

## Oznaczanie czasu biegu pociągów.

Opór pociągu. Moc parowozu. Prędkość jednostajna biegu pociągów w zależności od podłużnego zarysu (profilu) toru. Wirtualna długość linii drogi żelaznej. Przyspieszony i zwolniony bieg pociągów. Strata czasu na rozpęd i zatrzymanie pociągu.

Napisał A. Wasułyński, inżynier,

profesor Politechniki Warszawskiej.

(Ciąg dalszy do str. 219 w № 18 r. b.).

8. Wykresy siły pociągowej zależnie od prędkości dla rozmaitych typów parowozów. Ilość wilgotnej pary, otrzymywanej na godzinę z  $m^2$  powierzchni rusztu, wynosi według NADALA:

$$\frac{S}{R} = 460 \sqrt{\frac{H}{R}} \dots \dots \dots (28).$$

Ponieważ węgiel Zagłębia Dąbrowskiego może odparować w kotle parowozu średnio  $6\frac{1}{2}$  jednostek ciężaru wody na jednostkę ciężaru własnego, zaś podczas obserwacji NADAL'A odparowanie wynosiło normalnie  $7\frac{1}{2}$ , więc dla naszych warunków należy odpowiednio zmniejszyć we wzorze (28) współczynnik przed pierwiastkiem. Współczynnik ten przyjąwszy należy  $460 \cdot \frac{6\frac{1}{2}}{7\frac{1}{2}} \approx 400$ , otrzymamy więc

$$\frac{S}{R} = 400 \sqrt{\frac{H}{R}} \dots \dots \dots (29).$$

Jak widać, przy średnim stosunku  $\frac{H}{R} = 65$  otrzymuje się  $\frac{S}{R} = 3200$ , co odpowiada umiarkowanym warunkom spalania węgla i odpowiedniemu odparowaniu  $500 \cdot 6\frac{1}{2} = 3250$ .

Zużycie wilgotnej pary na konia parowego i godzinę można przyjąć według obserwacji DEDOUTS'A i NADAL'A jednakowo dla parowozów z jednokrotnym i podwójnym rozprężeniem  $\frac{S}{N} = 12 \text{ kg}$ , skąd wypada moc parowozu w  $\text{mkg/sek}$ .

$$75 N = 75 \frac{S}{R} \cdot \frac{N}{S} \cdot R = \frac{30000}{12} \sqrt{\frac{H}{R}} \cdot R = 2500 \sqrt{H R} \quad (30).$$

Moc ta ma granicę w największej sile pociągowej cylindrów<sup>1)</sup>; dla największego napełnienia, t. j. około 70%, można tę siłę przyjąć przy jednokrotnym rozprężeniu za 0,8 (według obserwacji DEDOUTS'A), a przy podwójnym rozprężeniu za 0,55 teoretycznej  $\frac{p d^2 l}{D}$ , gdzie  $p$  oznacza manometryczne ciśnienie pary w kotle.

W parowozach z jednokrotnym rozprężeniem moc wyznaczona z wzoru (30) powinna dla małych prędkości ulec pewnemu zmniejszeniu. Zmniejszenie powinno się zaczynać przy sile pociągowej równej  $0,6 \frac{p d^2 l}{D}$  (odpowiadającej 40% napełnienia) i powinno dojść stopniowo do 30% przy największej sile pociągowej.

Według rzeczonych danych wykreślono na wykresach 8, 9 i 10 krzywe linii siły pociągowej w zależności od prędkości, w  $\text{kg/t}$  ciężaru pociągu z parowozem i tendrem (krzywe — — — D).

Na tych samych wykresach wykreślono dla porównania krzywe siły pociągowej, obrachowanej według wzorów (19), (20) i (22) prof. PETROWA i według BORRIES'A (tab. III).

Przy oznaczeniu siły pociągowej według prof. PETROWA wydajność pary w kotle przyjęto według wzoru (29).

Wobec tego, że wymiary powierzchni ogrzewalnej  $H'$  i powierzchni rusztu  $R'$  parowozów rosyjskich różnią się od

wskazanych w tablicy BORRIES'A, w liczbach tej tablicy wprowadzono poprawkę, mnożąc je przez

$$\sqrt{\frac{H' R'}{H R}}.$$

### III. Jednostajna prędkość pociągów w zależności od profilu linii drogi żelaznej. Wirtualna długość linii drogi żelaznej.

Wykresy 8, 9 i 10 zestawione są dla tych samych typów parowozów i składu pociągów, co wykresy 1, 2 i 3, wyrażające opór w linii prostej i poziomej.

Ponieważ tak w jednych jak i w drugich wykresach siła pociągowa i opór są wyrażone w  $\text{kg/t}$ , więc różnica tych dwóch wielkości, t. j. przewyżka siły pociągowej nad oporem w linii prostej poziomej w  $\text{kg/t}$  wyraża w tysiącznych częściach rzeczywiste lub urojone wzniesienie toru, po którym może biec pociąg o danym składzie z daną jednostajną prędkością.

Dla dogodniejszego odczytywania wielkości wzniesienia toru, odpowiadającego danej prędkości, wykresy 1, 2, 3, 8, 9 i 10 mogą być złączone w ten sposób, aby wielkości siły pociągowej były odkładane od krzywej oporu na prawo.

Otrzymane w ten sposób wykresy 11, 12 i 13 wyrażają dla danego pociągu zależność między wielkością wzniesienia toru i możliwą prędkością jednostajnego biegu pociągu.

Największa siła pociągowa przy ruszaniu z miejsca i małych prędkościach posiada granicę w sile przylegania kół wodzących do szyn, t. j.

$$Z_{\max} < \frac{1}{5} P \dots \dots \dots (31),$$

gdzie  $P$  oznacza obciążenie osi wodzących, oprócz tego zaś w największej sile pociągowej cylindrów, t. j. dla parowozów z pojedynczym rozprężeniem:

$$Z_{\max} < 0,8 p \frac{d^2 l}{D} \dots \dots \dots (32)$$

i dla parowozów z rozprężeniem podwójnym:

$$Z_{\max} < 0,55 p \frac{d_1^2 l}{2 D} \dots \dots \dots (33),$$

gdzie  $d_1$  oznacza średnicę cylindra o niskim ciśnieniu.

Krzywe te są zupełnie analogiczne z krzywymi znanego wykresu prof. SZCZUKINA<sup>2)</sup>. Krzywą III<sub>50</sub> tego wykresu, odpowiadającą pociągowi takiego składu, jaki przyjęliśmy dla pociągu towarowego z wozami, ważącymi  $11\frac{1}{2} \text{ t}$ , można dla porównania nałożyć na wykres 11<sup>3)</sup>.

Porównując na wykresach 11, 12 i 13 krzywe PP, DD i RB potrzeba najpierw zauważyć, że pomimo znacznych różnic w wielkościach oporu pociągu i siły pociągowej parowozu według prof. PETROWA i DEDOUTS'A<sup>4)</sup>, wykazanych na

<sup>2)</sup> Por. artykuł F. A. Galicyńskiego w „Izwiestiach Sobrania Inżenierow Putiej Soobszczenia“ r. 1899 № 3.

<sup>3)</sup> W danym wypadku nie ma znaczenia, na co zużyje się przewyżka siły pociągowej w  $\text{kg/t}$ , ważnem jest tylko wiedzieć jej wielkość. Wobec tego urojone wzniesienie toru można zastąpić oporem w  $\text{kg/t}$ , pochodzącym z rzeczywistego wzniesienia toru i zbiegającej się z nim krzywej, lub też dodawać do niego zapas, wynoszący 0,001, jak uczyniono przy zestawieniu wykresu prof. Szczukina.

<sup>4)</sup> Całkowity opór pociągu według Dedouts'a i Frank'a jest mniejszy, niż według prof. Petrowa, w szczególności dla niecałkowicie ładownych pociągów towarowych, np. pociągów wojskowych. Odwrotnie, siła pociągowa jest większa według prof. Petrowa, niż według Dedouts'a.

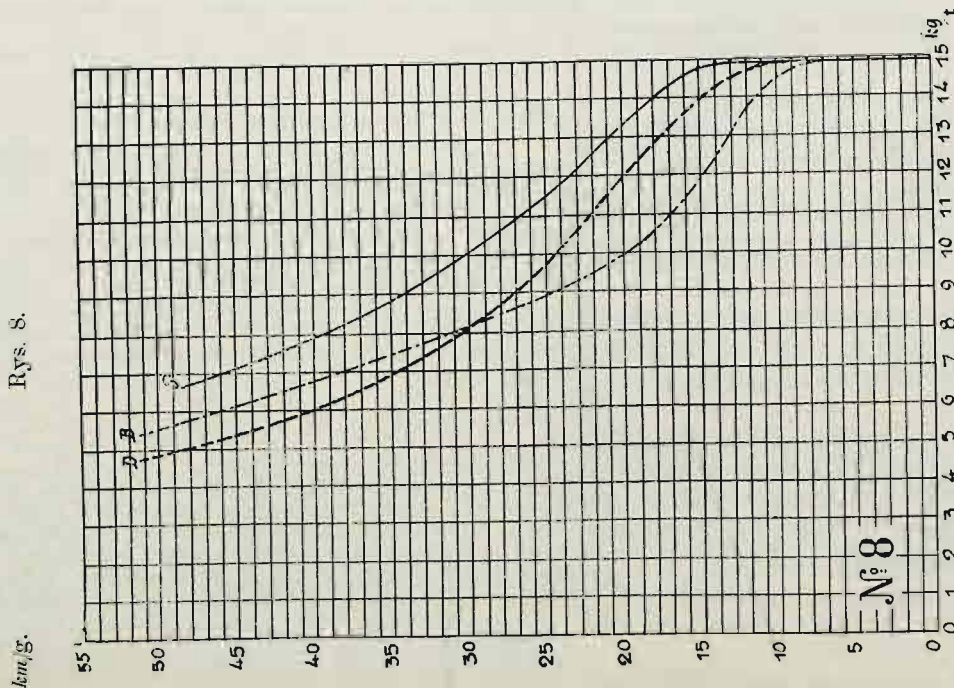
<sup>1)</sup> Przypuszczając, że siła przylegania (tarcia przy prędkości 0) kół do szyn będzie dostateczna.

Wykresy siły pociągowej na tonnę ciężaru pociągu.

a) Towarowe

w składzie towarowego parowozu  $\frac{1}{4}$  z pojedynczym roz-  
prężeniem, z tendrem, o ciężarze ogólnym  $48+27=75$  t  
i z 50 wozami o ciężarze brutto po 11,5 t.

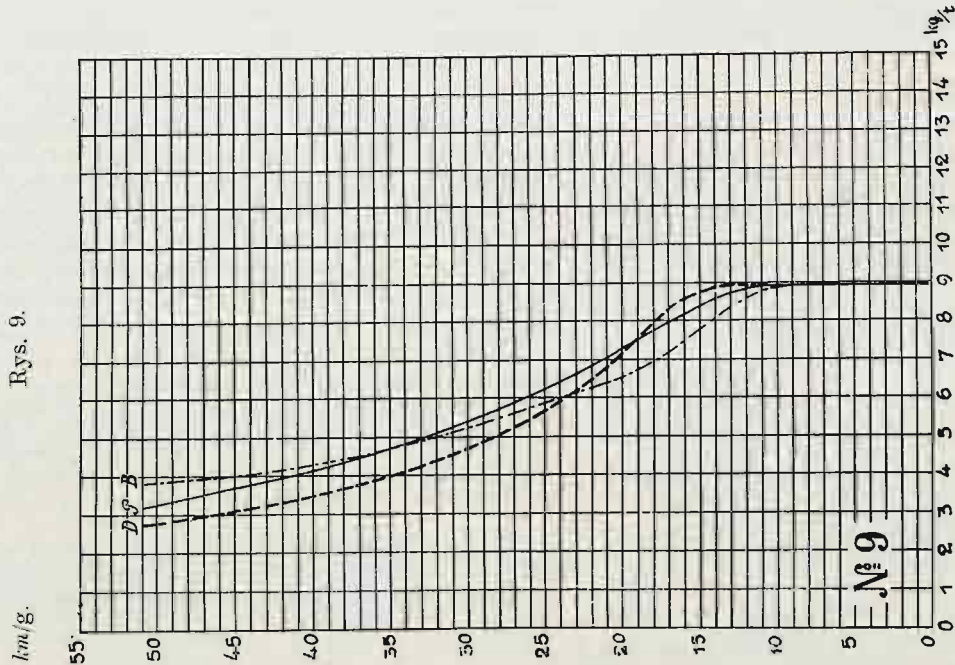
Rys. 8.



b) Towarowe

w składzie towarowego parowozu  $\frac{1}{4}$  z podwójnym roz-  
prężeniem (2 cylindry), normalnego typu rosylskiego,  
z tendrem, o ciężarze ogólnym  $51\frac{1}{2}+27=78\frac{1}{2}$  t i z 50  
wozami o ciężarze brutto po 19 t.

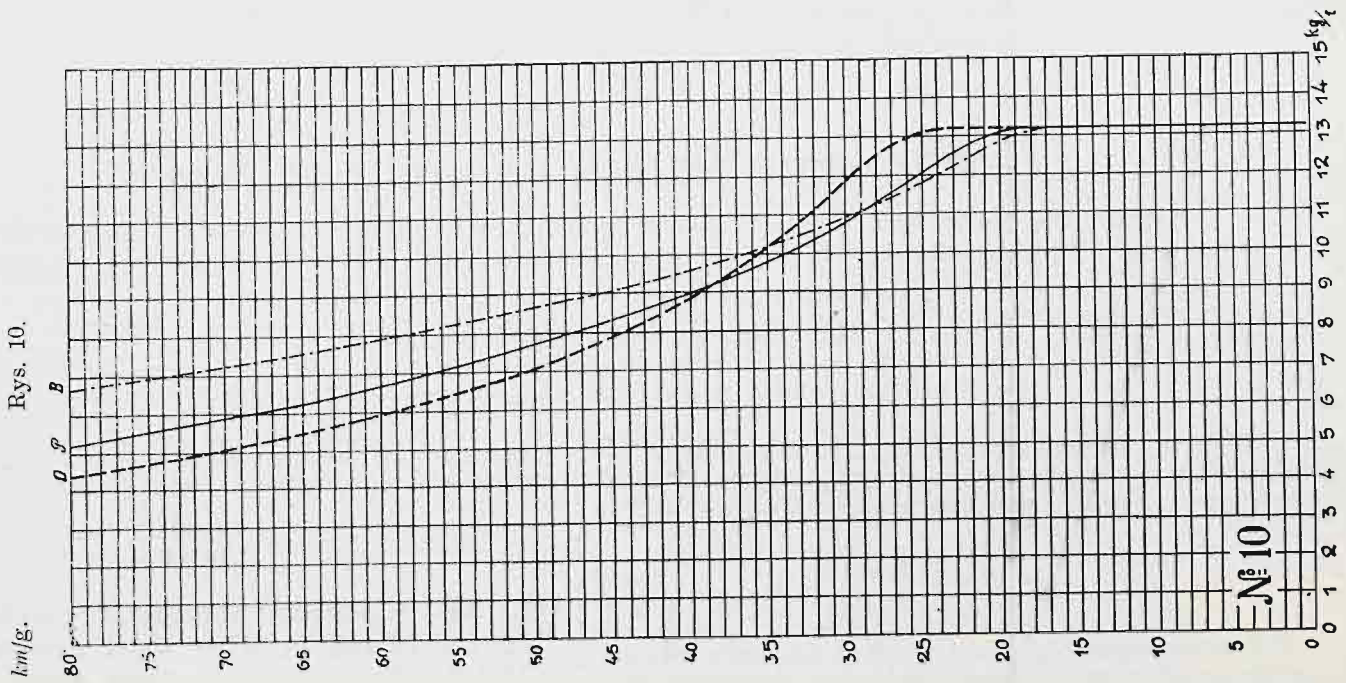
Rys. 9.



c) Osobowego

w składzie osobowego parowozu  $\frac{2}{4}$  z podwójnym roz-  
prężeniem i 4 cylindrami (tandem compound), z tendrem,  
o ciężarze ogólnym  $53+36\frac{1}{2}=89\frac{1}{2}$  t, oraz wozu ba-  
gażowego 3-osłowego i 8 wozów osobow. 4-osłowych  
o ciężarze ogólnym  $364\frac{1}{3}$  t.

Rys. 10.



WYJAŚNIENIE OZNACZEŃ.

- — — — — D — krzywe siły pociągowej według Dedoutis'a.
- — — — — P — " " " prof. Petrowa.
- — — — — B — " " " Borries'a.



wykresach 1, 2, 3 i 8, 9, 10, otrzymane na zasadzie tychże danych krzywe prędkości w zależności od pochylenia toru, są niezbyt od siebie oddalone.

Odwrotnie, krzywa BORRIES'A wykazuje dla siły pociągowej przy prędkościach do 30 km/godz. wielkości znacznie mniejsze od otrzymywanych z wykresów prof. PETROWA i DEDOUTS'A.

W wykresie prof. SZCZUKINA, pomimo że za urojone wzniesienie toru wzięto nie tylko opór w  $kg/t$ , wynikający z rzeczywistego wzniesienia i zbiegającej się z nim krzywej, ale i zapas, oceniony na 0,001<sup>1)</sup>, na opory, wynikiłe wskutek wiatru i zmiany temperatury, to jednak krzywa prędkości znalazła się znacznie niżej od krzywych, wykreślonych wedle danych prof. PETROWA, BORRIES'A i DEDOUTS'A.

Przy zestawianiu wykresu prof. SZCZUKINA opór pociągu na prostej poziomej określono według wzoru prof. PETROWA<sup>2)</sup>. Jeżeli krzywa prędkości według prof. SZCZUKINA nie zbiega się z odpowiednią krzywą według prof. PETROWA, oznaczoną w wykresie 11 linią  $P$ , to niezgodność ta może

<sup>1)</sup> Por. Blum, Borries i Barkhausen. „Sowremienaja tiechnika żelieznych dorog“. Tom I. Parowozy. Tłumaczenie pod redakcją prof. Szczukina, str. 53.

<sup>2)</sup> Por. dodatek do tłumaczenia wyżej wspomnianego dzieła „Parowozy“, str. 51–54.

pochodzić stąd, że przy wykreślaniu pierwszej z nich przyjęto mniejszą siłę pociagową.

Krzywą  $PB$  w wykresie 11 wykreślono, przyjmując opór na prostej poziomej według prof. PETROWA, siłę zaś pociagową według danych BORRIES'A. Jak widać, krzywa ta zbliża się do krzywej prof. SZCZUKINA, chociaż przy prędkościach, przewyższających 20 km/godz., wykazuje także wartości wzniesienia większe od ostatniej przeszło o 1‰.

Wyżej wyjaśniono, dlaczego, nie wdając się nawet w rozpatrywanie absolutnych wielkości oporu i siły pociągowej według prof. PETROWA i BORRIES'A, zestawianie ze sobą tych wielkości według dwóch różnych autorów nie może być dopuszczone.

Siła pociągowa według danych BORRIES'A nie może być wogóle porównywana z oporem, określonym według danych jakichkolwiek innych obserwacji, chociażby opór ten wyrażał opór parowozu i wagonów jako wozów, a więc bez oporów wewnętrznych mechanizmu, gdyż wspomniana siła pociągowa jest wielkością względną, mającą określone znaczenie tylko w związku z umówioną wartością oporu według wzoru RÜPPEL'A (8).

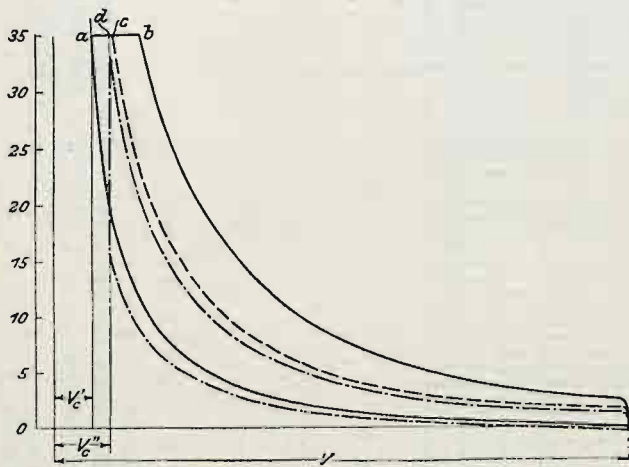
Z tegoż samego powodu krzywe, oznaczone na wykresach 11, 12 i 13  $FB$ , dla których otrzymania wyznaczono opór według wzorów FRANK'A (11), (14) i (15), zaś siłę pociagową wedle BORRIES'A (tabl. II), nie zasługują również na zaufanie. (C. d. n.).

