

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

COSTRUZIONI INDUSTRIALI

LE NUOVE OFFICINE
DELLE STRADE FERRATE (RETE MEDITERRANEA)

IN TORINO

Continuazione e fine

PARTE IV.

Servizi d'acqua, riscaldamento ed illuminazione.
Motori e caldaie

(Veggasi la Tavola XI)

Servizi d'acqua.

I terreni espropriati per l'erezione delle Officine erano solcati in ogni senso da fossi d'irrigazione, le acque dei quali appartenevano al Consorzio della *bealera Cossola*. L'Amministrazione Ferroviaria, in vista delle erigende costruzioni, riunì tutte queste acque in un unico condotto murato che fiancheggia la cinta verso le Carceri, indi con un sifone passa sotto il fascio di binari dell'Officina in prossimità dell'entrata nord, e sotto i binari esterni, ed in seguito, ritornando a livello del suolo, si ripiega ad angolo retto, e per un canale scoperto, parallelo alla ferrovia di Milano, distribuisce l'acqua agli utenti a valle.

L'acqua di questo condotto è adoperata per la condensazione del vapore nelle motrici; essendo però molto inquinata da materie in sospensione viene prima depurata in un filtro a due camere adiacente al condotto, in prossimità del calderaggio, e quindi immessa in un tubo di ghisa del diametro di m. 0,25, che versa in un serbatoio coperto da vòlta, della capacità di mc. 150, praticato tra i Calderai e l'edificio Dipendenze (vedi tavola XII, anno 1893).

La portata del canale è assai variabile, dipendendo, oltrechè dalle vicissitudini atmosferiche, anche dal turno di competenza oraria. Quindi per la condensazione del vapore si cercò l'acqua nello stesso suolo dell'Officina, praticando nella sala delle caldaie dell'edificio Dipendenze un pozzo profondo m. 20 circa, del diametro di m. 1,80, nel quale venne installata una pompa capace di sollevare 30 litri al secondo al piano dell'Officina.

La pompa si compone di un doppio corpo di tromba fissato ad una trave orizzontale in ferro incastrata nelle pareti murarie del pozzo. Ciascun corpo di tromba è munito di un tubo d'aspirazione con cassa speciale d'aria, non che delle valvole d'aspirazione e di compressione.

I tubi di compressione dei due corpi di tromba si riuniscono in un'unica camera d'aria, sulla quale s'innalza il tubo verticale in lamiera che poi, giunto al livello del suolo, si ripiega orizzontale, ed immette l'acqua nel serbatoio murale di cui abbiamo detto sopra.

Gli stantuffi del corpo di tromba sono rovesciati secondo il sistema della Ditta costruttrice (Larini e Nathan) e si attaccano alle aste mediante un telaio rigido in modo che

le dette aste lavorano sempre per trazione. Queste aste vengono ad unirsi a cerniera ad una leva massiccia triangolare, oscillante attorno ad un pernio orizzontale fisso, alla parte superiore del pozzo, in una robusta trave.

La leva triangolare è mossa da una biella orizzontale, comandata da una manovella motrice a disco calettata sopra un primo albero di rimando, che porta una ruota dentata la quale imbocca in un rocchetto solidale ad un secondo albero che porta due puleggie di trasmissione, l'una folle, l'altra attiva. Queste puleggie sono stabilite in una fossa della sala del motore, nella quale presero posto altresì le cinghie di trasmissione del moto dell'albero principale di trasmissione che corre lungo il muro del corridoio Dipendenze (vedi tavola XII, anno 1893).

Le dimensioni principali della pompa sono le seguenti:

Diametro stantuffi	m.	0,315
Corsa stantuffi	»	0,50
Diametro tubo aspirante	»	0,15
Altezza bocca scarico su quella d'aspirazione	»	20 circa.

Abbiamo detto che il pozzo somministra, e la pompa aspira in via normale 30 litri al secondo, cioè 108 mc. all'ora. Questo quantitativo è sufficiente per la condensazione del vapore; ed invero, nell'Officina si hanno tre motori a condensazione, i quali sviluppano complessivamente 300 cavalli di forza al massimo; ora, ritenuto che per motori perfetti, come quelli delle Officine, il consumo d'acqua sia di 350 litri per ogni cavallo-ora, si ricava che occorrono $300 \times 350 = 105.000$ litri d'acqua, ossia meno di quanto la pompa può innalzare.

Il condensatore della motrice dei Calderai e del Montaggio aspira l'acqua occorrente dal serbatoio; il quantitativo esuberante è raccolto in una condotta fatta con tubi di ghisa del diametro di m. 0,20 e spessi m. 0,013 uniti con flangie guernite d'amianto, ed è versato nel serbatoio sotterraneo della capacità di mc. 240, coperto con vòlta, che si trova presso la Torneria (V. tavola XIII, anno 1893). Questo serbatoio è destinato a contenere l'acqua per la condensazione del vapore nelle motrici della Torneria, ed è munito di uno sfioratore in muratura che immette in una fogna raccogliitrice delle acque pluviali, corrente tra la Torneria ed il Carrozzaggio.

Ai servizi d'acqua per alimentazione delle caldaie, per lavatura e per bevanda provvedesi con condotte alimentate dalla tubazione della Società Anonima delle Acque potabili di Torino. Tali condotte partono da tre serbatoi in lamiera, a fondo piano, capaci ciascuno di 50 mc., stabiliti a m. 6,60 dal piano delle guide in un apposito fabbricato, che fu indicato colla lettera Y nella planimetria generale (nella tavola XI se ne presenta la pianta ed alcuni particolari). Tali serbatoi riposano, come si vede, sopra un'intelaiatura di 30 travi in ferro a I $\frac{165 - 80}{12 - 8}$ poste a distanza di m. 0,40 da asse ad asse nel senso trasversale del fabbricato, ed as-

sicurate ad altre due travi ad I unite in fascio, delle dimensioni $\frac{300 \times 130}{16 \times 13}$, disposte nel senso longitudinale, e sostenute dai muri d'ambito e da due pilastri in muratura di $0,85 \times 0,85$.

Ogni serbatoio comunica col vicino mediante tubi in ghisa muniti di robinetti. Un unico tubo di piombo del diametro di 50 mm. porta l'acqua in uno dei serbatoi ed un altro unico tubo pure di piombo, del diametro di 60 mm. funziona da sfioratore, versando l'acqua di scarico nelle fogne.

Ciascuno dei tre serbatoi serve un gruppo di edifici mediante un tubo di presa di 50 mm. di diametro: i tre tubi di presa comunicano fra loro per mezzo di brevi condotti in ghisa muniti di robinetti, così che quando uno dei serbatoi non funziona, l'acqua non manca nella rete di tubi che ne dipende, essendo fornita dagli altri due serbatoi.

Le condotte di dispensa sono parte di ghisa (pei Calderai e pel Montaggio Locomotive) e parte di ferro. I tubi di ghisa hanno il diametro interno di mm. 50 e lo spessore medio di 6 mm.; i tubi di ferro hanno il diametro di 60 per le condotte principali e di 35 per le secondarie, e lo spessore di circa 5 mm.; essi sono uniti mediante manicotti a vite investiti sulle teste dei tubi che sono a contatto coll'inserzione di mastice.

Le risvolte, le diramazioni e gli attacchi con tubi di altro metallo sono fatti con pezzi speciali a gomito, a L, a croce od a piattellina.

Le condotte principali sono poste a m. 0,70 sotto il piano dei piazzali per premunirle dal gelo, le secondarie penetrano nei locali chiusi e corrono a m. 0,30 sotto il suolo. Da queste condotte l'acqua viene nelle colonnette di ghisa o nei tubi di erogazione pure di ghisa, donde è attinta per mezzo di robinetti a maschio od a molla, e versata in vasche sottostanti di ghisa, munite di sfioratori e scaricatori che versano l'acqua nei condotti di sfogo delle pluviali (vedi fig. 5, tav. XI).

Le vasche sono addossate ai muri, oppure alle colonne; alcune sono isolate, altre appaiate. Davanti e all'ingiro delle vasche è fatta una colata di cemento incavata a piramide rovescia, nel vertice della quale è collocato un chiusino a tenuta idraulica, di bronzo (vedi fig. 6, tav. XI).

Per ogni vasca si hanno almeno tre robinetti ordinari, oltre un robinetto speciale a vite, sul quale si innesta il tubo di gomma o di tela con spirale metallica per portar l'acqua alle caldaie.

Il numero delle vasche è diverso nei vari locali secondo i bisogni, la destinazione dei medesimi ed il numero degli operai addetti; è di 12 nei Calderai, 6 nel Montaggio, 12 nella Torneria e nel Carrozzaggio, ecc.

Il consumo medio d'acqua in Officina, eccettuato quello per la condensazione del vapore, ad impianto compiuto è valutato di 300 mc. così distinti:

Alimentazione caldaie fisse pei motori	mc. 100
» locomotive di manovra	» 10
Prova locomotive riparate	» 20
Lavatura meccanismi	» 20
» carrozze e carri	» 35
Pulizia locali e latrine	» 30
Bevande e pulizia per gli operai	» 85

Non si tiene conto delle caldaie pei motori dell'illuminazione elettrica, perchè il periodo invernale dell'illuminazione corrisponde al periodo di minor consumo per bevande e pulizia degli operai.

La palazzina di Direzione e le Portierie sono servite da condotte di piombo che hanno origine da due serbatoi di m. 1,50 posti nei sottotetti ed in diretta comunicazione

colla condotta della Società: il quantitativo assegnato a tali edifici è di 10 mc. al giorno.

Il servizio d'acqua per incendi venne naturalmente tenuto distinto da quello per gli usi generali. Il progetto relativo contempla un'unica tubazione continua dello sviluppo di m. 2300 circa, che si stacca dalla condotta maestra della Società sul corso Principi d'Acaia e percorre i piazzali e le strade interne correndo a m. 0,70 sotto il suolo. I tubi sono di ferro, trafilati, senza saldature, congiunti con manicotti a vite, del diametro di 60 mm. e spessi 6 mm. circa.

In questa condotta sono progettate 31 bocche da incendio del diametro di 150 mm. munite di robinetto a feritoia manovrati a chiave, e di tubo gettante con lancia.

Le acque pluviali, raccolte dalle gronde in lamiera di ferro zincato, mediante i tubi di discesa, imboccano in tubi di ghisa che giungono all'altezza di 2-3 metri dal suolo e per mezzo di canaletti a forte pendenza di $0,2 \times 0,2$ in muratura entrano nei collettori secondari di $0,30 \times 0,35$.

Questi tombini hanno pendenza variabile fra il 10 e il 15 0/00 e sono stabiliti possibilmente fuori degli edifici, eccetto che nei riparti contenenti espurgatoi, nei quali fu giocoforza disporre i predetti collettori nell'interno per raccogliere le acque di espurgo.

I collettori secondari gettano le acque nelle fogne secondarie, a volta, le quali tutte sono poste nel mezzo delle strade che intercedono fra i vari riparti, tranne che nel Carrozzaggio, dove si ha una fogna interna sotto la sede del carrello trasbordatore per raccogliere l'acqua dai collettori secondari esistenti lungo le colonne e dalla caldaia del carrello stesso.

I collettori e le fogne secondarie immettono a stramazzo nella grande fogna raccogliitrice che corre dalla fronte sud del riparto Verniciatori all'asse del corso Vittorio Emanuele, dove le acque si gettano nel condotto municipale dopo un percorso di circa 1 chm.

Nelle figure 7, 8, 9 e 10, tavola XI, è indicata la rete dei collettori e delle fogne, nonchè il tipo dei condotti.

Ad ogni distanza di 100 metri circa, tanto le fogne secondarie quanto la principale sono munite di lanternini o pozzi di discesa, che affiorano al piano dei piazzali e sono coperti da pietre forate per raccogliere le acque defluenti dai piazzali stessi, come indica una delle figure.

Riscaldamento.

Nella maggior parte degli edifici delle Officine non venne fatto alcun impianto speciale pel riscaldamento, e le spese relative a tale oggetto si limitarono all'acquisto di stufe in terra cotta od in lamiera da porsi nei locali ad uso ufficio.

Due sole installazioni meritano speciale accenno: quella della palazzina di Direzione e quella della Torneria. Entrambe sono del sistema a vapore a bassa pressione, colla differenza che nella Direzione i caloriferi sono nel sotterraneo e nella Torneria invece sono nell'ambiente stesso da riscaldare.

Per la Direzione quest'ultimo sistema venne scartato, perchè con esso, non introducendosi aria nuova nei locali, ne soffre l'igiene, mentre coi condensatori centrali sotterranei si ha un funzionamento igienico, che non differisce da quello degli ordinari caloriferi ad aria se non nei vantaggi che derivano dalla sostituzione di condensatori di vapore a focolari ordinari. I quali vantaggi si riassumono così:

1. Rimozione d'ogni più lontano pericolo d'incendio nei locali da scaldare;

2. Pulizia degli ambienti, non occorrendo far trasporto di combustibile;

3. Immissione di aria pura, non essendo possibile la miscela dei prodotti della combustione coll'aria calda, nè l'alterazione di questa per effetto dei fenomeni di occlusione;

4. Possibilità di graduare il calore in qualunque istante con semplice manovra di valvole intercalate nel ciclo dei tubi maestri;

5. Eliminazione dei pericoli derivanti da troppo calore e da variabilità di temperatura, essendo piccolissime le oscillazioni della temperatura del vapore per effetto di variazioni di pressione in caldaia, ed essendo ancora assai mite la temperatura del vapore a bassa pressione.

A questi vantaggi termici ed igienici si aggiunge il tornaconto finanziario delle spese d'esercizio nel caso concreto di un'officina, nella quale si ha a disposizione il vapore, ed in cui la mano d'opera per il calorifero non è da valutarsi a parte, ma è compresa nella spesa generale per governo dei motori e delle caldaie.

La simmetria dell'edificio di Direzione (vedi tavola IX, anno 1894) permise di dividerlo in 4 sezioni, a ciascuna delle quali spetta un volume d'aria da riscaldare di circa 1615 mc.: ogni sezione è divisa in due batterie di condensazione, l'una per il pianterreno, l'altra per il piano superiore, installate in adiacenze e separate solo da una parete muraria atta a rendere le camere calde, e però il funzionamento delle due sezioni, indipendenti fra loro.

La camera calda d'ogni batteria è a pareti doppie per ridurre i disperdimenti di calore per irradiazione, ha una copiosa presa d'aria presso al suolo ed alla parte superiore mediante apposito condotto verticale e messa in comunicazione con due cunicoli in muratura che portano l'aria calda alla sezione di fabbricato che spetta alla camera calda considerata. Dai cunicoli si dipartono dei cornetti che apronsi negli ambienti in bocche a calore munite di persiane a palette, all'altezza di m. 2, altezza sufficiente a che le persone non siano colpite dalle vene d'aria calda, senza ostacolare troppo la formazione di correnti dirette fra le bocche d'aria calda e quelle d'estrazione dell'aria viziata collocate a livello del pavimento.

La condotta del vapore ha origine dalla sala Caldaie delle Dipendenze, a m. 120 circa dalla Direzione, e percorre in parte la fossa di trasmissione dei Calderai, in parte un condotto apposito, ripieno di sostanze coibenti. Il vapore passa in tubi di ferro del diametro di 64 mm. spessi 3 mm. uniti a flangie con interposizione di cartone d'amianto imbevuto di olio di lino cotto, ed arriva nella palazzina di Direzione nella camera di mezzo del sotterraneo, all'altezza del volto. Ivi si ha una valvola di riduzione della pressione ed un purgatore automatico per evacuare gli scoli delle eventuali condensazioni a monte.

La condotta principale si biforca in due condotte di distribuzione fatte con tubi di 50 mm. uniti a manicotto, protetti da strato di mastice coibente, e muniti di compensatore in rame ad Ω per la dilatazione; da tali condotte si staccano i tubi di minor diametro che portano il vapore alle otto batterie. Le quali sono fatte con tubi di ghisa del diametro di 90 mm. uniti a flangia, con alette trasversali di m. 0,206 a distanza di 0,03, e comprendono una o più serie di 4 tubi congiunti con pezzi a gomito fra loro.

Ogni batteria ha una valvola di ghisa guernita in ottone per l'ammissione del vapore, un'altra valvola per lo scarico, un robinetto a chiave per scarico dell'aria, un purgatore automatico dell'acqua di condensazione ed un idrosaturatore a livello per dare il voluto grado d'igroscopicità all'aria calda.

La condizione prefissa nello studio dell'impianto fu quella di creare e mantenere negli ambienti la temperatura di 15°, rinnovando completamente l'aria in un'ora. Con questi dati ed essendo nota la capacità dei locali, si determinò prima la perdita di calore che si verifica nelle ore di lavoro e nottetempo, e si trovò che in un ambiente tipo bisognava cal-

colare un disperdimento di calorie 16,5 per ora e per metro cubo d'aria da riscaldare. Quindi, ritenuto che il peso di 1 mc. d'aria a 0° è chg. 1,293 e che il calore specifico dell'aria tra 0° e 100° può ritenersi di 0,2379, si ricavò tosto la temperatura T dell'aria nella camera calda colla relazione:

$$T = \frac{16,5}{1,293 \times 0,2379}$$

donde $T = 54^\circ$.

