

# L'INGEGNERIA CIVILE

E

## LE ARTI INDUSTRIALI

PERIODICO TECNICO MENSILE

Si discorre nel Giornale di tutte le opere e degli opuscoli spediti franchi alla Direzione dai loro Autori od Editori.

### GEOMETRIA PRATICA

#### SULL'ESATTEZZA DELLE MISURAZIONI DI LUNGHEZZE FATTE CON ASTE METRICHE, NASTRO D'ACCIAIO, CATENA E COMPASSO AGRIMENSORIO di FRANCESCO LORBER

PROFESSORE NELLA I. R. ACCADEMIA MONTANISTICA DI LEOBEN

(Continuazione e fine, vedi pag. 98 e seg.).

#### CAPITOLO QUARTO. — Misurazioni colla catena.

20. La catena adoperata è una catena ordinaria della lunghezza di 20<sup>m</sup>. Essa venne comparata con aste metriche, su di un tavolato, più volte al giorno e precisamente avanti la prima e dopo l'ultima misurazione di una retta. A tal fine si segnarono sul tavolato due marche a distanza di 20<sup>m</sup> e la catena si tendeva colla mano ogni volta che si voleva compararla. Delle differenze si tenne calcolo correggendo i risultati proporzionalmente al tempo.

La catena era sempre troppo lunga e la correzione variò durante il tempo impiegato per tutte le misurazioni, fra 26 e 54 mm.

Siccome ad onta della diligente comparazione la vera lunghezza della catena non è con tutta precisione conosciuta, così havvi ancora nei risultati un piccolo errore costante eguale alla differenza fra la vera lunghezza della catena e la lunghezza determinata dalla comparazione.

La catena posa durante la comparazione sul tavolato, ed è tesa dalla sola forza della mano: nelle misurazioni essa pende dalle asticciuole (piuoli) con cui essa viene condotta e stirata: ora egli è naturale che i misuratori nell'operare con essa non le daranno quel grado di tensione preciso perchè essa riceva quella lunghezza ottenuta dalla comparazione: la tensione può esser maggiore o minore, il che porta con sé un aumento o diminuzione nella lunghezza della catena.

Dall'esperienza mia e degli altri risulta esser il primo di questi due casi quello che più spesso ha luogo, e molte volte la tensione della catena è assai considerevole: però si può ammettere che nel misurare, gli stessi due misuratori diano alla catena sempre una medesima tensione; e però l'errore che ne deriva appartiene alla classe degli errori d'un sol segno.

Lo stesso carattere ha l'errore che deriva dal non trovarsi la catena esattamente nella direzione della linea da misurarsi, mentre l'errore che nasce dal non coincidere esattamente il principio di una nuova posizione della catena col termine della posizione precedente appartiene agli errori inevitabili.

La seguente tabella, simile a quella del capitolo III, contiene i risultati di 1520 misurazioni di 109 rette e dimostra che i risultati delle misurazioni, anche dopo aver tenuto conto della correzione, sono più piccoli delle vere lunghezze, quantunque la deviazione della catena influisca sul risultato in modo da accrescerne il valore; da ciò si conchiude essere assai considerevole la tensione della catena (1), ma del resto essa non ha nessuna influenza sulla ricerca delle leggi degli errori.

(1) Lo stesso si osservò nelle misurazioni di Gerling.

Per ultimo è da osservarsi che la lettura delle lunghezze non si fece che fino ai centimetri, come si usa nella pratica, e che quasi tutte le misurazioni furono fatte dagli stessi misuratori.

TABELLA XIII.

N	L	m	m <sup>2</sup>	w	r
1	20.103	0.0106	0.00011222	20.119	+ 0.016
2	21.471	148	22000	—	—
3	23.847	134	17650	23.828	- 0.018
4	27.634	130	16775	27.638	+ 4
5	30.777	111	11225	30.778	+ 1
6	32.121	181	32889	32.138	+ 17
7	33.005	130	17000	33.017	+ 12
8	33.014	167	28000	33.017	+ 3
9	33.017	160	25650	33.017	+ 0.000
10	38.073	110	12100	38.076	+ 3
11	40.192	128	16400	40.222	+ 30
12	40.487	126	15845	40.510	+ 23
13	41.420	148	22000	—	—
14	41.848	231	53100	41.893	+ 0.045
15	41.886	158	25000	41.893	+ 7
16	41.890	195	38000	41.893	+ 3
17	50.235	0.0155	0.00023980	50.250	+ 15
18	50.289	113	12833	50.304	+ 0.015
19	54.544	318	101325	54.524	- 20
20	59.767	170	29000	59.796	+ 29
21	60.092	106	11222	60.150	+ 58
22	60.964	283	64421	60.978	+ 14
23	62.171	206	42225	62.174	+ 3
24	66.624	217	47000	66.655	+ 31
25	66.627	164	27000	66.655	+ 28
26	66.638	246	60550	66.655	+ 17
27	66.644	432	187000	66.655	+ 11
28	69.357	249	62222	69.406	+ 49
29	69.876	155	23950	69.887	+ 11
30	75.437	171	29222	75.520	+ 83
31	75.508	358	153000	75.520	+ 12
32	75.506	234	54700	75.520	+ 14
33	80.150	144	20667	80.215	+ 65
34	80.219	0.0169	0.00028378	80.258	+ 0.039
35	80.536	424	180158	80.550	+ 14
36	81.829	193	37000	—	—
37	81.859	101	10125	81.918	+ 0.059
38	86.284	444	196750	—	—
39	87.991	137	18825	88.040	+ 0.049
40	88.133	135	18220	—	—
41	93.898	352	123575	93.900	+ 0.002
42	99.643	152	23000	99.685	+ 42
43	99.645	390	123000	99.685	+ 40
44	99.645	336	113000	99.685	+ 40
45	99.662	390	152000	99.685	+ 23
46	100.175	317	100556	100.220	+ 45
47	100.230	205	42105	100.288	+ 58
48	100.245	222	49445	100.333	+ 88
49	100.299	152	23000	—	—
50	100.308	194	37780	100.346	+ 0.038
51	102.515	212	45000	—	—
52	108.421	238	56750	108.551	+ 0.130
53	108.516	365	133000	108.551	+ 35
54	108.518	200	40250	108.551	+ 33
55	109.020	243	58889	109.086	+ 66
56	111.891	298	88850	111.935	+ 44
57	117.671	588	345475	117.651	- 20
58	120.410	251	063022	120.483	+ 73
59	120.439	432	186333	120.483	+ 44

Segue la TABELLA XIII.

N	L	m	m <sup>2</sup>	w	r
60	120.715	0.0333	0.00110968	120.774	+ 0.059
61	121.037	167	28000	—	—
62	122.777	265	70000	—	—
63	124.594	373	139050	124.595	+ 0.001
64	125.179	157	24525	125.288	+ 109
65	131.382	306	93450	131.456	+ 74
66	133.249	305	93000	133.313	+ 64
67	133.245	401	160675	133.313	+ 68
68	133.263	410	168000	133.313	+ 50
69	137.878	315	99120	137.951	+ 73
70	141.303	337	113445	141.449	+ 146
71	141.346	217	47000	141.449	+ 103
72	141.392	158	24889	141.449	+ 57
73	142.012	396	157000	142.190	+ 178
74	142.137	378	143000	142.190	+ 53
75	142.143	220	48275	142.190	+ 47
76	142.924	339	115000	—	—
77	148.448	552	304845	148.424	- 0.024
78	150.060	286	81880	150.129	+ 69
79	155.291	335	112200	155.360	+ 69
80	160.089	263	69089	160.165	+ 76
81	160.110	467	218222	160.165	+ 155
82	162.164	464	215500	—	—
83	162.407	0.0215	0.00046025	162.561	0.154
84	173.400	338	114325	173.508	+ 108
85	175.082	707	500000	175.206	+ 124
86	175.123	432	186278	175.206	+ 83
87	175.144	384	147111	175.206	+ 62
88	175.140	148	22000	175.206	+ 66
89	179.135	534	284722	179.268	+ 133
90	181.421	167	28000	—	—
91	182.062	488	238000	—	—
92	183.533	181	32889	183.662	+ 129
93	183.570	536	287778	183.662	+ 92
94	187.938	297	88820	—	—
95	197.308	882	744445	197.431	+ 123
96	197.342	272	73978	197.431	+ 89
97	198.302	370	136625	198.413	+ 111
98	200.128	371	137680	200.222	+ 94
99	201.886	241	58000	202.044	+ 158
100	202.280	235	55000	202.463	+ 183
101	202.849	746	556111	—	—
102	215.642	352	124200	215.757	+ 115
103	229.449	675	455263	229.571	+ 122
104	229.536	687	472089	229.571	+ 35
105	238.197	385	180756	238.301	+ 104
106	241.528	270	72500	241.732	+ 204
107	243.268	473	224556	243.399	+ 131
108	284.141	327	107133	284.374	+ 233
109	284.236	885	782333	284.374	+ 138

21. Per la determinazione della legge degli errori regolari, si formano nuovamente dei gruppi, ed i singoli valori, analogamente al capitolo III, si trovano nella seguente tabella:

TABELLA XIV.

Gruppo	L	R	Ipotesi I $\rho = \frac{R}{\sqrt{L}}$	Ipotesi II $\rho' = \frac{R}{\sqrt{L}}$
I	30.177	+ 0.004	+ 0.0007	+ 0.00013
II	46.793	0.016	23	34
III	67.954	0.028	34	41
IV	90.325	0.037	39	41
V	106.500	0.052	50	49
VI	128.035	0.062	54	48
VII	144.903	0.078	65	54
VIII	178.263	0.107	80	60
IX	216.731	0.116	79	53
X	263.293	0.177	109	68

Considerando tutti gli errori regolari, si trova:

Ipotesi I:  $\rho_0 = 0.0054 \pm 0.0009579$   
 $= 0.0054(1 \pm 0.1775)$

Ipotesi II:  $\rho_0' = 0.00046 \pm 0.00004816$   
 $= 0.00046(1 \pm 0.1049)$

e quindi per l'errore regolare è valida la legge per la quale esso cresce proporzionalmente alla lunghezza, e si ottiene

(34)  $r = 0.00046.L$  (\*)

Jordan, basandosi sulle menzionate misurazioni di Norimberga, colla equazione  $\rho_0 = \frac{|R|}{|L|}$  ottiene il valore 0,00032.

22. Per gli errori medii si ottengono i seguenti valori:

TABELLA XV.

Gruppo	L	M <sup>2</sup>	$\mu^2$	$\mu$	$\mu'^2$
I	29.306	0.00019451	0.00000664	0.0026	0.000000227
II	46.256	33748	730	27	156
III	67.953	63543	935	31	133
IV	81.191	89361	901	30	101
V	105.650	85092	895	28	076
VI	127.014	103012	811	28	064
VII	144.706	114754	793	28	055
VIII	178.292	190767	1070	33	060
IX	214.996	203817	1186	34	055
X	263.293	254888	1127	34	043

Da ciò risulta:

Ipotesi I:  $\mu_0 = 0.0000090210 \pm 0.0000005567$   
 $= 0.0000090210(1 \pm 0.0617)$

Ipotesi II:  $\mu_0' = 0.000000976 \pm 0.000000187$   
 $= 0.000000976(1 \pm 0.1915)$

per cui anche qui sarà valida la ipotesi I, la quale dice che i medii errori crescono proporzionalmente alla radice quadrata della lunghezza, e si avrà:

(35)  $m = 0.003003\sqrt{L}$  (\*\*)

Per differenti lunghezze si trova secondo la formola (35):

TABELLA XVI.

L	m	L	m
20 <sup>m</sup>	0.0127	160 <sup>m</sup>	0.0380
40	0.0180	180	0.0402
60	0.0220	200	0.0424
80	0.0254	240	0.0445
100	0.0284	260	0.0465
120	0.0311	280	0.0502
140	0.0336		

23. Il valore trovato da Jordan in base a misurazioni di Gerling, Vorländer, Franke, è  $\mu_0 = 0.0107$ , mentre Wastler trova lo stesso valore come sopra cioè 0.003. Sono misura-

(\*) Trascurando quegli r. i quali sono eguali o minori della loro incertezza, si trova  $\rho_0' = 0.00051$ .

(\*\*) Volendo far maggiormente concordare gli m dati dal calcolo con quelli dati dall'osservazione, si possono formare due gruppi dei valori da I fino a VII inclusivo, e da VIII fino a X inclusivo e si trova: per lunghezze inferiori a 160<sup>m</sup>  $m = 0.0028\sqrt{L}$  e per lunghezze da 160 a 300<sup>m</sup>  $m = 0.0034\sqrt{L}$ .

zioni pratiche, le une fatte in circostanze sfavorevoli, le altre eseguite in condizioni migliori.

Le misurazioni di Vorländer e Franke non hanno comprovata la validità dell'ipotesi I; Franke s'attenne a 250 misurazioni doppie da 5 a 250 Ruthen ottenute in parte su terreno sfavorevole, ma per la maggior parte su terreno favorevole, in occasione di una misurazione di boschi.

Le lunghezze vennero parimente divise in gruppi e si formarono le medie lunghezze e le differenze; fra le differenze di due misurazioni di una medesima lunghezza trovansi anche di quelle eguali o maggiori di 0.20 Ruthen (0.8); tali differenze però non si trovano che in 5 gruppi ed hanno precisamente il valore di 0<sup>m</sup>.8, 0<sup>m</sup>.92, 0<sup>m</sup>.96, 1<sup>m</sup>.04, 1<sup>m</sup>.32.

Se si trascurano quei gruppi in cui trovansi tali differenze, e se dopo aver determinati gli errori medii si introducono nel calcolo le seconde potenze, si trova tosto confermata la validità dell'ipotesi I, e si ottiene

$$u_v = 0.0103 \text{ ed } m = 0.0103 \sqrt{L} \text{ in metri.}$$

Se adunque col trascurare 5 gruppi nei quali si riscontrano straordinarie differenze fra due misurazioni della stessa linea, l'ipotesi I vien trovata valida, bisogna concludere che laddove questa ipotesi data dalla teoria non venne confermata dalle pratiche misurazioni si sieno unite assieme misurazioni eterogenee, affette da errori. Questo vale in parte anche per le misurazioni di Vorländer nelle quali pure si riscontrano differenze di più di 1<sup>m</sup> in lunghezze di 400-500<sup>m</sup>.