## Doświadczenia z silnikami o paliwie ciekłym.

(Dokończenie do str. 223 w № 18 r. b.).

W tym celu rozpatrzmy teoretyczny przebieg cyklu w obu tych rodzajach silników; na rys. 46 przedstawione są wykresy: 1) silnika DIESEL'A przy całkowitem obciążeniu (pełna linia), 2) przy połowie obciążenia (linia kreskowana) i 3) silnika Marienfelde (kreski z punktami); ten ostatni wykres nie ulega prawie zmianie z obciążeniem wskutek regulo-

Wykres teoretyczny.



Rys. 46.

wania „wstrzymującego“ (n. Aussetzer). Linia zgęszczenia leży w silniku DIESEL'A wyżej, niż w spirytusowym, wskutek mniejszego spadku ciśnienia przy ssaniu powietrza; stosunek  $\frac{v_0}{v_c'} = \epsilon = 15,4$ ,  $\frac{v_0}{v_c''} = 10,26$  (jak wyżej). Zdostateczną dla naszego celu dokładnością możemy przyjąć, że spalanie odbywa się w silniku DIESEL'A przy stałym ciśnieniu = 35 atm. Drogę tłoka, podczas której odbywa się spalanie ( $ab$ , względnie  $ac$ ), znajdziemy z rzeczywistych wykresów indykowanych, przedłużając w tył krzywą rozprężenia aż do przecięcia z poziomą, odpowiadającą 35 atm. W ten sposób z wykresu na rys. 40 (przy pełnym obciążeniu) oznaczamy:  $ab = 0,09 v_0$ , a z rys. 41 (połowa obciążenia),  $ac = 0,04 v_0$ . Punkt  $d$ , leżący między  $a$  i  $b$ , odpowiada najmniejszej objętości  $v_c''$  w procesie silnika spirytusowego.

Jeżeli teraz rozłożymy za pomocą szeregu adiabat wszystkie trzy wykresy na wielką ilość nieskończenie małych

procesów cząstkowych (elementarnych), to łatwo zauważymy, że dla silnika spirytusowego wszystkie te procesy cząstkowe posiadają jednakowy stopień rozprężenia  $\epsilon = 10,26$ , czyli pod względem termodynamicznym są między sobą równe. W silniku DIESEL'A przeciwnie — dla cykli elementarnych, leżących na lewo od punktu  $d$ ,  $\epsilon$  jest większe od 10,26 (dla ostatniego z lewej strony  $\epsilon = 15,4$ ); w całej zaś prawej części wykresu (między punktami  $d$  i  $b$ ) cyfra ta jest mniejsza, niż dla silnika spirytusowego.

Jak wiadomo, od stopnia rozprężania zależy stopień doskonałości termicznej cyklu, a zatem przy pełnym obciążeniu proces silnika DIESEL'A, składający się częściowo z lepszych, częściowo z gorszych procesów cząstkowych, powinien ostatecznie wypaść niezbyt odmiennie, niż w silniku spirytusowym. Ponieważ zaś ze spadkiem obciążenia punkt  $b$  przesuwa się coraz dalej na lewo, odpadają przez to gorsze procesy cząstkowe i zaczynają przeważać korzystniejsze: tak np. przy połowie obciążenia punkt  $c$  leży już tak blisko  $d$ , że prawie wszystkie cykle cząstkowe silnika DIESEL'A znajdują się w korzystniejszych warunkach, a zatem i wyzyskanie paliwa musi być znacznie lepsze, niż w silniku spirytusowym. (Rozumowanie powyższe można zastosować wogóle do zasady spalania powolnego i wybuchowego, wstawiając w każdym poszczególnym wypadku odpowiednie wielkości).

Jako szczególną zaletę silnika DIESEL'A zaznaczyć jeszcze wypada, że na równi z naftą może zużytkowywać on równie korzystnie też i podrzędne gatunki paliwa, jak nieoczyszczone oleje ziemne i mniej wartościowe produkty destylacji węgla (wspomniany wyżej olej parafinowy i różne inne).

Podobnie jak silnik BANKI'EGO wśród benzynowych, tak DIESEL'A między naftowymi, zajmują wskutek zasadniczych właściwości swego działania zupełnie odrębne stanowiska; chcąc więc klasyfikować silniki według rodzajów paliwa, musielibyśmy w każdej z tych kategorii przeciwstawić sobie dwie grupy: ogół silników benzynowych (względnie naftowych) z jednej i BANKI'EGO (względnie DIESEL'A) — z drugiej strony. Cechą znamioną każdej z tych grup stanowi stopień zgęszczenia, które w pierwszej z nich nie może przekraczać 5–6 atm., w drugiej — dochodzi do 35 atm. (DIESEL); ponieważ zaś od tego przedewszystkiem zależy skutek użyteczny, więc z całą pewnością można a priori twierdzić, że pod względem zużycia paliwa oba silniki, o których mowa w pracy niniejszej, pozostawiają daleko w tyle za sobą wszyst-

kie inne. Zobaczmy teraz na przykładzie, jak stosunek ów wygląda w rzeczywistości.

Z cytowanego już parokrotnie artykułu „Doświadczenia z lokomobilami spirytusowymi w r. 1902“ (Przegl. Techn. Nr 50 r. z, str. 671) wyjmujemy następujące dane, dotyczące się 16-konnych silników fabryki Deutz: Najmniejsze osiągnięte zużycie benzyny przy pełnym obciążeniu wynosi 297 g, a przeciętne dla wszystkich silników 310 g na konia rzecz. i godzinę; przy połowie obciążenia cyfry te wzrastają do 434 g, względnie 490 g. Przy zastosowaniu nafty taż sama jednostka sprawności pochłania w najlepszym razie 330 g (przeciętnie 357 g) paliwa przy pełnym, i 492 g (przeciętnie 550 g) -- przy połowie obciążenia. Nie ulega wątpliwości, że wyniki te należą do najkorzystniejszych, jakie osiągnięto w dziedzinie silników benzynowych i naftowych w ogóle <sup>1)</sup>, pomimo tego jednak zużycie paliwa jest tu więcej, niż o 35% wyższe aniżeli w silniku BANKI'EGO, i nie mniej niż o 75% wyższe, niż w silniku DIESEL'A.

Przyznać należy, że pod względem teoretycznym obydwie rzeczono rodzaje paliwa ciekłego nie mogą równać się ze spirytusem, którego para bez wszelkich trudności daje się zgęszczać do 16 atm. Jednak w praktyce dla posiadacza instalacji motorowej ważną jest nie kwestya, jaki procent ukrytego w paliwie ciepła wyzyskuje jego silnik, lecz przedewszystkiem -- koszt jej prowadzenia; tu zaś okazuje się, że nie zawsze doskonalszy teoretycznie silnik dostarcza tańszej energii.

Przechodząc do tej strony kwestyi, zajmiemy się zestawieniem kosztów paliwa na konia rzecz. i godzinę w różnych rodzajach silników (tabl. XI), pomijając na razie wszystkie inne czynniki, wpływające na koszt otrzymywanej energii. Za podstawę przyjmujemy obecne średnie ceny warszawskie <sup>2)</sup>: ropa naftowa--60 kop. za pud, nafta--145 kop. za pud, benzyna--340 kop. za pud, spirytus skażony 90<sup>o</sup> -- 160 kop. za wiadro, węgiel kamienny -- 87 kop. za korzec 6-cio pudowy, antracyt angielski--40 kop. za pud, antracyt doniecki--25 kop. za pud, antracyt śląski--cena pośrednia między ang. i donieckim, gaz świetlny--180 kop. za 1000 stóp sześciennych. Ceny te rozumieją się loco skład dostawcy (względnie wagon), a dla cieczy (z wyjątkiem benzyny)--bez naczyń. Dla ułatwienia porównań umieszczone są w tablicy XI ceny zarówno za jednostki miary metrycznej, jak i tutejszej handlowej (dla gazu świetlnego kilogramom odpowiadają metry sześć., a funtom -- stopy sześć.). Wszystkie dane co do zużycia paliwa ciekłego oraz źródła, skąd one pochodzą, wymienione już były powyżej w pracy niniejszej. Dla silników gazowych odnośne cyfry zaczerpnięte są częściowo z oryginalnych publikacji firm, częściowo (dla typu GÜLDNER'A) z artykułu podanego w Nr 31 r. z. Przegl. Techn. Aby porównywać wielkości mniej więcej jednorodne, wszędzie wzięte są pod uwagę najkorzystniejsze (jednak nie wyjątkowe) osiągnięte wyniki. Należy też jeszcze pamiętać i o tem, że nie wszystkie zestawione dane odnoszą się do jednakowej wielkości silników: tak np. w rubryce benzynowych, naftowych i spirytusowych poszczególne jednostki nie przekraczają 20 koni, zużycie gazu (względnie antracytu) podane zostało dla jednostek 40 - 50-konnych, a opisany powyżej silnik DIESEL'A jest jeszcze większy (70 k.). Dla tego ostatniego wszakże typu zużycie paliwa od czasu opisanych wyżej prób prof. MEYER'A spadło o tyle, że obecna gwarancya dla jednostek 35 - 50-konnych (195 g przy wartości ciepłkowej=10 000 ciepł./kg) zgadza się przypadkowo zupełnie dokładnie z otrzymaną wtedy dla 70-konnego silnika cyfrą. W ostatniej rubryce tabl. XI znajdują się koszty paliwa dla 40-konnej lokomobili parowej (dwucylindrowej, o parze przegrzanej) fabryki R. Wolf'a w Magdeburgu; dane te, aczkolwiek oparte na oryginalnych publikacjach firmy i gwarantowane przez nią, sprawiają jednak wrażenie wyników wyjątkowo korzystnych, dających się osiągnąć jedynie przy okolicznościach sprzyjających; w każdym razie dla ogromnej większości istniejących silnic parowych tej wielkości, cyfry owe należałoby co najmniej podwoić. Wogóle, jak to już raz zaznaczyłem, prawie wszystkie zestawione w omawianej tablicy dane korzystniejsze są od przeciętnych.

<sup>1)</sup> Tak np. silnica Hornsby-Akroyd zużywa najmniej 410 g nafty (por. Güldner, Verbrennungsmotoren, str. 129); „Vulkan“--364 g (Güldner, str. 124); Warszawska fabryka armatur i motorów („Ursus“) zapewnia zużycie ropy 1 1/4 - 3/4 funta (510--310 g).  
<sup>2)</sup> Por. też Prz. Techn. Nr 50 r. z, str. 671.

Tablica XI. Przybliżone koszty paliwa w silnikach średniej mocy (20--50 k. rzecz.).

Rodzaj paliwa	Ropa naftowa		Nafta		Spirytus	Benzyna		Antracyt (gaz ssany)	Gaz świetlny	Węgiel kamienny	
	okolo 10 000	okolo 10 300	zwykłej budowy	Banki'ego		zwykłej budowy	Banki'ego				
Wartość ciepłkowa	3,68	8,88	0,188	0,880	5500	okolo 10 300	8000	(1,52) <sup>1)</sup> - 1,96 - (2,45)	5000	7000	
Cena za 1 kg (gazu za 1 m <sup>3</sup> )	1,5	3,62	0,46	0,81	16	20,8	(0,62) - 0,8 - (1,0)	0,318	6,35	0,88	
Cena za 1 funt (gazu za 1 stopę sześcienną)	0,37	0,86	1,940	3,400	6,5	8,5	(0,19) - 0,25 - (0,31)	0,78	0,18	0,36	
Cena 1000 ciepłostek					2,9	2,0		2,540	1,27	0,13	
Rodzaj silnika											
Przy pełnym obciążeniu	zużycie paliwa na 1 k. rzecz.-godz.	funt (wzgl. m <sup>3</sup> )	kg (wzgl. m <sup>3</sup> )	Diesel'a	zwykłej budowy	Deutz	zwykłej budowy	Banki'ego	„Otto“ (Deutz)	„Otto“	Lokomobila par. Wolf'a
				0,194	0,880	0,365	0,297	0,221	0,4	0,318	0,45
Przy połowie obciążenia	zużycie paliwa na 1 k. rzecz.-godz.	funt (stóp <sup>3</sup> )	kg (m <sup>3</sup> )	0,475	0,81	0,893	0,73	0,54	0,98	15,9	1,84
				1,940	3,400	2,010	3,060	2,280	3,200	2,540	2,250
Przyrost zużycia paliwa między pełnym i 1/2 obciąż.	%	funt (stóp <sup>3</sup> )	kg (m <sup>3</sup> )	0,231	0,492	0,507	0,431	0,261	0,55	0,680	0,85(?)
				0,365	1,2	1,24	1,06	0,64	1,35	1,18	22,3
Koszt paliwa na 1 k. rzecz.-godzinę	przy pełnym obciążeniu	przy połowie obciążenia	średnio	2310	5070	2790	4,475	2,690	4,400	3,150	6,000
				19	49	39	46	18	40	50	40
Stosunek średnich kosztów paliwa	%	kóp.	"	1,67	2,98	5,85	6,2	4,6	0,785	2,86	0,66
				1,98	4,36	8,1	9,0	5,4	1,08	0,94	4,0
				1,83	3,65	6,98	7,6	5,0	0,93	3,43	0,71
				2,3	4,7	9,0	9,8	6,4	1,2	4,4	-

<sup>1)</sup> W nawiasach podane ceny krańcowe -- antracytu donieckiego i angielskiego; rachunek przeprowadzony dla ceny pośredniej, odpowiadającej antr. śląskiemu

wskutek czego uogólnianie ich mogłoby doprowadzić do niedokładnych wniosków.

Koszta paliwa obliczone są dla pełnego i połowy obciążenia, i za podstawę do porównań wzięte są średnie z tych dwóch cyfr. Taki sposób rachunku jest poniekąd dowolny, znajduje jednak swe uzasadnienie w tem, że w większości wypadków silniki nie rozwijają stale swej całkowitej sprawności, a z drugiej strony obciążenie ich rzadko spada (a przynajmniej nie powinno być zniżane) więcej niż do połowy.

Wreszcie nie należy zapominać, że i stosunek wzajemny kosztów paliwa (ostatnia pozycja tab. XI) nie zawsze jest miarodajny przy porównywaniu rzeczywistych kosztów energii mechanicznej: inne, nie mniej ważne czynniki, jak amortyzacja i procentowanie wyłożonego kapitału, koszty napraw,

obsługi, wody, smaru i t. p., mogą niekiedy stosunek ów zmienić zasadniczo. Pod tym względem ostatnie słowo należy się praktyce, która w każdym poszczególnym przypadku może doprowadzić do niejednakowych, nawet wręcz przeciwnych sobie wyników, w zależności od miejscowych warunków.

Dlatego też na zakończenie niech mi wolno będzie wyrazić życzenie, aby próba niniejsza porównania kosztów energii doczekała się licznych uzupełnień i sprostowań ze strony praktyków—zawodowców; przez zaznajomienie ogółu z owocami swego doświadczenia kierownicy i właściciele instalacji motorowych mogliby w znacznej mierze przyczynić się do rozświetlenia tej sprawy, tak ważnej dla techniki i przemysłu.

Jan Kunstetter, inż.

## Międzynarodowa Wystawa samochodów w Berlinie 1905 r.

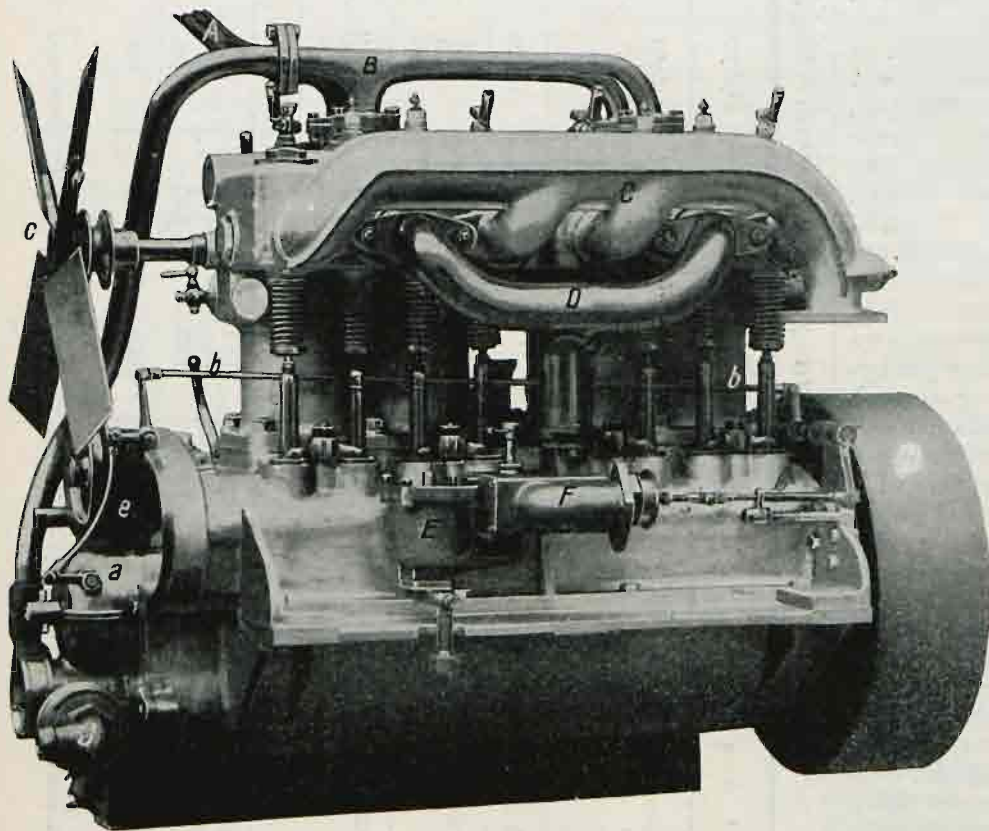
Napisał Kazimierz Ossowski, inż. w Berlinie.

(Ciąg dalszy do str. 213 w № 17 r. b.)

### II.

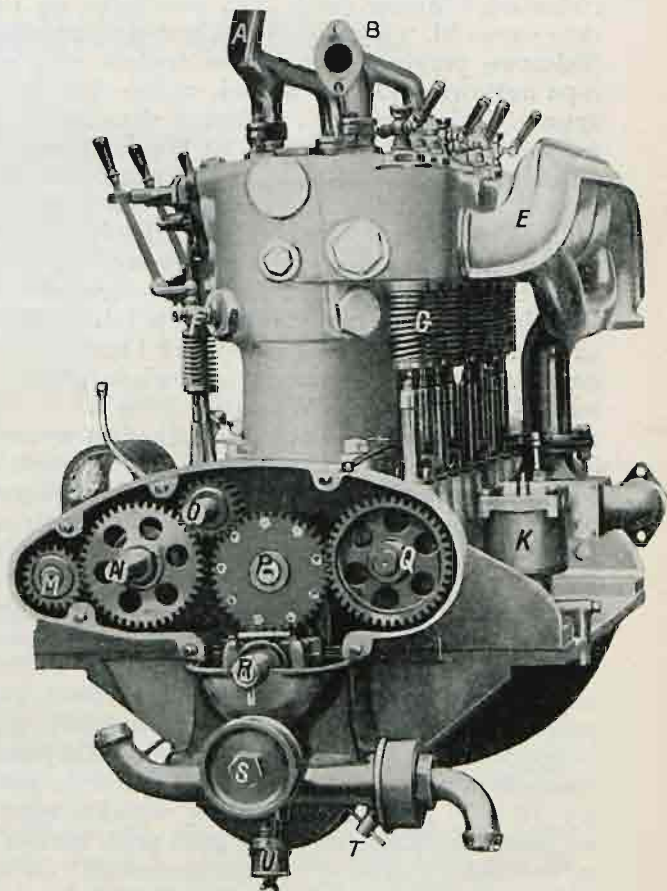
W pobliżu wyżej opisanej wystawy widzimy świetnie przedstawiającą się wystawę fabryki samochodów pod firmą „Adam Opel w Rüsselheim nad Menem“. Firma ta wystawiła znaczną ilość najróżnorodniejszych wozów, czyniąc jednocześnie wystawę swą przystępną nawet dla ludzi niefachowych przez przedstawienie działania silnika wybuchowego czteroskokowego na modelu, pędzonym elektrycznością i uwidoczniającym najważniejsze części w przekroju. Wozy wspomnianej firmy sprzedawane są w Niemczech i we Francji pod

nik z wytryskiem, z działającym automatycznie regulatorem mieszaniny i z przewodem ssącym dla powietrza podgrzanego. Regulator *a* połączony jest za pomocą drążków *b* wprost z wyparnikiem *F*, *c* oznacza położony tuż poza chłodnicą w kształcie komórek pszczołnych wiatraczek (wentylator), pędzony za pomocą koła zębatego *e*. Na rys. 6 *A* i *B* oznaczają rury wodne, *E*—rurę wylotową, *F*—kurek wodny,



Rys. 5.

nazwą: samochody „Opel-Darracq“. Ogólne urządzenie jest takie same, jakie się zwykle spotyka, a jakie do różnych celów daje się dobrze stosować. Silniki systemu „Opel“ (rys. 5 i 6) różnią się tem od silników DAIMLER'A, że zawory (wentyle) paliwowe i powietrzne *G*, umieszczone po jednej stronie silnika, są poruszane przez wał korbowy *R* silnika za pośrednictwem wału stawidłowego, leżącego z boku cylindrów. W ten sposób osiąga się to, że druga strona cylindrów pozostaje wolna dla umieszczenia zapalu *E* systemu „Bosch'a“. Napęd twornika magnetycznego osiąga się za pomocą wału korbowego *R* silnika przez pośrednictwo kół zębatach *P O N M* (rys. 6), podczas gdy przerywacz prądu wprawiany jest w ruch za pomocą drążków przy poruszeniach osi *N*. Na rys. 5 *A* i *B* oznaczają rury wodne, *C* — rurę wylotową, *D*—rurę ssącą, *E*—wyparnik (garnek pływaka) i *F*—wypar-



Rys. 6.

