione di un trasporto in miniera - Le vie di trasporto in una miniera si distinguono in:

a) vie in cantiere
b) vie secondarie o di raccolta
c) vie principali di carreggio

In questo ordine vengono attraversate dal grezzo nella sua marcia dal fronte di abbattimento alla stazione di estrazione.

Le vie principali, che hanno la stessa vita della miniera ed in cui si sviluppa la maggiore attività di trasporto, possono suddividersi in:
- gallerie in minerale
- gallerie in sterile

Le prime, tracciate nello stesso minerale, sono di più razionale impiego in giacimenti poco tormentati e seguono, in genere, una linea più o meno sinuosa che impone un vincolo tecnologico ai trasporti.

Le vie secondarie che ad esse giungono sono costituite principalmente da vie orizzontali o verticali.

Le seconde invece sono prevalentemente tracciate nello sterile ed hanno come peculiare caratteristica la linearità. Esse sono situate ad un livello inferiore alla zona da coltivare in modo che il grezzo, dopo un breve percorso in galleria di raccolta, pervenga ad esse da vie inclinate, quali discenderie,

discenditori elicoidali, fornelli, che costituiscono le vie secondarie. Bene inteso una tale schematizzazione non è rigida potendosi avere casi nei quali gallerie principali e secondarie coincidono.

Struttura della miniera - In funzione della disposizione delle gallerie di carreggio principali può essere:

a) struttura a stella

b) struttura articolata

La struttura a stella (fig.1),nelle sue linee principali, è costituita da un insieme di gallerie che,partendo dalle vicinanze dei cantieri di abbattimento, convergono tutte ugualmente e contemporaneamente alla stazione di estrazione. In questo tipo di struttura mancano le gallerie di raccolta o secondarie e tutti i cantieri sono messi allo stesso livello senza distinzione di potenzialità.

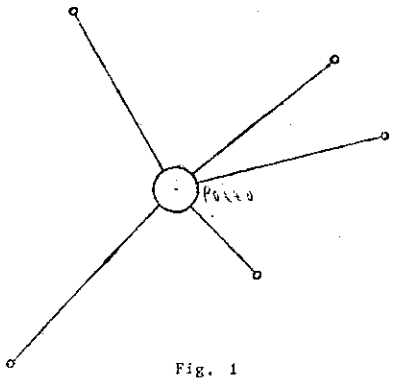


Fig. 1

L'adozione di questa struttura, poco razionale in quanto difficilmente può dar luogo alla saturazione del mezzo di trasporto in ogni galleria, è rara. Se ne hanno applicazioni solo in casi eccezionali, ad esempio in determinati periodi di sviluppo della miniera stessa, o in miniere particolarmente piane e regolari; in essa è completamente trascurata la concentrazione del grezzo da trasportare.

La struttura articolata (fig. 2), per contro, è schematicamente costituita da un insieme di cantieri collegati mediante brevi tronchi secondari a determinati punti di raccolta della galleria principale. Da questi punti il grezzo, mediante un unico convoglio su cui scaricano successivamente i diversi cantieri, o mediante un nastro di raccolta principale, viene convogliati sino al pozzo.

In effetti questo sistema non è altro che una combinazione di più dispositivi a stella. In ogni punto di carico, o stazione di raccolta, convergono infatti più gallerie provenienti da diversi cantieri tanto da formare una piccola stella intorno alla stazione presa come centro.

In questo caso, il pregio del sistema a stella integrale, cioè la in

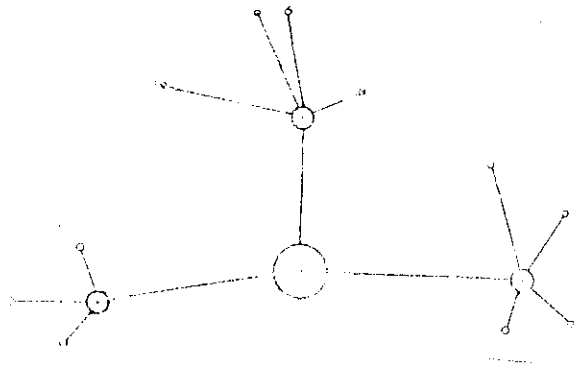


Fig. 2

dipendenza dei cantieri nel trasporto, non si verifica che per un breve tratto; giunto alla stazione, il grezzo dei diversi cantieri si mescola e il tutto prosegue verso l'esterno. Si riduce però la spesa di impianto e di energia consumata, mentre la potenza nella via principale è superiore a quella dei singoli impianti del sistema stellare, ma minore della loro somma.

La struttura articolata, più razionale in linea di massima, si presenta quindi come la più conveniente specie in caso di coltivazioni in piccoli cantieri.

Mezzi di trasporto - Dal diverso tonnellaggio di minerale che attraversa le vie di carreggio e dalla diversa struttura di queste, consegue l'adozione di mezzi diversi che prendono nome dalle vie in cui si adottano. Distingueremo dunque:

- mezzi di trasporto in cantiere
- mezzi di trasporto in gallerie secondarie
- mezzi di trasporto in gallerie principali
- mezzi di trasporto lungo pozzi o discenderie

I primi, messi in opera nella parte di miniera a diretto contatto col fronte, devono adeguarsi principalmente al tipo di coltivazione adottato e la loro scelta dipende quindi dalla natura geologica, giacitura e potenza del giacimento. In generale, questi mezzi di trasporto possono classificarsi in due grandi categorie:

- mezzi continui
- mezzi discontinui

I primi, a loro volta, si distinguono in funzione del modo con il quale vengono spostati per seguire il fronte, avremo così:

- mezzi di trasporto continui spostabili per parti, previo smontamento;
- mezzi di trasporto continui spostabili in blocco a mano o mediante martinetti.

Appartengono alla (1ª) classe le tavole oscillanti ed i trasportatori a catena; alla (2ª) classe i trasportatori a catena blindati, i nastri trasportatori ed i canali rallentatori.

Alla categoria dei mezzi discontinui appartengono invece i carri spola 'shuttle cars), le berline e gli scrapers.

I mezzi di trasporto in gallerie secondarie, la cui scelta è pure influenzata, sebbene in minor misura, dalla natura e giacitura del giacimento, sono i:

- trasportatori a nastro
- discenditori elicoidali
- trenaggi
- berline.

I mezzi di trasporto in gallerie di carreggio principali, la cui scelta è indipendente dalla natura geologica e giacitura del giacimento, sono:

- berline con locomotori
- trenaggi
- berline e trenaggi accoppiati
- nastri trasportatori

Spesso in questa terza fase sono compendiati anche i trasportatori in gallerie secondarie.

Infine l'estrazione propriamente detta si realizza mediante:

- gabbie
- skips
- nastri trasportatori

Sulla scelta dei mezzi di quest'ultima fase del trasporto influisce la profondità e la potenzialità della miniera, come si vedrà meglio nel capitolo dell'estrazione.

CAP.I

IL TRASPORTATORE A CATENA

Il trasportatore a catena è costituito da un canale ai bordi del quale corrono due catene, cui ad opportune distanze sono collegate delle traversine metalliche (raclettes), che nel loro moto trascinano il minerale.

Il trasportatore a catena blindato (così detto perchè le guide ove corrono le catene sono protette e rinforzate) presta ottimi servizi specie nelle coltivazioni di carbone a fronte lungo, ove il mezzo, spinto contro il fronte, raccoglie il carbone che in questo è abbattuto, riducendo al minimo le operazioni di paleggio.

Il trasportatore è generalmente servito da due gruppi motori, entrambi funzionanti allo spunto, quando il canale ha il carico massimo, a causa del materiale che su di esso si è accumulato per effetto della volata. Superata questa fase iniziale, di solito, funziona il solo gruppo motore principale, quasi sempre elettrico, mentre rimane fermo il secondario, per lo più ad aria compressa.

Il canale può essere usato con pendenze massime di 17° in salita e di - 30° in discesa.

In cantiere è usato sopratutto quando le condizioni del tetto consentono l'armamento a sbalzo, per cui lo si può spostare verso il fronte senza necessità di smontaggio.

Nei riguardi del canale a scosse presenta i seguenti vantaggi:

- altezza ridotta
- possibilità di superare più agevolmente avvallamenti e gobbe del letto
- possibilità di trasportare il materiale in contropendenza
- maggior facilità di caricamento
- consentire l'uso del rabot
- possibilità di guidare la tagliatrice (ciò riduce evidentemente l'apertura del taglio.

Nei riguardi del nastro utilizzato in cantiere, oltre ad alcuni dei vantaggi già descritti, presenta evidentemente maggior resistenza all'usura e al

l'umidità.

Ulteriore vantaggio di questi convogliatori è rappresentato dalla possibilità di assumere un andamento tortuoso, raggiungendo uno spostamento laterale di circa 0,6 metri su una lunghezza di 8 metri, grazie a particolari giunti.

I dati relativi ai vari tipi di canali costruiti dalla casa Westfalia, sono i seguenti:

Tipo	PF1	PF0	PF00
- larghezza (mm)	620	513	426
- altezza (mm)	180	160	135
- velocità possibile (m/s)	da 0,4 a 0,75	da 0,4 a 0,75	da 0,4 a 0,6
- portata massima (t/h)	300	250	80
- potenza max (KW)	4 x 40	4 x 40	4 x 40
- lunghezza max (m)	300	300	150

Questi trasportatori possono essere forniti di 1, 2, 3 o 4 motori di potenza variabile da 7 a 40 KW ciascuno.

Le catene, costruite con acciaio di qualità (resistenza a rottura da 40 a 80 Kg/mmq, limite di fatica 12÷14 Kg/mmq,) sono le parti più sollecitate di questi canali e dunque, la determinazione degli sforzi cui esse sono sottoposte sarà oggetto di particolare studio.

Allorchè si mette in opera il canale, la catena deve essere preventivamente tesa altrimenti, durante la marcia, si determinano dei punti di lasco e conseguenti possibili inceppamenti causati dall'allungamento elastico della catena stessa per effetto dello sforzo di trazione. Tale allungamento elastico risulta massimo a monte del motore, minimo a valle ed in questa zona la catena potrebbe formare degli anelli.

La trazione preventiva ottima è quella per la quale si determina un allungamento elastico uguale e contrario a quello causato dall'azione del motore, per cui le maglie della catena tese in tutti i punti non potranno incastrarsi nelle guide.

Sviluppiamo ora alcune considerazioni teoriche sull'impianto di un convogliatore a catena blindato.

(a) Convogliatore munito di una sola testata motrice

1°) Lo scarico avvenga dalla parte della stazione di rinvio (fig. 3).

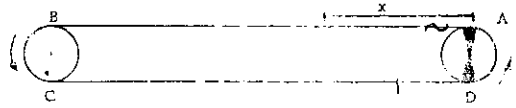


Fig. 3

Siano:

- l = lunghezza del convogliatore
- q' = peso per metro lineare della catena
- q'' = peso per metro lineare del materiale trasportato
- m' = coefficiente d'attrito fra catena e guida
- m'' = coefficiente d'attrito fra minerale e metallo
- E = modulo di elasticità della catena
- F = sezione della catena

Facciamo l'ipotesi che nel punto A, immediatamente a valle del motore, la catena sia sul punto di essere lasca.

Per canale vuoto, il motore dovrà determinare nella catena uno sforzo di trazione che alla distanza x da A sarà uguale a:

$$P(x) = m'q'x$$

Alla stazione di rinvio la trazione della catena sarà:

$$P(l) = m'q'l$$

Alla testata motrice nel punto D:

$$P(2l) = m'q' \cdot 2l$$

La potenza necessaria a vuoto sarà:

$$W_v = P_D \, v = P(2l) \, v = m'q' \cdot 2l \cdot v$$ essendo v la velocità.

Se il convogliatore è completamente carico, lo sforzo nel punto x del ramo superiore sarà:

$$P(x) = m'q'x + m''q''x$$

e nel ramo inferiore nel punto D:

$$P_D = m'q' \, 2l + m''q''l$$

La potenza sarà:

$$W_D = (m'q' \, 2l + m''q''l) \, v$$

L'allungamento totale della catena, per effetto dello sforzo del motore,

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\frac{N}{F}}{E} = \frac{N}{FE} \quad \text{e} \quad \Delta\ell = \frac{\ell \cdot N}{FE}$$

$$d\lambda = \frac{1}{E\,F} \int_0^{2\ell} P(x)\,dx$$

cioè l'allungamento essendo proporzionale all'integrale

maggiore nel ramo inferiore che in quello superiore.

Infatti l'allungamento del ramo superiore è:

$$\Delta l_s = \frac{1}{E\,F} \int_0^{\ell} (m'q' + m''q'')\,x\,dx = \frac{m'q'l + m''q''l}{2\,E\,F}$$

mentre quello del ramo inferiore è:

$$\Delta l_i = \frac{1}{E\,F}\left[\int_0^{\ell} (m'q'l + m''q''l)\,dx + \int_0^{\ell} m'q'x \right.$$

$$= \frac{1}{E\,F}\,(m'q'l + m''q''l)\,l + \frac{1}{E\,F}\,\frac{m'q'l}{2}$$

L'allungamento totale sarà:

$$\Delta l = \Delta l_s + \Delta l_i = \frac{2m'q'l}{E\,F} + \frac{3}{2}\,\frac{m'}{E}$$

Nel diagramma di figura 4 è rappresentata tensione sviluppo della catena. Il tratto di diagramma clinato del tratto da C a D, in quanto il ramo superi rico del minerale. L'area sottesa dal diagramma è p to diverso nei due rami: il ramo meno allungato subi ramo più allungato.

Simile lasco può essere evitato se si dà in tensione tale che provochi un allungamento uguale a la catena durante la marcia. In questo caso infatti, sollecitata, assorbirà la differenza dell'allungamento d dall'allungamento determinato dalla posa in opera inizi

Detta P_m la trazione media risultante dal di sa in opera, la catena deve essere tesa in modo che

$$\Delta l = \frac{P_m}{E\,F}\,2\,l$$

Uguagliando questo allungamento con quello ricava la tensione P_m cui deve essere sottoposta la c

Il confronto mostra che in questo secondo caso l'allungamento è inferiore a quello relativo al caso di scarico dalla parte della stazione di rinvio.

La tensione iniziale P_m sarà anch'essa inferiore, infatti dalla uguaglianza

$$\frac{P_m}{E\ F}\ 2\ l = \frac{2}{E\ F}\ m'q'l^2 + \frac{m''q''l^2}{2\ E\ F}$$

si ottiene

$$P_M = m'q'l + m''q''l/4$$

La potenza nei due casi risulta uguale

$$W = (2\ m'q'l + m''q''l)v$$

La figura 6 riporta il diagramma trazione-sviluppo della catena, per il caso ora descritto di scarico dal lato testata motrice.

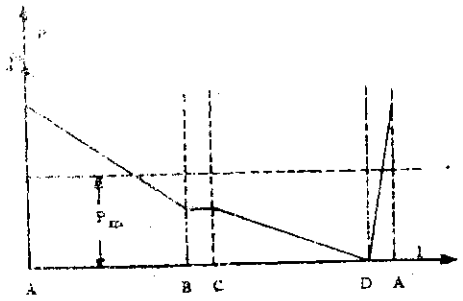


Fig. 6

A titolo di esempio si riporta il seguente calcolo numerico:

Siano $m' = m'' = 0{,}35$

$q' = 18{,}5$ kg/m

$q'' = 56{,}0$ kg/m

$E = 400.000$ Kg/cmq

$l = 200$ metri

$F = 10$ cmq

$v = 0{,}75$ m/sec.

Scarico dal lato della stazione di rinvio: $P'_m = 4250$ kg.

Scarico dal lato della testata motrice: $P''_m = 2280$ kg.

Potenza, in entrambi i casi, $W = 48$ KW

(b) Convogliatore munito di due testate motrici

In tale caso (figura 7) si fa l'ipotesi che nei punti A e C la catena stia per diventare lasca e quindi avere tensione nulla.

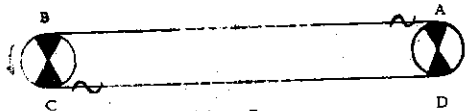


Fig. 7

L'allungamento nel ramo inferiore risulta:

$$\Delta l_i = \frac{1}{2\ E\ F}\ m'q'l^2$$

nel ramo superiore:

$$\Delta l_s = \frac{1}{E\ F}\ (m'q'l + m''q''l)\ \frac{l}{2}$$

L'allungamento totale:

$$\Delta l = \Delta l_i + \Delta l_s = \frac{1}{E\ F}\ \left(m'q'l + \frac{m''q''l}{2}\right)\ l$$

Lo sforzo di trazione iniziale calcolato analogamente ai casi precedenti risulta:

$$P'_m = \frac{m'q'l}{2} + \frac{m''q''l}{4}$$

inferiore ai due casi già citati.

Assumendo i dati dell'esempio numerico precedente P'_m prende il valore di 1630 kg.

La potenza dei due motori viene così calcolata:

Per il 1° motore $W' = (m'q'l)\ v$

Per il 2° motore $W'' = (m'q'l + m''q''l)\ v$

Il rapporto fra le potenze dei due motori è:

$$\frac{W'}{W''} = \frac{m'q'l\ v}{(m'q' + m''q'')l\ v}$$ e ponendo $m' = m''$: $\frac{W'}{W''} = 1 + \frac{q''}{q'}$

c) Convogliatore funzionante in discesa (fig.8)

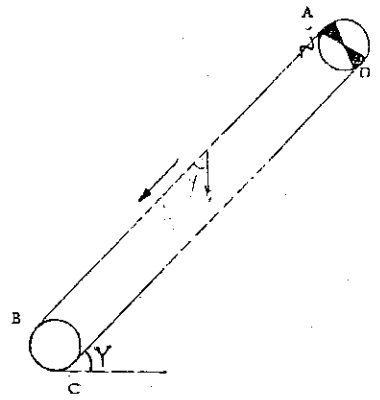


Fig. 8

La forza di gravità agisce favorevolmente al trasporto del minerale per cui nel punto B lo sforzo di trazione sarà:

$$P(B) = (m'q'l + m''q''l)\ \cos y - (q'l + q''l)\ \text{sen}y$$

nel punto D

$$P(D) = P(B) + m'q'l\ \cos y + q'l\ \text{sen}y =$$

$$= (2\ m'q'l + m''q''l)\ \cos y \quad q''l\ \text{sen}y$$

→ Se $P(B) = 0$, la catena e il carico

cominciano a scivolare e ciò si ottiene per il valore y' corrispondente a P(C) = 0, ossia:

$$\text{tang } y' = \frac{m' q' + m'' q''}{q' + q''}$$

se m' = m" = m, si ottiene tang y' = m. In tal caso il motore dovrà vincere le sole forze relative al ramo inferiore.

Il canale si metterà in movimento senza motore quando la forza motrice determinata dai carichi da trasportare, nel punto A, sarà superiore alla forza frenante nel punto D. La tensione sarà uguale a zero nel punto C.

La forza motrice dovuta al peso gravante sul ramo superiore, detratta quella d'attrito, è:

$$P(A) = (q'l + q''l)\,\text{seny}'' - (m'q'l + m''q''l)\,\text{cosy}$$

La forza relativa al ramo inferiore che si oppone al moto è, in D:

$$P(D) = m'q'l\,\text{cosy}'' + q'l\,\text{seny}''$$

Dall'equaglianza P(A) = P(D) si ricava l'angolo y" per cui il trasportatore incomincerà a muoversi spontaneamente, funzionando da discendito re

$$\text{tang } y'' = \frac{2\,m'q' + m''q''}{q''}$$

In definitiva: per y' si ha equilibrio, per y" si ha trasporto.

Se m' = m", la tangente dell'angolo critico risulta:

$$\text{tang } y'' = m\left(1 + \frac{2\,q'}{q''}\right)$$

La formula precedente espressa in funzione della portata Q in tonn/h, tenendo presente che

$$q'' = \frac{Q}{3{,}6\,v}$$

diventa:

$$\text{tang } y'' = m\left(1 + \frac{7{,}2\,v\,q'}{Q}\right)$$

Consideriamo ora il problema di un trasportatore dotato di due teste motrici e funzionante in discesa.

E' ovvio che simile disposizione è utilizzabile soltanto quando l'angolo y sia inferiore a quello critico.

Supponendo i laschi nei punti A e C, si otterrà:

$$P(B) = (m'q'l + m''q''l)\,\text{cosy} - (q'l + q''l)\,\text{seny}$$

$$\frac{P(B)}{P(D)} = \frac{(m'q' + m''q'')\,\text{cosy} - (q' + q'')\,\text{seny}}{m'q'\,\text{cosy} + q'\,\text{seny}}$$

e per m' = m" = m

$$\frac{W''}{W'} = \left(1 + \frac{q''}{q'}\right)\frac{m - \text{tang } y}{m + \text{tang } y}$$

1) Convogliatore funzionante in salita (figura 9)

Nel caso di trasporto in salita, date le notevoli forze da vincere, il trasportatore sarà senz'altro provvisto di due motori.

I laschi si verificheranno nei punti B e D.

La tensione nel punto A è:

$$P(A) = (m'q'l + m''q''l)\,\text{cos } y + (q'l + q''l)\,\text{seny}$$

e nel punto C; in corrispondenza della seconda testa motrice:

$$P(C) = m'q'l\,\text{cosy} - q'l\,\text{seny}$$

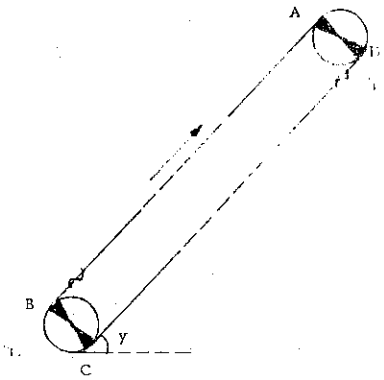


Fig. 9

Il rapporto fra le potenze dei due motori da installare è

$$\frac{W''}{W'} = \left(1 + \frac{q''}{q'}\right)\frac{m - \text{tang } y}{m + \text{tang } y} \quad (1)$$

formula analoga a quella già ricavata per il trasporto in discesa, a parte i segni nella frazione.

Dunque, la formula generale, applicabile in tutti i casi sia per canali orizzontali che inclinati, sarà

$$\frac{W''}{W'} = \left(1 + \frac{q''}{q'}\right)\frac{m - \text{tang } y}{m + \text{tang } y} \quad (1)$$

nella quale y deve essere considerato positivo in discesa e negativo in salita.

Calcoliamo la potenza per la 1° testa motrice, quella cioè opposta allo scarico. Nel caso di trasporto in discesa la potenza W' risulta:

$$W' = (m'q'l\,\text{cosy} + q'l\,\text{seny})\,v; \quad (2)$$

avendo preso y con il suo segno. Assumendo, in base alla precedente convenzione, l'angolo negativo nel caso di trasporto in salita, l'espressione (2) diventa, sostituendo al posto di y il valore - y:

$$W' = \left[m'q'l \cos(-y) + q'l \operatorname{sen}(-y) \right] v$$

cioè

$$W' = (m'q'l \cos y - q'l \operatorname{sen} y)\, v$$

Ragionamento analogo è valido per la 2° testa motrice, per cui la potenza W" risulta, avendo preso y con il suo segno:

$$W'' = \left[(m'q'l + m''q''l) \cos y + (q'l + q''l) \operatorname{sen} y \right] v \qquad (1)$$

La potenza totale sarà ottenuta sommando alla (1) la (2) di pag. precedente:

$$W_{tot} = W' + W'' = \left[(2m'q'l + m''q''l) \cos y - q''l \operatorname{sen} y \right] v$$

Sostituendo in questa formula la potenza richiesta da un trasportatore a vuoto ($W_v = 2\, m'q'l\, v$), posto $m' = m''$, si ottiene:

$$W_{tot} = W_v \left[\left(1 + \frac{q''}{2\,q'}\right) \cos y - \frac{q''}{2\,q'\,m} \operatorname{sen} y \right]$$

Esprimendo le formule precedenti in funzione della portata oraria Q, il rapporto fra le potenze risulta:

$$\frac{W'}{W''} = \left(1 + \frac{Q}{3{,}6\,v}\right) \frac{m - \operatorname{tang} y}{m + \operatorname{tang} y}$$

e l'espressione della potenza totale diventa:

$$W_{tot} = W_v \left[\left(1 + \frac{Q}{7{,}2\,q'\,v}\right) \cos y - \frac{Q}{7{,}2\,q'm\,v} \operatorname{tang} y \right] \cos y$$

cioè

$$W_{tot} = W_v \cos y \left[1 + \frac{Q}{7{,}2\,q'\,m\,v} (m - \operatorname{tang} y) \right]$$

Nel calcolo della catena occorre considerare, oltre allo sforzo determinato dai motori, l'ulteriore sollecitazione a fatica, conseguente alla rapidità con la quale si scaricano le maglie, anche se la messa in carico è lenta.

Pertanto, la tensione cui deve essere sottoposta la catena è da calcolarsi con una certa esattezza per non dar luogo a delle sollecitazioni eccessive nelle maglie.

CAP. II

IL CANALE OSCILLANTE

Il canale oscillante è stato il primo mezzo di trasporto continuo usato su grande scala in miniera. Dal 1928 in poi, è stato, in parte, sostituito, specialmente nelle coltivazioni più concentrate, dal nastro trasportatore, e, dopo la seconda guerra mondiale, dal trasportatore a catena specie nelle coltivazioni più meccanizzate, ma la sua elasticità di impiego gli conserva ancora un considerevole campo di utilizzazione in taglio o in via di taglio.

L'installazione è costituita dalla riunione di un certo numero di elementi, tavole o canali, guidati nel movimento da certi supporti, e collegati ad un altro elemento, detto canale d'attacco, che riceve il movimento dalla testa motrice.

Esamineremo le varie parti che compongono l'installazione, cominciando da:

- il canale vero e proprio - Sezioni, profili e lunghezze costituenti il canale sono standardizzati. La Eichoff fornisce al riguardo la seguente serie

Tipo n°	Sezione utile (cmq)	altezza totale (mm)	Larghezza (mm)	Spessore (mm)	Peso di 1 elem. da m (kg)
1	275	84	450	4	52,0
2	420	114	520	4	61,5
3	530	134	585	4	68,0
4	720	170	630	5	95,0

Gli spezzoni di canali sono lunghi 3 metri, i bordi si fissano con speciali attacchi, di cui diremo oltre, la cui forma e resistenza è importante perchè notevole è il tormento che essi subiscono e perchè devono essere stagni e permettere una rapida giunzione.

Recentemente sono stati costruiti canali in leghe leggere che sebbene più costosi presentano due grossi vantaggi: riduzione del peso e della inerzia del complesso; ma la necessità di dover resistere agli sforzi di trazione e compressione trasmessi dal motore, non ha permesso l'adozione generale di tali ca

...ndi.

La casa Eichoff fornisce un diagramma che dà il campo di impiego di questi canali in funzione della portata e della lunghezza; i campi di impiego di ciascuna serie sono delimitati dalle spezzate del diagramma di figura 10.

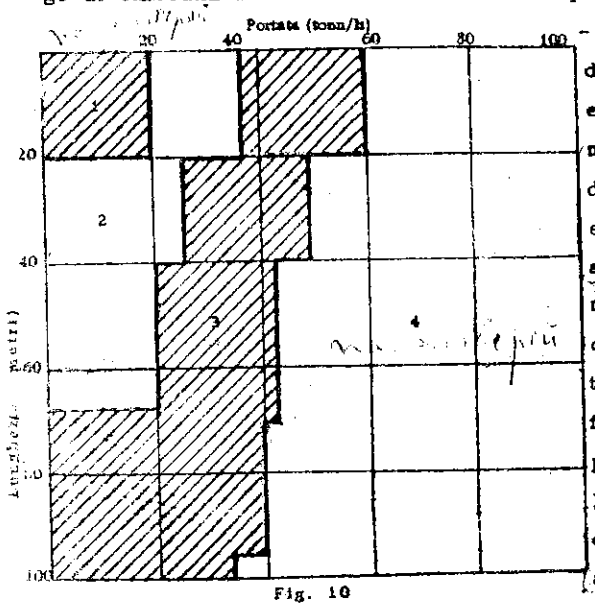


Fig. 10

- Gli attacchi - In corrispondenza del raccordo fra due spezzoni, lo elemento a monte penetra nell'elemento a valle con un ricoprimento di circa 50 mm. L'insieme dei due elementi consecutivi deve essere stagno per non lasciar filtrare il materiale fino, robusto e senza giochi in modo che non si dislochi sotto gli sforzi che deve trasmettere, facile da smontare e rimontare, soprattutto per la utilizzazione in taglio. Le estremità degli spezzoni portano dei ferri ribattuti o bullonati che costituiscono rinforzo al legamento e che sono i veri e propri attacchi, di cui nella figura 11 è data una rappresentazione.

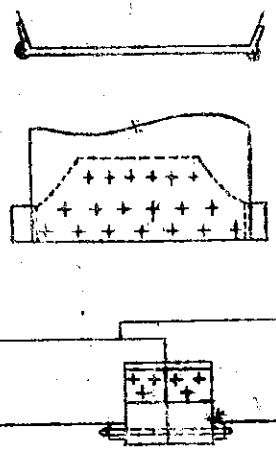


Fig. 11

- I supporti - I canali oscillanti sono guidati da supporti di vario tipo. I sistemi più usati sono:

(a) per sospensione

(b) per rotolamento su sfere, su rulli o su ruote.

