

L'INGEGNERIA CIVILE

R

LE ARTI INDUSTRIALI

PERIODICO TECNICO MENSILE

Si discorre in fine del Fascicolo delle opere e degli opuscoli spediti franchi alla Direzione dai loro Autori od Editori

STRUMENTI E METODI DI OSSERVAZIONE

IL NUOVO MOLINELLO ELETTRICO SCRIVENTE
DEL GABINETTO D'IDRAULICA
DELLA R. SCUOLA D'APPLICAZIONE DI PADOVA

(Veggasi la Tav. X).

La misura della portata delle acque correnti, ed il reciproco comportarsi delle velocità dei loro filetti liquidi, è uno fra i problemi di maggiore interesse dell'ingegneria idraulica, sia nei riguardi della pratica come della teoria.

Lasciando da parte le soluzioni teoriche che si tentarono in proposito, soluzioni che, se meritano encomio per gli importanti studi fatti, sono ancora lontane dal conseguire quella perfezione che può renderci sicuri dei risultati, il migliore sistema è quello della diretta misura della portata o delle velocità con regolatori o con tachimetri, deducendo nel secondo caso la portata, da quel solido che riesce conterminato dalla sezione retta del corso d'acqua stesso, dal suo fondo, dalle sponde, dallo specchio liquido superiore, e dalla superficie involvente le velocità unitarie dei singoli punti della sezione retta su menzionata.

Estesa è la serie degli strumenti che a tale scopo si idearono, alcuni come i galleggianti semplici adatti alla sola misura delle velocità superficiali, altri come il galleggiante composto, il tubo di Pitot, il molinello, ecc., atti a determinare la velocità di un punto prefisso della corrente, altri finalmente, come l'asta ritrometrica, destinati a stabilire la velocità media su di una data verticale.

Fra la svariata serie di strumenti che la tecnologia meccanica porge a tale scopo, è indiscutibile la superiorità dei molinelli, antichi strumenti modificati dal Woltmann nel 1790 (1), e conosciuti in seguito col suo nome, i quali si prestano ad una facile manovra, alla comoda misura della velocità del maggior numero di punti di una data sezione, anche in prossimità al fondo ed alle sponde; ed occupando con le loro alette un piccolissimo spazio, danno la velocità media di una così limitata superficie, da poterla ritenere come assoluta del centro di figura di questa.

I molinelli in genere si compongono di un sottile albero orizzontale all'estremo del quale sono fissate due o più alette piane ed inclinate a 45° colla sua direzione, od eliocoidali, su queste direttamente agendo la corrente, si imprime un movimento rotatorio che viene trasmesso, mediante una vite perpetua unita all'albero, ad un contagiri, e dal numero di rotazioni fatte dal molinello, in determinato tempo, si deduce la velocità della corrente.

Il Baumgarten, applicando le nozioni della teoria dell'urto dei liquidi contro i corpi solidi, e tenendo conto altresì delle resistenze passive, stabilì una relazione fra la velocità ed il numero dei giri, in modo che dati questi, riesca quella pienamente definita.

Questo ingegnoso strumento, se non sul suo principio fondamentale, sulle sue modalità fu successivamente modificato, specialmente in ciò che concerne il contagiri, ed in modo da rendere al minimo le resistenze passive, e non è che solo in questi ultimi anni, colle estese applicazioni dell'elettricità, che si ideò di valersi di questo mezzo per renderne l'uso più facile e spedito.

Nel 1874 il Gabinetto d'Idraulica della Scuola di Padova si arricchiva di un molinello a segnalamento elettrico con contagiri, sistema Amsler-Laffon. La superiorità di questo molinello è indiscutibile; come i comuni ha il contagiri, ma a questo è unita una speciale disposizione di contatti elettrici atti a mettere in movimento una suoneria, compiuto che abbia il molinello cento rotazioni.

Questo molinello fu ampiamente descritto dal compianto senatore Domenico Turazza nel suo *Trattato d'idraulica*, e dall'egregio prof. U. Masone nel suo *Corso di idraulica teorica e pratica*, stampato a Napoli l'anno 1889.

Specialmente da me usato e dai miei allievi per la misurazione della portata del Bacchiglione e d'altri corsi d'acqua minori, fornì ottimi risultati; s'ebbero però a verificare alcuni inconvenienti di lieve importanza, fra i quali forse il maggiore quello, che quantunque di molto sia ridotto il tempo delle osservazioni richiesto dagli usuali, pure questo riesce ancora troppo lungo, rendendo possibili variazioni di portata, difficilmente apprezzabili colle variazioni dell'idrometro.

Essendo mia intenzione di corredare il Gabinetto d'Idraulica della Scuola di Padova di un nuovo molinello, e ciò per rendere più comodo questo importante esercizio agli allievi, unitamente al mio Assistente, ing. Luigi Rasi, si pensò farne eseguire uno appositamente, valendoci degli ammaestramenti avuti dalla nostra esperienza.

Esaminati nel loro dettaglio i reometri proposti, e fatti costruire dal compianto senatore Razzaboni (1), ed il reometro del prof. Harlachner (2), e convinti dell'importanza di avere il segnalamento sempre sott'occhio, onde meglio poter seguire le fasi della corrente in un dato punto, durante un tempo stabilito, potendo prontamente dedurre la velocità media nel punto stesso, prima idea fu quella di portare, col sussidio di una corrente elettrica, il contatore a diretta portata dell'osservatore come nel molinello Harlachner. Considerato però che con una tale disposizione si rende ancora necessario estendere l'osservazione per un tempo non inferiore ad un minuto, ed il ripeterla per correggere gli inevitabili errori, si pensò, per abbreviare questo tempo, di provvedere l'istrumento di un apparecchio registratore del tempo e del numero di giri, rimanendo impresse queste registrazioni su di una fettuccia di carta, fronte a fronte, mettendo detto apparecchio a portata dell'osservatore, il quale può limitare l'osservazione ad un tempo ristretto a venti o trenta secondi; oltretutto rimanendo sulla

(1) BOILEAU, *Traité de la mesure des eaux courantes*, ecc. Paris, 1854. — *Notice sur le molinet de Woltmann* (*Annales des Ponts et Chaussées*). Paris, 1848.

(1) *Sopra un nuovo molinello idrotachimetrico*. Nota del prof. CESARE RAZZABONI. Bologna, 1879.

(2) U. MASONE, *Corso d'idraulica teorica e pratica*. Napoli, 1889.

fettuccia di carta impresso il numero di giri e di secondi, oltre all'inutilità di ripetere l'osservazione, si ha sempre un documento preciso dell'osservazione stessa.

I molinelli del prof. C. Razzaboni e quello del prof. Harlachner portano pure questa registrazione col mezzo di cronografo, ma i primi non hanno la registrazione contemporanea del tempo, la quale è di somma importanza per poter seguire l'andamento della corrente da istante ad istante.

Esposti questi criteri al bravo Giuseppe Cavignato, meccanico del R. Osservatorio Astronomico di Padova, egli seppe così bene interpretarli nell'esecuzione dell'istrumento che ora ci proponiamo di esporre, da renderlo perfetto sotto ogni riguardo.

Questo molinello essenzialmente si compone (vedi tavola X):

a) di un molinello che mette in movimento un interruttore elettrico, ed è provveduto di un timone conico per mantenerlo, quando immerso nell'acqua, nella direzione della corrente;

b) di un'asta in legno con fili conduttori;

c) di un cronometro a secondi con interruttore elettrico;

d) di un cronografo tipo Morse, a molla, con due ancore, l'una per il molinello, l'altra per il cronometro;

e) di quattro pile a secco, sistema Gässner, le quali agiscono due per volta, e vicendevolmente si scambiano per impedire il loro esaurimento;

f) di un apparecchio di sospensione con relativo arganello e lente di zavorramento, per maggior comodo dello strumento.

*
**

Sull'estremo di un albero orizzontale in acciaio A (fig. 1.2) è fissato un molinello B costituito da due alette elicoidali di ottone; l'altro estremo di detto albero, entrato, attraversando una scatola a stoppa, in una piccola camera cilindrica C racchiusa da due fondi, di ottone l'uno, di vetro l'altro, porta una piccola appendice D pure in acciaio, la quale ogni completo giro del molinello, urtando, muove una piastrina flessibile di metallo E, allontanandola dal contatto con altra lamina F sovrastante, pure metallica.

Dalla piastrina flessibile E, e dalla soprastante lamina F, partono due fili di rame, che attraversata, isolati, la parete della camera cilindrica, terminano in due serratili esterni.

L'incastellatura è in ottone, ed al di là della camera cilindrica, è disposto un manicotto cilindrico ad asse verticale, destinato all'unione dello strumento, all'asta di manovra, od alla sospensione, a seconda che si usi dell'una o dell'altra.

Finalmente oltre questo manicotto è collocato il timone di forma conica G con la base maggiore rivolta a valle, riuscendo questa forma preferibile, perchè offrendo maggiore resistenza alla corrente, più obbediente riesce il molinello all'azione di questa.

L'asta di manovra H è in legno di larice, di sezione quadrata del lato di quattro centimetri e della lunghezza di due metri, essa si ripiega in due per il comodo trasporto, ed è graduata nel senso della lunghezza, di centimetro in centimetro.

Su di una delle sue faccie sono insinuati due fili di rame continuati dalle cerniere metalliche della snodatura, i quali superiormente terminano in due serratili, ed inferiormente sporgono all'infuori, e facilmente si adattano ai serratili del molinello.

Al basso quest'asta è cilindrica per meglio compenetrarsi nel manicotto del molinello.

Per unire l'istrumento all'asta ora descritta, al manicotto fisso all'incastellatura, si infila, e si salda con collarino a vite, un manicotto di ottone L, provveduto di due viti di pressione le quali lo congiungono solidamente alla parte cilindrica dell'asta, ed al disotto di questo si fissa un anello di sicurezza M pure in ottone.

Dai serratili superiori dell'asta partono due fili di rame, uno di questi va direttamente ad unirsi ad uno dei serratili del cronografo, l'altro ad uno dei poli di una delle pile Gässner, mentre dall'altro polo di detta pila parte un altro filo che raggiunge il secondo serratili corrispondente del cronografo.

Il cronografo (fig. 3, 4) è della solita forma dei cronografi Morse, e provveduto di due ancore a b l'una attratta da un'elettro-calamita A soggetta alla corrente prodotta dalla pila del molinello, e quindi si muove a seconda dei giri di questo, formandosi per ogni giro l'interruzione della corrente all'atto dell'incontro dell'appendice D dell'albero del molinello con la lamina flessibile E; l'altra è attratta da un'elettro-calamita B soggetta ad una corrente dovuta ad una seconda pila, che col mezzo di fili si unisce ad un cronometro con interruttore ad ogni secondo.

Le ancore così disposte battono la stessa lista di carta che successivamente si svolge dal cronografo, imprimendovi i giri del molinello ed i minuti secondi, gli uni di fronte agli altri.

Per comodità di manovra il cronografo, il cronometro e le pile sono tutti riuniti in un apposito stipo poco ingombrante.

Le quattro pile Gässner hanno lo scopo, come superiormente si disse, di alternarsi due per volta, evitando così il loro esaurimento.

*
**

Quando si intenda usare del molinello con la sospensione, si sostituisce al manicotto L (fig. 1) un manicotto ad anelli con sospensione cardanica (fig. 5), rendendo così possibile la perfetta obbedienza del molinello al timone, anche con l'azione di debolissime correnti.

Unito il molinello così apparecchiato, mediante un molettone, ad un filo di ferro zincato, il quale dopo essersi accavallato sulla gola di una girella di rimando B (fig. 6), si unisce ad un tamburo di un piccolo arganello A, lo si carica inferiormente della lente di zavorramento O, seguendo in ciò le analoghe disposizioni dell'apparecchio Amsler-Laffon.

Il tamburo dell'arganello è di tale diametro che per ogni suo giro svolge una stabilita lunghezza di filo, in modo che col mezzo di un contagiri, si può esattamente arguire la lunghezza del filo svolto, e conseguentemente l'immersione dello strumento.

La lente di zavorramento porta nel mezzo un'asta cilindrica verticale D, che termina superiormente nel molettone d'attacco col molinello.

Quest'asta è metallica e vuota, ed internamente vi scorre un cilindro pure metallico, unito inferiormente ad un disco di ghisa E; da una molla spirale, pure interna all'asta, questo cilindro viene mantenuto nella sua posizione normale, la quale solo è alterata quando il dischetto E, toccando il fondo, sospende l'interno cilindro comprimendo la molla.

Superiormente alla lente, sull'asta è disposto un serratili F montato su di una piastrina d'avorio; il cilindro interno, in condizioni normali, tocca la parte metallica del serratili su menzionato con un dischetto pure in avorio, ma quando per aver toccato il fondo il disco E, il cilindro si eleva, avviene il contatto metallico fra questo ed il serratili, e conseguentemente l'asta esterna D.

Con la sospensione la disposizione dei fili riesce un poco modificata.

Mentre uno dei fili del molinello segue la stessa via già descritta, l'altro, dal serrafili si unisce direttamente al filo metallico di sospensione, al disopra del molettone superiore.

Dall'arganello, che è metallico in tutte le sue parti, col mezzo di un serrafili, si stacca un filo che viene congiunto ad uno dei poli della pila, mentre l'altro polo di questa va al secondo serrafili corrispondente del cronografo, chiudendosi il circuito fra questi fili e quello di sospensione.