CAPITOLO QUINTO. — *Misurazioni col nastro d'acciaio.*

24. Per queste misurazioni si adoperò un eccellente nastro d'acciaio della casa Sickler di Carlsruhe, della lunghezza di 20<sup>m</sup> che si può adoperare affatto come la catena.

Dalla comparazione del nastro colle aste metriche, fatta come al capitolo IV nel caso della catena, risultò che il nastro era troppo lungo e le differenze variarono precisamente da 5 fino ad 11 mm. Di queste correzioni si tenne conto come nelle misurazioni colla catena, ed è da osservarsi che mentre la catena spesso nel corso d'una giornata cambiava di molto la sua lunghezza, ciò non si ebbe a notare nel nastro d'acciaio. La lettura si fece sempre fino ai centimetri e si impiegarono quasi sempre gli stessi misuratori.

Gli errori che qui si presentano sono gli stessi come nelle misurazioni colla catena, soltanto siccome il nastro è formato di un solo pezzo, gli errori regolari derivanti dalla differente e troppo grande tensione non possono manifestarsi in quel grado come nelle misurazioni colla catena ed è perciò che i risultati devono esser maggiori delle vere lunghezze e gli errori regolari negativi, essendochè gli errori derivanti dalla deviazione del nastro dalla direzione della retta hanno la preponderanza sugli altri. Tutto questo fu confermato dai seguenti risultati di 1460 misurazioni di 96 linee differenti.

TABELLA XVII.

N°	L	m	m <sup>2</sup>	w	r
1	20.115	0.0104	0.00010778	20.119	+ 0.004
2	20.490	147	20167	20.487	— 3
3	20.553	94	8200	20.552	— 1
4	21.488	71	5000	—	—
5	23.851	71	5000	23.829	— 0.022
6	30.779	167	28000	30.778	— 21
7	32.136	114	13000	32.138	+ 2
8	33.049	83	6950	33.017	— 32
9	38.101	89	8000	38.076	— 25
10	40.228	110	12171	40.222	— 6
11	40.228	164	26778	40.223	— 5
12	40.524	159	25284	40.510	— 14
13	41.571	108	11700	41.547	— 24
14	41.590	200	40000	41.547	— 43
15	41.903	118	14000	41.893	— 10
16	41.881	152	23000	41.893	+ 12
17	42.444	192	37000	—	—
18	42.662	110	12325	42.639	— 0.023

Segue la TABELLA XVII.

N°	L	m	m <sup>2</sup>	w	r
19	45.000	123	15000	44.993	— 0.007
20	50.284	114	13000	50.250	— 34
21	50.318	151	22778	50.304	— 14
22	59.804	102	10321	59.796	— 8
23	60.151	123	15111	60.150	— 1
24	61.000	0.0164	0.00027021	69.978	— 22
25	62.202	143	18000	62.174	— 28
26	62.714	158	25000	—	—
27	66.685	142	20000	66.655	— 0.030
28	69.398	103	10055	69.406	+ 8
29	75.502	167	28000	75.520	+ 18
30	80.066	114	13000	—	—
31	80.223	164	26778	80.215	— 0.008
32	80.277	155	24107	80.258	— 19
33	80.591	298	88604	80.550	— 41
34	81.882	200	40000	—	—
35	81.968	121	14525	81.918	— 0.050
36	82.367	227	51700	82.333	— 34
37	82.352	179	32000	82.333	— 19
38	88.038	155	24075	88.040	+ 2
39	88.225	148	22000	—	—
40	93.938	195	38000	93.900	— 0.038
41	99.688	187	35000	99.685	— 3
42	99.748	144	20750	99.685	— 63
43	100.241	145	20945	100.220	— 21
44	100.298	196	38342	100.228	— 10
45	100.356	181	32889	100.333	— 23
46	100.396	114	13000	100.346	— 50
47	102.612	278	77000	—	—
48	103.507	241	58000	103.551	+ 0.044
49	108.599	0.0138	0.00019050	108.551	— 48
50	109.091	271	73445	109.086	— 5
51	111.990	154	23675	111.935	— 55
52	120.523	237	56222	120.483	— 40
53	120.803	235	55179	120.774	— 29
54	121.640	193	37000	—	—
55	121.894	122	14900	121.817	— 0.077
56	122.864	336	113000	—	—
57	124.664	297	82000	124.595	— 0.069
58	125.324	315	98900	125.228	— 36
59	131.453	321	103000	131.456	+ 3
60	133.304	230	53000	133.313	+ 9
61	138.527	130	17000	—	—
62	140.202	182	33000	—	—
63	141.445	239	57179	141.449	+ 0.004
64	142.260	226	51250	142.190	— 70
65	142.157	313	98000	142.190	+ 33
66	143.032	313	98400	—	—
67	148.527	149	22222	148.424	— 0.103
68	150.196	114	13000	150.129	— 67
69	155.437	191	36325	155.360	— 77
70	159.178	186	34500	159.088	— 90
71	162.568	404	163000	—	—
72	162.614	0.0416	0.00173000	162.561	— 0.053
73	162.634	307	94125	162.561	— 73
74	173.508	377	141750	173.508	0.000
75	175.189	283	80111	175.206	+ 17
76	175.305	212	44755	172.206	— 99
77	179.284	414	160111	179.268	— 16
78	182.216	416	173006	—	—
79	183.712	291	84889	183.662	— 0.050
80	188.147	158	25000	188.045	— 102
81	197.490	284	80445	197.431	— 59
82	198.493	152	23000	198.413	— 80
83	200.298	106	11250	200.222	— 76
84	202.159	217	47000	202.044	— 115
85	202.146	514	264000	202.044	— 102
86	202.543	383	147000	202.463	— 80
87	202.932	416	173333	—	—
88	215.760	418	174550	215.757	— 0.003
89	229.624	438	191658	229.571	— 53
90	238.406	296	87667	238.301	— 105
91	241.861	285	81700	241.732	— 129
92	242.924	473	223000	242.831	— 93
93	242.936	425	180525	242.831	— 105
94	243.433	436	189889	243.399	— 34
95	284.510	467	217778	284.374	— 136
96	284.514	354	125200	284.374	— 140



distanza l'una dall'altra (per lo più questa distanza è di 2<sup>m</sup>). Mediante un manico posto nel mezzo, si può adoperare l'istrumento sul terreno nella stessa maniera come si adopera il compasso ordinario sulla carta.

Il compasso agrimensorio adoperato per queste misurazioni era della casa Ertel e figlio di Monaco. Comparato colle aste metriche aveva la lunghezza invariabile di 2<sup>m</sup>,002 per cui risultò per ogni metro la correzione eguale a +0<sup>m</sup>,001.

L'uso del compasso ha dell'analogia coll'uso delle aste metriche quando un solo individuo misura con esse; per misurare col compasso agrimensorio non è necessaria che una sola persona. Perciò si commettono qui quegli errori di cui si parlò al capitolo III nelle misurazioni colle aste senza cordicella, solo che questi errori hanno naturalmente in questo caso altri valori. Specialmente l'errore derivante dalla deviazione dalla direzione della retta sarà in questo caso assai maggiore di prima, poichè è qui più difficile di portar esattamente le due punte sempre nella direzione voluta ed inoltre perchè quest'errore sta in ragione inversa della lunghezza dell'istrumento il quale è più corto delle aste metriche.

Come nelle misurazioni menzionate più addietro, s'usò anche qui ogni diligenza e s'ebbe specialmente attenzione a far sì che le punte di ferro non cadessero, nelle misurazioni successive, nei buchi delle misurazioni antecedenti; appunto come si evitò nelle misurazioni colla catena e col nastro d'acciaio di metter i pioli nei buchi esistenti.

Le misurazioni col compasso, facendo astrazione per ora dalla grandezza dell'error medio, hanno un vantaggio in ciò che per esse non si richiede che un solo misuratore e che si fanno con grande celerità.

Quest'è anche la ragione per cui io feci misurare le 55 rette più volte di quello che con gli altri strumenti, cioè in media 20 volte così che si ottennero in tutto 1150 misurazioni le quali servirono a compilare la seguente tabella:

TABELLA XXII.

N°	L	m	m <sup>2</sup>	w	r
1	20.125	0.0092	0.00008438	20.119	— 0.006
2	20.280	105	11111	—	—
3	20.496	110	12105	20.487	— 0.009
4	20.570	82	6666	20.552	— 18
5	21.497	83	6785	—	—
6	23.843	74	5444	23.829	— 0.014
7	32.165	88	7821	32.138	— 27
8	33.047	105	10947	33.017	— 30
9	38.108	134	18000	38.076	— 32
10	40.226	73	5428	40.222	— 4
11	40.257	125	15666	40.223	— 34
12	40.390	192	36666	—	—
13	40.528	87	7684	40.510	— 0.018
14	41.942	123	15000	41.893	— 49
15	42.457	74	5535	—	—
16	43.249	171	29333	—	—
17	50.336	187	34917	50.304	— 0.032
18	54.577	106	11222	54.524	— 53
19	59.855	184	33888	59.796	— 59
20	60.152	172	29583	60.150	— 2
21	62.741	138	18916	—	—
22	66.713	132	17368	66.655	— 0.058
23	69.457	224	50286	69.406	— 51
24	75.606	100	10000	75.520	— 86
25	80.248	177	31200	80.215	— 33
26	80.337	129	16777	80.258	— 79
27	80.589	174	30105	80.550	— 39
28	81.888	152	23000	—	—
29	99.789	0.0227	0.00051579	99.685	— 0.104
30	100.267	133	17579	100.220	— 47
31	100.366	165	27111	100.333	— 33
32	100.379	213	45444	100.288	— 91
33	100.473	179	32190	100.346	— 127
34	102.633	255	65000	—	—
35	109.184	192	36964	109.086	— 0.098
36	120.586	311	96452	120.483	— 103
37	122.877	270	73000	—	—
38	133.449	313	98000	133.313	— 0.136
39	138.043	103	10750	137.951	— 92

Segue la TABELLA XXII.

N°	L	m	m <sup>2</sup>	w	r
40	143.059	0.0280	0.00078000	—	—
41	150.284	225	50760	150.129	— 0.155
42	160.300	262	68750	160.165	— 135
43	160.464	152	23000	—	—
44	162.602	339	115000	—	—
45	175.406	266	70526	175.206	— 0.200
46	179.429	409	167143	179.268	— 161
47	181.419	130	17000	—	—
48	182.244	354	127000	—	—
49	183.663	433	187888	183.662	— 0.001
50	188.175	135	18190	188.045	— 130
51	197.605	329	108333	197.431	— 174
52	200.432	189	35640	200.222	— 210
53	202.940	424	180111	—	—
54	229.781	462	213795	229.571	— 0.210
55	238.514	395	155885	238.301	— 213

28. Siccome qui non si misurarono rette più lunghe di 238 m. e per valori fra 140 e 160<sup>m</sup> non si hanno che due soli risultati, così per gli errori regolari e medii non si fecero che 8 gruppi, cioè per lunghezze di 20-40<sup>m</sup>, 40-60<sup>m</sup>, 60-80<sup>m</sup>, 80-100<sup>m</sup>, 100-120<sup>m</sup>, 120-160<sup>m</sup>, 160-200<sup>m</sup> e 200-240<sup>m</sup>.

Per gli errori regolari si ottiene:

TABELLA XXIII.

Gruppo	L	R	Ipotesi I ρ	Ipotesi II ρ'
I	26.125	— 0.019	— 0.0037	— 0.00071
II	46.817	— 0.038	56	81
III	67.982	— 0.049	50	72
IV	85.241	— 0.064	68	75
V	102.134	— 0.079	78	77
VI	135.590	— 0.121	104	89
VII	180.763	— 0.133	98	73
VIII	222.909	— 0.211	141	95

Da cui si ha:

$$\text{Ipotesi I: } \rho_0 = -0.0079 \pm 0.00128 \\ = -0.0079(1 \pm 0.1620)$$

$$\text{Ipotesi II: } \rho_0' = -0.00079 \pm 0.00003087 \\ = -0.00079(1 \pm 0.0380)$$

Con ciò si vede esser l'ipotesi II la migliore, e si trova l'error regolare d'una misurazione mediante l'equazione

$$(38) \quad r = -0.00079L$$

e quindi il risultato affetto solo dall'error medio

$$L - 0.00079L$$

29. A determinare la legge dell'errore medio serve la

TABELLA XXIV.

Gruppo	L	M <sup>2</sup>	μ <sup>2</sup>	μ	μ' <sup>2</sup>
I	25.570	0.00009702	0.00000379	0.0020	0.000000148
II	45.382	19534	430	0.0021	95
III	66.934	25231	377	0.0019	56
IV	84.570	30532	361	0.0019	43
V	102.217	37381	366	0.0019	36
VI	134.717	67827	503	0.0022	28
VII	177.131	90283	510	0.0023	29
VIII	217.917	146358	672	0.0026	31

*Ipotesi I:*  $\mu_0^2 = 0.00000450 \pm 0.0000003813$   
 $= 0.00000450(1 \pm 0.0847)$

*Ipotesi II:*  $\mu_0^2 = 0.000000595 \pm 0.0000000147$   
 $= 0.000000595(1 \pm 0.2470)$

da cui risulta essere per gli errori medii valida l'ipotesi I, e si ha:

(39)  $m = 0.00212 \sqrt{L}$

Coll'aiuto della formola (39) s'ottiene per differenti lunghezze l'error medio dalla tabella seguente:

TABELLA XXV.

L	m	L	m
20 <sup>m</sup>	0.0095	140 <sup>m</sup>	0.0251
40	0.0134	160	0.0268
60	0.0164	180	0.0284
80	0.0190	200	0.0300
100	0.0212	220	0.0315
120	0.0232	240	0.0329

CAPITOLO VII.

Risultati finali.

30. Basandosi su circa 6000 misurazioni, siamo giunti al risultato che la legge teoretica data dal metodo dei minimi quadrati riguardo all'aumento degli errori medii col crescere della lunghezza, ha per le misurazioni con aste metriche, catena, ecc., piena validità, e si è trovato:

Per misurazioni con due aste metriche della lunghezza di 4 m., fatte lungo una cordicella tesa  $m = 0.000535 \sqrt{L}$

Per misurazioni con due aste metriche della lunghezza di 4 m. senza cordicella tesa  $m = 0.000927 \sqrt{L}$

Per misurazioni colla catena  $m = 0.00300 \sqrt{L}$

Per misurazioni col nastro d'acciaio  $m = 0.00216 \sqrt{L}$

Per misurazioni col compasso agrimensorio  $m = 0.00212 \sqrt{L}$

Perciò stanno fra loro i medii errori delle misurazioni fatte coi cinque differenti istrumenti, come:

$0.000535 : 0.000927 : 0.00300 : 0.00216 : 0.00212$

ossia approssimativamente come:

$1 : 2 : 6 : 4 : 4$

il che vuol dire: che una misurazione con aste metriche fatta lungo una cordicella tesa riesce 6 volte più esatta (\*) della misurazione della stessa lunghezza fatta con la catena.