I canali sospesi sono attaccati alle armature mediante catene, la figura 12 dà un esempio in un taglio montante.

Questo tipo di installazione presenta qualche vantaggio: l'installazione non

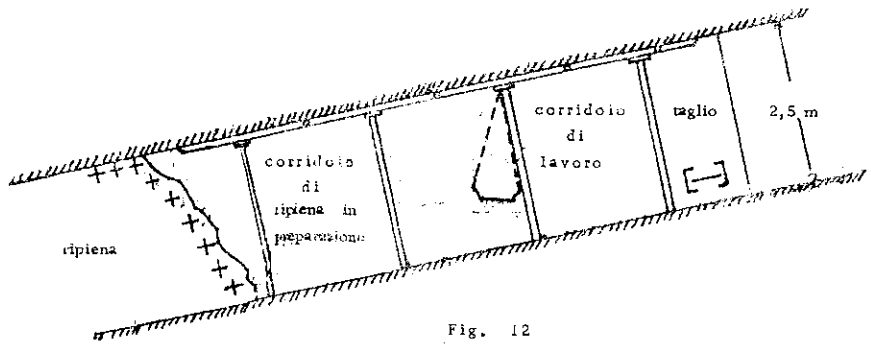


Fig. 12

è influenzata dallo stato del letto, è possibile evacuare le terre al di sotto del canale, inoltre il canale sospeso costituisce un sistema pendolare che oscilla spontaneamente con periodo proprio e pertanto, se l'installazione è ben fatta, si ha una minor spesa di energia per il funzionamento.

Difficilmente però si ottiene una perfetta installazione, soprattutto in taglio quando l'installazione è mobile, perchè è difficile che tutte le catene di uno stesso lato siano su un piano, ed è difficile che tutte le catene siano della stessa lunghezza, mentre questa lunghezza deve essere tale da dare alla installazione una frequenza di oscillazione dello stesso ordine di grandezza di quella del motore.

In particolare, la frequenza propria del canale varia all'incirca inversamente alla radice quadrata di questa lunghezza r ; se le catene sono lunghe la frequenza è bassa, il motore deve lavorare con una corsa lunga; se le catene sono corte bisogna aumentare la frequenza.

In pratica la lunghezza delle catene varia fra 1,25 e 2 metri, è dunque possibile usare il canale sospeso nei tagli in vene sottili, mentre bisogna usare cavalletti nei cantieri di grande apertura.

Il dispositivo di montaggio su sfere è indicato in figura 13.

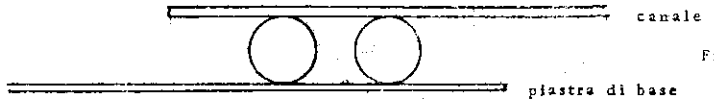


Fig. 13

La piastra superiore è fissata al canale, quella di base al suolo. Questo dispositivo richiede sedi d'appoggio piane e pulite; in compenso è silenzioso e regolare.

In figura 14 è riportato il dispositivo a rulli.. In questo caso abbiamo ancora le due piastre, ma di forma tale da realizzare un effetto di palleggio. Il sistema è delicato e la base deve essere regolare.

Infine in figura 15 è schematizzato il sistema su ruote che si adatta anche per letti tormentati.

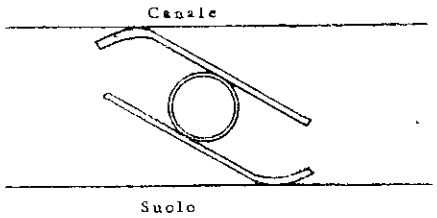


Fig. 14

Per meglio far comprendere il funzionamento delle teste motrici dei canali oscillanti sviluppiamo alcune considerazioni teoriche.

Il canale è dotato di un moto alternativo periodico dissimetrico. Il canale, partendo dalla posizione (1) (figura 16), avanza da A a B, occupando contemporaneamente la posizione (2). In B, esso viene bruscamente fermato e la sua marcia rapidamente invertita fino a ricondurre il punto A nella posizione iniziale (posizione (3) della figura 16).

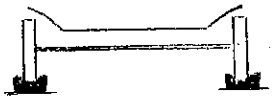


Fig. 15

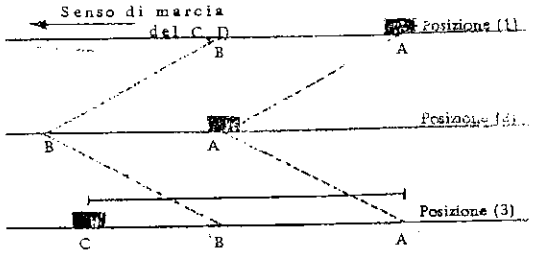


Fig. 16

Durante il primo periodo di marcia in avanti da (1) a (2), il minerale resta incollato al canale ed entrambi minerale e canale procedono di conserva.

Durante l'arresto ed il successivo rinculo del canale da (2)a (3),per effetto della forza di inerzia, il minerale scivola sul canale sino al punto C.

In figura 17 sono rappresentati, in funzione del tempo, i movimenti del canale. La stessa figura fornisce la velocità del canale ai diversi istanti (curva derivata di quella del movimento). Le tangenti degli angoli che il diagramma delle velocità forma con l'asse delle ascisse rappresentano i valori delle accelerazioni del canale nei vari periodi.

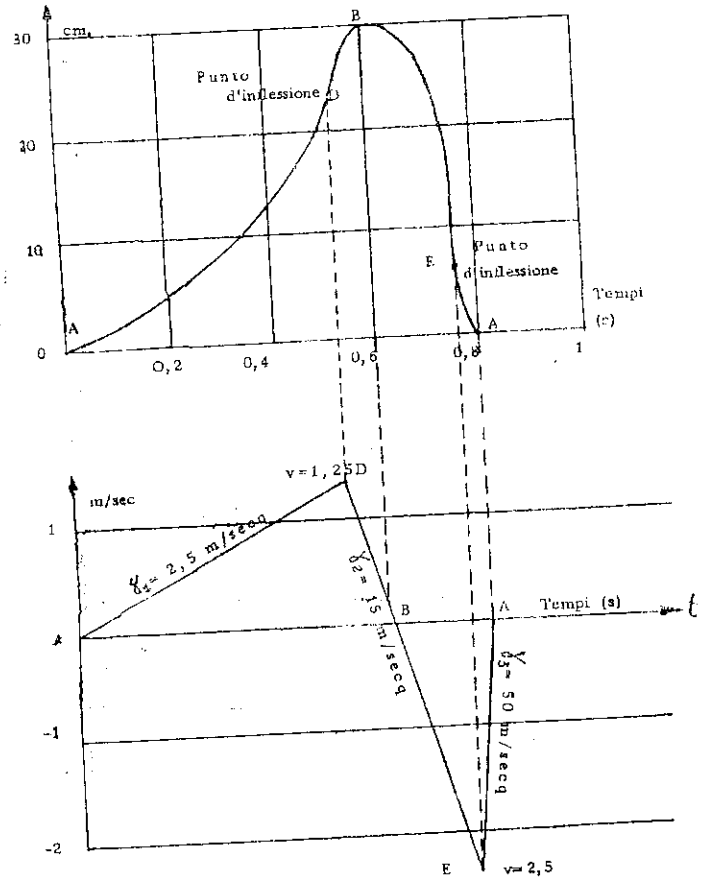


Fig. 17

In queste condizioni, per la buona marcia del canale, è necessario che il minerale non rinculi nella prima fase AD del suo movimento e che si stacchi dal canale nella seconda fase DE.

Perchè il minerale non ritorni indietro nella fase AD bisogna che:

$$fP > M\gamma_1$$

ossia

$$\gamma_1 < f g$$

in cui

- f è il coefficiente d'attrito minerale - canale
- P il peso del blocco di minerale considerato
- M la massa dello stesso
- γ_1 l'accelerazione del canale nel movimento AD
- g l'accelerazione di gravità

Ora $f \simeq 0,4$ da cui $\gamma_1 < 0,4 \times 9,81$

ossia praticamente $\gamma_1 < 4$ m/secq

Perchè, d'altra parte, il minerale avanzi durante il periodo di arresto e di ritorno del canale, bisogna che la sua forza d'inerzia $M\gamma_2$ (γ_2 è la controaccelerazione del canale nel movimento DE) sia maggiore degli attriti.

Il minerale continuerà ad avanzare se $M\gamma_2 > Pf$ dove $\gamma_2 > fg$ da cui ancora $\gamma_2 > 4$ m/secq

Riassumendo perchè il canale funzioni è necessario che

$$\gamma_1 < 4 \quad e \quad \gamma_2 > 4$$

Il carbone si sposta in rapporto al canale (figura 16) di una lunghezza L tale che il lavoro d'attrito annulli la forza viva, ossia:

$$\frac{1}{2} M V^2 = L \times f \times P = L \times 0,4 \times M \times 9,81$$

$$L = \frac{V^2}{2 \times 0,4 \times 9,81}$$

Canale discendente - La discesa dei prodotti è facilitata dalla componente verticale del peso ($P \operatorname{sen}\alpha$ o $Mg \operatorname{sen}\alpha$) (vedi figura 18).

Il minerale in movimento ad una certa velocità di partenza V, vedrà questa velocità annullarsi dopo un avanzamento L dato dall'equazione:

$$\frac{1}{2} M V^2 = L \times f \times P - LP \operatorname{sen}\alpha$$

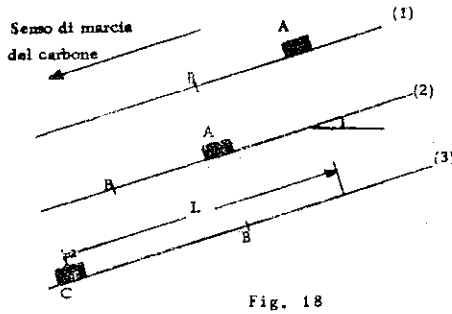


Fig. 18

ossia (per $f = 0,4$)

$$L = \frac{V^2}{2 \times 9,81 \ (0,4 - \operatorname{sen}\alpha)}$$

Dunque l'avanzamento sarà maggiore per il canale discendente rispetto al canale orizzontale.

D'altra parte, per ($\operatorname{sen}\alpha = 0,4$) ($\alpha \simeq 24°$), L tende all'infinito. A partire da 24° il minerale continuerà la sua discesa anche nel ritorno in avanti del canale. Questa pendenza rappresenta il limite d'impiego del canale oscillante, al di là della quale bisogna sostituire questo ultimo con dei canali fissi o dei canali rallentatori.

Canale Montante - Si ha:

$$\frac{1}{2} M V^2 = L \times f \times P + LP \operatorname{sen}\alpha$$

da cui

$$L = \frac{V^2}{2 \times 9,81 \ (0,4 + \operatorname{sen}\alpha)}$$

L è molto basso.

Inoltre nella marcia in avanti del canale il minerale potrà avere tendenza a rinculare. Perchè resti in posto è necessario:

$$f \times P > \frac{P}{9,81} \times \gamma_1 + P \operatorname{sen}\alpha$$

da cui

$$\gamma_1 < 9,81 \ (0,4 - \operatorname{sen}\alpha)$$

Praticamente il canale montante in marcia se non quando la sua pendenza è inferiore a 3° o 4°. Inoltre il movimento d'avanzamento dovrà essere molto lento e seguito da una scossa brutale. Ciò limita il suo impiego a deboli lunghezze, senza di che la potenza assorbita sarebbe proibitiva.

Il canale orizzontale marcia se è ben regolato, ma solo i canali inclinati permettono grosse portate.

I canali oscillanti possono essere comandati da motori elettrici o ad

aria compressa. Consideriamo anzitutto i primi.

I motori elettrici normalmente utilizzati hanno una velocità di sincronismo di circa 1500 giri/', mentre la frequenza di oscillazione dei canali oscillanti è di circa 75 corse al minuto; tra motore e canale si dovrà pertanto disporre un dispositivo riduttore che riduca il n° di giri a 70-80, con un rapporto di riduzione quindi di circa 20. E' necessario inoltre trasformare il moto rotatorio del motore elettrico in moto di traslazione alternativo del canale: il dispositivo usato per la bisogna è il classico dispositivo a biella-manovella, in cui la dissimetria del moto periodico, caratteristica del canale oscillante è ottenuta in vari modi. La Eichoff, per esempio, fa uso di ingranaggi ellittici. Le teste motrici elettriche funzionano con piccole corse, mediamente 150 mm (tra 120 e 230 mm), ma è possibile variare tale corsa sostituendo qualche pezzo della trasmissione.

Le teste motrici elettriche sono pesanti ed ingombranti, il loro principale vantaggio sulle teste motrici ad aria compressa è quello di permettere potenze più grandi , il che giustifica il loro impiego in galleria, mentre in taglio, visto il loro peso e ingombro (anche 3 tonn), in relazione anche agli spostamenti cui sono soggetti, sembra che le teste motrici ad aria compressa siano ancora vantaggiose.

In ogni caso l'adozione di teste motrici elettriche non è giustificata se non per potenze relativamente grandi, ad esempio maggiori di 15 CV.

Come abbiamo detto al motore elettrico si aggiunge un dispositivo per trasformare il movimento, che è quello che conferisce peso e ingombro notevoli a queste teste motrici. Nel caso di teste motrici con motori pneumatici a pistone, l'installazione è più semplice.

I motori ad aria compressa usati sono a semplice o a doppio effetto a seconda che lo sforzo venga esercitato in un solo senso o nei due sensi di marcia.

Nel caso di motori a semplice effetto è necessaria la presenza di un contromotore secondo lo schema di figura 19, oppure di un controcilindro ad immissione di aria compressa costante, che agisce solo quando la forza esercitata dal motore principale è inferiore a quella trasmessa dal controcilindro.

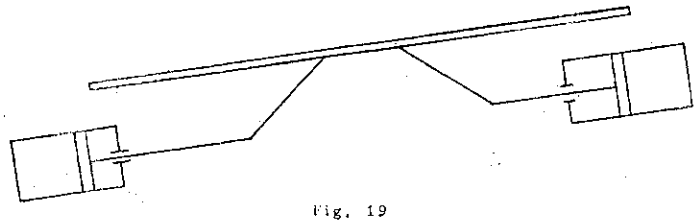


Fig. 19

In questo caso sarà necessaria una potenza maggiore, ma si ha il vantaggio della semplicità di costruzione.

Il motore a doppio effetto può essere a semplice o doppio cilindro, nel primo caso una distribuzione a cassetto provvederà alla immissione alternata di aria compressa (figura 20).

Nel secondo caso si realizza uno schema più semplice, mostrato, ad esempio, nella figura 21.

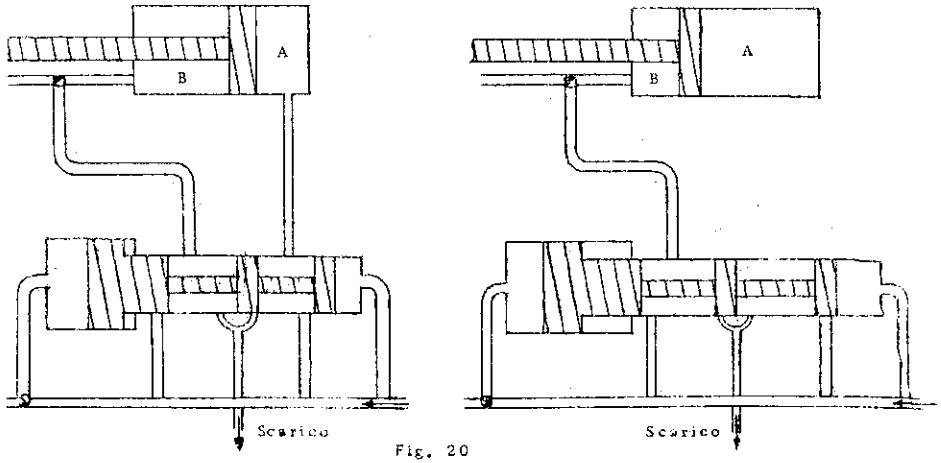


Fig. 20

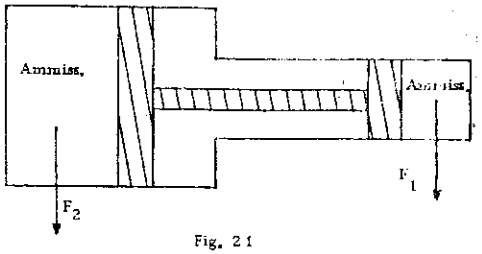


Fig. 21

Considerando lo schema di distribuzione a doppio effetto come quello precedentemente disegnato, con un solo cilindro, i diagrammi delle pressioni, sulle due facce A e B, assumono l'aspetto mostrato in figura 22.

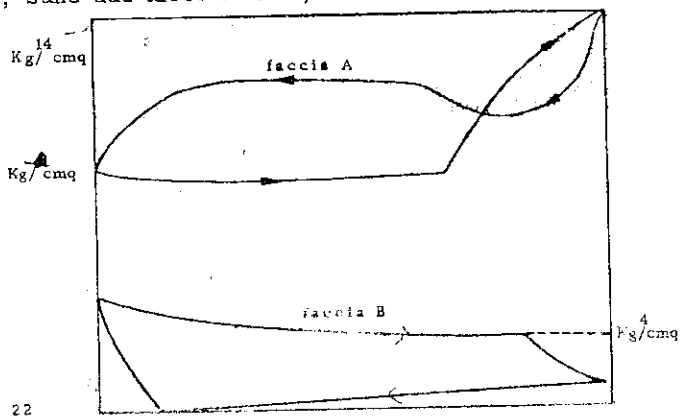


Fig. 22

All'inizio della corsa in avanti dello stantuffo la pressione sulla faccia A si mantiene costante per un certo tratto, quindi comincia a crescere rapidamente per effetto della compressione che viene subita dal cuscinetto d'aria rimasto in fondo al cilindro, sino ad un certo valore massimo. All'inizio della corsa di ritorno la pressione scende rapidamente per effetto dell'espansione del cuscinetto d'aria; ad un certo punto si apre l'orifizio di immissione e la pressione su A si stabilizza; si arriva quindi al punto in cui si apre lo orifizio di scarico ed allora la pressione cade al valore iniziale. Il diagramma delle pressioni sulla faccia B è anch'esso riportato in figura 22.

Caratteristiche di impiego del canale oscillante.

Per quanto riguarda l'utilizzazione in taglio il canale oscillante, in piccoli cantieri, di piccola portata, con pendenza favorevole e di lunghezza limitata, può rendere notevoli servizi, grazie anche alla sua leggerezza.

In tagli lunghi, con pendenza di slittamento vicino alla pendenza di slittamento spontaneo, possono essere equipaggiati con canali oscillanti alternati a canali fissi nei punti in cui la pendenza diventa insufficiente.

Per contro in un grande taglio moderno, presenta numerosi inconvenienti in confronto al mezzo più usato, il trasportatore a catena:

- troppo vicino al fronte è un fastidio per i minatori, anziché costituire supporto per l'utensile d'abbattimento;
- presentano, specie i canali sospesi con catene, difficili condizioni di caricamento.
- l'invertibilità del moto è costosa, soprattutto in mano d'opera.

Nelle coltivazioni per fronti corte, l'uso del canale oscillante è più esteso, sia in fase di tracciamento che di coltivazione.

L'equipaggiamento con duckbill è comune.

A titolo di esempio consideriamo lo schema realizzato nelle miniere americane di carbone bituminoso.

La coltivazione si effettua in due fasi:

a) fase di tracciamento - (figura 23) - Reti di gallerie multiple parallele, in numero di due o tre, collegate da traversine, preparano il giacimento. Il tracciamento è effettuato con duckbill, un nastro raccoglie la produzione di tre cantieri e scarica in berline disposte in galleria principale di carreggio, perpendicolari a quelle in tracciamento.

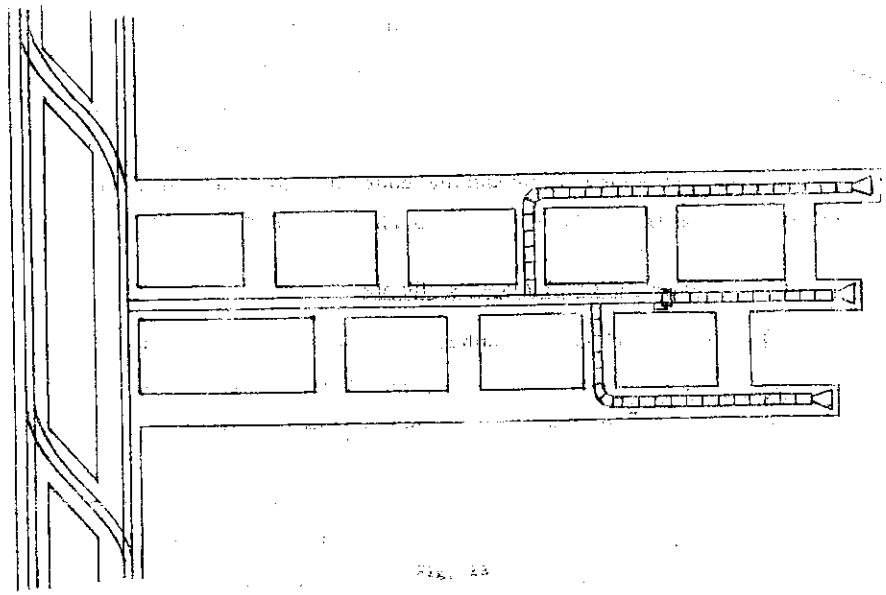


Fig. 23

b) Fase di coltivazione - Si lasciano successivamente dei pannelli di 100 o 200 metri, ripresi con tracciamenti più larghi.

La figura 24 mostra tre camere equipaggiate in modo classico con dukbill e tagliatrice.

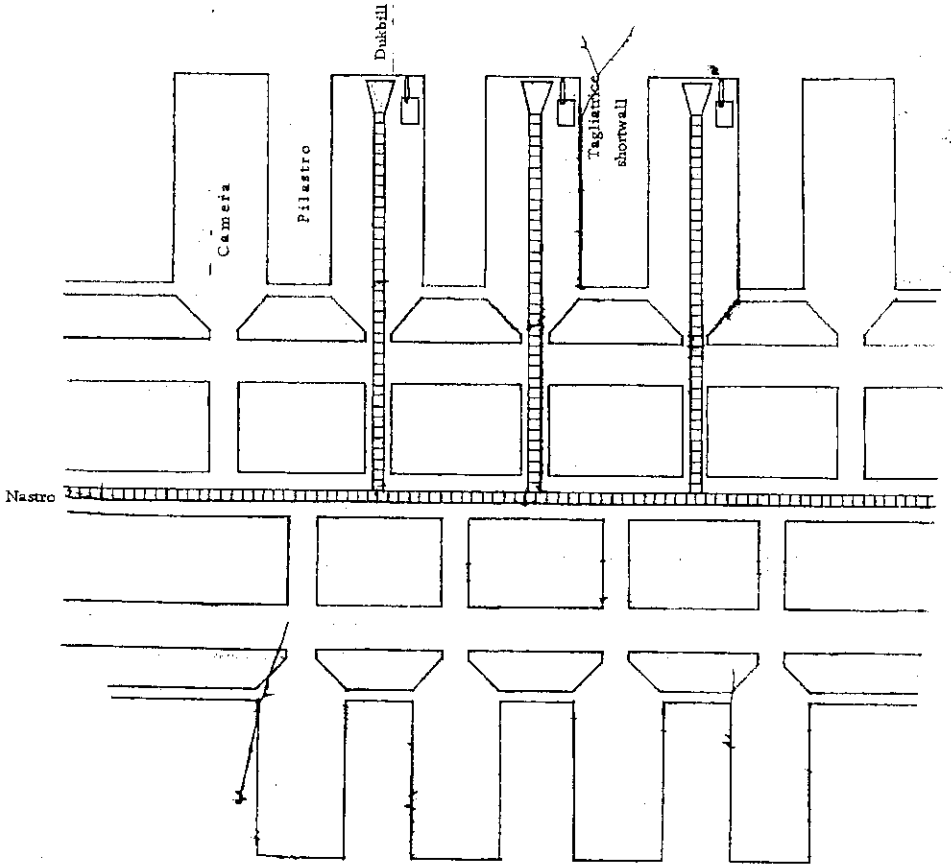


Fig. 24

CAP. III

IL NASTRO TRASPORTATORE

Generalità - Il trasporto mediante nastri va assumendo sempre più largo impiego in miniera, in conseguenza dei miglioramenti costruttivi apportati sia ai nastri stessi, sia all'ossatura metallica dell'impianto.

Il tipo di trasportatore a nastro di gomma, usato in gallerie rettilinee, viene ormai adibito, di solito, come convogliatore collettore principale, o come mezzo di estrazione, permettendo un trasporto più regolare, e talvolta più economico, che con berline, sopratutto se: l'impianto è oggetto di una buona manutenzione.

Oltre al nastro (la cui lunghezza può variare da qualche metro a 1000 metri e più), questi impianti comprendono:

1) una testata motrice, composta da un motore elettrico o ad aria compressa, uno o più tamburi motori, uno o più tamburi folli che servono per aumentare l'angolo di contatto fra nastro e tamburo motore, un riduttore di velocità;
2) uno chassis fisso, composto da profilati in ferro lunghi da 3 a 6 metri, al quale è collegata una serie di rulli disposti a U o a V, che sostengono il nastro carico, ed altre serie di rulli orizzontali che sostengono la parte di ritorno.
3) una testata di rinvio, composta da un tamburo mobile, collegato ad un dispositivo di tensione costituito da tenditori a vite o tenditori a contrappeso, per sopperire agli allungamenti del nastro stesso.
4) dispositivi di carico e scarico.

Il nastro - Il nastro deve resistere a sollecitazioni diverse. Esso sopporta il materiale da trasportare e deve quindi resistere agli sforzi trasversali e longitudinali dovuti al peso del materiale e al peso proprio; deve inoltre resistere agli sforzi longitudinali necessari per la sua messa in opera. Infine deve resistere all'abrasione, all'azione chimico-fisica dei materiali trasportati e all'umidità.

Il nastro è formato da tessuti, generalmente di cotone, disposti a più strati, con intercalari e copertura di gomma. Oltre che di cotone i tes-

suti che costituiscono l'armatura possono essere di rayon, naylon o formati da fili d'acciaio disposti su un solo strato; quest'ultimo tipo presenta l' inconveniente di una scarsa aderenza con la gomma impregnante.

L'armatura di tessuto conferisce al nastro resistenza alla trazione. I tessuti di cotone, che come abbiamo detto sono i più usati, si differenziano normalmente in varii tipi standardizzati.

Le loro caratteristiche sono:

Tipo	Leggero	Normale	Forte	Extra forte
Resist. a trazione in kg/cm di largh.;				
in senso longitudinale	55	65	72	100
in senso trasversale	22	28	35	45
Peso (grammi/metroquadro)	720	830	940	1230
Spessore (mm)	0,9	1,1	1,2	1,4

Nel calcolo della resistenza a trazione del nastro non si tiene conto del rivestimento in gomma, il cui spessore, variabile da un minimo di 2 a un massimo di 7 mm, è funzione dei seguenti fattori:

- qualità della gomma adoperata
- potere abrasivo del materiale da trasportare
- granulometria dello stesso.

La determinazione di un tale spessore è un problema difficilmente risolubile per via analitica, ci si serve perciò dei dati dell'esperienza. Nella tabella seguente sono riportati i valori standardizzati degli spessori di rivestimenti superiori, e inferiori consigliati dallo Charbonnage de France, in funzione della larghezza della tela

Larghezza del nastro in mm	500	650	800	1000	1200
ϵ_1 (rivestim. superiore) mm	2	2	2	3	3
ϵ_2 (rivestim. inferiore) mm	2	2	2	1,5	1,5

Indicando con n il numero degli strati e con B la larghezza del nastro in cm, la resistenza totale di questo sarà data da:

$$R_{tot} = nRB$$

dove (R) è la resistenza unitaria del tessuto usato.

CAP. III

IL NASTRO TRASPORTATORE

Generalità - Il trasporto mediante nastri va assumendo sempre più largo impiego in miniera, in conseguenza dei miglioramenti costruttivi apportati sia ai nastri stessi, sia all'ossatura metallica dell'impianto.

Il tipo di trasportatore a nastro di gomma, usato in gallerie rettilinee [illegible] adibito, di solito, come convogliatore collettore principale, a mezzo di estrazione, permettendo un trasporto più regolare, e talvolta più economico, che con berline, soprattutto se: l'impianto è oggetto di una buona manutenzione.

Oltre al nastro (la cui lunghezza può variare da qualche metro a 1000 metri e più), questi impianti comprendono:

1) una testata motrice, composta da un motore elettrico o ad aria compressa, uno o più tamburi motori, uno o più tamburi folli che servono per aumentare l'angolo di contatto fra nastro e tamburo motore, un riduttore di velocità;

2) un chassis fisso, composto da profilati in ferro lunghi da 3 a 6 metri, sul quale è collegata una serie di rulli disposti a U o a V, che sostengono il nastro carico, ed altre serie di rulli orizzontali che sostengono la parte di ritorno.