Per misurare la profondità delle verticali, valendosi dell'apparecchio di sospensione, si approfitta del primo filo, quello che direttamente unisce il molinello al cronografo, staccandovi, da un punto qualunque, un altro filo che si congiunge al serrafili F dell'asta D della lente di zavorramento, dove non producendosi alcun contatto metallico in condizioni normali, non altera l'andamento della corrente; ma appena il disco E tocca il fondo, elevandosi il cilindro interno, si produce il contatto metallico, stabilendosi allora una corrente continua, la quale fa cessare il battito dell'ancora del molinello, non avendo questo più alcun effetto colle sue interruzioni; letta allora sull'indice dell'arganello l'indicazione, questa corrisponde esattamente alla profondità del fondo nella posizione stabilita.

* *

Desiderando di fare un'applicazione di questo nuovo molinello scrivente alla determinazione delle velocità e delle portate, prescegliendo allo scopo due importanti canali navigabili della provincia di Padova, quello della *Bottuglia* e quello detto la *Brentella*, si procedette per prima al campionamento dello strumento.

Approfittando dell'ultimo tronco del naviglio interno di Padova, subito a monte del sostegno Contarini, dove l'acqua potevasi riputare assolutamente stagnante, causa una provvisoria chiusura della bocca di presa di alcuni molini, per lavori che a questi si stavano facendo, si stabilirono sulla sponda destra del canale tre allineamenti perfettamente visibili dal canale stesso, alla reciproca distanza di 25 m.

Trascinata quindi una barca con moto uniforme, da un osservatore imbarcato, munito di cronometro, al passaggio degli allineamenti anzidetti, veniva stabilita la velocità, riscontrando se fossero avvenute variazioni di questa, fra il primo e secondo, secondo e terzo allineamento.

Il molinello montato sull'asta in legno, da un secondo osservatore posto nella stessa barca, veniva immerso a prora, ad una profondità di 70 od 80 centimetri, in modo che si trovasse ad una profondità maggiore dell'immersione della barca. L'apparecchio scrivente, pure imbarcato, era comandato da un altro osservatore che produceva i contatti.

Quantunque fosse posto in azione il cronografo all'istante nel quale si passava per il primo allineamento, e si producesse l'interruzione raggiunto il terzo, pure risultò essere assolutamente superflua questa cura, essendo indifferente la lettura totale o parziale della fettuccia di carta svolta, quando il moto fosse a sufficienza uniforme.

Raccolte le fettucce svolte dal cronografo durante le osservazioni, si procedette con tutto comodo nel Gabinetto alla loro lettura. Come si accennò più volte, le impressioni fatte dalle ancore del cronografo sulla fettuccia di carta svolta, corrispondenti al tempo ed al numero di giri, si trovano fronte a fronte (fig. 9), ne segue quindi la facilità della lettura.

Stabilite le coincidenze dei punti corrispondenti al tempo ed al numero di giri, e contati quanti secondi e giri sono compresi fra due successive coincidenze, si ha tosto

il numero di giri per unità di tempo dal quoto fra questi due numeri.

Per maggiore sicurezza si cercano tre o più coincidenze, e per ciascuna coppia, fatta l'analoga operazione, meglio si può verificare la regolarità dell'osservazione.

Per il campionamento si fecero ben quaranta osservazioni, delle quali due sole dovettero essere rigettate per motivi del tutto indipendenti dall'istrumento.

Segnato il diagramma, assumendo come ascisse il numero di giri, e come ordinate le velocità, questo riesce così regolare, da scostarsi di poco da una retta. Assunta quindi come equazione del molinello la lineare:

$$v = An + B$$

dove v rappresenta la velocità, n il numero di giri, A e B due coefficienti costanti, questi vennero delotti dalle esperienze suesposte colla teoria dei minimi quadrati, risultando:

$$A = 0,2377; \quad B = 0.0322$$

ed il probabile errore medio:

$$e = \pm 0,005033$$

A dire il vero la costante B che rappresenta le resistenze passive del molinello, ossia quella velocità minima che sarebbe atta a mettere in movimento lo strumento, è riescita un poco forte, e ciò in causa del passaggio dell'albero del molinello attraverso ad una scatola a stoppa, la quale col suo attrito influisce sulla mobilità, ma se si considera che raramente nei corsi d'acqua naturali od artificiali si hanno velocità minime corrispondenti a questo limite, occorrendo per ciò pendenze inferiori a 2 millimetri per chilometro, tale inconveniente riesce di secondarissima importanza, avendosi in compenso la grande regolarità dell'istrumento coll'accrescersi della velocità, regolarità, che, come già si accennò, chiaramente apparisce dal diagramma.

* *

Nei giorni 29 e 30 maggio con due squadre di allievi del terzo Corso della Scuola di Padova, dirette dall'ingegnere Luigi Rasi, si eseguirono i rilievi di velocità e portate dei navigli della *Bottuglia* e della *Brentella*, nei quali per ciascuno si osservarono ben oltre cinquanta punti, ottenendone risultati soddisfacentissimi.

Nel primo di questi rilievi complessivamente si impiegarono tre ore, e nel secondo due, tempo assai breve, tenuto conto specialmente della minor pratica degli allievi nell'uso del molinello.

Queste esperienze erano condotte nella seguente maniera:

Tesa una fune metrica attraverso l'alveo, si ormeggiava l'imbarcazione nel punto prefisso col mezzo di due funi a coda di rondine, unite alle sponde, a monte della fune summenzionata, convenientemente governando il timone.

Montato il molinello con la sospensione, come indica la fig. 6, ed eseguiti i contatti elettrici, lasciato fermo il meccanismo del cronografo, e posto allo zero l'indice dell'arganello quando l'asse del molinello corrispondeva al livello dell'acqua, gradatamente lo si abbassava, sino a che per avere toccato il fondo il dischetto E, cessava il battito dell'ancora. Letta allora quale era la profondità raggiunta dal molinello, la si registrava sulla fettuccia di carta svolgentesi dal cronografo, antepoendovi l'indicazione dello scandaglio. Segnato quindi sulla fettuccia il numero della verticale, essendo raccolta in apposito registro la distanza di questa dalla sponda, si procedeva ad elevare di qualche cosa il molinello leggendo la sua immersione, e ponendo in movimento il cronografo.

Ciascuna osservazione durava dai 30 ai 40 secondi,

trascorsi i quali, fermato il cronografo, sulla fettuccia si tracciava il limite dell'osservazione, e si segnava il numero dell'osservazione successiva, e così via sino a raggiungere la superficie.

La fettuccia di carta svolta non veniva mai spezzata per tutto il rilievo, e si raccoglieva in un apposito rocchetto. Le letture si eseguirono poi in Gabinetto seguendo le norme stesse superiormente indicate.

Non mi dilungo ulteriormente su queste esperienze eseguite, poichè m'allontanerei troppo dal limitato assunto del presente scritto, riservandomi di tornare sull'argomento dopo eseguite parecchie esperienze collo stesso strumento per uno speciale studio che mi sono proposto.

Padova, giugno 1894.

G. TURAZZA.

COSTRUZIONI INDUSTRIALI

LE NUOVE OFFICINE

DELLE STRADE FERRATE (RETE MEDITERRANEA)

IN TORINO

PARTE III.

Incavallature.

Le incavallature dei fabbricati principali delle officine sono del sistema inglese a catena orizzontale, e colla pendenza del 50 %. Questo tipo di armatura, sebbene esteticamente non possa dirsi elegante, è però molto conveniente soprattutto per officine od edifici di uso pubblico, perchè costa meno di ogni altro, è abbastanza leggiero e non richiede l'uso di pezzi fucinati come il tipo Polonceau ed altri congeneri.

Inoltre le incavallature inglesi sono tra le più razionali, come quelle che si accostano all'ideale meccanico di non provocare che sforzi assiali in tutte le membrature, e per conseguenza non richiedono grandi dimensioni nelle membrature stesse.

Le incavallature delle officine vennero calcolate col sistema che prende nome dall'illustre ingegnere Castigliano, sistema fondato sul teorema del minimo lavoro, il cui enunciato può ritenersi il seguente: In un sistema elastico soggetto a forze esterne il lavoro di deformazione è il minimo fra tutti quelli che sono possibili.

Di questo metodo, che l'Amministrazione delle ferrovie del Mediterraneo, alle quali apparteneva il compianto Autore, adotta generalmente, si ritiene conveniente dare un saggio, applicandolo alle incavallature laterali del Riparto Calderai, aventi sei saette, la corda di 16^m,30 e la distanza di 5^m,50. Come appendice si applicherà alle stesse capriate il sistema speditivo dedotto da quello del Castigliano (1), ed infine il metodo della statica grafica.

Metodo Castigliano.

Osserviamo che un'incavallatura è un sistema di solidi rettilinei a segmento trasversale costante colle estremità tenute in qualsiasi modo e sollecitate da forze comunque inclinate all'asse, ma tutte contenute nel piano dell'incavallatura. Ciò posto, se dicasi 2λ la lunghezza di un pezzo, Ω ed I l'area ed il momento d'inerzia della sua sezione trasversale, E ed E' i moduli di elasticità longitudinale e tra-

sversale relativi alla materia di cui è costituito il pezzo. M_1, M_2, M_3 i momenti di flessione, P_1, P_2, P_3 le pressioni normali, ed S_1, S_2, S_3 gli sforzi di taglio delle sezioni estreme e mediana del solido considerato espressi tutti in funzione delle forze interne del sistema, il lavoro di deformazione del solido, tenendo soltanto conto dei termini che dipendono dalle tensioni o pressioni incognite, può essere espresso dalla formola:

$$(A) \quad \frac{\lambda}{2EI} \frac{1}{3} (M_1^2 + 4M_2^2 + M_3^2) + \\ + \frac{\lambda}{2E\Omega} \left(\frac{1}{2} P_1^2 + P_2^2 + \frac{1}{2} P_3^2 \right) + \\ + K \frac{\lambda}{2E'\Omega} \left(\frac{1}{2} S_1^2 + S_2^2 + \frac{1}{2} S_3^2 \right).$$

In pratica l'ultimo termine della formola (A) è sempre assai piccolo di fronte agli altri e può quindi omettersi. Con questa avvertenza e stabilendo le eguaglianze:

$$\frac{1}{3} (M_1^2 + 4M_2^2 + M_3^2) = M^2 \\ \left(\frac{1}{2} P_1^2 + P_2^2 + \frac{1}{2} P_3^2 \right) = P^2$$

il lavoro di deformazione di un sistema elastico di un numero qualunque di membrature risulterà:

$$(a) \quad \frac{1}{2E} \geq \frac{\lambda}{I} M^2 + \frac{1}{2E} \geq \frac{\lambda}{\Omega} P^2 + \frac{1}{2E} \geq \frac{\lambda}{\omega} T^2.$$

L'uso che occorre fare di questa formola è di ricavarne le derivate rispetto alle incognite T per trovare il lavoro minimo di deformazione; perciò possiamo far sparire tutti i termini che non dipendono da T moltiplicandoli o dividendoli tutti per una stessa quantità. Ora nel caso nostro, essendo tutte le membrature in ferro, E è una quantità comune, e però potremo moltiplicare tutta l'espressione (a) per $2E$ senza variare le derivate.

La espressione del lavoro diverrà dunque:

$$(1) \quad \geq \frac{\lambda}{I} M^2 + \frac{\lambda}{\Omega} P^2 + \geq \frac{\lambda}{\omega} T^2.$$

Lo schema dell'incavallatura di sei saette è rappresentato nella figura 61 nella quale sono registrati tutti i dati geometrici relativi.

Siano c la semicorda, e p il peso uniformemente distribuito sull'unità di lunghezza del puntone, misurata sulla falda; sotto l'azione del peso p si sviluppa una reazione

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{5} p c \text{ e le tensioni o pressioni } T_1, T_2, \dots, T_9.$$

Per determinare queste tensioni o pressioni la statica dei corpi rigidi ci somministra le relazioni:

$$(2) \quad \left\{ \begin{array}{l} T_2 = \frac{\sqrt{5}}{2} (T_4 - T_1) \\ T_3 = \frac{1}{2} (T_1 - T_4) \\ T_5 = \sqrt{2} (T_7 - T_4) \\ T_6 = T_4 - T_7 \\ T_9 = -6 \frac{\sqrt{13}}{13} T_8. \end{array} \right.$$

(1) Vedi: *Ingegneria civile, Travi armate ed incavallature, considerate come sistemi elastici*, dell'ing. CANCELLERO, anno 1890, pag. 56, 70, 89.