Dal suesposto risulta che la misurazione con aste metriche lungo cordicella tesa è la più esatta, e la misurazione colla catena la più inesatta; e che perfino le misurazioni col compasso agrimensorio danno minore error medio delle misurazioni colla catena: per questa ragione è ingiusto il lasciar da parte il compasso agrimensorio come istrumento di poca importanza, ed è invece da raccomandare la sua applicazione nella vita pratica.

(\*) Secondo il metodo dei minimi quadrati la misura di precisione di un'osservazione è

$$h = \frac{1}{m\sqrt{2}}$$

e le misure di precisione di osservazioni differenti stanno fra loro in ragione inversa degli errori medii.

Che il nastro d'acciaio dia migliori, cioè una volta e mezza più esatti, risultati della catena, è facile il vedere, e (fatta astrazione per ora dagli errori regolari) per quanto riguarda la esattezza si vede essere infondata l'applicazione ormai generale della catena; le misurazioni con due spranghe (senza cordicella) sono tre volte più esatte di quelle colla catena e due volte più esatte di quelle col nastro d'acciaio o col compasso agrimensorio.

Conservando i valori dati più sopra per favorevole terreno, ed adottando i dati rapporti per l'esattezze dei differenti istrumenti, si possono anche dare dei valori numerici per la determinazione degli errori medii in altro terreno (sfavorevole) quando sia dato il valore del medio errore dell'unità di lunghezza per un qualunque istrumento misuratore sul terreno sfavorevole.

Come tale assumo io il valore dato da Jordan per misurazioni colla catena cioè 0.0107 e deduco con questo i seguenti valori:

TABELLA XXVI.

TERRENO	2 Aste da 4 metri		Catena	Nastro d'acciaio	Compasso agrimensorio
	con cordicella tesa	senza cordicella			
Favorevole	0.000535	0.000927	0.00300	0.00216	0.00212
Sfavorevole	—	0.00333	0.01070	0.00778	0.00763

Le misurazioni colle aste metriche lungo cordicella tesa non si faranno per solito che in casi in cui si voglia una grande esattezza e non si useranno quindi probabilmente mai in un terreno poco buono; se però questo accadesse l'errore resterebbe lo stesso come quello per terreno favorevole ammettendo che si tenda una cordicella e che le spranghe si avvicino ad essa.

Coll'equazione  $m = \mu_0 \sqrt{L}$  unitamente ad uno dei  $\mu_0$  dati più sopra si può calcolare l'errore probabile e volendo, si può forse anche dare approssimativi valori di  $\mu_0$  per terreno mediocre.

31. Gli errori regolari crescono colla lunghezza, e per i differenti istrumenti, eccettuate le misurazioni con aste metriche lungo la cordicella tesa per le quali l'error regolare è estremamente piccolo, si ottiene:

2 aste da 4<sup>m</sup> senza cordicella  $r = -0.000085L$   
 Catena  $r = +0.00046L$   
 Nastro d'acciaio  $r = -0.00032L$   
 Compasso agrimensorio  $r = -0.00079L$

Considerando questi valori, si vede che  $r$  è positivo per la catena mentre per tutti gli altri istrumenti è negativo, come deve esser per le ragioni già esposte; siccome l'error regolare dipende assai dalla tensione, è chiaro che sotto parità di circostanze ma con altri misuratori si possono trovare differenti valori di  $r$ , quantunque sia più probabile il caso in cui la catena venga tesa di troppo e che si ottenga perciò  $r$  positivo.

In conseguenza di ciò non è possibile dare per la catena nessun valore neppur approssimativo per l'errore regolare ed è l'uso della catena, ancor più per questa ragione che riguardo all'error medio, da proscriversi e da adoperarsi invece il nastro d'acciaio pel quale si ha lo stesso metodo di misurazione.

Anche per le altre misurazioni non è  $r$  sempre valevole, però è certo che determinandolo ripetutamente per spranghe e compasso agrimensorio sotto parità di condizioni e naturalmente colla dovuta diligenza non si otterranno tali differenze come nelle misurazioni colla catena la qual cosa non succederà neppure col nastro d'acciaio avendo questo una lunghezza meno variabile della catena.

Nelle misurazioni col compasso agrimensorio si ottiene il maggior valore di  $r$  ed è per esempio per 100<sup>m</sup> di lunghezza  $r=0^m.08$  mentre per il nastro d'acciaio per la medesima lunghezza si avrebbe  $r=0.03$ .

Quantunque i valori di  $r$  per i diversi su cennati strumenti non sieno rigorosamente vevoli che per le qui fatte misurazioni, pure possono essi venir adoperati approssimativamente anche per altre misurazioni e questo tanto più mentre dalle misurazioni di ricerca fatte in Norimberga come da altre da me fatte, pare che gli errori regolari non varino notevolmente col terreno e che questo abbia soltanto un'influenza sugli errori inevitabili.

Per ultimo darò qui alcuni dati riguardo al tempo impiegato: la seguente tabella contiene la media celerità d'una misurazione in un minuto:

TABELLA XXVII.

STRUMENTO	N° dei Misuratori	Media celerità in un minuto	
		fra tutti	per ciascun misuratore
Aste metriche . . .	2	14 <sup>m</sup>	7 <sup>m</sup>
Catena . . . . .	2	18	9
Nastro d'acciaio . .	2	20	10
Compasso agrimensorio . . . . .	1	26	26

La celerità di 7<sup>m</sup> per ogni canneggiatore nelle misurazioni con aste metriche non si potè ottenere che facendo lavorare alternativamente due paia di lavoranti; per le misurazioni lungo cordicella tesa non si tenne conto del tempo necessario per distendere la cordicella.

I valori trovati sono tutti più piccoli di quelli trovati colle misurazioni di Norimberga: ciò si spiega dall'aver avuto allora il desiderio di misurare molto presto, cosa ch'io naturalmente dovetti del tutto lasciare da parte.

Coll'aiuto dei dati qui esposti e così pure col ben dovuto riguardo al prezzo, al peso, alla trasportabilità, ecc., si potrà facilmente determinare quale strumento si abbia da adoperare in ogni caso pratico speciale.

Abbiamo creduto di riportare in tutta la sua estensione questa Memoria pratica del Prof. Lorber, e l'abbiamo fatto per richiamare meglio su di essa l'attenzione delle nostre Scuole di Applicazione degli Ingegneri.

Vogliamo gli Allievi nelle loro esercitazioni pratiche prendere amore a siffatto genere di ricerche (\*).

Vogliamo gli Ingegneri tener calcolo delle importantissime conclusioni pratiche, state così abilmente riassunte dal dotto Prof. Lorber.

Per parte nostra ringraziamo l'egregio Ing. Ivancich, collaboratore del Lorber, per aver voluto assumersi anche l'incarico della traduzione in lingua italiana; e dappoichè i su descritti esperimenti dovevano essere seguiti ancora da altri analoghi sulla misura delle lunghezze col mezzo della ruota di Wittmann, speriamo così di poter in seguito registrare in questo periodico i risultati ottenuti.

La Direzione.

(\*) Sappiamo, per esempio, esistere nella Scuola d'Applicazione degli Ingegneri al Valentino da' suoi primordii un magnifico nastro d'acciaio; ma non sappiamo se siasi anche una sol volta adoperato.

## STATICA GRAFICA

### SULLA POSIZIONE PIÙ FAVOREVOLE DI UN SISTEMA DI CARICHI SU DI UNA TRAVE sostenuta da due appoggi

Problema dell'Ingegnere CESARE MODIGLIANO

Assistente di Statica Grafica nella R. Università di Pisa.

È nota la costruzione colla quale dato un trave sostenuto da due appoggi si trovano i limiti tra i quali oscilla la sezione di massimo pericolo per effetto di un carico mobile.

Cerchiamo qui di risolvere con metodo analogo la questione seguente.

Posto che sopra un trave sostenuto da due appoggi si debba tenere fermo per qualche tempo un sistema di carichi, trovare qual'è la posizione più favorevole del sistema rispetto alla flessione.

Sieno  $p_1, p_2, p_3$  (fig. 28) le linee d'azione dei carichi dati, e sia  $L$  il trave sul quale suppongo che, per ora, il sistema dato si muova.

Per ogni sua posizione si avrà un momento flettente massimo che corrisponderà ad una sezione determinata e quindi la posizione più vantaggiosa sarà quella per la quale il massimo momento flettente sia il più piccolo possibile.

Ciò posto si determini la risultante  $R$  di  $p_1, p_2, p_3$  e per semplificare le successive costruzioni si faccia scorrere il trave sotto ai carichi. Ricordiamo inoltre che la sezione di maggior pericolo è quella che sopporta lo sforzo di taglio minimo e che per una posizione  $L_1$ , ad es., del trave si determina in  $s_1$  con la costruzione indicata nella figura 28, dove i segmenti eguali  $be, gc$  rappresentano le reazioni sviluppate sugli appoggi dal peso proprio  $P$  del trave, la proiezione verticale di  $ge$  è eguale alla somma delle reazioni prodotte dai carichi  $p_1, p_2, p_3$  e però la  $hk$  condotta orizzontalmente dal punto d'incontro  $h$  della  $ge$  con la  $R$  dà colle sue distanze dalla spezzata  $ad$  gli sforzi di taglio per le varie sezioni, dimodochè la verticale condotta per  $k$  determina  $s_1$ .

Se ora si fa scorrere il trave, per esempio, da sinistra a destra, tutta la precedente costruzione si muoverà con esso in modo che il punto  $a$  camminerà lungo  $mn$ , il punto  $d$  lungo  $dt$  e quindi la retta  $eg$  ed il punto  $k$  scenderanno pure.

Distinguiamo quindi le posizioni del ponte per le quali  $k$  cade sopra un lato inclinato della spezzata  $ad$ , da quelle per le quali esso cade sopra un lato verticale.

Nel primo caso la sezione di massimo pericolo  $s$  si sposta nel verso medesimo in cui scorre il trave e di una lunghezza maggiore. Infatti sieno  $L_2, L_3$  due posizioni del trave a cui corrispondono sulla  $R$  i punti  $\lambda, \phi$  e per sezioni di massimo pericolo  $s_2, s_3$ . Si ha  $\lambda\phi = \alpha\alpha = uw$  ed essendo  $uw > \rho w$  è ancora  $\alpha\alpha > \rho w$ ; ma i triangoli  $xyz, wop$  sono simili, quindi:  $y\alpha > \rho$ .

In tal caso adunque la sezione di massimo pericolo va incontro al sistema mobile fino a che incontra uno dei carichi, che nel nostro caso è il  $p_1$ .

Da questo punto (ed ecco il secondo caso) fino a che la  $hk$  taglia il lato  $qr$ , la verticale  $ks_1$  non varia, cioè la sezione  $s_1$  rimane sotto al carico e cammina per un certo tratto con esso.

Osserviamo ora che indicando con  $\alpha_1, \alpha_2$  gli angoli che fanno rispettivamente colla orizzontale la  $eg$  e la  $mn$  si ha:

$$u\rho = o\rho \tan\alpha_1$$

$$\rho w = o\rho \tan\alpha_2$$

e sommando:

$$uw = \lambda\phi = o\rho(\tan\alpha_1 + \tan\alpha_2) \quad \dots \quad (1)$$

ma chiamando  $L$  la lunghezza del trave e  $\Sigma p$  la somma  $p_1 + p_2 + p_3$  abbiamo:

$$\tan\alpha_1 = \frac{\Sigma p}{L} \quad \tan\alpha_2 = \frac{P}{L}$$

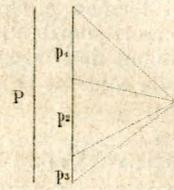
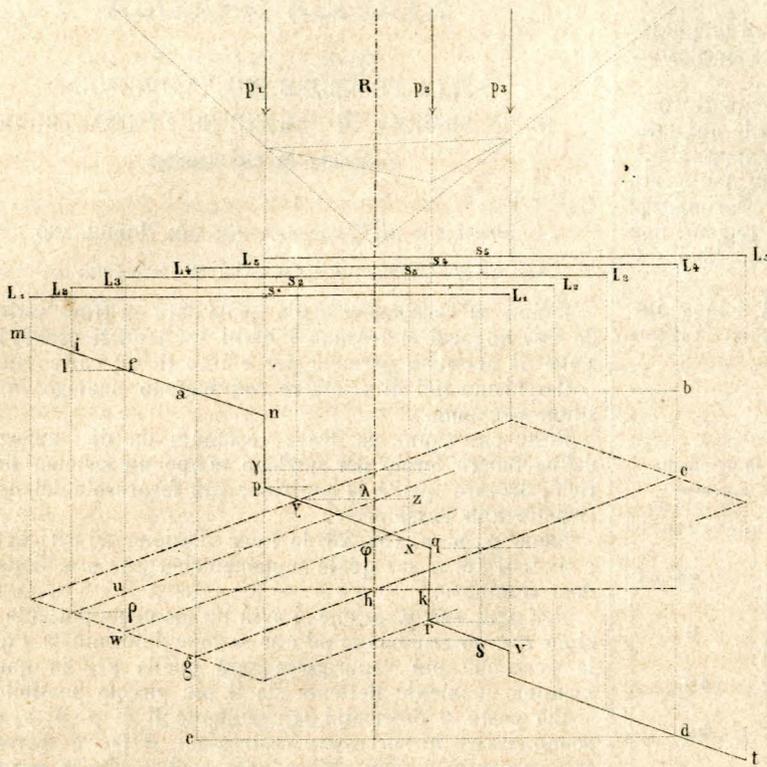