3) una testata di rinvio, composta da un tamburo mobile, collegato ad un dispositivo di tensione costituito da tenditori a vite o tenditori a contrappeso, per sopperire agli allungamenti del nastro stesso.

4) dispositivi di carico e scarico.

Il nastro - Il nastro deve resistere a sollecitazioni diverse. Esso sopporta il materiale da trasportare e deve quindi resistere agli sforzi trasversali e longitudinali dovuti al peso del materiale e al peso proprio; deve inoltre resistere agli sforzi longitudinali necessari per la sua messa in opera. Infine deve resistere all'abrasione, all'azione chimico-fisica dei materiali trasportati e all'umidità.

Il nastro è formato da tessuti, generalmente di cotone, disposti a più strati, con intercalari e copertura di gomma. Oltre che di cotone i tes-

La tensione massima ammissibile, per nastro ad n strati, è dunque:

$$(T) = \frac{n\,R\,B}{K}$$

dove K è un coefficiente di sicurezza che varia fra (10 e 20) (valore più frequente 15).

Un'altra caratteristica richiesta è la perfetta adesione fra i tessuti che è data dalle intercalazioni di gomma e che è misurata dalla resistenza allo scollamento tra strato e strato di tessuto. Nei tipi standard tale resistenza raggiunge i valori

Tipo	Leggero	Normale	Forte	Extra forte
Kg/cm di lunghezza	3	3,5	4	4,5

Per tutte le grandezze caratteristiche di un nastro esistono delle tolleranze entro le quali non si verifica alcun inconveniente nel funzionamento del nastro. Tali grandezze caratteristiche sono:

- larghezza, tolleranze ± 1% con un minimo di ± 5 mm.

spessore totale = $\left[E = na + \varepsilon_1 + \varepsilon_2\right]$; dove (n) è il numero delle tele, (a) lo spessore di una tela con strato di gomma, ε_1 e ε_2 rivestimenti di gomma superiore ed inferiore.

- lunghezza, tolleranze - 0 + 1%

peso a metro di lunghezza, in sede di progetto di massima possono utilizzarsi i seguenti dati: se (p) è il peso per metro di lunghezza, (B) la larghezza del nastro in metri, (E) lo spessore dello stesso in mm, il valore di p varia da 1,2 BE (serie normale) a 1,24 BE (serie forte). Quanto ai rivestimenti i loro pesi variano col tipo di gomma usato; mediamente si può assumere 1200 gr/mq per mm di spessore.

La testata motrice - Il movimento del nastro è ottenuto per avvolgimento senza slittamento del nastro stesso su uno o più tamburi motori. Gli schemi di figura 25 indicano i principali sistemi adottati per la disposizione del gruppo motore.

Affinchè il tamburo motore, sul quale è avvolto il nastro, possa mettere in movimento quest'ultimo, evitando gli slittamenti, è necessario che venga rispettata la relazione.

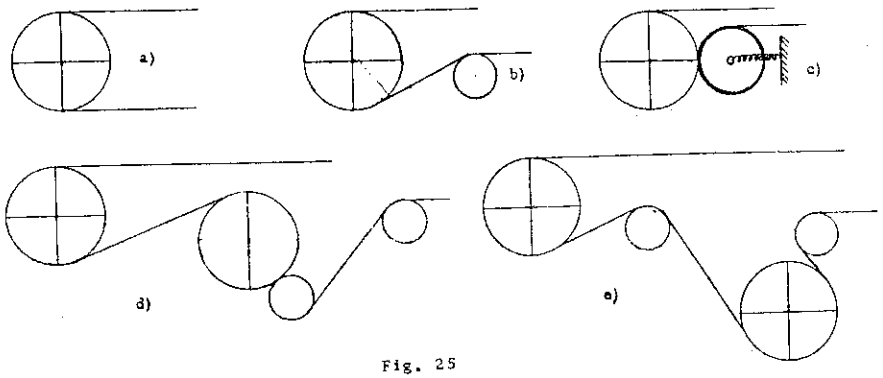


Fig. 25

a) Comando semplice ordinario (piccole potenze), arco 180° circa.

b) Comando semplice con rullo tenditore, arco 200-270°.

c) Comando semplice con tamburo di pressione, arco 270°.

d) Comando doppio (tandem) arco 400-500°.

e) Comando semplice con scarico e dispositivo relativo dal lato della testata motrice.

$$T < te^{f\alpha} \qquad \text{ossia} \qquad \frac{T}{t} < e^{f\alpha}$$

ove T e t sono rispettivamente le tensioni del ramo carico e del ramo di ritorno del nastro, f il coefficiente d'attrito fra nastro e tamburo ed α l'angolo d'avvolgimento del nastro sul tamburo; e è la base dei logaritmi neperiani.

Deve naturalmente essere $e^{f\alpha} > 1$;

Come risulta dalla relazione $T = nRB/K$, il valore di T è limitato dalla resistenza del nastro, esso è inoltre legato alla potenza massima che può trasmettere il motore dalla relazione $W = FV/75$, ove V è la velocità del nastro in m/sec ed $F = T - t$ (trascurando la forza centrifuga e la rigidità del nastro).

Sostituendo avremo in definitiva:

$$W = \frac{T - t}{75} V = \frac{T - T/e^{f\alpha}}{75} V = \frac{TV(1 - 1/e^{f\alpha})}{75}$$

Volendo aumentare la potenza massima ammissibile del motore, per un dato tipo di nastro al quale corrisponde una certa tensione T ammissibile

ad una certa velocità, dovremo diminuire il termine $1/e^{f\alpha}$, cioè aumentare il coefficiente d'attrito nastro-tamburo o aumentare l'angolo di avvolgimento. Aumentare f vuol dire aumentare l'usura del nastro, per cui si preferisce aumentare α utilizzando o due tamburi motori o dei rulli folli che aumentano l'angolo di avvolgimento (figg. 25b- 25c- 25d- 25e).

Diametro dei tamburi - Il diametro del tamburo motore non può essere scelto a caso; esso deve essere compreso fra un valore minimo e un valore massimo. Quest'ultimo limite è dovuto a considerazioni d'ingombro ed al fine di evitare l'uso di grandi riduttori che assorbirebbero una notevole percentuale della potenza del motore, oltrechè essere maggiormente costosi.

Il limite inferiore imposto al diametro del tamburo è dovuto al fatto che si deve limitare la pressione del nastro sul tamburo sino a valori massimi di 1,2 kg/cmq di superficie di contatto tamburo-nastro.

Tale limite inferiore può essere così calcolato:

sia un elemento di nastro di lunghezza dl, avvolto su una superficie di raggio di curvatura ρ (figura 26); su di esso viene esercitato uno sforzo radiale, determinato dalla tensione τ del nastro all'estremità di dl, dato da

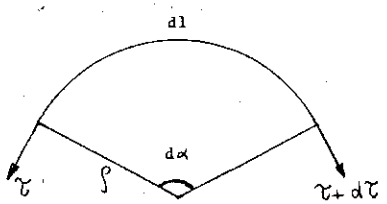


Fig. 26

$$2\tau \operatorname{sen}\frac{d\alpha}{2} \simeq 2\tau\,\frac{d\alpha}{2} = \tau\, d\alpha$$

con $d\alpha = \dfrac{dl}{\rho}$

per cui tale sforzo radiale diventa

$$\boxed{\tau\frac{dl}{\rho}}$$

Questo sforzo radiale si esercita su una superficie Bdl, perciò la pressione unitaria è

$$\frac{\tau_{dl}}{Bdl\,\rho} = \frac{\tau}{B\rho}$$

dove $\rho = D/2$

quindi

$$\frac{\tau}{D/2B} = \boxed{\frac{2\tau}{BD}}$$

La pressione massima si trova all'entrata del tamburo, ivi T=C ed ha per valore $2T/BD$, essa è indipendente dall'angolo di avvolgimento. La pressione decresce lungo la superficie e all'uscita, ove vale $2t/BD$, presenta il valore minimo.

Come prima detto la pressione massima, calcolata con $2T/BD$, deve essere inferiore a 1,2 kg/cmq, ciò significa appunto, per un dato nastro e quindi una data larghezza B dello stesso e una data T ammissibile, imporre un limite inferiore al diametro del tamburo, che sarà calcolato con la

$$D \geq \frac{2T}{1{,}2\ B}$$

Il valor medio della pressione sul tamburo si calcola con la

$$p_m = \frac{1}{\alpha} \int_0^{\alpha} \frac{\tau}{0{,}8 f} d\alpha = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{2T/BD}{0{,}8 f} \int_0^{\alpha} d\varphi = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{2T}{0{,}8 f BD} \int_0^{\alpha} \tau d\alpha = p_m$$

$q\, d\varphi$, sforzo radiale, dà luogo a $f \cdot q\, d\alpha$ sforzo tangenziale che indichiamo con dT, per cui $dT/f = q\, d\alpha$ ossia

$$p_m = \frac{2}{\alpha f BD} \int_{t/BD}^{T/BD} dT \qquad \text{quindi} \quad p_m = \frac{1}{\alpha f} \cdot \frac{2(T-t)}{BD}$$

valore che dovrebbe aggirarsi intorno a 0,65 kg/cmq per tamburi di diametro normale.

Ma il diametro del tamburo ha anche un limite inferiore per non sollecitare a flessione in modo eccessivo il nastro.

Se si ha un elemento di nastro posto alla distanza y dall'asse neutro, l'allungamento unitario è:

$$\varepsilon = \frac{dl}{l} = \frac{y}{\rho} = \frac{y}{(R + E/2 + \varepsilon)}$$

dove R = raggio del tamburo

E = spessore del nastro

ε = spessore del rivestimento al contatto

Trascurando E/2 ed ε rispetto ad R, si ottiene:

$$\varepsilon = \frac{dl}{l} = \frac{y}{R} = \frac{2y}{D}$$

e la σ corrispondente, se M è il modulo di elasticità, è $\sigma = \frac{2yM}{D}$

Trascurando gli infinitesimi di 2° ordine si ha

$$2y = D = na$$

con: n = numero degli strati

a = spessore di uno strato

cioè l'asse neutro si trova al centro del nastro

$$\sigma = \frac{ME}{D} = \frac{Mna}{D}$$

per cui fissato σ secondo il tipo di nastro si trova il valore minimo che può assumere D, dalla

$$D = \frac{ME}{\sigma} = \frac{Mna}{\sigma}$$

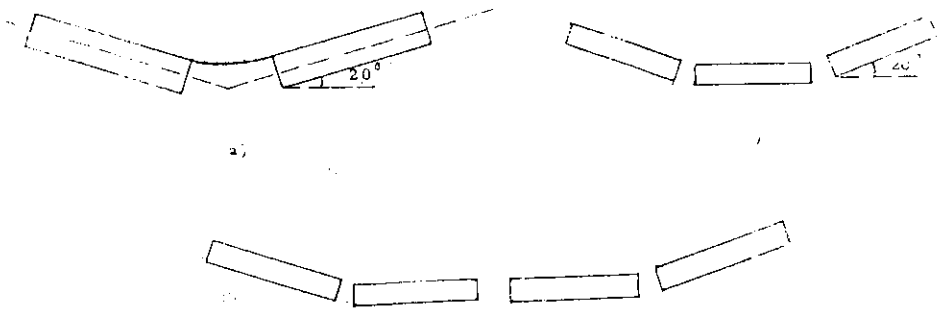
M ha in genere il valore di 600 kg/strato cm.

Oltre al tamburo, nella testata di comando viene allogato solitamente un riduttore, la cui potenza assorbita varia dall'8 al 15% della potenza richiesta dal nastro, a seconda che trattasi di riduttore a vite senza fine a ruota compagna accoppiato direttamente o accoppiato con cinghie trapezoidali o di riduttore a più stadi.

I rulli - Come è già stato accennato possono essere distinti in rulli portatori, che sostengono il ramo carico del nastro, e rulli di ritorno, che sostengono appunto il ramo di ritorno. Questi ultimi di solito sono disposti orizzontalmente ed una sella è costituita da un solo rullo cilindrico. Una sella di rulli portatori è invece solitamente costituita da 2,3 o 4 rulli cilindrici, disposti a U o a V secondo le rappresentazioni di figure 27a, 27b e 27c.

I rulli estremi vengono inclinati per accrescere la sezione del nastro e quindi la portata dello stesso. L'esperienza ha mostrato che il valore ottimo dell'inclinazione di questi rulli estremi è di 20°.

Talvolta, nella parte superiore, si usano rulli di guida laterali, i quali essi sollecitano i bordi del nastro e ne aumentano ndevolmente la usura, per cui sono sostituiti dai cosidetti rulli autocentranti, sistemati uno ogni 15-20 rulli normali.



a)

c)

Fig. 27

Disposizione delle selle di rulli portatori.

a) Disposizione a V(2 rulli)
b) Disposizione a U (3 rulli)
c) Disposizione a U (4 rulli)

Possono essere montati su cuscinetti a sfere o su cuscinetti a boccole; i primi sono più dispendiosi come impianto ma danno luogo a minori spese d'esercizio.

Ai rulli si richiede: che possano essere fatti ruotare senza sforzo eccessivo, peso minimo della parte mobile che siano stagni alle polveri e che possano essere ingrassati con facilità.

Il carico a cui è sottoposto un rullo può così essere calcolato:

- per una sella di rulli superiori $(P_{rs}) = P_r + E_s \left(p + \frac{Q}{3{,}6\ v}\right)$

- per una sella di rulli inferiori $(P_i) = P_r + E_i\ p$

dove:

- E_s, ed E_i sono rispettivamente le distanze, in metri, fra due selle succes.
- P_r, il peso proprio di una sella di rulli,
- p , il peso a metro lineare del nastro in kg.,
- Q , la portata in ton/h,
- v , la velocità del nastro in m/sec.

Se si tratta di selle a 3 rulli, il rullo centrale sopporta dal 50 al

70% del carico così calcolato, mentre i rulli laterali, dal 15 al 25% di questo carico.

Lo sforzo necessario per vincere la resistenza al rotolamento sarà (fP) dove f è il coefficiente d'attrito. In questo f è compreso:

f' = attrito dei rulli sul loro asse,
f'' = attrito del nastro sui rulli,
f''' = attrito interno (fra i pezzi) del materiale.

Il valore di f varia al variare del diametro dei rulli, ad es. al variare del diametro da 100 a 180 mm, (f) passa da (0,031 a 0,021.)

Il diametro dei rulli deve essere il più grande possibile per diminuire la velocità di rotazione e aumentare la capacità di carico portante degli stessi. In questo senso è però imposta una limitazione d'ingombro, sopra tutto perchè si ha interesse a limitare il peso, che è una delle cause di consumo di energia. In pratica si va da un minimo di 80-100 mm ad un massimo di 200 mm per nastri che devono essere caricati con grossi blocchi.

Per quanto riguarda la distanza fra due selle di rulli, questa è una questione della massima importanza. In pratica si adottano i valori riportati nella tabella I, dedotti dall'esperienza.

Bisogna tuttavia tener presente che un'eccessiva distanza, adottata talvolta per ragioni di economia, provoca il "disallineamento" del nastro, la sua rapida usura, ed un aumento considerevole del consumo di forza motrice (si è constatato, in certi casi, un aumento di tale consumo del 20%, passando fra i rulli è tanto più grande quanto più essi sono spaziati. Il materiale scende e risale in ogni intervallo con perdita di energia).

In verità, la distanza, data in funzione della densità del materiale e della larghezza del nastro, dipende da ben altri fattori, che si sono supposti integrati nei due fattori precedenti. Infatti, è evidente che le flessioni fra le selle di rulli dipendono dalla rigidità del nastro (armatura, n° delle tele, etc...) e dal diametro dei rulli. L'effetto di queste flessioni è tanto più grande quanto più elevata è la velocità di traslazione.

In corrispondenza dei cambiamenti di pendenza del trasportatore è necessario modificare la distanza fra le selle dei rulli posti all'estremità delle selle stesse. A tal fine, è necessario, anzitutto, distinguere il caso di cur-

ve convesse (lossi) da quelle di curve concave.

Tabella I

Distanza fra selle di rulli in metri

		rulli superiori						rulli inferiori		
Densità materiali	Fini	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5			
	T. Vennant		0,8	1	1,2	1,5	2	2,5		
	Blocchi			0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	
Larghezza del nastro	500	1.70	1.70	1.50	1.50	1.40	1.20	1.20	1	3
	650	1.50	1.50	1.40	1.40	1.20	1.20	1.10	0,90	3
	800	1.40	1.40	1.20	1.20	1.10	1.10	1	0.90	3
	1000	1.20	1.15	1.10	1.00	1.00	1.00	0.90	0.90	3
	1200	1.15	1.10	1.10	1.00	1.00	0.90	0.90	0.80	2,5
	1500	1.15	1.10	1.00	0.90	0.90	0.70	0.70	0.60	2,5

(Curve convesse) - Secondo le norme DIN, l'allungamento del nastro, in curva, non deve superare l'0,3% sui bordi in estensione.

Se R è il raggio di curvatura sul rullo centrale, R + dR, il raggio corrispondente al bordo di nastro sul rullo sollevatore, l'allungamento relativo del nastro è dR/R, e poichè, secondo le norme DIN, dR/R deve essere minore di 0,008, si ha:

$$R \geq \frac{dR}{0,008} = 125\ dR$$

per un rullo posto a 20°.

Supponendo che la larghezza sollevata sia di 0,3 B circa (B è la larghezza totale del nastro):

$$dR = 0,3\ B \operatorname{sen} 20° = 0,102\ B \simeq 0,1\ B$$

per cui

$$R \geq 12,5\ B$$

ossia il raggio di curvatura deve essere superiore o almeno uguale a 12,5 volte la larghezza del nastro.

Questo modo di procedere è però alquanto semplicistico.

La Goodyear indica le seguenti condizioni:

a) La pressione sui rulli estremi (o meglio sui bordi di questi) non deve superare un certo limite. La Goodyear fissa questo limite in 45 kg. per dei rulli a carico normale. Tale valore è invero alquanto modesto e, in pratica, potrebbe essere assunto ben più alto.

b) La tensione totale del nastro sui bordi non deve oltrepassare più del 5% del tasso di lavoro ammesso per il nastro. Anche tale valore appare modesto e potrebbe, senza alcun pericolo, assumersi il 15%.

c) La tensione al centro del nastro deve essere superiore a un certo limite per evitare l'incurvamento del nastro. La Goodyear indica, come minimo, un valore di circa 18 kg/cm di larghezza.

Il calcolo di R viene effettuato servendosi della condizione b), quindi si verifica la condizione c) e si vedrà se conviene o meno ridurre la distanza dei rulli nella curva (condizione a)), e, eventualmente, diminuire R.

1°) Calcolo di R (condizione b) .- Sia t_o la tensione media del nastro alla uscita della curva (in kg/strato/cm o in kg/cm). La tensione sul bordo del nastro sarà:

$$t_o + \frac{M\ dR}{R} < \vartheta'$$

dove M è il modulo di elasticità del nastro in unità simili a t_o

$$dR = 0,3 \operatorname{sen} 20°\ B = 0,1\ B$$

Questa tensione massima deve essere inferiore ad un limite fissato ϑ' (in kg/strato/cm o kg/cm), essendo $\vartheta' = \vartheta + 0,05\,\vartheta$ (solitamente ϑ = 6 kg/strato/cm), per cui:

$$R \geq \frac{0,1\ B\ M}{\vartheta' - t_o}$$

2°) Controllo dell'incurvamento (condizione c) - Considerando valido il valore della Goodyear (18 kg/cm), si avrà:

$$R \geq \frac{0,1\ B\ M}{\vartheta' - \frac{18}{n}}$$

con n numero degli strati.

3°) Distanza dei rulli - Controllo delle pressioni (condizione a).

Sia ε la distanza fra le selle di rulli nelle curve ed α l'angolo di cambiamento di direzione fra due selle di rulli consecutive (per N selle $N\alpha = \beta$) .

$$N = R\frac{\beta}{\varepsilon}$$

e, se β è in gradi:

$$N = 0{,}0175\, R\,\frac{\beta}{\varepsilon}$$

$$\alpha = \frac{\beta}{N} = \frac{\varepsilon}{R} \quad \text{radianti}$$

SIa t la tensione in un punto qualunque della parte sollevata del nastro sulla curva. La componente radiale che il nastro applica su un rullo sollevatore è 2t sen $\alpha/2$; e, normalmente al rullo: p_m = 2t cos 20° sen $\alpha/2$ (per un rullo sollevatore a 20°), ossia : 1,88t sen $\alpha/2$.

D'altra parte, il bordo del nastro si trova presso a poco nella sezione retta del rullo (inclinato) esterno, mentre la risultante delle tensioni supplementari dovute alla curvatura (M dR/R), si trova a 1/3 dal bordo della parte sollevata. La lunghezza rialzata del nastro è, all'incirca, 0,3 B, come abbiamo detto. La risultante di detta ha pertanto il valore:

$$\frac{0{,}3\ B\ p_m}{2}$$

essendo p_m il valore massimo di p sul bordo.

Sul rullo (inclinato) esterno la pressione sarà all'incirca:

$$\frac{0{,}3\ B\ p_m}{3} = 0{,}1\ B\ p_m \quad \text{(cm x kg/cm.)}$$

In definitiva, la carica del rullo esterno sarà:

$$\Pi = 0{,}1\ B\ (1{,}88\ \vartheta' \text{ sen } \frac{\alpha}{2})\ n = 0{,}188\ n\ B\ \vartheta' \text{ sen } \frac{\alpha}{2}$$

avendo sostituito t con $n\,\vartheta'$ (n è il numero di tele, ϑ' il limite superiore imposto per la tensione).

Data la piccolezza dell'angolo α , possiamo, senza commettere errore apprezzabile, confondere l'angolo col seno, perciò:

$$\text{sen } \frac{\alpha}{2} = \frac{\alpha}{2} = \frac{\varepsilon}{2R} = \frac{\varepsilon(\vartheta' - t_o)}{2\ B\ M\ 0{,}1}$$

(cm x kg/strato:cm. diviso cm x kg/strato/cm.)

sostituendo ad R il valore dato dalla condizione b), si ha quindi:

$$\Pi = \frac{0{,}188\,\vartheta'\,(\vartheta' - t_o)\,\varepsilon\, n}{2\ M\ 0{,}1} \ldots \frac{\vartheta'(\vartheta' \ldots)}{M}$$

che deve essere [illegible] agonata [illegible] (ammissione [illegible]), perciò:

$$\vartheta' \leq \frac{\ldots M}{0{,}2\ldots}$$

Curve Concave - Si consideri la situazione della figura 28. Le tensioni in M

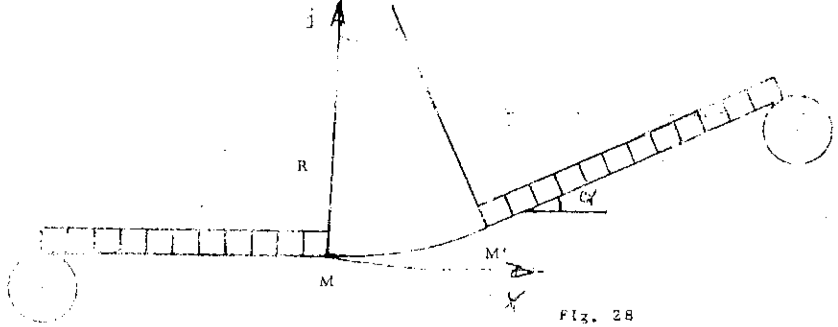


Fig. 28

[illegible] tendono a sollevare il nastro e, se il raggio di curvatura è insufficiente, può accadere che il nastro venga sollevato al momento dello spunto. A nastro vuoto l'incidente non porta alcuna conseguenza, ma a carico esso può essere grave (proiezione di [illegible] [illegible]amento del nastro).

Per rimediare all'inconveniente consideriamo le condizioni più sfavorevoli, ossia il caso in cui il nastro [illegible] su tutta la lunghezza, ossia nella curva. Supponiamo di [illegible] determinato la [illegible] nel punto M (vedremo più avanti come determinarla). Tale tensione deve essere maggiorata per tener conto degli sforzi supplementari allo spunto; nel caso in cui tali sforzi non vengano determinati sarà buona norma raddoppiare la tensione precedentemente calcolata; nel caso invece in cui tali sforzi vengano calcolati, sarà ugualmente opportuno maggiorare (ad esempio del 30%), la tensione calcolata.

[illegible] sia [illegible] il valore della tensione totale così ottenuta nel punto M , sia inoltre : p, il peso a metro lineare del nastro e, l'angolo delle due direzioni da raccordare con la curva. Si prenda come origine il punto M d'ingresso della curva, per asse delle y il raggio di curvatura nel punto M, per asse delle x la perpendicolare a questo raggio, ossia la direzione iniziale del nastro.

Sia T'_M la tensione in M',

Affinchè il nastro rimanga aderente ai rulli, è necessario che questi siano disposti lungo la catenaria (curva che assume il nastro teso sotto proprio peso).

Se si confonde la catenaria con un arco di cerchio di raggio R, le equazioni di equilibrio sono:

$$T_M = T'_M \cos\alpha$$

$$R\alpha\, p = T'_M \operatorname{sen}\alpha$$

quindi

$$R = \frac{T'_M \operatorname{sen}\alpha}{p\alpha} = \frac{T_M}{p}\,\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\alpha}$$

e sviluppando in serie $\operatorname{tg}\alpha$ $\quad \operatorname{tg}\alpha = \alpha + \alpha^3/3$

Arrestando lo sviluppo al primo termine, l'errore che si commette è piccolo, dunque:

$$\operatorname{tg}\alpha = \alpha$$

ed

$$R = \frac{T_M}{p}.$$

Per grosse installazioni sembra vantaggioso utilizzare una distanza variabile fra le selle di rulli, a seconda del valore della tensione nei diversi punti del percorso. Si deve cioè diminuire la distanza nelle zone di debole tensione e aumentarla nelle zone di forte tensione.

Testata di rinvio - E' costituita essenzialmente da un tamburo sul quale si avvolge il nastro ed al quale, solitamente, sono collegati i dispositivi tenditori.

Come è stato detto, infatti, il nastro non potrebbe essere messo in movimento senza essere teso, inoltre esso subisce delle variazioni di lunghezza, rapide nel primo periodo della sua vita, quindi più lente; lo scopo di questi dispositivi tenditori è anche quello di compensare tali allungamenti.

Tali dispositivi sono di due tipi: tenditori a vite e tenditori a contrappeso. I primi sono adottati per nastri di piccola lunghezza (massimo 100 metri) e per nastri stretti (larghezza inferiore a 1 m.). Solitamente sono situati sul tamburo di rinvio, più raramente dietro la testa motrice. Poichè la necessità di regolare frequentemente questi tenditori, che malgrado ciò, data la regolazione discontinua, sono sempre non correttamente regolati.

I secondi, invece, danno automaticamente una tensione costante. Essi a loro volta, possono essere distinti in: tenditori ad azione verticale, che possono essere disposti in un punto qualunque del nastro (fig. 29), e tenditori ad azione orizzontale (fig. 30), che si possono situare o sul tamburo di rinvio o su un rullo tenditore.

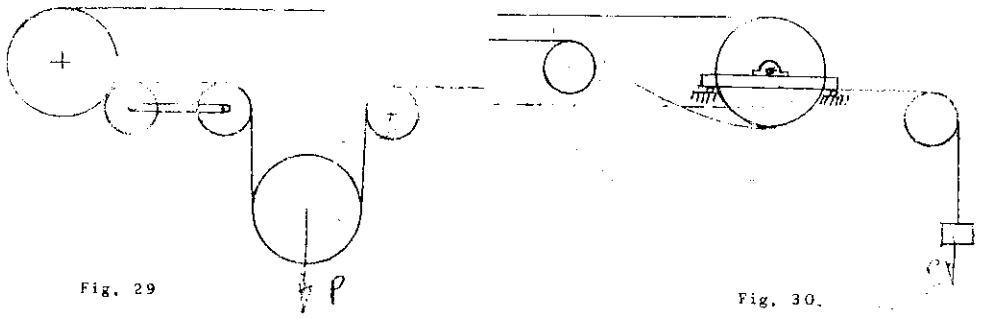


Fig. 29

Fig. 30.

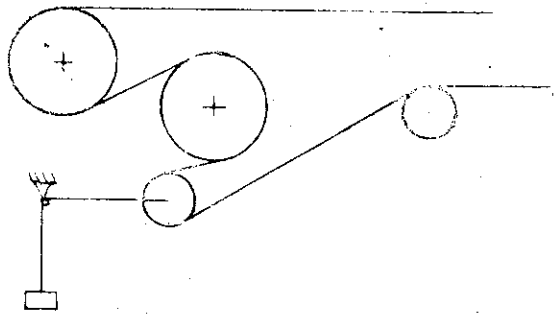


Fig. 31

Conviene comunque far notare che il tenditore deve essere situato, per quanto possibile, nel punto in cui la tensione è minima.

Bisogna dunque conoscere questo punto e quindi calcolare la tensione lungo tutto il nastro. Mostriamo come ciò può essere fatto, al fine di scegliere giudiziosamente il punto in cui il tenditore deve essere posto ed il valore della tensione addizionale che tale dispositivo comporta.