Ciò posto, e fatto un calcolo delle perdite di calore nella camera calda si stabilì che per ogni mc. d'ambiente bisognava produrre 19 calorie all'ora.

Questo calore deve essere dato dai tubi di condensazione. Ora, poichè un metro quadrato di superficie utile di tubi di ghisa lambiti da aria a 15° condensa chg. 1,80 di vapore, e visto che la condensazione è proporzionale alla differenza fra le temperature interna ed esterna del condensatore, che la pressione del vapore in caldaia si stabilì di 1 atmosfera e mezza, che la sua temperatura è quindi di 112° e che inoltre la temperatura dell'aria nella camera calda deve essere di 54°, si ricava che il peso di vapore condensato all'ora è per mq.:

$$A = 1,80 \frac{112^\circ - 54}{112^\circ - 15^\circ} = 1,076.$$

La quantità di calore ceduto dal vapore a 112° è di 540 calorie, e perciò per ogni mc. d'ambiente bisogna condensare $\frac{19}{540} = 0,0354$ chg. di vapore all'ora, ossia occorrono

$$\frac{0,0354}{1,076} = 0,0327 \text{ mq. di superficie di condensazione.}$$

Col suesposto procedimento si venne a stabilire che per i 6067 mc. d'aria da riscaldare necessitano 115273 calorie e 189,30 metri di superficie di riscaldamento, con un consumo teorico di chg. 213 di vapore all'ora, quantità che in pratica oltrepassa i 230 chg. per effetto delle perdite nella lunga condotta dai generatori alle batterie di condensazione.

Per l'uscita dell'aria dai locali riscaldati servono i caminetti di cui ogni camera è fornita; inoltre un condotto praticato sull'asse del corridoio centrale d'ogni piano raccoglie l'aria viziata dalle bocche d'estrazione e le porta in camini di richiamo di 0,80 \times 0,80 ricavati nei locali estremi d'ogni piano, in cui sono le latrine.

La differenza di pressione è sufficiente in condizioni normali a produrre il tiraggio: ma quando ciò non avviene è facile ottenere il ricambio d'aria attivando i condensatori a cassetta posti alla base dei predetti camini ed inseriti in un cielo di vapore derivato dalla tubazione maestra del sotterraneo.

L'impianto del calorifero della Direzione venne assunto per lire 7700 dalla Ditta Besana e Carloni di Milano.

Quanto alle spese d'esercizio, ritenuto che la caldaia produca chg. 8,50 di vapore per ogni chg. di litantrace, del potere calorifico di 7000 calorie, ritenuto che il calorifero funzioni ore 12 per giorno, per 5 mesi, e che la tonnellata di carbone portata alla griglia costi lire 30, si giunge ai seguenti risultati finanziari:

Consumo complessivo carbone: per ora chg. 27,06; — per giorno 324,72; — per anno 48808.

Spesa: all'ora L. 0,81; — al giorno L. 9,72; — all'anno L. 1458.

Costo del riscaldamento per ogni metro cubo d'ambiente: $\frac{1458}{6067} = \text{L. } 0,24$.

Nella Torneria si hanno in tutto 92 stufe in ghisa ad alette, ciascuna delle quali rappresenta mq. 12 di super-

ficie condensante. Il vapore, proveniente dalle caldaie installate nell'attiguo fabbricato I, è condotto in tubi di ferro che sono sostenuti da tiranti assicurati alle travi a traliccio; da queste condotte si diramano le piccole tubazioni che portano il vapore alle stufe.

L'acqua di condensazione è raccolta in tubi stabiliti entro piccoli condotti di muratura lungo le file di colonne ed i muri longitudinali della Torneria; questi tubi fanno capo a due collettori centrali i quali comunicano colla condotta principale di ritorno dell'acqua di condensazione alla vasca sottostante alle caldaie, in cui pescano gli iniettori Giffard.

L'impianto di questo riscaldamento venne eseguito dalla Ditta Ing. Defranceschi di Milano per il compenso a corpo di L. 23,700.

Illuminazione.

Oltre l'illuminazione a gas, abbondantemente diffusa nei fabbricati di Direzione, nei Magazzini e altrove, e quella sussidiaria ad olio, venne fatto un impianto abbastanza grandioso di illuminazione elettrica.

Tale impianto è costituito:

1° da due motori verticali celeri di 80 cavalli ciascuno, forniti dalla Ditta Tosi di Milano; numero di giri al 1': 300;

2° da due grandi dinamo del Tecnomasio italiano di Milano per 400 ampères e 120 volts: con 600 giri al 1';

3° da tre dinamo Siemens e Halsche di Berlino, per n. 11 ampères e 600 volts; numero di giri 780;

4° da una dinamo tipo Bùrghin e Alioth di Basilea; n. di giri 900;

5° da 28 lampade ad arco voltaico da 10-11 ampères per l'illuminazione dei riparti Calderai e Montaggio;

6° da 1200 lampade da 16 candele ad incandescenza per l'illuminazione della Torneria, del Carrozzaggio e del riparto Ruote;

7° da 4 lampade ad arco da 5 ampères per il predetto riparto Ruote;

8° da 10 fari da 11 ampères per l'illuminazione dei piazzali esterni.

L'impianto delle dinamo è stato fatto nel locale dell'avancorpo della Torneria (vedi tav. XIII, anno 1893) e costò all'incirca L. 120,000.

Motori e Caldaie.

La forza motrice nelle Nuove Officine è prevista di 505 cavalli-vapore ad impianto compiuto, e cioè: cavalli 100 per il Calderaggio e il Montaggio locomotive, 170 per la Torneria, 15 per il riparto Molle e Fucine, 60 per la Segheria, 160 per l'illuminazione elettrica.

In difetto di forza idraulica si fece ricorso al vapore e si adottò il tipo di motori più perfezionato, cioè a condensazione, assegnando ai riparti Calderai, Montaggio e Torneria tre motori, e due all'impianto elettrico. Altri due motori, provenienti dalle Officine soppresse, saranno destinati alle Molle ed alla Segheria, quando questi edifici saranno costrutti.

Lasciando in disparte questi due motori e quelli per la illuminazione, notiamo che attualmente sono in funzione tre macchine motrici. La prima, che s'incontra percorrendo i fabbricati coll'ordine seguito nella parte 2^a, è quella dei Calderai e Montaggio, installata nel fabbricato Dipendenze (vedi tav. XII, anno 1893).

Essa fu costrutta dalla Ditta Tosi di Milano; è ad un solo cilindro con condensazione di vapore e può sviluppare 120 cavalli di forza, sebbene in via normale non ne svolga che 100 circa. La distribuzione è fatta con valvole a scatto del sistema Sultzer; le valvole o robinetti sono 4, due superiori e due posti in vicinanza dei fondi del cilindro; i primi servono all'introduzione del vapore, i secondi allo

scarico nell'atmosfera o nel condensatore. Il moto delle valvole è affidato ad eccentrici calettati su un albero normale a quello del volante e che dal medesimo riceve il movimento mediante un ingranaggio conico.

Come è noto, nella distribuzione Sultzer le valvole sono manovrate direttamente da aste a boccioli e la loro apertura o chiusura è determinata dallo impegnarsi del dente attivo, messo in moto dalla macchina, col dente passivo, o dall'essere i due denti liberi. Il periodo durante il quale il dente passivo è trascinato dal dente attivo è determinato da un regolatore Porter; il dente passivo, appena avvenuto il distacco, è riportato a posto da una molla, colla quale è solidale.

Il cilindro è a pareti doppie con camicia di vapore circolante; il vapore vi penetra alla pressione di 6 atmosfere e dopo aver agito per un certo tempo sullo stantuffo si scarica nell'atmosfera o passa nel condensatore.

Il diametro del cilindro è di m. 0,50, la corsa dello stantuffo m. 1,05, l'introduzione può variare da 0 al 75 0/10 e ordinariamente si fa dal 30 al 40 0/10.

Il condensatore è del tipo Sultzer, nel quale lo stantuffo della pompa ad aria a doppio effetto è manovrato dalla stessa asta dello stantuffo del cilindro a vapore. L'acqua arriva per mezzo di un tubo che la aspira dal serbatoio sotterraneo di 150 mc., che abbiamo visto esistere presso la sala del motore (vedi tav. XII, anno 1893).

Il motore Tosi ha un volante del diametro di m. 4,80, che compie 52 giri al minuto, e riceve 5 funi di cotone Manilla del diametro di 50 mm., le quali comunicano il moto alla puleggia motrice calettata sull'albero principale di trasmissione. Quest'albero è d'acciaio fuso ed è sostenuto da supporti Sellers fissati su pulvini in granito dentro una fossa, che appare disegnata nella tav. XII succitata.

L'albero si protende nei Calderai e nel Montaggio e dà il moto alle gru scorrevoli ed alle macchine utensili accennate nel capitolo 1^o, parte 2^a.

Gli altri due motori, di cui ci interessa parlare, sono stabiliti in un apposito locale dell'avancorpo Torneria (tavola XIII, anno 1893), e rappresentano complessivamente una forza di 170 cavalli.

Il primo motore, della Casa Brunner di Fratte (Salerno), è a due cilindri, gli stantuffi dei quali si trovano l'uno sul prolungamento dell'altro; il vapore proveniente dal fabbricato Caldaie entra nel primo cilindro, o cilindro piccolo, alla pressione di 6 atmosfere, vi si espande e poi si scarica nel cilindro grande o a bassa pressione, dal quale passa nell'atmosfera o nel condensatore.

La corsa comune ai due cilindri è di m. 0,80; il diametro del cilindro piccolo 0,32, quello del cilindro grande 0,49. Entrambi i cilindri sono a camicia di vapore circolante.

La distribuzione è fatta con valvole a scatto sistema Sultzer, ed il regolatore può variare l'introduzione nel cilindro piccolo dal 40 al 50 0/10, in quello grande dal 50 al 60 0/10.

La forza raccolta sull'albero del volante è di 90 cavalli. Il volante ha il diametro di m. 4 e compie 60 giri al minuto: cinque funi di 50 mm. comunicano il moto del volante alla puleggia motrice calettata su d'un albero di trasmissione stabilito in apposito condotto sotterraneo e il cui asse dista 10 m. dall'asse dell'albero del volano.

Il condensatore è sotterraneo, a miscela d'acqua e vapore, e l'acqua vi penetra da un tubo che corre tutto al lungo del muro che divide il locale dei motori dalla Torneria, ed ha la sua origine nel serbatoio esistente fra la Torneria e il fabbricato Caldaie.

A fianco del motore Brunner, e parallelamente ad esso,

è collocato il motore Neville, che attualmente manca del condensatore.

Questo motore ha due cilindri gemelli, ed è capace di sviluppare una forza di 80 cavalli. La pressione di lavoro è di 6 atmosfere, e i due cilindri hanno il diametro di m. 0,35 con una corsa di stantuffo di m. 0,75.

Il volante è stabilito su un albero compreso tra i due cilindri, ha il diametro di m. 3,50 e fa 70 giri al minuto: quattro corde di 50 mm. si avvolgono su di esso e sulla puleggia motrice calettata sull'albero principale.

Quest'albero, oltre le due puleggie motrici rilegate ai volanti dei due motori, porta una terza puleggia, la quale dà il moto all'albero parallelo, che è stabilito in un condotto simmetrico a quello che contiene il primo, rispetto all'asse della Torneria (vedi tav. XIII, anno 1893).

Affinchè la trasmissione del moto ai due alberi possa farsi in modo indipendente, coll'uno e coll'altro dei due motori, si stabilirono fra le tre puleggie che sono montate sul primo albero, tre apparecchi di sviamento con supporti speciali a grande diametro per sostegno di un terzo albero cavo, di acciaio, su cui è fissata la puleggia mossa direttamente dal motore Brunner ed entro al quale passa il primo albero motore sovraccennato.

Dopo i motori, le caldaie. I generatori di vapore per le Officine sono tutti del sistema tubolare ed appartengono a locomotive che ora sono fuori servizio; essi sono distribuiti in 4 batterie, e cioè:

N. 4 caldaie nell'edificio Dipendenze Calderai per il motore Tosi e per i caloriferi centrali della Direzione;

N. 9 caldaie nel fabbricato I per i motori Brunner e Neville, per il riscaldamento della Torneria e per l'impianto elettrico;

N. 2 caldaie sotto la tettoietta esterna della sala Fucine pel motore di quel riparto e pel maglio a vapore;

N. 2 caldaie per il motore della Segheria.

Sono dunque in tutto 17 caldaie: una parte delle medesime è in funzione, le altre sono di riserva.

Le caldaie sono a graticola orizzontale ed il loro modo di installazione risulta dalla figura 6 della tavola XIV, anno 1893. Il focolaio, alquanto incassato sotto il pavimento del locale, riposa sopra quattro pilastri, lasciando al di sotto della graticola uno spazio per le ceneri; tutti i cineratoi di una batteria sono in comunicazione e formano un unico serbatoio della profondità di m. 1,50 circa con pareti in muratura coronate da lastre di pietra da taglio.

La camera del fumo posa sopra una canna verticale in muratura refrattaria, la quale fa capo ad un condotto sotterraneo collettore del fumo che immette nel camino: quindi, per adattare le caldaie tubolari al servizio fisso non si è fatto altro che chiudere superiormente con una lamiera la luce del fumaiuolo della locomotiva ed aprire un'altra luce in basso.

All'alimentazione delle caldaie provvedono iniettori Giffard raggruppati su apposita fondazione nel locale dei generatori.

Tra il cineratoio e le bocche a fumo prese posto il serbatoio d'acqua, largo m. 2 e profondo m. 1,50, lungo quanto il cineratoio: sul fondo è praticato un pozzetto per espurgo, il quale dà origine ad un condotto che riceve pure l'espurgo del cineratoio e versa le acque nel più prossimo tombino di fognatura.

Ogni caldaia ha da 100 a 120 mq. di superficie di riscaldamento, e può produrre da 8 a 8,50 chg. di vapore alla tensione di 6 atmosfere all'ora e per mq.; quindi, in complesso, le 17 caldaie possono dare 14000 chg. di vapore all'ora.

Attualmente, tenuto conto delle caldaie di riserva e di

quelle per la luce elettrica e per il riscaldamento che lavorano con intermittenza, su 13 caldaie esistenti, sono in funzione soltanto 7, con una produzione di circa chg. 6000 di vapore all'ora ed un consumo di 800 chg. di litantrace, cioè di chg. 0,133 per ogni chg. di vapore prodotto.

I camini per le caldaie sono due in muratura e due in ferro. Del primo tipo offriamo uno schizzo nella tav. XI, fig. 11, notando che il diametro di quello dei Calderai è di m. 1, e di quello della Torneria di m. 1,50, essendo le altezze di m. 30 e m. 42 rispettivamente.

E con questo accenno alle due opere più elevate e più caratteristiche delle Officine pongo fine al mio scritto, augurando che altri più competente di me voglia illustrare la parte meccanica del grandioso impianto ferroviario delle Nuove Officine di Torino.

Ing. ALESSIO RAGAZZONI.

IDRAULICA PRATICA

SAGGIO DI UNA TEORIA SUI COEFFICIENTI DI CONTRAZIONE E DI EFFLUSSO NELLE BOCHE A BATTENTE

per l'Ing. PIETRO ALIBRANDI.

INTRODUZIONE.

§ 1. — Nozioni sui coefficienti di contrazione e di efflusso. Risultati sperimentali.

La determinazione indiretta della quantità di liquido o della portata erogata nell'unità di tempo da una data bocca aprentesi nella parete di un serbatoio è per gl'idraulici un problema di primaria importanza. Se il teorema di Torricelli fosse rigorosamente applicabile alle molecole attraversanti il piano della bocca e questa fosse esattamente una sezione retta della vena, la detta portata, che indicheremo con la lettera Q , sarebbe subito data in funzione dell'area A della bocca e del dislivello H misurato dal pelo orizzontale del liquido al punto centrale di A dalla formola primordiale:

$$Q = A \sqrt{2gH}. \quad (1)$$

Ma è noto che effettivamente Q si riduce ad una frazione μ dell'espressione ora scritta, frazione che varia, dentro certi limiti, al variare del caso che si considera.

Lo stesso numero o coefficiente μ risulta dal prodotto di due altri fattori. Siccome il parallelismo dei filetti liquidi uscenti da A si verifica con una sufficiente approssimazione solo nella sezione più ristretta della vena effluente, cioè nella sezione contratta, la cui area Ω è generalmente una frazione k di A , ne viene che la sezione da considerare nella formola della portata non è A , ma Ω ossia kA ; k è quello che chiamasi *coefficiente di contrazione*. Inoltre, essendo la velocità media V_m di efflusso in Ω (cioè quella che moltiplicata per Ω dà la portata Q) non sempre perfettamente eguale all'espressione torricelliana, cioè essendo piuttosto:

$$V_m = n \sqrt{2gH} \quad (2)$$

dove n è un certo numero che si scosta più o meno dal valore 1, ne risulta infine che la portata viene data dal secondo membro della (1) moltiplicato per kn , ovvero, detto per brevità:

$$kn = \mu \quad (3)$$

dà:

$$Q = \mu A \sqrt{2gH}. \quad (4)$$

μ prende il nome di *coefficiente d'efflusso*, od anche di *correzione o di riduzione della portata*.