Fig. 28

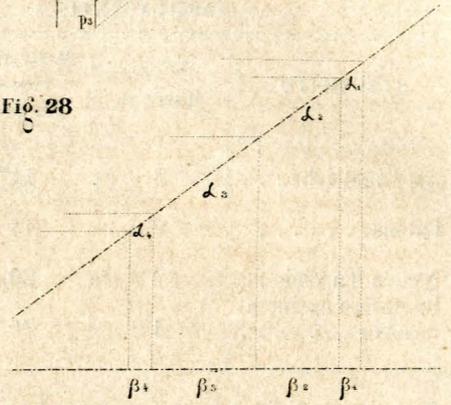


Fig. 29



Fig. 30

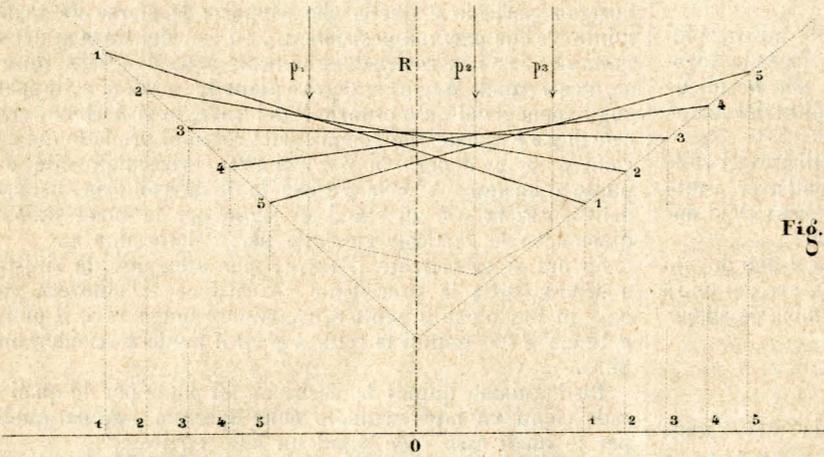


Fig. 31

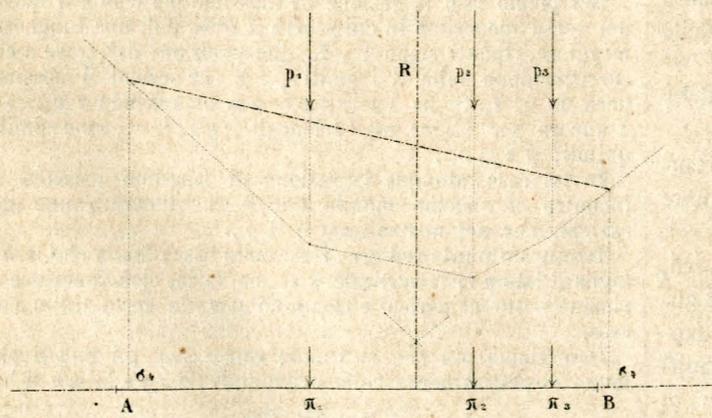
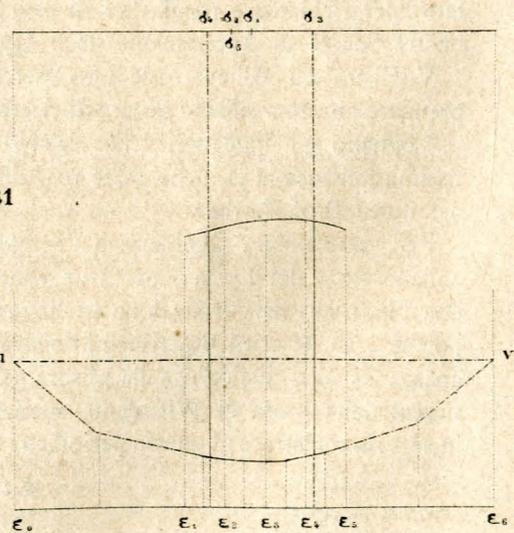


Fig. 33

Inoltre  $o\varphi = lf$ . Si ha perciò dalla (1)

$$\lambda\varphi = lf \frac{P + \Sigma p}{L} \quad (2)$$

Se allora si vuole il cammino  $\beta_3$  della sezione di massimo pericolo per es., sotto al carico  $p_2$  basta fare nella (2):

$$lf = \beta_3 \quad \lambda\varphi = p_2$$

e si ha:

$$p_2 = \beta_3 \frac{P + \Sigma p}{L} \quad \text{dove} \quad \beta_3 = p_2 \frac{L}{P + \Sigma p}$$

che si costruisce facilmente proiettando la  $p_2$  in  $\alpha_3$  su di una retta parallela alla diagonale  $bc$ , e quindi la  $\alpha_3$  in  $\beta_3$  sopra una orizzontale.

Possiamo anche trovare, con procedimento analogo, di quanto la sezione pericolosa cammina verso  $p_2$  quando lascia  $p_1$ . Questa lunghezza sommata con quella  $\beta_2$  di cui, nel medesimo tempo, cammina  $p_2$  deve dare la distanza tra  $p_1$  e  $p_2$ . Ora  $\beta_2$  si trova facilmente proiettando prima in  $\alpha_2$  la proiezione verticale di  $pq$  e poi la  $\alpha_2$  in  $\beta_2$ ; se dunque si toglie  $\beta_2$  dalla distanza tra  $p_1$  e  $p_2$  si ha la lunghezza cercata.

Ciò premesso determiniamo i punti  $\gamma, \delta$  e le corrispondenti sezioni  $s_1, s_3$  per le posizioni estreme  $L_1$  ed  $L_3$  del trave; poi cerchiamo le lunghezze  $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$  relative a  $\gamma p, pq, qr, r\delta$  e riportiamo sulla fig. 31 in  $\sigma_1$  la sezione  $s_1$ ; quindi i punti  $\sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$  e  $\sigma_5$ , facendo:

$$\sigma_1\sigma_2 = +\beta_1 \quad \sigma_1\sigma_3 = -(D_1 - \beta_2)$$

$$\sigma_3\sigma_4 = +\beta_3 \quad \sigma_4\sigma_5 = -(D_2 - \beta_4)$$

dove  $D_1$  e  $D_2$  rappresentano rispettivamente le distanze orizzontali tra  $p_1$  e  $p_2$  e tra  $r$  e  $\delta$ , ed il segno + indica il verso in cui si muove il sistema dei carichi. L'ultimo punto  $\sigma_5$  dovrà coincidere con la sezione  $s_3$ . Se invece si partisse da questa supponendo che il trave scorra da destra verso sinistra, l'ultimo punto cadrebbe in  $\sigma_1$ . In tal modo si sono trovati i limiti tra i quali oscilla la sezione pericolosa.

Prendiamo allora un certo numero di sezioni  $\varepsilon$  (fig. 34) che comprendano quei limiti e mediante il poligono delle forze (fig. 30) costruiamo il diagramma dei momenti flettenti prodotti su di esse dal peso del trave; quindi (secondo una costruzione nota) invertiamo, a partire da  $O$  sulla figura 29 i segmenti nei quali il trave è diviso da ognuna delle sezioni  $\varepsilon$  e rappresentiamo col medesimo indice di ogni sezione gli estremi così ottenuti, proiettiamoli sul poligono funicolare dei carichi dati e conduciamo le corrispondenti rette di chiusa.

Allora si prendono i massimi momenti flettenti relativi alle varie sezioni, si riportano a partire dalla corda  $\mu r$  sulle rispettive ordinate  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_3$  e se ne congiungono gli estremi con una linea continua.

Giunti a questo punto non resta altro a fare che cercare la ordinata minima nel tratto compreso tra i limiti  $\sigma_4, \sigma_3$  e che nel nostro caso è la stessa  $\sigma_4$ . Essa è la sezione pericolosa per la posizione richiesta del sistema.

Si tratta di trovare la corrispondente posizione del trave rispetto al sistema dei carichi. A tale effetto si costruisce nella fig. 32, la retta di chiusa corrispondente a quella sezione nel modo già indicato e si cerca nel poligono così ottenuto l'ordinata massima, la quale cade per noi sotto al carico  $p_1$ ; si dispongono a partire da  $\pi_1$ , ed al loro posto i segmenti  $A\pi_1, \pi_1 B$  nei quali è diviso il trave dalla  $\sigma_4$  e la retta  $AB$  sulla quale  $\pi_1, \pi_2, \pi_3$  rappresentano i punti per cui passano le linee d'azione dei carichi è finalmente quella che risolve la questione.

S'intende come in pratica si risparmiano molte linee che nelle figure dimostrative qui unite sono state tracciate soltanto per servire alla dimostrazione.

Ing. CESARE MODIGLIANO.

## MECCANICA APPLICATA

### SOPRA ALCUNI STRUMENTI DINAMOMETRICI

acquistati recentemente dal R. Istituto Tecnico di Torino.

DINAMOGRAFO — MANOVELLA DINAMOGRAFICA  
FRENO DINAMOMETRICO THIABAUD.

(Veggansi le tav. IX e X).

#### II. — Manovella dinamografica di Kraft.

*Descrizione della manovella dinamografica.* — La manovella dinamografica, come indica la sua denominazione, è uno strumento atto a somministrare la misura del lavoro meccanico consumato dalle macchine mosse a braccia d'uomo. La medesima si colloca in luogo della manovella ordinaria, organo a cui in tali macchine viene applicata la potenza, e somministra la misura del lavoro per mezzo di un diagramma, del quale le ordinate sono proporzionali agli sforzi esercitati da questa potenza e le ascisse sono proporzionali agli spazi percorsi dal suo punto d'applicazione. Ciò necessita, come già abbiamo fatto notare parlando dei dinamografi in generale, che la lista di carta destinata a ricevere il diagramma, durante l'esperimento, sia animata da un movimento avente una ragione costante di velocità col movimento della macchina. In conseguenza la manovella dinamografica, detta eziandio da taluni semplicemente manovella dinamometrica, vuol essere compresa nella classe dei dinamometri a moto dipendente. Nelle figure 7a e 7b della tavola IX trovasi disegnata quella che venne acquistata dall'Istituto tecnico di Torino, ed è parimente opera dei costruttori meccanici Kraft e figlio di Vienna. La figura 7a rappresenta lo strumento proiettato su d'un piano passante per gli assi dell'albero motore e del braccio della manovella; nella figura 7b si ha invece la proiezione dello strumento sopra d'un piano perpendicolare al precedente.

Lo strumento vuol essere solidamente fissato su una delle estremità dell'albero motore, come si disse, al posto della manovella ordinaria, infilando sopra quest'albero il manicotto di ferro A, che vi si ferma e si centra accuratamente mercè le otto viti di pressione a. Con questo manicotto forma sistema l'appendice E, portante in un col telaio metallico B l'asse di rotazione b del braccio C della manovella M. Il telaio B trovasi congiunto all'appendice E, e consolidato nelle varie sue parti, per via dei tiranti a vite c, z. Alla medesima appendice è fermata per una estremità, mercè la vite di pressione d, la molla D dello strumento che consiste in una lamina flessibile d'acciaio avente dalle due parti lo stesso profilo longitudinale dei solidi di eguale resistenza (\*). Questa molla, presso l'altra estremità che è libera, trovasi continuamente in contatto delle due punte e, e' annessa al braccio C e munita di viti, che permettono di regolarne la posizione. Da ciò risulta chiaramente che la manovella M non può prendere a girare intorno al proprio asse b, situato sul prolungamento di quello dell'albero motore, senza prima produrre una inflessione nella molla, e quando questa inflessione sia divenuta tale che la molla possa fare equilibrio all'intensità della potenza, allora trascinerà seco nella rotazione il telaio C, il manicotto A e l'albero motore.

Il meccanismo registratore degli sforzi e degli spazi consta di tre tamburi K, J ed L girevoli, i due ultimi soltanto follemente intorno ai propri assi, mentre il primo K riceve un moto di velocità proporzionale a quella con cui cammina la macchina, mediante il rotismo dentato elicoidale (F, G), che dapprima comunica il moto ad un fuso cilindrico I, e poscia mercè del filo f al fuso conico H. Per maggiore chiarezza denominerò raccoglitore, alimentatore e di rimando rispettivamente i tre tamburi menzionati K, J

(\*) Per la costruzione di questo genere di molle veggasi l'opera già citata di MORIN, *Notions fondamentales de mécanique, etc.*, a pag. 35 e seg.

ed L, essendo che la lista di carta  $gg'$ , sulla quale debbono tracciarsi i diagrammi, viene avvolta sul tamburo intermedio J, in seguito va ad accavalcarsi al tamburo L e mette capo infine, ossia passa ad avvolgersi al tamburo K. Si carica il tamburo alimentatore J, della voluta quantità di carta, mediante il piccolo manubrio  $i$  unito al suo asse di rotazione. La ragione della conicità data al fuso H sta nel bisogno di conservare l'uniformità nel movimento della carta, la quale, venendo a raccogliersi sopra se stessa attorno al tamburo K se questo si muovesse in modo uniforme, tenderebbe ad accelerarsi nel suo movimento. Ciò s'impedisce dando al fuso H un diametro crescente dalla base più vicina al tamburo verso l'altra base, e disponendo il filo di trasmissione  $f$  in modo che esso possa svolgersi dal fuso H in senso contrario.

Il diagramma viene tracciato sulla carta da due matite, l'una  $h$  fissa sul telaio B, almeno durante l'esperienza, e l'altra  $k$  mobile col braccio C e quindi coll'estremità libera della molla D. La prima di queste matite segna l'asse delle ascisse o degli spazi, e la seconda la curva del diagramma o degli sforzi. In principio dell'esperienza, quando cioè la molla è inattiva, epperò lo sforzo è nullo, le due matite debbono coincidere colla medesima retta tracciata sulla carta nella direzione del suo movimento. Ciò si ottiene facendo camminare alquanto la carta per mezzo del manubrio  $i$ , onde la matita  $k$  dagli sforzi segni la propria linea retta. In seguito, rallentata la vite d'arresto  $m$  per via della vite di richiamo  $l$ , costringesi l'altra matita  $h$  a venire in posizione tale da farla combaciare colla retta precedente: dopo di che tornasi a stringere la vite d'arresto  $m$ . Le due vite  $o$ ,  $o'$  servono a mantenere a suo luogo la scala graduata di misura delle inflessioni della molla D, e quindi degli sforzi sviluppati dal motore sopra la manovella M.