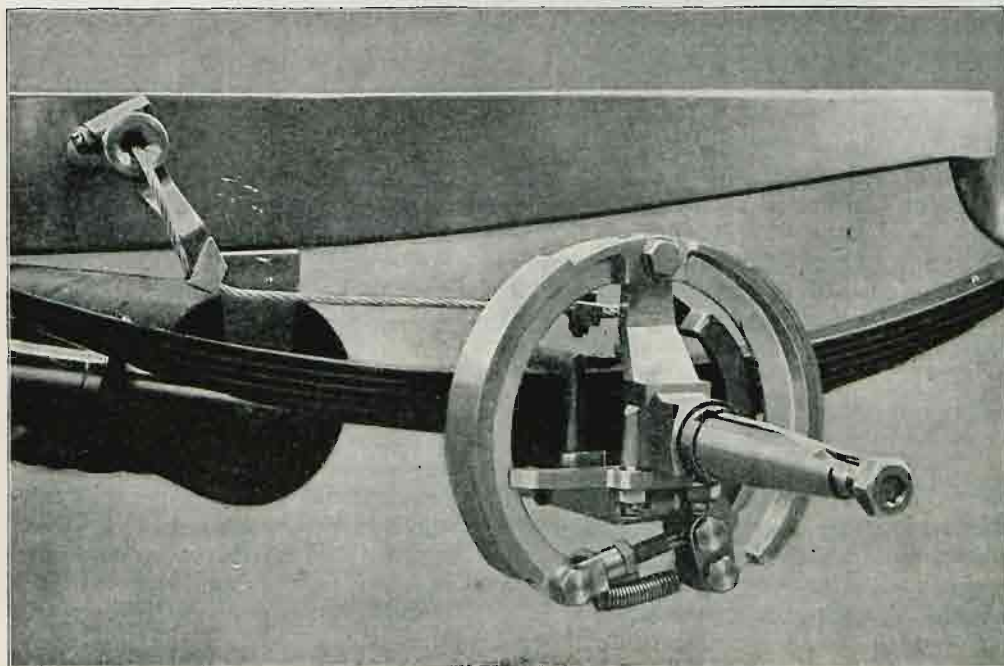
*G*—zawory, *K*—wyparnik, *S*—pompkę wodną, zaopatrzoną w kurek spustowy *T*, *U*—oliwiarke dla pompki. Gazy wylotowe prowadzi się przez przewodnik rurowy do oryginalnie zbudowanego garnka wylotowego, umieszczonego poza tylną osią; z garnka tego ulatniają się gazy, nie wywołując najmniejszego szmeru. Przenośnia dla ruchu silnika na tylną oś nie odbywa się za pomocą napędu łańcuchowego, lecz za pośrednictwem wału CARDAN'A, spoczywającego w łożyskach u środkowej podłużnej osi wozu i zawierającego napęd zmianowy dla nadawania trzech prędkości oraz ruchu wstecznego.

Wystawa Towarz. „Neue Automobil G. m. b. H.“ wzbudziła ogólne zainteresowanie publiczności, ponieważ wyroby tego Towarzystwa odznaczają się praktycznym rozkładem i elegancją wykonaniem pojedynczych części, zwłaszcza przy powozach osobowych, jak również znakomitą konstrukcją sil-

ników. Przedewszystkiem podobały się ogólnie wozy samochodowe do przewożenia ciężarów, zbudowane w najrozmaitszych wielkościach i kształtach. Taki wóz ciężarowy przedstawia rys. 7. Silnik tych wozów nie różni się zasadniczo od silnika DAIMLER'A, z wyjątkiem części podrzędnych; posiada on po obu stronach cylindrów zawory poruszane stawidłami, oraz zapal magnetoelektryczny kompletnie zakapturzony. Chłodnica ma w przeciwieństwie do wyrobów innych fabryk kształt okrągły; można ją za pomocą prostej manipulacji rozłożyć na poszczególne części, podobnie jak kotły płomienne. Zgodnie ze swem przeznaczeniem posiadają wozy te inny rozkład poszczególnych części, niż powozy osobowe; przedewszystkiem zważano na trwałość;



Rys. 7.

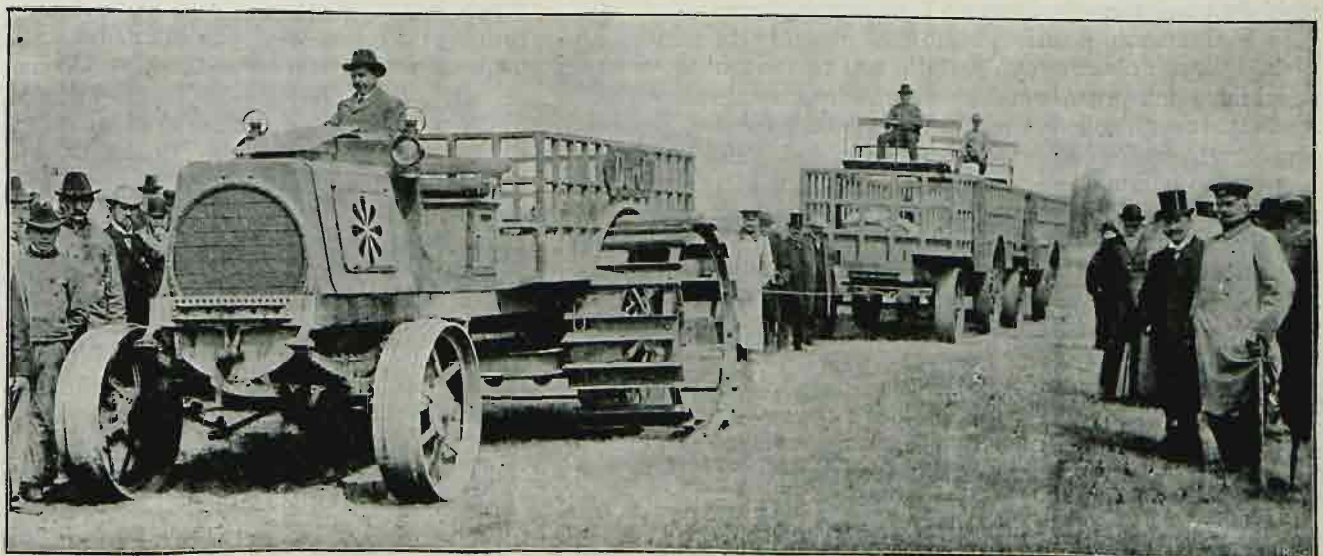


Rys. 8.

wóz ciężarowy, przedstawiony na rys. 7 jest tak zbudowany, iż może przewozić ładunek 6000 kg; posiada on silnik dwucylindrowy o mocy 16-18 koni. Główny wał silnika, idący wzdłuż wozu, za pomocą napędu zmianowego, pozwalającego na nadawanie czterech prędkości, oraz poruszanie naprzód i w tył, pędzi położony w poprzek wozu wał, posiadający na pęd różnicowy; wał ten obraca za pomocą napędu łańcuchowego tylną oś samochodu. Wał stawidłowy nie

ma kierunku pochylego, jak u samochodów osobowych, lecz stoi pionowo; wóz jest tak zbudowany, aby mechanizm jak najmniej zajmował miejsca; w ten sposób pozostaje w głównej tylnej części jak największe pomieszczenie dla towarów. Wozy ciężarowe budują się z prędkościami 2, 5, 8 i 12 km/godz.; przy prędkościach tych wystarcza w ogólności jeden hamulec, poruszany ręcznie. W powozach osobowych, rozwijających znacznie większe prędkości, takie ręczne hamulce naturalnie nie wystarczają; trzeba tam stosować hamulce bezwzględnie niezawodne. Używa się do tego zwykle różnicowy tarczowy przy napędzie różnicowym osi tylnej, lub też przymocowywują się do kół tylnych hamulce taśmowe, znane ogólnie z zastosowania przy dźwignicach. W nowszym zwłaszcza czasie coraz to częściej używa się tak zwanych hamulec klockowych, przy których klocki tarczowe działają na koło hamulcowe ze środka lub z zewnątrz. Na rys. 8 widzimy w perspektywie taki hamulec klockowy z działaniem odśrodkowym, używany przez firmę „Neue Automobil Gesellschaft“.

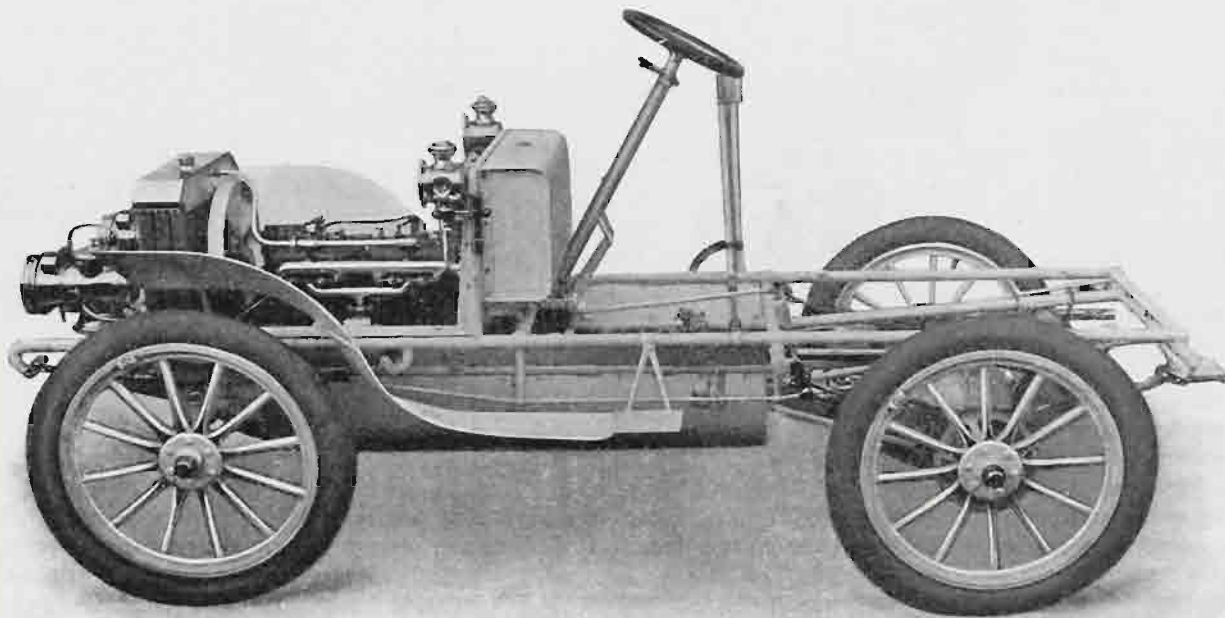
W mowie będąca firma położyła też wielkie zasługi pod względem budowy wozów z silnikami spirytusowymi, które to wozy używane są przy transportowaniu bardzo znacznych ciężarów; robione



Rys. 9.

doświadczenia miały o tyle interesujący rezultat, że zbudowano nie tylko pojedyncze wozy, lecz i całe pociągi z silnikami spirytusowymi; na rys. 9 uwidoczony jest taki pociąg, zastosowany w niemieckich koloniach Afryki południowo-zachodniej; oddaje on tam podobno w piaszczystych okolicach znakomite usługi.

Więcej zasadnicze nowości spotykamy na wystawie fabryki wozów silnikowych „Otto Beckman & Co“ z Wrocławia. Rys. 10 przedstawia spód wozu wyrobu tej firmy, którego rama, zbudowana ze stalowych rur bez szwu, składa się z czterech wzdłuż położonych rur, połączonych z sobą prętami poprzecznymi. Obiedwie wzdłuż idące górne rury służą



Rys. 10.

Oprócz wymienionych okazów, spotykamy na wystawie Towarz. „Neue Automobil Gesellschaft“ kompletne spody wozów ciężarowych, których poszczególne składowe części mechanizmu zupełnie są widoczne. Firma ta zajmuje się też energicznie budową łodzi silnikowych i wystawiła odznaczający się łatwością manipulacji przy manewrowaniu silnik dla łodzi z kompletnym napędem.

do dźwigania ładunku, oraz podtrzymują naczynie do benzyny i chłodnicę, podczas gdy rury dolne służą do zawieszenia silnika, oraz napędu do zmian prędkości. Mimo swej nader lekkiej budowy, wozy te okazały się podobno wielce wytrzymałymi przy bardzo znacznych prędkościach.

## KRYTYKA I BIBLIOGRAFIA.

**Dr. Ludwik Bruner.** „Pojęcia i teorie chemii“. Książka ta, której ukazanie się z radością powitać winniśmy, przedstawia nie tylko, jak mówi autor, „obraz ewolucji historycznej chemii naukowej w jej przeszło stuletnim rozwoju“, lecz jest to ten miód czystych dociekań i syntetycznych uogólnień, który autor zebrał z kwiatów tej nauki. Książka dr. BRUNERA powinna też znaleźć czytelników wśród szerokich sfer ludzi, interesujących się nauką wogóle, a szczególnie „poczynającą się dziś ruiną pojęcia pierwiastku“.

Według słów autora, chemia współczesna jest nauką dwoistą: jej część statyczna jest zbudowana atomistycznie, część dynamiczna — jest czysto fenomenologiczna.

Fenomenologicznie pojmować możemy te zakresy zjawisk, których obserwacja jest dla nas tak pospolitą, że czyni zasadnicze ich prawdy należycie powszednimi i dostępnymi dla umysłu (np. zasady mechaniki i nauki o cieple). Ze znacznym przybliżeniem do prawdy powiedzieć możemy, że traktowanie fenomenologiczne służy zwykle do stwierdzenia praw zjawisk, nie zaś do wykrywania zjawisk samych.

Zgodzić te dwie części nauki będzie dziełem dalekiej przyszłości; czeka tu chemię taka sama praca ujednostajnienia, jak ta, którą przedsięwzięła już obecnie fizyka, by zatrzeć odrębność dwóch światów — materii i eteru. Temi słowami kończy się dzieło.

Książka obejmuje trzy działy. Pierwszy traktuje o teorii ciał chemicznych, a mianowicie: o rozwoju i ustaleniu pojęcia pierwiastku — niezmiennika, o powstaniu atomistyki, teorii typów, stereochemii, na koniec uwypatnia słabe strony teorii kinetyczno-drobinowej; ostateczne wyniki brzmią jeszcze dla pojęć atomowych pomyslnie. Hipoteza atomistyczna nie stanęła dotąd w obliczu faktów, któreby w jawnej były z nią sprzeczności — znajduje ona dopiero fakty, które ją nie-

słuchanie rozszerzają: są to zjawiska ciał promieniotwórczych. Pomysły w stechiometrii przeciw hipotezie tej mają wartość krytyczną, a nie twórczą i dowodzą tylko, że atomistyka, choć najpożyteczniejsza i najprostszą, może jednak w chemii nie być jedyną metodą tłumaczenia faktów.

Drugi dział, traktujący teorię przemian chemicznych, prowadzi nas w dociekania teorii powinowactwa chemicznego, uważanego początkowo jako własność ciał, jako siła, na koniec jako energia i rozwój energetyki (dawniej termodynamiki). Charakterystyka energetyki daje się wyrazić na podobieństwo bilansów handlowych: „Zasada zachowania energii daje nam możność operowania z bilansami zjawisk rzeczywistych, bez względu na drogi widzialne czy niewidzialne, które mi zyski lub straty tych bilansów zostały wytworzone“.

W końcu autor podkreśla odrębne cechy energii chemicznej, a mianowicie jej wielorakość (80 pierwiastków!); dlatego więc dotąd musi być niemożliwym ideałem „mechanika“, „elektryka“ lub „termika“ zjawisk chemicznych. Przyszłość usiłowań tłumaczenia tych zjawisk za pomocą modeli mechanicznych może tkwić w hipotezie jedności materii, którą traktuje część trzecia książki. Rozdział I-szy tej części mówi o hipotezach, opartych na układzie peryodycznym pierwiastków (L. MEYER'A i MENDELEJEW'A); II-gi — o hipotezach, opartych na badaniach widmowych (szczególniej teorii dysocjacyjnej LOCKYER'A); III-ci traktuje hipotezę elektronów, tak bujnie rozkwitającą dzięki pracom doświadczalnym lat ostatnich w tym kierunku. „Elektromagnetyczny, nieruchomy eter rozwija się na koncepcję naukową od prac MAXWELL'A aż do ostatecznej dziś krystalizacji w dziełach H. LORENTZ'A. Prace LORENTZ'A z hipotezą eteru wiążą w jedną całość inny jeszcze szereg pojęć: pojęcie elektronu“. Niezmiernie ciekawe są hipotezy objaśniające zjawiska promieni katodowych i in. „Dochodzimy tu do najwyższych i najogól-



niejszych dziś koncepcji naukowych. Pomysły te, ogarniające całe przyrodznawstwo, kształtują się dopiero, rozwijają bezustannie, modyfikują często i przez rozmaitych badaczy nie są wcale pojmowane jednakowo“.

Wielkie czytanie autora, jasny pogląd, szczerłość filozoficzna, nie cofająca się przed uznawaniem niedokładności

i plan, na koniec pewien polot pisarski sprawiają, iż dzieło jego, traktujące tak trudny i zawiły przedmiot, nie tylko rozjaśnia wiele kwestyi, ale i czyta się niezbyt trudno. Ukazanie się takiej pracy naukowej w naszej literaturze należy powitać radośnie i z wielkim uznaniem. *Wł. P.*

## Z TOWARZYSTW TECHNICZNYCH.

**Warszawska Sekcja Techniczna. Posiedzenie z d. 9 maja r. b.**  
Po odczytaniu protokołu zabrał głos p. inż. **Sokołowski** i wypowiedział odczyt: „**O drogach i kolejkach wążkotorowych w Król. Pol.**“.  
Prelegent zaznaczył, że chwila obecna jest przełomowa, nie tylko ze względu na wpływy zewnętrzne i silne wstrząśnienia polityczne, ale i z tego powodu, że ogół nasz więcej niż kiedykolwiek interesuje się żywotnymi sprawami krajowymi. Zaczynamy spostrzegać lepiej nasze braki i strony ujemne naszej egzystencji. Braków tych jest dużo bardzo, stąd i chaos, w którym trudno się zorientować. Należy przeto prace nasze ująć w pewien system, i rozważyć jakie sprawy postawić na pierwszym planie.

Jedną z najżywniejszych spraw kraju naszego jest jego stan ekonomiczny, pierwszym zaś warunkiem wzrostu dobrobytu jest sprawa dróg i traktów bitych — co zaznaczono jednogłośnie przy rozpatrywaniu potrzeb naszych. Obecnie tem bardziej należy się ze sprawą tą zapoznać, że spodziewane jest zaprowadzenie u nas samorządu.