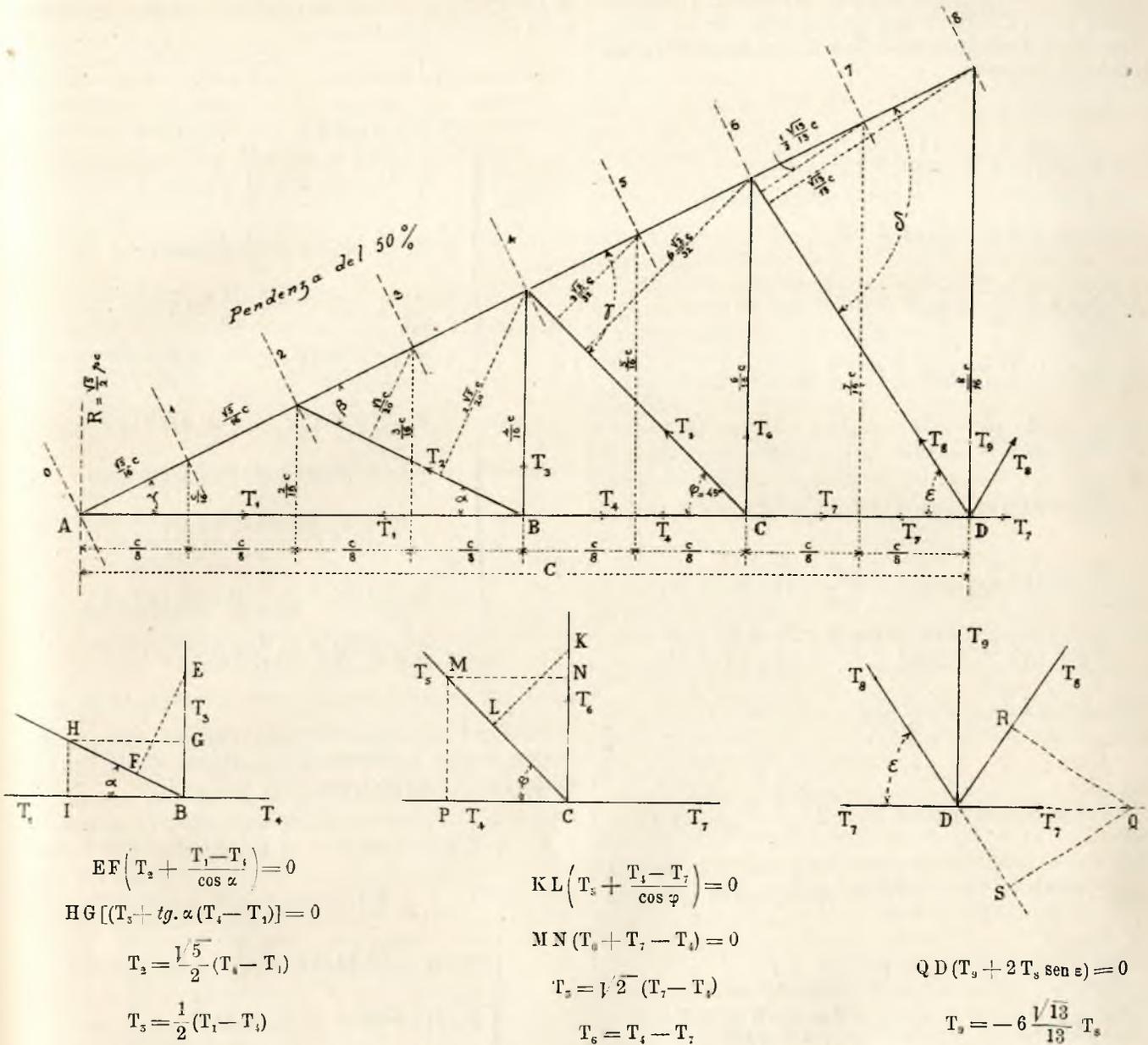


Fig. 61.

Le altre quattro tensioni T_1, T_4, T_7, T_8 saranno date dal teorema del minimo lavoro eguagliando a zero le derivate dell'espressione del lavoro prese rispetto ad esse incognite. A noi importa conoscere le condizioni di stabilità nei punti di attacco delle saette e dei tiranti col puntone (nei quali punti mediante l'appoggio degli arcarecci viene applicato il carico sollecitante l'incavallatura) e nei punti intermedi equidistanti; per noi quindi la lunghezza d'ogni tronco del puntone, λ , è costante ed $= \frac{\sqrt{5}}{16} c$. Per ragioni ovvie anche

Ω ed I sono costanti, dunque potremo scrivere l'equazione (1) sotto la forma:

$$\frac{\sqrt{5}}{16} c \sum M^2 + \frac{\sqrt{5}}{16} c \sum P^2 + \sum \frac{l}{\omega} T^2.$$

Questa espressione deve essere differenziata rispetto a T ,

di cui M e P sono funzioni, perciò potrà essere divisa per il coefficiente del primo termine; così facendo essa diviene:

$$(3) \quad \sum M^2 + \frac{I}{\Omega} \sum P^2 + \frac{I}{\frac{\sqrt{5}}{16} c} \sum \frac{l}{\omega} T^2.$$

In questa espressione, omettendo i termini che non sono funzioni di T e che quindi sparirebbero nel differenziare, si ottiene:

$$(4) \quad \sum M^2 = \frac{I}{\Omega} (M_0^2 + 4 M_1^2 + 2 M_2^2 + 4 M_3^2 + 2 M_4^2 + 4 M_5^2 + 2 M_6^2 + 4 M_7^2 + M_8^2)$$

$$(5) \quad \sum P^2 = 2 (P_1^2 + P_3^2 + P_5^2 + P_7^2)$$

$$(6) \quad \sum \frac{l}{\omega} T^2 = \frac{l_1}{\omega_1} T_1^2 + \frac{l_2}{\omega_2} T_2^2 + \frac{l_3}{\omega_3} T_3^2 + \dots + \frac{l_9}{\omega_9} T_9^2$$

Nel caso nostro $c = 8,15$ e p risulta come segue. Su ogni falda di tetto e per m^2 si hanno i seguenti pesi:

Neve e vento	Cgr. 100,00
Coperto tegole piane	» 42,00
Listelli e tavolato	» 3,53
Panconcelli di $\frac{0,10}{0,12}$ posti a 0,50 da asse	
ad asse	» 16,80
Arcarecci	» 12,00
Peso proprio incavallatura	» 17,00
Totale	Cgr. 191,33

Essendo di $5^m,50$ la distanza delle incavallature, per ogni ml. di puntone avremo un peso di $191,30 \times 5,50 = \text{Cgr. } 1052$.

Dunque $p = 1052$.

Sostituendo a p e c i loro valori, e ritenendo che il puntone è fatto con 2 ferri cantonali $\frac{100 - 100}{12}$, per i quali esprimendo le lunghezze in metri si ha:

$$\Omega = 0,004512 \quad I = 0,0000042 \quad \frac{I}{\Omega} = 0,00093$$

potremo risolvere le equazioni (8) e ricaveremo:

$$(9) \quad T_1 = 16692, \quad T_4 = 14390, \\ T_7 = 11944, \quad T_8 = -4185.$$

Le equazioni statiche (2) ci somministrano a loro volta:

$$(9) \quad T_2 = -2573, \quad T_3 = 1151, \quad T_5 = -3459 \\ T_6 = 2446, \quad T_9 = 6964.$$

Abbiamo così espresse in Cgr. tutte le tensioni incognite. Portandone il valore nelle tabelle dei momenti e delle pressioni ricaveremo:

$M_0 = 0$	$P_0 = 18681$
$M_1 = -42,45$	$P_1 = \text{»}$
$M_2 = -84,90$	$P_2 = \text{»}$
$M_3 = -31,17$	$P_3 = 16132$
$M_4 = +22,60$	$P_4 = \text{»}$
$M_5 = -47,48$	$P_5 = 13384$
$M_6 = -117,42$	$P_6 = \text{»}$
$M_7 = +18,52$	$P_7 = 10700$
$M_8 = +154,49$	$P_8 = \text{»}$

Giunti a questo punto non abbiamo che ad applicare la nota equazione di stabilità:

$$(10) \quad R = \frac{P}{\Omega} \pm \frac{v}{I} M$$

nella quale il segno superiore si riferisce all'intradosso e l'inferiore all'estradosso. Colla sezione del puntone risulta:

$$\frac{v}{I} = 16810 \text{ per l'intradosso}$$

$$\frac{v}{I} = 7000 \text{ per l'estradosso.}$$

Sostituiamo pertanto a P , M , e $\frac{v}{I}$ i loro valori sezione

per sezione e ricaveremo per ciascuna lo sforzo R riferito al m^2 . Eseguendo le operazioni si ricava che il lavoro massimo si verifica nella sezione ottava all'intradosso, ed è di Cgr. 4968000. Tale sforzo sta nei limiti prefissi dalla pratica, quindi se ne conchiude che il puntone è stabile.

Passando alle altre membrature osserviamo che la catena è fatta con due cantonali $\frac{80 - 80}{10}$ aventi un'area di $m^2 0,003$, e poichè lo sforzo massimo di tensione T_1 , a cui va soggetto è di Cgr. 16692 ne risulta uno sforzo unitario di Cgr. 5,56 per mm^2 , perfettamente accettabile.

Le saette e i tiranti, che sono fatti con un cantonale di $\frac{55 - 55}{8}$, al quale compete un'area di $m^2 0,000816$, lavorano in ragione di Cgr. 3.15 — 1.41 — 4.23 — 3.00 — 5.16 procedendo dall'imposta al nodo centrale della catena.

Infine il tirantino mediano è sottoposto ad uno sforzo di tensione eguale a Cgr. 6964, la sua sezione costituita da due ferri piatti di 60×10 ha un'area di $m^2 0,0012$; il lavoro per mm^2 risulta perciò di Cgr. 5,386.

Risulta adunque che nessuna membratura è faticata più di quanto si usi ammettere ordinariamente.

Resta da esaminare se le saette, che sono solidi caricati di punta, siano stabili per rapporto alla flessione. Tale verifica si fa ricercando il peso P che la saetta è capace di portare senza inflettersi, peso che risulta dalla formola:

$$(11) \quad P = K \frac{\pi^2 EI}{a^2},$$

e paragonandolo allo sforzo assiale al quale il pezzo è sottoposto. Nella formola (11) π è il rapporto della circonferenza al diametro, E il modulo d'elasticità, a la lunghezza del pezzo, k un coefficiente che vale $1, \frac{9}{4}$ o 4 secondochè si considera il solido appoggiato, mezzo incastrato o totalmente incastrato, ed infine I è il momento d'inerzia della sezione trasversale del pezzo.

Applicando la formola (11) nel caso del $\frac{1}{2}$ incastro, che è l'ipotesi più ammissibile, P risulta di Cgr. 17268, 10824, 7550 per ciascuna delle saette. Questi pesi stanno cogli sforzi assiali nei rapporti $\frac{17268}{2573}, \frac{10824}{3459}, \frac{7550}{4185}$, rapporti che sono tutti superiori a $\frac{5}{2}$, tranne per la saetta concorrente al nodo centrale. La pratica avendo stabilito che il rapporto fra P e lo sforzo assiale deve essere superiore a $\frac{5}{2}$, ne risulta che per la flessione le saette concorrenti al nodo centrale sono instabili, mentre le altre sono più che sufficienti.

In vista di tale risultato le saette centrali vennero fatte con due cantonali resi solidali mediante ripieni e chiavarde. Colla sezione costituita da 2 cantonali (V. fig. 62) si ha per

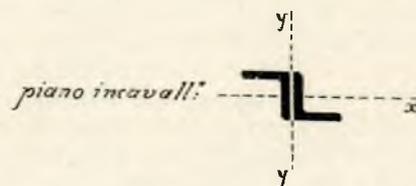


Fig. 62.

la flessione nel piano dell'incavallatura $I_x = 0,00000064$ e per la flessione nel piano perpendicolare $I_y = 0,00000284$.

Sostituendo questi valori nella formola (11) si ricava nei due casi:

$$P_x = 18720 \quad \text{e} \quad P_y = 36800$$

i quali due numeri stanno allo sforzo assiale in rapporti superiori a $\frac{5}{2}$.

Metodo speditivo.

Il metodo completo suesposto è abbastanza laborioso, e quindi era naturale che si studiassero delle semplificazioni anche a costo di perdere qualche cosa nell'esattezza, e ciò almeno nei casi in cui, come in un progetto di massima, basta una discreta approssimazione.

L'ing. Candellero nell'opuscolo più sopra citato espone un metodo speditivo, del quale facciamo un'applicazione al nostro caso. Tale metodo consiste nel trascurare il valore

di $\frac{1}{Q}$, il quale è sempre molto piccolo, per modo che i termini dell'espressione del lavoro che ne sono affetti hanno poca importanza a petto degli altri termini. Trascurare i termini contenuti $\frac{1}{Q}$ equivale ad annullare i termini ΣT^2 e ΣP^2 nell'espressione (3) del lavoro, la quale quindi è ridotta a non contenere più che il termine ΣM^2 .

Ora ΣM^2 è una somma di quadrati, cioè di quantità indubbiamente positive; non si può dunque ridurla al minimo se non si riducono al minimo, ossia a zero, i suoi fattori. Ne consegue che l'ipotesi $\Sigma M^2 = 0$ equivale all'equazione a molti membri:

$$(12) \quad M_0 = M_1 = M_2 = \dots = M_8 = 0.$$

Questa ipotesi trasforma la tabella dei momenti inscritta a pag. 150 nella seguente serie di eguaglianze:

$$(13) \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{16} c T_1 - \frac{14}{256} \sqrt{5} p c^2 = 0 \\ \frac{4}{16} c T_4 - \frac{48}{256} \sqrt{5} p c^2 = 0 \\ \frac{6}{16} c T_7 - \frac{60}{256} \sqrt{5} p c^2 = 0 \\ \frac{8}{16} c T_7 - \frac{64}{256} \sqrt{5} p c^2 + \frac{\sqrt{13}}{13} c T_8 = 0. \end{array} \right.$$

Dalle quali uguaglianze si ricavano tosto:

$$T_1 = 1,9566 pc \quad T_4 = 1,677 pc \quad T_7 = 1,3975 pc \\ T_8 = -0,5039 pc.$$

Si aggiungano ai valori suespressi quelli ricavati per gli altri sforzi incogniti dalle equazioni statiche, e si avrà per il nostro caso particolare:

$$\begin{array}{ll} T_1 = 1,9566 pc = 16775 \\ T_2 = -0,3125 pc = -2679 \\ T_3 = 0,1398 pc = 1198 \\ T_4 = 1,677 pc = 14378 \\ T_5 = -0,3953 pc = -3389 \\ T_6 = 0,2795 pc = 2396 \\ T_7 = 1,3975 pc = 11982 \\ T_8 = -0,5039 pc = -4320 \\ T_9 = 0,8385 pc = 7189 \\ M_0 = 0 & P_0 = 2,1875 pc = 18755 \\ M_1 = 0 & P_1 = \text{''} = \text{''} \\ M_2 = 0 & P_2 = \text{''} = \text{''} \\ M_3 = 0 & P_3 = 1,875 pc = 16076 \\ M_4 = 0 & P_4 = \text{''} = \text{''} \\ M_5 = 0 & P_5 = 1,5625 pc = 13397 \\ M_6 = 0 & P_6 = \text{''} = \text{''} \\ M_7 = 0 & P_7 = 1,25 pc = 10717 \\ M_8 = 0 & P_8 = \text{''} = \text{''} \end{array}$$

Occorre per il puntone cercare la sezione pericolosa, e ciò si trova colla formola (10), in cui si suppone nullo il secondo termine per effetto dell'eguaglianza:

$$M_0 = M_1 = \dots = M_8 = 0.$$

Si deduce da quella formola che la sezione pericolosa cade nelle tre prime sezioni a partire dall'imposta nelle quali P è massimo.