Per la determinazione di k e di n , o più volentieri, del loro prodotto μ che è quello che occorre specialmente nella pratica, gl'idraulici non hanno trovato finora miglior espediente che di ricorrere a vie empiriche.

La copiosa serie di coefficienti oggidì posseduta è dovuta all'opera di valentissimi sperimentatori: senza parlare di Newton, primo a riconoscere il fatto della contrazione della vena ed a rilevarne l'entità (*), Mariotte, Borda, Poleni, Brunacci, D. Bernouilli, Dubuat, Bossut, Langsdorf, Vince, Michelotti, Hachette, Brindley e Smeaton, Eytelwein, Bidone, Poncelet, Lesbros, d'Aubuisson, Castel, Weisbach e recentemente Ellis e Smith, costituiscono un'eletta schiera d'idraulici i quali si applicarono a studiare accuratamente i diversi fenomeni presentati dall'efflusso dell'acqua a traverso bocche nelle più svariate condizioni, benchè quasi esclusivamente apprentisi in pareti piane.

Da principio, dandosi poca o nessuna importanza al fattore n , giacchè ritenevasi sensibilmente uguale ad 1, si suppose senz'altro che fosse $\mu = k$, e quindi che per le applicazioni pratiche tanto valesse determinare l'uno che l'altro di questi coefficienti. Ed anche oggidì il μ della (4) viene da molti impropriamente chiamato coefficiente di *contrazione*. Tre metodi furono quindi proposti per la sua determinazione:

1° Misurare direttamente la sezione contratta Ω facendone il rilievo con un compasso o con altro adatto strumento;

2° Misurare il tempo impiegato dal liquido a discendere di una data altezza nel serbatoio da cui l'efflusso ha luogo, e paragonarlo a quello che verrebbe dato dal calcolo basato sull'ipotesi che si verifichi la (1), cioè la così detta formola *teorica*;

3° Finalmente misurare con un recipiente il volume di liquido sgorgato in un dato tempo, mantenendo il serbatoio costantemente pieno, e paragonarlo a quello che si otterrebbe con la medesima (1).

Il primo metodo, col quale il coefficiente determinato è k , fu impiegato già da Newton e di poi con più cura da Borda. Ben presto però si vide che μ non poteva essere confuso con k se non in grossolana approssimazione. Anzitutto una facile analisi teorica aveva già insegnato che per grandi bocche e piccoli carichi non poteva valutarci esattamente la velocità media nella sezione contratta usando l'espressione torricelliana nella sua semplicità primitiva, cioè prendendo per H la profondità del centro di superficie di A sotto il pelo liquido superiore; giacchè se si applica la formola, come sembra più logico, a tutti singoli gli elementi della sezione, le cui profondità diversificano una dall'altra, V_m viene data da un integrale che, ad operazioni fatte, risulta un poco minore di $\sqrt{2gH}$; V_m si riduce sensibilmente uguale al radicale soltanto quando H superi quattro o cinque volte almeno l'altezza di A . Intendiamo qui parlare delle forme più usuali, cioè di A circolare o rettangolare. A ciò si aggiunsero gli esperimenti di Michelotti, Bossut e poi di altri, dai quali risultò V_m alquanto diversa da $\sqrt{2gH}$ anche per grandi H , fatto attribuito alle perdite di carico per le resistenze incontrate dal liquido prima di sboccare all'aperto.

Per tutto ciò, come anche per le difficoltà di misurare geometricamente Ω , si venne nella persuasione che a determinare convenientemente μ dovevasi affatto proscrivere il primo metodo e ricorrere agli altri due. Se non che questi due metodi dettero risultati non totalmente concordi, ciò che si ascrisse alla difficoltà di valutare l'abbassamento dell'acqua ed il tempo occorso per produrlo nel secondo metodo; sicchè alla fine si decise di adoperare esclusivamente il terzo metodo, ed è quello appunto ancora praticato ai giorni nostri.

Nondimeno le divergenze fra i risultati raccolti, pur seguendo unicamente il terzo metodo, sono abbastanza notevoli. Limitando per ora il discorso alle sole bocche in parete sottile piana ed a contrazione libera, ricorderemo che Navier credette di poter dedurre da varie esperienze di Mariotte, Bossut e Michelotti che al variare del carico da un valor minimo, poco superiore al raggio r della bocca (a parte bocche di piccolissime dimensioni per le quali il coefficiente è più grande) μ variasse in iscala decrescente da 0,66 o 0,65 a 0,615, indipendentemente dalla grandezza assoluta di r (**).

(*) NEWTON, *Principia*, lib. II, prop. 36.

(**) Cf. Nota (c k) di NAVIER all'*Architettura idraulica* del BELIDOR.

Operando poi anche su bocche quadrate, le differenze fra i μ relativi e quelli delle circolari furono, a parità di condizioni, riconosciute pressochè inapprezzabili. Ma Poncelet e Lesbros trovarono solo per piccole bocche risultati paragonabili ai precedenti, perchè per bocche quadrate di m. 0,20 di altezza ottennero $\mu = 0,572$ con minimi carichi e $\mu = 0,602$ con carichi di m. 1,60 (*). In generale e come risultato medio può dirsi che μ cresca al diminuire del carico. Non dissimili risultati da quelli di Poncelet e Lesbros ottenne l'americano Smith operando tanto su bocche quadrate che su bocche circolari da m. 0,006 fino a m. 0,30 di diametro (**). Ora non v'ha ragione di temere errori notabili di osservazione specialmente negli esperimenti più recenti, quali sono quelli di Michelotti, Bossut, Poncelet, Lesbros, Smith, ecc., sia per l'abilità degli sperimentatori, sia per la precisione dei mezzi adoperati, sicchè è forza credere che, oltre la forma e le dimensioni della bocca e l'altezza del carico, debba influire sul fenomeno qualche altra finora ignota circostanza, per cui le esperienze necessariamente differiscano una dall'altra.

Non più concordi fra loro riuscirono quelle dirette a determinare separatamente i fattori k ed n . Lasciando da parte l'esperienza di Newton, una media di risultati di Borda, Poleni, Bossut, Brunacci, Venturi, Eytelwein ed altri, dava che il diametro ragguagliato della sezione contratta sta a quello della bocca come 8 a 10; sicchè, stando i circoli come i quadrati dei diametri, ne veniva:

$$k = 0,8^2 = 0,64 (**).$$

Quanto ad n Bossut e Michelotti, e poi Weisbach lo avevano trovato variabile da 0,96 ad 1 circa operando su piccole bocche e su carichi relativamente notevoli (****). Invece più tardi Poncelet e Lesbros per una bocca quadrata di m. 0,20 \times 0,20 e sotto un carico di circa m. 1,70, trovarono col rilievo diretto di Ω , $k = 0,56$ e Lesbros, alcun tempo dopo, $k = 0,58$, sensibilmente diversi dai precedenti. Ma non basta: avendo essi medesimi con la misura della portata dedotta per lo stesso caso μ , risultò $\mu = 0,602$, e

poichè per (3) $n = \frac{\mu}{k}$, a $k = 0,56$ corrispondeva $n = 1,07$ ed a $k = 0,58$, $n = 1,04$, il che equivale a dire:

$$V_m > \sqrt{2gH},$$

disuguaglianza che si conserva anche tenendo, com'è più esatto, per H il carico sovrincombente al centro di superficie di Ω invece che a quello di A (*****). Ora tale risultato ha addirittura dell'incredibile. Difatti che possa aversi:

$$V_m < \sqrt{2gH},$$

od al più:

$$V_m = \sqrt{2gH}$$

è verosimile, perchè gli attriti possono consumare una parte del carico più o meno diversa da 0, ma che dovrebbe esser sempre positiva: invece dall'esperienza di Poncelet e Lesbros apparirebbe che gli attriti aumentassero il carico, ciò che è contrario affatto al concetto che ci formiamo degli attriti. Ora, come vedremo meglio in appresso, non è possibile dubitare della realtà materiale del fenomeno, perchè accertata con ogni diligenza.

Aggiungeremo pochi altri cenni su casi di efflusso diversi da quelli finora considerati. È stato constatato che la presenza di una parete laterale o del fondo in continuazione con una parte del perimetro della bocca A aumenta il coefficiente

(*) Questi coefficienti trovansi riportati in tutti i Manuali che trattano d'idraulica. Come opera originale veggasi: LESBROS, *Expériences hydrauliques sur les lois de l'écoulement de l'eau*. — Paris, 1851.

(**) Cf. FLAMANT, *Hydraulique*, pag. 68 e 69. I coefficienti ivi dati non sono precisamente i μ , ma possono facilmente venir dedotti, come vedremo.

(***) NAZZANI, *Trattato d'idraulica pratica*, tom. I, pag. 84.

(****) NAZZANI, op. cit., tom. I, pag. 93. 94.

(*****). Cf. LESBROS, op. cit., ch. II, § 1.

d'efflusso e in generale tanto più quanto è maggiore questa parte rispetto al perimetro intero. Tal fatto suole ascriversi a ciò, che le molecole liquide radenti la detta parete laterale od il fondo sono costrette a proseguire dopo l'uscita nella direzione così loro imposta, al contrario di quanto accade nella contrazione libera. La bocca costituita in tali condizioni dicesi a contrazione *incompleta* o *parzialmente soppressa*. Però anche qui i risultati non sono pienamente uniformi, come può osservarsi dal confronto fra le esperienze di Bidone e quelle di Lesbros, le quali si aggirano su svariatissimi casi.

Se A, invece che scolpita in parete sottile, lo è in una di notevole spessore, μ non subisce alterazione finchè la vena si stacca interamente dall'apertura a partire dal ciglio interno della medesima; altrimenti risulta maggiore. Tal fatto è reso meglio evidente quando ad A faccia seguito una imboccatura tubulare. Purchè essa non sia più lunga di 3 o 4 diametri di A, altrimenti le perdite per attrito finirebbero per produrre una riduzione notevole nella portata, μ viene a crescere sul valore che avrebbe, rimossa l'imboccatura. Qui pure i risultati oscillano dentro certi limiti. Del resto μ è massima quando l'imboccatura, o *tubo addizionale* che voglia chiamarsi, è a *svasamento perfetto*, cioè asseconda la forma della vena contratta. Allora μ si avvicina di molto all'unità. Se il tubo è cilindrico viene $\mu = 0,80 \div 0,84$; se conico convergente, μ varia con l'angolo di convergenza e raggiunge un massimo che sebbene, al solito, variabile da un autore all'altro, può ritenersi in media di 0,95 per un angolo di convergenza di 12° o 13° . Ma se l'imboccatura è rivolta verso l'interno accade l'effetto opposto, almeno finchè la lunghezza ne è tale che la vena non aderisca alla superficie interna del tubo: cioè μ invece che esser maggiore del coefficiente relativo alla parete sottile, è minore, discendendo fino a 0,50 (Borda).

Se la parete ove si apre A non è piana, ma curva, si trova che μ è maggiore quando la convessità è rivolta verso l'esterno, di quello che nel caso opposto (*).

I foronomisti non hanno mancato di occuparsi dei casi nei quali il serbatoio è di piccola sezione comparativamente ad A e dove ha quindi luogo una sensibile velocità di arrivo. In tal caso μ cresce al crescere di questa, come può vedersi dalle formole empiriche date da Weisbach (**).

Tali sono i principali risultati, del resto ben noti agli Idraulici, ottenuti dalle esperienze sugli efflussi. Ma dal sin qui esposto si può già argomentare che il problema della determinazione dei coefficienti è tutt'altro che definitivamente risoluto, sia pure dal lato sperimentale, e che nel complesso dei fatti raccolti si hanno dei punti oscuri, i quali sarebbe d'uopo venissero eliminati.

§ 2. — Cenno sui tentativi fatti sinora per determinare teoricamente i coefficienti.

Molto scarsi furono i tentativi fatti dai Geometri per abbracciare sotto il dominio della teoria i coefficienti di contrazione e di efflusso. Come il lettore potrà scorgere da una rapida rassegna che qui ne faremo, essi riduconsi quasi tutti a poco utili esercizi di calcolo, tanto sono discutibili le ipotesi su cui si basano. In un solo caso si è giunto a determinare rettamente il coefficiente di contrazione con la teoria, ed è quello in cui la bocca sia munita di un breve tubo addizionale a bordi assai sottili, diretto verso l'interno del serbatoio. Allora la sezione contratta deve risultare di un'area metà di quella della bocca, come dimostrò il Borda. Sicchè

allora $k = \frac{1}{2}$. Sarebbe inoltre evidente *a priori* il valore

che assumerebbe k quando l'orificio fosse aperto all'estremità di una parete foggjata a guisa di imbuto e tale da stabilire gradualmente il parallelismo dei filetti liquidi prima

della sortita. Perchè, dovendo allora risultare nulla la contrazione, si avrebbe $k = 1$.

Ma i casi intermedi a questi due sono in numero infinito, ed i tentativi, di cui vogliamo occuparci brevemente, si riferiscono solo alla bocca in parete sottile piana supposta piccolissima rispetto alle distanze che la separano sia dalla superficie libera del liquido, come dalle pareti laterali e dal fondo del serbatoio.

Chiamiamo ω il peso unitario dell'acqua. Si parta dall'ipotesi che la forza costante, normale alla bocca A e promuovente l'efflusso sia la pressione idrostatica $\omega H A$ su A. Se v è la velocità media posseduta dai filetti traversanti A, la

massa che la traversa durante un secondo è $\frac{A v \omega}{g}$. L'accelerazione impressa a questa massa può ritenersi uguale a v ,

perciò uguagliando la forza alla massa moltiplicata per l'accelerazione, si ha $A H \omega = \frac{A v^2 \omega}{g}$ ossia $v = \sqrt{g H}$. Ma

nella sezione contratta si ha, pel teorema di Torricelli:

$$V = \sqrt{2 g H},$$

dunque conseguirebbe:

$$\frac{V}{v} = \sqrt{2}.$$

Ora per la continuità deve essere $V \Omega = v A$, dunque:

$$\Omega = \frac{A}{\sqrt{2}},$$

ossia:

$$k = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0,707 (*).$$

Ma è facile vedere che questa dimostrazione, riportata in qualche trattato e proposta forse da un antico autore, è difettosa da più lati. Anzitutto la forza impellente il liquido non è precisamente $\omega H A$, perchè si sa oramai, come vedremo in seguito, che in una certa zona della parete attorno alla bocca la pressione è minore di quella idrostatica, a causa delle velocità finite onde sono animate le molecole che vi concorrono. In secondo luogo viensi qui a supporre che i filetti liquidi escano dal vaso tutti in direzioni normali al piano di A, ciò che è lungi dall'esser vero. La quasi coincidenza del risultato con quello sperimentale di Newton ($k = 0.706$) è dunque puramente casuale.

Altrimenti procede il Navier. Egli parte dalle ipotesi seguenti: 1^a che tutte le molecole attraversino il piano della bocca A con la velocità comune $V = \sqrt{2 g H}$; 2^a che le inclinazioni delle traiettorie sul piano stesso varino uniformemente da 0° a $\frac{\pi}{2}$.

Se γ designa questa inclinazione per un

filetto occupante l'elemento α della superficie A, il volume erogato da α sarà uguale a quello di un prisma obliquo avente α per base, V per spigolo ed $\alpha V \sin \gamma$ per volume. Dunque facendo la somma di tutte le portate elementari si avrà:

$$Q = V \Sigma \alpha \sin \gamma.$$

Poniamo gli α tutti uguali fra loro ed in numero infinito; possiamo dividere l'angolo retto in un numero infinito di parti uguali aventi per valore comune $d \gamma$, ed allora ciascuna linea di divisione darà l'inclinazione γ corrispondente ad un elemento α . In tal guisa avremo espresso la ripartizione uniforme delle inclinazioni. Dunque si avrà:

$$\alpha : A = d \gamma : \frac{\pi}{2} \quad \text{dove} \quad \alpha = \frac{2}{\pi} A d \gamma$$

e di qui:

$$Q = \frac{2}{\pi} A V \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \gamma d \gamma.$$

(*) Cf. POUILLET, *Eléments de physique expérimentale, etc.*, lib. I, ch. VIII.

(**) *Prontuario dell'Ingegnere*, pubblicato dalla Società HÜTTE. — Trad. italiana, pag. 183.

(*) NAZZANI, op. cit., tomo I, pag. 87.

Ora l'integrale è uguale ad 1, dunque:

$$Q = \frac{2}{\pi} A V = 0.637 A V.$$

Perciò il coefficiente d'efflusso sarebbe $\frac{2}{\pi}$ ovvero 0.637.