Następnie prelegent dał zarys rozwoju dróg w Król. Polskiem, czerpiąc przeważnie z materiałów inż. Jul. Majewskiego. Historję dróg Król. Polskiego podzielić można na dwa okresy: 1) okres do roku 1870 i 2) po roku 1870. Rok ten jest przełomowym, ponieważ wydano w nim przepisy, dotyczące się dróg gubernialnych, które to przepisy, choć stosownie do orzeczenia jednego z paragrafów (§ 21) obowiązywać miały do lat trzech, obowiązują do dnia dzisiejszego. Projekt nowych przepisów, opracowany przez ludzi fachowych i doświadczonych, spoczywa już 17 lat w ministerjum i do tego czasu nie został zatwierdzony.

Okres rozwoju dróg naszych datuje się od 1816 r. Do tego czasu drogi utrzymywano przez ludność okoliczną szarwarkiem. Nie była ta powinność ujęta prawem, lecz zasadzała się na zwyczajach miejscowych. W r. 1816 zaś podzielono drogi na 3 rodzaje: na wielkie, średnie i wiejskie oraz określono bliżej powinności szarwarkowe. Na każdy komin w 3-milowym promieniu naznaczono 10 dni, co w rok później zmniejszono do 8 dni. Sposób ten opodatkowania obciążał najwięcej najdalszych, a mniej tych, którzy najwięcej korzystali, przytem podatek w naturze (szarwark) przedstawiał wiele stron ujemnych. Materiału do budowy dostarczała ludność miejscowa dostatecznie, nie starczyło tylko gotówki na utrzymanie fachowego dozoru oraz brak było narzędzi ulepszonych. W r. 1820 zmniejszono obowiązek szarwarkowy do 6-dni; z tych dwa dni, rozdzielone na ludność w promieniu jednej mili od drogi, obowiązywały w naturze, a pozostałe dni 4 płacone były gotówką, która szła na utrzymanie i budowę dróg rządowych. Drogom gubernialnym musiały wystarczać dwa dni szarwarkowe. Taki stan trwał do r. 1870.

Najwięcej ożywiony okres budowy dróg rządowych był od 1819 do 1847 r. W tym czasie wybudowano 2130 w., przy podatku ogólnym na drogi rządowe około 680 tys. rub. rocznie. Podatek ten składał się z 4 ch dni szarwarkowych, zamienionych na gotówkę, z cła na granicach i 10% podatku stempowego; fundusze stąd otrzymywane zostawały pod zarządem komisji finansowej.

Podstawą utrzymania dróg gubernialnych był podatek szarwarku dwudniowy, więc o rozwijaniu się przy tych funduszach nie było mowy. W pracy nad ich utrzymaniem oddały wielkie usługi komitety obywatelskie, które swoją inicjatywą zaczęły zamieniać drogi gruntowe na trakty nie pierwszorzędne. Brak jednak sił fachowych i środków utrudniał rozwój.

Według spisu z r. 1858 dwa dni szarwarkowe obywateli ziemskich i miejskich, włościan i duchowieństwa parafialnego dały około 50 tysięcy konnej i 60 tysięcy dni pieszej pracy. Zamieniając to na pieniądze i licząc jeden dzień pracy konnej w owe czasy 30 kop., a dzień pieszy 15 kop. — otrzymalibyśmy kapitał 240 tys. rub. Oprócz tego komitety drogowe miały jeszcze dochody:

- 1) Kary za nieodbyte szarwarki, ściągane podwójnie i gotówką.
- 2) 10% podatków miejskich w tych miastach, przez które droga

przechodzi.

- 3) Dobrowolne ofiary mieszkańców. Tu należy wspomnieć, że obywatele w większości zamiast szarwarku płacili za dzień pieszego 50 kop., a za konnego 1 rub.

- 4) Naznaczona przez rząd sumę 20 tysięcy, która rozłożona była na wszystkie gubernie. Suma ta dzisiaj pozostała w tradycji. W ten sposób od r. 1842 do podziału Królestwa na 10 guberni wybudowano dróg bitych ogólnej długości 2000 wiorst.

Przechodząc następnie do okresu 2-go, prelegent rozpatruje przepisy z r. 1870 (do dzisiaj obowiązujące), oraz zmiany, jakie wywołało ich wprowadzenie. Przepisy te wniosły przy wielkich traktach gubernialnych szarwark i komitety drogowe, to też od r. 1870 do dnia dzisiejszego, t. j. w ciągu 35 lat, wybudowano 1600 wiorst, podczas gdy w okresie od r. 1838, t. j. od początku istnienia dróg gubernialnych do czasu wydania przepisów z r. 1870, w ciągu lat 32, zbudowano 2612 wiorst, t. j. prawie dwa razy więcej. Drogi gubernialne podzielono na 3 rodzaje:

- 1) Drogi gub. I-go rzędu, t. j. wielkie trakty gub.
- 2) Drogi gub. II-go rzędu, gruntowe czyli powiatowe.
- 3) Drogi gub. III-go rzędu, wiejskie czyli polowe.

Do dróg I-go rzędu zaliczają się wielkie trakty gub. bite i zwyczajne przechodzące przez wszystkie gubernie i łączące się z drogami żel. lub traktami rządowymi. Dróg takich posiadamy 6350 wiorst, z których 4200 bitych a 2150 zwyczajnych. Podatek na te drogi składa się:

1) z 15% podatku podymnego i gruntowego od obywateli wiejskich,

2) z 15% podatku podymnego od mieszczan.

W r. 1879 przybyły jeszcze podatki: 10% od świadectw akcyznych i 10% od patentów handlowych i przemysłowych, które są w zawiadywaniu zarządów gubernialnych. Czuwanie nad utrzymaniem tych dróg należy do naczelnika powiatu.

Do II-go rzędu zaliczają się drogi powiatowe przechodzące przez całe powiaty i łączące się z traktami gubernialnymi. Drogi te utrzymywane są przez gminy i miasta (w naturze); rozłożenie szarwarku zależne jest od zgromadzenia gminnego, a na gruntach miejskich do magistratów. Jeżeli na tych drogach naprawa jakiego mostu wynosiłaby więcej niż 400 rub., to gminy mogą żądać pomocy od rządu gubernialnego.

Drogi III-go rzędu są to drogi wiejskie i polowe. Utrzymanie ich należy do gmin wiejskich i właścicieli gruntów, przez które przechodzą.

Drogi w Król. Polskiem przedstawiają się jak następuje:  
Ogółem dróg ulepszonych 10000 wiorst, czyli = 4,38 na 1 milę kwadr.  
Nie bitych dróg gub. I-go

i II rzędu . . . . . 22000 „ „ 9,67 „

Drogi ulepszone według ilości wiorst przedstawiają się jak następuje:

Drogi żelazne . . . . . 2460 wiorst, czyli = 1,08 na 1 milę kwadr.  
Drogi rządowe (trakty bite)  
pod zarząd Min. Komun. 3335 „ „ 1,46 „  
Drogi gubernialne bite pod  
zarząd Min. Spr. Wewn. . 4200 „ „ 1,84 „

Gdybyśmy drogi nie bite zamienili na bite, to mieli byśmy 32 tys. wiorst, czyli 14 wiorst na 1 milę kwadr. (Francya posiada dróg w dobrym stanie 18 wiorst na 1 milę kwadr., Austria 17, Prusy 15).

Wskutek skarg na złe drogi, Ministerjum Spraw Wewnętrznych utworzyło w r. 1887 komisję pod kierownictwem gubernatora warszawskiego. Komisja ta opracowała dla dróg gubernialnych nowe przepisy, które jednak do dziś dnia spoczywają w Ministerjum bez żadnej rezolucji. Projekt komisji, opracowany na podstawie długoletniego doświadczenia, jest ważnym dokumentem przy opracowywaniu nowych przepisów, zastosowanych do zmienionych warunków i spodziewanych reform ogólnopństwowych. Dlatego prelegent podaje go w streszczeniu.

Rzeczony projekt miał na celu racjonalny podział dróg, odpowiedniejsze opodatkowanie ogółu, pociągnięcie do udziału w wydatkach fabryk i zakładów przemysłowych, więcej sprężystą administrację, na koniec powiększenie ilości dróg i ruchu.

Nowy podział dróg miał być następujący:

Drogi I-go rzędu ważniejsze gubernialne, utrzymywane z gubernialnego podatku drogowego. Drogi II-go rzędu — ważniejsze drogi zwyczajne i mała część bitych, utrzymywane powinnością gminną. Drogi III-go rzędu — wiejskie oprócz prywatnych. Projekt proponuje ułożenie na fabryki i zakłady przemysłowe podatku w wysokości 3/4% wartości budynków i 3/8% czystego dochodu. Podatek ten służyć ma na budowę nowych dróg bitych i dopełnienie podatków w tych guberniach, w których one nie wystarczają. (Wykaz z r. 1899 w gub. Warszawskiej podaje podatek roczny na 211 tys. rub. Z tego fabrykanci wypłacili jako procent od patent. przem. handl. 50 tys. rub., mieszkańcy miast — 10 tys. rub. i posiadacze gruntów — 151 tys. rub.). Oprócz tego projektowano opłatę od podróźnych na drogach gubernialnych 1/2 kop. od wiorsty i konia.

Projekt kładzie nacisk na kontrolę przy budowie dróg bitych, wymaga współdziałania sił technicznych i wyłącza uchwały gminne.

W dalszym ciągu prelegent wspomina, iż przy opracowywaniu memoriału robót publicznych podnoszono myśl, aby uzyskać środki na budowę dróg przez pożyczki z funduszu gminnych. Następnie zaznacza prelegent systematyczny upadek dróg, który bardzo źle wpływa na ekonomiczny i kulturalny stan kraju.

Równorzędną sprawę dróg i traktów bitych jest sprawa kolejek wążkotorowych. Prelegent wymienił szereg kierunków, w jakich należałoby pobudować takie kolejki i zaznaczył, iż kapitał, włożony w to przedsięwzięcie, sowsicieby procentował.

W dyskusji zabrał głos ks. proboszcz Langier, zaznaczając że ogół powinien więcej się temi sprawami zajmować, że zaledwie garstka pracuje. Trzeba by dopomóc ludowi, który ma dużo sił żywotnych i potrzebuje tylko zachęty, aby w tym kierunku pracował.

P. Obrębowski zwrócił uwagę, że prelegent nie wyciąga ostatecznych wniosków, a zdawałoby się, że wobec spodziewanego samorządu, powinniśmy zbadać kwestję drogową gruntownie nie na ogólnych zebraniach, lecz za pośrednictwem komisji, któraby przygotowała materiały na wszelki przypadek. Mówca uważa, że ponieważ nie

wiemy w jakiej postaci będzie samorząd, należy sprowadzić materiały tyczące dróg i z innych krajów.

Przewodniczący p. Ruśkiewicz proponuje na członków komisji do opracowania sprawy drogowej, z prawem kooptacji, pp. Jul. Majewskiego, Sokołowskiego i Obrębowicza, na co Sekcja w zupełności się zgadza.

W dalszym ciągu p. Sokal<sup>1)</sup> w dłuższym przemówieniu zastanawia się nad przyczynami słabego rozwoju kolejek.

Mówca nie kwestyonuje bynajmniej potrzeb wyliczonych przez prelegenta kolejek, nie podziela tylko jego optymistycznego poglądu: że kolejki te sownie się opłacają. Prelegent nie wyjaśnił także przyczyn, dla których rozwój dotychczasowy kolejek podjazdowych idzie opornie, a motywy te są dla nas ważne, gdyż znając je, możemy w przyszłości należycie się przygotować. Otóż w tej materii mówca dorzuca kilka cennych uwag uzupełniających, a mianowicie:

Kolejek wązkotorowych mamy dotąd bardzo mało; długość ich wyrazi się mniej więcej cyfrą 100 wiorst, gdy tymczasem Belgia w r. 1903 na 4054 km głównych linii liczyła 2322 km kolejek podjazdowych; Austria w tymże roku posiadała sieć kolejek lokalnych o długości 6829 km, stanowiących bardzo poważną sieć uzupełniającą dla linii magistralnych. Między przyczynami, powstrzymującymi u nas rozwój kolejek wązkotorowych, tych arterii ważnych i zasilających ożywczo linie główne, jest cały szereg hamujących przepisów, rozporządzeń i wymagań, które się niemal wszystkie ześrodkowują u władz centralnych; wyrobienie koncesyj bywa kosztowne, długotrwałe — i ta okoliczność zajmuje pierwsze miejsce. Brak u nas także tak racjonalnych przepisów, jakie posiada np. Belgia, gdzie drogi lokalne posiadają charakter użyteczności publicznej. U nas natomiast przedsiębiorstwa tego typu powstają z fałszywego zupełnie założenia, a mianowicie na tle spekulacyjnym. Ale rzecz ta ma swoje naturalne przyczyny: Gdy bowiem w Belgii np. w budowaniu kolejek

<sup>1)</sup> Przemówienie to podajemy według łaskawie udzielonego nam autoreferatu. *Przyp. Red.*

bierze udział państwo, prowincja i gmina, a na ostatnim dopiero planie koło zainteresowanych właścicieli ziemskich lub fabrykantów, u nas naodwrot ani rząd, ani kraj, ani powiat, ani gmina udziału żadnego nie przyjmują, a koszt całego przedsięwzięcia całym ciężarem kładzie się na barki osób prywatnych. Ci ostatni, nie rozporządzając tak dużymi funduszami, szukają ich w nadziejach zysku u bankierów, placąc wygórowany odsetek 8 — 12, gdy banki zagraniczne contentują się odsetkiem znacznie mniejszym. Podług danych statystyki z r. 1902, udział, jaki przyjmują w Belgii i w Prusach władze krajowe, popierając przedsiębiorstwa o których mowa, jest następujący:

W Belgii w przedsiębiorstwach kolejek lokalnych	
państwo wzięło udział na sumę . . . . .	37 %
prowincja " " " . . . . .	28,3 "
gmina " " " . . . . .	32,6 "
na prywatnych przedsiębiorców pozostaje . . . . .	2,1 "
Daleko gorzej przedstawiają się te stosunki w Prusach, tam:	
państwo udzielało . . . . .	11,9 %
prowincja . . . . .	11,3 "
okrąg . . . . .	8,1 "
przedsiębiorcy prywatni . . . . .	48,2 "

kapitału nakładowego, potrzebnego do urzeczywistnienia przedsięwzięcia kolejek podjazdowych.

Przebiega w porównaniu tych 2-ch grup depresja w stosunkach ekonomicznych Prus, które zwalają na barki prywatnych przedsiębiorców ciężary i obowiązki, jakie kraj ponosić winien. Zobaczymy też w dalszym ciągu zastój w budowie dróg podjazdowych wszędzie, gdzie państwo, gubernia, powiat i gmina odsuwają się od współdziałania

Chcąc jeszcze uzupełnić uwagi co do przyczyn utrudniających budowę dróg podjazdowych, mówca wspomina, że pud szyu kosztuje u nas niemal 2 razy tyle co na Śląsku, a jako przykład konkretny przytacza słuchaczom cały szereg wymagań utrudniających budowę dr. żel. Lublin—Tomaszów, która dotąd, dzięki tym właśnie okolicznościom, do skutku doprowadzona nie została. *Edw. Waw.*

## KRONIKA BIEŻĄCA.

**Konkurs na morgę.** Magistrat m. Warszawy ogłosił konkurs na projekt morgi i kaplicy z domem przedpogrzebowym. Pierwsza nagroda rb. 300, druga rb. 200. Kosztorys 50000 rb. Termin składania projektów upływa dnia 4 lipca r. b. Bliższe szczegóły można otrzymać w wydziale budowlanym magistratu.

**Konkurs na rysunki ramek ozdobnych z drzewa.** Zakład artystyczny „Estetyka“ ogłasza za pośrednictwem Tow. artystycznego konkurs na rysunki ramek ozdobnych z drzewa, do fotografii i portretów. Nagrody wyznaczono: I-szą — 75 rub., II-gą — 50 rub. i dwie III-cie po 20 rub. Termin składania rysunków najpóźniej 20 czerwca r. b., o godz. 8 wiecz. Szczegółowe warunki i program wydaje biuro „Estetyki“, Wspólna 57, m. 3.

**Zjazd międzynarodowy rafinerów nafty w Leodyum.** Z okazji Wystawy Powszechnej w Leodyum ma się odbyć także Zjazd wszechświatowy rafinerów nafty. Zjazd trwać ma od 26 czerwca do 1 lipca r. b. i odbędzie się pod patronatem rządu belgijskiego. Składka dla członków założycieli wynosi 100 fr. i dla biorących udział 25 fr. Członkowie Zjazdu, oprócz innych dogodności, mają bezpłatny wstęp na Wystawę.

Ogólny program zawiera 4 działy:

Dział 1-szy — Geologia; poszukiwania i dobowanie nafty.

Dział 2-gi — Chemia; przemysłowe obrabianie nafty.

Dział 3-ci — Zastosowanie nafty i jej produktów.

Dział 4-ty — Część prawodawcza.

Z wszelkimi zapytaniami życzącymi powinni się zwracać do Sekretarza Zjazdu p. F. Petit, Bruksela, Chaussée de Wavre № 95.

Należy zauważyć, iż komitet austriackich rafinerów nafty uchwalili na posiedzeniu 18 marca r. b. nie brać udziału w wystawie w Leodyum; rozpoczęta więc w tym celu akcja krajowego (Galicyjskiego) towarzystwa naftowego nie uzyskała aprobaty czynników najwięcej zainteresowanych, niewątpliwie ze szkodą dla rozwoju dalszego wywozu produktów naftowych. *I. B.*

**Ruda cynkowa.** Jak donoszą pisma warszawskie, natrafiono na duże pokłady rudy cynkowej pod Kielcami.

**Dr. żel. Elektryczna Łódzka.** Wykaz kwartalny:

	W styczniu, lutym i marcu 1905 r. (n. s.)	W porównaniu z tymże miesiącami 1904 r.
Przebieżono wozowiorst . . . . .	464 689	— 170 708
Przewieziono podróżnych . . . . .	1 850 596	— 1 015 256
Dochód . . . . . rub.	91 406,10	— 50 283,45

**Źródła naftowe w Poznańskiem.** W Poznańskiem przy poszukiwaniu węgla brunatnego odkryto ślady nafty; jeszcze w listopadzie r. z. utworzyło się towarzystwo, które zakupiło na bardzo dogodnych warunkach 2000 morgów terenu celem eksploatacji; obecnie na specjalnie w tym celu zwołanem zebraniu w Wrocławiu, gdzie interesowanym rzeczoznawca inżynier Thain-Nildesheim demonstrował kawałki węgla brunatnego o silnym zapachu benzynowym i przepojonego ropą, uchwalono, celem eksploatacji zakupionych terenów, utworzyć większe towarzystwo z kapitałem 200 000 mar. i z siedzibą w Wrocławiu; już nawet zawarto umowę z jedną z firm wiertniczych, a śląski bank rolniczy w Wrocławiu ma się zająć rozprzedając udziałów w wysokości 1000 mar. każdy.

(Nafta, zes. 9 r. b., str. 139).

**Szkoły przemysłowe i rzemieślnicze w Prusach.** O szybkim rozwoju i wysokim stanie obecnym szkół niższych technicznych

w Prusach świadczą liczby następujące. Takich szkół państwowych lub wspomaganých przez skarb było: w r. 1880—686, w r. 1890—1334, w r. 1900—1774, w r. 1904—2065. Skarb na szkoły te wydatkował okragło: w r. 1880—300 000 marek, w r. 1890—2300 000 m., w r. 1900—5380 000 m., w r. 1904—7400 000 m. —v—

**Tunel Simplonki.** „Elektrotechnische u. politechnische Rundschau“ w Frankfurcie n. M. podaje kilka cyfr, rzucających światło na kolosalność tego sławnego przedsięwzięcia. Mianowicie:

Długość sztolni północnej wynosiła 10382 m, południowej — 9388 m, całkowita więc długość tunelu wynosi 19770 m.

Ilość wylamanego materiału od strony północnej wynosi 570 000 m<sup>3</sup>, z południowej 500 000 m<sup>3</sup>. Dla uprzężenia tej masy trzeba było wyswidrować maszynami na stronie obliczonej 155 000 dziur, ogólnej długości 200 000 m, a na południowej 195 000 dziur, ogólnej długości 260 000 m; jeszcze większa jest ilość dziur świdrowanych ręcznie: ze strony północnej ogólna liczba ich wynosiła 1½ miliona, a z południowej 2100 000. Przy tej robocie zużyto świdrow 1 980 000 maszynowych i 23 950 000 ręcznych.