L'equazione di stabilità si riduce pertanto pel puntone a:

$$(14) \quad R = 2,1875 \frac{pc}{Q}$$

dalla quale, sostituendo i dati, risulta $R = 4150000$ Chg., risultato inferiore a quello ottenuto col metodo completo.

Per il puntone il metodo speditivo conduce a risultati un po' grossolani, e questo non può meravigliare quando si osservi che l'ipotesi $\frac{1}{Q} = \text{zero}$ annulla i momenti, mentre

invece i medesimi hanno un certo valore, che introdotto nella (13) ha per effetto di accrescere R.

L'ing. Candellero, in seguito a molte applicazioni numeriche, è giunto a stabilire che il carico di sicurezza del processo speditivo è minore del vero nella proporzione del 30 0/10 circa.

Per cui basterà nelle equazioni di stabilità tener conto di questa circostanza nel fissare il lavoro di faticamento massimo che non deve essere superato. E allora le dimensioni che si ricaveranno faranno rientrare il solido nelle condizioni di resistenza volute.

Fuori che pel puntone, il metodo speditivo conduce a buoni risultati; per tutte le altre membrature infatti, i valori degli sforzi assiali sono assai prossimi a quelli del metodo completo.

Metodo grafico.

Per determinare le dimensioni dei diversi pezzi componenti le incavallature si può far ricorso alla statica grafica, la quale, sebbene non conduca a risultati scrupolosamente esatti, non essendo le unioni del sistema fatte a snodo, tuttavia risolve il problema in modo abbastanza approssimato e favorevole alla stabilità.

Sapendo che ogni internodo del puntone è lungo $\frac{\sqrt{5}}{8} 8,15 = 2,28$, e che il peso per ml. di puntone è di Chg. 1052, noi avremo tosto che in ogni nodo gravita un peso di Chg. $1052 \times 2,28 = 2400$ circa, eccezione fatta pel nodo all'imposta, in cui il peso è $\frac{2400}{2} = 1200$.

Questi pesi non sono costanti, poichè quando il sovraccarico è prodotto dall'azione del vento, esso agisce solo da una parte, e però la incavallatura si troverebbe nella condizione d'avere da una parte il solo carico permanente, e dall'altra il permanente e l'accidentale, circostanza questa che in certi casi può produrre importanti variazioni negli sforzi di alcuni pezzi.

Il caso ora esposto è analogo a quello che si verifica quando il sovraccarico di una falda ecceda il sovraccarico dell'altra.

Per tener conto di questa ineguaglianza di condizioni in cui possono trovarsi le due falde di tetto, offriamo il diagramma nei due casi del sovraccarico eguale e del sovraccarico per una falda sola.

Il primo caso è rappresentato nella fig. 63. Segnato lo schema dell'incavallatura, si sono portate su una verticale le varie forze 01, 12...; la reazione risulta per ogni appoggio di Chg. 9600. Ottenuto così il poligono delle forze, si costrusse il diagramma completo reciproco seguendo le norme della statica grafica. Percorrendo nel diagramma il

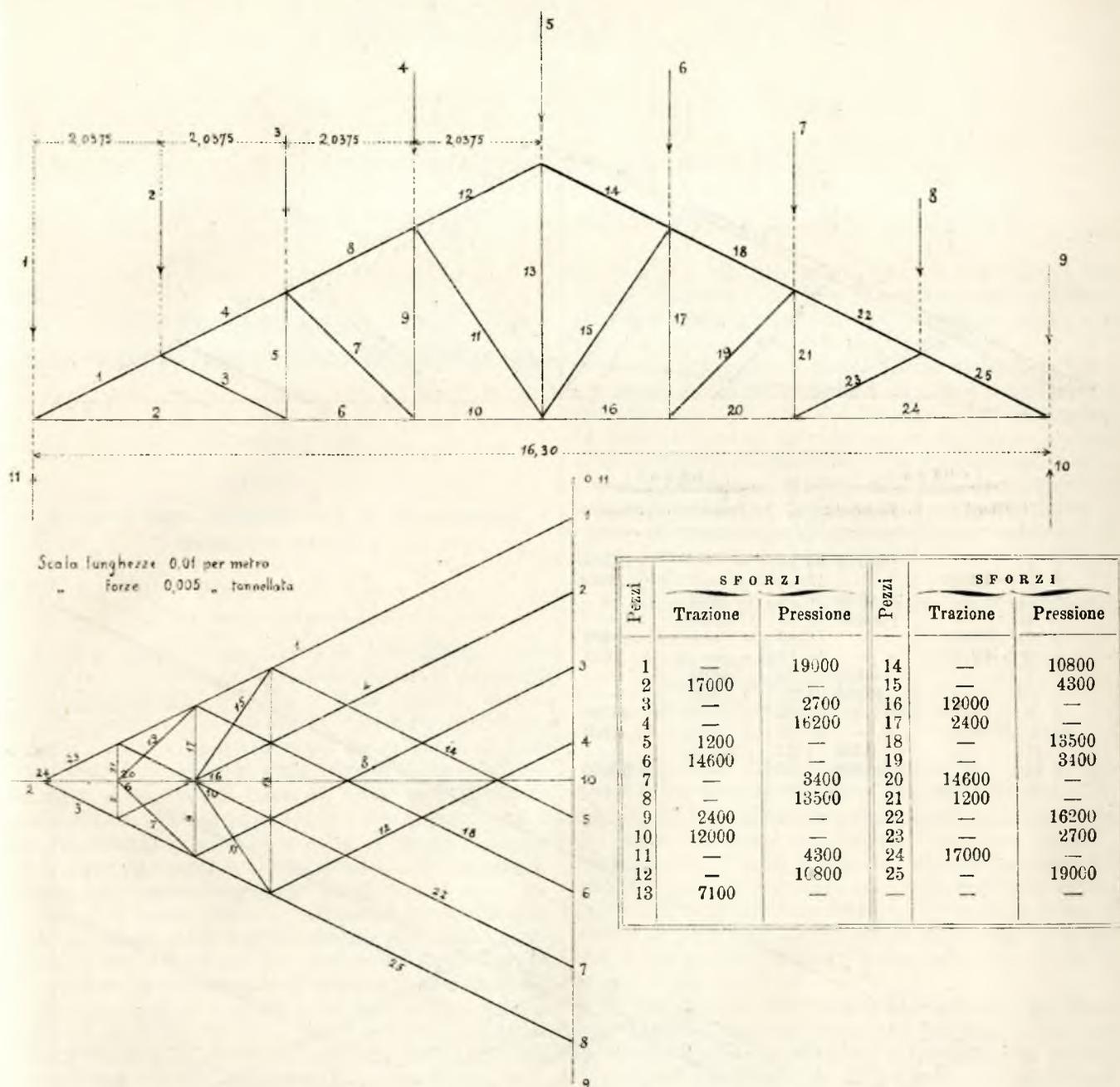


Fig. 63.

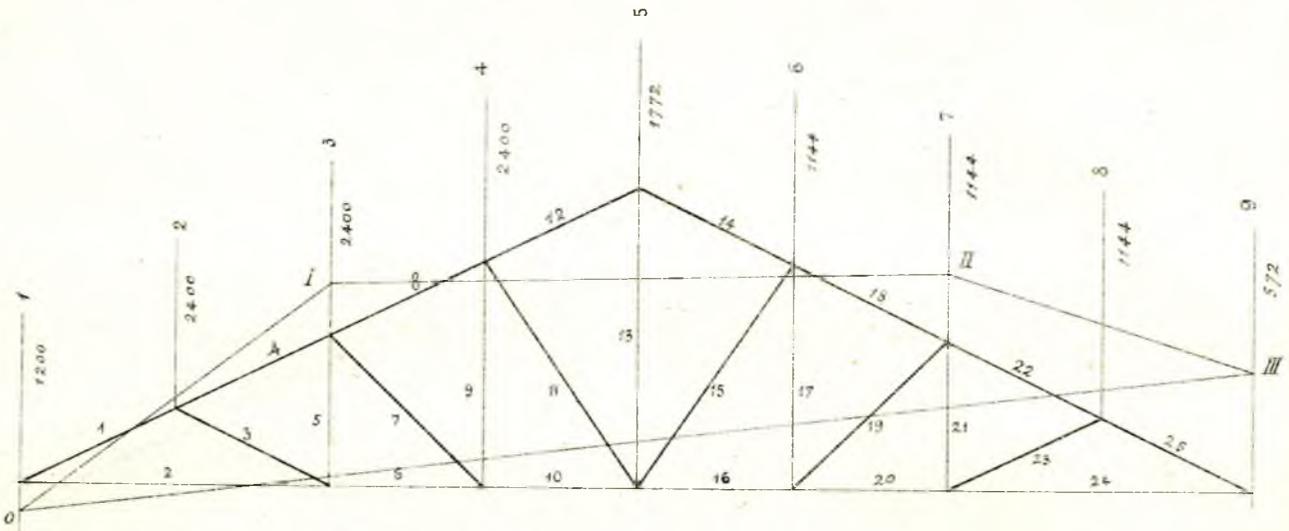
poligono che corrisponde allo schema dell'incavallatura, a partire dalla forza gravitante sul nodo, si riconosce il senso dell'azione di ogni forza, cioè se diretta verso il nodo (pressione), ovvero dalla parte opposta (tensione). Potremo quindi conoscere gli sforzi di tensione e di compressione, gli uni segnati colle linee sottili, gli altri colle linee spesse nel diagramma, valutarli nella scala delle forze e registrarli nella tabella.

Passando alla seconda ipotesi, si avranno per intensità delle forze (V. fig. 61) il peso 2400 per i nodi 2, 3, 4, il peso 1200 per il nodo 1, il peso 572 per il nodo 9, il peso 1144 per i nodi 6, 7 e 8, ed infine il peso 1771 per il nodo 5. Nella determinazione di queste forze, il peso per unità di lunghezza del puntone di destra, che si suppone soggetto al solo carico permanente, venne assunto di chilogrammi 502, quale risulta sottraendo da 1052 il peso do-

vuto alla neve ed al vento, cioè 100 chg. per m² di falda, e quindi 100 × 5,50 per ml. di puntone, essendo 5,50 l'interasse delle capriate.

Le reazioni degli appoggi si possono determinare nel modo seguente. Essendo il peso distribuito uniformemente su ogni falda, lo si può immaginare concentrato nel punto medio di ogni puntone, cioè nei nodi 3 e 7; si hanno così le linee d'azione 3 e 7, lungo le quali agiscono i pesi 9600 per la prima e 4574 per la seconda, rappresentati nel poligono delle forze in *op* e *pq*. Scelto un polo *P* e condotti i raggi polari *Po*, *Pp* e *Pq*, si costruisce il poligono funicolare, e si conduce la retta che congiunge gli estremi *O* e *III* del poligono; la parallela *P10* determina sul poligono delle forze il punto 10. Le linee 9-10, 10-11 sono le due reazioni.