Distingueremo il caso di nastro a carico montante da quello a carico discendente.

1°) Carico montante (fig. 32) - partiamo dal tamburo motore, nel punto in cui il nastro lascia il tamburo. La tensione è x, sconosciuta per il mo-

mento. Seguiamo il "ritorno" del nastro.

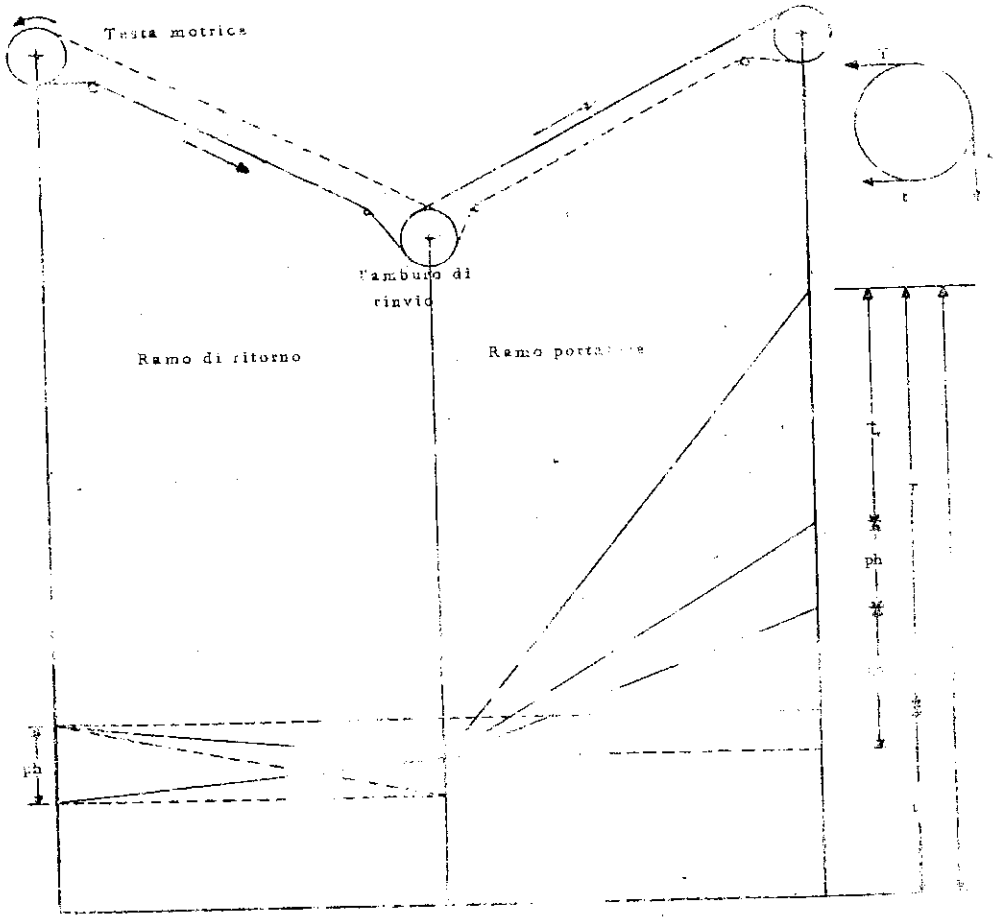


Fig.32 - Convogliatore a carico uniforme. Tensioni nel nastro

Incontriamo un rullo tenditore ad esempio, situato immediatamente vicino al tamburo. Non possiamo calcolare il valore dell'attrito, perchè non conosciamo la tensione dall'altra parte del rullo. Tuttavia questa tensione è poco diversa da x e in prima approssimazione possiamo considerarla uguale a x. Se l'angolo formato dalle due tensioni è β, la risultante è:

$$2 \times \cos \frac{\beta}{2}$$

si dovrebbe aggiungere la componente del peso, ma in prima approssimazione la possiamo trascurare.

Lo sforzo d'attrito è: $\varphi_1 = 2 \times \cos \frac{\beta}{2} \cdot \frac{d}{D} \cdot f$

dove (d) e (D) sono rispettivamente i diametri dell'albero e del tamburo, f = 0,1, il coefficiente d'attrito del cuscinetto antifrizione.

Lo sforzo dopo tale puleggia tenditrice sarà quindi: $x + \varphi_1$

Il nastro scende quindi verso il tamburo di rinvio. Sia h la differenza di livello fra il tamburo di testa e quello di rinvio: si può dimostrare che lo sforzo di trazione esercitato sul nastro dal proprio peso è ph essendo p il peso a metro di nastro. Questo valore di ph è incluso in x, quindi:

$$x = x_o + ph$$

Lasciando la puleggia tenditrice incontriamo anche i rulli di ritorno. Sia (n) il loro numero, (w) il peso della parte mobile di ciascuno di essi, (L) la lunghezza del nastro che pesa (p) al metro.

Lo sforzo d'attrito corrispondente è:

$$\varphi_2 = (nw + pL)\ 0,03$$

ammettendo un valore del coefficiente d'attrito di 0,03 (ricordiamo che $f = f'f''f'''$)

Dopo questi (n) rulli la tensione è quindi : $x_o + \varphi_1 + \varphi_2$.

Fra questo punto e il tamburo di testa la tensione del nastro è la somma di questo valore e del ph corrispondente alla lunghezza considerata. Essa è rappresentata dalla linea ab del grafico di figura [illegible].

Può darsi che prima del tamburo di rinvio vi sia un altro rullo tenditore, in questo caso lo sforzo sarà calcolato come prima.

Siamo quindi giunti al tamburo di rinvio, che trasmette integralmente la tensione:

$$x_o + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_1'$$

Lo sforzo sull'albero è due volte questo valore (rami paralleli o quasi).

L'attrito sarà: $\varphi_1'' = 2(x_o + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_1')\ \frac{d'}{D'}\ f$

dove d' e D' sono i diametri dell'albero e del tamburo rispettivamente ed f il coefficiente d'attrito che vale 0,1 in media (cusc. antifriz. [illegible]

Fra il tamburo di rinvio e il tamburo di testa, troveremo:

- i rulli portatori (w' peso di tre rulli (parti mobili), ...
- il nastro di lunghezza L metri e di peso p kg/m;
- il carico del materiale $\frac{Q}{3,6\,v}$ (Q portata in tonn/h, v velocità in m/sec.) per metro di lunghezza.

Lo sforzo d'attrito sarà:

$$\varphi'_2 = (n'w' + pL + \frac{QL}{3,6\,v})\ 0,0...$$

Inoltre il nastro si solleva come prima dell'altezza h e la tensione dovuta al proprio peso cresce per raggiungere nel punto più alto il valore ph.

Infine il peso del carico $\frac{Q}{3,6\,v}$ per metro, applicato al nastro, dà una componente ... direzione di quest'ultimo (seno), che cresce ... gradualmente, per raggiungere nel punto più alto il valore c = Qh/3,6 v, per la ... massima calcolata;

Arriviamo quindi sul tamburo motore con una tensione:

$$T_o = x_o + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi'_1 + \varphi'_1 + \varphi'_2 + ph + c = x_o + \sum\varphi_1 + \sum\varphi_2 + ph + c$$

$\sum\varphi_1$ ha coefficiente d'attrito f = 0,1, ossia quello delle ...

$\sum\varphi_2$ ha coefficiente d'attrito ..., ossia quello d... .

Il grafico riproduce questi valori, all'incirca in ... considerato precisamente in questo ... tensione è massima, ed è per questo valore della tensione ... il nastro.

Poichè siamo anche in argomento possiamo anche determinare giacchè siamo in possesso dei dati necessari, la ... sull'asse del tamburo. Infatti:

$$x_o = x - ph$$

$$T_o - x = \sum\varphi_1 + \sum\varphi_2 + c$$

ph sparisce logicamente. Esso infatti interviene per determinare lo stato di tensione lungo il nastro, ma non interviene per determinare la forza motrice.

Non si conosce x, tuttavia esso può calcolarsi; infatti

$$T_o - x = \sum\varphi_1 + \sum\varphi_2 + c$$

$T_o - x$ è lo sforzo tangenziale F che il tamburo motore deve fornire, cioè $T - t$ ($x = t$) considerato precedentemente, e si deve avere:

$$F = T - t; \qquad \frac{T}{t} \leq e^{f\alpha}$$

ossia $T < te^{f\alpha}$ o anche $T - t < te^{f\alpha} - t$

da cui: $\frac{T - t}{t} < e^{f\alpha} - 1$

ossia $F < t(e^{f\alpha} - 1)$

$$t > \frac{F}{(e^{f\alpha} - 1)}$$

$$T > \frac{Fe^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1)}$$

Ponendo $K = \frac{1}{(e^{f\alpha} - 1)}$

$$\begin{cases} t > FK \\ T > F(1 + K) \end{cases}$$

Riprendendo il problema si deve avere:

$$x \geq FK \qquad (t \geq FK)$$

e il limite:

$$x = K(T_o - x)$$

La potenza sull'albero sarà pertanto $W = FV$ (kgm/sec.) $= \frac{FV}{75}$ CV.

I valori di K sono riportati a pagina seguente.

2°) Carico discendente (figura 33) - Supponiamo che il tamburo motore sia sul punto più alto, in testa. Ci serviremo degli stessi simboli precedenti e, pertanto, accenneremo soltanto allo sviluppo dei calcoli.

Poichè il senso di rotazione è inverso rispetto al caso precedente, partiremo dal punto in cui il ramo portatore (superiore) lascia il tamburo di testa nel punto più alto. Sia x_1 la tensione in questo punto (T precedente). Quando si scende lungo il ramo superiore verso il tamburo di rinvio:

a) lo sforzo di trazione sul nastro; dovuto al carico diminuisce da Qh/3,6 v a zero;

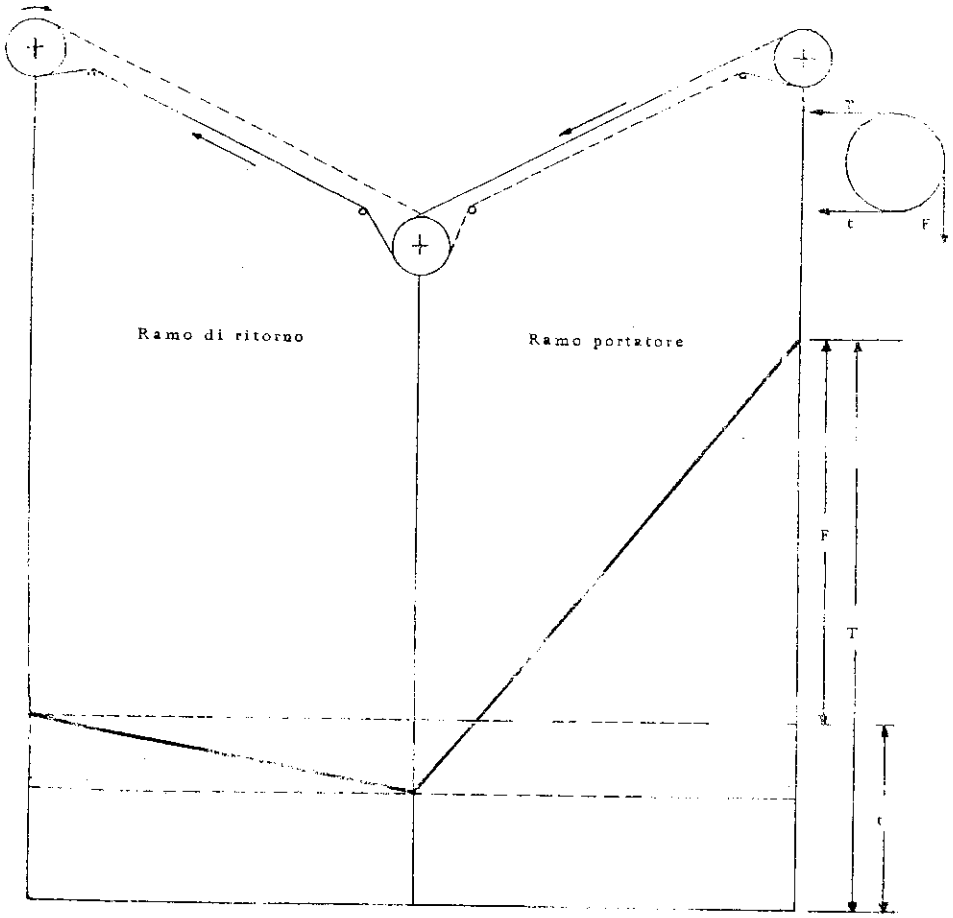


Fig. 3: - Convogliatore a nastro discendente. Tensioni nel nastro.

b) il peso del nastro diminuisce da ph a zero;

c) gli attriti, dovuti al peso dei rulli portatori, del nastro, e del carico, aumentano da zero a:

$$(n' w' + pL + \frac{Q L}{3,6 v}) 0,03$$

d) al tamburo di rinvio si terrà conto, infine, degli attriti dell'albero sui cuscinetti.

Risalendo dal basso verso il tamburo motore di testa:

e) la tensione dovuta all'attrito aumenta da zero a (nw + pL) 0,03;

Valori di $e^{f\alpha}$ e di K in funzione di α in gradi sessagesimali

α		180	200	210	220	230	[illegible]	250	270	300	330	360	390	420	450	480
f= 0,20	$e^{f\alpha}$	1,87	2,01	2,08	2,15	2,22	[illegible]	2,39	2,55	2,55	3,16	3,51	3,99	4,33	4,81	5,34
	K	1,11	0,99	0,92	0,87	0,82	0,7[illegible]	0,72	0,64	[illegible]	0,46	0,40	0,31	0,30	0,26	0,23
f= 0,25	$e^{f\alpha}$	2,19	2,39	2,50	2,62	2,75	2,8[illegible]	2,97	3,26	3,71	4,22	4,81	5,48	6,25	7,11	8,20
	K	0,84	0,72	0,67	0,62	0,57	0,54	0,51	0,41	[illegible]	0,31	0,26	0,22	0,19	0,16	0,11
f= 0,30	$e^{f\alpha}$	3,00	3,39	3,60	3,83	4,08	4,3[illegible]	4,60	5,2[illegible]	6,27	[illegible]751	9,01	10,8	13,0	15,5	16,7
	K	0,50	0,42	0,38	0,35	0,32	0,3[illegible]	0,28	0,24	0,19	0,15	0,12	0,10	0,08	0,07	0,06
f= 0,40	$e^{f\alpha}$	3,51	[illegible]01	4,[illegible]	[illegible]	4,97	5,3[illegible]	5,71	6,5[illegible]	8,12	10,0	12,3	15,2	18,77	23,1	28,4
	K	0,[illegible]0	0,[illegible]	0,[illegible]	0,27	0,25	0,2[illegible]	0,21	0,1[illegible]	0,14	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04
f= 0,50	$e^{f\alpha}$	4,81	5,72	6,24	5,81	7,42	8,1[illegible]	[illegible]	10,6	13,7	[illegible]7,8	23,1	30,0	39,0	50,6	65,7
	K	0,27	0,21	0,19	0,17	0,16	[illegible]	[illegible]	0,[illegible]	0,08	0,06	0,01	0,03	0,03	0,02	0,01

f) la tensione dovuta al peso del nastro aumenta da zero a ph;

g) si aggiungono ancora gli attriti della puleggia tenditrice, se, naturalmente [illegible] nastro ne è dotato.

Come si vede dal grafico (fig.33), il punto di tensione minima è in corrispondenza del tamburo di rinvio (punto più basso).

Calcolo del tenditore - Rammentiamo, anzitutto, che se si sospende un peso come in fig.30, la tensione trasmessa [illegible] un ramo del nastro è la metà del valore di questo peso.

I calcoli precedenti hanno mostrato come gli stati di tensione del nastro, nei differenti punti, sono condizionati dai seguenti fattori, che richiamiamo:

a) in riposo (nastro fermo); dalla tensione iniziale, sensibilmente uguale in tutti i punti del percorso, [illegible]. Inoltre, nel caso di nastro inclinato, dalla tensione statica risultante dal peso del nastro (tensione uguale sui due rami, variabile da ph a zero).

b) in marcia a vuoto; dai fattori precedenti, ai quali si aggiungono gli attriti dovuti al movimento a vuoto che provocano una tensione crescente lungo il percorso dall'uscita del tamburo motore sino al punto d'arrivo del nastro sullo stesso tamburo.

c) In marcia a carico, dai fattori precedenti, ai quali si aggiungono:

- gli attriti supplementari dovuti al carico del materiale trasportato sul ramo portatore, che causano una tensione crescente dal punto di carico al punto di scarico;
- nel caso di convogliatore inclinato, lo sforzo trasmesso al nastro dalla componente parallela del peso del materiale, che fornisce una tensione crescente dal basso verso l'alto fra gli stessi punti.
- Sappiamo anche che nella marcia a carico massimo, la tensione del nastro non deve essere inferiore in alcun punto ad un certo valore t_i, che abbiamo precisato, e, che all'uscita del tamburo motore, deve avere un valore minimo sufficiente per assicurare il movimento $(t \geq FK)$

Pertanto in qualunque punto sia situato, il tenditore deve essere tale che la tensione che esso provoca nel nastro soddisfi alle condizioni precedenti.

(1) Convogliatore orizzontale.

E' un caso particolare del convogliatore montante già considerato (fig.32). Sopprimendo i valori di ph e c, la tensione è minima all'uscita del tamburo motore e deve avere il valore t.

Se si applica il dispositivo tenditore in questo punto, ad esempio per gravità, si metterà un peso uguale a 2t. Se per ragioni di comodità, si è costretti a mettere il tenditore altrove:

- al rinvio; i calcoli precedenti forniscono il valore che deve avere la tensione in questo punto, ossia t' il peso sarà 2t'.
- in un punto qualunque del ritorno, ad una distanza y dal tamburo motore; i calcoli precedenti forniscono il valore [illegible] punto; sia esso t'', il peso sarà 2t''.

[illegible] Per un rapido progetto [illegible] fattore (q) (di cui in tabella sono dati i valori in funzione della larghezza del nastro); esso rappresenta il peso delle parti mobili del nastro a metro lineare (rulli superiori e di ritorno, tamburi, nastro etc.); ed è chiaro che tali valori sono soltanto approssimativi.

L'attrito di ritorno è (0,01 qy) [illegible] che gli attriti di ritorno siano pari ad un terzo degli attriti totali a carico.

Se il punto è al rinvio L = y.

La tensione deve essere (t + 0,01 qy) ed il peso 2 (t + 0,01 qy)

(2) [illegible]

I calcoli precedenti permettono di determinare la tensione in un punto qualunque del ritorno. Esso è generalmente minima al rinvio ed, ivi si installerà il dispositivo tenditore.

Per un rapido calcolo, si può procedere come sopra, ma bisogna aggiungere il peso del nastro per il dislivello h, ph.

La tensione è: $\left(t + 0{,}01\ qy + \frac{phy}{L}\right)$

ed il peso è due volte questo valore.

In qualunque punto vengano sistemati i tenditori, la loro corsa deve permettere:

a) gli allungamenti elastici risultanti dalle variazioni di tensione fra il riposo e

lo spunto o l'arresto sotto il carico massimo;

b) gli allungamenti permanenti che possono prodursi fra due giunti consecutivi.

Il valore della corsa è, comunque, dell'ordine dell'1,5 - 2% della lunghezza del convogliatore da tamburo a tamburo, per i tenditori a contrappeso del 2-2,5%.

Dispositivi di carico e scarico - I dispositivi di carico, per non danneggiare il nastro, devono rispondere ai seguenti requisiti:

- il materiale deve essere caricato al centro, ad una velocità almeno pari a quella del nastro;
- gli urti devono essere evitati, per cui è buona norma caricare per primi i pezzature fini che ammortizzano la caduta delle pezzature maggiori;
- l'alimentazione deve essere la più continua possibile, per cui è bene dotare i punti di carico di opportune tramogge.

Anche lo scarico, se avviene lateralmente, deve essere [illegible] mando dei deviatori, che è preferibile siano tutti in gomma in modo da non consumare il nastro; inoltre, in tal punto, i rulli portanti devono essere rovesciati, per dare al nastro una concavità verso il basso, contrariamente a quanto avviene per il trasporto normale.

E' bene prevedere dopo il punto di scarico delle spazzole pulitrici che possono essere messe in rotazione dai tamburi del nastro stesso.

Dispositivi di trattenuta e freni

Nel caso di convogliatore orizzontale, se la forza motrice viene [illegible], il convogliatore carico continua la sua marcia per inerzia. Se nessun freno esterno viene applicato, l'arresto si produce per effetto degli attriti del sistema. Per un nastro di grande capacità, la quantità di materiale che si scarica può essere grande e vi può essere interesse, in certi casi, a frenare il nastro.

Nel caso di convogliatore a carico montante, a seconda [illegible] za, il convogliatore sarà frenato rapidamente dopo l'arresto del motore, o si muoverà in senso contrario. E' necessario, in tal caso, [illegible] stro alla velocità nulla (istante in cui il nastro si arresta).

Nel caso di convogliatore a carico discendente, il peso del carico è generalmente sufficiente per far muovere il nastro malgrado gli attriti. E' sempre necessario disporre di un sistema di frenaggio sufficiente per vincere [illegible] del sistema e la componente del peso del carico.

Nel secondo caso si impiegano dei dispositivi di trattenuta, mentre i freni si impiegano solitamente negli altri due casi.

La coppia di trattenuta può essere calcolata nel modo seguente. Supponiamo di aver determinato la potenza necessaria alla marcia del nastro (vedremo più avanti come si procede per far ciò); sia P_3 la potenza necessaria al trasporto verticale del materiale per il dislivello h, e P_n la somma delle potenze necessarie per vincere gli attriti corrispondenti alla marcia a vuoto, al trasporto orizzontale del carico, etc.., ossia: $P_n = P_1 + P_2 + P_4$. Si ammette, prudentemente, che bisogna considerare per la trattenuta:

$$P_3 - \frac{P_n}{2} = P_3 - \frac{P_1 + P_2 + P_4}{2}$$

Lo sforzo corrispondente sul tamburo motore è:

$$\left(P_3 - P_n/2 \right) : V$$

essendo V la velocità lineare del nastro.

Se r è il raggio del tamburo, la coppia di trattenuta deve essere superiore, o almeno uguale, a:

$$\frac{P_3 - \frac{P_n}{2}}{V} \cdot r$$

Se P è espresso in CV, V in m/sec., r in metri, la coppia di trattenuta, espressa in kgm, dovrà essere:

$$C = \frac{75\ r\ (P_3 - \frac{P_n}{2})}{V}$$

Se si è calcolato come prima il valore della coppia di trattenuta, o il valore della coppia di frenaggio (vedremo più avanti come tale coppia si calcola), si può dimensionare l'apparecchio come segue (fig.34).

Consideriamo un freno a nastro, sia T la tensione nel punto fisso del nastro del freno, t la tensione del ramo opposto.

La coppia di frenaggio è:

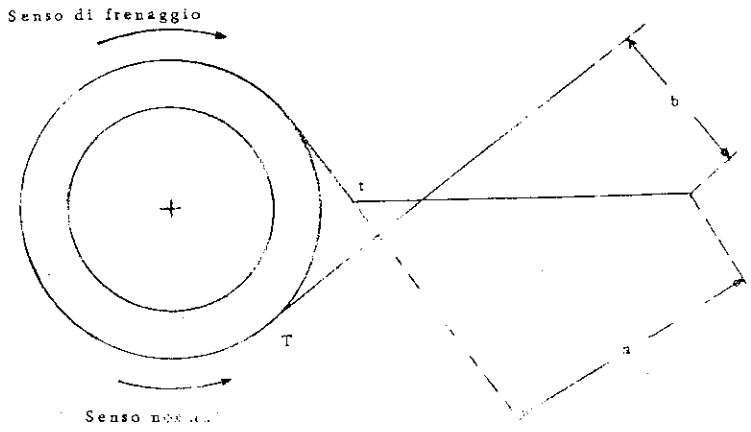


Fig. 34 - Freno a nastro (Tipo differenziale)

$$\Gamma = (T - t)\rho = t\,(e^{f\alpha} - 1)\rho = T\rho\,\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

dove ρ è il raggio della puleggia del freno.

Solitamente il valore di f è di ci 0,5 per il ferodo, ρ varia da 0,10 a 0,20 m..., la larghezza del nastro flessibile del freno non supera gli 8 cm.

Sulla figura 11, al bloccaggio, si ha: $T\,b = t\,a$ ossia

$$T/t = a/b = e^{f\alpha}$$

Abbiamo prima indicato come si calcola la coppia di trattenuta, che è quella che serve appunto per trattenere il nastro nella posizione di immobilità. Quando però si tratta di frenare il nastro carico, in piena velocità, il problema è alquanto diverso e non così semplice.

Il problema si pone come segue:

si desidera limitare il tonnellaggio che si scarica dal nastro dopo che il motore è stato fermato. Per un nastro di portata Q (Ton/h), v... normalmente caricato, vi sono sul nastro Q/3,6 V kg. ... tr...

Se dopo avere fermato il motore, il nastro fa ancora l metri, la

quantità che si scarica è:

$$(C) = \frac{2\,l}{3{,}6\,V} \text{ kg.}$$

Si fissa C e bisogna trovare lo sforzo di frenaggio necessario.

Se la deaccelerazione del nastro è γ e ϑ è il tempo di frenaggio necessario per passare dalla velocità V all'arresto:

$$l = \frac{1}{2}\,\gamma\,\vartheta^2 = \frac{1}{2}\,V\vartheta$$

a cui

$$C = Q\,\vartheta / 7{,}2 \;;\quad \vartheta = 7{,}2\,C/Q \quad \text{e} \quad \gamma = V/\vartheta = VQ/7{,}2C$$

Conoscendo γ e ϑ si possono calcolare gli sforzi di frenaggio.

) Le forze che tendono a mantenere il nastro in movimento sono:

il carico del nastro, se esso è a carico discendente, che vale Qh/3,6 V;

l'inerzia $m = \frac{\Pi}{10}\,\gamma$; Π è il peso delle masse in movimento del nastro.

) Le forze ritardatrici sono:

gli sforzi dovuti agli attriti, ossia 75 P/2 V ($\frac{1}{2}$ coefficiente di sic.) ;

lo sforzo dovuto al freno, che cercheremo di calcolare.

Se Γ è la coppia di frenaggio al tamburo ed r il raggio di questo, lo sforzo di è Γ / r e si deve avere:

$$\frac{\Gamma}{r} + \frac{75\,P}{2\,V} = \frac{Qh}{3{,}6\,V} + \frac{\Pi}{10}\,\gamma$$

a cui

$$\Gamma = r\left(\frac{Qh}{3{,}6\,V} - \frac{75\,P}{2\,V} + \frac{\Pi}{10}\,\gamma\right)$$

Vedremo più avanti come calcolare P, ma è necessario esplicitare Π, peso delle masse in movimento. Π comprende:

il peso del materiale sul nastro QL/ 3,6 V (L lunghezza del nastro)

il peso del nastro (entrambi i rami)

il peso delle parti mobili dei rulli superiori ed inferiori

i pesi equivalenti delle pulegge, dei tamburi, etc...

I valori pratici di γ devono essere intorno a 0,3-0,4 m/secq.

Progetto di un nastro trasportatore :

I dati del problema sono, in generale:

il materiale da trasportare e le sue caratteristiche;

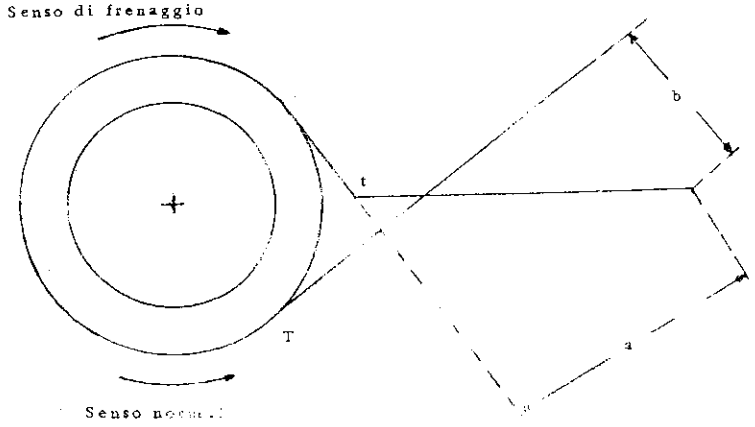


Fig. 34 - Freno a nastro (Tipo differenziale)

$$\Gamma = (T - t)\rho = t\,(e^{f\alpha} - 1)\rho = T\,\rho\,\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

dove ρ è il raggio della puleggia del freno.

Solitamente il valore di f è di circa 0,5 per il ferodo, ρ varia da 0,10 a 0,20 metri, la larghezza del nastro flessibile del freno non supera gli 8 cm.

Sulla figura 11, al bloccaggio, si ha: $T\,b = t\,a$ ossia

$$T/t = a/b = e^{f\alpha}$$

Abbiamo prima indicato come si calcola la coppia di trattenuta, che è quella che serve appunto per trattenere il nastro nella posizione di immobilità. Quando però si tratta di frenare il nastro carico, in piena velocità, il problema è alquanto diverso e non così semplice.