Do rozszadania skal zużyto z północnej strony 552 000 kg, z południowej—790 000 kg dynamitu, do czego poszło 4 000 000 kapsli do zapalania i 5300 km lontu. Wreszcie starannie obliczono z południowej strony tunelu ilość odpływającej wody; przeciętna ilość dzienna wyniosła 86 400 m<sup>3</sup>, a ogólna 10½ miliona m<sup>3</sup>. Przy 10 m głębokości i 100 m szerokości przedstawia to rzekę 104 km długości. Ilość wody z północnej strony tunelu dorównywała zaledwie połowie ilości ze strony południowej. *J. B.*

(Z. d. Oest. In. u. Arch. V. № 14 r. b, str. 218).

**Turbina parowa Curtis'a,** według sprawozdania rocznego towarzystwa American General Electric Company zdobyła sobie już duże uznanie. Najnowszy typ tej turbiny, opracowany przez wynalazcę przy współdziałaniu inżynierów wspomnianego powyżej towarzystwa, służy wyłącznie do popędu generatorów elektrycznych. Kombinacja prądnicy z turbiną, nazwana „Turbo-Generator“, odznacza się dużą sprawnością, przy małym ciężarze i niskiej cenie. Dotychczas sprzedano już turbin parowych Curtis'a o mocy ogólnej 350 000 k. p.

Sceptycznie znacznie przemawia w zeszycie majowym r. b. czasopisma „Amer. Electrician“ inż. p. A. M. Earl, twierdząc, że turbina parowa Curtis'a znajduje się dopiero w początkowym okresie swego rozwoju i że dopiero po wielu latach i po licznych udoskonaleniach urzeczywistni może pokładane w niej nadzieje. —v—

**Powłoki olejne do posadzek,** umyślnie wyrabiane w celu zmniejszenia kurzu w pomieszczeniach, były w Niemczech od lat kilku próbowane, o czem donosiliśmy<sup>1)</sup>. Wyniki prób były wogóle korzystne; z powodu jednak nadmiernej ślizgości i płamienia zarówno ubrania (zwłaszcza dolnego skraju sukien kobiecych) jako też papierów przypadkowo na podłogę spadających, zostały stopniowo z użycia wycofane. Ministerjalna Komisja budowlana w Berlinie, która w biurach swoich do posadzek takich olejów używała, zaniechała obecnie zupełnie dalszego ich stosowania. *—jh.—*

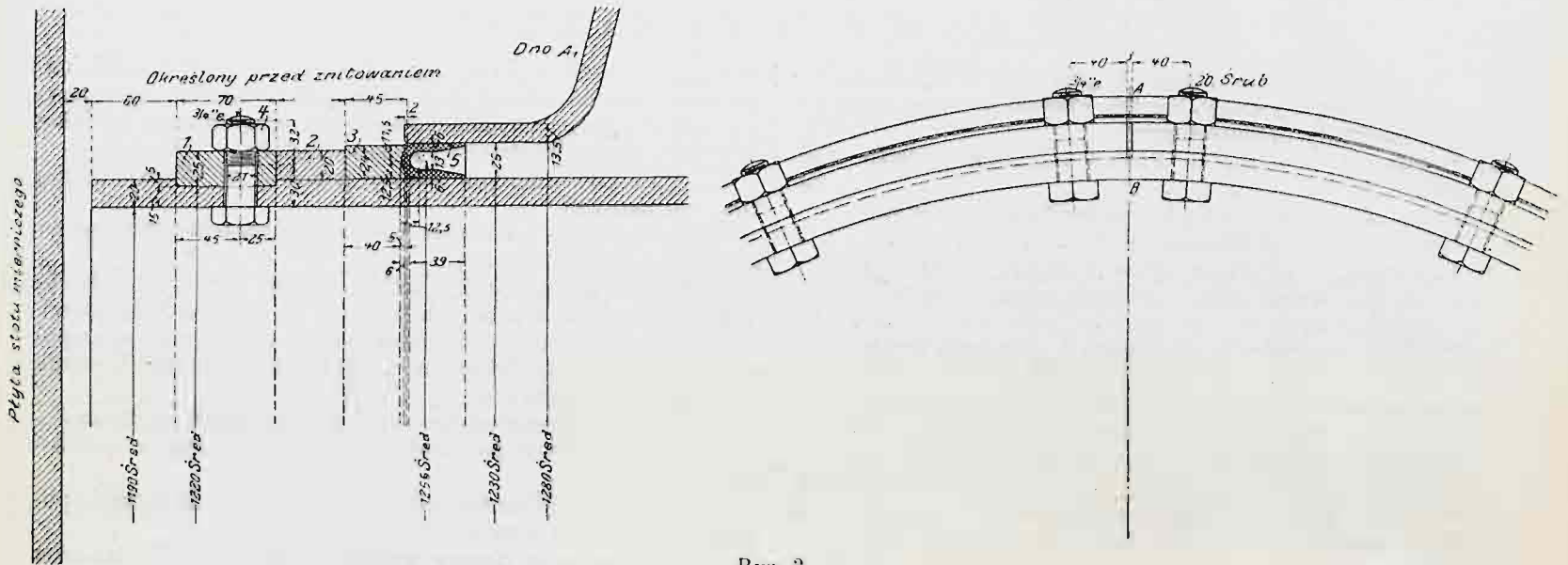
(Z. d. B. № 80 r. z., str. 497).

<sup>1)</sup> Przegl. Techn. № 9 z r. 1903, str. 140.



jakich podobne badania wymagają, prof. BACH był zdania, że należałoby najpierw rozstrzygnąć pytanie, czy wogóle warto rozpocząć je z dotychczas wyrabianymi dnami o małej sprężystości i czy nie słusniej byłoby raczej przygotować najpierw dna możliwie sprężyste i te poddać badaniu. Zjazd jednak uznał za konieczne rozpocząć badania nad zwykłymi

Do prób wybrano dna o przeciętnie spotykanej średnicy 2000 mm. Cylindryczna część kotła, sporządzona z żelaza spawalnego, miała służyć do całego szeregu prób z rozmaitymi dnami. Obliczono ją na ciśnienie 50 atm. Grubość ścianki wyniosła 25 mm, naprężenie pełnej blachy 2000 kg/cm<sup>2</sup>. Początkową długość nadano jej znaczną—1600 mm, tak aby przy



Rys. 3.

dotychczas wyrabianymi dnami i powziął w sprawie tej trzy uchwały, z których pierwsza dotyczy sposobu wstępnego obliczania den z wyobleniami przy dozwolonym naprężeniu 7,5 kg/mm<sup>2</sup>, a dwie pozostałe są następujące:

„W celu określenia wytrzymałości i sprężystości den wypukłych, należy przedsięwziąć badania ich w stanie zimnym, na co Związek udziela zasiłku w ilości 5000 mar.“.

„Związek Międzynarodowy wypowiada się za tem, aby kotły, przeznaczone do forsownego wyzyskiwania i z tego powodu ulegające starannej i częstej rewizji wewnętrznej,

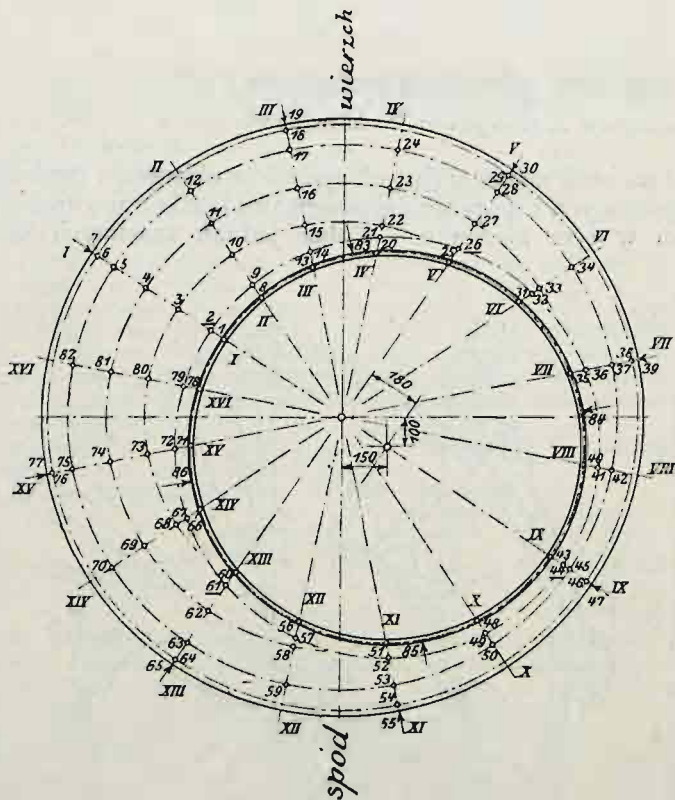
każdej zmianie den po usunięciu nitów można było brzegi jej stopniowo obcinać.

W zależności od rodzaju przynitowywanych kolejno den miały to być kotły próbne następujące:

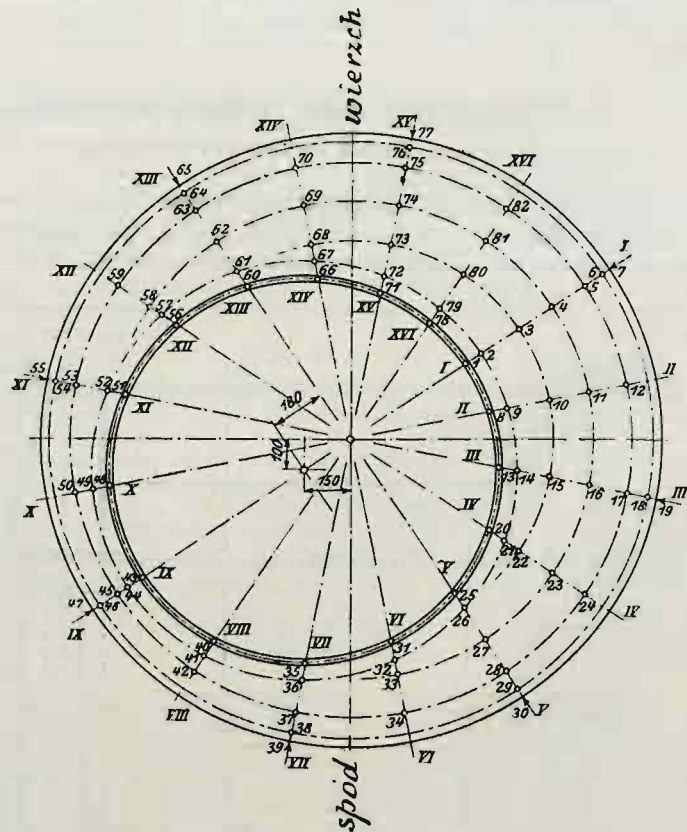
1) Kotły z jedną rurą płomienną, z dnami wyoblonemi na wewnątrz i na zewnątrz:

- a) Grubość dna 17 mm,
- b) „ „ 25 „

2) Kotły z dwiema rurami płomiennymi, również z dnami wyoblonemi na zewnątrz i na wewnątrz:



Rys. 4.



Rys. 5.

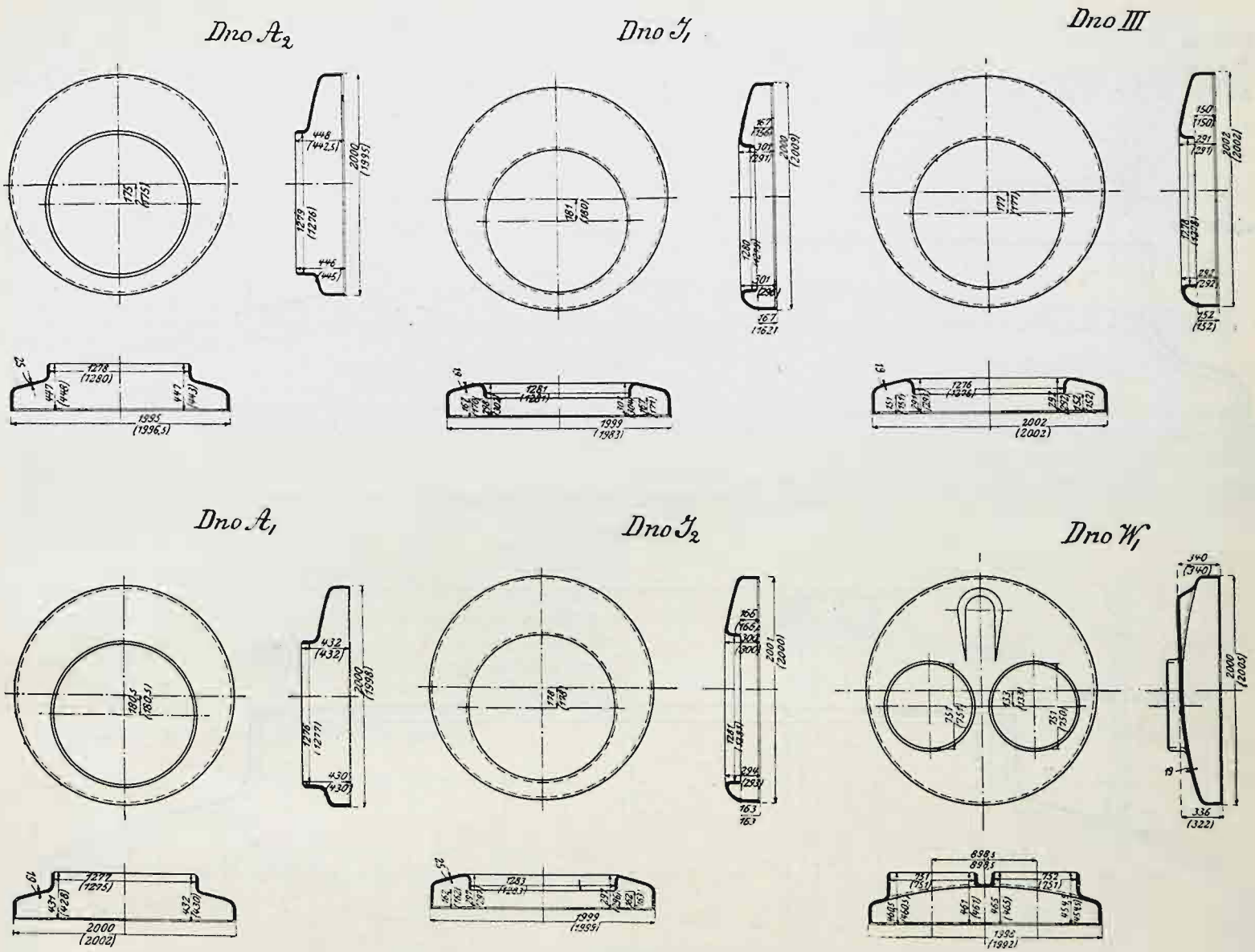
były obliczane przy wyższym naprężeniu dozwolonym, niż  $k=7,5 \text{ kg/mm}^2$ , aby tą drogą można było z biegiem czasu stwierdzić, czy możliwym jest stosowanie wyższych wartości współczynnika  $k$ “.

Na podstawie tych uchwał prof. BACH przystąpił do swych badań.

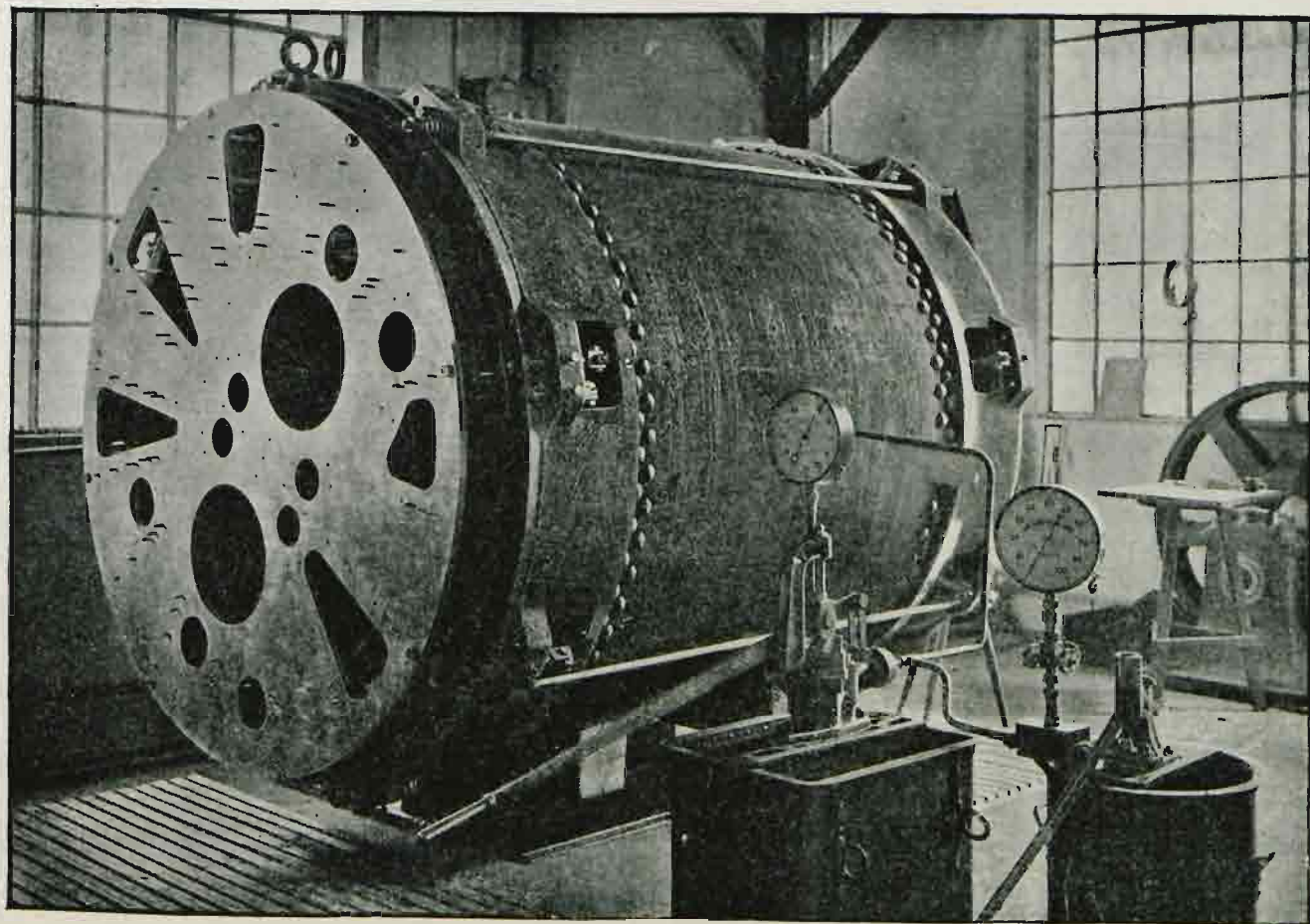
a) Grubość dna 17 mm,

b) „ „ 25 „

3) Kotły z dwiema rurami płomiennymi, z dnami wyoblonemi na wewnątrz i na zewnątrz o grubości 17 mm, różniąciami się od poprzednich tem, że posiadały wytłoczenia do szkieł wodoskazowych.