Determinate così tutte le forze che agiscono sul sistema,



Pezzi	S F O R Z I		Pezzi	S F O R Z I	
	Trazione	Pressione		Trazione	Pressione
1	—	16100	14	—	8500
2	14500	—	15	—	2050
3	—	2700	16	8400	—
4	—	13400	17	1100	—
5	1200	—	18	—	9400
6	12100	—	19	—	1650
7	—	3450	20	9600	—
8	—	10650	21	600	—
9	2400	—	22	—	10700
10	9600	—	23	—	1300
11	—	4350	24	10800	—
12	—	8000	25	—	12050
13	5300	—	—	—	—

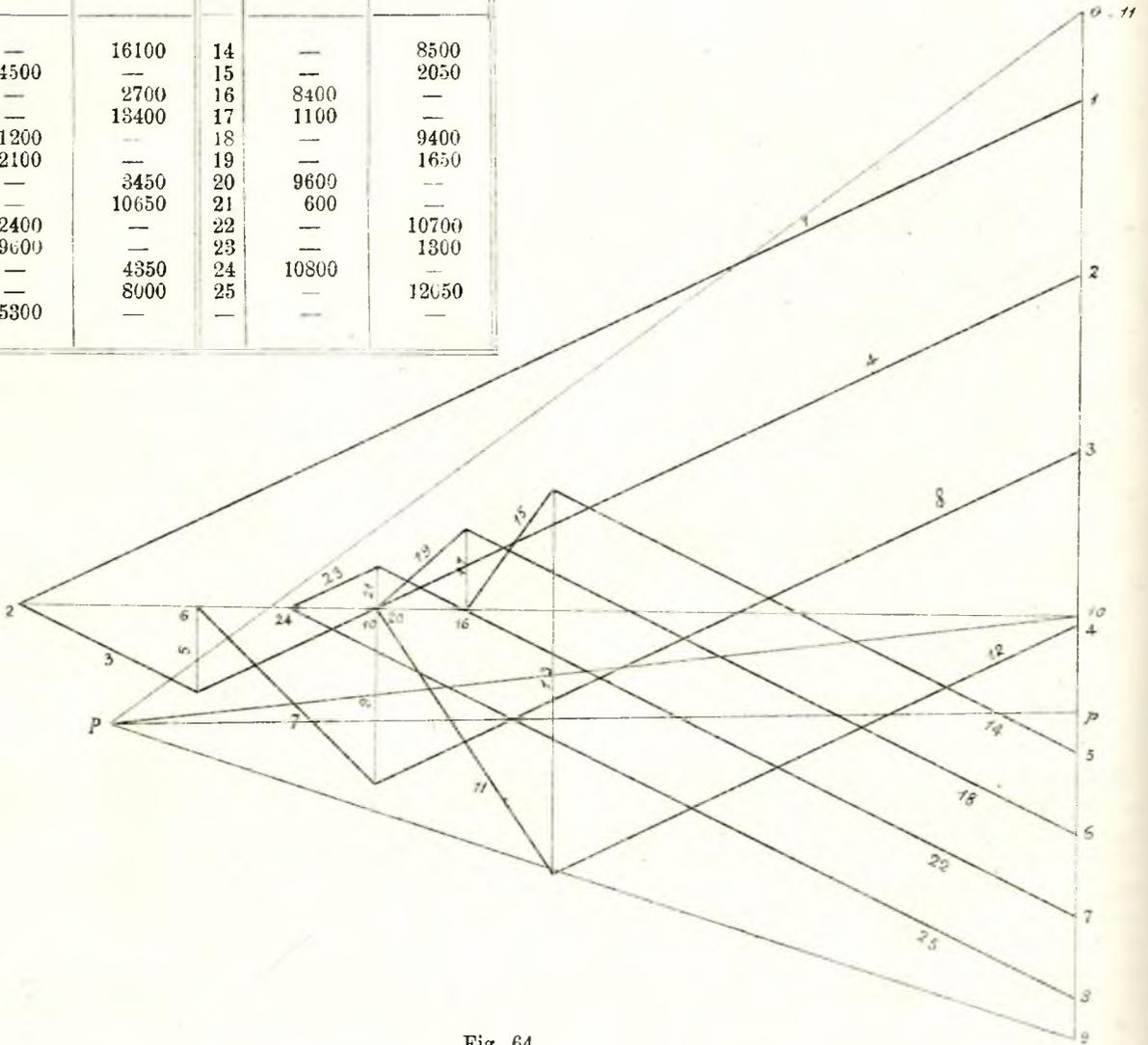


Fig. 64.

è facile costruire il diagramma reciproco e leggere in esso le intensità dei diversi sforzi che vennero registrati nella tabella.

Dall'esame dei due diagrammi appare che nella ipotesi del carico completo tutti gli sforzi sono maggiori, e non si

verifica nel caso nostro quanto talora avviene, che alcuni sforzi mutino segno. Non è quindi il caso di variare le dimensioni dei pezzi quali il calcolo ce li ha forniti.

Raffrontando i risultati analitici e grafici, si deducono queste osservazioni:

1° Le tensioni calcolate col metodo Castigliano, sia esatto che approssimato, risultano inferiori a quelle date dalla statica, la quale perciò, per la comodità dell'applicazione e l'eccesso di stabilità al quale conduce, è altamente raccomandabile;

2° Il metodo grafico e quello analitico ridotto danno pel puntone risultati quasi identici, e ciò si spiega col fatto che entrambi i metodi trascurano i momenti, e non considerano il puntone che come un solido soggetto a sforzi assiali.

Chiudo questo breve studio sulle incavallature con una tabella riassuntiva dei vari tipi di incavallature inglesi adottate nelle officine, nella quale sono registrate le modalità d'esecuzione e le dimensioni delle parti principali, cioè puntoni, catene, saette e tiranti laterali, tiranti mediani e tiranti orizzontali di collegamento delle vetrate a sega col puntone per le incavallature che presentano questa particolarità.

Edificio	Numero incavallature per edificio	Distanza fra le incavallature	Corda dell'incavallatura	DIMENSIONI DELLE MEMBRATURE						Collegamento lucernari
				Puntoni	Catene	Saette e tiranti	Saette centrali	Tirante mediano		
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	
Officina Calderai e Montatura Locomotive	98	5,50	16,30	2 L $\frac{100-100}{12}$	2 L $\frac{80-80}{10}$	L $\frac{55-55}{8}$	2 L $\frac{55-55}{8}$	2 — 60-10	—	Le incavallature della navata mediana hanno la corda di 15,45, ma le dimensioni di resistenza sono identiche a quelle della navata laterale.
Edificio Dipendenze	16	4,44	16,10	2 L $\frac{150-90}{10}$	2 L $\frac{120-80}{10}$	L $\frac{55-55}{10}$	—	2 — $\frac{55}{10}$	—	Incavallature con lucernario.
Edificio Dipendenze	8	—	5,30	2 L $\frac{70-70}{11}$	2 L $\frac{60-60}{11}$	L $\frac{55-55}{10}$	—	2 — $\frac{55}{10}$	—	
Torneria e Riparto ruote	167	4,05	12,06	2 $\left(\frac{85-85}{9}\right)$	2 $\left(\frac{65-65}{7}\right)$	L $\frac{75-75}{11}$	—	2 (65-7)	L $\frac{100-60}{10}$	Incavallature con lucernario a sega.
Avancorpo Torneria	8	4,50	13,50	2 $\frac{75-75}{10}$	2 $\frac{65-65}{9}$	L $\frac{65-65}{2}$	—	2 (60-8)	—	Incavallature con tetto cieco.
Carrozzaggio	225	5,40	14,34	2 $\left(\frac{90-150}{13}\right)$	2 $\left(\frac{90-90}{12}\right)$	L $\frac{77-75}{11}$	L 2 $\left(\frac{75-75}{11}\right)$	2 (75-12)	L $\frac{100-60}{10}$	La navata mediana è munita di sfogatoio ad orditura metallica: manca quindi il tirante a L.
Tettoie Parco Veicoli	65	5,10	15,00	2 $\left(\frac{80-80}{10}\right)$	2 $\frac{65-65}{9}$	L $\frac{55-55}{8}$	2 $\frac{55-55}{8}$	2 (55-8)	—	Incavallature con tetto cieco.
Magarzini generale ed annesso	58	5,50	7,24	2 $\left(\frac{55-55}{5,5}\right)$	2 $\left(\frac{55-55}{5,5}\right)$	L $\frac{55-55}{5,5}$	2 L $\frac{55-55}{5,5}$	2 (40-4)	—	Incavallature con tetto cieco.
	29	»	6,00	»	»	»	—	»	—	Incavallature con lucernario.
Officina molle	32	4,60	11,67	2 $\left(\frac{100-100}{10}\right)$	$\frac{80-80}{10}$	L $\frac{80-80}{8}$	2 $\frac{80-80}{8}$	2 (80-10)	L $\frac{100-60}{8}$	Incavallature con lucernario a sega.
» fucine	34	6,03	14,03	2 $\left(\frac{120-120}{12}\right)$	2 $\left(\frac{100-100}{10}\right)$	L $\frac{80-80}{8}$	$\frac{100-100}{10}$	80-10	—	Incavallature con sfogatoio.
Segheria	60	4,20	14,57	2 $\left(\frac{90-150}{13}\right)$	2 $\left(\frac{90-90}{12}\right)$	$\frac{75-75}{11}$	$\frac{75-75}{11}$	75-12	L $\frac{75-75}{11}$	Incavallature con lucernario a sega.
Verniciatori	105	5,40	10,77	2 $\left(\frac{85-85}{11}\right)$	2 $\left(\frac{80-80}{10}\right)$	L $\frac{80-80}{8}$	—	80-8	—	Incavallature con sfogatoio a vetri.

(Continua)

Ing. A. RAGAZZONI.

IDRAULICA PRATICA

SULLA TEORIA DELLE POMPE CENTRIFUGHE

Continuazione e fine

42. — Passando ora ad esaminare le perdite di energia che possono influire sul rendimento organico, troviamo anzitutto quella dipendente dall'attrito dell'albero sui suoi cuscinetti.

Si è detto spesso che la ragione della limitata prevalenza a cui possono applicarsi le pompe centrifughe, dipenda dalle straordinarie velocità rotatorie che si richiedono per le forti prevalenze.

Giova però riflettere che le pompe centrifughe non sono le sole macchine in cui si presenti il caso di un albero ruotante con grande velocità; si adoperano oggi disintegratori, idroestrattori, ecc., in cui si vedono oltrepassati i 1000 e 1500 giri giungendo talvolta anche oltre ai 2000, senza che ne nascano difficoltà pratiche di sorta, per eccessiva perdita di lavoro o straordinario consumo delle parti sfreganti. Senza dubbio si richiedono in questi casi cure speciali sia per la perfetta struttura e lubrificazione delle sospensioni, sia per l'esatto centrimento delle masse ruotanti, per evitare piegamenti e sforzi anormali sull'albero e sui cuscinetti, i quali metterebbero presto fuori d'uso l'apparecchio. In una pompa costruita con tutte le cure concesse dai mezzi odierni della meccanica, e mantenuta in perfetto ordine, non devono sup-

porsi difetti di questo genere. E neanche deve ammettersi la possibilità di sfregamenti della ruota sulle pareti laterali della camera entro cui essa gira, giacchè colle apposite viti di correzione di cui sono munite le estremità degli alberi è sempre possibile mantenere da ambe le parti della ruota il giuoco occorrente ad evitare codesti sfregamenti; e specialmente dovrà avervi cura di questo dettaglio nelle pompe in cui l'acqua arriva solo da una parte della ruota, dando luogo ad una spinta laterale non equilibrata.

Può ammettersi che nel caso delle pompe centrifughe il coefficiente d'attrito da assumere per il calcolo del lavoro resistente dell'albero sui suoi cuscinetti, debba essere più alto che nei casi ordinari; giacchè in queste macchine gli assi devono essere muniti di premistoppe che occorre tenere ben serrati per evitare le entrate d'aria che sarebbero dannosissime al buon funzionamento. Ma anche supponendo più che raddoppiati i coefficienti usati della pratica, il lavoro resistente che ne deriva non basta a spiegare i rendimenti estremamente bassi che si verificano colle grandi prevalenze.

Comunque sia di ciò, osserviamo d'altra parte che il consumo di lavoro per attriti sarebbe all'incirca proporzionale al numero dei giri; e siccome in pratica riesce abbastanza bene la regola che questo numero di giri debba crescere in proporzione a $\gamma \sqrt{2gh}$, essendo γ un coefficiente costante che a seconda del tipo di pompa potrà essere maggiore o minore di 1, ne segue che quel consumo di lavoro per attriti delle parti sfreganti dovrà essere in ragione di \sqrt{h} . Il lavoro utile di sollevamento cresce invece in ragione di h ; e quindi l'influenza di quel lavoro resistente sul rendimento totale dovrebbe essere tanto meno sensibile quanto più grande è la prevalenza.

Le moderne ricerche sull'attrito tendono però a modificare l'ipotesi finora ammessa della costanza del coefficiente d'attrito al variare della velocità; a seconda di questa variazione il lavoro consumato può crescere in ragione più lenta o più rapida del numero dei giri. Ma noi vogliamo anche ammettere il caso più sfavorevole e certamente esagerato che il lavoro d'attrito possa crescere col quadrato del numero dei giri; e quindi in proporzione ad h ; questo aumento sarebbe nella stessa proporzione in cui va crescendo il lavoro utile Qh , e quindi la sua influenza sul rendimento si manterrebbe costante sia per le piccole come per le grandi prevalenze.

Fra le esperienze fatte nel Politecnico di Dresda sotto la direzione del prof. Hartig, con una pompa della casa Göjjes e Bergmann (1), ve ne hanno alcune destinate a misurare il lavoro consumato per le resistenze meccaniche, mantenendo in movimento la ruota a vuoto. Da esse si desume che questo lavoro variava in generale dal 4 al 7 0/0 del lavoro totale che si impiegava colla pompa in azione; solo eccezionalmente, e in una sola esperienza si giunse al 9 0/0. Come si vede queste perdite sono della stessa entità di quelle analoghe che si verificano nelle turbine, e non si è mai detto nè pensato che questa sorta di resistenze possano costituire un ostacolo all'applicazione delle turbine a grandi prevalenze. Cade anzi in acconcio il ricordare qui uno dei primi impianti di turbine Fourneyron, quello fatto a Saint-Blaise, per una caduta di 108 metri: la ruota motrice, del diametro di m. 0,55, faceva ben 2300 giri al minuto e dava un rendimento di circa 0,75. E bensì vero che in queste condizioni di enorme velocità i sopporti dell'albero duravano pochissimo (2); ma ciò prova appunto che malgrado queste pessime condizioni le resistenze d'attrito non eran tali da abbassare di troppo il rendimento.