Il problema si pone come segue:

si desidera limitare il tonnellaggio che si scarica dal nastro dopo che il motore è stato fermato. Per un nastro di portata Q (Ton/h), velocità V normalmente caricato, vi sono sul nastro Q/3,6 V kg. di materiale per metro.

Se dopo avere fermato il motore, il nastro fa ancora l metri, la

quantità che si scarica è:

$$(C) = \frac{2\,l}{3{,}6\,V} \text{ kg.}$$

Si fissa C e bisogna trovare lo sforzo di frenaggio necessario.

Se la deaccelerazione del nastro è γ e ϑ è il tempo di frenaggio necessario per passare dalla velocità V all'arresto:

$$l = \frac{1}{2}\,\gamma\,\vartheta^2 = \frac{1}{2}\,V\vartheta$$

da cui

$$C = Q\,\vartheta / 7{,}2 \quad ; \quad \vartheta = 7{,}2\,C/Q \quad \text{e} \quad \gamma = V/\vartheta = VQ/7{,}2C$$

conoscendo γ e ϑ si possono calcolare gli sforzi di frenaggio.

a) Le forze che tendono a mantenere il nastro in movimento sono:

- il carico del nastro, se esso è a carico discendente, che vale $Qh/3{,}6\,V$;
- l'inerzia $m = \frac{\Pi}{10}\,\gamma$; Π è il peso delle masse in movimento del nastro.

b) Le forze ritardatrici sono:

- gli sforzi dovuti agli attriti, ossia $75\,P/2\,V$ ($\frac{1}{2}$ coefficiente di sic.) ;
- lo sforzo dovuto al freno, che cercheremo di calcolare.

Se Γ è la coppia di frenaggio al tamburo ed r il raggio di questo, lo sforzo di è Γ / r e si deve avere:

$$\frac{\Gamma}{r} + \frac{75\,P}{2\,V} = \frac{Qh}{3{,}6\,V} + \frac{\Pi}{10}\,\gamma$$

da cui

$$\Gamma = r\left(\frac{Qh}{3{,}6\,V} - \frac{75\,P}{2\,V} + \frac{\Pi}{10}\,\gamma\right)$$

Vedremo più avanti come calcolare P, ma è necessario esplicitare Π, peso delle masse in movimento. Π comprende:

- il peso del materiale sul nastro $QL/3{,}6\,V$ (L lunghezza del nastro)
- il peso del nastro (entrambi i rami)
- il peso delle parti mobili dei rulli superiori ed inferiori
- i pesi equivalenti delle pulegge, dei tamburi, etc...

I valori pratici di γ devono essere intorno a 0,3-0,4 m/secq.

Progetto di un nastro trasportatore :

I dati del problema sono, in generale:

- il materiale da trasportare e le sue caratteristiche;

- la portata in mc/h o in ton/h;
- la posizione dei punti di carico e scarico;
- la differenza di livello fra questi punti.

Gli elementi essenziali da determinare sono:

- il tracciato del nastro o del sistema;
- la larghezza del nastro;
- la sua velocità;
- la potenza del motore;
- le caratteristiche del nastro e dei supporti.

(1) Tracciato

La differenza di livello permette di determinare la pendenza. Se L è la lunghezza orizzontale ed h l'altezza (dislivello), entrambi in metri:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{L} \qquad \text{e} \qquad 100\,\frac{h}{L} = \text{pendenza in percento.}$$

Tale pendenza, per convogliatore montante, ha un limite, per evitare lo slittamento del materiale sul nastro. Nella tabella seguente sono dati i valori da non sorpassare per vari materiali:

Ardesia	23°	Quarzo	20°
Argilla secca	25°	Sabbia secca	18°
" umida	30°	Terra comune secca	18°
Asfalto	25°	Terra comune umica	22°
Antracite	20°	Carbone in grani	18°
Ematite	30°	Carbone fine	20°
Barite	20°	Coke	20°
Carbone (out-venant)	20°	Feldspato	18°
Basalto	20°	Lignite	18°
Calcare	23°	Minerali di Fe-Cu-Mn-Cr-Pb-Zn	22°
Cemento	22°	Mica	22°
Granito	18°	Potassa	20°
Gesso	15°	Fosfati	25°
Marna	20°	Sale e zolfo	20°

(2) Portata, Velocità, Larghezza, Sezione.

Per un dato nastro, detta S la sezione, V la velocità, la portata

volumetrica è: $Q = SV$.

Per quanto riguarda la velocità, esiste un limite inferiore, determinato dalla necessità di proiettare il materiale trasportato all'istante in cui avviene lo scarico, tale da evitare lo slittamento del materiale sul nastro, il quale provocherebbe una nefasta usura del ricoprimento del nastro stesso. Per questa ragione, si raccomanda di non scendere al di sotto di velocità dell'ordine di 0,75 m/sec., che costituisce il limite inferiore.

Esiste anche un limite superiore che è funzione:

- del prodotto o meglio della sua friabilità, che interviene tanto allo scarico che al carico:
- del sistema di caricamento che si adotta, al fine di evitare l'abrasione.

Tale limite superiore è evidentemente funzione anche del tipo di materiale; in generale però esso si aggira intorno ai 3-4 m/sec.

La tendenza moderna è quella di aumentare le velocità dei nastri, ciò permette evidentemente di realizzare maggiori portate a parità di larghezza di nastro, o minori larghezze, a parità di portata. Già qualche rara installazione ha adottato velocità dell'ordine di 5 m/sec.

Per quanto riguarda la sezione del nastro, occorre distinguere il caso di nastri piani da quello di nastri concavi. La DIN fornisce le formule necessarie per il calcolo della sezione S (la formula per nastro concavo si riferisce ad un nastro con rulli sollevatori a 20°):

$$S = \frac{(0,9\ B - 0,05)^2}{15} \qquad \text{per nastri piani}$$

$$S = \frac{(0,9\ B - 0,05)^2}{8,2} \qquad \text{per nastri concavi}$$

S in mq, B in metri.

Il coefficiente 8,2 diventa 6,6 per rulli a 30°.

Nota sezione e velocità, si calcola la portata con la $Q = SV$ e se Q è espresso in ton/h, S in mq, V in m/sec, si ricava la portata in peso: $Q = SV\delta\ 3600$

dove δ è la densità apparente del materiale.

(3) Potenza sull'albero del tamburo motore.

E' stata già indicata sotto la forma $P = FV$ in kgm/sec., o $FV/75$

in CV, dove F è dato in kg, V in m/sec.

Per il calcolo della potenza è quindi necessario calcolare F. Indicheremo quì due metodi di calcolo

a) un metodo dettagliato, i cui elementi sono stati dati allorchè si è parlato dei dispositivi tenditori, la cui applicazione verrà effettuata in sede di esercitazioni;

b) un metodo rapido, che esporremo di seguito.

I) Marcia a vuoto del convogliatore (F_1) -

Sia (F_1) lo sforzo necessario per mettere in movimento i rulli, i tamburi, per flettere il nastro, etc.... In questa forma di calcolo rapido, ci si serve del fattore q, di cui sono stati dati i valori in tabella. Esso, ricordiamo, rappresenta il peso (kg) a metro di convogliatore, di nastro, ramo inferiore e ramo superiore, dei rulli portatori e di ritorno e dei tamburi.

Se L è la lunghezza (in metri) da un asse all'altro dei tamburi del convogliatore:

$$F_1 = qfL + cost. = qfL'$$

dove f è il coefficiente d'attrito dei rulli e dei tamburi sui loro assi. Esso varia da 0,02 a 0,035, ma, in pratica, si usa assumere uguale a 0,035 per piccoli rulli, a 0,03 per grossi rulli.

La costante corrisponde agli sforzi non proporzionali alla lunghezza, ma in pratica, la si traduce con un valore fittizio supplementare della lunghezza uguale ad L_o. Pertanto nella formula occorrerà introdurre una lunghezza fittizia ($L' = L + L_o$. Il valore di L_o è consigliato dalle case costruttrici. Noi assumeremo l'espressione consigliata dalla Hutchinson, per la quale

$$L' = (0{,}9\ L + 50\ metri)$$

tuttavia se il valore dell'espressione precedente è inferiore a L, nella formula si mantiene il valore di L.

La potenza corrispondente a F_1 è , in CV

$$P_1 = \frac{qL'V\ f}{75}$$

(q in kg/m, L' in metri).

II) Trasporto orizzontale del carico (F_2).

Abbiamo già visto che se Q e la portata in t/h del nastro, il peso del carico, per metro di nastro, sul ramo portatore, è Q/3,6 V (kg).

Lo sforzo è quindi:

$$(F_2) = \frac{QfL}{3{,}6\ \ V} + Cost = \frac{Q\,f\,L'}{3{,}6\ \ V}$$

La potenza P_2 corrispondente a F_2 è, in CV:

$$P_2 = \frac{QL'f}{270}$$

III) Trasporto verticale del carico (F_3)

Quando esiste una differenza di livello h fra il punto di carico e quello di scarico, lo sforzo necessario è evidentemente.

$$(F_3) = \frac{Q\ h}{3{,}6\ \ V} \quad (kg)$$

[illegible] m/h, [illegible]

E la potenza corrispondente:

$$P_3 = \frac{Q\ h}{3{,}6 \times 75} = \frac{Q\,h}{270}$$

Ben inteso, i valori di P_3 ed F_3 sono positivi per carico montante, negativi per carico discendente.

IV) Attrito sugli assi dei tamburi (F_4)

Sovente, in prima approssimazione, vengono trascurati. Le modalità di calcolo relative sono già state indicate.

Siamo quindi in grado di calcolare il valore di F e quello di P:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + (F_4)$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + (P_4)$$

Per facilitare i calcoli le espressioni precedenti possono essere messe sotto la forma seguente, ammettendo per f il valore di 0,03.

$$\begin{cases} F_1 = 3qL' \ \ 10^{-2} \\ P_1 = 4qL'V\,10^{-4} \end{cases} \quad \begin{cases} F_2 = 0{,}835\ \dfrac{QL'}{V}\ 10^{-2} \\ P_2 = 1{,}11\ QL'\ 10^{-4} \end{cases} \quad \begin{cases} F_3 = 27{,}8\ \dfrac{Qh}{V}\ 10^{-2} \\ P_3 = 37\ Qh\ 10^{-4} \end{cases}$$

$$\begin{cases} F = F_1 + F_2 + F_3 = \left[3qL' + \dfrac{Q}{V}(0{,}835\ L' \pm 27{,}8\ h)\right] \cdot 10^{-2} \\ P = P_1 + P_2 + P_3 = \left[L'\ (4q\,V + 1{,}11\ Q) \pm 37\ Q\,h\right]\ 10^{-4} \end{cases}$$

F in Kg, P in CV, q in Kg/m, L' in metri, V in m/sec, Q in ton/h, h in metri.

Per la scelta del motore è poi necessario tener conto dell'[illegible] posizione del riduttore, come è già stato accennato nelle pagine precedenti.

(4) Determinazione del N) e del tipo di tele costituenti l'ossatura resistente del nastro.

Per tale calcolo è evidentemente necessario conoscere la tensione massima T a cui il nastro stesso è sottoposto. Abbiamo a disposizione due metodi possibili:

a) un metodo dettagliato, i cui elementi sono stati esposti allorchè si è parlato dei dispositivi tenditori;

b) un metodo approssimato [illegible] di prima approssimazione, che è stato sopraesposto, basato sull'uso del fattore q. $K = \frac{T}{F}$

Diciamo che sono valide le relazioni $T = [illegible]$, $T = F + t$, e pertanto, calcolato F, è possibile conoscere tanto T che t, tramite K.

Prendendo allora in considerazione la relazione $T = \frac{nRB}{K}$ con: n numero di tele, R = resistenza delle tele a cm di larghezza, B = larghezza del nastro, K = coefficiente di sicurezza (uguale 15 in media), si ha che, conosciuto [illegible], è possibile determinare n (numero delle tele) [illegible] (tipo delle tele), con l'avvertimento che, fra le diverse soluzioni possibili, si ha quasi sempre interesse a scegliere il minimo numero di tele di massima resistenza.

Qualche ulteriore considerazione può essere effettuata intorno al fattore economico. La Goodyear, con esperienze durate vari anni, ha determinato una formula che fornisce, se si [illegible] la [illegible] del nastro è funzione della fatica risultante dagli sforzi sulla sua struttura, la durata del nastro. Tale durata, secondo la Goodyear, è proporzionale a:

$$\frac{D^{5,35} \quad L_L}{V^{0,5} \; E^{6,27} \; \vartheta^{4,12}}$$

con: D = diametro del tamburo più piccolo, L = lunghezza del nastro, V = velocità del nastro, E = spessore del nastro, ϑ = tensione unitaria per cm.

di larghezza e per tela.

Assumendo come valida questa formula, si vede che la velocità non ha una grande importanza, mentre lo spessore e la tensione sono fattori preponderanti nella vita del nastro.

Soprattutto si noterà la presenza di L. Ciò mostra il vantaggio delle unità di grande lunghezza. Tali vantaggi sono essenzialmente:

- lunga durata del ciclo di rivoluzione e riduzione del numero di passaggi nei punti di carico, il che significa usura ridotta del ricoprimento e della armatura.
- riduzione del numero dei motori, tenditori, sistemi di comando, di controllo [illegible] del personale.
- Nessuna macchina o personale permanente in galleria.
- Eliminazione dei trasferimenti di minerale da un convogliatore ad un altro e quindi delle noie causate dalla friabilità del materiale, soprattutto riduzione della quantità di polvere [illegible]

Da ciò risulta che non conviene frazionare se non in particolari condizioni.

Considerazioni sull'impiego dei nastri trasportatori

Un trasporto con nastri [illegible] costoso, la cui [illegible] zione può diventare [illegible], se l'impianto è mal montato o mal sorvegliato. [illegible] oltre quali sono le considerazioni economiche che devono farsi per i diversi tipi di installazioni. Comunque sia, il costo del nastro vero e proprio (tele etc..) è quello che incide maggiormente, dunque è chiaro che costo di trasporto della tonnellata dipende in gran misura dalla [illegible] nastro. Oggi, la durata media di un nastro è di circa 2 anni, o di poco inferiore; nelle peggiori condizioni, con gli impianti attuali si può [illegible], prima di sostituire le tele, su un trasporto di 200.000 tonnellate di minerale (dati validi per carbone), vi sono casi però (grandi sezioni, installazioni particolarmente curate) in cui l'impianto ha potuto trasportare sino a 5-10 milioni di tonn. A giorno si possono superare addirittura questi valori e giungere sino a qualche decina di milioni di tonnellate trasportate nei casi più favorevoli.

Si chiara dunque che il prezzo di costo della tonnellata trasportata può essere molto variabile. Comunque per cercare di migliorare questo

punto, è necessario evitare:

a) di far lavorare il nastro troppo a lungo in continuazione e troppo intensamente (surmenage);
b) gli attriti;
c) gli urti;
d) l'acqua.

Dunque è necessario:

a) che le gallerie abbiano sezione sufficiente. Di solito è tendenza corrente credere che i nastri consentano gallerie più strette. Ciò è del tutto falso, uno spazio sufficiente intorno al nastro è necessario sia per ben sorvegliare l'installazione, sia per evitare gli attriti contro le pareti, sia infine per poter ricuperare l'eventuale materiale caduto dal nastro.
b) un buon allineamento del nastro, cioè rulli ben disposti e centrati.
c) limitare la tensione, ciò che si fa di solito assumendo un coefficiente di sicurezza elevato.
d) Non usare pendenze eccessive, vicine a quelle di slittamento spontaneo.
e) Carico e scarico dei prodotti effettuati in modo opportuno. Si deve alimentare il nastro al centro, ed una velocità pari a quella del nastro, i fini devono, per quanto possibile, essere alimentati per primi, in modo da attutire gli urti dei pezzi più grossi.

Nel caso di più nastri in cascata, ha massima importanza la messa in moto ed il controllo dei diversi elementi.

Per un funzionamento regolare è necessario che:

1°) la messa aregime si realizzi progressivamente partendo dal nastro più lontano dal punto, di carico;
2°) il rallentamento o interruzione di un elemento provochi l'immediata interruzione di tutti quelli a monte. Si evita così la formazione di ingorghi o perdita di materiale.

Il funzionamento di sicurezza è basato su un interruttore automatico centrifugo, azionato da un rullo poggiato sul nastro; che chiude il circuito di comando del motore del nastro a monte quando quello a valle è a regime. La sensibilità dell'interruttore è regolabile; in genere si fa scattare per una diminuzione della velocità del 10%.

Se si ferma il nastro a valle, esso interrompe automaticamente il circuito d'alimentazione del nastro precedente, arrestando il motore.

Per quanto riguarda l'uso, dei nastri trasportatori in gallerie di carreggio principali e secondarie, è d'uopo fare alcune considerazioni che riguardano il bilancio economico di una attrezzatura con nastri.

Il costo di un trasporto non può prescindere dalle spese necessarie per aprire le vie atte al trasporto stesso, cioè le gallerie. Il concetto che regola il tracciamento di queste è funzione del mezzo di trasporto che si prevede di dover usare, pertanto è giustificato comprendere nel prezzo di costo di un trasporto anche la voce di ammortamento delle spese sostenute per il tracciamento delle gallerie, sebbene queste servano evidentemente anche per scopi diversi da quelli di cui ci occupiamo.

L'alternativa attuale, per grossi trasporti in gallerie principali risiede nella scelta fra trasporti a nastri e trasporti [illegible].

Il primo mezzo consente di superare agevolmente ondulazioni di gallerie e pendenze notevoli, mentre il secondo deve necessariamente essere attuato con gallerie orizzontali o quasi e non consente il superamento di curve con piccolo raggio di curvatura.

Sempre riferendosi a miniere di carbone, in linea generale può dirsi, che se si vogliono mantenere le gallerie in minerale (il che porta ad una notevole economia di tracciamento per effetto della contemporanea produzione) si devono usare i nastri, se esse sono tracciate secondo la pendenza degli strati, ed il trasporto su rotaie o nastri speciali se trattasi di gallerie in direzione, che seguono le curve di livello dello strato.

In un giacimento di carbone costituito da strati con lieve o media pendenza, i tracciamenti classici sono costituiti da traverso-banchi (a livello o rettilinei) che raggiungono gli strati, e da gallerie in direzione determinano i pannelli di coltivazione.

Se questo sistema, in giacimenti costituiti da numerosi strati, non risulta eccessivamente costoso, ammortizzandosi le spese delle gallerie in sterile su grossi quantitativi di carbone, in giacimenti che coltivano un piccolo pacchetto di strati, la quota di ammortamento delle vie principali può incidere notevolmente sul prezzo di costo del trasporto. In questi ultimi è dunque preferi-

bile aprire le vie di preparazione gli strati stessi con gallerie principali tracciate secondo la pendenza e servite da nastri, unico mezzo di trasporto idoneo a superare pendenze e avvallamenti.

I nastri non avevano, in un primo tempo, incontrato il favore generale perchè l'arresto di un elemento del trasporto implica l'arresto di tutta la produzione, a meno di non intercalare, nella catena di trasporto, dei silos, la cui adozione è però particolarmente onerosa in galleria.

Ma dopo le prime esperienze favorevoli delle miniere che l'hanno integralmente adottato, la preparazione dei giacimenti poco regolari e con pochi strati è stata completamente sovvertita, diminuendo notevolmente le vie nello sterile, costituite principalmente dai fornelli di collegamento degli strati e da tratti delle gallerie in direzione.

Se queste ultime infatti si dovessero tracciare in carbone, presenterebbero numerose curve, che ostacolano l'uso di [illegible] anche di berline.

Nastri speciali

Talvolta vengono usate installazioni speciali di nastri, ad es:

a) Il nastro con ramo inferiore portatore -

È un convogliatore che può essere, ed è talvolta usato in strati sottili. Pone il problema dello scarico, quando esso avviene dal lato della testata motrice. Questo problema è risolto in vari modi, di cui il più usato è quello rappresentato in figura 35, detto a testa motrice verticale.

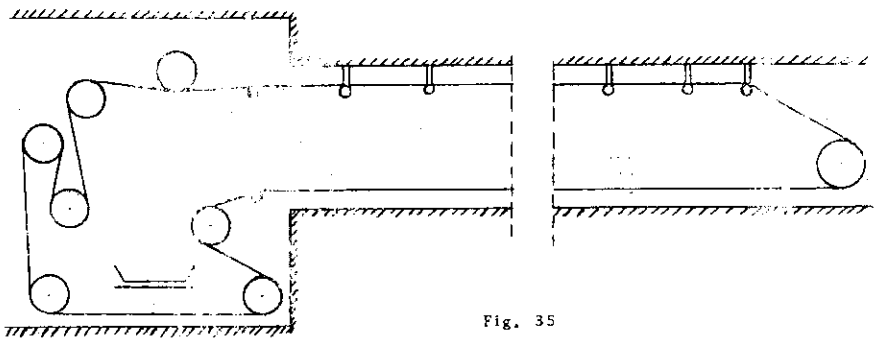


Fig. 35

Oggi questa variante dei nastri a ramo inferiore portante è in netto regresso, soprattutto a causa di qualche inconveniente che l'installazione presenta, ad esempio, usura eccessiva, necessità di far uso di comandi doppi per distanze che superano i 100-150 metri, etc..

b) Il nastro a ramo unico portatore -

Usato anch'esso per strati molto sottili, realizza lo schema di figura 36. Come si vede, il tamburo del cavo di ritorno è situato sullo stesso asse del tamburo del nastro. E' chiaro che [illegible] il nastro si avvolge sul tamburo [illegible] questo cresce, a causa dello spessore del nastro, e dunque il movimento del nastro avviene con velocità variabile. Inoltre il nastro ha un movimento alternativo e non permette perciò il caricamento continuo in testa al tagl[illegible]. E' un convogliatore che possiede una debole portata ed il suo uso sarebbe giustificato soltanto nel caso di coltivazioni di strati sottilissimi o di minerali pregiati.

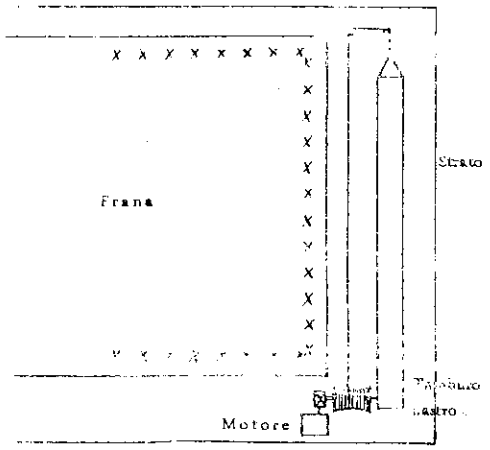


Fig. 36

c) Il nastro portatore nei due rami -

E' talvolta utilizzato, soprattutto a giorno, per trasportare due prodotti che vanno in senso inverso l'uno rispetto all'altro.

In sotterraneo l'uso di questo tipo di installazione è più raro, e, di solito, trasporta il minerale da estrarre nel ramo superiore ed il materiale da ripiena nel ramo inferiore di ritorno.

In U.S.A. esiste un progetto di trasporto con nastri per una lunghezza di più di 100 km., per il convogliamento di minerali vari in un senso e carbone nell'altro.

d) Il nastro articolato -

I nastri normali hanno l'inconveniente di non poter essere mon-

v[illegible] in un piano orizzontale; tale inconveniente ne impedisce talvolta l'uso. Per ovviare ad esso, in Germania, già da tempo, sono stati introdotti i [illegible] detti nastri articolati, capaci di assumere cambiamenti di pendenza e di direzione anche bruschi.

Il principio di questi convogliatori è il seguente:

- la trazione è realizzata da una o due catene parallele,
- il nastro è costituito da scaglie metalliche, fissate alle catene, queste scaglie disposte consecutivamente si ricoprono per un certo tratto;
- la testata motrice è costituita da una ruota dentata su cui ingranano le catene.

Questi convogliatori superano curve di raggio pari a 15 metri e pendenze superiori di 6-7°, di quelle superabili dai normali convogliatori a nastro.

Confronto con berline

Il confronto fra i due sistemi di trasporto deve essere effettuato soltanto dal punto di vista [illegible] più ormai accentrati negli impianti con nastri.

Tale confronto venne effettuato per un giacimento costituito da tre strati, con [illegible], per una miniera, quindi, nella quale l'onere delle gallerie in sterile incide notevolmente sul costo totale del trasporto.

Fu confrontato il costo di un trasporto effettuato con nastro, da un lato, e con locomotori diesel e berline [illegible] (che risultò il meno oneroso tra questi impianti), dall'altro, ripartendolo nelle [illegible] voci.

	Tracciamento	Impianto	Mano d'opera	Esercizio	Totale
Su rotaia	25,00	12,40	13,90	5,16	56,46
Nastro	8,30	15,41	6,50	4,48	34,69

I prezzi sono in Lire per tonn di grezzo e si riferiscono al 1954.

Come si vede, notevole è l'incidenza del tracciamento sul costo totale. Per il nastro essa risulta notevolmente inferiore in quanto, essendosi a

perte le gallerie in carbone secondo la pendenza degli strati, si è detratto, dal costo per metro lineare di galleria, il valore delle tonn di minerale prodotto nell'avanzamento.

[illegible] studio teorico, per il trasporto di [illegible] tonn di grezzo, su distanze di 2, 3, 4, 5, 6 e 7 km., [illegible] per berline di 12 mc di capacità, che [illegible] trasportatori.

Per quanto si riferisce al costo della T.U.K. (tonnellata utile per km.), fu trovato che, per i nastri, esso (0,11 NF) era indipendente dalla distanza, [illegible] diminuiva col crescere della [illegible] NF, per una distanza di trasporto di [illegible] km. a 0,08 NF per una distanza di 7 km.), secondo i diagrammi di figura 37.

Il prezzo di costo della tonnellata netta (rappresentata dal prodotto prezzo di costo della T.U.K. x rapporto grezzo/lavato x distanza di trasporto), per i due modi di trasporto, è riportato, in funzione della distanza, in figura 38.

Come si vede, i diagrammi relativi ai due diversi sistemi di trasporto si incrociano per una distanza di trasporto di circa 3 km.

Per distanze inferiori sarà dunque preferibile far uso di nastri, mentre per distanze superiori le berline saranno di maggior convenienza.

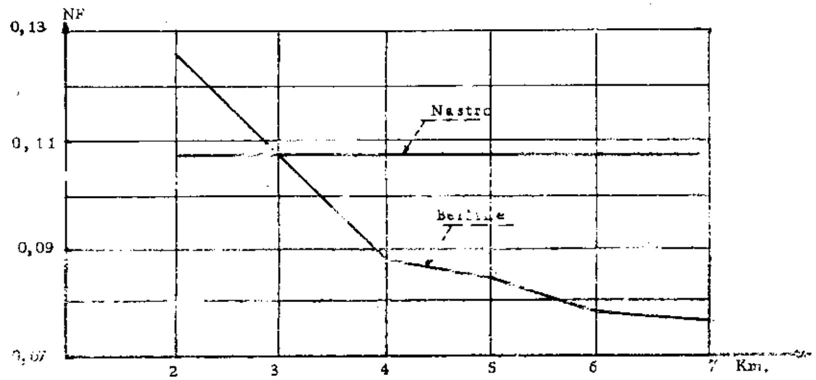


Fig. 37

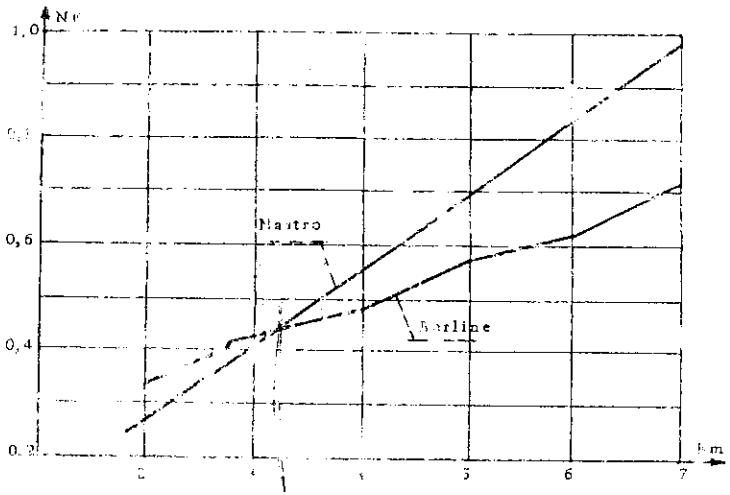


Fig. 32

CAP. IV

I TRASPORTI SU ROTAIA

[illegible]

Questo mezzo di trasporto è rimasto, ancora, il più diffuso nelle vie di carreggio principali ed in quelle secondarie, [illegible] che con vagonaggio a mano, sia con berline di relativamente piccola capacità, come per il passato, sia di capacità molto maggiore, secondo una recente tendenza (sino a 12 mc), a causa della maggior elasticità che esso presenta nei confronti di tutti gli altri sistemi.

L'impianto [illegible] [illegible] di carico e scarico. La sua progettazione, in sotterraneo, deve essere effettuata con grande cura del particolare, in vista della quantità di materiale da trasportare, in condizioni assai più difficili di quelle normalmente incontrate a giorno.