Ma anche qui dobbiamo dire che le ipotesi su cui fondasi il ragionamento sono tutte gratuite: specialmente la prima, che cioè le velocità delle molecole traversanti la bocca siano uguali a quella che acquisteranno nella sezione contratta, è troppo lontana dal vero. In tal guisa delle forze centrifughe che si sviluppano nel cambiamento di direzione delle traiettorie presso lo sbocco non si tiene affatto conto (*).

Una trattazione del problema la quale merita particolare menzione è quella presentata dal Boussinesq in una nota complementare di un suo pregevolissimo lavoro (**). Egli, mediante una sottile analisi, giunge alla conclusione che la velocità di ciascuna molecola liquida nell'interno del serbatoio è uguale all'attrazione che eserciterebbe su di essa una lamina occupante l'orificio A e di densità, in ciascun punto, proporzionale alla componente longitudinale w (normale ad A) della velocità che vi ha luogo (***). Pertanto le circostanze dell'efflusso e quindi il coefficiente μ dipendono dalla legge di variazione delle velocità sull'orificio e resteranno determinate solo quando sia conosciuta la detta legge. Se non che il processo seguito dal Boussinesq per dedurre da queste premesse un valore approssimato di μ nella bocca rettangolare indefinita e nella circolare in parete sottile (unicamente considerate) equivale infine a porre arbitraria la forma della funzione w , solo assoggettandola a soddisfare ai limiti alle condizioni del problema. Nè è questo il solo inconveniente, perchè uno dei detti limiti è un dato sperimentale e per soprappiù molto controverso. Difatti, preso come origine il centro e come piano xy quello dell'orificio, e per la bocca rettangolare indefinita preso l'asse delle y parallelo alla dimensione minore $2b$, si può porre $w = f(y)$. Ora l'unica nozione che sia lecito stabilire a priori sulla funzione f è che essa si annulli per $y > b$. Che si abbia, come ammette il nostro Autore, $f = 0$ per $y = 0$ è un dato su cui la teoria tace ed è basato unicamente sopra un'esperienza di Lagerhjelm contraddetta da altre (Bazin). Il Boussinesq suppone $f(y)$ sviluppabile secondo una certa serie da lui proposta, la quale si annulla per $y = 0$ e per $y = b$. Limitandosi allora a prendere solo il primo termine di queste serie pone:

$$w = f(y) = c \frac{y^2}{b^2} \left(1 - \frac{y^2}{b^2} \right)$$

dove c è un fattore determinabile mediante altre formole.

Analogamente, per la bocca circolare di raggio R egli stabilisce che ad una distanza r dal centro si abbia, detto c_1 un altro fattore:

$$w = f(r^2) = c_1 \frac{r^2}{R^2} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right).$$

Su ciò basandosi, con un procedimento che qui sarebbe troppo lungo riportare, perviene ad ottenere come valore approssimativo del coefficiente cercato per la bocca rettangolare

indefinita $\frac{\pi}{5} = 0.6283$ e per la circolare:

$$\frac{3 \times 5^2 \times 7 \pi}{16 \times 157} = 0.6566 \text{ (****).}$$

(*) Cf. BRESSE, *Hydraulique (Cours de Mécanique appliquée, II partie)* pag. 64. — Tralasciamo di occuparci di una dimostrazione data da Bidone, perchè basata sull'ipotesi che le velocità sieno costanti su tutta la vena contratta. Egli troverebbe $k = \frac{2}{3}$ (Cf. *Expériences hydrauliques*, ecc., di PONCELET et LESBROS. Paris, 1832, pag. 158). Il TADINI si limiterebbe a dimostrare che il coefficiente d'efflusso dev'essere una costante, senza però determinarla, in una bocca rettangola speciale (V. *Del movimento e della misura delle acque correnti*, Parte II, capitolo 3).

(**) *Essai sur la théorie des eaux courantes*. — Paris, 1877.

(***) *Ivi*, pag. 545.

(****) Nulla posso dire di una ricerca teorica del coefficiente fatta dal

L'unica dimostrazione condotta con rigore ed insieme con un metodo semplicissimo è, come accennavamo, quella data da Borda. Non la riportiamo qui perchè avremo occasione di tornarvi sopra. Sfortunatamente essa si applica ad un solo caso speciale, cioè a quello in cui la bocca A sia armata di un breve tubo addizionale interno. In quel solo caso (come si vedrà meglio in seguito) la forza impellente il liquido è sensibilmente $\propto H A$, il che effettivamente si suppone nella dimostrazione, e perciò se ne deduce $k = \frac{1}{2}$, risultato con-

fermato dall'esperienza. Borda per arrivarci colla teoria non fa che applicare il principio delle quantità di moto e delle impulsioni proiettate, metodo eccellente quando si tratta di analizzare liquidi in movimento, perchè, grazie ad esso, non occorre considerare le azioni interne del sistema, restando eliminate due a due come uguali e contrarie.

È precisamente questo metodo che noi seguiremo per stabilire le nostre equazioni fondamentali. Vedremo che da esse, sebbene racchiudano quantità non determinabili in tutti i casi, tuttavia è dato spesso discendere a risultati numerici che possono venire utilmente impiegati là dove fanno difetto i coefficienti sperimentali. In generale poi vedremo che le principali leggi di variazione dei coefficienti al variare del battente, della figura della bocca e della forma delle pareti in cui essa si apre, sono geometriche conseguenze delle leggi fondamentali della Meccanica.

CAPITOLO I.

FORMOLE FONDAMENTALI.

§ 1. — Applicazione del principio delle quantità di moto e delle impulsioni proiettate.

Supponiamo di avere un efflusso da una bocca ab (fig. 66) di area A , piana e verticale, costituito a regime permanente.

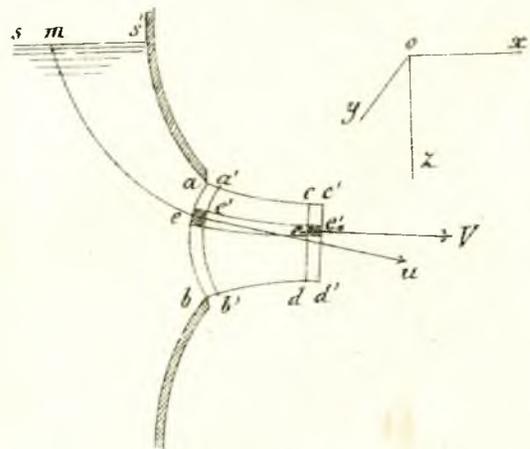


Fig. 66.

Sia O un'origine presa ad arbitrio ed Ox, Oy, Oz un sistema di assi coordinati ortogonali, Oz verticale ed Ox normale al piano di ab . Indichi dQ l'area di un elemento e_0 della sezione contratta Ω rappresentata in cd , V la velocità che ivi ha luogo, e sieno ϕ_0, ξ_0, ψ_0 i tre angoli formati dalla direzione di V colle direzioni positive dei tre assi Ox, Oy, Oz rispettivamente. Stabiliremo positiva la direzione dall'alto al basso per le z e dall'interno verso l'esterno del vaso per le x . La direzione positiva per le y resterà arbitraria.

Per il perimetro ab della bocca, che per ora riguarderemo come circolare, supponiamo condotta una superficie acb tale

professore RUDBERG e citata da Poncelet e Lesbros, non essendo essa a mia cognizione. So soltanto che essa fondasi sull'esperienza di Lagerhjelm, di cui sopra, e perciò sopra un dato sperimentale poco attendibile.

che tagli ortogonalmente tutti i filetti liquidi uscenti. Sia e_0 il filetto di cui e_0 è la sezione nel piano di Ω e siano:

ω = lo sviluppo della superficie $a e b$,
 $d\omega$ = la sezione del filetto $e e_0$ in e , cioè secondo la quale esso interseca ω ,
 u = la velocità in e ,
 $\phi \chi \psi$ = gli angoli formati da u rispettivamente con Ox, Oy, Oz .

Ciò premesso, il principio di Meccanica detto delle quantità di moto e delle impulsioni proiettate insegna in generale che presi due segmenti di rette ad esprimere in intensità e direzione rispettivamente la risultante delle impulsioni verificatesi in un dato intervallo di tempo e la risultante degli incrementi delle quantità di moto acquistate contemporaneamente dal sistema materiale che si considera, questi due segmenti risultano coincidenti. Perciò il detto principio si scinde in due teoremi, cioè: 1° le proiezioni delle due risultanti sui tre assi coordinati debbono essere fra loro eguali ciascuna a ciascuna, e così viene espresso che i due segmenti sono uguali e paralleli; 2° debbono essere uguali due a due i momenti delle proiezioni rispetto agli assi coordinati, il che vuol dire che i due segmenti stanno per diritto (*).

Applichiamo il primo teorema enunciato al liquido compreso fra la superficie normale $a e b$ e la sezione contratta $c d$. L'accrescimento della quantità di moto di questo sistema materiale durante un tempuscolo τ proiettato sopra l'asse Ox sarà uguale alla quantità di moto dello strato liquido $c d c' d'$ (che durante τ è passato per la sezione $c d$) proiettata sul medesimo asse, diminuita della quantità di moto dello strato $a b b' a'$ (che nello stesso intervallo di tempo è passato per la superficie $a e b$), proiettata come sopra. Difatti se il sistema materiale $a b d c$ si è traslocato al termine di τ in $a' b' d' c'$, a causa della permanenza, la quantità di moto della parte intermedia $a' b' d c$ sarà la medesima nelle due posizioni del sistema, dunque per avere l'accrescimento in proiezione su Ox si dovrà calcolare la quantità di moto proiettata dello strato $c d c' d'$ e quella dello strato $a b b' a'$ e poi sottrarre la seconda dalla prima.

Ora lo spazio $e_0 e_0'$ percorso da e_0 durante τ è uguale a $V \tau$, perciò il volume dell'elemento di filetto $e_0 e_0'$ è $V \tau d \Omega$ e se ϖ è il peso unitario del liquido, $\frac{\varpi}{g} V \tau d \Omega$ ne è la massa. Dunque

la quantità di moto di tutto lo strato $c d c' d'$, il quale consta di tanti elementi come $e_0 e_0'$, proiettata in Ox si esprimerà per:

$$\int_{\Omega} \frac{\varpi}{g} V^2 \tau d \Omega \cos \phi_0$$

significando coll'indice Ω che l'integrazione va estesa a tutta l'area Ω . Poichè le quantità ϖ, g, τ sono costanti e tale pure è ϕ_0 , attesa l'ipotesi fatta che Ω sia una sezione piana, la stessa quantità di moto potrà scriversi:

$$\frac{\varpi}{g} \tau \cos \phi_0 \int_{\Omega} V^2 d \Omega.$$

(*) Ricorderemo qui le formole che compendiano il principio enunciato. Sia m la massa di un elemento materiale appartenente ad un sistema in movimento, ed x, y, z le coordinate del punto d'applicazione della forza che lo anima all'epoca t ; siano X, Y, Z le componenti secondo gli assi coordinati dalla detta forza, t_0 un valore arbitrario fisso di t . Il 1° teorema esprime tipicamente così, indicando Σ dei sommatori:

$$\Sigma \int_{t_0}^t X dt = \Sigma m \left(\frac{dx}{dt} \right)_{t_0}$$

ed il secondo:

$$\Sigma \int_{t_0}^t (Zy - Yz) dt = \Sigma m \left(\frac{dz}{dt} y - \frac{dy}{dt} z \right)_{t_0}$$

(V. LAURENT, *Traité de Mécanique rationnelle*, pagine 19, 21). Mediante la sostituzione circolare si ricavano da queste formole altre quattro simili, corrispondenti agli altri assi coordinati. Ricordiamo ancora che:

$$\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt}, \frac{dz}{dt}$$

sono le componenti secondo gli assi della velocità che anima il punto (x, y, z) all'epoca t .

Passiamo ora alla quantità di moto proiettata dello strato $a b b' a'$. Analogamente a quanto sopra, la massa dell'elemento $e e'$ è $\frac{\varpi}{g} u \tau d \omega$ e la quantità di moto proiettata su Ox è:

$$\frac{\varpi}{g} u^2 \tau d \omega \cos \phi.$$

Onde quella dello intero strato $a b b' a'$ sarà:

$$\frac{\varpi}{g} \tau \int_{\omega} u^2 d \omega \cos \phi.$$

Qui il $\cos \phi$ non si può porre fuori del segno \int perchè varia da un elemento all'altro.

Sottraendo uno dall'altro i due termini ora trovati, ne concludiamo che l'incremento della quantità di moto proiettata del sistema $a b c d$ è dato da:

$$\frac{\varpi}{g} \tau \left\{ \cos \phi_0 \int_{\Omega} V^2 d \Omega - \int_{\omega} u^2 d \omega \cos \phi \right\}. \quad (5)$$

Adesso occorre calcolare l'impulsione proiettata agente sul sistema. Sia p la pressione riferita all'unità di superficie agente su $d \omega$, sicchè la pressione assoluta sullo stesso elemento sarà $p d \omega$ e la sua proiezione sull'asse delle x sarà $p d \omega \cos \phi$. Le forze dovute alle azioni reciproche dei filetti nella somma si distruggono vicendevolmente, e su $d \omega$, come su tutto il contorno della vena non ha luogo altra pressione che quella dell'ambiente, il cui valore unitario diremo P . La componente integrale di questa sull'asse Ox sarà $-PA$. Laonde la componente complessiva X secondo Ox delle forze agenti sul sistema $a b c d$ moltiplicata per τ , ossia l'impulsione proiettata sarà:

$$\tau X = \tau \left\{ \int_{\omega} p d \omega \cos \phi - PA \right\}. \quad (6)$$

Immaginiamo di seguire nel suo tragitto la molecola liquida m che partita dal livello supremo $s s'$ del liquido perverrà a suo tempo in e . Noi sappiamo che chiamando T il lavoro delle forze che hanno agito su m dall'origine del moto fino ad e , una delle equazioni fondamentali dell'idrodinamica dà:

$$\frac{T}{g} - \frac{p}{\varpi} - \frac{u^2}{2g} = \text{cost.} \quad (*) \quad (7)$$

relazione che vale qualunque sia il punto considerato del liquido in moto.

Sia p_0 la pressione unitaria che ha luogo sul livello supremo del liquido. Poichè tale livello è il luogo dei punti iniziali dei filetti, per tutte le molecole situate su questo livello sarà $T = 0$. Supponiamo per generalità che ivi la velocità non sia nulla, ma sia una certa $u = u_0$, sarà per (7):

$$-\frac{p_0}{\varpi} - \frac{u_0^2}{2g} = \text{cost.} \quad (8)$$

Ora proseguendo m nel suo cammino fino in e_0 , la velocità u assumerà un certo nuovo valore V , e se fra e ed e_0 il lavoro della gravità è trascurabile, almeno ragguagliatamente (il che può qui senza inconveniente supporre per bocche verticali), avremo per e_0 la stessa T che per e , onde applicando la (7) ad e_0 avremo:

$$\frac{T}{g} - \frac{P}{\varpi} - \frac{V^2}{2g} = \text{cost.} \quad (9)$$

e sottraendo (8) da questa:

$$\frac{T}{g} - \frac{P - p_0}{\varpi} - \frac{V^2 - u_0^2}{2g} = 0$$

donde si trae:

$$V = \sqrt{2g \left(\frac{T}{g} - \frac{P - p_0}{\varpi} + \frac{u_0^2}{2g} \right)}. \quad (10)$$

(*) Cfr. BRESSE, op. cit., pag. 25.