43. — Fra le esperienze del Politecnico di Dresda, oltre a quelle già ricordate per misurare il lavoro consumato dalla pompa per girare a vuoto, ve ne sono altre con cui fu misurato il lavoro occorrente a mantenere in movimento la ruota *in seno all'acqua*, ma senza produrre lavoro di sollevamento; si dava cioè alla ruota la velocità necessaria per mantenere sollevata in equilibrio la colonna h . Il prof. Escher di Zu-

rigo ha commentato queste esperienze, ed ha trovato che il lavoro consumato dalla ruota per girare in seno all'acqua poteva esprimersi colla formula empirica $0,0035 n^2 d^2$ essendo n il numero dei giri al minuto, e d il diametro della ruota. Il Benetti, l'Hartman, ecc., nelle pubblicazioni che già abbiamo avuto occasione di citare, non solo accettano questa valutazione, ma considerano tale energia come una perdita che debba prodursi nelle pompe, anche quando queste non si trovino più nelle condizioni in cui furono fatte le esperienze, cioè mantenendo sollevata in equilibrio la colonna h , ma funzionino invece a produrre movimento utile di innalzamento dell'acqua. Ammettendo pure questa induzione, giova osservare che la perdita di energia $0,0035 n^2 d^2$ non può spiegare il rapido abbassarsi del rendimento al crescere della prevalenza; essa crescerebbe infatti in ragione di h , cioè appunto nello stesso rapporto con cui cresce il lavoro utile di sollevamento.

Senza dubbio, se la perdita ora detta sussistesse di fatto nelle pompe centrifughe, in condizioni ordinarie di funzionamento, potrebbe in molti casi trovarsi in essa la spiegazione del basso rendimento organico. Giova però esaminare attentamente le accennate esperienze per vedere se quella perdita sia veramente dovuta al semplice fatto che la ruota deve girare in seno all'acqua, ovvero possa essere dovuta ad altre cause speciali alle condizioni di equilibrio in cui essa fu constatata. Non può negarsi che, per l'intermezzo dell'acqua compresa fra i fianchi della ruota e le pareti della camera entro cui essa gira, queste pareti dovranno esercitare una certa resistenza al movimento della ruota. Ma apparisce strano che questa resistenza indiretta, dovuta in sostanza alla semplice viscosità del liquido, possa dar luogo ad un consumo di energia tanto forte da rappresentare in qualche esperienza il 50 0/0 del lavoro speso sulla pompa in azione. A noi sembra invece che non sia difficile rendersi conto di questo consumo, attribuendolo a fenomeni speciali che molto verosimilmente dovevano avvenire nel caso della colonna h mantenuta in equilibrio *per effetto del movimento della ruota*.

Prendiamo infatti a considerare le vere condizioni pratiche di questo equilibrio, tenendo conto del fatto che la ruota sperimentata era ad asse orizzontale. La pressione creata dalla forza centrifuga è esattamente uguale in tutti i punti del contorno della ruota, mentre la pressione idrostatica che vi si fa sentire, per effetto della sovrastante colonna, non è uniforme: è massima nel punto più basso della ruota, è minima nel punto più alto. Nascerà da ciò, che, senza tuttavia turbare in complesso l'equilibrio generale della colonna h , dovrà esservi una continua uscita d'acqua dalla ruota alla chiocciola nella metà superiore, ed una rientrata nella metà inferiore. Siamo dunque ben lontani dalle condizioni teoriche di nessuna trasmissione di energia idraulica: abbiamo invece una certa massa d'acqua che uscendo dalla ruota deve portar con sé una quantità di energia, che andrà dispersa entro la chiocciola finchè l'acqua stessa sia rientrata nella parte opposta della ruota.

44. — La sola enunciazione di questi fenomeni basta ad infirmare le conclusioni dell'Escher; importa però vedere se, sottoponendo a calcolo la dispersione di energia ad essi dovuta, si giunga a valori della stessa entità di quelli osservati nelle esperienze.

I risultati su cui ragiona il prof. Escher sono i seguenti: colonna d'acqua in equilibrio $h =$ m. 6,43 m. 6,43 m. 6,40 velocità rotatoria corrispond. giri 557 559 552 lavoro consumato . . . chg.m. 173,20 147,58 143,26; egli assume perciò la media di 154 chg.m. per la velocità di 556 giri; e siccome dalle altre esperienze a vuoto, con velocità poco dissimile, risultava un consumo di chg.m. 25, rimarrebbero chg.m. 129 da attribuirsi, secondo l'Escher, a resistenze d'indole meccanica dovute alla presenza dell'acqua.

Consideriamo il semicontorno superiore ABC della ruota (fig. 65); sull'elemento ds , corrispondente all'angolo α col diametro orizzontale, si avrà uno squilibrio di pressione misurato in altezza d'acqua da $r_1 \sin \alpha$; per un calcolo grosso-

(1) *Der Civilingenieur*, 1875.

(2) Vedi BODMER, *Hydraulic motors*.

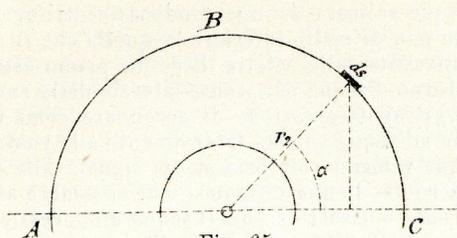


Fig. 65.

lano possiamo contentarci di tener conto dello squilibrio medio su tutto il semiconfondo, che sarà dato da:

$$\Delta h = \frac{\int_0^\pi r_2 \sin \alpha ds}{\int_0^\pi ds} = \frac{1}{\pi r_2} \int_0^\pi r_2^2 \sin \alpha d\alpha$$

giacchè $ds = r_2 d\alpha$. Eseguendo l'integrazione si ottiene:

$$\Delta h = \frac{2r_2}{\pi};$$

e siccome nella pompa sperimentata era $2r_2 = \text{m. } 0,380$ risulterà $\Delta h = \text{m. } 0,121$. La velocità relativa media con cui l'acqua effluirà per effetto di questo squilibrio sarà dunque:

$$c_2 = \sqrt{2g \Delta h} = \text{m. } 1,54 \text{ circa.}$$

La larghezza periferica libera della ruota era $h = \text{m. } 0,053$ e l'angolo finale delle palette $\varepsilon_2 = 62^\circ$; quindi la sezione offerta all'efflusso nella direzione del moto relativo era, per tutto il semiconfondo superiore:

$$\frac{\pi \times 0,38 \times 0,053}{2} \cos 62^\circ = \text{mq. } 0,015;$$

perciò una portata di litri $1,5 \times 15,4 = 23$ circa al secondo. Colla velocità relativa c_2 di metri 1,54 e con quella periferica ωr_2 di metri 11,06 (556 giri al 1') ne risulta una velocità assoluta di uscita dalla ruota data da:

$u_2 = \sqrt{11,06^2 + 1,54^2} - 2 \times 11,06 \times 1,54 \times \sin 62^\circ = 95$ e quindi la forza viva esportata dall'acqua uscente dalla ruota sarà, per ogni secondo:

$$\frac{23}{g} \frac{95}{2} \text{ chg. m. } 112.$$

Se poi si riflette che insieme a questa perdita di energia doveva esservene un'altra nello spazio centrale, dovuta a cause analoghe di squilibrio locale, ma di minor entità, si deve concludere che molto verosimilmente i 129 chg. m. spiegati dall'Escher come dovuti alle resistenze nascenti per il solo fatto che la ruota deve girare in seno all'acqua, trovano invece una spiegazione abbastanza precisa nei fenomeni da noi analizzati, che sono evidentemente speciali al caso della colonna h in equilibrio.

Perchè la concordanza fra il risultato del calcolo da noi istituito e quello dell'esperienza, non venga considerata come una coincidenza puramente fortuita, gioverà mostrare come essa si verifichi all'incirca con uguale approssimazione nelle altre esperienze dello stesso genere che furono fatte in diverse condizioni di prevalenza e che non furono esaminate dall'Escher. Esse sono le seguenti:

colonna d'acqua in equilibrio	$h = \text{m. } 3,88$	$\text{m. } 3,99$	$\text{m. } 4,03$
velocità rotatoria corrispond.	giri 429	442	437
lavoro consumato al 1'	chg. m. 88,45	95,07	85,85

e ci dicono che alla velocità rotativa media di 436 giri al 1' ($\omega r_2 = \text{m. } 8,62$) si aveva un consumo di circa 89 chg. m., da cui deducendone circa 20, che in proporzione al numero dei giri dovevano essere consumati per le resistenze meccaniche a vuoto, rimangono da spiegare chg. m. 69.

Ora, avendosi in questo caso:

$$u_1^2 = 8,62^2 + 1,54^2 - 2 \times 8,62 \times 1,54 \times \sin 62^\circ = 53,29,$$

la forza viva sottratta alla ruota dai 23 chg. m. d'acqua effluente dalla metà superiore sarebbe $\frac{23}{g} \frac{u_1^2}{2} = \text{chg. m. } 62$ circa. La concordanza è anche qui assai significativa; lo scarto è ancora in meno e all'incirca proporzionale a quello del primo caso. La qual cosa autorizza a ritenere che i fenomeni da noi analizzati, più che il valore di semplici congetture, abbiano quello di costituire la vera spiegazione del consumo d'energia constatato nel caso dell'equilibrio della colonna h . Vi saranno, è vero, anche quando la pompa lavora a produrre sollevamento utile, delle irregolarità nella velocità assoluta di sbocco fra i diversi punti del contorno della ruota verticale; ma esse non potranno produrre che dei fenomeni di diverso genere e di secondaria importanza; i quali d'altra parte dovrebbero influire più sul rendimento idraulico che su quello organico, complicando il movimento dell'acqua nella chiocciola e quindi le corrispondenti resistenze idrauliche.

Volendo rendersi conto con sicurezza delle resistenze che possono nascere per il solo fatto della presenza dell'acqua, indipendentemente da ogni trasmissione di lavoro utile, converrebbe istituire delle esperienze analoghe a quelle studiate dall'Escher, ma adoperando una pompa centrifuga ad asse verticale, nella quale non dovrebbero più aver luogo i fenomeni di squilibrio che noi abbiamo messo a calcolo per spiegare il forte consumo di energia osservato nelle esperienze di Dresda.

45. — Il Kapp, senza far cenno dei risultati sperimentali che hanno condotto l'Escher alla formula riferita nel numero precedente, si occupa della resistenza di attrito che si oppone al movimento della ruota per effetto della presenza dell'acqua ai due lati della camera entro cui gira. Supponendo in riposo quest'acqua, egli ottiene per il momento rotatorio che si richiede per vincere quella resistenza, l'espressione:

$$\frac{\pi}{40} \psi \omega^2 D^3 (1 - \lambda^3),$$

essendo: ψ un certo coefficiente di attrito che per superfici lavorate di ghisa assume uguale a circa 1/3; D il diametro esterno della ruota; λ il rapporto $\frac{r_1}{r_2}$. Quindi il lavoro consumato sarebbe $\frac{\pi}{40} \psi \omega^3 D^3 (1 - \lambda^3)$, ossia, introducendo

il numero dei giri al minuto primo:

$$L_r = 30 \left(\frac{n}{100} \right)^3 D^3 (1 - \lambda^3).$$

Egli però giustamente fa notare che l'acqua contenuta nella camera, lateralmente alla ruota, non starà in riposo, ma dovrà per adesione partecipare al moto di rotazione della ruota, ed ammette che in tal modo essa possa giungere ad assumere la velocità angolare $\frac{\omega}{2}$. In questa ipotesi il mo-

mento resistente sarà ridotto in proporzione ad $\left(\frac{\omega}{2} \right)^2$, ed

il lavoro consumato scemerà nel rapporto di ω^3 ad:

$$\omega \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 = \frac{\omega^3}{4},$$

cioè si troverà ridotto ad 1/4 del valore di L_r sopra riferito.

Accettando per ora questa valutazione, applichiamo al caso delle riferite esperienze di Dresda, in cui era:

$$D = 0,380 \quad , \quad \lambda = \frac{140}{380} \quad , \quad n = 556.$$

Otteniamo $L_r = \text{chg. m. } 38$ circa, e quindi, secondo l'ipotesi del Kapp, che si trasmetta all'acqua la metà della velocità angolare della ruota, il lavoro consumato per attrito della ruota in seno all'acqua si ridurrebbe a poco più di 9 chg. m. Come si vede, siamo ben lontani dalla perdita di 155 chg. m. constatata nelle citate esperienze, e si rimane invece entro i limiti delle perdite di energia che possono attribuirsi alle resistenze d'attrito dell'albero sui suoi cusci-

netti, e simili. Ed anche considerando il caso di prevalenze assai forti, il valore di $\frac{L_r}{4}$ non risulta di tale entità da spiegare i valori estremamente piccoli che si ottengono in questi casi per il rendimento.

D'altra parte, la deduzione del Kapp non ci sembra del tutto rigorosa. Anche ammesso che sia solo $\frac{\omega}{2}$ la velocità rotatoria media assunta dall'acqua, è ragionevole il pensare che questa velocità sia assai maggiore, e pressochè identica ad ω , nell'acqua che trovasi a diretto contatto dei fianchi della ruota. E così stando le cose, non è giusto considerare un lavoro per attrito corrispondente alla velocità $\frac{\omega}{2}$; sarà

invece da considerarsi un lavoro resistente per la viscosità del liquido, le cui particelle dovrebbero essere animate da velocità differenti secondo la loro distanza dalle pareti della ruota. Si capisce che il coefficiente di resistenza per questa viscosità dovrà essere assai minore di quello per attrito dell'acqua sulle superfici della ruota, e perciò la perdita di lavoro che potrà derivarne riuscirà ancora molto più piccola di quella poco anzi calcolata.