Esamineremo dettagliatamente tutte le parti dell'impianto, iniziando dal binario.

Le rotaie

Il binario è costituito dall'insieme delle rotaie, delle traversine dei relativi mezzi di fissaggio e della piattaforma, di solito in pietrame, su cui poggia il tutto.

Il tipo di rotaia adottata in miniera (come pure in superficie) è funzione degli sforzi sopportati che si distinguono in:

a) sforzi verticali - i quali evidentemente derivano dal peso del materiale [illegible] (berline, locomotori, etc...), tuttavia essi si esercitano in modo variabile. Si distingue un movimento di beccheggio che accentua gli sforzi ora sull'assale anteriore ora sull'assale posteriore (specie per berline a sospensione elastica), un movimento di rullio che accentua gli sforzi ora su una rotaia ora su un'altra, e, infine, le scosse e gli urti che provengono dalle irregolarità del binario e in particolare dei giunti.

b) sforzi trasversali - come è noto, le berline sono rigettate ora su un al-

tre, da ciò derivano sforzi trasversali tanto maggiori quanto maggiore è lo scartamento fra il cordino della ruota e la rotaia. Tali sforzi, se molto intensi, possono provocare il deragliamento. Altra causa che dà luogo a sforzi trasversali è la forza centrifuga in curva.

(c) sforzi longitudinali - di solito, per le rotaie di miniera, sono trascurabili; solo in caso di deragliamento sono particolarmente violenti.

Pesi a metro di lunghezza, altezza e modulo di resistenza delle rotaie utilizzate, sono ormai standardizzate. La scelta dei diversi tipi standard da adottarsi di volta in volta, è funzione degli sforzi sopradescritti, ossia della capacità del convoglio, della velocità dello stesso e del peso del locomotore.

Sono rotaie d'acciaio, del tipo Vignole, del peso fino a 10 kg/m in cantiere, da 14 a 20 kg/m, in galleria di trasporto secondaria, da 24 a 26 kg/m, per trasporti principali. Per locomotori particolarmente pesanti si usano pesi ancor maggiori, si ritiene di solito che, per un peso del locomotore di 15 tonn o maggiore, si debbano usare rotaie da 30 kg/m, eccezionalmente da 36-40 kg/m.

[illegible] delle rotaie, nelle miniere [illegible] 0,5-0,6 metri, a causa delle dimensioni delle gallerie e dei pozzi. Naturalmente all'aumentare dello scartamento, cresce, proporzionalmente, il peso delle rotaie utilizzate.

Le rotaie sono collegate tra loro da traverse in legno di quercia o di pino, di dimensioni di 8x8 cm., o 15x15 cm. Alle traverse, messe in opera ogni metro circa, le rotaie sono fermate con rampini, o viti a cavriglia (queste ultime sono, di solito, preferite), caratterizzate dallo sforzo, in kg., necessario per strappare le rotaie.

Per aumentarne la durata, che è normalmente di 4-6 anni, le traverse sono impregnate con creosoto (durata sino a 20 anni circa), o con cloruro di zinco (durata fino a 10 anni). Nelle miniere di carbone la durata è molto maggiore, perchè il carbone ha un effetto preservante sul legno.

Le traverse metalliche sono poco usate, e solo nei trasporti secondari, ove la rapidità di messa in opera, prevale sulla perfezione del binario, esse vengono talvolta usate.

Gli spezzoni di rotaia vengono uniti con stecche, ma si sta diffondendo la saldatura elettrica o l'alluminotermia, resa possibile dalla costanza della temperatura in miniera. Il procedimento è più costoso ma è particolarmente vantaggioso per il trasporto con locomotori a trolley.

La messa in opera del binario richiede particolari accorgimenti in curva, ove lo scartamento deve essere debitamente aumentato, per consentire discrizione delle quattro ruote: queste sono a due a due collegate fra loro attraverso gli assi, che si mantengono sempre paralleli. L'aumento dello scartamento (s) è [illegible] del raggio di curvatura (R), della distanza [illegible] dell'asse [illegible] rh) secondo la formula

$$s = \frac{d\sqrt{2\,rh}}{R}$$

Talvolta viene adottata la formula semplificata $s = 150\,\frac{d}{R}$

In genere i valori medi di s vengono compresi fra 15 e 25 mm.

Per grossi trasporti, il raggio R deve essere maggiore o uguale a 12 d, specie per carreggi effettuati ad elevate velocità (Per grandi velocità [illegible] il raggio minimo di curvatura deve essere almeno pari a [illegible] valore ottimo di 40-50 d.

In corrispondenza delle curve, inoltre, la rotaia esterna deve essere sollevata rispetto a quella interna, per opporsi alla forza centrifuga.

Se indichiamo con h il dislivello corrispondente al sopraelevamento, con α l'angolo che il piano del binario forma con l'orizzontale, il peso P totale del locomotore si può scomporre nelle due componenti N e T (figura 39). La T, normale al piano del binario, è annullata dalla reazione del terreno, mentre la componente T, orizzontale, deve [illegible]

Fig. 39

$$T = \frac{P}{g}\,\frac{v^2}{R}$$

che tende a rovesciare il [illegible] verso l'esterno.

Confondendo, dato il piccolo valore di α, lo scartamento S con la sua proiezione orizzontale, si ha:

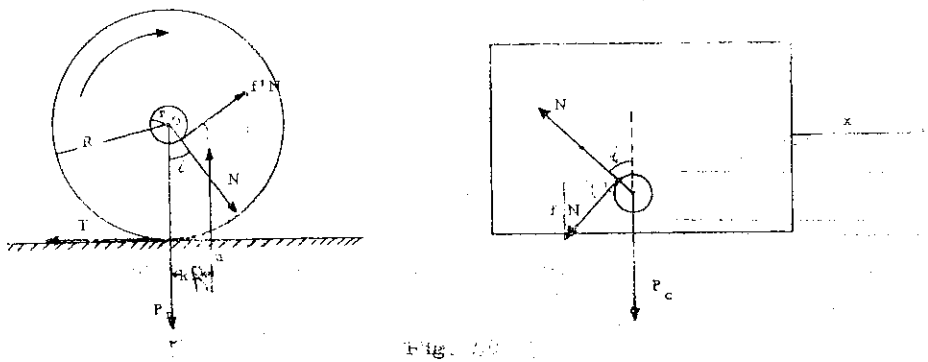


Fig. 10

- P_r , il peso della ruota;
- N , l'azione che il vagone trainato esercita sulla ruota;
- f'N, la forza d'attrito assale & ruota;
- n , la reazione della rotaia, distante, dalla verticale per il centro della ruota, di una frazione di R, che indichiamo con K e che, per R espresso in mm, ha valori oscillanti tra 0,008 e 0,010, per binario in buone condizioni, ma che raggiunge anche il valore di 0,02 se il binario è in cattive condizioni;
- T ; la forza d'attrito fra ruota e binario;
- X , la forza di trazione che si esercita sulla cassa del vagonetto;
- P_c , il peso della cassa;
- i , l'angolo che N forma con la verticale.

Per l'equilibrio della ruota possiamo scrivere:

$$\begin{cases} P_r = n - N \cos i + Nf' \operatorname{sen} i \\ T = N \operatorname{sen} i + Nf' \cos i \end{cases} \qquad (1)$$

Per l'equilibrio della cassa si ha:

$$\begin{cases} X = N \operatorname{sen} i + Nf' \cos i \\ P_c = N \cos i - Nf' \operatorname{sen} i \end{cases} \qquad (2)$$

Per l'equilibrio del vagonetto in moto, dovrà essere:

$$X = T$$

Quadrando e sommando i valori di X e P_c:

$$X^2 + P_c^2 = N^2 + N^2 f'^2 = N^2 (1 + f'^2)$$

Trascurando X^2 rispetto a P_c^2 (in genere $X = 0{,}01\ P_c$) e tenendo presente che $f' = \operatorname{tg}$ (angolo d'attrito), si ha:

$$P_c^2 = N^2 \left(1 + \frac{\operatorname{sen}^2}{\cos^2}\right)$$

$$P_c^2 = N^2 \quad \frac{1}{\cos^2} .$$

cioè $N = P_c \cos$.

Scriviamo ora, per la ruota l'equazione di equilibrio dei momenti:

$$TR = nKR + r N f'$$

$$T = nK + \frac{r}{R} Nf' = X$$

dove, r è il raggio dell'asse.

Sostituendo, nell'ultima formula, il valore di N, precedentemnte trovato, e ad f', tang , si ha

$$T = nK + \frac{r}{R} P \operatorname{sen} = \qquad (3)$$

Ricaviamo n dall'equazione (1), abbiamo:

$$(n = P_r + (N \cos i - Nf' \operatorname{sen} i)$$

ma poichè dell'equazione (2) $N \cos i - Nf' \operatorname{sen} i = P_c$, si ha:

$$n = P_r + P_c = P \text{ (peso complessivo del vagonetto).}$$

L'equazione (3) si può scrivere:

$$X = (P_r + P_c) K + \frac{r}{R} P_c \operatorname{sen}$$

$$X = PK + \frac{r}{R} (P - P_r) \operatorname{sen}$$

$$X = PK + \frac{r}{R} \left(1 - \frac{P_r}{P}\right) P \operatorname{sen}$$

Chiamiamo $K = F'$ e il termine $\frac{r}{R} \left(1 - \frac{P_r}{P}\right) \operatorname{sen} = F''$, si ottiene $\underline{X = P F' + P F''}$

Di K, e perciò di F', abbiamo già dato il valore; solo si tenga presente che se X è espresso in Kg e P in tonn, occorre moltiplicare il valore di K per 1000, per cui K = 8-10.

F'' è invece funzione di molti fattori, normalmente, se il rapporto $r/R = 1/10$ e il rapporto $P_r/P = 1/10$, si ha:

$$\frac{r}{R}\left(1 - \frac{F}{\quad}\right) = 0,09$$

sen φ dipende dal tipo di cuscinetto usato, quindi, approssimativamente

f' = 0,15 - 0,20 per cuscinetti a boccole

f' = 0,10 per cuscinetti a rulli

f' = [illegible] per cuscinetti a rulli molto curati.

Il valore di F", per i tre casi relativi ai tre tipi di cuscinetti, diventa approssimativamente, avendo confuso, per la piccolezza dell'angolo con φ con tan φ

$$F'' = \frac{15-30}{1000} \quad ; \quad F'' = \frac{8-20}{1000} \quad ; \quad F'' = \frac{3-4}{1000}$$

Esprimendo X in kg., P in ton, tali valori devono essere moltiplicati per 1000

Pertanto, se i binari sono in buone condizioni e K è piccolo, conviene che anche F" sia piccolo, usando rulli curati, ma nel caso di binari in cattivo stato, F' diventa molto grande, ed il vantaggio di usare vagoni con buoni cuscinetti è molto scarso, dato che F" è sempre una frazione di F.

In definitiva, la relazione che lega lo sforzo di trazione X, in kg, ed il peso complessivo P in tonn, è :

$$X = P F$$

A questa forza bisogna aggiungere uno sforzo supplettivo, che serve ad imprimere ai vagonetti l'accelerazione iniziale a . Tale forza è:

$$X_a = \frac{P}{g} a$$

Esprimendo P in ton, X_a in kg, g in m/secq (posto il suo valore uguale a 10) ,a in cm/secq, la relazione diventa:

$$X_a = \frac{P\,1000}{10} \cdot \frac{a}{100} = P\,a$$

Nel caso di trasporto in pendenza, bisogna anche considerare la componente della forza peso, secondo la direzione della pendenza; detto γ questo angolo, la forza che si somma o si sottrae, a seconda che il trasporto avvenga in salita o in discesa, è (figura 41).

$$\text{tg}\gamma = \frac{h}{S} = \frac{T}{P} \quad \text{cioè} \quad T = \frac{h}{S} P$$

e poichè deve essere la forza centrifuga uguale a T, si ha:

$$\frac{P}{g} \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{h}{S} P$$

da cui

$$h = \frac{V^2 S}{g R}$$

Ad esempio, ponendo S = 600 mm, V = 10 km/h, = 2800 mm/sec, R = 40 metri, si ottiene h = 12 cm.

Nel caso di carreggio a mano non si effettua alcun sopraelevamento. Questo sistema di trazione risulta in effetti molto oneroso, ma consente di utilizzare vie molto irregolari, sia come tracciato, sia come messa in opera delle rotaie.

Negli incroci di binari, per esempio, si può in questo caso variare la direzione di marcia del vagonetto, usufruendo di piastre, senza complicazioni di scambi e curve a largo raggio. Il tempo che l'operaio può impiega nell'immettere il vagonetto sul nuovo binario incide sensibilmente sul tempo di trasporto complessivo, per cui se il carreggio in una direzione è più intenso che nell'altra si preferisce lasciare in posto il binario nella direzione principale, mentre per il saltuario uso dell'altra via, si usa un particolare dispositivo detto saltabinario.

Si tralascia la descrizione degli scambi e delle altre attrezzature inerenti ad un trasporto con rotaie, perchè analoghe a quelle adottate allo esterno. Si cita in particolare un dispositivo atto a rimettere automaticamente il vagone deragliato sul binario, che può essere utilizzato quando non si può provvedere immediatamente alla idonea sistemazione di un tratto di rotaia andato fuori posto.

Sforzo di trazione

In condizioni normali, il carico totale di un vagone si ripartisce ugualmente sulle quattro ruote, per cui ci riferiamo, nella trattazione che segue, ad una sola ruota, sulla quale supponiamo si concentrino tutte le forze in gioco.

Indichiamo con (figura 40):

$$X_i = P \operatorname{sen} y$$

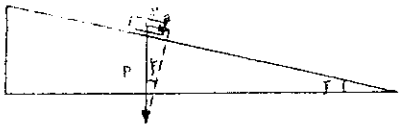


Fig. 41

data la piccolezza dell'angolo y:

$$X_i = P \operatorname{tng} y$$

esprimendo, come sopra, X_i in kg., P in ton, la formula diventa:

$$X_i = P\ i$$

dove i è la pendenze espresse in permille.

La formula complessiva sarà:

Normalmente, in miniera, le gallerie hanno una leggera pendenza verso il pozzo, per favorire il [illegible] dei vagonetti pieni.

A prescindere dalla [illegible] necessaria allo spunto, per i vagonetti pieni si avrà

$$X_p = P_p\ (F - i)$$

per quelli vuoti

$$X_v = P_v\ (F + i)$$

Posto P_u il peso utile e w il rapporto $\frac{P_v}{P_u}$, le due formule suscritte diventano:

$$\begin{cases} X_p = (P_v + P_u)\ (F - i) = P_u\ (1 + w)\ (F - i) \\ X_v = P_u\ (F + i) \end{cases}$$

In orizzontale, per i = 0, si ha:

$$\begin{cases} X_p = P_u\ F\ (1 + w) \\ X_v = w\ P_u\ F \end{cases}$$

Si possono però, nel tracciato [illegible], in funzione del tipo di trazione adottata, e cioè:

1) Volendo che lo sforzo di trazione per i vagonetti pieni sia uguale a zero, cioè $X_p = 0$, deve risultare una pendenza tale che

$$F = i = 0$$

ed X_v diventa $X_v = 2\ w\ P_u\ F$

è il caso che si adotta con vantaggio nei carreggi [illegible]

Esaminiamo ora il caso in cui si voglia adottare una pendenza tale da far risultare costante lo sforzo di trazione sia per i vuoti che per i pieni, cioè $X_p = X_v$

Eguagliando i valori già trovati di X_p e X_v:

$$P_u\ (1 + w)\ (F - i') = P_u\ w\ (F + i')$$

sviluppando e semplificando:

$$F = i\ (1 + 2\ w)$$

$$i = \frac{F}{1 + 2\ w}$$

questa disposizione si adotta con convenienza nel trasporto con locomotori, lavorando il motore con prestazione costante.

Orientativamente, per vagonetti normali w = 0,5 . Per vagonetti più recenti e di maggiori dimensioni w = 0,35 - 0,30

Per tali valori di w, si ha $X_p = 0$, con pendenze i di 8-12 permille, se in strade in buone condizioni, e 20-25 permille se in strade in cattive condizioni.

Valutazione di un trasporto

L'unità di misura di trasporto è la tonnellata a km (TK); ciò che interessa sopratutto è però la tonnellata utile a km (TUK).

L'energia totale necessaria per il trasporto di una tonn utile per km, espressa in kgm, è data dal rapporto tra lo sforzo per trasportare un vagone pieno più lo sforzo per trasportare un vagone vuoto diviso il carico utile di un vagone moltiplicato per 1 km.

$$w = \frac{X_p + X_v}{P_u} \quad 1000$$

sostituendo ad X_p e X_v le espressioni relative e semplificando, si ha:

$$w = \left[(1 + 2\ w)\ F - i \right] \quad 1000 \text{ kgm}$$

La spesa di energia, così calcolata, non tiene conto delle resisten-

ze supplementari che hanno nelle curve, nelle variazioni della velocità, etc...: il valore di W deve, in genere, essere moltiplicato per un coefficiente di valore 1,2-1,4, per tener conto di tali resistenze.

Il coef[illegible]minare n[illegible]3 le; a tal uopo s[illegible]a all'[illegible]tto i, pendenza y, ed un secondo tratto L, orizzontale (figura 42)

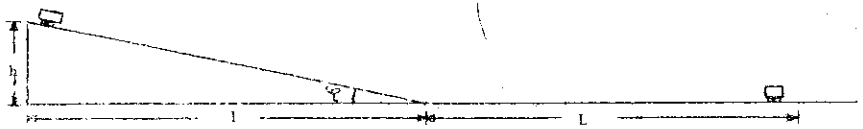


Fig. 42

L'energia potenziale che il vagonetto ha alla sommità della salita, essendo P il suo peso, è Ph.

Lasciato a sè stesso, il vagonetto percorrerà un tratto di lunghezza l + L, tale che

$$P\,h = P\,F\,(l + L)$$

avendo confuso, dato il piccolo valore di y, il tratto di binario inclinato con la sua proiezione orizzontale.

Dalla relazione precedente si ricava:

$$F = \frac{h}{l + L}$$

Questo sistema di determinazione di F non controlla lo stato delle strade in sotterraneo, ma fornisce un coefficiente dello stato di conservazione del vagonetto.

Locomotore

Consideriamo ora le condizioni di equilibrio al moto del locomotore, e anche qui distinguiamo, come per i vagonetti, l'equilibrio delle forze agenti sulla cassa, da quelle agenti sulle ruote.

Essendo tutte le ruote dei locomotori di miniera, motrici, possiamo supporre che tutti i pesi gravino su una sola ruota.

Sulla ruota agisce la coppia C, applicata all'albero m[illegible]. Il peso P_r della ruota, la reazione N della ruota alla cassa, la forza d'attrito fN, la reazione n della rotaia, distante KR dalla verticale per il centro (K = raggio della ruota), la forza d'aderenza T.

Sulla cassa agiscono, la forza X di trazione al gancio, il peso $P_t - P_r$ della cassa, la reazione N della [illegible] forza di attrito N (figura 43).

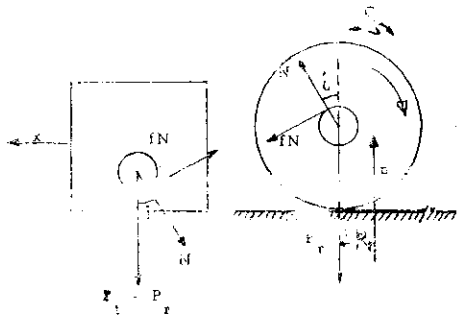


Fig. 43

Le condizioni di equilibrio della cassa sono date da:

$$X = N \operatorname{sen} i + fN \cos i$$

$$P_t - P_r = Nf \operatorname{sen} i - N \cos i$$

[illegible] le due equazioni, analogamente a quanto fatto per i vagonetti, e trascurando X^2 rispetto a $(P_t - P_r)^2$, si ricava:

$$N = (P_t - P_r) \cos \varphi$$

Si tenga presente che nel trascurare X^2 si commette, questa volta, un errore maggiore, in quanto X = circa 0,15 P_t.

Le equazioni per l'equilibrio della ruota sono

- per le forze $\quad T = N \operatorname{sen} i + fN \cos i = X$

$\quad n = P_r + fN \operatorname{sen} i - N \cos i = P_t$

- per i momenti $\quad C = nKR + TR + rNf$ (r = raggio dell'asse).

Sostituendo ad n ed N i valori precedentemente trovati, si ha:

$$C = P_t\,KR + TR + r(P_t - P_r) \cos \varphi \cdot \operatorname{tang} \varphi =$$

$$= P_t\,KR + TR + r(P_t - P_r) \operatorname{sen} \varphi$$

Dividendo per R e ricavando T, si ha

$$T = X = \frac{C}{R} - P_t \left[K + \frac{r}{R} \left(1 - \frac{P_r}{P_t} \right) \operatorname{sen} \varphi \right]$$

In tale espressione, X è, come detto, lo sforzo al gancio, $\frac{C}{R}$ lo sforzo totale, e l'ultimo prodotto lo sforzo per muovere il locomotore.

Chiamando l'espressione fra parentesi quadre F_1, e tenendo conto dell'avviamento e dell'eventuale pendenza, l'equazione diventa:

$$X = \frac{C}{R} - P_t\,(F_i + a \pm i)$$

Perchè vi sia movimento è necessario inoltre che sia verificata la condizione di aderenza $X < f'\,P_t$

ossia lo sforzo al gancio deve essere minore del peso aderente moltiplicato per il coefficiente di aderenza. Tale condizione realizza il rotolamento delle ruote sul binario, senza slittamento.

Il coefficiente d'aderenza f' varia da 0,25 in condizioni normali, a 0,35, per binario insabbiato.

Tenendo conto dell'accelerazione iniziale e della pendenza, la relazione d'aderenza diventa:

$$X < f'\,P_t - P_t\,(a + i)$$

Per ricavare lo sforzo al gancio, necessario per muovere un treno con N vagoni, ciascuno di peso P_p, con una accelerazione iniziale a, su una pendenza i, è valida l'equazione:

$$X = \frac{C}{R} - P_t(F_i + i + a) = N\,P_p\,(F + i + a)$$

da cui si ricava la forza totale che deve sviluppare il locomotore:

$$\frac{C}{R} = P_t\,(F + i + a) + N\,P_p(F + i + a)$$

Potenza in funzione della velocità

La potenza fornita dal locomotore è data da:

$$W = \Omega C$$

mentre la velocità periferica è: $V = \Omega \cdot R$

Sostituendo il valore di Ω, ricavato dalla seconda relazione nella prima, si ha:

$$\frac{W}{V} = \frac{C}{R}$$

cioè

$$W = \frac{C}{R}\,V = V\left[P_t\,(F_i + i) + N\,P_p\,(F + i)\right]$$

(nell'espressione non compare a perchè si è indicata la [illegible] al regime).

Si vede che la potenza W è funzione della velocità V del treno e dello sforzo al gancio $X = N\,P_p\,(F + i)$

Praticamente, per una certa pendenza, con un determinato valore di W, al diminuire della velocità, aumenta il peso massimo complessivo $N\,P_p$ che la locomotiva può trainare.

Per fare un esempio, supponiamo di avere un locomotore di peso $P_t = 7$ tonn., il cui coefficiente di aderenza sia $f = 0,2$, di potenza $W = 16$ CV, accel[illegible] iniziale $a = 10$ cm/secq, pendenza uguale a zero, [illegible] regime $V = 3$ m/sec, coefficiente di trazione [illegible].

Lo sforzo totale che il locomotore può fornire è:

$$\frac{C}{R} = \frac{W}{V} = \frac{16 \times 75}{3} = 400 \text{ kg.}$$

Lo sforzo al gancio risulta:

$$[illegible] - [illegible] 10) = 246 \text{ kg.}$$

Si ricorda che i vari termini della relazione sono riportati nelle unità di misura prefissate nelle pagine precedenti.

Controlliamo ora se è verificata la condizione di aderenza:

$$X < f\,P_t - P_t\,(a + i) \quad ; \quad 246 < 0,2 \times 7000 - 7\,(10 + 0)$$

la relazione, come si vede, è largamente verificata.

Il numero dei vagoni che il suddetto locomotore può trainare, nell'ipotesi che i vagoni siano a rulli e del peso di 500 [illegible] con un peso utile P_u di 1 tonn, e con $F = 17$, $i = 0$, risulta dai calcoli seguenti:

$$w = \frac{P_p}{P_u} = \frac{500}{1000} = 0,5$$

Pertanto la forza necessaria per il traino di un vagone è:

$$X_p = (1 + w)\,P_p\,(F + a) = (1 + 0,5)\,1\,(17 + 10) = 40 \text{ kg.}$$

Dunque il numero dei vagoni che il locomotore può trainare è $N = \frac{246}{40} = 6$

Per renderci conto della variazione del numero dei vagoni che un [illegible] può [illegible] funzione della velocità, supponiamo di considerare il treno in periodo di regime.

Lo sforzo di trazione per ciascun vagone X_p è uguale a 25,5 kg.

Applicando la formula: $X = \frac{C}{R} - P_t\,F_l = \frac{W}{V} - P_t\,F_l$

dove $W = 16$ CV, $P_t = 7$ tonn, $F_l = 12°/_{oo}$, ricaviamo i valori degli sfor-

zi al gancio, per le velocità sotto riportate, e quindi, applicando la formula $N = X/X_p$, il numero dei vagoni:

Velocità del treno V Km/h	m/sec	Sforzo al gancio X kg	Numero vagoni N
4,5	1,15	874	38
9,5	2,70	360	16
10,3	2,86	336	14
13,5	3,75	236	10

Le condizioni d'aderenza sono verificate, infatti, nelle condizioni di sforzo al gancio massimo:

$$X < 0{,}2 \ P_t - P_t \ a$$

ossia

$$874 < 0{,}2 \ \times 7000 - 7 \times 10 = 1330$$

Frenatura

L'espressione che dà l'equilibrio in moto, come si è visto la seguente:

$$\frac{M}{R} = P_t \ (F_1 + a) + N \ P_p \ (F + a)$$

e lo sforzo al gancio relativo:

$$X = \frac{M}{R} - P_t \ (F_1 + a)$$

Durante la frenatura, la relazione che dà l'equilibrio in moto è analoga, salvo che bisogna sostituire la coppia motrice - M, a ... e la deaccelerazione -r, ad a; inoltre, lo sforzo al gancio ... lo sforzo in trattenuta del locomotore - X_f.

In definitiva si ha:

$$- X_f = - \frac{M}{R} - P_t \ (F_1 - r)$$

Questo sforzo frenante deve eguagliare l'azione che i vagoni esercitano contro di esso. Tale azione è data dalla forza di inerzia meno gli attriti, cui va ad aggiungersi, o a sottrarsi, la componente della forza peso dei vagoni, nel caso di pendenza.

Esprimendo, come al solito, l'accelerazione in cm/secq, ... in ton , e ponendo g = 10 m: secq, tale azione è:

$$X_t = P_p \ r - P_p \ F$$

per cui

$$X_f = N \ P_p \ (r - F)$$

e per N vagoni: ...

Sostituendo questo valore di X_f nell'ultima equazione della pagina precedente, si ha:

$$- N \ P_p \ (r - F) = - \frac{M}{R} - P_t \ (F_1 - r)$$

da cui la forza frenante M/R risulta:

$$\frac{M}{R} = N \ P_p \ (r - F) - P_t \ (F_1 - r) \qquad (\ )$$

indicando con ... la forza ... coppia ... ruota, ... forma frenante ...

Di solito, si pone ... 0,5 P_t , ed F = 0,2; si può pertanto ricavare, dall'equazione ( ) il valore della deaccelerazione r.

Deve essere naturalmente verificata la condizione di aderenza, acciocchè le ruote non slittino sulle rotaie durante la frenatura.

La condizione si ottiene se la somma della spinta dei vagoni e la inerzia del locomotore è inferiore al prodotto del coefficiente d'aderenza f_a per il peso del locomotore:

$$\ldots_t \ r < f_a \ P_t$$

ma dalla relazione su scritta $- X_f = - \frac{M}{R} - P_t \ (F_1 - r)$ si ricava:

$$X_f + P_t \ r = M/R + P_t \ F_1 < f_a \ F_t$$

cioè , ponendo $\alpha = \frac{100 \ d}{d + 2 f_a \cdot h}$ (d = distanza fra gli assi, h = altezza del centro del locomotore sulla rotaia), deve essere verificata la relazione:

$$\frac{M}{R} + P_t \ F_1 = f_a \cdot \alpha \cdot P_t$$

A seconda del tipo di frenatura, varia il valore di f_a , come appresso indicato:

- per frenatura meccanica $f_a \cdot \alpha = 0{,}10$
- per frenatura magnetica $f_a \cdot \alpha = 0{,}14$

- per frenatura elettrica $\alpha f_a = 0,18$

Lo spazio occorrente al treno per arrestarsi, si ottiene considerando il moto uniformemente ritardato.

Prefissata la deaccelerazione r, lo spazio di frenata L si ricava dalla formula

$$L = \frac{1}{2} r t^2 = \frac{1}{2} \frac{V^2}{r} \qquad (V = rt)$$

Se si esprime V in m/sec, r in cm/secq, L in metri, si ottiene: $L = \frac{100 V^2}{2 r}$

La distanza di frenatura L si può ottenere anche applicando il teorema delle forze vive al convoglio. Le masse in gioco sono $(P_t + NP_p)/g$.