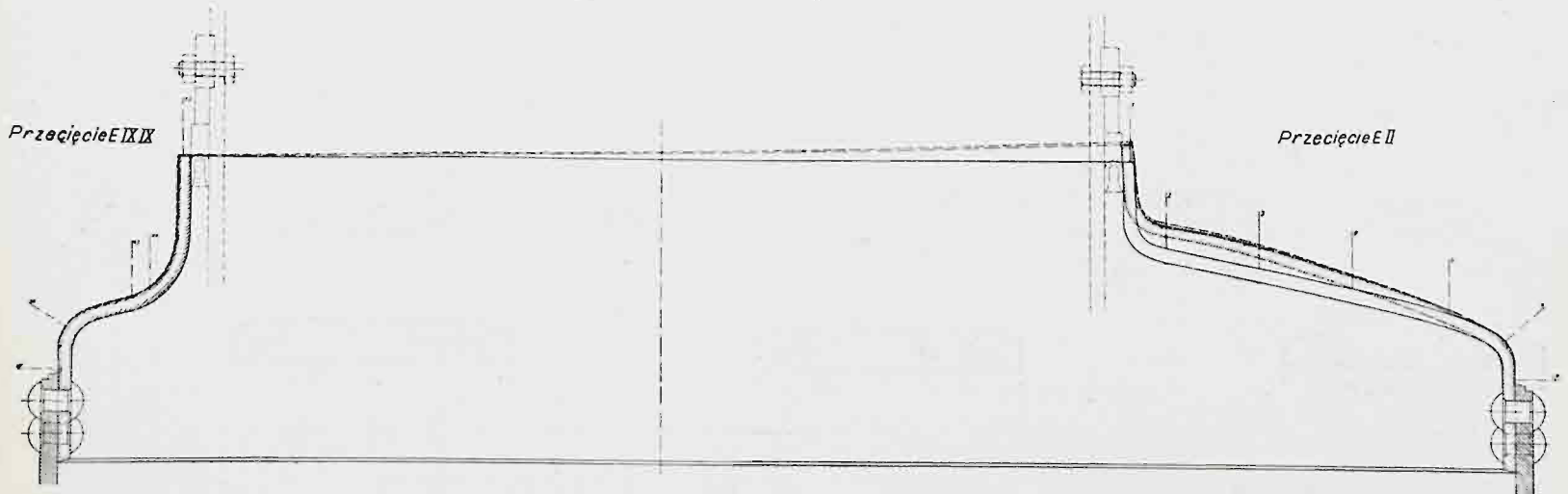
Rys. 6.



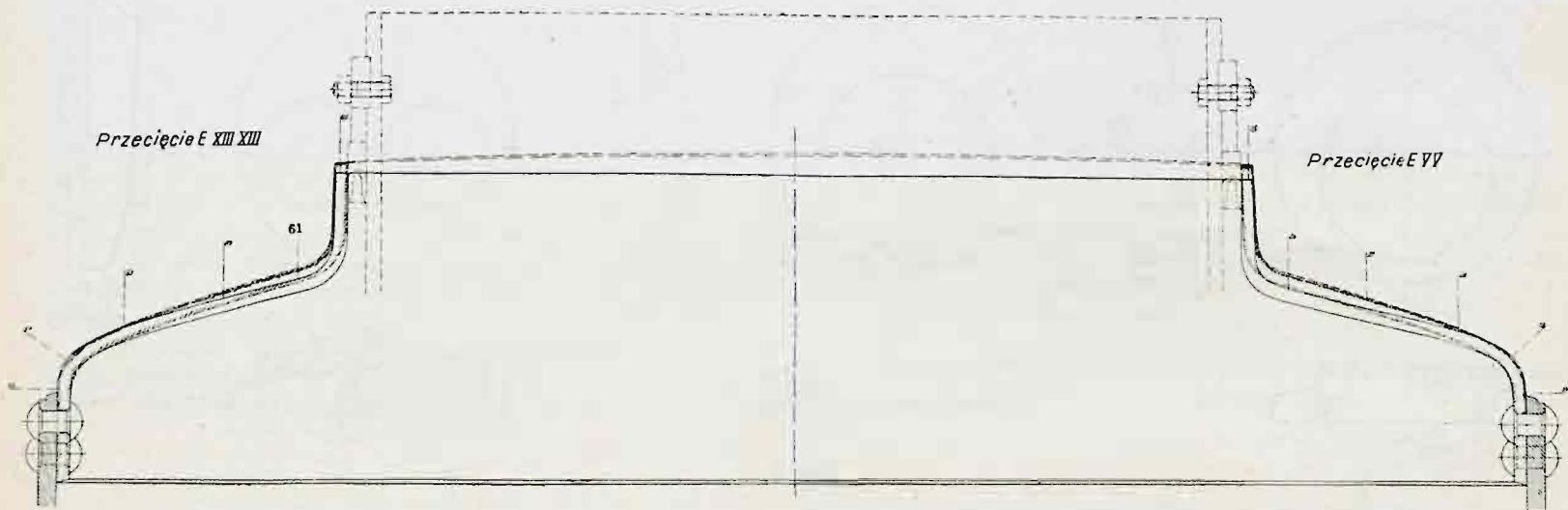
Rys. 7.

Przy budowie wszystkich tych kotłów próbnych nadzwyczaj ważną było rzeczą dać stosowne połączenie rur płomiennych z dnami, aby wszelkiego oddziaływania tych rur na dna możliwie uniknąć. Gdyby bowiem przy zamierzonych

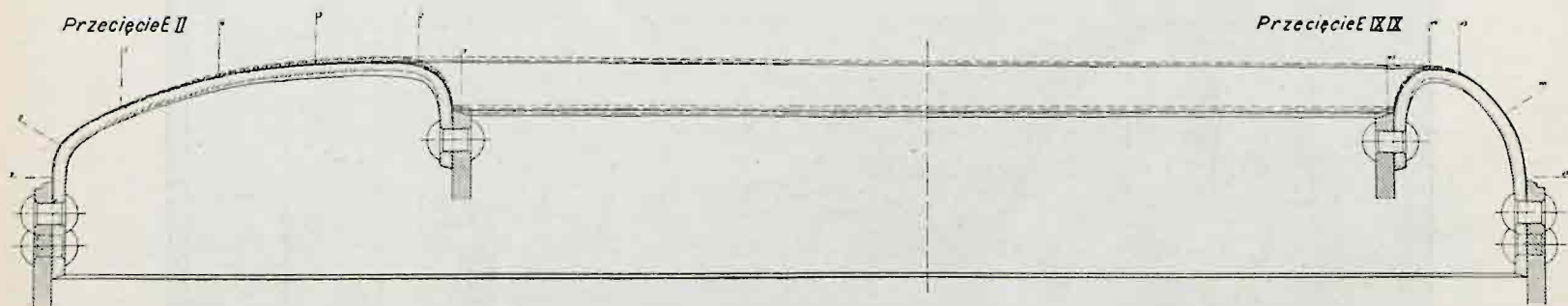
celu. Wynika stąd, że nie można było łączyć rury z obu stron z dnami za pomocą nitów, jak w zwykłych kotłach, gdyż przy zimnem ciśnieniu, jakiemu miały być kotły poddane przy próbach, rura podtrzymywałaby dna. Należało



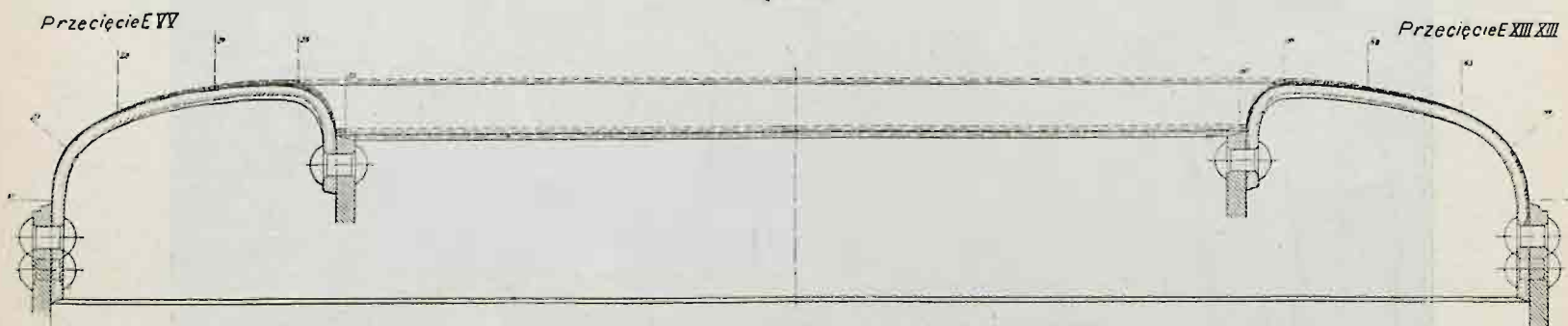
Rys. 8.



Rys. 9.



Rys. 10.



Rys. 11.

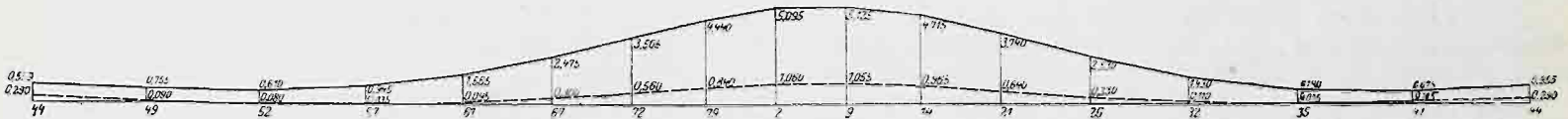
badaniach rury oddziaływały w jakikolwiek sposób na dna, a rodzaj i wielkość tego oddziaływania nie były dokładnie określone, to z wymierzonych odkształceń nie można byłoby wnioskować o wielkości naprężeń, jakie w dnach powstają pod wpływem odpowiedniego ciśnienia, i badania chybiłyby

więc obmyśleć taki sposób połączenia, przy którym rura na dna nie oddziaływałaby możliwie wcale. Z tego względu prof. BACH zdecydował się przy przedsięwziętych próbach zastosować sposób połączenia rury z dnami, widoczny na rys. 1. Jeden koniec rury został w zwykły sposób przynito-

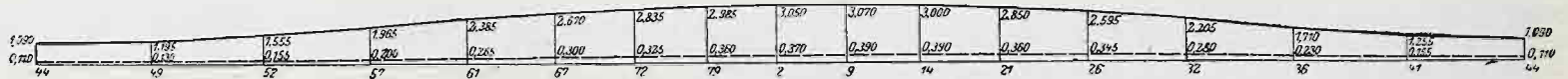
wany do krawędzi wyoblenia, drugi zaś zachował możność przesuwania się względem odpowiedniego mu dna przy użyciu pierścieni i uszczelki gutaperkowej, uwidocznionej na rys. 3.

zmniejszyła się o 6 mm, zaś jedna z wysokości zmieniła się z 336 na 322 mm. Łatwo stąd wnosić można, jak znaczne naprężenia zostały w ten sposób zniszczone.

Dna te następnie obtaczano na obwodzie i przynitowy-



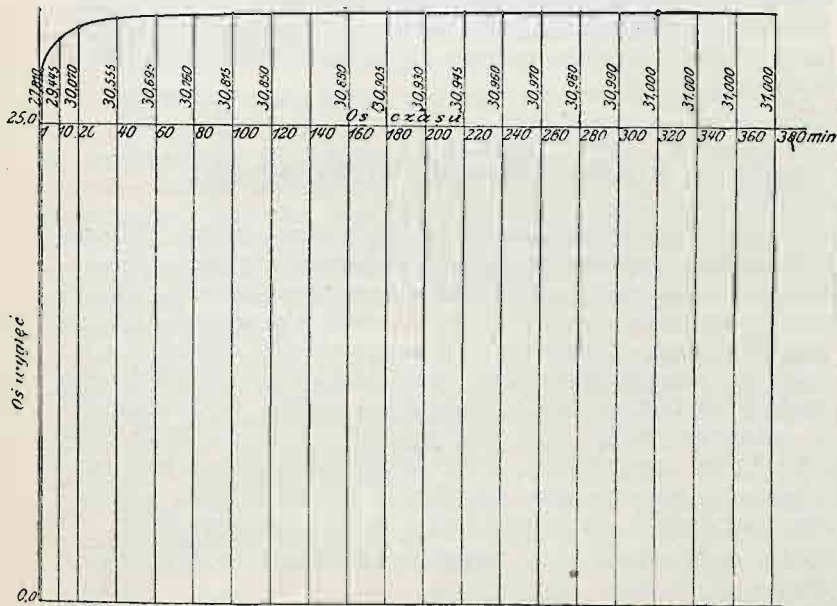
Rys. 12.



Rys. 13.

(Nie od rzeczy będzie tutaj zauważyć, że przy stosowaniu otrzymanych powyższym sposobem wyników do obliczania den zwykłych kotłów płomiennorurowych wypadnie zawsze pamiętać i odpowiednio uwzględnić oddziaływanie rur na dna podczas pracy kotłów. Pod wpływem gorących spalin górne części rury wydłużają się więcej niż dolne i powodują wygięcie rury ku górze, które jeszcze się zwiększa wówczas, gdy wypór wody przewyższy ciężar rury. Wydłużając się w ten sposób coraz bardziej, rura w końcu zacznie dna rozpieierać, skoro tylko wydłużenie jej w stosunku do wydłużenia okalającego ją kotła będzie tak duże, że nawet rozparcie dna wskutek ciśnienia wewnętrznego w kotle wydłużenia tego nie wyrówna. Z tych to więc względów kotły dobrze skonstruowane powinny mieć dna nie tylko w miarę mocne, lecz i w miarę sprężyste, a rurę dostatecznie giętką).

wano do korpusu kotła. Pasowały one dokładnie. Wówczas znowu zdjęto z nich szablony w liczbie 16-tu dla każdego dna (por. rys. 4 i 5), aby otrzymać ściśle wymiary tych miejsc, w których miały być mierzone odkształcenia przy próbach, a także aby się przekonać, czy nitowanie den nie odkształciło,

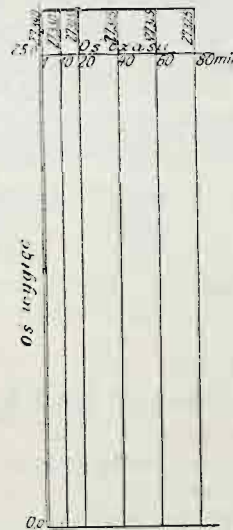


Rys. 14.

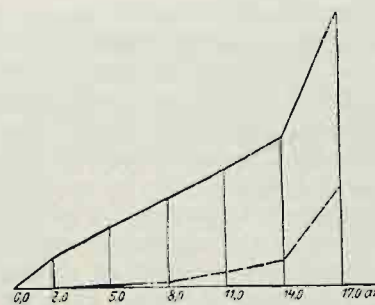
W celu dokładnego określenia kształtu dostarczonych den, zdjęto z nich cztery szablony w kierunku  $EI - I$ ,  $EIX - IX$ ,  $EV - V$  i  $EXIII - XIII$  (rys. 4 i 5), z których następnie wymierzono średnice i wysokości w kierunku osi. Ponieważ z wymierzonych przy badaniach odkształceń miano wnioskować o wielkości naprężeń, powstających w dnach pod wpływem ciśnienia w kotle, przeto należało najpierw zniszczyć te naprężenia, jakie już w nich mogły istnieć przed rozpoczęciem pomiarów. W tym celu każde dno rozgrzewano, kładąc do pieca płomiennego, a następnie powoli je studzono, aż do zupełnego wystygnięcia pieca. Ponowne pomiary wskazały w niektórych dnach znaczne różnice wymiarowe, wskutek czego np. dno  $I_1$  (rys. 6) wypadło zastąpić przez inne (dno III), gdyż średnica jego w jednym przekroju zmieniła się z 1999 na 1883 mm, w drugim z 2000 na 2009 mm.

Na rys. 6 oznaczone zostały wymiary den przed i po rozgrzewaniu.

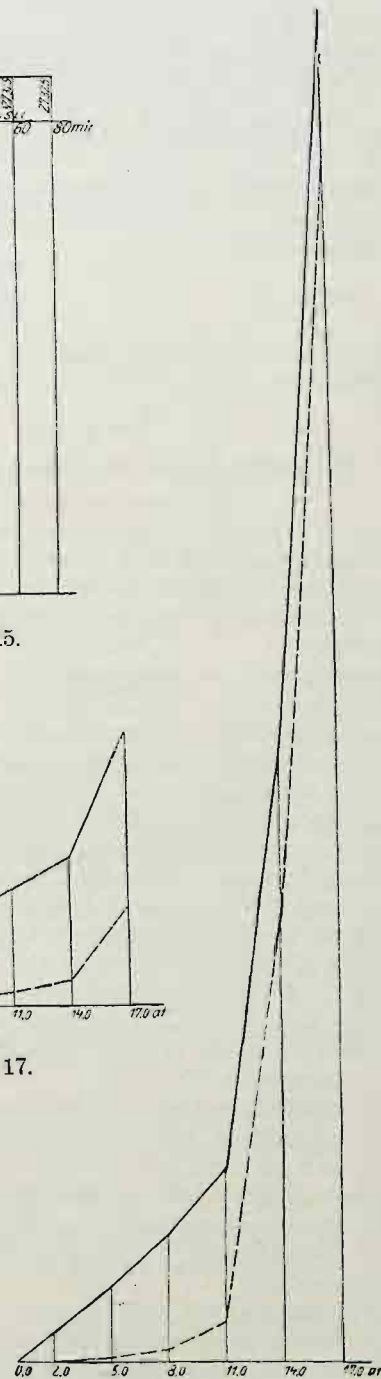
Na uwagę zasługują odkształcenia w dnie  $W_1$  z wytłoczeniem na wodowskaz. W kierunku osi pionowej średnica zewnętrzna powiększyła się o 5 mm, w kierunku osi poziomej



Rys. 15.



Rys. 17.



Rys. 16.

Każdy taki kocioł próbny zostawał umieszczany pomiędzy dwoma stołami mierniczymi, jak to widać na rys. 1 i 2 i na rys. 7.

Lanożelazne stoły miernicze z płytami z żelaza kutego były zbudowane dostatecznie mocno, aby odkształceniami swymi nie wpływały ujemnie na ścisłość pomiarów przy badaniach. Z tego również względu śruby ściągowe, łączące stoły z korpusem kotła, miały pod płytkami muter sprężyny.

Do właściwego mierzenia odkształceń służyły drążki okrągłe, przepuszczone przez płyty stołów mierniczych i przyparte stożkowymi końcami swymi do zewnętrznych powierzchni den za pomocą sprężyn. Wysokość części drążków, wystających ponad gładko zheblowaną powierzchnię płyty stołu, była mierzona za pomocą śruby mikrometrycznej ze ścisłością do  $\frac{1}{100}$  mm. Dla przedniego (z wyobleniem na zewnątrz) dna założono takich drążków 86, dla tylnego 82, czyli że mierzono odkształcenia dla 168 punktów. Na rys. 4 i 5 punkty pomiarów zostały oznaczone liczbami od 1 do 82, wzgl. 86.

Do chwili zjazdu w Elberfeldzie, na którym prof. BACH zdawał sprawę z przebiegu tych badań, pomiary odkształceń nie zostały jeszcze dla wszystkich kotłów ukończone. Dlatego brak jeszcze ogólnych wniosków, jakie z pomiarów dałyby się wyciągnąć. Poniżej umieszczamy ciekawsze z otrzymanych przez prof. BACH'a wyników, które dać mogą pojęcie o całości rozpoczętej pracy.

Rys. 8 wskazuje odkształcenia powstałe w przekroju *EI—I* i *EIX—IX* przedniego dna przy 17 atm. ciśnienia. W punkcie pomiarowym 2 dno zostało wyparte na zewnątrz o 35,74 mm, z których 31,90 mm stanowiły odkształcenia trwałe i 3,84 sprężyste. W tym samym przekroju punkt 44 przesunął się tylko o 1,52 mm, z czego 0,62 mm przypada na odkształcenia trwałe. W przekroju prostopadłym do poprzedniego po *EV—V* i *EXIII—XIII* widzimy na rys. 9 następujące odkształcenia:

	całkowite	trwałe	sprężyste
punkt 26	21,56	18,68	2,88
" 61	14,77	12,33	2,44

Na zasadzie położenia punktów 26 i 61 można byłoby przypuszczać, że odkształcenia ich powinny być równe.

Różnica tłumaczy się tem, że promień krzywizny dla 26 i 27 równy jest  $\infty$ , zaś dla 61 i 62 wynosi 1350 mm.

Wygięcia tylnego dna w tych samych przekrojach są znacznie mniejsze (por. rys. 10 i 11):

	całkowite	trwałe	sprężyste
punkt 2 ( <i>I—I</i> ) . . .	7,20	2,56	4,64 mm
" 44 ( <i>IX—IX</i> ) . . .	5,00	3,48	1,52 "
" 26 ( <i>V—V</i> ) . . .	7,29	3,56	3,73 "
" 61 ( <i>XIII—XIII</i> )	6,56	2,96	63,60 "

Na rys. 12 i 13 zostały przedstawione wykresnie odkształcenia całkowite, jak również trwałe i sprężyste, dla przekrojów cylindrycznych (por. rys. 4 i 5):

2, 9, 14, 21, 26, 32, 36, 41, 44, 49, 52, 57, 61, 67, 72, 79 przy 11 atm. ciśnienia.