46. — Un'altra causa di perdita di energia, che fu considerata da diversi Autori e che potrebbe essere invocata per spiegare i bassi rendimenti organici e l'inapplicabilità delle pompe centrifughe a grandi prevalenze ed a forti altezze di aspirazione, è la seguente. Avendosi in generale nella periferia esterna della ruota una pressione p_2 maggiore di quella p_1 che regna nella periferia interna, si suppone che una certa parte q dell'acqua già effluita dalla ruota, invece di avviarsi per la chiocciola insieme alla portata utile Q , possa ritornare indietro fino allo spazio centrale, passando attraverso il *giuoco* che necessariamente deve esistere fra la ruota e le pareti laterali dell'involucro. Se così stessero le cose, la spesa di lavoro nella ruota dovrebbe essere proporzionale a $Q + q$, mentre il lavoro utile sarebbe solo proporzionale a Q : quindi il rendimento organico della pompa, solo per questa causa si abbasserebbe a $\frac{Q}{Q + q}$. Crescendo l'altezza di

spinta crescerebbe la pressione p_2 ; crescendo l'altezza d'aspirazione diminuirebbe la pressione p_1 ; in ambi i casi si troverebbe maggiore il valore della differenza di pressioni $p_2 - p_1$ e quindi la quantità d'acqua q che ritorna indietro senza prender parte al movimento utile di sollevamento e sottraendo sempre energia in pura perdita alla ruota.

L'Hartman dice che nelle buone costruzioni il rapporto $\frac{Q}{Q + q}$ può mantenersi al disopra di 0,90; ma non accenna ai criteri su cui egli basa questo apprezzamento. Il Benetti giudica arrischiata qualunque valutazione di questa perdita e preferisce di tenerne conto coll'esagerare alquanto le perdite idrauliche che avvengono nel movimento utile dell'acqua entro la ruota.

A noi sembra che non sia ragionevole accordare seria importanza a questa perdita, e siamo quasi indotti a negarne l'esistenza. Sta benissimo che nelle pompe centrifughe manchi una separazione a perfetta tenuta fra la camera di pressione e quella di aspirazione; ma bisogna tener conto delle circostanze in cui si trova l'acqua che riempie lo spazio nocivo attraverso al quale dovrebbe avvenire quel ritorno: circostanze che dovrebbero fortemente ostacolare, se non impedire del tutto codesto movimento centripeto dell'acqua. Si rifletta anzitutto che quest'acqua viene a costituire due sottili falde, il cui spessore non sarà normalmente che di 1 mm. o poco più; ognuna di esse si trova da un lato a contatto coi fianchi della ruota che gira rapidamente, ed è ben difficile che non venga trasmessa a quest'acqua, benchè non investita direttamente dalle palette, ma per effetto di adesione laterale, una gran parte almeno della rotazione ω ; e codesta adesione sarà qui efficacissima stante la estensione della superficie di contatto colla ruota, e la piccolezza dello spessore che ha la massa d'acqua da trascinare. Anche quest'acqua si

troverà dunque animata da una tendenza centrifuga se non uguale certo non di molto inferiore a quella che si produce sull'acqua investita dalle palette. Ecco un primo ostacolo al supposto ritorno d'acqua nel *giuoco* laterale della ruota.

Abbiamo già avuto occasione di accennare come il Kapp ammetta che all'acqua che sta lateralmente alla ruota venga trasmessa una velocità rotatoria media uguale alla metà di quella della ruota. In questa ipotesi, che ci sembra assai moderata, verrebbe a nascere su quell'acqua una pressione centrifuga misurata in colonna d'acqua da:

$$\frac{1}{2g} \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 (r_2^2 - r_1^2),$$

la quale andrebbe in diminuzione della differenza di pressione $p_2 - p_1$, a cui sarebbe dovuto il supposto ritorno d'acqua. E giova notare che questa diminuzione sarà in generale assai sensibile, giacchè essendo sempre verificata l'equazione (5),

sarà in tutti i casi $\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ notevolmente minore di:

$$\frac{\omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2),$$

e tanto più in quelle pompe in cui sia c_2 molto maggiore di c_1 .

In secondo luogo si rifletta quali resistenze debbano essere vinte per effettuarsi questo ritorno, in uno spazio così angusto, con un enorme rapporto fra contorno bagnato e sezione occupata, e per di più in presenza di un'altra massa d'acqua (nel caso di ruote ad un sol disco centrale) che è animata in senso contrario da una velocità in generale assai grande.

Tenuto conto di queste circostanze, l'ipotesi anzidetta ci sembra assai inverosimile. E il nostro dubbio è pienamente confermato da un fatto significantissimo che giova riferire.

Una pompa centrifuga era impiegata a sollevare delle acque notevolmente acidule, che esercitavano una rapida azione corrosiva sulle pareti di ghisa dell'involucro, tanto da ridurre in breve tempo lo spessore a soli 2 o 3 millimetri. Il *giuoco* laterale della ruota entro l'involucro era in tal modo diventato enorme, giungendo in ultimo fino a 7 od 8 millimetri per parte, mentre le palette non sporgevano dal disco centrale, verso la loro estremità, che di 5 o 6 millimetri. Ebbene, in queste condizioni la pompa funzionava ancora utilmente, con portata bensì diminuita, ma tuttora ragguardevole, quantunque la prevalenza fosse di circa 8 m. e l'aspirazione di oltre metri 1,50. Questo fatto non può spiegarsi se non ammettendo che i fenomeni di trasmissione laterale da noi sopra accennati si producessero con tale intensità da equivalere quasi all'azione diretta delle palette; senza di che, non solo la portata avrebbe dovuto ridursi a minime proporzioni, ma sarebbe inesplicabile come la pompa potesse ancora funzionare utilmente, aspirando a m. 1,50 e spingendo a m. 8, mentre nel contorno della ruota era maggiore la sezione offerta al supposto ritorno laterale dell'acqua, che non quella occupata dall'acqua direttamente investita dalle palette.

Confrontando questo caso con quello di una pompa che si trovi in buone condizioni, cioè con quel *giuoco* laterale che è strettamente necessario per assicurare che siano evitati gli sfregamenti, apparisce inverosimile il ritorno d'acqua che da alcuni Autori fu supposto. Tanto più poi se la pompa sarà munita di disposizioni opportune a meglio ostacolare codesto ritorno. Efficacissimo sarebbe per esempio il ripiego di parecchi anelli concentrici, sporgenti dalla parete dell'involucro, affacciati a sfregamento dolce con anelli simili posti sulle pareti laterali della ruota; meglio ancora se qualcuno degli anelli dell'involucro fosse fatto a guisa di guarnizione elastica, che tendesse a chiudere con leggiera pressione contro l'anello corrispondente della ruota. Disposizioni di questo genere sarebbero perfettamente giustificate nelle grandi pompe, e tanto più nei casi di forti altezze di aspirazione o di spinta, ove si temesse che avvenisse di fatto in proporzioni sensibili il supposto ritorno dell'acqua.

47. — Dall'esame che siamo andati facendo di tutte le perdite di energia che sogliono considerarsi nelle pompe centrifughe, e specialmente di quelle a cui fu attribuita una grande importanza, abbiamo raccolto, se non delle prove decisive, almeno degli indizi molto significanti per ritenere che codeste perdite non possano costituire alcun serio ostacolo al perfezionamento di questa classe di apparecchi. Non v'ha nessuna ragione inerente al sistema per cui le pompe centrifughe non possano giungere a competere cogli altri tipi di pompe dal punto di vista del rendimento e dell'applicabilità a grandi prevalenze. A confermare in questa persuasione gioverà pure ricordare l'analogia che passa fra le pompe centrifughe e le turbine centripete. E se questi tipi di turbine raggiungono, anche con forti prevalenze, rendimenti di 0,75 e 0,80, si è indotti anche per questa ragione a ritenere che risultati dello stesso genere possano conseguirsi nelle pompe centrifughe.

Resta ora da indagare quale possa essere la causa dell'insuccesso di tutti gli studi e tentativi fatti per raggiungere questo scopo. Dai riscontri sperimentali che siamo andati facendo, si intravede l'esistenza di qualche altra causa di perdita di energia, all'infuori di quelle finora considerate, la cui importanza sia superiore a quella di tutte le altre, e che costituisca il vero punto debole delle costruzioni finora usate. E se la teoria non è finora riuscita a mettere in evidenza quale possa essere questo punto debole, bisogna credere che vi sia in essa qualche concetto erroneo, o poco conforme alla realtà delle cose, che impedisca di giungere a conclusioni di pratica efficacia. Ma non è certo colle correzioni proposte dal prof. Lindner e dall'ing. Ancona che si potrà sperare di conseguire lo scopo; giacchè, come abbiamo ampiamente dimostrato in principio di questa Memoria, le idee adottate da questi Autori, tutt'altro che far progredire la teoria, tenderebbero ad introdurre nuovi errori sostanziali.

Il problema delle pompe centrifughe è stato studiato assai assiduamente dal lato teorico, ma pochissimo dal lato sperimentale; nè si potrà giungere a conclusioni decisive, finchè non si istituiscano abbondanti serie di esperienze, razionalmente dirette, dalle quali possa venire nuova luce intorno alle vere cause del rendimento relativamente basso di queste pompe.

Speriamo di poter ritornare sull'argomento, discutendo ancora le esperienze già conosciute e riferendone altre, che istituiremo sopra una pompa centrifuga di nuovo tipo che ci proponiamo di costruire.

Miniere di Montevecchio, gennaio 1894.

Ing. F. MOSSA.

LEGISLAZIONE INDUSTRIALE

TRASPORTO A DISTANZA E DISTRIBUZIONE DELL'ENERGIA PER USO INDUSTRIALE.

Il secondo Congresso delle Società economiche italiane, che ebbe luogo a Milano tra il 25 e il 28 settembre, ha discusso ampiamente e seriamente il tema proposto dalla Società Promotrice dell'Industria Nazionale di Torino col titolo: *L'utilizzazione delle forze idrauliche in rapporto alla economia nazionale ed eventuali proposte in relazione alla legge che disciplina il trasporto a distanza e la distribuzione dell'energia per uso industriale.*

Eccone le conclusioni votate alla quasi unanimità, che vivamente raccomandiamo all'attenzione del Governo.

Il Congresso fa voti che:

1° l'art. 14 della legge 10 agosto 1884, in quanto riguarda il canone governativo e quello comunale là ove possa venir imposto dal Comune per i corsi d'acqua che non sieno demaniali, venga modificato in senso di mitezza più razionale; e detto canone, benchè commisurato al numero dei cavalli dinamici nominali che si possono ottenere dal volume d'acqua e dal salto disponibili ad uso di forza motrice, sia anche graduatorio collo stabilire un'unità di tassa per cavallo che vada diminuendo coll'aumentare della forza che si vuol creare;

2° venga evitato efficacemente il pericolo che le concessioni accordate possano formare oggetto di speculazione a lunga scadenza e si venga a formare un monopolio di forze idrauliche;

3° venga ammesso l'impiego della elettricità nelle concessioni di esercizio delle ferrovie e delle tramvie quale mezzo di trazione e ad esso pure si estendano i benefici della legge 18 dicembre 1879.

I benefici della legge 25 giugno 1865, per quanto riguarda le espropriazioni, nonchè quelli della legge 7 aprile 1891 sulle reti telefoniche, vengano estesi agli impianti di trasmissione destinati all'esercizio delle ferrovie private, e di tramvie, al servizio delle miniere, e degli stabilimenti industriali od agricoli riconosciuti di pubblica utilità;

4° che la legge 10 agosto 1884 per la derivazione di acque ed il Regolamento 26 novembre 1893 vengano modificati in modo da semplificare ed accelerare tutte le pratiche per domande di concessioni per uso d'acqua, avocando la facoltà di accordare e regolare le concessioni al Ministero dell'Industria e del Commercio, o meglio a quell'eventuale compartimento di bacini fluviali che, in seguito allo sperato decentramento amministrativo, venisse istituito;

5° che nel Regolamento in corso di studio per l'applicazione della legge 7 giugno 1894, siano abrogate tutte quelle disposizioni contenute nel Regolamento sull'esercizio dei telefoni e relativo allegato 25 luglio 1892, le quali sono in contrasto colla nuova legge e non corrispondono al progresso della scienza;

6° che in tale Regolamento, o in occasione di modificazione della legge, si aggiunga la disposizione seguente:

« Nel caso in cui intervenisse un'azione giudiziaria in dipendenza della interpretazione dell'art. 5, possa il Presidente del Tribunale autorizzare la immediata effettuazione del trasporto elettrico, sentito il Genio Civile sull'importanza dell'opera e sull'entità del deposito da farsi a garanzia dell'espropriato e salvi tutti i diritti derivanti allo stesso dalla decisione definitiva »;

7° che le norme legislative in tema di impianti elettrici siano sempre ispirate ai più larghi principii di libertà e di speditezza nei metodi di procedimento, evitando per ora, in quanto riguarda la sicurezza pubblica, di sottoporre gli impianti a norme fisse.