Sia ζ il carico su e_0 espresso in colonna di liquido, e pongasi per brevità:

$$\gamma = \sqrt{\frac{1}{\zeta} \left(\frac{T}{g} - \frac{P - p_0}{\omega} + \frac{u_0^2}{2g} \right)}. \quad (11)$$

Se noi supponiamo che T si riduca al lavoro della gravità dal piano orizzontale, situato all'altezza ζ su e_0 , fino ad e_0 , che la pressione ambiente sia dappertutto uguale, ossia $P = p_0$, e che di più la velocità iniziale u_0 sia nulla, allora sarà $\gamma = 1$. In generale però avremo per (10) ed (11):

$$V = \gamma \sqrt{2g\zeta}. \quad (12)$$

Sottraendo (9) da (7) si ha:

$$\frac{p - P}{\omega} = \frac{V^2 - u^2}{2g}. \quad (13)$$

Torniamo ora a (5) e (6) ed eguagliamo l'incremento della quantità di moto all'impulsione proiettata. Abbiamo:

$$\cos \phi_0 \int_{\Omega} V^2 d\Omega - \int_{\omega} u^2 d\omega \cos \phi = \frac{g}{\omega} \left\{ \int_{\omega} p d\omega \cos \phi - PA \right\} \quad (14)$$

Ora, poichè $\int_{\omega} d\omega \cos \phi$, somma delle proiezioni di tutti gli elementi $d\omega$ sul piano yz , non è che l'area A , avremo:

$$\begin{aligned} \frac{g}{\omega} \left(\int_{\omega} p d\omega \cos \phi - PA \right) &= g \int_{\omega} \frac{p - P}{\omega} d\omega \cos \phi = \\ &= \int_{\omega} \frac{V^2 - u^2}{2} d\omega \cos \phi \end{aligned}$$

e ciò per (13). Per conseguenza (14) diviene:

$$\cos \phi_0 \int_{\Omega} V^2 d\Omega - \frac{1}{2} \int_{\omega} u^2 d\omega \cos \phi = \frac{1}{2} \int_{\omega} V^2 d\omega \cos \phi \quad (15)$$

Nelle bocche a battente è abbastanza esatto ritenere per ora V costante su tutta la Ω , e così pure u su tutta ω . Allora avendosi:

$$\int_{\omega} d\omega \cos \phi = A$$

otterremo dalla precedente:

$$\cos \phi_0 \Omega V^2 = \frac{A}{2} (u^2 + V^2). \quad (16)$$

Ora per la continuità devesi avere $\Omega V = \omega u$, dunque:

$$u^2 = \left(\frac{\Omega}{\omega} \right)^2 V^2.$$

Se poi pongasi per brevità:

$$\left(\frac{\omega}{A} \right)^2 = \alpha \quad (17)$$

sarà, essendo $\frac{\Omega}{A} = k$:

$$u^2 = \frac{k^2}{\alpha} V^2 \quad (17')$$

e quindi sostituendo in (16), togliendo il fattore comune V^2 e moltiplicando ambedue i membri per $\frac{2\alpha}{A}$:

$$2\alpha k \cos \phi_0 = \alpha + k^2. \quad (18)$$

Quando potesse ritenersi l'asse della vena orizzontale, sarebbe $\cos \phi_0 = 1$, e quindi:

$$2\alpha k = \alpha + k^2 \quad (18')$$

da cui si avrebbe:

$$k = \alpha \pm \sqrt{\alpha^2 - \alpha}. \quad (19)$$

Ma poichè non sempre, e specialmente nella contrazione non uniforme, può supporre ϕ_0 rigorosamente nullo, procediamo ad applicare il teorema delle proiezioni agli altri assi coordinati.

Consideriamo dunque la quantità di moto e le impulsioni proiettate sugli assi delle y e delle z .

Sieno A' ed A'' le proiezioni della ω sul piano xz e sul piano xy rispettivamente. Nelle bocche a battente ed a contrazione totale, ed anche, più generalmente, nella contra-

zione uniforme su tutto il perimetro, queste proiezioni sono uguali a 0, poichè il lembo della superficie ω giace tutto sul piano di A . Perciò quando le formole che prendiamo a stabilire debbano applicarsi alla contrazione uniforme, non si ha che porvi $A' = A'' = 0$.

Supponiamo che si abbia una parete parallela al piano xz , come pure un'altra parallela al piano xy , ambedue in continuazione dell'orlo della bocca, la quale in questo caso immagineremo ora ridotta ad un quarto di circolo avente uno dei raggi perimetrali parallelo ad Oz , cioè verticale, ed uno parallelo ad Oy , cioè orizzontale. Che se una sola delle supposte pareti esistesse e si avesse $A' = 0$, oppure $A'' = 0$, dovremmo immaginare, provvisoriamente, A ridotta ad un semicircolo.

La quantità di moto proiettata su Oy è, analogamente a quanto sopra:

$$\frac{\omega}{g} \tau \left\{ \cos \chi_0 \int_{\Omega} V^2 d\Omega - \int_{\omega} u^2 d\omega \cos \chi \right\}.$$

Quanto all'impulsione proiettata sullo stesso asse, è sensibilmente nulla, almeno nei casi che vogliamo più specialmente considerare. Difatti abbiamo, è vero, la componente $\int_{\omega} p d\omega \cos \chi$ (giacchè la componente secondo Oy della pressione P sul contorno della vena è nulla), componente deducibile in modo analogo a quanto si è detto per la X ; ma sulla zona A' (rappresentata in bc dalla fig. 67), che fa parte della parete, v'ha a considerare la reazione di questa, la quale non è nulla, diversamente da quanto ha luogo su A (ab), area vuota. Ora nelle bocche in parete sottile piana,

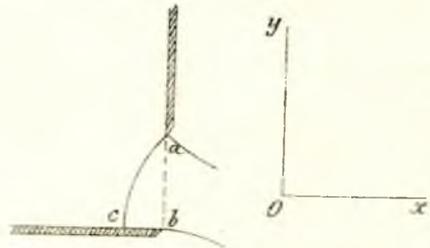


Fig. 67.

ed anche in quelle a svasamento convergente, vedremo che ω (ac) è una superficie molto schiacciata, onde A' ed A'' sono piccole rispetto ad ω , di guisa che su tutta l'area A' possiamo senza notevole errore ritenere che seguiti ad aver luogo la velocità costante u , come lo ha sul suo perimetro curvilineo. Così la pressione p che si esercita sull'unità di superficie della ω è uguale a quella che si esercita sull'unità di A' , e ciò secondo la (13). Sicchè ogni pressione elementare proiettata sull'asse Oy , cioè ogni termine come $p d\omega \cos \chi$ ne ha uno corrispondente uguale ed opposto $p dA'$, giacchè A' è la proiezione di ω sul piano xz . Quindi la componente Y delle forze animanti il sistema $abcd$, e perciò anche l'impulsione relativa è nulla. Onde resta che sia:

$$\cos \chi_0 \int_{\Omega} V^2 d\Omega - \int_{\omega} u^2 d\omega \cos \chi = 0.$$

Allora procedendo perfettamente come sopra ed osservando che $d\omega \cos \chi = dA'$, troveremo che l'espressione precedente equivale a:

$$V^2 \Omega \cos \chi_0 - V^2 \frac{k^2}{\alpha} A' = 0$$

la quale, posto $\frac{\Omega}{A} = k$, si riduce semplicemente a:

$$\alpha \cos \chi_0 = k \frac{A'}{A}. \quad (20)$$

Di qui vediamo che se $A' = 0$, si ha $\chi_0 = 90^\circ$, cioè le V sono parallele al piano xz , onde in quel caso la vena non devia lateralmente. Diversamente accade quando A' ha un valore finito (*).

Passiamo all'asse Oz . Qui v'ha a considerare una componente di cui finora non abbiamo dovuto tener conto, perchè normale tanto ad Ox che ad Oy , ed è il peso della vena contratta. Se C è il suo volume, tal componente è ϖC . Difatti prendasi prima a considerare un caso di contrazione uniforme, e rappresenti ab la bocca, afb la ω e ecd la sezione contratta (fig. 68). Se W è il volume $afbcd$, abbiamo che la componente secondo l'asse Oz è:

$$Z = \int_{\omega} p d\omega \cos \psi + W \varpi \quad (21)$$

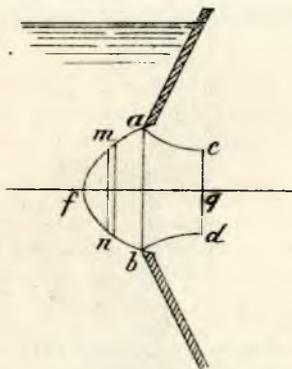


Fig. 68.

giacchè anche la proiezione verticale della pressione esterna P sulla vena è uguale a O . Ora W consta di due parti: del volume afb racchiuso fra ω ed A , e di C . Il primo equivale evidentemente ad un'espressione come:

$$\int_{\omega} \gamma_1 d\omega \cos \psi$$

dove γ_1 è l'altezza (mn) di una colonna-elemento, la cui base superiore obliqua è $d\omega$ e la sezione retta $d\omega \cos \psi$. Sicchè:

$$W = C + \int_{\omega} \gamma_1 d\omega \cos \psi.$$

Poi osservisi che siccome conveniamo di riguardare u costante su tutti i punti di afb , la pressione su di un punto m di ω differisce da quella sul punto n , situato nell'incontro inferiore della ω con la verticale mn , del peso della colonna liquida alta $mn = \gamma_1$; onde si ha nella somma:

$$\int_{\omega} p d\omega \cos \psi = -\varpi \int_{\omega} \gamma_1 d\omega \cos \psi$$

giacchè i termini comuni si elidono reciprocamente due a due, essendo il prodotto $d\omega \cos \psi$ pel punto m uguale e di segno opposto al valore corrispondente per n .

Pertanto, sostituendo nel valore precedente di Z , rimane semplicemente:

$$Z = \varpi C.$$

Questo per la contrazione uniforme, ossia quando il contorno di ω giace tutto sul piano di A , e perciò quando $A'' = 0$. Supponiamo però che esista in continuazione col'orlo di A una parete parallela al piano xy , conforme a quanto fu sopra dichiarato.

Ora questo caso diventa identico al precedente se riteniamo, analogamente a quanto facemmo per l'impulsione

proiettata su Oy , che u si mantenga costante su tutta A'' . Giacchè allora il discorso fatto or ora resta lo stesso sia che fb costituisca, come nella fig. 68, la metà inferiore di ω , sia che rappresenti la porzione di parete A'' come nella fig. 69.

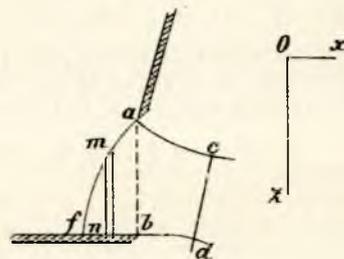


Fig. 69.

Onde avremo col solito metodo, dopo uguagliata la quantità di moto all'impulsione proiettata:

$$\cos \psi_0 \int_{\Omega} V^2 d\Omega - \int_{\omega} u^2 d\omega \cos \psi = g C.$$

Dalla quale per la (17') ed osservando che:

$$\int_{\omega} d\omega \cos \psi = A''$$

perveniamo alla:

$$\alpha k \cos \psi_0 = k^2 \frac{A''}{A} + \frac{\alpha g C}{A V^2}. \quad (22)$$

§ 2. — Espressione generale dei coefficienti k e μ .

Torniamo ora a scrivere (18), (20) e (22) come segue:

$$2 \alpha k \cos \psi_0 = \alpha + k^2$$

$$2 \alpha k \cos \chi_0 = 2 k^2 \frac{A'}{A}$$

$$2 \alpha k \cos \psi_0 = 2 k^2 \frac{A''}{A} + \frac{2 \alpha g C}{A V^2}.$$

Eleviamo a quadrato queste tre equazioni, e sommiamo membro a membro. Essendo noto dalla trigonometria che:

$$\cos^2 \psi_0 + \cos^2 \chi_0 + \cos^2 \psi_0 = 1$$

avremo:

$$4 \alpha^2 k^2 = (\alpha + k^2)^2 + \left(2 k^2 \frac{A'}{A}\right)^2 + \left(2 k^2 \frac{A''}{A} + \frac{2 \alpha g C}{A V^2}\right)^2$$

la quale sviluppando, ordinando secondo le potenze di k , e chiamando per brevità:

$$2 \alpha^2 - \alpha \left(1 + 2 \frac{A''}{A} - \frac{2 g C}{A V^2}\right) = D \quad (23)$$

$$\alpha^2 \left\{ 1 + \left(\frac{2 g C}{A V^2}\right)^2 \right\} = E \quad (24)$$

$$4 \frac{A'^2 + A''^2}{A^2} = F \quad (25)$$

diviene:

$$k^4 (1 + F) - 2 D k^2 + E = 0$$

biquadratica in k , la quale risolta dà:

$$k = \sqrt{\frac{D - \sqrt{D^2 - E(1+F)}}{1+F}} \quad (26)$$

Il segno positivo avanti al secondo radicale si deve escludere, perchè corrispondente alla soluzione $k > 1$ estranea al nostro problema. Ciò apparirà meglio dagli esempi che verremo facendo in appresso.

Passiamo ora al coefficiente μ . Scegliamo l'origine O sul piano di carico della bocca.

In generale dobbiamo ritenere che il carico ζ su d'un elemento $d\Omega$ non sia precisamente eguale alla profondità Δ a cui $d\Omega$ trovasi sotto il pelo orizzontale del serbatoio; sicchè, detta λ la somma delle perdite di carico dovute agli attriti, ed eventualmente a bruschi cambiamenti di se-

(*) Per la deviazione laterale della vena nei casi di contrazione parziale, cfr. LESBROS, op. cit., pag. 51; ed inoltre BIDONE, *Expériences sur la forme et la direction des veines*. — Turin, 1829.

zione, ecc., si avrà $\zeta = \Delta - \lambda$. Solo se le perdite sono trascurabili, potrà ritenersi $\zeta = \Delta$. Così, dette H ed H' le profondità a cui trovansi i baricentri di A e di Ω , che per maggior generalità riterremo qui situati a livelli differenti, h ed h' le ζ dei medesimi punti, sarà:

$$h = H - \lambda, \quad h' = H' - \lambda \quad (27)$$

Ora vogliasi determinare un fattore μ in modo che abbia luogo l'equazione (4). Essendo V_m la velocità media in Ω , cioè quella che soddisfa alla $Q = \Omega V_m$, sarà:

$$\Omega V_m = \mu A \sqrt{2gH}$$

ovvero:

$$\mu = \frac{k V_m}{\sqrt{2gH}} \quad (28)$$

Ciò posto, la velocità in $d\Omega$ è data da (12). Ma, detta z l'ordinata dell'elemento dA della bocca, secondo il quale è tagliato dal piano di A il filetto $e e_0$ della figura 66, abbiamo l'identità $\zeta = z \frac{\zeta}{z}$, ed essendo il valor medio di

$\frac{\zeta}{z}$ dato da $\frac{h'}{h}$ potremo porre:

$$V = \gamma \sqrt{\frac{h'}{h}} \sqrt{2gz} \quad (29)$$

Sia ora dQ la quantità di liquido erogata in $1''$ a traverso dA o $d\Omega$, ossia la portata elementare. Avremo:

$$dQ = V d\Omega = V k dA.$$

Ma se dicasi y la lunghezza della corda orizzontale di A alla profondità z , possiamo raccogliere in dA tutti gli elementi situati su detta corda e porre quindi $dA = y dz$, onde integrando l'espressione di dQ fra i limiti h_0 ed h_1 eguali rispettivamente alle z del punto più elevato e di quello più depresso di A , avremo, trattando γ come una costante:

$$Q = \gamma k \sqrt{\frac{h'}{h}} \sqrt{2g} \int_{h_0}^{h_1} y \sqrt{z} dz. \quad (30)$$

Ora siccome $V_m = \frac{Q}{kA}$, sarà per la (30):

$$V_m = \frac{\gamma}{A} \sqrt{\frac{h'}{h}} \sqrt{2g} \int_{h_0}^{h_1} y \sqrt{z} dz;$$

onde sostituendo in (28) e chiamando per brevità:

$$\frac{1}{A \sqrt{h}} \int_{h_0}^{h_1} y \sqrt{z} dz = \chi \quad (31)$$

avremo:

$$\mu = \gamma \chi k \sqrt{\frac{h'}{H}} \quad (32)$$

Per un rettangolo avente un lato orizzontale uguale a b abbiamo:

$$\chi = \frac{b}{A \sqrt{h}} \frac{2}{3} \left(h_1^{\frac{3}{2}} - h_0^{\frac{3}{2}} \right)$$

ed essendo:

$$A = b(h_1 - h_0), \quad h = \frac{h_0 + h_1}{2}$$

si avrà:

$$\chi = \frac{2\sqrt{2}}{3} \frac{h_1^{\frac{3}{2}} - h_0^{\frac{3}{2}}}{(h_1 - h_0) \sqrt{h_1 + h_0}} \quad (33)$$

che per $h_0 = 0$ diverrebbe semplicemente:

$$\chi = \frac{2\sqrt{2}}{3} = 0,94281.$$

Per la luce circolare di raggio r si ha χ espressa dalla serie:

$$\chi = 1 - \frac{1}{32} \left(\frac{r}{h}\right)^2 - \frac{5}{1024} \left(\frac{r}{h}\right)^4 - \frac{105}{65536} \left(\frac{r}{h}\right)^6 - \dots (*) \quad (33')$$

La tabella seguente dà i valori di χ corrispondenti a diversi rapporti fra l'altezza (a) ed il doppio ($2h$) del carico centrale per queste due specie di bocche.

TABELLA I. — Valori di χ .

$\frac{a}{2h}$	A (rettangolare)	A (circolare)
0.0	1.0000	1.0000
0.1	0.9996	0.9997
0.2	0.9983	0.9988
0.3	0.9962	0.9972
0.4	0.9931	0.9949
0.5	0.9890	0.9922
0.6	0.9838	0.9882
0.7	0.9772	0.9836
0.8	0.9690	0.9790
0.9	0.9583	0.9720
1.0	0.9428	0.9603

Come vedesi, appena h supera quattro o cinque volte a , la differenza di χ dall'unità diviene trascurabile.