Come pel dinamografo, anche per l'attuale strumento bisogna che sia finalmente possibile di far cominciare e cessare il tracciamento del diagramma negli istanti che si desiderano. Perciò è evidente che basta poter mettere in movimento la carta, solo partendo dal primo di questi istanti, ed arrestare nell'altro istante questo movimento. A simile oggetto serve appunto il manubrio N annesso al collare Q girevole intorno al manicotto A. È da avvertirsi primieramente che la ruota conduttrice del rotismo dentato (F, G) è folle sul medesimo manicotto, e porta congiunto colla sua corona un dente O. Di più vuolsi notare che il manubrio N, girevole intorno all'asse  $g$ , può venire collocato in due posizioni, una delle quali per via del braccio R trovasi in contatto del dente O, e n'è invece allontanato nell'altra. Lo stesso manubrio N è obbligato a rimanere in queste posizioni dalla molla  $p$ . Fingasi dopo di ciò che l'asticciuola congiunta al collare Q venga resa immobile collegando per mezzo d'una cordicella l'estremità  $n$ , foggiate appositamente ad occhio, ad un punto, per es., della macchina sottoposta ad esperimento. Se allora il manubrio N è in tale posizione da stabilire il contatto fra il braccio R ed il dente O, è chiaro che, girando la manovella, ed essendo la ruota dentata F costretta a stare immobile, l'altra G piglierà a girare ed a mettere quindi in moto la carta: così che comprendesi come, per produrre od interrompere a volontà il movimento della carta durante l'esperienza, basti lo spostare nell'uno o nell'altro verso il manubrio N.

**Tara della molla.** — Per gli stessi motivi addotti pel dinamografo, almeno dopo un certo numero di prove, è sempre cosa prudente il verificare la tara dello strumento, vale a dire il riconoscere se le saette d'inflessione della molla D continuano o non a concordare cogli sforzi indicati dalle due scale, di cui lo strumento è fornito, e corrispondenti l'una all'un fianco e l'altra all'altro fianco della molla, od in altre parole corrispondenti ai due versi secondo cui può doversi far rotare la manovella. Questa operazione della tara è assai facile da eseguirsi. Basta fissare in modo ben stabile lo strumento siffattamente, che l'asse longitudinale del braccio C della manovella risulti in direzione orizzontale. Fatto poscia coincidere sulla medesima retta, segnata sulla carta, le punte delle due matite, si applicheranno alla manovella M dei pesi conosciuti, facendo

inoltre ad ogni nuovo peso camminare d'alquanto la carta, onde avere delle ordinate distinte. Riferendo allora queste ordinate ad una convenuta unità di lunghezza, si potrà avere la chiesta verificaione della scala relativa al fianco superiore della molla. In modo somigliante si procederà per l'altro fianco. Fra l'un carico e l'altro applicato alla molla si dovrà sempre impiegare un intervallo di tempo sufficiente, acciò sia dato alla molla di acquistare il voluto grado di tensione.

La manovella dinamografica appartenente all'Istituto ha una molla di ricambio. Le due molle sono di forza differente. Ecco i risultati ottenuti da una tara delle medesime, stata eseguita per poter intraprendere le prove delle trebbiatrici a mano della più volte menzionata Esposizione di macchine agrarie:

**Molla più debole.** — Limiti dei carichi sotto cui essa venne cimentata 3 ad 11 chilogrammi; sforzo medio per ogni millimetro d'inflessione kg. 0,46 dalla parte dei fusi e kg. 0,46 dalla parte opposta;

**Molla forte.** — Limiti dei carichi di cui essa fu gravata 3 a 17 kg.; sforzo medio per millimetro d'inflessione kg. 0,540 dalla parte dei fusi e kg. 0,605 dalla parte contraria.

**Modo di procedere in un esperimento colla manovella dinamografica.** — Le cose fin qui esposte sulla manovella dinamografica mi dispensano dal descrivere minutamente il modo di farne uso in qualsiasi esperimento. Restringendomi pertanto ad indicare con rapidi cenni il procedimento da tenersi, supporrò che si tratti, ad esempio, di misurare prima lo sforzo medio necessario, e poscia il lavoro medio consumato nell'unità di tempo, per muovere una trebbiatrice da grano. Tolta una delle due manovelle della macchina, e sostituita in suo luogo la manovella dinamografica, si faranno dapprima nella maniera già nota venire le due matite in un medesimo piano, spostando convenientemente quella degli spazi. Fermato quindi il collare di comando del meccanismo registratore, si porrà in azione la trebbiatrice applicando, come al solito, due uomini l'uno alla manovella dinamografica e l'altro alla manovella ordinaria restante, essendo, ben inteso, impedita ad un tempo ogni trasmissione di movimento alla carta. Sia che vogliasi sperimentare la macchina a vuoto, ovvero in atto di trebbiare il grano, si lascerà che essa s'incammini. Allorché la medesima avrà preso un andamento regolare, si imprimerà il movimento alla carta, osservando il tempo sopra d'un orologio a secondi. Atteso il celere camminare della carta, la durata dell'esperimento si potrà soltanto limitare ad un numero non grande di minuti secondi, trascorsi i quali verrà arrestato il movimento della carta. Nel frattempo si sarà anche avuto cura di noverare i giri dati dalla manovella. In tal modo, posto ancora che si conosca il raggio della manovella, si possederanno tutti quanti gli elementi per poter determinare lo sforzo medio.

Lo sforzo medio si determinerà quadrando dapprima il diagramma, od eziandio una sola porzione del medesimo, colla regola di Simpson ovvero colla bilancia, o col planimetro, e poscia, divisa quest'area espressa in millimetri quadrati per la lunghezza considerata di diagramma valutata in millimetri, moltiplicando il quoziente od ordinata media così risultante pel coefficiente d'inflessione della molla sovrariferito. Moltiplicando poi ancora questo sforzo medio per lo spazio descritto dal punto d'applicazione della potenza in un minuto secondo, vale a dire per la circonferenza della manovella e pel numero dei giri al minuto secondo, si otterrà il lavoro medio speso nella unità di tempo per una delle manovelle della macchina. Ove la macchina non sia del tutto simmetrica per rapporto alla disposizione delle due manovelle, per avere il lavoro medio totale, sarà ancora mestieri l'applicare la manovella dinamografica all'altra estremità dell'albero motore, ripetendo l'operazione ed i calcoli ora descritti, per fare infine la somma dei due lavori medi risultanti per le due estremità.

**Esempio dei diagrammi che si ricavano colla manovella dinamografica di Kraft.** — In occasione della Esposizione di macchine agrarie, tenuta in Torino l'anno 1876, la manovella dinamografica dell'Istituto, previa l'operazione della

tara dello strumento, venne applicata a parecchie macchine per trebbiare il frumento mosse a mano. Nella figura 8 della tavola IX trovasi riprodotta una porzione di un diagramma al 1/4 del vero. In questa figura rappresentano S S la lista di carta,  $xx$  l'asse degli spazi ed  $rstu$  la curva degli sforzi. Il diagramma venne ricavato, mentre la macchina trebbiava. Qui appresso son riferite le principali cifre relative tanto a questo esperimento, quanto ad un altro fatto colla stessa macchina camminante a vuoto, i quali esperimenti durarono entrambi per l'intervallo di 10 minuti secondi. La molla impiegata fu quella più forte e dalla parte prospiciente i fusi motori della carta, ossia corrispondente al coefficiente di kg. 0,605 per millimetro d'inflessione. La lunghezza del braccio della manovella è di m. 0,365. La quadratura del diagramma venne effettuata mediante il planimetro pelare di Amsler.

	1° Esperimento a vuoto	2° Esperimento trebbiando
Ordinata media del diagramma mm.	10	12,05
Sforzo medio kg.	6,05	7,56
Giri dati dalla manovella al minuto primo	38	38
Spazio descritto dalla potenza al minuto secondo m.	1,452	1,452
Lavoro medio consumato da un uomo al 1'' kgm.	8,785	10,977

### III. — Freno dinamometrico Thiabaud a circolazione d'acqua.

*Principio su cui fondasi il freno dinamometrico di Prony, e formola mercè la quale si calcola il lavoro misurato con questo strumento.* — Il freno dinamometrico di Prony, denominato anche bilancia dinamometrica, è un apparecchio per mezzo del quale comunemente si usa di misurare il lavoro meccanico disponibile sull'albero motore di una macchina motrice. Affinchè siano maggiormente apprezzabili, in tutto il loro valore, le innovazioni apportate dal signor Thiabaud a questo importantissimo strumento, gioverà brevemente richiamare il principio su cui lo strumento medesimo si fonda, le condizioni da soddisfarsi onde ottenere una misura esatta del lavoro e le principali disposizioni state immaginate per adempiere queste condizioni nel miglior modo possibile.

Stando alla disposizione più generalmente adottata per l'apparecchio in discorso, è noto che, reso l'albero motore indipendente dalle macchine operatrici messe in azione dalla macchina motrice, si fissa sullo stesso albero una puleggia di ghisa, la quale a sua volta viene serrata come tra due ganascie di legno mediante viti. Ad una di queste ganascie va inoltre congiunto un braccio di leva, caricato di un peso alla sua estremità libera, se, come fingerò, l'albero è orizzontale, e siffattamente disposto da impedire che le ganascie restino trascinate dalla puleggia nel suo movimento di rotazione comune coll'albero. Il grado di pressione fra queste ganascie e la puleggia, ottenuto per mezzo delle viti testè menzionate, ed il carico della leva, in cui deve intendersi incluso il peso proprio della medesima, vengono regolati in modo da costringere la macchina a muoversi uniformemente colla sua velocità normale.

Ciò premesso emerge chiaramente l'effetto prodotto. La macchina si trova ridotta in una condizione di equilibrio dinamico. Solo è importante l'avvertire che non si ha un equilibrio diretto fra la potenza ed il peso applicato al braccio del freno. Tutto il lavoro svolto dalla potenza, che deve essere distrutto per conservare l'andamento uniforme della macchina, rimane consumato nel vincere la resistenza d'attrito sviluppatasi fra la puleggia e le ganascie del freno, e quindi si trasforma in calore. Se fosse possibile misurare con facilità ed esattezza questa quantità di calore, come si è tentato di fare coi freni termodinamici, avremmo senz'altro la misura del lavoro domandato, moltiplicando la stessa quantità per l'equivalente meccanico del calore. Basterebbe allora che le mascelle del freno fos-

sero state rese semplicemente immobili con acconci arresi. Non essendo però conveniente di ricorrere ad un simile mezzo di misura, disagevole e delicatissimo, si preferisce invece di lasciare libere le mascelle del freno e di impedire soltanto che queste non rimangano trascinate dalla puleggia nel suo movimento, armandole d'un braccio di leva debitamente gravato di un peso. Egli è evidente che, così facendo, le due mascelle col braccio di leva vengono a formare come un sistema girevole intorno all'asse dell'albero motore e sollecitato da due forze, l'una rappresentata dal carico del freno con braccio di leva uguale al braccio del freno, e l'altra applicata tangenzialmente alla puleggia, ed uguale, in intensità, alla resistenza d'attrito che si svolge fra questa puleggia e le mascelle.

Siccome ora i momenti di queste due forze, per l'immobilità delle mascelle e del braccio di leva, sono uguali fra loro, ed a sua volta il momento della accennata resistenza d'attrito deve eziandio, per l'equilibrio dinamico della macchina, uguagliare ad ogni istante il momento della potenza, così è da conchiudersi che quest'ultimo momento è parimente uguale al momento del carico del freno, epperò che dalla conoscenza di questo carico, della lunghezza del braccio di leva del freno e del numero dei giri dell'albero motore nell'unità di tempo si potrà facilmente dedurre la misura del lavoro disponibile su quest'albero.

Dalle considerazioni ora esposte si deducono manifestamente due conseguenze, l'una cioè che la misura del lavoro col freno di Prony non è possibile senza passare per l'intermedio della resistenza d'attrito fra la puleggia e le mascelle del freno, e l'altra che al contrario non fa mestieri di preoccuparsi menomamente dell'intensità di questa resistenza per ricavare il valore del lavoro. Avrò tra breve l'opportunità di ritornare sulla prima di tali conseguenze, e di dimostrare che essa costituisce uno dei più gravi ostacoli ad ottenere dei risultati abbastanza esatti coll'attuale strumento. Relativamente alla seconda conseguenza, che in sostanza costituisce la mirabile semplicità dello strumento medesimo, non riuscirà superfluo che io qui ricordi ancora la formola a cui essa conduce pel calcolo del lavoro misurato col freno di Prony.

Indicando con  $P$  il carico applicato all'estremità del braccio del freno, con  $p$  il peso proprio di questo braccio da intendersi applicato al suo centro di gravità, con  $L$  ed  $l$  le distanze comprese rispettivamente fra l'asse dell'albero motore e le verticali passanti pel punto d'applicazione del carico e pel centro di gravità anzidetto, e con  $n$  infine il numero dei giri dati dall'albero motore in ogni minuto primo, si ha per l'espressione del lavoro disponibile su quest'albero al minuto secondo ed in cavalli-vapore

$$\frac{2\pi n}{60 \times 75} (PL + pl) \quad \dots (1)$$

Al peso proprio del braccio del freno, le mascelle comprese, riportato all'estremità del braccio stesso, cioè al peso  $\frac{pl}{L}$  si suol dare il nome di tara del freno. Se questa tara viene adunque denotata con  $p'$ , in luogo dell'espressione antecedente si potrà eziandio impiegare quest'altra

$$\frac{2\pi nL}{60 \times 75} (P + p') \quad \dots (2)$$

Nel seguito mi toccherà di parlare nuovamente di questa tara, e particolarmente delle avvertenze da aversi nel determinarla.

*Condizioni da soddisfarsi per ottenere una esatta misura del lavoro col freno di Prony.* — La formola ora rammentata per la determinazione del lavoro misurato col freno di Prony per essere applicabile, presupponendo l'equilibrio dinamico della macchina, richiede almeno che al principio ed alla fine dell'esperimento questa cammini con uguale velocità. Siccome poi ancora non è un lavoro variabile quello che per lo più deve misurarsi, ma un lavoro che costantemente la macchina è capace di produrre in un dato tempo ed in condizioni determinate, ad es. per una macchina a

vapore, di pressione ed espansione del vapore, ecc., e di velocità, così in conclusione vedesi che durante un intero esperimento col freno di Prony la velocità della macchina vuol essere mantenuta costante. Oltretutto la semplice ispezione della stessa formola dà a conoscere che, parimente durante l'intero esperimento, debbono conservarsi costanti i due momenti, quello cioè del carico PL e l'altro proprio del freno  $pl$  [formola (1)]. Ora non è difficile l'avvedersi che, senza arrecare una qualche modificazione alla disposizione sovra descritta del freno, non si possono soddisfare queste tre condizioni.