NOTIZIE

In qual modo avvenga la corrosione dei graniti per effetto delle intemperie. — Sotto questo titolo, nella *Notizia* data a pagina 96 di questo periodico, era accennato come una delle cause di distruzione delle pietre, segnatamente di quelle di origine ignea, fosse la dilatazione diversa degli elementi che le compongono, e la poca conducibilità della pietra; per cui le parti superficiali hanno tendenze a staccarsi dalla massa interna. Si era fatta notare la differenza, spesso considerevole, dappoichè essa può elevarsi da uno a cinque, nella dilatazione dei corpi cristallizzati a seconda della direzione nella quale si considera, come il quarzo, l'arragonite, lo spato d'Islanda ed altri corpi, i quali entrano nella composizione dei graniti e dei porfidi. Ora il generale Cosseron de Villenoisy fa osservare a sua volta che l'osservazione su riportata è giustissima, ma che il pericolo che può risultare da codeste differenze di dilatazione è ben minimo, dappoichè i cristalli dei quali si parla essendo molto piccoli, l'allungamento che essi ricevono darebbe origine ad una forza di rottura molto inferiore alla resistenza alla trazione. L'influenza della dilatazione, secondo il generale Cosseron de Villenoisy, non sarebbe da considerarsi che nelle costruzioni di grandi dimensioni, per esempio, nei marciapiedi di cemento delle strade. Certamente la dilatazione può compromettere la stabilità di grandi arcate; al ponte di Claix, sul Drac, una delle arcate di maggiore portata che abbiasi in Francia, si vedono i giunti aprirsi e chiudersi a seconda dell'ora; nei giorni più caldi la chiave della volta si innalza di parecchi millimetri. Ma questi movimenti sono sempre ben inferiori a quelli cagionati da modificazioni nella struttura dei materiali, quali avvengono per le intemperie, o per reazioni chimiche. Senza avere la pretesa di dare ragguagli precisi in proposito, il generale Cosseron de Villenoisy propende a credere che ad una di queste ultime cause debba essere attribuito il degradamento dell'obelisco trasportato a New-York. I graniti rossi, i quali devono la loro colorazione ad ossidi di ferro suscettibili di idratazione, non devono mai ispirare fiducia. Non si possono mai prevedere i cambiamenti di composizione e di struttura risultanti da una lunga esposizione all'aria ed all'umidità. L'obelisco di Longsor, che si eleva maestoso in piazza de la Concorde a Parigi, non presenta alcuna traccia di vetustà, e nondimeno esso è singolarmente impallidito. Era di un rosso vivo, quando lo si è elevato, cinquant'anni or sono: ora è divenuto quasi biancastro. L'ossido colorante s'è idratato o carburato. I rivieraschi del dipartimento della Manica, che fanno grande uso nelle costruzioni dei loro graniti, conoscono benissimo questo fatto, e non impiegano certe pietre durissime in apparenza, ma di durata assai limitata.

In quanto poi alla distruzione dei graniti e dei porfidi nei casi d'incendio, di cui pure si parla nella *Notizia* su citata, il generale De Villenoisy la crederebbe dovuta ad un'altra causa. I cristalli di feldspato che si trovano nei graniti, non sono stati formati a temperatura elevatissima; i loro elementi si sono raggruppati sotto l'influenza del vapor d'acqua sovrarisaldato, o dell'acido cloridrico dei vulcani. Essi sono silicati alcalini che si trasformano in vetro sotto il calore di un incendio, quando invece i grès, composti di granelli quarzosi, resistono molto meglio. Notisi inoltre che la causa principale della distruzione dei muri, durante un incendio, è l'acqua fredda che vi si getta sopra, e che fa spaccare tutte le pietre. Quando, per mancanza d'acqua, si lascia bru-

iare un edificio tranquillamente, le murature restano pochissimo danneggiate: ne porge un esempio singolarissimo la meravigliosa conservazione dell'antica Corte dei Conti, al Quai d'Orsay. La maggior parte degli intonachi non sono punto scrostati, e la metà almeno delle aperture sono intatte, malgrado le fiamme che le hanno attraversate. Le altre sono facilmente riparabili, e la costruzione nello stato attuale rappresenta almeno i due quinti della spesa primitiva.

(*Semaine des Constructeurs*).

Influenza del tracciato curvilineo delle sponde sui fondi mobili delle correnti. — È noto da gran tempo che nei tracciati in curva le concavità delle sponde danno origine a degli scavi nell'alveo tanto più profondi quanto più accentuata è la curva. Era questa una osservazione generica, stata poi assodata dai lavori del signor Fargue, Ispettore generale di Ponti e Strade, che fu per molti anni incaricato del servizio della Garonna marittima. Egli fece vedere che la correlazione era più stretta di quel che si pensasse, e che ogni variazione nella curvatura della linea di sponda dava origine ad una variazione corrispondente nella profondità degli scavi. Che inoltre tra la distanza dei punti di massima e di minima curvatura e quella dei punti di massima e di minima profondità corrispondente dell'alveo, esisterebbe un rapporto quasi costante, dal Fargue denominato *lo scarto*.

Il VI Congresso internazionale di navigazione interna, tenutosi all'Aja nell'anno corrente, in uno dei sette temi sottoposti al suo esame, ebbe appunto ad occuparsi della correlazione tra il tracciato planimetrico delle sponde ed il regime di un corso d'acqua. Vi furono portate informazioni al riguardo dalla Francia, dalla Germania, dalla Russia, dall'Olanda; in quest'ultimo paese sono state fatte osservazioni molto pazienti ed esatte; dagli archivi, molto bene ordinati e completi, si poté conoscere lo stato antico dei fiumi; ma si è dovuto concludere che se vi sono dei tratti nei quali la correlazione tra la curvatura planimetrica dell'alveo e la profondità dell'alveo è manifesta, ve ne sono pure altri nei quali tale correlazione non sarebbe apprezzabile. Anche le osservazioni fatte in Russia sul Dniéper sono riuscite poco conclusive.

La questione è dunque assai complessa, e dev'essere difficile nello studiarla isolare le diverse influenze, quali la larghezza dell'alveo, la rapidità della corrente, il profilo e la natura delle sponde e del fondo; non limeno il signor Fleury non crede che il problema sia insolubile, ed è lieto che siasi rinviata la questione ad un prossimo Congresso, ma crede necessario un lavoro preparatorio, in base ad un questionario che precisi bene le domande e possa utilmente guidare le ricerche.

(*Société des Ingénieurs Civils*).

BIBLIOGRAFIA

I.

Elementi di topografia dell'Ing. G. EREDE, con un'appendice sulle applicazioni della topografia secondo i programmi degli Istituti tecnici, dell'Ing. GIULIANO GIULIANI. — Firenze, 1894. — Un volume in-8° di 438 pag. con 105 figure nel testo e 37 tavole. — R. Bemporad e Figlio. — Prezzo L. 8.

Il chiarissimo prof. G. Erede ha testè pubblicata la terza edizione degli *Elementi di topografia*.

L'edizione seconda costituiva di già il miglior trattato di topografia per i nostri Istituti tecnici, tanto per la chiarezza dell'esposizione quanto per lo scrupoloso esame di ogni questione trattata.

La terza edizione però venne modificata in alcune parti, la materia aumentata di circa un terzo, ed ispirandosi sempre ai più retti principii scientifici, l'egregio autore ha con essa dato un notevole impulso agli studi topografici, inquantochè approfittando della sua vasta esperienza sui Catasti moderni d'Italia e degli altri paesi, ha potuto distinguere e raggruppare in breve le parti che maggiormente interessano lo studioso. La differenza più marcata che notasi fra la terza edizione e la precedente, consiste nell'aver l'autore rifatti completamente i capitoli sulla triangolazione e sulla poligonazione, conformandoli alle vigenti istruzioni catastali. I capitoli che riguardano la descrizione e correzione degli strumenti vennero notevolmente ampliati; noi li abbiamo letti con vero interesse e riconosciamo che l'esposizione è fatta con tanta chiarezza e rigore scientifico, da non lasciare dubbi anche ai meno accorti. Tutte le invenzioni veramente utili che in questi ultimi anni illustrarono la topografia, sono state introdotte in quest'edizione, ed opportuni esempi numerici servono di guida nell'applicazione delle teorie più importanti. Un'appendice sulle *Applicazioni della topografia* scritta dall'Ingegnere Giuliano Giuliani, completa assai opportunamente l'opera del chiarissimo prof. Erede; in essa è fatto un breve cenno del tracciamento delle strade ordinarie e dei canali, si parla dei principali metodi di raccordo fra due rettilinei e del tracciamento delle linee di progetto sui profili e sulle sezioni, ed oltre ai metodi più comunemente in uso per il calcolo delle aree delle sezioni stradali e dei volumi di scavo e di riporto, si espone anche quello del Siebert.

In questa appendice si trova la risoluzione di molti utili problemi, per lo più tratti dai temi per gli esami di licenza dei Regi Istituti tecnici, il che può essere di utile esercizio ai giovani studiosi.

Se negli Istituti tecnici si desiderasse una buona guida per la uniformità dell'insegnamento, questa del prof. Erede costituirebbe certamente un ottimo libro di testo per la parte che riguarda la topografia, nè esitiamo dire che crediamo sia la miglior opera che esista ai giorni nostri in questo ramo della scienza.

Torino, ottobre 1894.

Ing. V. BAGGI.

II.

Traversée du Simplon. — Projet du tunnel à une voie et de 19731 mètres de long, présenté par la Compagnie du Jura-Simplon. — Lettre critique adressée à M. le Ministre des travaux publics du royaume d'Italie par JAMES LADAME, directeur des travaux publics du Canton de Neuchâtel. — Op. in-8° di 15 pagine, con due tavole litografiche. — Parigi, 1894. — Prezzo L. 0,50.

È noto che la Compagnia del Jura Sempione è ritornata per il passaggio del Sempione al progetto studiato fin dal 1882, nel quale si comprende un tunnel *di base* in linea retta, della lunghezza di ben 19731 metri; ma che il tunnel non sarebbe costruito che per un solo binario.

L'ingegnere James Ladame, il quale aveva vittoriosamente combattuto il progetto del 1886, che il Governo italiano non poté accettare, sta ora preparando per le stampe una nuova Memoria per combattere il progetto attuale della *Compagnie du Jura-Simplon*, e per non perder tempo ha indirizzato al Ministro dei lavori pubblici del Governo italiano la lettera a stampa di cui ci ha favorito copia, nella quale egli compendia le sue osservazioni critiche relative alla direzione del tracciato, alla sezione del gran tunnel ad un solo binario, ed ai prezzi accordati dalla Compagnia per effettuare il traforo.

In quanto alla *direzione del tracciato* l'ingegnere Ladame ammette che il tunnel attraverserà in tutta la sua lunghezza terreni eccellenti, i quali non presenteranno difficoltà alcuna alla esecuzione del traforo. Anche i due imbocchi sono in regioni di facile accesso, popolate, e di clima moderato, e dove i buoni materiali da costruzione sono abbondanti e poco costosi.

La sola difficoltà seria che presenterà questo lavoro consisterà nella temperatura eccessivamente elevata che si incontrerà nel fare il traforo. Gli ingegneri Stapff e Stockalper che lavorarono al Gottardo, ammettono che gli effetti della temperatura cominciano a farsi inquietanti appena la temperatura della roccia arriva a 29°, e che ogni ulteriore aumento anche minimo di temperatura aggrava considerevolmente la situazione. E il dottore Fabre delle miniere di carbone di Commentry dice pure che a 31° ed in un mezzo nel quale l'aria sia molto umida e prossima allo stato saturo, gli operai non possono lavorare più di 10 minuti di seguito.

Ora è evidente che il tracciato proposto per il Sempione condurrebbe ad un tunnel in linea retta della lunghezza di 19731 metri, nel quale e per una lunghezza continua di 13 chilometri e mezzo si avrebbero temperature da 30° a 40°. Questo è per il signor Ladame il punto spaventoso della grande intrapresa. Vero è che il professore Coladon aveva nell'aprile 1880 proposto di ricorrere all'acqua polverizzata ad alta pressione per ottenere il raffreddamento dell'aria e sgombrarla dal fumo e dalle polveri in sospensione; ma egli non ha potuto indicare di quanti gradi si sarebbe potuto abbassare la temperatura con un tal mezzo; egli proponevasi di sperimentare questo sistema al Gottardo, ma non poté farlo.

Ed è perciò che l'ingegnere Ladame non dubita di allungare ancora e ripiegare ad angolo il lungo tunnel, imboccando a Brig, e sboccando a Bertonio, ossia portandone la lunghezza da 19731 metri a 22500, e ciò essenzialmente per ridurre a soli tre chilometri il tratto che presenterebbe temperature da 30 a 40 gradi.

L'altitudine di 535 metri a vece di 633,80 permetterebbe il raccordo del gran tunnel con Domodossola con uno sviluppo di chilometri 12,5 al 25 per mille a vece di quello progettato di 19 chilometri al 20 per mille, e questa variante porterebbe, secondo l'ingegnere Ladame, una economia di 11 milioni (!) al Governo italiano incaricato di costruire la linea d'accesso.

In quanto alla *costruzione ad un solo binario* l'ingegnere Ladame non sa acconciarsi all'idea di un tunnel di 20 chilometri ad un solo binario, e ricorre alle attestazioni del Consiglio generale di ponti e strade in Francia, ed a quanto ha pubblicato il Ministro dei lavori pubblici francese in occasione dell'Esposizione universale del 1889 a proposito del tunnel di Col de Cabres, della lunghezza di soli 3770 m. che fu fatto a doppia sezione sebbene la linea sia ad un binario solo « pour faciliter l'aérage que la petite section d'une seule voie n'aurait pas suffisamment assuré » ed anche per diminuire gli inconvenienti di uno sviamiento a metà di un sotterraneo ad un solo binario di così grande lunghezza.

Infine, riguardo al *costo dell'opera* l'ingegnere Ladame esprime il parere che la somma di 54 milioni dalla Compagnia accordata all'Inprea per eseguire il tunnel ad un solo binario, sia largamente sufficiente per costruire il tunnel a due vie di 22 chilometri secondo il tracciato da lui proposto. Perchè, ridotta la temperatura, e praticati i *trous de sonde* egli potrebbe per essi introdurre l'acqua ghiacciata ad alta pressione con cui animare le perforatrici e rinfrescare l'ambiente.

G. S.