Quanto al fattore n della (2), esso è dato dividendo per k l'espressione generale (32) di μ , giusta la (3), cioè da:

$$n = \gamma \chi \sqrt{\frac{h'}{H}} \quad (34)$$

Occupiamoci un istante del numero $\sqrt{\frac{h'}{H}}$. Nelle bocche in parete sottile, dove altre perdite non esistono, h' cioè il carico sul centro di Ω è uguale al dislivello di detto centro rispetto al pelo d'acqua orizzontale del serbatoio diminuito della perdita λ dovuta agli attriti, giusta le (27). Ora è impossibile valutare a dovere questa perdita col calcolo, ed è mestieri ricorrere all'esperienza, quando non si voglia trascurarla. Già fu accennato che da esperienze di vari autori risulterebbe che per grandi carichi V_m varia da 0,96 a circa 1 volta $\sqrt{2gH}$. Ora per ragioni che esporremo nel Cap. IV di questo lavoro, il coefficiente da assumere è il più piccolo; onde nelle esperienze suddette essendo $\chi = 1$ ed $h = h'$ a causa della grandezza del carico comparativamente all'altezza della bocca, doveva aversi $V_m = \sqrt{2gh}$. Ma poichè

$V_m = 0,96 \sqrt{2gH}$, ne consegue $\sqrt{\frac{h'}{H}} = 0,96$, e quindi per la (32) sarà:

$$\mu = 0,96 \gamma \chi k \sqrt{\frac{h'}{h}} \quad (35)$$

che, quando possa ritenersi $h = h'$, diviene semplicemente:

$$\mu = 0,96 \gamma \chi k \quad (36)$$

ovvero:

$$\mu = 0,96 \chi k$$

allorchè $\gamma = 1$.

Il valore di h è dato dunque da:

$$h = 0,96^2 H = 0,922 H. \quad (37)$$

Se H_0 ed H_1 sono le profondità del punto più alto e del punto più basso di A , i limiti dell'integrale della (31) dovranno ritenersi uguali ad $h_0 = H_0 - H + h$ ed $h_1 = H_1 - H + h$.

(Continua).

(*) Cfr. BRESSE, *Hydraulique*, pag. 59, nota.

GEOMETRIA PRATICA

IL LIVELLO A VISUALE RECIPROCA.

La fig. 70 rappresenta il *livello a visuale reciproca*. Esso consiste essenzialmente in un tubo A B, a cui è fissa una livella cilindrica L, la quale può muoversi in senso verticale attorno ad un suo estremo mediante le viti a contrasto V. Il tubo A B e la livella annessa formano un insieme che può rotare nel senso verticale intorno al perno P mediante una molla spinta dalla vite W.

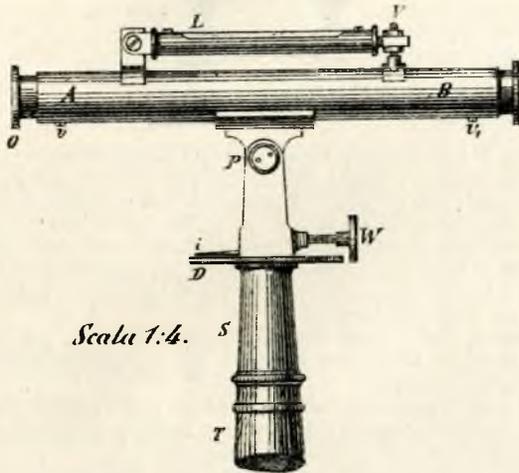


Fig. 70.

Al di sotto della vite W vi è un disco D che fa parte del tronco di cono cavo S, dentro cui si ficca la punta conica del treppiede T. La parte al di sopra del disco può fare una rotazione intera intorno all'asse verticale dell'istrumento; l'indice *i*, annesso ad essa, segna sul disco tale rotazione.

La fig. 71 rappresenta la sezione del tubo A B, il quale è un cannocchiale d'ingrandimento eguale ad 1; ossia è un cannocchiale in cui l'obbiettivo e l'oculare hanno la stessa distanza focale, e quindi si può guardare indifferentemente tanto dalla parte dell'obbiettivo quanto dalla parte dell'oculare. Le due lenti M ed N, che hanno la medesima distanza focale, si trovano ciascuna alla estremità di un piccolo tubo; la lente M alla estremità del tubo O; la lente N alla estremità del tubo O₁. Amendue questi piccoli tubi possono scorrere nel tubo esterno A B, nel cui mezzo trovasi il reticolo R.

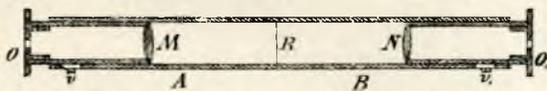


Fig. 71.

Dicesi *posizione normale* del livello quella che esso ha allorchè il reticolo R si trova al fuoco comune delle due lenti M ed N, cioè quando la distanza MN è doppia della distanza focale comune. In questo caso esso è adattato ad un occhio che vede bene da lontano. Il sistema diottrico formato dalle due lenti è, come suol dirsi, un *sistema telescopico*. La mobilità dei due tubi O, O₁ è necessaria perchè l'istrumento possa adattarsi a qualunque osservatore e per correggere la parallasse dei fili.

CORREZIONE DEL LIVELLO. — L'unica correzione che bisogna fare è questa: *rendere l'asse della livella parallelo all'asse ottico del cannocchiale*. Ciò si ottiene nel modo seguente.

Si ponga l'istrumento sul treppiede e si faccia in modo che esso sia press'a poco in posizione verticale (adoperando un

filo a piombo) e quindi si diriga il cannocchiale ad una mira, che noi supponiamo graduata di centimetro in centimetro, per esempio una stadia ordinaria situata ad una distanza inferiore a dieci metri. Supponiamo che il tubetto O sia dalla parte dell'osservatore ed il tubetto O₁ dalla parte della mira. L'osservatore muova a dolce sfregamento il tubetto O dentro il tubo A B, fino a che distinguerà bene i fili del reticolo; indi, guardando la mira, sposti un po' l'occhio a destra e sinistra o dall'alto al basso. Se vede uno spostamento della immagine rispetto ai fili del reticolo (*parallasse dei fili*) muova il tubetto O, dentro il tubo A B, finchè non si abbia più alcuno spostamento.

Ottenuto ciò, per mezzo della vite di elevazione W centri la bolla della livella L e quindi faccia la lettura sulla mira; tale lettura sia *a*. Girato il cannocchiale in modo che O₁ sia dalla parte dell'osservatore ed O verso la mira, disponga questi due tubetti in modo che si vedano di nuovo bene i fili del reticolo e non vi sia parallasse dei fili (ciò è facilitato dalle linee circolari incise lungo la superficie esterna dei tubetti O, O₁). Quindi centri di nuovo la bolla della livella L mediante la vite W e faccia una nuova lettura sulla mira; sia *b* questa nuova lettura.

Se $b = a$, l'istrumento è corretto; se *b* è diverso da *a*, si

faccia la media $\frac{a+b}{2}$ e quindi, movendo la vite W, si faccia

sulla mira la lettura $\frac{a+b}{2}$. In questo movimento la bolla

della livella si sarà spostata dal centro; la si riporti al centro mediante la vite propria V. L'istrumento è corretto; cioè tutte le volte che la bolla è centrata, l'asse ottico del cannocchiale è orizzontale.

Le due letture fatte sulla mira nel modo ora detto, cioè *a* e *b*, si diranno *letture reciproche*.

Non volendo fare questa correzione, sarà sufficiente ciascuna volta fare le due letture *reciproche* e ritenere la media di esse, la quale rappresenta la lettura che si farebbe col l'istrumento corretto.

ALCUNE OSSERVAZIONI. — 1. In questo istrumento vi sono effettivamente due assi ottici, secondo che si prende come obbiettivo la lente M o la lente N. Essi debbono essere coincidenti, ed a ciò ha provveduto il meccanico. Quando guardando la mira una volta coll'occhio in O ed un'altra coll'occhio in O₁, si collima allo stesso punto (sempre colla bolla centrata) la coincidenza dei due assi ottici è sicura.

2. A coloro che guardano per la prima volta dentro il cannocchiale che fa parte del livello sembrerà che esso impicciolisca gli oggetti guardati. Questa è una illusione; per persuadersene sarà sufficiente prendere un foglio di carta ed accartocciarla e quindi guardare attraverso di esso un oggetto; lo si vedrà nello stesso modo come si vede attraverso il cannocchiale.

3. La mira che si adopera con questo livello è quella detta *mira a scopo*; noi crediamo più conveniente una mira in cui l'osservatore possa leggere da sè le battute, cioè la *mira cosiddetta parlante*. Questa potrebbe essere come una stadia ordinaria divisa di *decimetro* in *decimetro* a tratti bianchi e neri. La distanza della mira dall'osservatore può anch'essere di circa cinquanta metri: nelle letture si stimeranno ad occhio i centimetri.

4. Un istrumento qualunque per rendersi popolare bisogna che abbia ancora un'altra proprietà: *la modicità del prezzo*.

In grazia dell'abilità e modestia del meccanico sig. DOMENICO COLLO, abbiamo potuto ottenere anche questa condizione.

Il prezzo dell'istrumento con cassetta e treppiede è di sole lire sessantacinque.

Gli ingegneri, i geometri, i fattori di campagna, gli impresari costruttori e tutti coloro che fanno lavori di livellazione col livello ad acqua troveranno la loro convenienza adoperando il livello a visuale reciproca, perchè è *molto più esatto e molto più maneggevole di quello*. Il nostro modello serve anche da *squadro*, poichè sul disco D sono segnate le direzioni corrispondenti agli angoli retti e semiretti. L'inclinazione di

cui è suscettibile il cannocchiale è tale da permettere il tracciamento di allineamenti anche in terreni montuosi.

5. Il livello a visuale reciproca fu introdotto nella geometria pratica fin dal 1833 dal sig. prof. STAMPFER, a Vienna, col nome di *diostra tascabile per livellare*. La descrizione di esso si trova anche negli *Elementi di topografia* del professore G. EREDE.

La diostra tascabile, però, ha le lenti fisse, e quindi non si adatta alla generalità degli osservatori.

Torino, luglio 1894.

N. JADANZA.

MATERIALI DA COSTRUZIONE

FABBRICAZIONE DI ARENARIE ARTIFICIALI (1).

Da parecchio tempo sono stati fatti tentativi per ottenere dalla miscela di sabbia e calce caustica materiali di costruzione che offrissero la voluta solidità e resistenza agli agenti atmosferici.

Il concetto prevalso fino ad ora circa il modo di agglomerare coeste sostanze era basato sulla idratazione preventiva della calce, a differenza del processo ora adottato in una fabbrica tedesca, secondo il quale è assolutamente escluso l'intervento dell'acqua prima di procedere alla formazione degli agglomerati.

La sabbia ordinaria, come tutte le rocce polverizzate che contengono silicati, le scorie granulate degli alti forni ed i mattoni ridotti in polvere, possono essere utilizzati con eguale risultato per la fabbricazione delle arenarie artificiali. Anche nella qualità della calce non si hanno speciali condizioni da soddisfare e si richiede solo che sia suscettibile di pronta idratazione e macinata finamente.

Per questa operazione si possono impiegare le molazze, ma per evitare la diffusione del pulviscolo convengono i polverizzatori a palle.

La proporzione di sabbia silicea da impiegare raggiunge 9 a 12 volte quella del peso della calce e si fa variare a norma della qualità, di cui si dispone, e della durezza dell'arenaria che si vuole ottenere. La miscela si opera a secco entro appositi apparati e si pone ogni cura a che non avvenga ulteriormente la separazione delle parti pesanti da quelle leggieri, procedendo tosto alla formatura della miscela.

Questa fase della lavorazione è la più delicata, e occorsero molte esperienze prima che la fabbrica di Ingelheim giungesse a stabilire esattamente le condizioni di sicura riuscita, che vennero poi così formulate:

1° Per ottenere materiali sufficientemente consistenti è assolutamente necessario far agire l'acqua calda sulla miscela compressa entro forme. L'azione del vapore, ancorchè accompagnato da quantità maggiore o minore d'acqua trascinata, non si mostra sufficiente;

2° La forte pressione che si sviluppa nelle forme chiuse in seguito all'idratazione della calce, agisce assai favorevolmente sulla resistenza dell'agglomerato artificiale, la cui superficie rimane tenacemente aderente alle pareti interne della forma;

3° Ove si dovessero impiegare altrettante forme quanti sono i pezzi di arenaria artificiale che si vogliono fabbricare, e procedere separatamente al loro riempimento, il processo descritto riuscirebbe troppo costoso. Occorre però che i singoli pezzi siano sottoposti a forte pressione entro recipienti che ne circoscrivano esattamente il profilo;

4° L'azione dell'acqua calda, accompagnata dalla energica pressione che si sviluppa, deve essere mantenuta per un tempo sufficientemente lungo ed occorre che il successivo raffreddamento si compia gradatamente, perchè non avvengano screpolature. Si rendono perciò necessari parecchi autoclavi, perchè la produzione giornaliera sia di qualche entità.

In base alle norme ora accennate, nella fabbrica d'Ingelheim sono disposti cinque autoclavi che comunicano separatamente con una caldaia, che serve ad un tempo da generatore del vapore per il motore dei molini e delle norie, e, senza alcuna perturbazione, è capace di fornire l'acqua calda per gli autoclavi.

Entro questi ultimi, su apposite rotaie, possono entrare dei carri con piattaforma di ferro. Le pareti del carro sono suscettibili di essere rialzate a mano a mano che si procede al carico degli agglomerati.

Introdotta il carro nell'autoclave e chiusa ermeticamente la porta, si procede al riempimento coll'acqua calda.

Allorchè il lavoro procede regolarmente, ogni giorno si vuota una delle caldaie, sicchè l'arenaria artificiale rimane per quattro giorni sotto l'azione dell'acqua calda, ed il quinto nel periodo di raffreddamento.

La disposizione adottata per le matrici appare dalla figura 72. Le pareti laterali di ferro W, dello spessore di 6 mm., sono stabilmente fissate alla piattaforma P.

Trattandosi, ad esempio, di produrre stipiti da finestra col profilo raf-

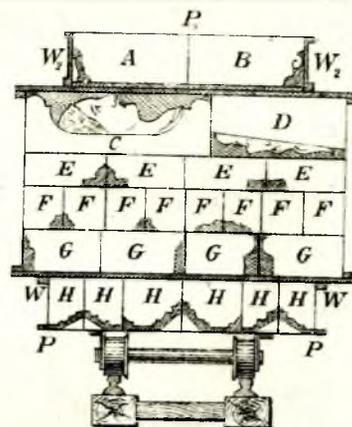


Fig. 72.

figurato in H e F, si interpongono nel senso della lunghezza apposite lamine che dividono i singoli pezzi, e sul fondo le modanature pure di ferro. Disposte così le forme, si riempiono colla miscela di calce e sabbia, comprimendola, per quanto è possibile, prima di applicarvi la lamina che serve da coperchio e che viene fissata con apposite biette.

Volendo al disopra formare dei gradini G, si aggiustano nei punti voluti le lamine di separazione, poi le pareti laterali ed i profili, procedendo nel modo già descritto.

Allorchè trattasi di pezzi che non offrono una faccia piana, come talvolta accade, si allestiscono di ghisa o di una lega metallica che resista all'irrugginimento.

In tal modo si possono ottenere dei solidi coi profili delicati disegnati in D. Il modello vuole essere spalmato con apposita composizione per impedire che l'arenaria vi aderisca stabilmente.

Se l'oggetto deve essere riprodotto secondo uno speciale modello foggato con argilla, se ne prende l'impronta col gesso od il cemento, e questa serve poi da forma. La fig. C rappresenta l'applicazione di cotesto processo.

Il modello, in questo caso, si introduce dopo di avere riempito lo spazio C colla miscela di sabbia e calce.

Applicati stabilmente i coperchi di tutti gli scompartimenti, il carro può essere introdotto nell'autoclave e con eguale facilità estratto dopo il consolidamento dell'arenaria. Lo scarico dei singoli pezzi è facilitato da una gru mobile, che serve a sollevarli, dopo che, mediante un sottile coltello, si è provocato il distacco dalle pareti metalliche.

Da ogni autoclave si estraggono così circa 5 mc. di arenaria artificiale, che può essere senz'altro impiegata per le costruzioni.

Il processo descritto, che forma oggetto di una privativa ottenuta otto anni or sono, è applicato altresì a Wittemberg ed a Magdeburgo, ed è stata concessa recentemente una licenza per una fabbrica nei dintorni di Amburgo.

Come è già stato accennato, in luogo della sabbia, si possono impiegare altri materiali silicei, e per la imitazione delle arenarie colorate in rosso, convengono specialmente i cascami delle fabbriche di laterizi ridotti in polvere, coi quali si ottengono prodotti assai apprezzati per la decorazione esterna degli edifici.

Dalle applicazioni fatte e dalle ricerche eseguite alla stazione governativa di prova di Charlottendamburgo, risulta che l'arenaria artificiale è sotto ogni rapporto raccomandabile anche per la resistenza che offre agli agenti atmosferici.

Laddove codesta industria può essere esercitata a lato di una fornace di mattoni già munita di caldaia, motrice e tettoia, la spesa di impianto per una produzione di circa 2000 mc. di arenaria, sarebbe di circa L. 37.500 a 50.000. Il costo di produzione si valuta oscilli da L. 16,25 a L. 18,75 per mc., a norma del prezzo dei materiali, comprendendovi l'ammortamento e l'interesse del capitale impiegato.

(L'Industria).