Dunque la forza viva, all'istante dell'inizio della frenatura, è, esprimendo i pesi in ton e V in m/sec:

$$\frac{1000 (P_t + N P_p)}{2 g} V^2$$

Essendo la velocità finale del convoglio uguale a zero, la variazione di forza viva rimane quella su scritta; essa deve essere uguagliata al lavoro di tutte le forze applicate, cioè al lavoro delle forze d'attrito del locomotore e dei vagoni, al lavoro dell'eventuale componente della forza peso, in caso di pendenza, ed a quello della forza frenante p. In formula si ha; ponendo g = 10:

$$\frac{100}{2} (P_t + N P_p) V^2 = \left[(P_t F_l + N P_p F) + (P_t + N P_p) i + pf' \right] \cdot L$$

Con i valori, $P_t = 10$ ton, $P_p = 1,5$ ton, [illegible]

$F = F_l = 8°/_{oo}$, $V = 5$ m/sec, $i = 4°/_{oo}$:

$pf' = 0,5 \times 10000 \times 0,2 = 1000$ ed L = 115 metri.

E' stata determinata, nelle pagine precedenti, la pendenza di uguale resistenza, nel caso di soli vagoni; determiniamo ora, la stessa, per convogli trainati da locomotori, con l'analoga condizione che la potenza impegnata in salita sia uguale a quella impegnata in discesa.

$$W_p = \left[N(P_v + P_u)(F - i) + P_t(F_l - i) \right] V = \left[N P_v (F + i) + P_t (F_l + i) \right] V = W_v$$

da cui si ricava:

$$i = \frac{N P_u F}{N(2P_v + P_u) + 2 P_t} = \frac{N F}{N(2w + 1) + 2 \frac{P_t}{P_u}}$$

[illegible] $\frac{P_t}{P_u}$

La pendenza di uguale resistenza, in condizioni medie, per [illegible] singoli, si aggira intorno al [illegible] $/_{oo}$, mentre per convogli con locomotori è di circa $5,5°/_{oo}$

Tecnologia delle berline

La cassa - Originariamente costruita di legno, oggi è costruita in lamiera saldata, di spessore in variazione, in funzione della capacità della berlina, stessa, in genere da 6 mm a 12 mm, dalle più piccole alle più grandi capacità. Normalmente la cassa riposa sullo chassis, costituito da due longheroni [illegible] da traverse metalliche.

Allo chassis sono inoltre collegate le ruote, gli attacchi e i respingenti. Il ruolo dello chassis è quello di supporto, oltre che quello di sopportare gli urti, anche i più forti. Esso quindi deve essere molto solido.

Le [illegible] montate su chassis hanno l'inconveniente di una scarsa stabilità, sicchè certi urti possono rovesciarle, derivando ciò soprattutto dal fatto che attacchi e respingenti sono situati al di sotto del baricentro della berlina caricata. Ad evitare l'inconveniente, sono state costruite berline senza chassis, alla cassa, molto robusta, sono allora direttamente collegate ruote, attacchi e respingenti, che possono più facilmente essere piazzati ad altezza corretta. Ma non sempre questa è la soluzione da adottare. Infatti, gli urti, per le grandi berline, assumono valori elevati, sia per l'entità delle masse, sia per le velocità dei convogli. Una corretta realizzazione conduce allora a far uso di spessori di lamiera troppo grandi.

La soluzione senza chassis è allora adottabile per sole berline di piccola e media capacità, 3000 litri è, a questo proposito, un limite superiore.

La forma della cassa è importante, sia dal punto di vista della stabilità che del rapporto fra peso morto e carico utile.

Generalmente le berline europee sono più alte che larghe, le americane, più larghe che alte. Ciò dipende, anzitutto, dalle diverse condizioni dei giacimenti nei due continenti: in U.S.A. le miniere, poco profonde, [illegible]

mettono l'apertura di gallerie molto larghe. La debole altezza è a... ...tutto ... taggiosa quando la berlina è caricata a pala in cantiere, con caricamento ... canico questo vantaggio sparisce.

Anche la stabilità ne è avvantaggiata; le statistiche mostrano che ove sono adoperate berline di notévole altezza, il numero dei deragliamenti è più basso. Tutto ciò, è chiaro, non deve far rinunciare ad una berlina di altezza sufficiente nelle g... che lo permettono; naturalmente devono essere evitate le altezze eccessive, in quanto la ...ilità sarebbe compromessa, sopratutto in curva.

Per ciò ... la larghezza, una regola generale, è quella di far sì che essa sia inferiore al doppio dello scartamento del binario.

... chiaro anche che è conveniente cercare di migliorare il rapporto $w = F_v/F_u$ diminuendo il peso morto F_v delle berline. Ma bisogna, per questa via, procedere prudentemente, sopratutto perchè la cassa deve ... sufficiente. Le lamiere in leghe ... sentono una notevole diminuzione del rapporto w, risultano ... economiche.

Trattamento della cassa - Uno dei più gravi inconvenienti delle berline è la corrosione, che minaccia sopratutto la lamiera. Il rimedio più efficace è quello di galvanizzare la cassa ...ido, immergendola in un bagno di zinco liquido. La galvanizzazione aumenta di circa 1/4 il prezzo della ... sa, ma la durata ben maggiore che se ne ritrae, giustifica questa operazione.

In due miniere vicine della Sarre, vennero adottate, contempora neamente berline dello stesso tipo, galvanizzate per una miniera, non galvanizzate per l'altra. Dopo 5 anni di servizio, queste ultime erano fuori uso, mentre le berline galvanizzate erano ancora in per...

Se però la capacità della cassa è maggiore di 6 mc. si trasc... la galvanizzazione, a causa delle enormi dimensioni dei tini necessari; una certa protezione contro la cor...sione viene allora conferita dipingendo o metallizzando la cassa, ma è necessario usare lamiere più spesse in quanto una certa corrosione è inevitabile.

Le ruote - Giuocano un ruolo fondamentale nel determinare il valore del coefficiente di trazione, perciò sono fabbricate con acciai speciali molto resistenti. I diametri variano da 300 a 400 mm, con bordino interno di non meno di ... mm d'altezza; la fascia della ... 100 mm, gli ... dei vagoni di miniera, sui ... tolli, ... acciaio, con limite elastico che si ... + 120 kg/...

Respingenti - I vagonetti, per assorbi... nelle frenature, sono dotati di respingenti, ... essere ... forza viva del vagone che urta, viene ... metà dal ... vagone urtato, per metà da quello urtante, ...ire:

$$\frac{1}{4}\ m\ V^2$$

Se i vagoni sono pieni, l'urto è trasmesso al ca... star...iosi, assorbe una quota parte dell'energia d'urto.

... è statisticamente osservato che per velocità dei vagoni ... 1 m/sec, o inferiore, l'assestamento ... carico non avviene, oavviene in modo irrilevante ... assorbimento nullo dell'energia d'urto; mentre ... sec, l'assestamento del carico assorbe sino al 30% di detta energia.

Possiamo dire che la quota parte di energia d'... sorbire il respingente sarà data da:

$$\frac{k}{4}\ m\ V^2 \qquad \text{(con k compreso fra 1 e 0,6)}$$

Le molle che si usano per i respingenti sono delle molle a bovolo, che nello stato di riposo sono già compresse con una certa forza F_o.

Detta a, la forza necessaria per comprimere la molla di una lunghezza unitaria, la forza che agendo sul respingente coprime la molla di una lunghezza x, è:

$$f = a\,x + F_o$$

Se c è la corsa massima consentita dalla struttura della molla, la forza massima relativa di compressione sarà:

$$F = ac + F_o$$

Il lavoro necessario di compressione, cioè quello ... ...la molla, risulta quindi:

$$W = \int_0^c f\,dx = \int_0^c (ax + F_o)\,dx = \frac{1}{2}\ ac^2 + F_o\ c = \frac{1}{2}(ac\ \ 2\ F ...$$

$$ma \quad ac + 2 F_o = F + F_o$$

per cui il lavoro massimo che la molla può assorbire è:

$$W = \frac{1}{2} c (F + F_o)$$

Questo lavoro deve essere uguale alla quota parte di forza viva che la molla deve assorbire:

$$\frac{1}{2} c (F + F_o) = \frac{k}{4} m V^2$$

I valori della corsa c sono compresi, di solito, fra 20 e 60 mm, per cui, conosciuti i valori di m e V, può determinarsi il valore della forza F che deve fornire la molla del respingente.

Si noti che i respingenti troppo elastici sono nocivi nella fase di frenatura.

Attacchi - Organo importante della berlina è l'attacco, che serve a riunire le varie berline in convogli e che è particolarmente sollecitato nei periodi di accelerazione, soprattutto per l'ultima berlina del treno.

Gli attacchi tra due berline possono essere resi elastici con la interposizione di molle, il cui uso è, però, limitato alle berline di grande capacità, mentre, per piccole berline, gli attacchi comportano un gioco di limitata entità.

In riposo, la distanza fra i vagoni è minima, perchè durante l'arresto i vagoni si addossano ai primi, per cui quando il locomotore spunta, mettendosi in moto, con velocità crescente da 0 a V, l'effetto di trazione si farà risentire dal primo vagone ai successivi, man mano che gli attacchi si tendono.

I vagoni saranno dunque costretti, nel breve spazio consentito dalla elasticità dell'attacco, a passare da fermi a velocità sempre maggiori e, in particolare, l'ultimo vagonetto dovrà passare da 0 alla velocità V con notevole accelerazione.

Pertanto sull'attacco dell'ultimo vagonetto si eserciterà una forza proporzionale a V dovendo il vagone passare dalla velocità 0 alla velocità V nel breve spazio Δx, concesso dalla elasticità del giunto.

In moto uniformemente accelerato, l'accelerazione che subisce il vagone è data dalla formula:

$$a = \frac{V^2}{2 \Delta x}$$

Nascerà quindi una forza S, che si opporrà al moto, proporzionale all'accelerazione a ed alla massa P/g del vagone:

$$S = \frac{P}{g} \frac{V^2}{2 \Delta x}$$

Chiamato j il gioco degli attacchi, n il numero di essi, quando si distacca l'ultimo vagonetto, lo spazio già percorso dal [illegible] sarà nj e la velocità da esso raggiunta, chiamata a_1 la sua accelerazione, sarà:

$$V = \sqrt{2 n j a_1}$$

Esprimendo V in m/sec, j in mm, a_1 in cm/sec, la formula diventa

$$V = \sqrt{2 n j a_1 10^{-5}}$$

Sostituendo questo valore di V nella formula $S = \frac{P V^2}{2g \Delta x} 10^3$

(si è moltiplicato per 10^3, volendo esprimere Δx in mm, mentre [illegible] S sono in kg), si ha:

$$S = 10^3 \frac{2 P n j a_1}{2g \Delta x} 10^{-5} = \frac{P n j a_1}{[illegible]}$$

Con attacchi a molle (Δx = 25 mm ed il gioco j = 15 mm.)

con attacchi rigidi (Δx = 5 mm ed il gioco j = 60 mm.)

Ad esempio, in un convoglio di 30 berline del peso di 5 t ciascuna, con attacchi rigidi e con accelerazione del locomotore [illegible] l'anello dell'ultima berlina è sollecitato da uno sforzo

$$S = \frac{5000 \times 30 \times 5 \times 60}{100 \times 10 \times 5} = 9000 \text{ kg}$$

Scarico dei vagoni

Per le berline normali [illegible] introducendole in un rovesciatore. Solitamente, per le piccole berline, queste vengono staccate una alla volta e introdotte nel rovesciatore. Per le berline di grossa capacità si preferisce far uso di attacchi che consentono il rovesciamento (con rovesciatori particolari) senza staccare il convoglio.

Oltre alle berline classiche, esistono tipi in cui il rovesciamento [illegible] realizzato senza far ricorso a rovesciatori. I tipi più usati sono i seguenti:

- a cassa oscillante - Questa realizzazione, molto utilizzata in cava, presenta l'inconveniente di una debole capacità in rapporto, all'ingombro e al peso;
- a cassa fissa e porte laterali - Il centro della berlina si vuota male, a meno che il fondo abbia la forma di un diedro, ma in questo caso la capacità ne risulta fortemente diminuita;
- a cassa fissa e fondo apribile;
- a cassa mobile e porte laterali - E' il tipo di berlina più recente, congloba i vantaggi dei tipi precedenti.

Capacità delle berline

La tendenza attuale, come è noto, è quella di far uso di berline di grande capacità. Osservando, ad esempio, le statistiche francesi, si osserva che nel 1925, le miniere di carbone di quella nazione, non utilizzavano berline di capacità maggiore di 900 litri; nel [illegible]50, per contro, il numero di esse rappresentava il 13,6% e nel 1959 il 29,5%.

Le miniere di ferro francesi, dal canto loro, hanno sostituito, già da qualche anno, le piccole berline di 1-2 tonn di carico utile, con vagoni di capacità compresa fra 6 e 12 tonn.

L'evoluzione verso berline di grande capacità è quindi generale e permette progressi di semplificazione ed economia.

La semplificazione presenta, di per se stessa, numerosi aspetti:

1) riduzione del numero totale delle berline, sia perchè esse sono più grandi, sia perchè il piccolo numero che ne deriva, permette una migliore organizzazione e quindi una rotazione più rapida;
2) semplificazione dell'organizzazione, in quanto il piccolo numero di berline utilizzate è favorevole all'organizzazione. Infatti se si hanno poche berline, vi sono ugualmente pochi rami di berline ed è più facile farli circolare senza che si intralcino vicendevolmente. Inoltre il personale addetto alla condotta è ridotto.
3) semplificazione del caricamento
4) semplificazione della rete di carreggio. A pari capacità, i treni di grandi berline, sono più corti, la lunghezza delle stazioni è dunque ridotta. Il vantaggio è notevole, sopratutto alle ricette che si semplificano in misura rimarchevole.

Oltre alle precedenti semplificazioni, l'impiego di grandi berline

porta anche ad economie importanti:

(1) riduzione delle spese di mano d'opera. In una miniera la cui sbalzatura consentiva, senza eccessivo onere, la sostituzione delle vecchie berline da 775 litri con nuove da 3600 , per un trasporto di [illegible] tonn/g , la mano d'opera addetta al trasporto è diminuita di quasi la metà, precisamente:

	berline da 775 litri	berline da 3600 litri
- caricamento base taglio - addetti	6	4
- conduttori "	3	1
- ingabbiatori "	6	3
- sgabbiatori "	6	3
Totale "	21	11

(2) diminuzione delle spese di energia. Tutte le grandi berline sono di costruzione [illegible] diminuzione dei coefficienti di resistenza F; inoltre il rapporto [illegible], diminuisce all'aumentare di P, come dimostrano i diagrammi di figura 44

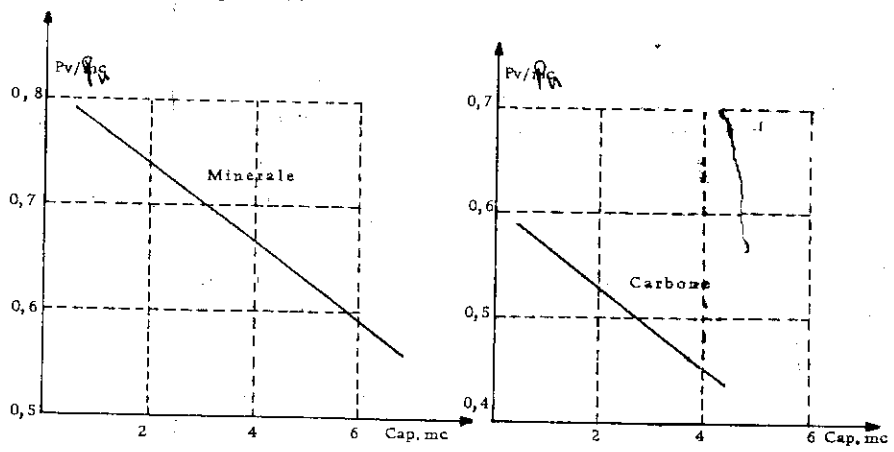


Fig. 44

(3) Diminuzione delle spese di manutenzione.

(4) Diminuzione delle spese di acquisto. Il costo dei grossi vagoni, riferito al mc. di capacità, è inferiore a quello dei piccoli vagoni

(e) Possibilità di aumento della produzione. E' un aspetto da non trascurare, gli operai guadagnati nel trasporto, possono, infatti, essere utilizzati per aumentare la produzione. Diminuisce infine in numero degli incidenti dovuti ai trasporti.

Quanto sopra detto mostra chiaramente il grande vantaggio delle berline di alta capacità, sicchè può stupire il fatto che il loro sviluppo non sia stato più rapido. Ciò è dovuto a varie ragioni.

Le dimensioni dei pozzi, delle gabbie e delle gallerie, costituiscono sovente dei limiti insormontabili. Come vedremo, l'estrazione mediante skip, elimina, l'inconveniente imposto dalle dimensioni dei pozzi.

Il caricamento manuale delle berline di grande capacità è praticamente impossibile, sicchè l'utilizzazione di esse in avanzamento è subordinata alla possibilità di far uso di mezzi di caricamento meccanico.

Queste ed altre considerazioni impongono perciò lo studio accurato della capacità ottima che devono avere le berline, in funzione delle varie considerazioni che intervengono di volta in volta.

Utilizzazione delle berline

Il rapporto di utilizzazione di un parco berline si definisce come il rapporto tra la portata di tutte le berline sul tonnellaggio giornaliero trasportato

$$y = \frac{N P_u}{T}$$

essendo N il numero dei vagoni in dotazione, e T, le tonnellate giornaliere trasportate.

CIascuna berlina compie più cicli in una giornata, in funzione della distanza tra i punti di carico e scarico, per cui il valore del rapporto di utilizzazione può essere inferiore all'unità. Infatti, chiamando con (r) il numero dei cicli, con (n) il numero dei vagoni in manutenzione e riparazione, si ricava:

$$T = r(N - n) P_u$$

ossia

$$N P_u = \frac{T}{r} + n P_u$$

Sostituendo il valore di $N P_u$ con il rapporto di utilizzazione;

$$y = \frac{1}{r} - \frac{n P_u}{T}$$

Da questa espressione si vede come aumentando il numero dei cicli, diminuisce y e quindi migliora l'utilizzazione delle berline.

Un maggior numero di cicli si ottiene a velocità maggiori di trasporto, per cui si ottengono utilizzazioni migliori con velocità dei convogli più forti.

Sia nella relazione del coefficiente di utilizzazione si assume T - costante, posto che N decresce più rapidamente di quanto non aumenti P_u, per effetto migliorate condizioni di trasporto con grandi berline; viene spiegato come il valore di y per piccoli vagoni sia di circa 1,15 mentre per grandi vagoni può diminuire sino a 0,6.

I due principali parametri del carreggio: il tipo e il modo di carreggio : Il tipo di carreggio.

Supponiamo che un pozzo d'estrazione sia collegato con gallerie ai diversi punti di carico C_1, C_2, C_3, ... C_n. Il trasporto, da questi punti al pozzo, può essere effettuato secondo i due tipi seguenti.

(a) Carreggio a stella (figura 45)

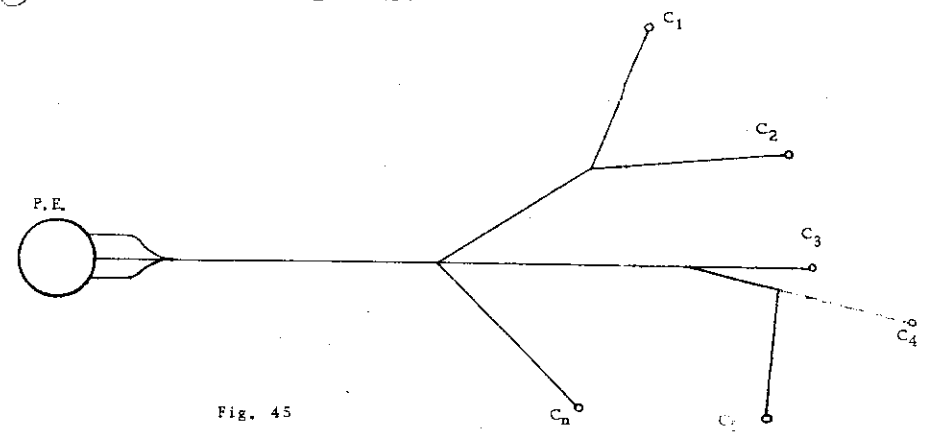


Fig. 45

Questo tipo di carreggio si ha quando un locomotore trasporta un convoglio di pieni sino al pozzo, analogamente, in senso inverso, per i vuoti. Il carreggio a stella, che comporta l'utilizzazione di più locomotori, presenta un grave inconveniente, quello della circolazione di diversi locomo-

...ori su una parte degli itinerari. Ne risulta l'obbligo di prendere tutta una ... di misure atte ad evitare incidenti. Sarà evidentemente necessario ... blanto di segnalazione elettrica, ma ad ogni modo si dovrà tener conto, in generale, di tempi d'attesa notevoli.

b) Carreggio articolato (figura 46).

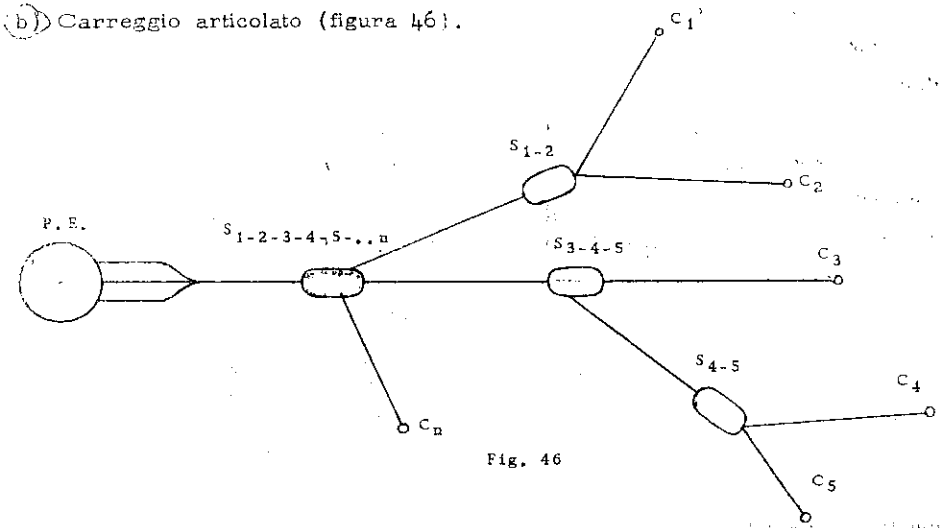


Fig. 46

In questo tipo di carreggio ogni biforcazione delle vie costituisce una stazione di scambio. Per esempio, nella figura 2 si vede l'esistenza di 4 stazioni S_{1-2}, S_{4-5}, $S_{1-2-3-4-5-}$, S_{3-4-5}. Ogni locomotore è addetto ad una o più gallerie, ed effettua il trasporto di pieni in un senso e di vuoti nell'altro fra 2 navette. Ben inteso, se una navetta è troppo carica, in essa potranno funzionare due o più locomotori.

Questa soluzione è perfettamente soddisfacente dal punto di vista sicurezza, infatti vi è un solo locomotore per itinerario. Inoltre il problema delle segnalazioni è semplificato. La soluzione non è però sempre la più economica, in quanto con essa può darsi il caso in cui in una o più stazioni si trovano immobilizzate un gran numero di berline e spesso anche diversi locomotori, giacchè tragitti sono brevi.

c) Carreggio stella - navette

E' una combinazione dei tipi precedenti, ottenuto sopprimendo le

... comunicazioni, per esempio, in figura 2, sopprimendo le stazioni S_{1-2} ... S_{4-5}.

Il modo di carreggio

Le principali caratteristiche di un convoglio, che servono a definirne la sezione della galleria, sono:

- la composizione,
- l'orario.

Se la produzione del quartiere, che viene evacuata dal convoglio considerato, fosse regolare, si potrebbero fissare una volta per tutte queste caratteristiche. In effetti, come è noto, la produzione di un cantiere non è regolare, ci si adatta allora alle irregolarità di produzione agendo o sulla composizione dei treni, o sull'orario, o ... entrambi questi parametri.

a) Carreggio alla ...

La composizione dei treni è rigorosamente costante, essendo il numero delle berline fissato una volta per tutte. L'orario dei treni è, per contro, variabile, adattandosi alla produzione.

E' un modo di carreggio particolarmente conveniente al tipo di carreggio articolato, nel quale gli itinerari dei vari locomotori sono diversi. Per contro, nel tipo a stella, esso darebbe luogo a tempi d'attesa notevoli in corrispondenza degli incroci (fra braccio e braccio della stella), in quanto niente impedisce a più convogli di raggiungere contemporaneamente il pozzo d'estrazione.

b) Carreggio ad orario

Con questa soluzione, l'orario di partenza e d'arrivo dei treni viene fissato in modo invariabile; esso deve naturalmente essere rispettato dai vari convogli. Le fluttuazioni di produzione sono allora compensate con una composizione variabile dei convogli.

E' il modo più frequente nel carreggio a stella, infatti, permette, con un'opportuna scelta dell'orario, di ottenere l'arrivo al pozzo dei diversi locomotori uno dopo l'altro, mentre non v'è alcun pericolo, se l'orario è scelto correttamente, che i vari locomotori si intralcino vicendevolmente agli incroci, o anche nei vari tronchi in cui circolano più locomotori.

Nel modo di carreggio ad orario deve naturalmente essere rispettato il cosidetto "principio di simmetria", in base al quale, un locomotore deve trasportare lo stesso numero di berline, vuote o piene, ad ogni viaggio di andata e ritorno, al fine di evitare forti accumuli di berline inutilizzate in certe stazioni e un numero insufficiente in altre.

c) Carreggio per dispatching

Con tale modo di carreggio non è fissato nè l'orario, nè la composizione dei treni.

La determinazione dell'una o dell'altra di queste caratteristiche è lasciata all'iniziativa di un "dispatcher", il quale, naturalmente, deve essere in possesso di tutte le informazioni necessarie per effettuarla (movimenti dei treni composizione dei treni, numero di berline vuote e piene ferme alle stazioni e al pozzo etc.)..

Tale informazioni vengono ottenute dal dispatcher, mediante una rete telefonica molto sviluppata ed efficiente. Di solito, inoltre, il dispatcher dispone anche di un quadro di segnalazione, che gli fornisce tutte le informazioni possibili sulle stazioni, sui pozzi e sul carreggio.

Con sufficienti informazioni a disposizione, questo modo di carreggio è dotato di notevole elasticità, potendosi facilmente adattare a tutte le variazioni della produzione e del lavoro.

Studio di un carreggio (Metodo classico)

E' necessario, anzitutto, effettuare la scelta del parametri già visti, cioè il tipo e il modo. Tale scelta verrà fatta sulla base di x considerazioni locali e dell'esperienza tratta da installazioni esistenti.

Supposta effettuata questa scelta, si può considerare un impianto di carreggio come la giustapposizione di un insieme di sezioni, ciascuna rigorosamente simile all'altra. Tali sezioni sono costituite:

a) da una stazione in cui i vuoti sono sostituiti dai pieni in corrispondenza del punto di carico (sezioni d'estremità), o per scambio con una altra stazione (sezione non d'estremità);

b) dal trasporto di berline piene in un senso e vuote nell'altra.

Schematicamente non vi è dunque alcuna differenza fra le varie sezioni, pertanto, il problema del carreggio si riduce allo studio di una sezione.

a) studio di una sezione V.1.

Tale studio deve determinare:

- il numero dei locomotori
- il numero totale di berline in dotazione alla sezione.

Quest'ultimo numero comprende quello dei vuoti e dei pieni nella stazione, come pure quello delle berline in movimento.

Determineremo allora nell'ordine:

1) il numero di berline per convoglio;
2) il numero di locomotori;
3) il numero di berline nella stazione, all'inizio della giornata e ad ogni istante.

1) Berline per convoglio -

Abbiamo già visto che lo sforzo al gancio di un locomotore è limitato:

- dall'aderenza, alle basse velocità,
- dalla potenza, alle alte velocità.

Evidentemente le considerazioni di aderenza e di potenza fissano già i limiti superiori per la composizione dei treni. Tuttavia entro tali limiti è possibile scegliere o convogli pesanti che viaggiano a debole velocità, o convogli corti e rapidi.

Se si riporta in un grafico (figura 47), in ascisse la velocità, in ordinate sia lo sforzo al gancio che la portata di carreggio, si vede che il maggior numero di berline trasportate corrisponde a treni pesanti e lenti. Questa composizione permette dunque di ottenere la massima portata per convoglio, ciò però non significa che esso rappresenti la soluzione più conveniente. Infatti con tale soluzione i locomotori marcerebbero permanentemente a piena potenza, con conseguente notevole, e talvolta proibitiva, usura e spesa di manutenzione del materiale utilizzato.