Największe odkształcenie sprężyste dla przedniego dna (rys. 12) wynosi tu  $5,125 - 1,055 = 4,07$  mm, dla tylnego zaś (rys. 13)  $3,05 - 0,37 = 2,68$ , a także  $3,07 - 0,39 = 2,68$  mm.

Odkształcenia mierzone były przy następujących ciśnieniach wodnych:

0 2 0 5 0 8 0 11 0 14 0 17 atm.

Przy wysokich ciśnieniach odkształcenia osiągają wielkości stałych dopiero po upływie dość znacznego czasu. Np. wykres rys. 14, zestawiony dla odkształceń punktu 1 przy 17 atm. ciśnienia, wskazuje, że dopiero po upływie 320-tu minut wygięcie doszło do stałej wielkości 31 mm. Z tego względu wypadło wykonać bardzo dużo pomiarów w znacznym okresie czasu, aby otrzymać jedynie dające się porównywać stałe wielkości odkształceń. Przy odciążaniu, t. j. przy zmniejszeniu ciśnienia wodnego czas również gra pewną rolę, lecz już w znacznie mniejszym stopniu, jak to widać z wykresu rys. 15.

Na rys. 16 (dno przednie) i 17 (tyłne) dajemy wreszcie wykresy wzrostu odkształceń tak całkowitych jak częściowych (trwałych i sprężystych) dla punktu 2 przy ciśnieniu od 0 do 17 atm. Droga linii łamanych wyraźnie wskazuje, przy jakim ciśnieniu zaczyna się szybki wzrost odkształceń trwałych.

## Przyczynę do badań nad krążeniem wody w kotłach wodnorurkowych.

Obecna dążność w budowie kotłów parowych da się streścić w następujących 2-ch punktach:

1) osiągnąć możliwie najwyższy stopień sprawności kotła przez otrzymanie maximum pary o żądanej prężności z 1 kg paliwa—i

2) powiększyć wytwórczość pary z 1 m<sup>2</sup> powierzchni ogrzewalnej kotła.

Pragnąc podolać temu zadaniu, wszyscy konstruktorowie kotłów parowych starają się zwykle budować je w ten sposób, żeby w nich zawsze odbywało się możliwie najenergiczniejsze krążenie wody. To ostatnie znacznie zwiększa wydzielanie się ciepła, daje możność prędkiego otrzymywania pary, co zmniejsza kosztą podpalki, i wreszcie powoduje szybkie wyrównywanie temperatury w całym kotle, co znowu usuwa niejednakość, a więc niepożądane naprężenia w składowych częściach kotła. Z tego też wynika powiększenie wytwórczości pary z 1 m<sup>2</sup> powierzchni ogrzewalnej, co dozwala na zmniejszenie wymiarów kotła, a więc obniżenie kosztów urządzenia i zaoszczędzenie miejsca, przeznaczonego na ustawienie kotłów parowych.

Równocześnie każdy konstruktor dąży do zbudowania i zastosowania takiego paleniska, któreby dawało najkorzystniejsze spalanie na niem paliwa, t. j. z możliwie małymi stratami wytworzonego ciepła. Obmyślenie obmurowania (obmurza) najodpowiedniejszego i najlepiej przystosowanego do danego kotła parowego, również stanowi jedno z głównych zadań konstruktora.

Dotychczas panuje przekonanie, że kotły parowe dają najwyższy skutek użyteczny tylko wówczas, gdy nie są forsowane, czyli przy odparowywaniu około 15 do 20 kg wody z 1 m<sup>2</sup> pow. ogrz. Jednak przy dzisiejszym postępie techniki w tym kierunku, szczególnie zaś uwzględniając stosowanie „przegrzewaczy pary” i pomocniczych powierzchni ogrzewalnych, przypuszczać należy, że dojdziemy do takiego typu kotłów, w których ilość wytworzonej z 1 m<sup>2</sup> pow. ogrz. pary o wiele przewyższy obecne normy. Do kotłów z żywym krążeniem wo-

dy zaliczamy przede wszystkim kotły wodnorurkowe. Zdawałoby się więc zupełnie logicznem, że skoro kotły takie posiadają w wysokim stopniu owe wielce pożądane krążenie, to tem samem powinny one przy wyzyskiwaniu wykazywać najwyższą sprawność. Tymczasem w rzeczywistości okazuje się, że kotły te (bez przegrzewaczy) wchłaniają i oddają użytecznie średnio od 55% do 64% ogólnej ilości ciepła, wytworzonego w palenisku kotła, przy wytwarzaniu od 13 do 18 kg pary z 1 m<sup>2</sup> pow. ogrzewalnej. Porównyując powyższe rezultaty z normami odparowania, określonymi przez związek inżynierów niemieckich, który przyjmuje, że przy odparowaniu:

15 kg, wody z 1 m <sup>2</sup> p. o.	osiąga się skutek użyteczny do 75 %
20 " " " " " "	" " " " 70 %
25 " " " " " "	" " " " 63 %
30 " " " " " "	" " " " 58 %

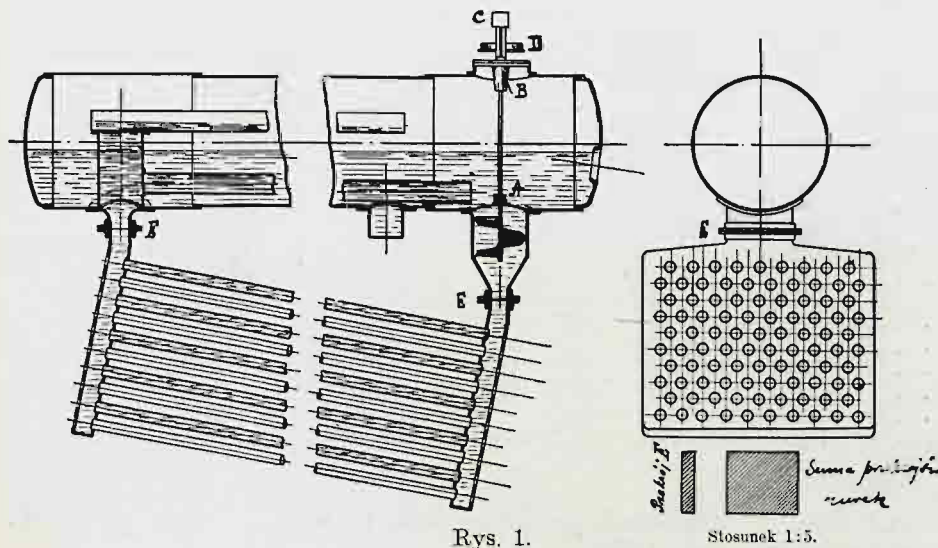
widzimy, jak dalecy jesteśmy od ekonomicznego wyzyskania ciepła w kotłach wodnorurkowych.

Główniejszymi przyczynami, wywołującymi powyższe zjawisko, są przede wszystkim: sposób połączenia górnego kotła z dolnym i nadzwyczajna trudność wykonania zupełnie szczelnego obmurowania, oraz utrzymania szczelności podczas pracy kotła. Tej drugiej przyczyny w niniejszej notatce szczegółowo rozpatrywać nie będziemy, postaramy się natomiast bliżej zbadać pierwszą.

Każdy kocioł wodnorurkowy składa się z dwóch głównych części: górnej, zbiornika pary i wody (znajduje się on często poza obrębem działania gazów), oraz dolnej, składającej się z szeregu rurek, położonych pochyło, albo zamocowanych w komorach wodnych, lub też połączonych w końcach ze sobą specjalnymi kolankami, czy też wreszcie w jakikolwiek inny sposób. Część dolna kotła, złożona z rurek, stanowi właściwy wytwarzacz mieszaniny pary z wodą, która, dostając się do części górnej, wydziela z siebie parę, a wodę oddaje napowrót do części dolnej. Część górna łączy się z dolną albo gardzielami albo szeregiem rurek pionowych,



lub też, w najlepszym razie, część przednia i tylna zbiornika górnego leżą wzdłuż komór wodnych. Wszystkie te połączenia mają przekrój o kilkakrotnie mniejszy od sumy przekrojów rurek dolnej części kotła. Tak np. w kotłach o małej i średniej wielkości powierzchni ogrzewalnej (rys. 1), stosunek przekroju połączenia ma się do sumy przekrojów rurek jak 1 : 5,



Rys. 1.

w kotłach zaś o wielkiej powierzchni ogrzewalnej, np. w kotle STEINMÜLLERA o 333 m<sup>2</sup> pow. ogrz. (rys. 2), stosunek powyższy spada do wielkości 1 : 12.

To samo da się powiedzieć o kotłach wodnorurkowych innych systemów. Najkorzystniej przedstawia się stosunek przekrojów wówczas, gdy górny zbiornik leży wzdłuż skrzyni wodnej. W ustroju np., przedstawionym na rys. 3, stosunek przekrojów przy mniejszych kotłach wyraża się jak 1 : 3, przy większych zaś jak 1 : 2,65.

W dolnej części kotła, pod wpływem wysokiej temperatury spalin, rozwija się bardzo żywa dążność do krążenia wody (szczególniej w dolnych warstwach rurek). Krążenie to jednak zostaje gwałtownie hamowane przez owe wazkie połączenia i znaczną ilość wytworzonej w palenisku energii, zmniejsza się przez przewyciężanie oporów, a nadto cząstka tej energii zużywa się jeszcze bezużytecznie na podniesienie, ze znaczną prędkością, całej masy wody ponad jej poziom w górnym zbiorniku.

Jeden rzut oka na rys. 1 i 2, lub na połączenia w kotłach innych systemów, pozwala już sądzić o niedostatecznym przekroju połączeń dla swobodnego przeprowadzenia pewnej ilości wody i pary w jednostkę czasu z dolnej do górnej części kotła. Starano się przeto stosować rozmaite przyrządy, tak zwane cyrkulatory, które wzmagalyby krążenie wody w kotle kosztem różnicy ciśnień między parą stałej prężności, a zwiększaniem peryodycznie ciśnieniem w przyrządzie (rurki DUBIAU). Badania jednak nad kotłami wodnorurkowymi, w których stosowane były tego rodzaju przyrządy, nie wykazały ich istotnych zalet, a więc i lepszego wyzyskania ciepła przez kocioł. Tam zaś, gdzie pożytek przyrządów takich wykazany został (w kotłach z przegrzewaczami), stało się to raczej za sprawą dostatecznie wielkiego przegrzewacza, który zdołał nie tylko odparować wodę, porwaną z parą, lecz i przegrzać ją do żądanej temperatury.

Ponieważ próby z cyrkulatorami nie dały pomyślnych rezultatów, postanowiła przeto jedna z krajowych fabryk kotłów przeprowadzić szereg doświadczeń w tym kierunku, lecz przez stosowanie bodźca z zewnątrz kotła parowego. W tym celu obrano jeden z dwóch wspólnie pracujących kotłów parowych systemu STEINMÜLLERA o jednakowej powierzchni ogrzewalnej po 151,6 m<sup>2</sup>, w którym w tylnej gardzieli, łączącej górny zbiornik z komorą (rys. 1), umieszczono śrubę, ażeby przez wprawienie jej w ruch zmusić wodę do energiczniejszego przepływu przez rurki. Śruba łana, o jednym pełnym skoku 400 mm przy 430 mm średnicy, osadzona była na wale pionowym, przechodzącym przez prowadnik A i dławnicę B. Wał osadzony w łożysku grzebieniowym C, stale i obficie smarowanym, otrzymywał ruch za pomocą pasa i koła pasowego D od elektromotoru, z zastosowaniem spe-

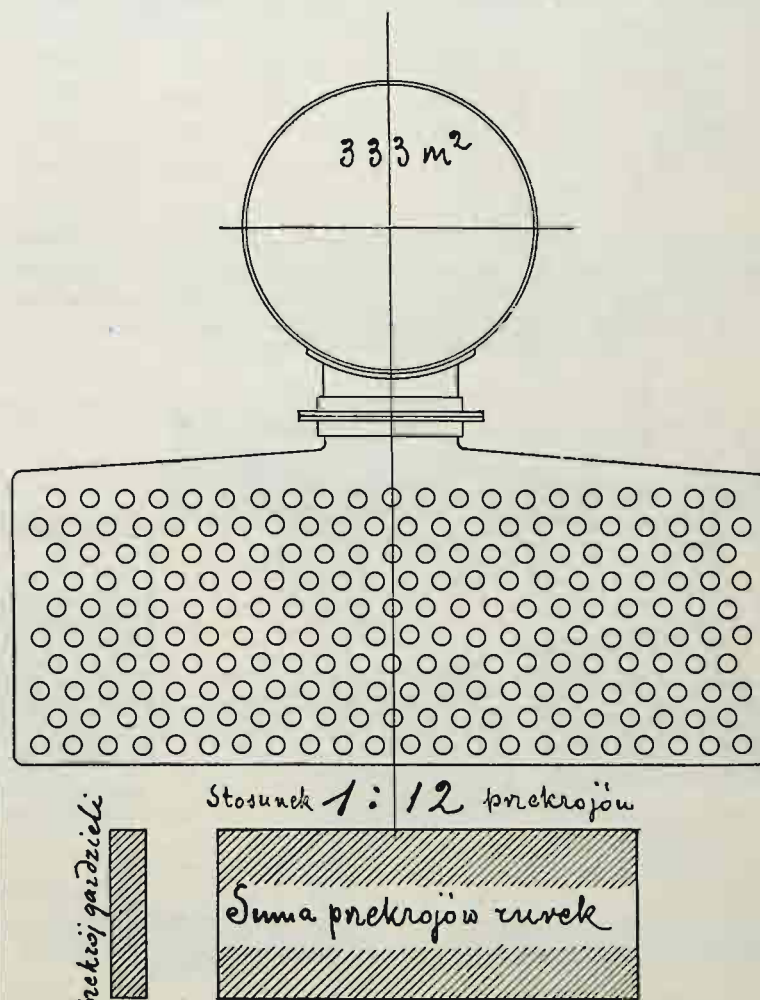
cialnego opornika, który liczbę obrotów śruby mógł regulować w granicach od 200 do 1000 na minutę.

Próby trwały przez dni 7, z których pierwsze dwa poświęcone były na wypróbowanie dotarcia się wału i śruby w kotle próżnym; następnie obracano śrubę w kotle napełnionym zimną wodą i wreszcie podczas pracy kotła. Zużycie energii elektr. na obracanie samej śruby zmniejszało się stopniowo, tak, że w rezultacie podczas badań przez dwa dni ostatnie, po zrzuceniu pasa z koła D, śruba obracała się czas pewien (około 8 minut) z prędkością 23 obrotów na minutę tylko pod wpływem naturalnego krążenia wody w kotle. Największa prędkość, jaką można było nadać śrubie w kotle czynnym, wynosiła 555 obrotów na minutę. Ponieważ jednak przy tej ilości obrotów a nawet przy 500 obrotach górny zbiornik ulegał silnym wstrząśnieniom, przeto doświadczenia robione były przy 450 obrotach na minutę.

Rezultaty dokonanych prób zamieszczone są w tablicach I i II (por. str. 350).

Rozpatrując je widzimy z tablicy I, że kotły pracowały w możliwie jednakowych warunkach, ponieważ ilości spalonego w 1 godz. węgla na 1 m<sup>2</sup> pow. rusztów nie wiele różniła się od siebie, odparowanie zaś z 1 m<sup>2</sup> pow. ogrz. waha się w szczupłych bardzo granicach; wyjątek stanowi tylko dzień trzeci, w którym kocioł bez śruby czas jakiś intensywniej pracował z powodu naprawy pompy przy kotle ze śrubą.

Średni skutek użyteczny kotła bez śruby wynosi 0,57, jak zwykle przy kotłach STEINMÜLLER'A (bez przegrzewacza), gdy tymczasem skutek użyteczny kotła ze śrubą wzrasta w miarę



Rys. 2.

zwiększania się ilości obrotów i wreszcie przy 450 obrotach na minutę podnosi się do 0,67, co stanowi powiększenie o 17,5% w stosunku do średniego skutku kotła bez śruby. Zwiększanie to jest dość poważne i oczywiście pochodzi od wzmożonego krążenia wody w rurkach, względnie od zwiększonej prędkości krążenia, a ponieważ współczynnik przewo-

Tablica I.

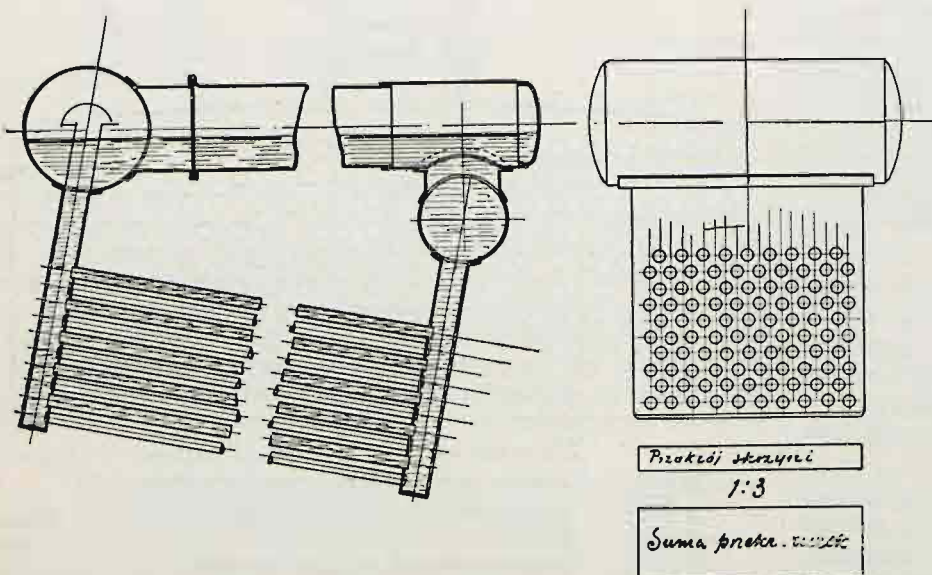
	Kocioł bez śruby			Kocioł ze śrubą		
Powierzchnia ogrzewalna kotła		151,6 m <sup>2</sup>			151,6 m <sup>2</sup>	
Powierzchnia rusztów		3,6 m <sup>2</sup>			3,6 m <sup>2</sup>	
Czas trwania próby, godzin	7 1/2	8 1/2	8 1/2	7 1/2	8 1/2	8 1/2
Ilość obrotów śruby na minutę	—	—	—	350	400	450
Odparowano wody ogółem	15 114	18 966	14 500	15 630	14 670	16 550
Spalono węgla kg.	2540	3300	2636	2659	2530	2470
Temperatura wody zasilającej	83°	79°	80°	83°	79°	80°
Ciśnienie pary w atm.	7,8	8,6	8,59	7,8	8,6	8,59
Temperatura gazów przed zasuwą	222°	245°	245°	253°	250°	248°
w kotłowni	17°	16°	18°	17°	16°	18°
Odparowano z 1 m <sup>2</sup> pow. ogrz. w godzinę	13,3	14,7	11,2	13,7	11,4	12,8
Spalano węgla na 1 m <sup>2</sup> pow. rusztu	94	107,8	86,1	98,5	82,6	80,7
1 kg węgla odparował wody l.	5,95	5,75	5,5	5,87	5,8	6,7
1 kg węgla odp. wody przy 0° i 760 mm	5,38	5,24	5,01	5,31	5,29	6,1
Wartość ciepłostek węgla		5 780			5 780	
Skutek użyteczny	0,59	0,58	0,55	0,59	0,60	0,67
CO <sub>2</sub> średnio	8%	5,8%	5,7	8,3	7,1	6,5
CO	0,35	0,05	0,1	1,06	0,12	0,03
O	12,5	12,3	14	12	12	12,9
Ciąg w ostatnim kanale przed zas. mm	11	12	13	13	14	14
Zużyto siły w kw.	—	—	—	2,5	3	4,06
Średnie rezultaty z dni.	1-go	2-ch	2-ch	1-go	2-ch	2-ch

dnictwa ciepła (podług JOUL'A i SER'A) między płynem będącym w ruchu a gazami jest wprost proporcjonalny do różnicy temperatur między nimi, jak również do pierwiastku

Tablica II.

Kocioł próżny		Kocioł z wodą zimną		Kocioł czynny	
Ilość obrotów śruby	Zużyto kw	Ilość obrotów śruby	Zużyto kw	Ilość obrotów śruby	kw
156	1,3	193	4	220	4,06
198	1,74	290	6	320	5,5
287	2,2	406	8,8	448	7,0
—	—	555	10,4	555	10,4

drugiego stopnia z prędkości przepływającego płynu, należałoby więc o wiele jeszcze zwiększyć prędkość wody w rurkach w celu otrzymania zadawalającego rezultatu, z równoczesnym dążeniem do spotęgowania różnicy temperatur.