Ed invero cominciando dalla velocità, fatta eziandio astrazione dalle variazioni di essa dipendentemente dall'impossibilità di mantenere in perfetto stato di regime la macchina, comprendesi che la velocità medesima è soggetta a variare grandemente per causa del calore, che nasce dall'attrito fra la puleggia e le mascelle del freno, tosto riscalda queste parti e fa crescere l'intensità di questa resistenza d'attrito, producendo un rallentamento nella macchina. Dovendosi allora subito ricondurre la velocità al valore primitivo, è forza ricorrere alle viti del freno e modificare il suo carico. Le quali operazioni, non potendo effettuarsi immediatamente con esito sicuro per la difficoltà di rallentare d'una quantità conveniente le viti, genereranno delle oscillazioni nel braccio del freno. Inoltre è da notarsi che un cosiffatto rimedio è applicabile soltanto fino ad un certo limite, atteso che le viti non possono rallentarsi se non sino ad un certo segno. Ciò significa in altre parole che bisogna pure, ad un tempo, provvedere alla rimozione della causa prima di questo rallentamento, vale a dire alla sottrazione del calore che rapidamente si va svolgendo ed accumulando nell'apparecchio.

Le osservazioni ora riferite sono sufficienti per rendere ragione, in primo luogo, della grande quantità d'acqua fredda che continuamente si deve versare sull'apparecchio durante l'esperimento, e la quale tendendo a conservarne costante la temperatura non permette alla resistenza d'attrito di variare troppo bruscamente e di grande quantità. Se non che vuolsi notare subito, per rapporto a questo ripiego di far cadere per tutto l'esperimento un getto di acqua sulle mascelle e sulla puleggia del freno, che: 1° quest'acqua terminando con imbire il legno modificherà la tara del freno, ossia farà variare il secondo de' succitati momenti  $pl$ ; 2° contribuirà, in un col calore che malgrado il getto d'acqua rimane nell'apparecchio, a far dilatare le due mascelle, e quindi anche a far aumentare la pressione e la resistenza d'attrito fra queste mascelle e la puleggia.

Dalle medesime osservazioni si deduce pure che, per ragione delle oscillazioni più o meno grandi del braccio del freno, i due momenti del carico PL e del braccio del freno  $pl$  trovansi soggetti a variare continuamente: ond'è che eziandio, allo scopo di rendere costanti questi momenti, farà d'uopo ricorrere a qualche speciale spediente nella disposizione delle varie parti componenti il freno. Riservandomi di far noti questi spedienti, qui dirò soltanto che, ove siano soddisfatte queste due condizioni della costanza dei momenti PL e  $pl$ , il lavoro calcolato coll'una o coll'altra delle due formole precedenti risulta sempre uguale al lavoro da misurarsi o disponibile sull'albero motore, le accennate oscillazioni non potendo allora essere causa di consumo di lavoro, purchè ben inteso esse vengano considerate sempre in un numero intero (\*).

*Varie disposizioni di freno dinamometrico immaginate per soddisfare alle condizioni precedenti.* — Accennerò ora le principali disposizioni state immaginate per soddisfare, il meglio possibile, alle precedenti condizioni, dall'anno 1821 in cui Prony ha inventato ed adoperato il freno dinamometrico, fino a questi ultimi anni. A mia notizia in Francia Poncelet, Piobert, Tardy e Morin, ed in Prussia

Egen, poco dopo l'invenzione di Prony, furono i primi ad introdurre alcuni perfezionamenti nello strumento in discorso. Poscia in Francia altri continuarono con maggiore successo questi studi, cioè de Saint-Legere nel 1837, Rolland e Demondesir nel 1846, e da ultimo ancora Kretz nel 1864, il primo ingegnere delle miniere ed i tre altri ingegneri della Amministrazione dei tabacchi. Dopo Kretz viene il nostro concittadino cav. Francesco Thiabaud, sottodirettore dell'officina governativa delle carte e valori, il quale sin dall'anno 1873 cominciò a far uso del freno di Prony secondo la nuova disposizione da lui ideata, a circolazione continua d'acqua.

Ho già detto più volte che deve preferirsi quella disposizione, in cui i momenti del carico e del peso proprio del freno possono rimanere costanti, ad onta delle oscillazioni del suo braccio. Or bene il modo più semplice di riuscire in questo intento, pel secondo di tali momenti, si è di far coincidere il centro di gravità dello strumento coll'asse dell'albero motore, ossia di equilibrare rispetto a quest'asse il sistema formato dalle mascelle e dal braccio del freno. Questa disposizione, che raramente s'incontra nei freni dinamometrici ordinarii, trovavasi già praticata nel freno primitivo di Prony, il quale appunto per simile scopo era munito di due bracci di leva collocati sui due fianchi dello strumento in maniera da rendere questo esattamente equilibrato per rapporto all'asse di rotazione. Questa disposizione è conosciuta ancora oggidì sotto il nome di freno a leva superiore ed a leva inferiore.

Onde rendere anche costante l'altro momento del carico del freno, Fourneyron, l'inventore della turbine di questo nome, suggerì, e Rolland praticò il mezzo di sospendere lo stesso carico, mercè d'una correggia, ad un arco metallico avente il centro sull'asse dell'albero motore e per raggio la lunghezza del braccio del freno. Questa disposizione è stata in seguito imitata da Farcot, Demondesir e Kretz.

Dietro indicazioni di Poncelet, gli ingegneri Rolland, Demondesir e Kretz combinarono un nuovo freno dinamometrico pure a due leve parallele, ma situate dalla stessa parte ed applicate rispettivamente alle due mascelle. Colla presente disposizione il centro di gravità proprio del freno viene a risultare sulla retta orizzontale passante per l'asse di rotazione, e se esattamente non trovasi adempiuta la condizione del momento  $pl$  costante, tuttavia piccole soltanto possono essere le variazioni di questo momento, grazie alle piccole variazioni del braccio di leva dello stesso centro di gravità, variazioni almeno minori di quelle che si hanno quando questo centro non giace sulla anzidetta orizzontale. Questa disposizione del centro di gravità proprio del freno ne rende molto più sicura la tara da farsi, secondo la formola con cui calcolasi il lavoro, rispetto all'asse di rotazione, e non come abitualmente si costuma, bilicando il sistema formato dalle mascelle e dal braccio del freno sopra un coltello collocato sotto la mascella superiore.

Però la disposizione migliore è quella del freno perfettamente equilibrato sull'asse di rotazione. Per questo motivo Kretz, specialmente se la puleggia è di grande diametro, come ad es. accade per le macchine a vapore locomobili, per le quali si utilizza a tale uopo lo stesso volante, consiglia il freno così detto circolare, che consiste in una serie di ceppi di legno uniformemente ripartiti sulla circonferenza del volante e congiunti fra loro da una lamina flessibile di ferro. Questa lamina trovasi interrotta per un breve intervallo, onde far posto ad una piccola leva a doppia vite di passi contrarii per poter stringere i vari ceppi sulla corona del volante. Questa leva opera in un piano meridiano del sistema, e passante per l'asse di rotazione del volante; la qual cosa rende nullo il momento dello sforzo esercitato sulle viti regolatrici della pressione, sforzo che altrimenti diretto renderebbe inesatta la formola ordinariamente impiegata pel calcolo del lavoro.

Importa anche moltissimo di rendere lente le oscillazioni inevitabili del freno, allo scopo di dar campo allo sperimentatore di regolare la pressione prima che il braccio del freno vada a battere contro i suoi due arresti laterali di sicurezza, ingenerando così una perdita di lavoro ed una

(\*) Chi volesse conoscere la dimostrazione, che pel primo KRETZ diede di questa proposizione, potrà consultare una pregevolissima memoria dal medesimo pubblicata sul freno di Prony, ed intitolata: *Mémoire sur les conditions à remplir dans l'emploi du frein dynamométrique*, par M. KRETZ — Paris, Gauthier-Villars, 1873, a pag. 5 e 6.

nuova inesattezza nel calcolo del lavoro. Si perviene ad ottenere maggiormente questo risultato, aumentando il momento d'inerzia del freno, ossia facendo uso di un braccio di leva di sufficiente lunghezza.

Io tralascio di far menzione qui di altre disposizioni, nelle quali in vario modo si è cercato di agevolare con rotismi dentati e con molle la manovra delle viti regolatrici della pressione, la maggiore complicatezza di queste disposizioni non risultando compensata da alcun vantaggio reale, e d'altronde il sistema poc'anzi accennato di una leva a doppia vite, giacente in un piano meridiano rispetto all'asse dell'albero motore, essendo quanto di meglio possa suggerirsi al riguardo. Piuttosto m'arrestero ancora un istante sopra il modo di raffreddamento del freno per mezzo dell'acqua. Ho già spiegato come il modo, comunemente seguito e consistente nel versare continuamente quest'acqua sul freno, non offre la debita efficacia. Si deve ora aggiungere che esso è estremamente incomodo. Soltanto si evita allora l'inconveniente dell'alterazione sensibile della tara del freno, se impiegasi un freno circolare, od altrimenti equilibrato per rapporto all'asse di rotazione. In conseguenza, affine di togliere di mezzo anche gli altri inconvenienti, vengano immaginati dei sistemi di freno a circolazione d'acqua continua nell'interno della puleggia. Il primo a ricorrere a questi sistemi fu Saint-Legere, che immaginò in proposito due differenti disposizioni, l'una per motori ad asse orizzontale, e l'altra per quelli ad asse verticale. Queste disposizioni però, imitate più tardi in parte da Rolland, Demondesir e Farcot, sono o troppo complicate, o troppo imperfette, per meritare oggi d'essere descritte, massime in presenza di quella assai più semplice e pratica ideata dal signor Thiabaud, al quale perciò spetta di pieno diritto l'onore d'aver risolto in modo definitivo il difficile problema d'un conveniente raffreddamento del freno (\*).

*Descrizione del freno dinamometrico Thiabaud.* — Trovasi disegnato questo freno, supposto applicato ad una macchina ad albero orizzontale, nella tavola X, fig. 1, in elevazione principale o di fronte. Tutte le altre figure riportate in questa tavola contengono varie sezioni fatte nel freno, ed in alcune sue parti, affine di dar bene a comprendere la sua interna struttura.

Esaminando particolarmente le figure 1, 2, 3 e 7, si riconoscerà che il freno consta: 1° d'una puleggia di ferro B fermata solidamente sull'albero motore A; 2° di due mascelle di legno C e C' applicate contro la gola di queste puleggie, e circondate a lor volta dagli archi di ferro aa', i quali sono tenuti in sesto per mezzo delle viti gg', con cui pure regolasi il grado di pressione fra la puleggia e le mascelle del freno; 3° di due braccia diametralmente opposte c e c' per via di copiglie raccomandate a due orecchie b, b' facienti parte degli archi anzidetti a, a', le quali braccia perfettamente identiche in ogni loro parte possono ancora venire prolungate con tronchi successivi d, ed hanno per ufficio l'uno di portare il carico del freno e l'altro di renderlo esattamente equilibrato per rispetto all'asse dell'albero A; 4° finalmente di una scatola, formata essa stessa di due parti, l'una E mobile in un colla puleggia B e l'altra F, invece fissa colle mascelle del freno, per guisa che quella gira entro questa. Questa scatola, insieme coi tubi annessi alla medesima, costituisce l'apparecchio raffreddatore del freno.

La puleggia B si compone di due parti tra loro uguali, onde potere disporre il freno non solo all'estremità, ma anche in un punto qualunque, dell'albero A. Queste parti, accomodate prima a sito coll'aiuto delle copiglie z, vengono fra loro riunite mercè le quattro chiavarde a vite t. La stessa puleggia è vuota nella porzione, che ne rappresenta l'anello o corona,

onde permettere all'acqua refrigerante di scorrere tutto all'intorno in contatto delle superficie soffregantisi. Internamente all'anello medesimo vanno unite come quattro orecchie, a cui, avanti di collocare a loro luogo le due metà della puleggia, si raccomandano le due viti qq, q'q' in uno alle due guancie D, D' ed alle quattro chiocciole r. Ognuna di queste viti porta scolpiti due filetti di passo contrario, cosicchè, facendo girare le chiocciole nei versi convenienti per mezzo di una piccola leva introdotta nei fori che trovansi praticati nelle chiocciole stesse, si perviene con facilità e speditezza a stringere debitamente il freno sull'albero in modo inoltre da non alterare l'esatto equilibrio del freno sull'asse di quest'albero. Anche le due parti E mobile ed F fissa dell'apparecchio raffreddatore sono formate ciascuna di due segmenti uguali, che si collocano a sito, come si disse per la puleggia B, e parimente vengono poi congiunte fra loro mediante chiavarde a vite. La parte E, che deve girare colla puleggia, riposa sulla corona di questa per mezzo di quattro piedi x fermati sulla corona medesima mercè viti. La parte fissa F, che ha da rimanere immobile in un colle mascelle C, C' e colle braccia del freno, vuol essere così disposta siffattamente che l'asticciola i, penetrante in una piccola poppa w (figure 4 e 6) della parte medesima F, venga a passare per l'apertura di una forcella h annessa all'arco a. La medesima parte fissa della scatola del raffreddatore porta due brevi tubi fusi con essa, ed ai quali fanno capo i tubi di gomma elastica d'arrivo dell'acqua K e di scarica L. Ecco ora quale tragitto percorre quest'acqua entro la stessa scatola. Avvertirò primieramente che la scanalatura s, scolpita nella corona della puleggia B (fig. 7) è divisa in due compartimenti dal diafragma j, cosicchè l'acqua che vi accede pel tubo n, è obbligata a corrervi entro tutto all'ingiro nell'accennata scanalatura s, per quindi escirne attraverso all'altro tubo m. Ciò premesso si comprenderà, specialmente dalle figure 2, 3, 4, 5 e 6, che l'acqua penetra in primo luogo pel tubo k entro la parte fissa della scatola, di quivi per i fori v passa in una prima scanalatura v' della parte fissa: da questa scanalatura pel tubo m va nella scanalatura s della puleggia, da cui per un altro tubo n esce per recarsi nuovamente in una seconda scanalatura u della parte mobile della scatola, donde finalmente per i fori u' ritorna nella parte fissa F e scaricasi pel tubo l. La quantità d'acqua necessaria si attinge da un serbatoio situato a conveniente altezza, che può consistere eziandio in un semplice secchiolino di tela o di gomma elastica alimentato debitamente, ed all'occorrenza può raccogliersi in altro serbatoio sottostante, in modo da non perdere nemmeno una goccia.