In generale, sulla base di queste considerazioni, la scelta viene attuata attenendosi alle seguenti regole:

- soddisfare anzitutto ai limiti di cui si è detto (potenza ed aderenza);

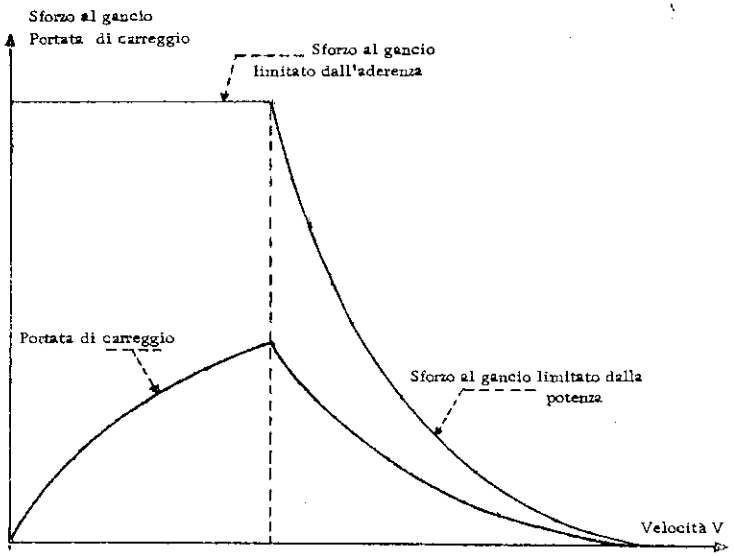


Fig. 47

→ non far marciare i locomotori a più dell'80% del carico nominale degli stessi, in condizioni di marcia normale;

→ tener presente che i convogli lunghi e pesanti, quando sono possibili, danno luogo, in definitiva, alla miglior portata.

(2) Numero di locomotori

Una volta che sia stato deciso quale è il numero di berline che costituisce il convoglio, potremo calcolare la produzione che può essere trasportata da un locomotore, conoscendo il numero dei cicli che quest'ultimo può effettuare.

E' possibile dunque, stabilire, a partire dal tonnellaggio totale da trasportare nella sezione in esame, quanti locomotori sono necessari per il carreggio (+).

Ha massima importanza la valutazione della durata del ciclo; essa può determinarsi statisticamente mediante una nutrita serie di cronometraggi, ottenendo così un tempo medio (t) il quale, tenendo conto del coefficiente di utilizza

(+) Potrebbe anche accadere che una "frazione" di locomotore sia sufficiente: in tal caso, uno stesso locomotore può servire più sezioni, o, a volte, si può dotare la sezione di un locomotore meno potente.

zione di un locomotore (uguale in media a $\frac{75 \div 85}{100}$) e al numero di minuti in un turno di lavoro (480), permette di determinare il numero di cicli in cui si può normalmente contare per un locomotore

$$\frac{\text{Numero di cicli}}{} = \frac{75 \div 85}{100} \cdot \frac{480}{t}$$

(3) Numero di berline alle stazioni

Consideriamo, per esempio, una sezione dotata di una stazione di carico. La curva di produzione, in funzione del tempo, è un dato del problema. Se rappresentiamo schematicamente la sezione considerata, in essa noteremo la presenza di:

- berline vuote in attesa di essere caricate,
- berline piene in attesa di partire,
- berline vuote o piene in movimento.

Tracciamo anzitutto la curva media di produzione (figura 48) e indichiamo con "s" lo stock iniziale di berline, ossia il numero di berline vuote ferme alla stazione all'inizio della giornata (il numero delle piene è nullo). Tracciamo quindi una curva corrispondente agli arrivi dei vagoni alla stazione di ca

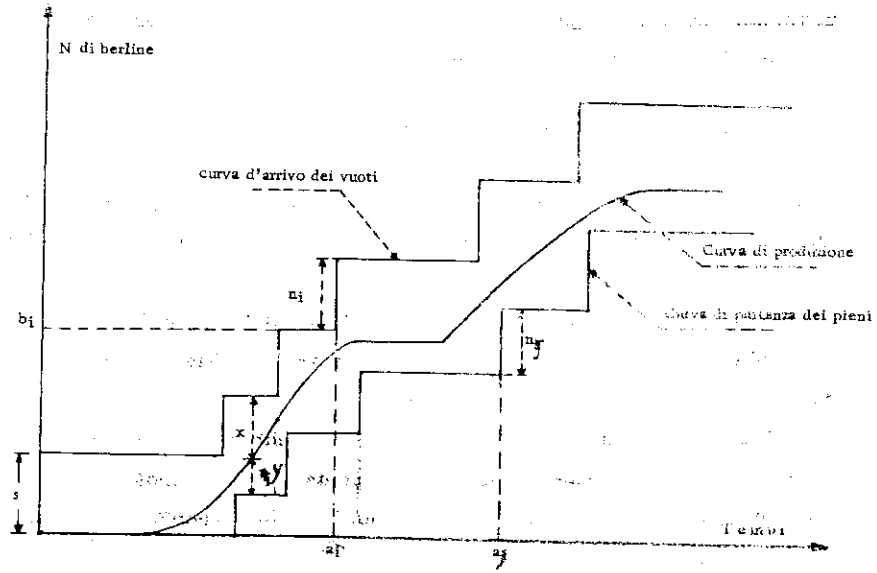


Fig. 48

rico, tenendo conto dello stock s. Su tale curva "scalinata", al tempo a_i, ad esempio, arriveranno n_i berline vuote che si sommano al numero b_j già arrivate in precedenza, a partire dall'inizio della giornata.

Un'altra curva a scalinata rappresenta il numero totale di berline piene partite dall'inizio della giornata ai vari tempi. Al tempo a_j, partono n_j berline piene.

Queste curve sono interessanti per le deduzioni che permettono di trarre. Infatti, la differenza (x) delle ordinate della curva degli arrivi e della curva di produzione rappresenta il numero di vagoni vuoti in attesa di caricamento. Analogamente, (y) rappresenta il numero di vagoni carichi in attesa di partenza.

E' chiaro allora che un difetto di berline vuote in corrispondenza del punto di carico si avrà quando $x = 0$. Da ciò discende la nozione di "stock di sicurezza", che è rappresentato dal minore dei diversi valori di x.

E' chiaro che in un carreggio alla capacità (caso rappresentato in fig. 48), tutti gli n_i e n_j sono uguale. Inversamente, in un carreggio ad orario, sono i valori a_i e a_j ad essere uguali, essendo preventivamente determinati.

Da tutto ciò deriva il seguente modo di procedere. Scelto il modo di carreggio, determinato il numero massimo di berline per convoglio, valutata la durata media di un ciclo, si costruiranno le curve degli arrivi e delle partenze in modo tale che non intersechino la curva di produzione. Tale costruzione dovrà naturalmente tener conto di tutti i limiti conosciuti e già esposti.

Ciò fatto, sarà facile dedurre il numero (x + y) di berline necessarie alla stazione e quindi lo stock (s) necessario all'inizio della giornata (stock iniziale).

Effettuato lo studio di una sezione, si passerà alla successiva, e così via sino al pozzo.

E' evidente che per ogni sezione la curva di produzione si deduce da quella della sezione precedente mediante un semplice spostamento di tempo, corrispondente alla durata del percorso.

Quando si arriva all'ultima sezione (quella del pozzo), è necessario che la curva dei pieni, sia sempre, a causa della presenza di uno stock di

di berline piene, al di sopra della curva di estrazione.

Analogamente, ma con ragionamento inverso, per la curva di partenza dei vuoti. Ciò permette di determinare gli stock iniziali di berline piene e vuote (figura 49).

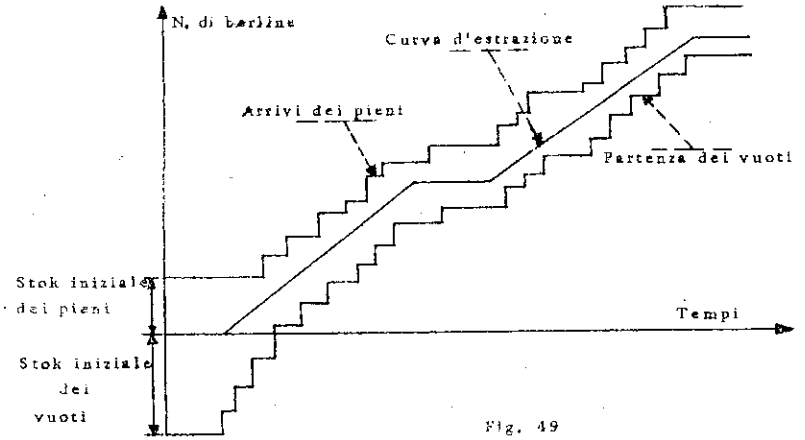


Fig. 49

In tutte le considerazioni precedenti, è stata presa in considerazione una curva di produzione media. In effetti la curva reale di produzione varia da un giorno all'altro, potrebbe allora accadere che, se si tiene conto della curva media, nei giorni di maggior produzione vi sia difetto di berline vuote (figura 50), la curva a scalinata taglia la curva di produzione). E' necessario quindi costruire non soltanto la curva di produzione media, ma anche tutte le curve inviluppo di produzione corrispondenti a una probabilità sufficiente (95 o 98% ad es.).

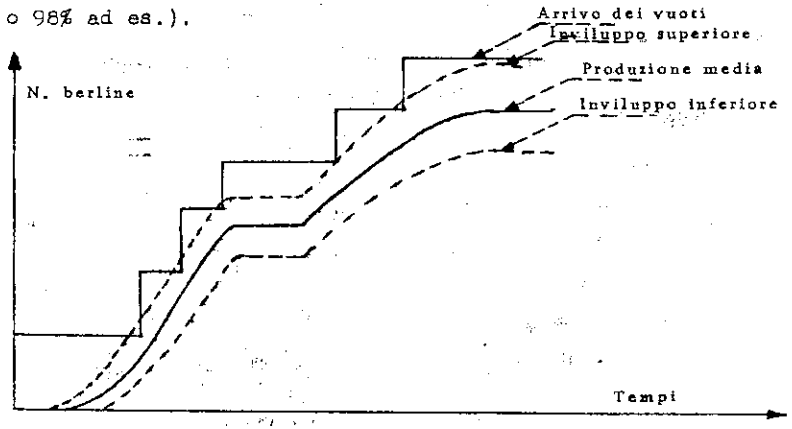


Fig. 50

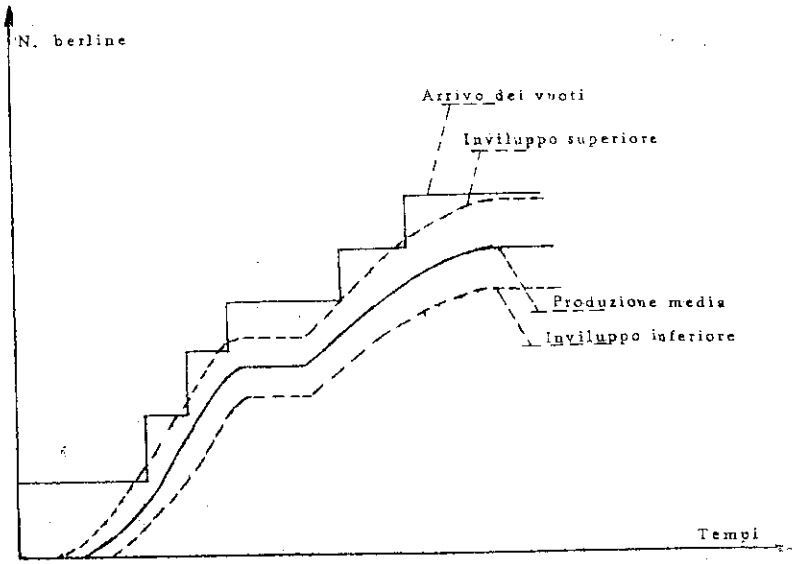


Fig. 50

MOTORI

Il carreggio può essere effettuato:

a) a mano

b) con animali

c) con locomotori.

Carreggio a mano e con animali

Lo sforzo che può esercitare un operaio è di (10-14 kg) spingendo un vagone con velocità di 0,8 - 1,2 m/sec per tratti di lunghezza sino a 200 metri. Per breve durata può, però, esercitare anche uno sforzo di 30-40 kg.

Il periodo di lavoro deve essere alternato ad un breve periodo di riposo, per ottenere il massimo rendimento con il minimo disagio dell'operaio. Con una buona organizzazione del carreggio, d'altronde assolutamente necessaria, un operaio può fornire, in un turno, 140.000 - 200.000 kgm. Il lavoro per una T.K.U. è, come si è visto:

$$L = \left[(1 + 2\,w)\,F - i \right] 10^3 \quad \text{kgm}$$

per cui con pendenze di equilibrio ed in strade di cantiere, (cioè mal tenute), ($F = 25$; $W = \frac{1}{2}$)

$$L = \left[(1 + 1)\,26 - 13 \right] 10^3 = 39.000 \text{ kgm.}$$

Quindi le tonn/km fornite dall'operaio sono circa

$$\frac{180.000}{39.000} = 4 \div 5 \quad \frac{\text{tonn/km}}{\text{turno}}$$

per un carreggio di lunghezza variabile dai 300 metri ai 500 metri.

In alcune miniere il carreggio è ancora attuato con cavalli o muli. Lo sforzo continuo che tali animali possono esercitare è di 60-80 kg. alla velocità di circa 5 km/h, ed il lavoro che, mediamente, possono effettuare in un turno è di 2.000.000 - 2.500.000 kgm.

Con gli animali si adotta la pendenza di ugual resistenza, ossia valori della pendenza di $i = 5$ °/₀₀ , pertanto le tonn-km che possono essere realizzate con $F = 25$°/₀₀ (strade non buone) e $W = \frac{1}{2}$, sono:

$$L = \left[(1 + 2\,w)\,F - i \right] 10^3 = 48.000 \text{ kgm}$$

$$\frac{2.000.000}{48.000} = 40 \text{ tonn-km/turno}$$

Con strade in condizioni peggiori ($F' = 15$) e cricchetti a bocca-le ($F'' = 30$), ossia con un F totale = 45, L risulta uguale a 84.000 kgm, le tonn-km/turno si riducono a 20.

Locomotori

Si dividono in locomotori a benzina, diesel, ad aria compressa, elettrici a trolley e ad accumulatori.

1) Locomotori a benzina - Sono ormai poco usati perchè presentano pericoli di incendio, dovuti al carburante, rischio di infiammazione del grisù e pericoli di intossicazione per il CO sviluppato.

2) Locomotori diesel - I locomotori diesel a 4 tempi, con un numero di cilindri variabile da 2 a 6 e con impiego di gasolio, hanno, per contro, assunto grande sviluppo, per il basso consumo (180-200 gr di combustibile per CVh) e basso costo di impianto.

Se opportunamente costruiti non presentano alcun pericolo di incendio nei confronti del grisù, e sono quindi utilizzabili in tutte le gallerie.

All'eventuale pericolo di ritorno di fiamma si ovvia con l'applicazione di un filtro a labirinto, costituito, all'aspirazione, da (figura 51) un cassetto nel quale l'aria deve percorrere un cammino tortuoso determinato da lamelle poste molto vicine le une alle altre. Un apparecchio analogo viene installato allo scarico. I gas di scarico vengono fatti gorgogliare in un serbatoio di acqua di raffreddamento e poi passano attraverso il filtro precedente, che impedisce ad eventuali fiamme di propagarsi.

Fig. 51

Altro pericolo dei locomotori diesel è quello costituito dalla possibile produzione di CO. In funzionamento a regime, con un notevole eccesso d'aria alla combustione, il tenore in CO dei gas di scarico è inferiore all'1°/$_{oo}$, mentre, per ovviare a questa possibilità nei periodi di avviamento, i locomotori sono dotati di basse accelerazioni. SUssiste però sempre il pericolo di un funzionamento anomalo, specie all'avviamento, per cui il tenore di CO potrebbe salire oltre il limite pericoloso dell'1°/$_{oo}$.

Si può perciò applicare allo scarico un serbatoio con una soluzione di soda in cui si fanno gorgogliare i gas, seguito da un essicatore e da un labirinto a carbone attivo che purificano i fumi (figura 52). Tuttavia, il peso morto del locomotore, con tale sistema, aumenta notevolmente, per cui si preferisce attivare convenientemente la ventilazione della miniera. Il regolamento di Polizia Mineraria francese, prescrive che la portata d'aria, in gallerie dove circolano locomotori diesel, deve essere di almeno 3-5 litri/sec per CV installato nel locomotore.

Le principali caratteristiche di questi locomotori sono:

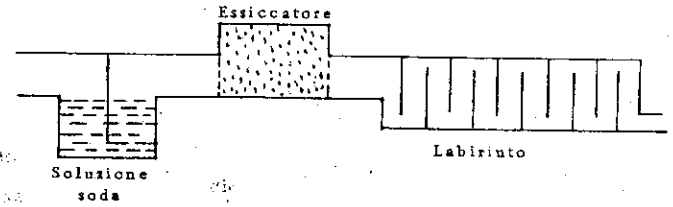


Fig. 52

Potenza, da qualche CV sino a 100 CV, eccezionalmente sino a 170 CV. Nei modelli più usati (da 50 a 90 CV), si può contare mediamente su 6-8 CV per tonnellata del locomotore.

Velocità sino a 15 km/h

Spunto in partenza, 20-25% del peso aderente, ossia del peso del locomotore, essendo tutte e quattro le ruote motrici.

Sono le locomotive di maggiore impiego ove si richieda soprattutto notevole agilità di trasporto. Hanno un basso costo di impianto, limitato al costo del locomotore, e grande autonomia.

(3) Locomotori ad aria compressa - I locomotori ad aria compressa erano un tempo molto usati per la sicurezza che presentano nei riguardi del pericolo di accensione del grisù; sono però caduti in disuso per il notevole costo e la bassa autonomia.

L'aria compressa è tenuta in un serbatoio, sistemato sul locomotore, a pressione di 150-200 kg/cmq e lavora in due o tre motori in cascata, nel primo, in genere, con un salto di pressione da 15 a 7 kg/cmq; nel secondo da 7 a 3, nel terzo da 3 a 1 kg/cmq.

Il locomotore ha un rendimento del 50%, che unito a quello del compressore, si abbassa al 10-15%.

I più grossi locomotori ad aria compressa possono raggiungere una potenza di 70 CV. L'elevato peso (400-500 kg per CV installato), rende tali macchine alquanto lente. Raggio d'azione massimo da 5 a 6 km.

(4) Locomotori elettrici a trolley - Sono costruiti con due assi motori, comandati da motori a corrente continua sospesi elasticamente sullo chassis, con un rotore collegato all'albero che porta il treno di ruote, mediante riduttori di velocità.

L'elemento caratteristico è il trolley, che può essere a pantografo, ad arco o puntuale. Quest'ultimo, in miniera, è molto usato, anche se dà luogo a scarrucolamenti, mentre il pantografo è usato sopratutto in gallerie con pendenze varie e se il traffico avviene ad alta velocità.

Il ritorno della corrente è realizzato attraverso le rotaie, che sono saldate elettricamente l'una all'altra, ma i binari debbono essere equili-

brati l'un l'altro elettricamente con treccia di rame ogni 100 metri. La caduta di tensione tra un binario e l'altro non deve superare gli (8) volts.

La tensione è standardizzata su 250 volts continui, ma si è fatta deroga in alcune miniere francesi che ammettono voltaggi sino a 500 V. Le miniere americane adottano una tensione di 250 V. Le norme C.E.I. suggeriscono ancora 250 V.

Altro elemento caratteristico sono le sottostazioni all'esterno, ed all'interno se lo sviluppo interno del tragitto supera i 2000 metri. Le sottostazioni sono costituite da covertitori a vapori di mercurio, con potenza di qualche centinaia di kilovatt.

I pericoli connessi con l'uso di questi locomotori sono gli incendi di materiali infiammabili.

Nei riguardi del grisù i pericoli sono molto maggiori che non con i Diesel. Le norme C.E.I. vietano locomotori a trolley dove è presente gas infiammabile, quindi in miniera ne è proibito l'uso, salvo nelle gallerie di ingresso d'aria, dietro permesso dell'Ing. Capo del Corpo delle Miniere. Il regolamento tedesco, più largamente, permette l'uso di locomotori a trolley nelle gallerie in cui il tenore di grisù è inferiore al 3‰. Comunque il pericolo è tale che se la miscela grisutosa esiste nei rapporti di infiammabilità, l'esplosione si verifica sicuramente.

Ulteriore pericolo è quello dell'elettrocuzione, per ciò tutte le armature metalliche, cui passa vicino il filo di contatto, debbono essere messe a terra. Il filo deve essere situato ad un'altezza dal suolo di almeno 2,20 metri, se nudo, e di 1,80 metri, se schermato con tavolette laterali.

Si ha, inoltre, nel caso di brillamento elettrico, il pericolo che correnti disperse diano luogo a partenze intempestive della volata. In questo caso si usano inneschi elettrici a tensione elevata, e, per maggior sicurezza, si deve sezionare la linea nelle vicinanze dei luoghi dove si spara, limitatamente al periodo di caricamento della volata.

I locomotori elettrici a trolley hanno potenze sino a 700 CV, ma i tipi più comunemente usati hanno potenze di 100-200 CV, con un peso di 90--100 kg/CV. Permettono notevoli velocità, sino a 35 km/h, e notevoli potenze per unità di peso (10-16 CV/ton), valori di gran lunga più elevati di quelli relativi ad altri tipi di locomotori.

(5) Locomotori ad accumulatori - Possono essere costruiti a prova di esplosione, cioè antigrisutosi. Hanno l'inconveniente di un alto costo di esercizio per la presenza degli accumulatori. Per la stessa ragione, il peso, a parità di potenza, è molto maggiore di qualsiasi altro tipo di locomotore.

A causa del peso elevato, la potenza più frequente di questi locomotori è alquanto bassa e va, in genere, da 30 a 60 CV. Anche la velocità è piuttosto ridotta (10-15 km/h) ed il peso per CV indicato, raggiunge, per le potenze più piccole anche valori di 230 kg.

Hanno come vantaggi principali, la semplicità del motore, prontezza alla partenza, silenziosità e sicurezza.

Di contro, presentano scarsa autonomia ed alto costo di esercizio per la necessità di cambiare gli accumulatori.

Scelta di un locomotore

Tale scelta è di importanza fondamentale, ma complessa, per il gran numero di fattori che intervengono.

Senza voler effettuare uno studio completo del problema, è opportuno far presente qualche considerazione in proposito.

(a) Limiti geometrici

Un locomotore deve poter essere trasportato comodamente al fondo. Inoltre è necessario che esso si adatti alla sezione e al raggio di curvatura delle gallerie nelle quali deve circolare. Ricordiamo che, ad una data potenza, le locomotive elettriche a trolley sono, in generale, le più leggere, mentre i locomotori ad accumulatori o ad aria compressa sono i più pesanti.

(b) Potenza e sforzo al gancio

Allo stato attuale della tecnica, le potenze dei locomotori hanno dei limiti superiori, del resto raramente raggiunti, del seguente ordine (miniere europee):

- locomotori a trolley 600 CV
- locomotori diesel 170 CV
- locomotori ad accumulatori 100 CV
- locomotori ad aria compressa 70 CV

Inoltre bisogna ricordare che i migliori risultati economici (prezzo di costo) si ottengono allorchè il locomotore funziona alla sua potenza nominale. Bisogna dunque evitare di avere locomotive sovrapotenti, il che significa che la loro scelta deve essere effettuata accuratamente.

E' chiaro che non è sufficiente considerare soltanto la potenza, infatti, allo spunto, l'aderenza limita lo sforzo al gancio ad un valore pari a circa 1/4 - 1/5 del peso del locomotore, qualunque sia la sua potenza.

c) Sicurezza

I regolamenti destinati a garantire la sicurezza nelle miniere limitano la scelta, sovente in modo assai diverso nei diversi paesi.

Il regolamento francese può così riassumersi:

- locomotori a trolley - in gallerie prive di grisù
- locomotori diesel - tenore massimo in grisù 1%
- locomotori ad accumulatori - tenore massimo in grisù 1%
- locomotori ad aria compressa - il regolamento francese non ne parla. Essi possono dunque essere usati sino a tenori del 2%, tenore per il quale, come è noto, bisogna evacuare i cantieri.

d) Considerazioni economiche

Nel calcolo comparativo dei prezzi di costo bisogna tener conto di 4 tipi di spese:

- spese di capitale (impianto)
- spese di mano d'opera
- spese di forniture
- spese di energia

Poche sono le installazioni strettamente paragonabili, per cui sovente nella letteratura tecnica si incontrano cifre incoerenti.

Daremo perciò dei valori che rappresentano ordini di grandezza validi per le miniere (sopratutto di carbone) europee.

1°) Suddivisione delle spese per il diesel -

Assumiamo il locomotore diesel come base di paragone economico. Per esso si può contare sulla seguente ripartizione media delle spese:

- spese di capitale	27 %
- spese di mano d'opera	42 %
- spese per forniture	12 %
- spese di energia	19 %
Totale	100 %

Paragoniamo allora ciascuna delle categorie di spesa degli altri tipi di locomotori con quelle dei diesel.

2°) Spese di capitale

Devono tener conto non soltanto del costo dei locomotori, ma anche di quello delle installazioni ausiliarie (compressori e rete d'aria, trolley e raddrizzatori etc...). La durata d'ammortamento sarà un pò più lunga per il trolley, classico e semplice, rispetto agli altri tipi, per i quali essa potrà essere di circa 10 anni.

Per [illegible] media, per le spese di capitale si ha:

- locomotori diesel	1
- locomotori a trolley	1,5
- locomotori ad accumulatori	2,4
- locomotori ad aria compressa	2,4

Come si vede il vantaggio dei locomotori diesel è considerevole.

3°) Spese di mano d'opera

La mano d'opera comprende il personale di condotta, quello di sorveglianza e manutenzione.

Il personale di condotta, il più importante, è lo stesso per i diversi tipi. Il personale di sorveglianza è maggiore per i tipi che esigono installazioni ausiliarie (trolley, accumulatori aria compressa).

Per contro la manutenzione è più forte per il diesel, per il quale essa costerà, per esempio, la metà della mano d'opera di condotta.

Le cifre comparative sono, approssimativamente:

- locomotori diesel	1,0
- locomotori a trolley	0,9
- locomotori ad accumulatori	0,9

- locomotori ad aria compressa 0,9

3°) Forniture

Molto ridotte per il trolley e aria compressa, sono più alte per il diesel. Esse sono massime per il locomotore ad accumulatori, a causa del costo delle batterie, che devono essere cambiate frequentemente

4°) Energia

Il paragone è alquanto delicato in quanto fa intervenire il prezzo del kwh elettrico e quello del carburante. Mediamente può comunque assumersi la seguente tabella:

- locomotori diesel 1,0
- locomotori a trolley 0,3
- locomotori ad accumulatori 0,3
- locomotori ad aria compressa 3,0

Ricapitolando abbiamo:

	diesel	trolley	accumulatori	aria compr.
Spese di capitale	37	41	64	64
Mano d'opera	42	38	38	38
Forniture	21	5	13	7
			8	57
TOTALE	100	90	121	166

Il tipo a trolley quindi conduce ad un prezzo di costo più basso malgrado le alte spese di impianto. Immediatamente dopo viene il tipo diesel esso è facile da porre in opera ma richiede una certa manutenzione; il suo prezzo di costo è buono (esistono dei casi particolari in cui è meno costoso del trolley).

Il locomotore ad accumulatori dà luogo ad elevate spese di capitale per la sostituzione delle batterie.

Il locomotore ad aria compressa è molto costoso in tutti i sensi.

Da tutto ciò deriva:

- il notevole incremento del locomotore a trolley, quando naturalmente le con-

dizioni di sicurezza lo consentono (miniere metallifere in particolare);
il rapido declino dei locomotori ad aria compressa, che vengono usati solo ove i regolamenti di polizia mineraria lo impongono (in Polonia, ad esempio, nelle miniere francamente grisutose, è obbligatorio farne uso).

Generalità sui trasportatori..... 1

CAP. 1° - Il trasportatore a catena .... " 3
Convogliatore munito di una sola testata motrice.... " 7
Convogliatore munito di due testate motrici..... " 11
Convogliatore funzionante in discesa..... ..... " 12
Convogliatore funzionante in salita..... " 14

CAP. 2° - Il canale oscillante..... " 16

CAP. 3° - Il nastro trasportatore..... " 24
Studio delle varie parti di un nastro
Il nastro vero e proprio..... " 29
La testata motrice..... " 30
I rulli..... ..... " 34
Superamento di curve convesse o con..... " 37
La testata di rinvio..... ..... " 41
Dispositivi tenditori..... " 49
Dispositivi di trattenuta e freni..... " 51
Progetto di un nastro trasportatore..... " 54
Considerazioni sull'impiego dei nastri .... " 60
Nastri speciali..... .... " 63
Confronto con berline.... ..... " 65

CAP. 4° - I trasporti su rotaia .... " 68
Le rotaie..... ..... " 68
Sforzo di trazione..... " 71
Il locomotore..... " 77
Potenza e velocità..... " 79
Frenatura..... " 81
Tecnologia delle berline..... " 84
I parametri del carreggio : il tipo e il modo..... " 92
Studio di un carreggio..... " 95

Motori
Carreggio a mano e con animali..... pag. 101
Carreggio con locomotori..... " 102
Scelta di un locomotore..... " 106