NOTIZIE

Riuscita completa della bonifica agraria del Fucino. — Fino a pochi anni sono non era nota quella immensa tenuta che per l'opera idraulica, con ardimento romano compiutavi dal principe Torlonia; ma poco conoscevasi l'esito delle imprese dal punto di vista della idraulica, della igiene, della industria agricola; che anzi i fatti mal noti, o la mala fede di scrittori interessati, avevano elevato su quella impresa un fitto velo di pregiudizi, più facile a distendere, che non valgano fatti e pubblicazioni odierne a dileguare. È quindi prezzo dell'opera dare qui succintamente un'idea di quel che sia oggi il lago Fucino e quale avvenire gli sia riservato.

Il Fucino è costituito da un vasto altipiano tutto circondato da montagne ed elevato sul livello del mare di oltre 650 metri. La su-

(1) *Thonindustrie-Zeitung*, 1894, pag. 490.

perficie delle terre immerse nello stato di massima eserescenza (1816) era di ettari 16508; la superficie del lago di ettari 15775 (1886); vi era quindi una zona di ettari 733 più raramente soggetta alle inondazioni. La zona che ne soffriva più frequentemente, posta fra i limiti del lago del 1862 e l'attuale strada di confine della proprietà Torlonia è di ettari 1769. Il prosciugamento del Fucino cominciato nel 1854 fu compiuto nel 1876, impiegandovi talvolta fino a 4 mila operai e con una spesa di 30 milioni. Per tale prosciugamento fu in gran parte seguito il tracciato dell'antico emissario di Claudio, ingrandendosene e regolandosene la sezione. Questo emissario scavato in galleria sotto il monte ha una lunghezza di m. 6301,48, una pendenza dell'1 per mille, tranne che nel 1° tratto, una sezione di m. 19.611 con un'altezza d'acqua di m. 5,26. La portata massima è di mc. 49,60 al 1". Lo sbocco è nel Liri a m. 637.521. Fra le opere d'arte più importanti sono la presa all'incile dell'emissario e quella all'incile del collettore nel bacino di ritenuta. La rete dei canali di scolo è costituita da un grande canale collettore, che partendo dallo sbarramento alla testa dell'emissario, si prolunga in rettilineo per 8 mila metri, con una larghezza alla base di 15 metri, fino all'incontro d'un'altra diga che serve a chiudere il bacino di ritenuta e per regolare le acque. Dentro al bacino di ritenuta poi il collettore si prolunga per altri 3220 metri; a partire dall'ultimo tronco esterno furono aperti ai lati del canale collettore, parallelamente al medesimo, altri due canali sussidiari. Occorre pure la sistemazione di nove torrenti, l'apertura di nove canali minori e di trenta grandi fossi di scolo. Per raccogliere poi tutte le acque permanenti e pluviali, nel caso si dovesse sospendere lo scolo di esse nell'emissario furono costruiti due gruppi di canali allacciati, per mezzo dei quali si possono riversare le acque nel bacino di ritenuta. Tutta la lunghezza complessiva di questo sistema di canali e fossi è di 285 chilometri; questi molteplici corsi di acqua richiesero la costruzione di 238 fra ponti e ponticelli, 3 ponti canali, e 4 importanti chiuse sui canali allacciati. Fu aperta una comodissima strada di circonvallazione lunga 52 chilometri, la quale determina i confini della proprietà Torlonia. Da questa strada fanno testa altre 46 comode strade della lunghezza di 202 chilometri. I canali ed i fossi di scolo sono distanti un chilometro l'uno dall'altro e tra questo spazio corrono le strade. Queste ed i fossi sono fiancheggiati da filari di pioppi, salici ed acacie. Potendo divenire possibili dei lavori di innovazione o di riparazione nel tunnel-emissario o nel canale collettore, fu costruito un bacino di ritenuta (*bacinetto*) nella parte più depressa del lago, capace di 55 milioni di m. c. d'acqua, che si raccoglierebbero in 3 mesi. Tale bacino è circondato da una diga.

Questa opera grandiosa, tentata dai Romani, studiata in varie epoche da ingegneri italiani, fu portata a compimento da tre ingegneri francesi: Montricher (1810-1858), Bermond (1823-1870) e Brisse (1822-1892). Quest'ultimo poté illustrarla con una ricchissima pubblicazione, la quale costò al Torlonia ben 200 mila lire.

Disseccato il lago, le terre emerse furono sfruttate nel modo più barbo possibile; onde in meno d'un ventennio, scomparso lo strato di humus, le terre si esaurirono, e la sfiducia, la deprezzazione, la calunnia sul grande lavoro sottrattarono ben presto.

Nel 1884 quei 65 mila ettari di terreno non davano che un reddito meschino e tutti i mali possibili e immaginabili furono attribuiti al prosciugamento del lago: la malaria, il disseccamento degli ulivi, le gelate primaverili, le cattive stagioni, le nebbie, la peronospora e la difterite!

Queste accuse non reggono alla critica più elementare e ai fatti accuratamente raccolti: le statistiche sulle malattie d'infezione, quelle sul censimento della popolazione (raddoppiata quasi dopo il prosciugamento), la constatazione evidente dell'aumentata ricchezza dei Comuni e degli abitanti della Marsica (oltre alle terre soggette a inondazioni e restituite ai loro proprietari, del valore di 4 milioni circa, il reddito del lago era solo di lire 70.000). Però era necessario iniziare la bonifica agraria di quelle terre con metodi razionali, onde ridarvi la ubertà scomparsa per avidità di guadagno. E anche qui Casa Torlonia ebbe la mano felice, affidandone l'attuazione all'egregio comm. Lorenzo Botto. Dal 1884 ad oggi la bonifica agraria del latifondo Fucino ha avuto uno sviluppo costante, sicché il reddito attuale supera già i 4 milioni e molto più è a sperare per l'avvenire.

Fino ad oggi il Fucino è così ripartito: una vasta zona di 1000 ettari, situata verso borea, è appoderata secondo il sistema toscano e divisa in 40 poderi di 25 a 50 ettari ognuno, con case coloniche comodissime, di un medio valore di lire 14 mila ciascuna. Le case a due fiancheggiano le quattro strade che traversano quella zona e distanti un chilometro una coppia dall'altra.

All'est poi vi sono 100 ettari di prati marcioti, piani irrigui, uso Lombardia, e medicei con una bergamina fornita di 100 scelte mucche svizzere, che producono dell'ottimo burro, formaggi di grana e stracchini. Altri 250 ettari sono coltivati, come coltura modello, direttamente per conto dell'Amministrazione ed il resto è dato in affitto.

Finora nel Fucino sono stati costruiti circa 150 fabbricati vari con una spesa di un milione e mezzo.

Gli allievi della Scuola di Applicazione degli Ingegneri di Roma poterono visitare, l'11 maggio del corrente anno, oltre alle opere idrauliche, le case coloniche, gli ovili sistema Guigner, capaci di 1000 capre; le stalle capaci di 100 vacche; le caratteristiche case dei bifolchi, in

cui si volle imitare la disposizione delle capanne della campagna romana con cabine all'intorno; le scuderie e la stazione di monta, i depositi e le officine per le macchine agricole, le segherie, ecc.

Furono notate la razza bovina fucinese ottenuta per incrocio dei tori romagnoli con le vacche di Val di Chiana; la speciale razza equina ottenuta con cavalle irlandesi, che fornisce ora al Governo stalloni destinati alle stazioni di monta.

I risultati ottenuti, l'indirizzo razionale, audace e prudente allo stesso tempo, il mirabile accordo fra l'Amministrazione e i coloni, le nuove opere progettate, tra cui una grande dotazione di acqua potabile bene incondottata, tutto fa sperare nella riuscita completa della bonifica agraria del Fucino.

(*Annuario della Scuola d'Applicazione per gli Ingegneri in Roma*).

Tramvie ad aria compressa. — Le tramvie ad aria compressa, che circolano già da molti anni in varie città della Francia, specialmente a Nantes, hanno fatto da qualche giorno la loro apparizione a Parigi. La Compagnia degli omnibus ha inaugurato il servizio a trazione meccanica, sistema Mekarky, su tre importanti linee della sua rete: da Louvre a Saint-Cloud, ed a Versailles e da Vincennes a Saint-Augustin, le quali linee hanno un percorso totale di circa 38 chilometri.

Il servizio delle due prime linee è fatto per mezzo di locomotive che rimorchiano vetture di 51 posti ad imperiale coperto. Sono locomotive a tre assi che pesano 18 tonnellate in servizio.

Sulla linea di Vincennes si utilizzano vetture automobili a 51 posti ad imperiale coperto, analoghe a quelle di Nantes, e che possono rimorchiare, occorrendo, una vettura della stessa capacità.

Il servizio delle due linee di Saint-Cloud e di Versailles esige 23 locomotive, di cui 15 in circolazione, 2 in carico, 3 in riserva, e 3 in riparazione. L'aria compressa è somministrata da un'officina a Boulogne-sur-Seine. Il traffico giornaliero è di 3550 chilometri-vettura, ciò che corrisponde ad un lavoro giornaliero di 35 vetture a cavalli. Queste, impiegando ciascuna circa 14 cavalli, ogni locomotiva surrogerebbe dunque 28 cavalli. Il prezzo di costo della trazione è valutato lire 0,27 per treno chilometro.

Sulla linea di Vincennes la Compagnia dispone di 24 automobili, di cui 18 in servizio, 2 in riserva, e 4 disponibili; ciascuna automobile sostituisce circa 20 cavalli. Il prezzo di costo della trazione, per causa delle grandi accidentalità della linea, è valutato lire 0,42 per treno-chilometro quando le automobili camminano isolate, e di lire 0,26 per i treni di due vetture. Il prezzo di tutto il materiale da trazione è sensibilmente uguale al numero dei cavalli da tiro corrispondenti.

(*L'Industria*).

La trazione elettrica a Milano. — È oramai un anno da che fu inaugurata la tramvia elettrica a conduttore aereo, sistema Thomson-Houston, messa in esperimento lungo una delle vie più frequentate di Milano, da Piazza del Duomo al Viale Sempione.

L'esperimento non poteva riuscire migliore. La eleganza dell'impianto, sia nella linea aerea, sia nel materiale mobile, ha dissipato i timori di quanti credevano che una tramvia elettrica a conduttore non sotterraneo avrebbe deturpato l'estetica dei palazzi monumentali posti lungo il percorso; ma la bontà e la sicurezza del servizio hanno sorpassato ogni aspettativa. Infatti, non si è mai avuto a lamentare il minimo inconveniente, benché nel passaggio da Piazza del Duomo a Via dei Mercanti la linea attraversi uno dei centri più intricati di viabilità che si possa immaginare; quest'inverno, quando in seguito a forti nevicate il servizio degli omnibus e delle tramvie a cavalli era sospeso, la tramvia elettrica ha continuato sempre a funzionare; infine il servizio fatto per le Esposizioni Riunite, dove il concorso dei visitatori in questi ultimi mesi è stato enorme, ha dimostrato che si può fare sicuro assegnamento sulle tramvie elettriche quando quelle a cavalli sarebbero certamente riuscite insufficienti.

Per tutte queste ragioni il Municipio di Milano ha prolungato di altri sei mesi la concessione alla Società Edison per l'esperimento di dette tramvie, e sappiamo che ora sono state riprese le trattative fra la stessa Società e quella Anonima degli Omnibus per applicare la trazione elettrica a tutte le altre linee della città. Nel caso si venga ad un accordo, la Società Edison trasporterebbe a Milano la forza di 22 mila cavalli che essa possiede a Paderno sull'Adda.

Intanto la Società degli Omnibus sta impiantando un'officina elettrica nel nuovo deposito di vetture presso il Cimitero Monumentale per applicare la trazione elettrica a due delle sue linee che partono dal deposito stesso, e vanno l'una a Musocco, con un percorso di 4850 metri, la quale servirà anche per il trasporto dei defunti dal Cimitero Monumentale a quel cimitero succursale, l'altra ad Affori ed ha una lunghezza di 5350 metri. Il sistema adottato è il Thomson-Houston; il servizio verrà fatto su ciascuna linea da sei vetture aventi un solo motore da 25 cavalli; l'officina comprenderà due macchine a vapore sistema Corliss, costruite dal Tosi di Legnano, di 150 cavalli effettivi e di due dinamo da 100 chilowatt. L'inaugurazione delle due linee sarà fatta il 1° gennaio 1895.

(*L'Elettricista*).

Tentativo di una teoria quantitativa del telefono. — Lord Rayleigh, nel fascicolo di settembre del *Philosophical Magazine*, comincia dal mostrare che la forza (espressa in dine) che si esercita per unità di superficie fra il nucleo di un telefono e la lamina di ferro, per un telefono di 1000 ohm di resistenza, di 2200 spire per cm., e della sezione di cm² 0,3, si può porre uguale a $1,7 \times 10^6 \Gamma$, ove Γ è la intensità della corrente in ampère; mentre da esperienze fatte sul peso che occorre applicare alla lastra telefonica per ricondurla sempre alla posizione iniziale, trovò il valore $0,6 \times 10^6 \Gamma$, ossia concordante con quello sopra indicato.

La pressione minima necessaria per produrre suoni sensibili è stata trovata sperimentalmente dall'A. uguale ad atmosfere $5,9 \times 10^{-9}$, per note di 256 vibrazioni; per le medesime note, la valutazione teorica che ne fa l'A. partendo dalla teoria dell'equilibrio darebbe, per il telefono, atmosfere $1,4 \times 10^{-8}$, e l'accordo sarebbe sufficiente; ma per note più alte il telefono si mostra più sensibile assai, onde allora tal teoria non è più applicabile. (Nuovo Cimento).

BIBLIOGRAFIA

I.

La manutenzione stradale nella provincia di Pisa. — Relazione del Deputato provinciale, ing. LUIGI BELLINCIONI. — Op. in-8° di pag. 75. — Pisa, 1894.

E una relazione che l'autore, nella sua qualità di Deputato provinciale della provincia di Pisa, ha redatto pel Consiglio di quella provincia.

Il lavoro, doppiamente interessante, perchè frutto di studi di persona tecnica e pratica d'amministrazione ad un tempo, tocca molte questioni d'indole generale e merita quindi un breve cenno nei punti più rilevanti.

In ordine al sistema tecnico-amministrativo per la manutenzione delle strade, la provincia di Pisa, dopo ripetuti esperimenti, è venuta nella conclusione che il migliore sistema sia quello di appaltare la sola provvista dei materiali di rifornimento, provvedendo a tutto il resto direttamente ad economia (1).

Questo sistema è pur quello generalmente in vigore in Francia; anzi da taluno viene chiamato *sistema francese*.

E dei vari sistemi in uso questo è finora senza dubbio il migliore, sebbene non vada esente da alcuni difetti che si potrebbero forse togliere, senza ricadere nei difetti degli altri sistemi. Ma una tale investigazione sfugge ai presenti brevissimi cenni.

Dallo spoglio dei dati della relazione che ci sta sott'occhio risulta che il personale addetto alle strade è così distribuito: un cantoniere ogni chilom. 4,50, un capo-cantoniere ogni chilom. 104 ed un ingegnere ogni chm. 155.

Queste cifre non si discostano molto da quelle del noto piano dell'ing. Sacchi per la manutenzione stradale. Un'organizzazione di personale su tali basi, non è affatto, come ben nota l'autore, eccessiva; il personale superiore è anzi forse troppo limitato, e le osservazioni che la relazione riporta come fatte a questo riguardo dall'Ingegnere-Capo del servizio, meriterebbero di essere prese in maggiore considerazione, di quanto apparirebbe dalla relazione stessa.

Non sarà mai abbastanza ripetuto che la scarsità del personale dirigente è un'economia delle più male intese. Le operazioni inerenti alla manutenzione stradale, come sorveglianza continua, collaudo e misura dei materiali, ecc., sono operazioni delicate che debbono essere fatte da persone competenti e con quella calma e diligenza che richiedono. Alcune volte un collaudo mal fatto, una visita non avvenuta a tempo od affrettata, una constatazione mancata, ecc., possono far perdere in una volta sola all'amministrazione quanto spenderebbe a mantenere per parecchi anni un impiegato di più. Non bastano sempre l'attività e lo zelo del personale esistente; bisogna che esso non si trovi sovraccarico di lavori che richiedono d'essere fatti in un medesimo tempo.

Con soddisfazione abbiamo appreso dalla relazione l'istituzione della statistica del carreggio.

Comincia dunque a farsi strada l'idea che è impossibile occuparsi del miglioramento della viabilità senza la statistica del traffico, e certo la provincia di Pisa è, per quanto ci consta, fra le prime che in modo stabile abbia impiantato un tale studio.

I risultati, benchè per ora di un solo anno, che sono riportati nella relazione dimostrano di quanto utilità saranno le cifre ottenute quando, dopo maggior tempo, si potranno coordinare le leggi continue del traffico delle varie strade cogli altri elementi della manutenzione.

(1) A conclusioni non molto dissimili venne pure la provincia di Torino e sull'argomento vi è una dotta ed accurata relazione dell'ingegnere CESARE MEANO (*Atti Consiglio provinciale di Torino*. Anno 1884).