Allestito l'apparecchio raffreddatore, più non resta che a provvedere per l'applicazione del carico, e per la lubrificazione delle superficie in contatto delle mascelle C, C' e della puleggia B. Salvo che si tratti di misurare piccole quantità di lavoro, la più comoda disposizione del carico è quella rappresentata nella fig. 1, da preferirsi all'impiego di un semplice piattello di bilancia sospeso all'estremità di uno dei bracci del freno caricato con peso variabile. Si ha ricorso cioè ad una stadera G il cui fulcro, per mezzo di una corda y faciente capo ad un punto fisso del suolo (ovvero del sostegno della macchina sperimentata), si rende immobile nello spazio. L'estremità di uno dei bracci brevi della stadera è collegato poscia all'anello e, scorrevole sul braccio del freno e che vi si ferma mediante la vite di pressione f alla voluta distanza dall'asse dell'albero A. Allora è palese che basta solo fare scorrere sul braccio lungo della stadera il romano I, onde ridurre all'orizzontale la direzione dei due bracci cd, c'd' del freno.

Porrò terminare alla descrizione della tav. X, osservando che, allo scopo di diminuire la resistenza d'attrito fra la puleggia B e le mascelle C, C' del freno, si fa cadere tra le loro superficie a contatto dell'olio a gocce somministrato dal vaso p, il quale è raccomandato ad una delle quattro orecchie o degli archi a, a'. Nella disposizione rappresentata nella fig. 1, appropriata ad un albero A orizzontale, l'olio si fa sgocciolare nell'intervallo compreso superiormente fra le due mascelle del freno. Trattandosi all'incontro d'un albero A verticale, piegata acconciamente la verga che porta

(\*) La massima parte dei cenni ora esposti intorno ai principali sistemi conosciuti di freni dinamometrici furono da me desunti dalla memoria già citata di Kretz e da questi due altri scritti di Saint-Legere e Garnier: *Notice sur le frein dynamométrique*, par M. DE SAINT-LEGERE, ingénieur des mines (*Annales des mines*, 3<sup>e</sup> serie, tome XII, a pag. 67 e seg.); *Notice sur les différentes modifications qui ont été apportées au frein dynamométrique*, par M. F. GARNIER, ingénieur des mines. (Vedi lo stesso volume degli *Annales des mines*, a pag. 247 e seg.).

il vaso *p*, si fa invece cadere l'olio in un piccolo canale scolpito nella mascella C', la quale in questo caso giace in un piano orizzontale.

*Varie grandezze in uso del freno Thiabaud.* — L'amministrazione della tassa del macinato fa uso di quattro grandezze diverse del freno Thiabaud, delle quali nel seguente prospetto trovansi riportati gli elementi più utili a conoscersi, per potere in ogni caso scegliere la grandezza più appropriata alla macchina da sperimentarsi, vale a dire la portata o forza, in cavalli a vapore, di questa, commisurata a 60 giri dell'albero motore per 1', il diametro della puleggia, il peso approssimato del freno completo ed il suo prezzo in Torino.

Grandezze . . . . .	N. 1.	N. 2.	N. 3.	N. 4.
Portata in cavalli-vapore . . . . .	5	20	25	50
Diametro della puleggia in m. . . . .	0,300	0,360	0,450	0,570
Peso app. del fr. comp. in kg. . . . .	50	110	260	350
Prezzo del medesimo in lire it. . . . .	400	400	750	1000

Il freno posseduto dall'Istituto Tecnico di Torino, e disegnato nella tav. X, appartiene alla seconda grandezza, rispetto alla quale vuolsi avvertire che il prezzo notato nel prospetto, di L. 400, si riferisce al freno della portata di 20 cavalli-vapore con apparecchio raffreddatore di minori dimensioni, alquanto più semplice, cioè formato d'un pezzo unico indecomponibile nei due segmenti accennati nella precedente descrizione. Con un simile apparecchio raffreddatore lo stesso freno è solamente applicabile alle estremità degli alberi motori, come appunto avviene specialmente nella misura della forza consumata dai palmenti di molino.

*Considerazioni intorno ai pregi del freno Thiabaud.* — Il pregio principale e caratteristico del freno Thiabaud consiste nell'essere, con poca spesa di più e senza grande complicazione ulteriore relativamente al freno dinamometrico comunemente in uso, fornito di un apparecchio speciale di raffreddamento per mezzo dell'acqua, apparecchio intorno al quale invano altri s'affaticarono per ottenere una disposizione semplice insieme e di reale efficacia. Mercè l'apparecchio a circolazione continua d'acqua, che ho descritto poc'anzi, e della cui invenzione il merito è devoluto intieramente al cav. Thiabaud, trovasi del tutto eliminato il vero ostacolo che nel freno ordinario si oppone ad una esatta misura del lavoro con questo strumento, voglio dire l'accumulazione rapida di calore, cagione a sua volta di variazioni considerevoli e saltuarie dell'intensità dell'attrito, e della pressione fra la puleggia e le mascelle dello strumento. Procurando che l'acqua sia somministrata in modo continuo ed in quantità conveniente, numerose prove da me fatte colle grandezze N. 1 e 2 mi hanno pienamente dimostrato che la temperatura delle faccie, in contatto fra loro, della puleggia e delle mascelle si può mantenere costante e bassa, quasi quanto si desidera: donde segue che, al meno accelerarsi o rallentarsi delle macchine, riesce cosa molto agevole il ricondurre ben presto la velocità al suo valore normale per mezzo delle viti regolatrici della pressione, a muovere le quali non abbisognano più se non sforzi sempre debolissimi.

Ma oltre ad un cosiffatto pregio, già tanto rilevante, è ancora da notarsi che il freno Thiabaud riunisce in sè tutte, o pressochè tutte, le condizioni a cui più sopra abbiamo a lungo rammentato dovere sempre soddisfare un freno dinamometrico, perchè questo strumento sia effettivamente capace di condurre ad una esatta determinazione del lavoro per mezzo del procedimento usuale di sperimentazione e della formola abitualmente impiegata pel calcolo di questo lavoro. Mi contenterò ora di semplicemente enumerare gli altri pregi che presenta il freno Thiabaud. In primo luogo la operazione da eseguirsi per centrare la puleggia sull'asse dell'albero motore è resa sommamente facile, spedita e sicura.

Secondariamente, grazie ai due bracci di leva, lo strumento trovandosi equilibrato per rapporto al medesimo asse, più non occorre alcuna tara, ed inoltre il momento del peso proprio del freno risulta uguale a zero, vale a dire, più non può esercitare influenza di sorta sulla misura del lavoro, anche quando il freno venga a soffrire alcune oscillazioni durante l'esperimento.

In terzo luogo la grande distanza, a cui si può sospendere il carico del freno dall'asse di rotazione, come pure la notevole massa dello strumento fanno sì che il momento d'inerzia di questo ultimo rispetto all'asse medesimo è sufficiente per rendere molto lente le oscillazioni anzidette, porgendo così allo sperimentatore il tempo necessario onde regolare la pressione fra le mascelle e la puleggia dello strumento, prima che i bracci di questo vadano ad urtare contro i loro arresti per non essersi ancora arrecata al carico del freno la necessaria variazione.

Finalmente devesi osservare ancora come, malgrado l'aggiunta dell'apparecchio refrigerante, il peso del novello freno, generalmente parlando, non è tale da indurre il timore di un sopraccarico sui cuscinetti dell'albero motore, e quindi il bisogno di tener conto, nel calcolo del lavoro utile, della porzione di lavoro motore assorbita dall'attrito nei cuscinetti medesimi per cagione del peso proprio dello strumento.

*Perfezionamenti ancora possibili del freno Thiabaud e conclusione.* — Dopo l'enumerazione ora esposta dei pregi del freno Thiabaud non intendo di concludere che questo strumento non possa del tutto essere suscettivo di ulteriori perfezionamenti, perchè, a motivo d'esempio, sarebbe ancora da desiderarsi che il carico del freno venisse applicato non direttamente all'estremità di uno dei bracci, ma ad un arco metallico annesso a questa estremità e concentrico all'asse dell'albero motore, onde rendere costante il momento del carico medesimo durante l'esperimento (\*). Così ancora, ad onta che sulle viti regolatrici della pressione siano sempre da esercitarsi deboli sforzi, potrebbe consigliarsi di ridurre il piano d'azione di questi a coincidere col piano verticale passante per l'asse di rotazione, acciò il loro momento sia nullo. Ma queste ed altre utili modificazioni forse ancora possibili, le quali non sarebbero difficili a realizzarsi, anche non effettuate, grazie alle piccole ampiezze delle oscillazioni dei bracci di leva, non debbono riguardarsi siccome cause di gravi errori nella misura del lavoro. In conseguenza è giusto l'asserire che, mercè le ingegnose innovazioni arretrate dal cav. Thiabaud al freno dinamometrico, questo preziosissimo strumento di misura della meccanica applicata, qual è senza contestazione il freno di Prony, dall'illustre Hirn annoverato fra le più belle ed utili invenzioni della nostra epoca, può oramai dirsi giunto ad un alto grado di perfezionamento. D'ora innanzi, oltrecchè non è più a temersi che il suo impiego dipenda troppo dalla volontà e dalla abilità dello sperimentatore, non si sarà più obbligati a limitare a brevi istanti la durata degli esperimenti, ed a fare numerosissime osservazioni per dedurne un valor medio del lavoro cercato. Nemmeno si dovrà, nelle prove, per esempio, del consumo di combustibile delle macchine a fuoco, che richiedono lunghissima durata, ricorrere al noto

(\*) A rendere costanti i momenti del carico addizionale, e del peso proprio di qualsiasi freno, meglio è impedire in ogni caso le oscillazioni sensibili del braccio di leva, disponendo il freno per modo che l'albero girando tenda ad abbassarne il braccio, non già ad elevarlo. Posando allora semplicemente questo braccio, coll'intermezzo di una punta che ne precisi il punto d'appoggio, sul tavolato di una stadera a bilico, ed avendo cura di elevare il piano della stadera a conveniente altezza, perchè il braccio rimanga orizzontale, le oscillazioni e la forza viva della massa talvolta considerevole del freno sono annullate; il frenatore cerca l'equilibrio del freno nell'indice equilibrato della stadera, e lo sperimentatore legge e registra il peso che gli è additato dalla posizione del romano.

Abbiamo avuto occasione di assistere ad esperimenti di turbini aventi circa 200 cavalli-vapore effettivi di forza, eseguiti con un freno che era quello primitivo di Prony. Pure avendosi una puleggia di diametro conveniente, ed acqua abbondante e ben costante, ed essendosi adottata la disposizione ora cennata, fu possibile fare esperimenti prolungati e ripetutamente concordi come col più perfezionato freno di Thiabaud.

Non occorrerebbe neanche aggiungere che in questo caso il peso del freno non debbe essere aggiunto, ma sottratto; ma siccome si legge in qualche *Manuale dell'Ingegnere* una formola registrata col segno + senz'altra avvertenza, così non sarà inutile avvertire esservi altri casi in cui si deve usare il segno —.

metodo di sostituzione, facendo cioè lavorare per un lungo intervallo di tempo la macchina nelle condizioni di regime sotto l'azione delle resistenze utili, e poscia rimosse queste, sostituendovi per pochi istanti il freno dinamometrico.

Cosifatti risultati, i quali si possono ottenere col novello freno a circolazione d'acqua, sono manifestamente di così grande rilievo da doverne concludere che il cav. Thiabaud, già favorevolmente conosciuto per l'invenzione del contagiri meccanico applicato ai molini, ha reso ora un nuovo e segnalato servizio alla meccanica applicata. Per la qual cosa, mentre amo lusingarmi che possa il presente scritto contribuire ad indurre tutti i nostri ingegneri ed industriali ad abbandonare le imperfette disposizioni ordinarie del freno in discorso, ed a valersi d'ora innanzi esclusivamente del novello strumento ideato dal cav. Thiabaud, ho sommamente a caro di potere tributare pubblicamente al medesimo la lode che giustamente gli è dovuta.

Prof. A. CAVALLERO.

## BIBLIOGRAFIA

### I.

**Sul progetto di ferrovie ad aria compressa dell'ing. LUCIANO QUARANTA.** — Relazione della Commissione del Collegio degli ingegneri in Milano. — Modificazioni ed aggiunte al progetto per parte dell'Autore. — Milano, 1877.

Non abbiamo esitato un istante a chiarirci in favore deciso di questo sistema, fin dall'ottobre dell'anno passato, a pag. 159 di questo periodico.

Ora abbiamo attentamente letta la dotta ed elaborata relazione della autorevole Commissione chiamata a riferire sul progetto dal Collegio degli ingegneri di Milano.

Concordiamo con essa nel lodare « la buona idea dell'ingegnere Quaranta, migliore delle fin qui pubblicate, perfettamente logica e fors'anche realizzabile in pratica » ma non condividiamo alcun dubbio che *il sistema* non possa avere la intelligente fiducia dei tecnici, per ciò che si riferisce alle forme costruttive dei congegni meccanici adoperati. Noi stiamo invece coll'adagio *facile est inventis addere*, memori, a mo' d'esempio, delle variazioni continue che l'eccellente perforatrice Sommeiller ha dovuto ricevere dai primi esperimenti della Coscia fino all'ultimo foro da mina nel traforo del Frejus.

Laonde riguardo ai congegni meccanici adoperati ci accostiamo di preferenza all'autore, che disposto a lasciare anche ad altri più competenti la cura di sostituirci altri migliori, non crede nemmeno presumibile, senza l'aiuto di una qualche esperienza, di poter determinare a priori quali possano essere i congegni che meglio rispondono allo scopo per il quale il sistema è ideato.

Lo stesso, ed a più forte ragione, crediamo debbasi dire per i dati i quali occorrono alla soluzione della questione dal lato economico. Epperò noi, che pur siamo sì poco proclivi ad accogliere invenzioni ed inventori, al punto da non prestarci né anco alla pubblicazione di qualsiasi di esse, se prima non hanno avuto il verdetto della pratica, nulla meno ripetiamo tranquilli l'augurio che sorga una occasione propizia all'autore per fare un primo esperimento del suo sistema, foss'anche in ridotta scala, non dubitando che i risultati pratici siano per segnare un nuovo passo nella difficile soluzione di un problema intorno al quale gli sforzi e gli studi fin qui poco fruttuosi di tanti e robusti ingegni sono la prova più bella della sua importanza.

### II.

**Sulla locomotiva ad aria compressa.** — Alcune considerazioni di SAVERIO GUIDI, ingegnere.

Abbiamo ricevuto codesta dissertazione dall'egregio ingegnere Guidi che uscito da poco dalla Scuola d'Applicazione degli Ingegneri di Roma, si propone certamente di darci con essa non già una locomotiva completa, e pronta ad entrare in azione, ma un saggio della natura degli studi fatti, e del profitto che se ne saprà ritrarre.

Da questo punto di vista considerato il lavoro dell'ingegnere Guidi, diviso in tre parti, la prima di idee generali, la seconda riguardante i particolari di costruzione della locomotiva, e la terza relativa alla potenza di trazione, merita encomio senza eccezioni. Ad ogni tratto fanno capolino le ben digerite lezioni di scuola, né mancano digressioni destinate a giustificare con motivi teorici certe disposizioni di particolari che entrate da tempo nel dominio della pratica, più non fermerebbero l'attenzione dei proventi nell'arte; è il carattere naturale e distintivo

di codesto genere di studi ai quali è pur riservata tanta parte dell'avvenire intellettuale e scientifico dell'ingegneria italiana.

Avvezzi ad aiutare e favorire consimili lavori, sappiamo troppo bene quale amore e quanto impegno i giovani ingegneri vi pongano, e come riesca anche per i più distinti doppiamente faticoso l'applicare per la prima volta ad un caso *concreto* le nozioni *generiche* avute, ed il conformare ordinato a frasi e periodi i loro pensieri, dopo cinque anni di vita esclusiva tra simboli e cifre ed altri muti esercizi che sono la negazione di qualsiasi educazione letteraria la più elementare.

Epperò ci saremmo volentieri limitati a ben pronosticare della futura carriera del giovane ingegnere, senza entrare in merito di tutte le cose discorse; e ciò pure avuto riguardo al carattere di non assoluta pubblicità di codesto lavoro, che a noi fu favorito dall'autore sotto le vesti di una autolitografia.

Se non che veggendo ora come il bel lavoro abbia ricevuto accoglienza nel *Giornale del Genio Civile* (che nel fascicolo di *Maggio*, l'ultimo finora a noi pervenuto, ne ha già pubblicato le due prime parti) ci incorre l'obbligo verso i nostri associati di dare a certe asserzioni e dimostrazioni contenute in codesta Memoria, e con alcuna delle quali ci spiace non essere né teoricamente, né praticamente d'accordo, il ben dovuto peso, e quale si addice all'importanza dell'autorevole Repertorio di scienza ufficiale che l'ha riprodotta; la qual cosa ci proponiamo di fare con apposito articolo in qualche prossima dispensa.

### III.

**Sulle ruote a cassette.** — Alcuni studi dell'ingegnere GIOVANNI CUPPARI. Pisa, 1877.

L'ingegnere Cuppari fu tra i primi in Pisa ad accogliere e favorire autorevolmente colla pubblica stampa locale questo nostro periodico fin dal suo nascere; ci rivolse con essa benevolmente e più volte incoraggiamenti e consiglio a battere di preferenza la via dell'applicazione delle teoriche discipline all'ingegneria pratica. Codesta memoria a stampa, di cui aggradiamo l'omaggio, è prova evidente del come l'ingegnere Cuppari sappia aggiungere alle parole il buon esempio, e noi siamo lieti di avere un'occasione di porgere all'egregio autore tutta la lode che per il ben condotto ed importante lavoro si merita.

Non lungi da Pisa, e particolarmente nei pressi di Calci vedonsi ottimi esempi di ruote a cassette di grande diametro, capaci di un coefficiente di rendimento veramente considerevole. Queste circostanze dovevano offrire naturalmente all'ingegnere Cuppari l'opportunità di applicare a tali ruote l'espressione teorica delle non poche e svariate perdite del lavoro motore, le quali, se possono essere con tutta facilità e nel loro complesso praticamente valutate, hanno d'uopo cionondimeno di essere da un punto di vista teorico separatamente studiate, perchè ci possano offrire una guida sicura atta a coordinare in ogni caso le varie dimensioni e la velocità normale della ruota, in modo da ottenere un buon rendimento.

La perdita dovuta al cominciato versamento dell'acqua dalle cassette innanzi che siano giunte al fondo, è quella che spesso dà luogo nella espressione dell'effetto utile al termine sottrattivo più importante, ed è appunto su questo argomento che verte lo studio dell'ingegnere Cuppari.

Egli prese le sue mosse dalle opere classiche di Poncelet e di Redtenbacher, gli autori che in modo più originale hanno studiato il fatto del versamento anticipato.

Il Poncelet, trovò il lavoro utile svolto nel periodo in cui avviene il versamento, scrivendo l'espressione dell'integrale di  $pdh$ , nella quale  $p$  ed  $h$  significano rispettivamente il peso e l'altezza di pelo del liquido che in un dato istante è contenuto nella cassetta; fissa i limiti dell'integrale con tentativi, ossia determinando con prove successive l'altezza alla quale il versamento incomincia, e quella alla quale esso finisce, ed ottiene il valore dell'integrale così definito con una costruzione grafica e col metodo di quadratura di Sympon.

Il Redtenbacher determina invece il lavoro perduto, anziché quello somministrato, durante il periodo del versamento, e lo fa sia graficamente, applicando un metodo di quadratura per approssimazione, sia col soccorso dell'analisi, nell'intento di giungere ad una relazione che leghi l'effetto utile con le dimensioni e la velocità normale.

L'ing. Cuppari incomincia dal registrare e dimostrare una espressione dipendente da una costruzione geometrica semplicissima e colla quale è assai speditamente determinata la posizione nella quale il versamento incomincia; codesta espressione, che trovasi del resto enunciata in diversi trattati pratici, è di uso certamente preferibile al metodo delle prove successive, adottato da quasi tutti gli autori francesi. Inoltre il Cuppari si attiene sempre al caso più generale supponendo che il versamento incominci quando la sezione del prisma liquido è quadrilatera; e scomposto il periodo del versamento in altri due, il primo per la sezione quadrilatera, ed il secondo per la triangolare, calcola

lavoro perduto durante il periodo del versamento separatamente nei due periodi in cui si suddivide, e nei due casi, secondochè l'effetto della forza centrifuga è o no trascurabile circa alla forma della superficie libera, ossia secondochè questa è piana o cilindrica.

Quivi il procedimento analitico è svolto nei singoli casi dall'ing. Cuppari con molta abilità e pratico discernimento.

Nel trattato sulle ruote idrauliche del Redtenbacher è bensì data una espressione del lavoro perduto alquanto più semplice; ma la semplicità è ottenuta introducendo varie semplificazioni per approssimazione, e sostituendo valori numerici medii a quantità variabili con certi elementi.

Ora l'ing. Cuppari rimedia alla complicazione dei calcoli deducendo dal risultato finale alcune costruzioni grafiche e semplicissime, le quali saranno di gran giovamento nel caso in cui un ingegnere pratico volesse studiarci a dovere una ruota a cassette.

Ed a dimostrare la preferibilità del metodo, ossia a motivare praticamente il suo operato, ricorre ad un'applicazione numerica. Sceglie ad esempio la ruota stessa di grande diametro che si trova nell'opera già ricordata di Redtenbacher, e si propone di far vedere numericamente quanto poco approssimate sieno certe formole non di rado adoperate, e tenute in gran conto nei manuali di ingegneria.

Applica di fatti il proprio metodo e trova che nel caso su citato la perdita del lavoro cagionato dal versamento è circa il 4,26 0/0 dell'effetto assoluto; applica la formola di approssima-

zione del Redtenbacher e trova invece il 10,5 0/0, cifra impossibile in quanto che ov'anche si perdesse tutta l'acqua in una volta, la caduta perduta non sarebbe che il 6,5 0/0 della caduta totale.

## IV.

**Conferenze sopra alcune principali materie prime impiegate nella costruzione militare, loro usi e collaudazione.** dedicate al personale tecnico dell'arma di artiglieria da Gallone Guglielmo, capitano d'artiglieria. — Torino, tip. Bruno, 1877. Prezzo L. 1,50.

Sono 170 pagine destinate a tracciare la via da seguirsi nel riconoscere le buone qualità e le varietà delle principali materie prime che per la costruzione si incettano nel commercio.

Scopo dell'autore era di far cosa che potesse tornare di qualche utilità a tutti gli ufficiali e dipendenti ai quali occorra di essere incaricati della compera o della collaudazione dei materiali da costruzione, e soprattutto al personale tecnico al quale sono specialmente affidati il loro collaudo e l'uso.

Ciò non toglie che l'operetta sia riuscita di utilità generale, e può riuscire utilissima tanto all'ingegnere civile che all'industriale, tanto all'imprenditore di opere pubbliche, quanto a chi attende al commercio in ampia scala di consimili materiali.

È un trattatello essenzialmente pratico, scritto in modo facile e piano, adatto a tutte le intelligenze, e nel quale si sono riunite tutte quelle regole ed avvertenze che difficilmente verrebbe in mente di scrivere a chi non le ha mai praticate.

## R. SCUOLA D'APPLICAZIONE PER GLI INGEGNERI IN TORINO

## CLASSIFICAZIONE

degli Allievi che nell'anno scolastico 1875-76 compivano l'ultimo anno di corso ed hanno conseguito al 1° luglio 1877 il Diploma di INGEGNERE CIVILE, INGEGNERE PER LE INDUSTRIE MECCANICHE, INGEGNERE PER LE INDUSTRIE CHIMICHE e di ARCHITETTO secondo il Regolamento 14 novembre 1867 (1).

N° d'ordine di classificazione	COGNOME, NOME E PATRIA del Candidato	Somma dei voti ottenuti negli esami speciali o nei gruppi ridotta a centesimi	Voto sulla dissertazione	TOTALE dei voti	N° d'ordine di classificazione	COGNOME, NOME E PATRIA del Candidato	Somma dei voti ottenuti negli esami speciali o nei gruppi ridotta a centesimi	Voto sulla dissertazione	TOTALE dei voti
	<b>Ingegneri civili</b>	massimo num. 1100	massimo num. 100	massimo num. 1200		<b>Segue Ingegneri civili</b>	massimo num. 1100	massimo num. 100	massimo num. 1200
1	Perozzo Luigi <i>Torino</i>	(2)1016	85	1101	26	Manzini Angelo <i>Modena</i>	657	65	722
2	Larghi Domenico <i>Vercelli (Novara)</i>	872	75	947	27	Bernardi Luigi <i>Bitonto (Terra di Bari)</i>	645	60	705
3	Cuniberti Vittorio <i>Torino</i>	848	95	943	28	Novellis di Coarazze Alfonso <i>Pinerolo (Torino)</i>	644	60	704
4	Cornaggia Antonio <i>Regnoldo (Sondrio)</i>	840	60	900	29	Cannas Innocenzo <i>Ghilarza (Cagliari)</i>	601	60	661
5	Oggero Ernesto <i>Torino</i>	807	90	897	30	Balladore Michele <i>Sale Tortona (Aless.)</i>	631	25	656
6	Bertolazzi Leonida <i>Bologna</i>	803	75	878					
7	Questa Riccardo <i>Chiavari (Genova)</i>	819	30	849					
8	Tanda Angelo Francesco <i>Usini (Sassari)</i>	752	90	842					
9	Vicarj Michele <i>Garressio (Cuneo)</i>	778	60	838					
10	Torchio Giacinto <i>Asti (Alessandria)</i>	752	85	837					
11	Matthieu di Plan Villar Gaetano <i>Torino</i>	770	65	835					
12	Clavarino Filippo <i>Rivarolo Lig. (Genova)</i>	769	60	829	1	Gayet Alberto <i>Nizza Marittima</i>	647 (4)	70	717
13	Mangiarotti Ernesto <i>Montebello (Pavia)</i>	737	72	809					
14	De Angelis Alberto <i>Alessandria</i>	737	70	807					
15	Varvelli Claudio <i>Candia Lomell. (Pavia)</i>	707	80	787					
16	Titoli Carlo <i>Anzino (Novara)</i>	727	55	782					
17	Bobbio Feliciano <i>Nizza Marittima</i>	742	30	772					
18	Malavasi Ugo <i>Concordia (Modena)</i>	697	70	767					
19	Muricchio Giuseppe <i>P<sup>a</sup> Cannone (Molise)</i>	689	75	764	1	Anelli Luigi <i>Pavia</i>	433 (5)	80	513
20	Cogo Angelo <i>Vicenza</i>	664	90	754					
21	Sfondrini Bernardo <i>Zorlesco (Milano)</i>	673	80	753					
22	Bonelli Angelo <i>Savona (Genova)</i>	695	40	735 (3)					
23	Cappa Guido <i>Cassolnovo Lom. (Pavia)</i>	680	55	735 (3)					
24	Bertoni Luigi <i>Cesena (Forli)</i>	684	50	734					
25	Taricco Domenico <i>Narzole (Cuneo)</i>	663	70	733	1	Manca Giovanni <i>Mondovì (Cuneo)</i>	508 (6)	45	553
						<b>Architetti</b>	massimo num. 800	massimo num. 100	massimo num. 900

## OSSERVAZIONI

(1) La presente classificazione comprende gli Allievi che nell'anno scolastico 1875-76, o precedentemente, compirono i corsi, ma dovevano ancora sostenere qualche esame, oppure presentare la dissertazione di laurea, epperò non poterono essere compresi nella graduatoria fatta per i laureati nel 1876.

(2) Il numero degli esami speciali subiti da ciascun candidato Ingegnere civile è di 11, il massimo dei punti per ogni esame è di 100.

(3) Quando due candidati hanno lo stesso numero totale di punti, si dà la preferenza a colui che ne ebbe un maggior numero negli esami speciali o a gruppi.

(4) Gli esami speciali per i candidati Ingegneri per le industrie meccaniche sono in numero di nove.

(5) Gli esami speciali per i candidati Ingegneri per le industrie chimiche sono in numero di sei.

(6) Gli esami speciali per i candidati Architetti sono in numero di otto.

Torino, 1° luglio 1877.

IL DIRETTORE DELLA SCUOLA

RICHELMY.