A questo proposito, ci permettiamo anzi di suggerire, se pure non vi si avrà già pensato, la sostituzione di tavole grafiche mediante diagrammi alle tavole numeriche. In tale modo l'occhio potrà d'un sol tratto abbracciare l'andamento del traffico nei vari mesi dell'anno in una determinata strada, le variazioni di traffico delle varie strade paragonate fra loro, ecc., ecc.

Un'altra coraggiosa iniziativa troviamo nella relazione ed è quella di dare ai capi-cantonieri la bicicletta per la sorveglianza delle strade. Sarebbe difficile fin d'ora, per molte ragioni, il presagire i risultati di questa istituzione, che sarebbe prudente tentare prima limitatamente in via d'esperimento, ma sarà certo interessante l'apprendere se e quali servizi potrà rendere in questa materia questo moderno e già così comune mezzo di locomozione.

Un'ultima importante questione è toccata nella relazione: quella della cilindratura delle strade. E qui vorremmo che la questione fosse posta più nettamente di quanto la pone l'autore, la cui opinione potrebbe anche essere fraintesa e parere contraria in genere a tale sistema.

Ora niun dubbio si può oramai sollevare sull'utilità della cilindratura a vapore nella costituzione prima delle massicciate e nelle rinnovazioni totali.

Quanto alla manutenzione ordinaria, col sistema ora usato dei risarcimenti parziali o del *point à temps*, certo l'uso della cilindratura è meno richiesto di quando invece si facevano abitualmente spandimenti generali, ma anche ora, solo ragioni d'economia possono sconsigliarne l'applicazione, perchè riteniamo che le strade di frequente cilindrate (s'intende coi migliori rulli a vapore, quelli, ad esempio, di Aveling e Porter già molto diffusi in Inghilterra ed in Francia) rendono col tempo, minimo il consumo di materiale e piccolissima la produzione di polvere e fango.

Siamo forse usciti dai limiti di un semplice cenno bibliografico, ma l'argomento è così importante che vorremmo che l'esempio della provincia di Pisa e dell'ing. Bellincioni, fosse imitato in molte altre provincie d'Italia. Solo allora si potrebbe sperare in un serio miglioramento della nostra viabilità ordinaria, non dovendosi dimenticare che le strade provinciali devono servire di ammaestramento e modello alle strade comunali e vicinali.

Ing. M. TEDESCHI.

II.

Annuario per l'anno scolastico 1894-95 della R. Scuola di Applicazione per gli Ingegneri in Roma. — Op. in-16°, di pag. 192. — Roma, 1894.

Colla solita puntualità riceviamo questo interessante ricordo annuale della Scuola degli Ingegneri in Roma, ossia dei regolamenti, del personale insegnante, degli orari delle lezioni per l'anno in corso, nonchè delle relazioni sommarie di esperimenti, esercitazioni, escursioni e viaggi d'istruzione che hanno avuto luogo nell'anno precedente.

Vediamo col più vivo compiacimento come questa parte, essenzialmente pratica, vada ogni anno acquistando importanza maggiore e quale conviene al concetto di queste Scuole, ed allo spirito pratico dei tempi, che pone i risultati della scienza di osservazione a base di nuove e più feconde indagini della scienza applicata.

Lodevolissimo pure il viaggio finale d'istruzione compiutosi sotto la direzione del prof. Ceradini dall'8 al 26 agosto, durante il quale si visitarono monumenti e fabbriche a Venezia, il canale industriale coi relativi opifici a Verona, unitamente ai lavori d'Adige e alle opere di risanamento; e oltrepassati i confini del Regno, la grandiosa stazione di Monaco, i grandiosi ed austeri palazzi della capitale bavarese, i lavori di canalizzazione dell'Isar, le belle chiese, la nuova splendida sede dell'Accademia di Belle Arti, il nuovo palazzo di giustizia in costruzione ed il vasto e monumentale edificio del Politecnico, dove si ammirano il grande scalone d'onore ed i ricchi gabinetti di macchine, di idraulica, di fisica, di topografia, di resistenza dei materiali. Tutta una giornata fu inoltre riservata allo studio della fognatura di Monaco.

Da Monaco la comitiva si incamminò per gli amenissimi luoghi di Biessenhofen, di Kempten, di Immenstadt, Stauffer, Roetenbach e Linden, ultima stazione bavarese, e attraversato su vaporetto il lago di Costanza, si rivolse a Zurigo, dove visitò l'impianto meccanico per il sollevamento dell'acqua potabile e per la illuminazione elettrica, il locale dei filtri, la città e l'Esposizione cantonale, ma più specialmente l'Istituto per il saggio dei materiali da costruzione, diretto dal professore Tetmajer, il cui edificio, comprese le macchine, è costato più di 400 mila lire. E furono pure oggetto di visita e di studio il Politecnico, l'Istituto chimico, le nuove Officine della famosa Ditta Escher Wyss e C., ecc. Utilissima infine la gita a Sciaffusa per visitarvi l'impianto idraulico sul Reno, da cui riceve forza motrice tutto quell'industrioso paese, ed al Rigikulm a m. 1750 sul livello del mare, per discendere a Lucerna, e per Chiasso a Milano, dove il programma del viaggio di istruzione si chiuse visitando il nuovo Teatro lirico internazionale ed altri nuovi edifici, le Esposizioni riunite ed i lavori della fognatura.

G. S.

Fig. 1. Pianta del fabbricato del Riformitore all'altezza dei serbatoi d'acqua. — 1 a 100.

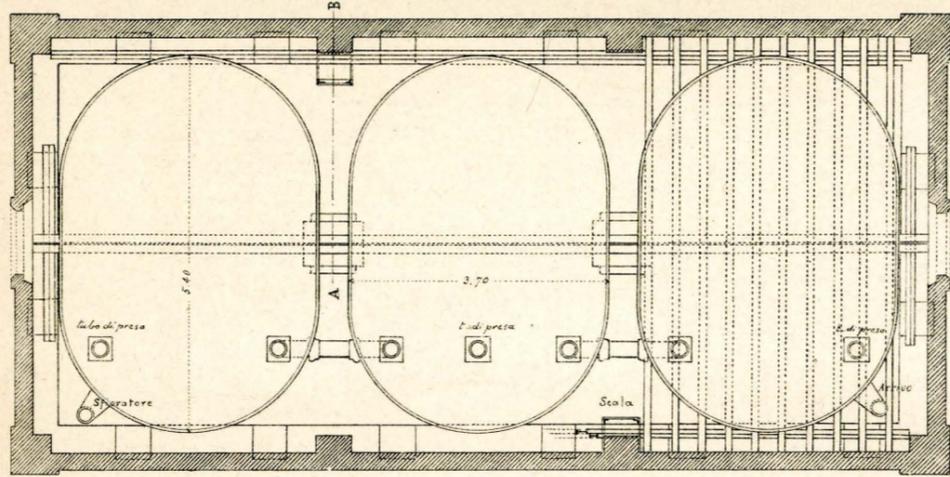


Fig. 2. Metà sezione trasversale A B. — 1 a 50.

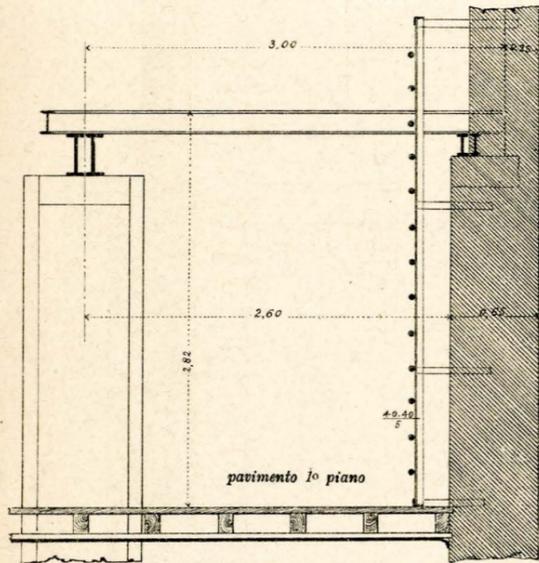


Fig. 5. Tipo della distribuzione dell'acqua potabile e delle vasche accoppiate. — 1 a 20.

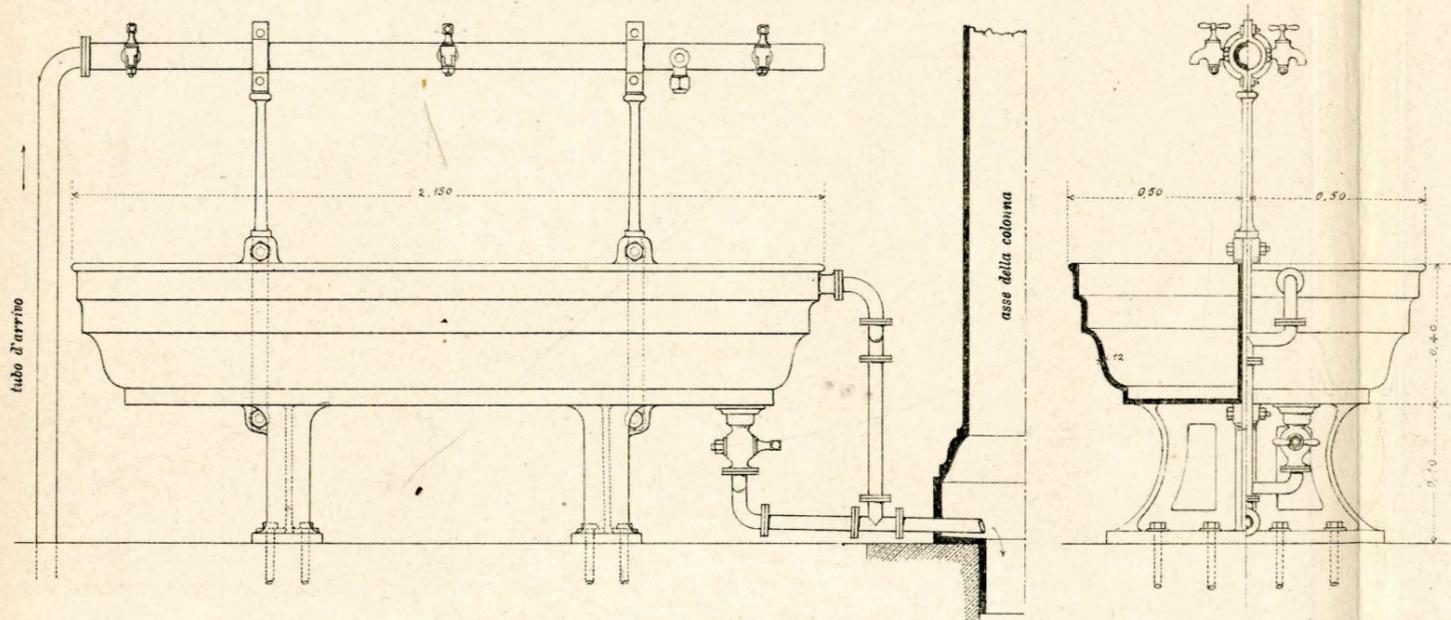


Fig. 3 e 4. Particolari della travatura di sostegno dei serbatoi. — 1 a 20.

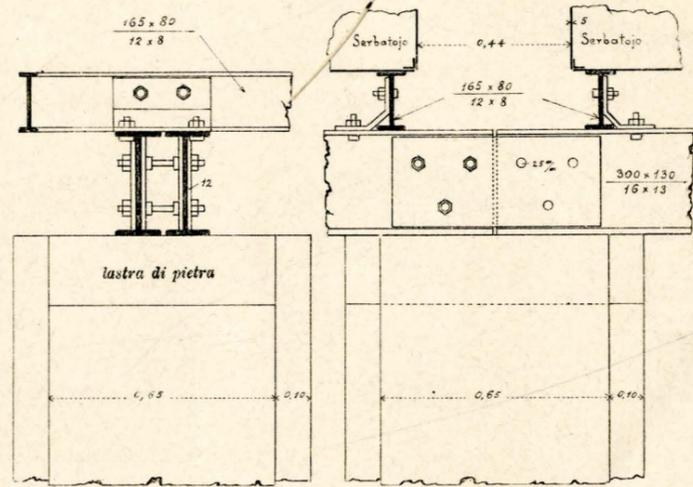
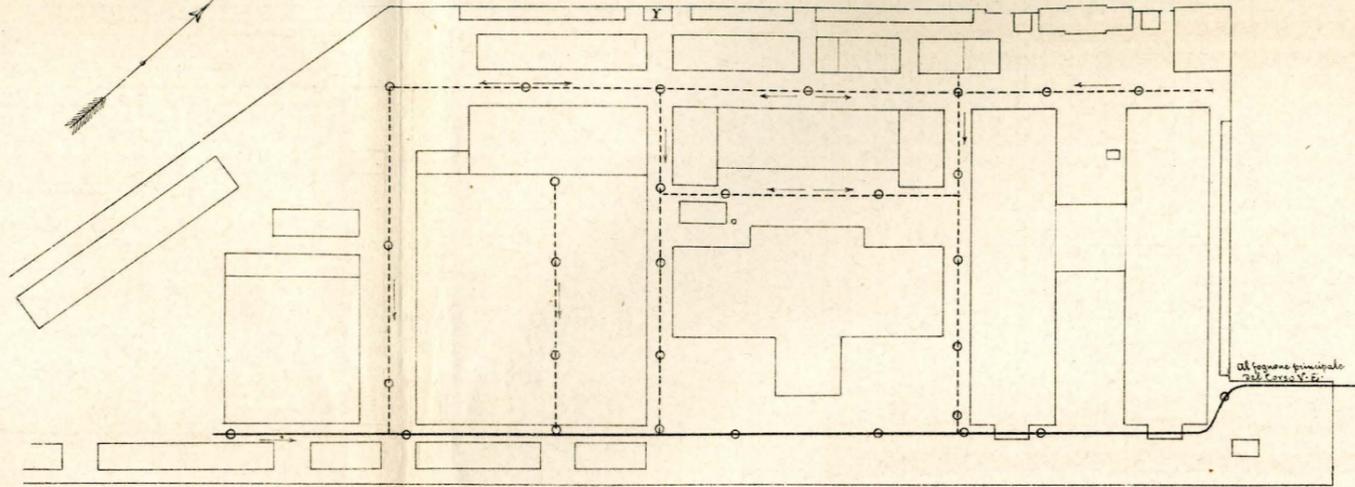


Fig. 7. Fognatura generale dei piazzali. — 1 a 4000.



—○— fogni di 1,00 x 1,40
- - - - - fognoli di 0,80 x 1,30

Fig. 6. Chiusino idraulico. 1 a 5.

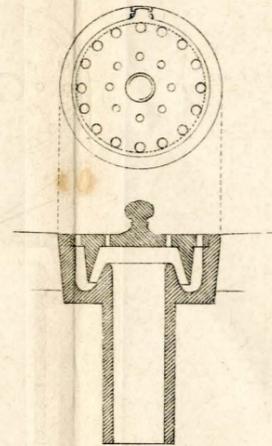


Fig. 8. Sezione tipo della fogna principale.

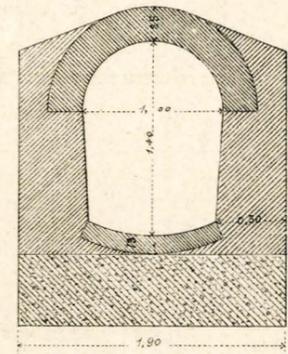


Fig. 9. Sezione tipo delle fogne secondarie

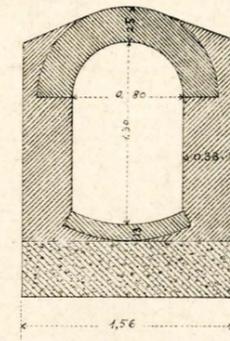
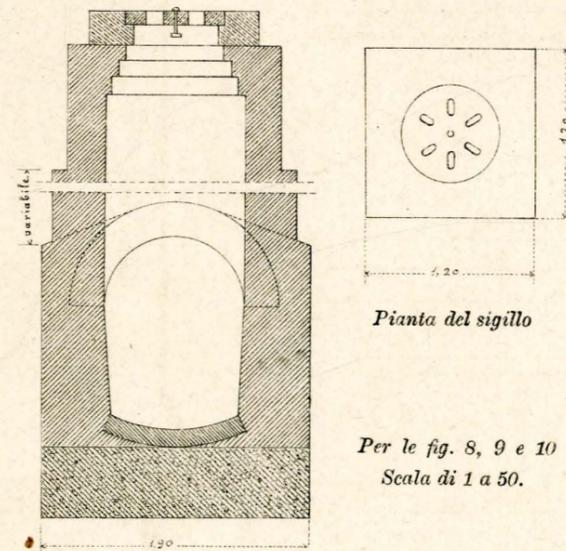


Fig. 10. Sezione tipo di un pozzetto raccogliitore delle acque dei piazzali.



Pianta del sigillo

Per le fig. 8, 9 e 10
Scala di 1 a 50.

Fig. 11. Camino in muratura. — 1 a 100.