Rys. 3.

Dla określenia prędkości przepływającej wody w rurkach pod wpływem działania śruby, posłużyć nam może tablica II i wymiary połączeń górnego zbiornika z dolną częścią kotła. Mianowicie:

Przekrój połączeń prostokątnych = 196 mm szer. × 660 mm dł. = 12,94 dm<sup>2</sup>  
 „ gardzieli tylnej okrągłej = 440 mm średnicy = 15,20 „  
 „ sumy 100 rurek <sup>95</sup>/<sub>88,5</sub> mm średnicy = 61,52 „

Stosunek przekroju prostokątnego do sumy przekroju rurek = 1 : 4,76

Średnica śruby  $D = 430$  mm.

Skok „  $h = 400$  mm.

Ilość obrotów śruby  $n$  na minutę.

Prędkość wody przetłoczonej przez gardziel w 1 sekundę =  $v = \frac{n \cdot h}{60}$ .

Ilość wody przetłoczonej przez gardziel w 1 sekundę  $I = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v$ .

$n$	$v$	Prędkość wody w przekroju prostokątnym	Prędkość wody w rurkach $v_r$
220	1,465 m	1,65 m	346 mm
320	2,130 „	2,39 „	504 „
448	2,930 „	3,36 „	706 „
555	3,700 „	4,15 „	875 „

Przy obliczeniu prędkości wody przepływającej w rurkach i prostokątnych przekrojach przyjęliśmy sprawność śruby równą jedności, co oczywiście jest niezgodne z rzeczywistością; mimo to prędkości nie są wcale imponujące, wskutek czego i skutek użyteczny kotła przy 450 obrotach śruby podniósł się tylko do 67%.

W celu porównywania ilości obrotów śruby w kotle biernym, napełnionym wodą zimną, a następnie w kotle czynnym z ilością zużytych kw, wykona wykres podany na rys. 4, odkładając na osi rzędnych ilość obrotów, na osi zaś odciętych kilowatty.

Przyrost prędkości ruchu śruby, wyrażony w ilościach jej obrotów na minutę, przy zużyciu tej samej ilości kilowattów, daje nam prędkość wody przepływającej pod wpływem naturalnego krążenia i jest największym w granicach od 290 obrotów do 450 na 1 minutę; przy 555 obrotach zużycie energii tak w kotle zimnym, jak też i w kotle pracującym, są ab-

solutnie jednakowe, co wskazuje na przekroczenie granicy sprawności śruby, która, obracając się z tą nadmierną prędkością, wywoływała tylko bezużytecznie bełtanie wody.

Największy przyrost prędkości wynosi 130 obrotów śruby, co, przeliczowane na prędkość przepływającej wody w rurkach, równa się 213 mm/sek.

Tak mała prędkość wydaje się wprost nieprawdopodobną, a jednak w rzeczywistości nie wiele przewyższa podaną powyżej, jak to widać z prac nad krążeniem wody w ko-

łach wodnorurkowych, dokonanych przez P. FUCHS'A, a przeprowadzonych nad wyraz szczegółowo i z wielką znajomością rzeczy. Pracę swoją p. FUCHS opublikował w roku zeszłym w Nr 11 czasopisma Związków Inżynierów Niemieckich i niektóre wyniki jego spostrzeżeń pozwolę sobie poniżej przytoczyć na poparcie mego zdania co do nieracjonalnej konstrukcji kotłów wodnorurkowych, która wprost hamuje naturalne krążenie wody w kotle.

Kocioł wodnorurkowy, użyty do doświadczeń przez p. FUCHS'A, posiadał 110,576 m<sup>2</sup> pow. ogrzew., składającej się z 8-iu nad sobą i 10-ciu obok siebie położonych rzędów rurek <sup>55</sup>/<sub>38</sub> mm średnicy, po 5000 mm długości każda (rys. 5); ponad ostatnim rzędem rurek umieszczony był przegrzewacz o 36,6 m<sup>2</sup> pow. ogrzew., spaliny zaś kierowane były przegrodami a, b, c, d i e.

Temperatury, zależnie od ich wysokości, mierzone były albo termoelementami lub też termometrami rtęciowymi. Dla określenia temperatury wody w każdej poszczególnej rurce umieszczano termometry w specjalnych oprawkach wprost każdej rurki, prędkość zaś przepływającej wody w rurkach mierzono przyrządem ze śrubą (rys. 6), której ilość obrotów było można liczyć, obserwując koniec jej wrzeciona obracający się w szklanej pochewce p.

Przegrody d, c i b (rys. 5) dzielą każdą z rurek na dwie części: jedną ze znakami dodatnimi (+), leżącą przed przegrzewaczem i drugą ze znakami ujemnymi (-), ogrzewaną spalinami po przejściu ich przez przegrzewacz; stąd wynika następujący podział ogólnej pow. ogrzew. rurek:

Rzęd + I	po 9,952	+ VII	po 3,041	- IV	po 3,87
+ II	"	+ VIII	"	- III	"
+ III	"	- VIII	po 10,781	- II	"
+ IV	"	- VII	"	- I	"
+ V	"	- VI	po 3,87		
+ VI	"	- V	"		

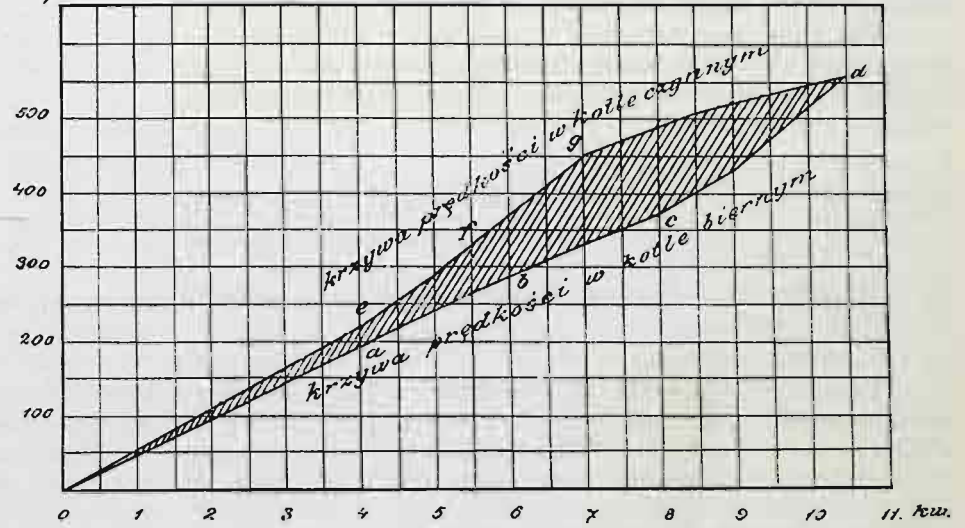
Rezultaty spostrzeżeń były następujące:  
Próba trwała 8 godzin 44 minuty.

Wartość ciepłostkowa węgla (westfalskiego)	7186
Popiołu	9,02%
Wody hygroskopijnej	3,46%
C	76,54 <sub>n</sub>
H	4,13 <sub>n</sub>
O	5,39 <sub>n</sub>
N	0,82 <sub>n</sub>
S	0,64 <sub>n</sub>
Spalono węgla ogółem	2992,5 kg
" " na godzinę	342,6 <sub>n</sub>
" " " i 1 m <sup>2</sup> rusztów	95,1 <sub>n</sub>
Odparowano wody ogółem	24000 <sub>n</sub>
" " na 1 godzinę	2748 <sub>n</sub>
" " " i 1 m <sup>2</sup> p. o.	24,85 <sub>n</sub>
Temp. wody zasilającej	33,54° C.
Cisnienie pary absolut.	11,90 kg/cm
Temp. " "	186,54° C.
Ciepłik całkowity w 1 kg pary nasyce.	663,39 ciepł.
Temp. pary przegrzanej	241,43°
Przegrzanie	54,89°
Ciepłik właściwy pary przegrzanej na 1 kg	0,507 ciepł.
Doprowadzone ciepło do przegrzania 1 kg pary	27,82 <sub>n</sub>
Ogólne ciepło pary przegrzanej	691,21 <sub>n</sub>
Odparowanie z 1 kg węgla	8,023 kg wody
Potrzebna ilość ciepła na 1 kg pary	657,67 ciepł.
Użyteczne ciepło 1 kg węgla	5276,48 <sub>n</sub>
Odparowanie z 1 kg węgla o 636,72 ciepł.	8,287 kg wody
na 1 godz. i 1 m <sup>2</sup> pow. ogrzew. otrzymano pary o 637,72 ciepł.	24,58 kg
Temp. spalin pod rzędem + I	= 1301° C.
" " przed przegrzewaczem	= 426° <sub>n</sub>
" " za przegrzewaczem	= 320° <sub>n</sub>
" " pod rzędem - I	= 269° <sub>n</sub>
Nadmiar powietrza	= 1,51-krotny

Bilans ciepła:

Straty przez proces palenia	= 6,08%
Pochłonięte ciepło przez pow. ogrzewalną	= 73,39 <sub>n</sub>
Straty w spalinach uchodzących do komina	= 15,11 <sub>n</sub>
" obmurzu kotła i przez promieniowanie	= 5,42 <sub>n</sub>
Razem	100,00%

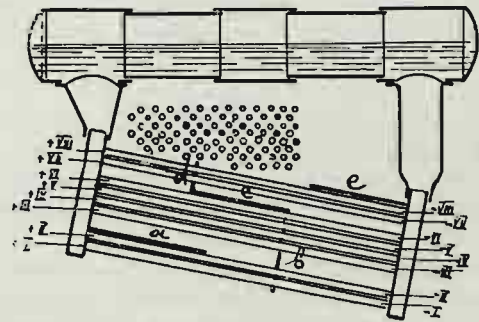
obroty/min.



Rys. 4.

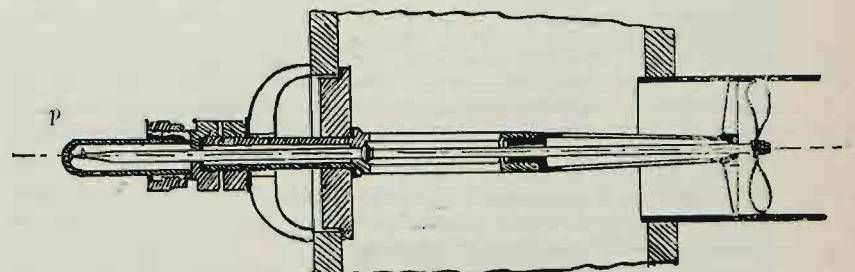
Prędkość wody w poszczególnych rzędach rurek wynosiła:

Rzęd I	prędkość na sekundę = 980 mm, różnica 383 mm
II	= 597 " " 138 "
III	= 459 " " 131 "
IV	= 328 " " 23 "
V	= 305 " " 30 "
VI	= 275 " " 140 "
VII	= 135 " " 102 "
VIII	= 33 "
Średnia prędkość = 389 mm.	



Rys. 5.

Z powyżej przytoczonej tabelki widzimy jak różnorodna jest prędkość przepływającej wody w każdym rzędzie rurek i jak raptownie i nieproporcjonalnie zmniejsza się ona w miarę oddalenia od źródła ciepła.



Rys. 6.

Porównyując zaś prędkość przepływającej wody w rzędzie I-ym z prędkością w rurkach rzędu VIII znajdujemy, że ta ostatnia jest 29 razy mniejsza; oczywista przeto jest rzecz, że całkowita ilość pary i wody, wznosząca się z najniższych rzędów rurek, ażeby wydostać się do górnej części

kotła, musi gwałtownie przedzierać się przez gardziel, łączącą obie jego części, hamując jednocześnie wypływ wody z górnych rzędów, co, rzecz prosta, zmniejsza ogólną wytwórczość kotła.

Naturalnie muszą istnieć i inne jeszcze przyczyny, powodujące to zmniejszenie prędkości wody w górnych rzędach, jak np.: stosunkowo duża prędkość opadającej wody w komorze tylnej kotła, dalej znaczne różnice w długości rurek (a więc i powierzchni ogrzewalnych), wystawionych na działanie spalin na drodze ku przegrzewaczowi i t. p.

Dla scharakteryzowania tej nierównomiernej wytwórczości pary w kotle wodnorurkowym przez poszczególne części pow. ogrzewalnej może posłużyć obok załączona tabelka, w której

$t$  oznacza temperaturę spalin,

$\Delta$  — różnicę temperatur między współleżącymi rzędami rurek,  
 $Q_w$  — ilość ciepłostek, pochłonięta przez pow. ogrzewalną w ciągu 1 godz. na  $1 m^2$ ,

$Q_D$  — taż sama wartość ciepła, wyrażona w  $kg$  pary o 636,72 ciepłostkach,

$O_p$  — to samo w %.

Rozpatrując powyżej zamieszczone rezultaty widzimy, że najenergiczniej pracujące rzędy rurek leżą jak najdalej od zbiornika pary, przeto ta ostatnia musi zużyć bezużytecznie część energii cieplikowej, ażeby się przedostać do niego, co naturalnie odbywa się kosztem zmniejszonego krążenia wody w kotle. Krążenie to wynika z nieokreślonej dotychczas bliżej różnicy ciężarów właściwych wody opadającej w tylnej

	$t$ °C.	$\Delta$ °C.	$Q_w$ j. c.	$Q_D$ kg	$O_p$ %
Temper. początkowa	1301				
Rzęd + I	1025	276	67 680	106,92	100,00
+ II	878	147	29 833	46,85	43,81
+ III	757	121	17 907	28,12	26,30
+ IV	649	108	14 050	22,06	20,63
+ V	558	91	11 104	17,44	16,32
+ VI	490	68	8 979	14,01	13,09
+ VII	473	17	6 832	10,73	10,04
+ VIII	460	13	6 564	10,30	9,63
Temp. za przegrzewacz.	320				
Rzęd - VIII	311	9	2 311	3,63	3,40
- VII	303	8	2 000	3,17	2,93
- VI	297	6	1 888	2,96	2,76
- V	289	8	1 826	2,86	2,67
- IV	284	5	1 826	2,86	"
- III	279	5	1 826	2,86	"
- II	274	5	1 826	2,86	"
- I	269	5	1 826	2,86	"

komorze, oraz mieszaniny wody i pary, podnoszącej się w przedniej komorze kotła. Opóźnienia w prędkości krążenia wywołują również opory tarcia, powstające przy nagłych zmianach przekrojów przepływu, jak również przy kilkakrotnej raptownej zmianie kierunków.

Reasumując to cośmy powyżej przytoczyli, musimy przyjść do wniosku, że kotły wodnorurkowe w takiej postaci, w jakiej obecnie przez wielu są budowane, nie mogą być zaliczane do rzędu kotłów racjonalnie i ekonomicznie pracujących.  
*W. Wojciechowski, inż.*

## D Y M I E N I E K O M I N Ó W.

Związek zachodzący między wywiązywaniem się dymu a wyzyskaniem paliwa, jak również środki i drogi wiodące do zmniejszenia dymu, wydzielanego przez urządzenia paleniskowe <sup>1)</sup>.

W wywodach poniższych zajmiemy się głównie paleniskami kotłów parowych, a z tego zakresu przedstawimy tylko to, co koniecznym jest, aby wyjaśnić, w jaki sposób, naszym zdaniem, można osiągnąć rzeczywisty postęp w tym kierunku. Należy nam tu wspomnieć o założonym w Hamburgu w r. 1902 Towarzystwie do nadzoru nad paleniskami i zwalczania dymienia kominów, oraz wskazać, w jaki sposób pojęli oni zadanie i jak szukają na tem polu polepszenia stanu rzeczy <sup>2)</sup>.

Nie potrzebujemy tu wspominać o nieprzyjemnościach, niedogodnościach i szkodach, jakie powstają wskutek wywiązywania się dymu. Pomimo to jednak za pewnik należy uważać, że dopóki zmuszeni jesteśmy używać węgla za opał, dopóty nie można myśleć o zupełnym uniknięciu dymu; obecnie możemy się tylko starać o pewne ograniczenie tego zła do miary, jaka w praktyce możliwa jest do osiągnięcia. Nie ulega też wątpliwości, że podczas gdy zwykle czynimy odpowiedzialni za tę uciążliwość tylko paleniska zakładów prze-

mysłowych, w wielu miastach podczas miesięcy zimowych paleniska, znajdujące się w domach mieszkalnych są dokuczliwe co najmniej w tej samej mierze. Zarządzenie temu ostatniemu jednak jest nierównie trudniejsze niż w paleniskach zakładów przemysłowych. Trudności całej sprawy wogóle widoczne są i z tego, że dążenia, aby na drodze prawnej znaleźć pomoc, dotychczas nigdzie nie osiągnęły zadowalających wyników. Nawet w Anglii, gdzie kwestya ta, z powodu wcześniejszego od innych rozwoju przemysłu angielskiego, najpierw była rozwiązana, pomimo bardzo dawnego zakazu dymienia, do dziś dnia nie otrzymano w tym kierunku znaczącego postępu. W Niemczech również bezskutecznie próbowano zapobiedz dymieniu w wielu miejscowościach na drodze przepisów policyjnych. Jeżeli do dziś dnia dążenia te nie powiodły się, głównie przypisać należy sprzeczności całego szeregu związanych z sobą zagadnień, dotychczas mało wyjaśnionych, wskutek czego nie zdołano wytworzyć przepisów odpowiedniego postępowania zapobiegawczego. Nie ma też zapewne innego zakresu techniki, w którymby istniało tyle sprzecznych poglądów, i gdzieby przy nader silnej wynalazczości było tyle obiecujących przyrzeczeń i zachwalań, jak właśnie w tej gałęzi.

Nim przystąpimy do rozpatrzenia środków i dróg prowadzących do zmniejszenia dymienia, należy nam przedewszystkiem bliżej zbadać jeden punkt, który dla przemysłu posiada szczególnie wielkie znaczenie i stanowi podstawę do oceny całej tej sprawy, a mianowicie: jaki związek zachodzi pomiędzy wytwarzaniem się dymu i wyzyskaniem paliwa. W tej kwestyi zapatrywania kół technicznych jeszcze ogromnie się różnią pomiędzy sobą i dlatego wyjaśnienie jej powinno przedewszystkiem przyzwać się do należytego postępu sprawy.

I. **Związek zachodzący między wywiązywaniem się dymu a wyzyskaniem paliwa.**

Jeżeli węgiel bogaty w gazy, a więc skłonny do wywiązywania dymu, przy spalaniu wydziela dymu niewiele, lub nie wydziela go wcale, to wypadek ten nie jest jeszcze oznaką dobrego wyzyskania paliwa, chociaż niekiedy tak jedno jak i drugie może współcześnie zachodzić. Są jednak i takie wypadki, gdzie pomimo zupełnie bezdymnego kominu zużytkowuje się tylko stosunkowo pewien mały ułamek ciepłika

<sup>1)</sup> Por. F. Haier, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1905.

<sup>2)</sup> Powodem do założenia tego Towarzystwa była okoliczność, że władze hamburskie starały się na drodze policyjnej przedsięwziąć środki, aby zapobiedz wywiązywaniu się dymu i sadzy w przemysłowych urządzeniach paleniskowych. Przeciw podobnemu rozporządzeniu Koło przemysłowców założyło protest i orzekło, że polepszenie sprawy tej daleko pewniej i łatwiej można osiągnąć drogą samopomocy w ten sposób, aby zainteresowani przemysłowcy związali się w Towarzystwo w rodzaju istniejących Towarzystw do nadzoru nad kotłami. Towarzystwo odnośnie istotnie zawiązało się w r. 1902 i postawiło sobie za cel: osiągnięcie spalania w zakładach swoich członków możliwie zupełnego i bez dymu, a przy jaknajwiększym wyzyskaniu paliwa. Do tego miało się dojsć:

1) przez regularne badanie urządzeń paleniskowych wraz z kontrolą ich obsługi i udzielenie wskazówek, w celu zaradzenia brakom, jeżeliby się te przytem okazały;

2) przez badanie wszystkich kwestyi mających związek: z biegiem palenisk, z wyzyskaniem paliwa, z wywiązywaniem się dymu, zmianą palenisk odpowiednio do wartości opałowej i t. p., wygotowywanie odpowiednich ocen, nadzór nad budowlami nowowznoszonymi i przeróbkami;

3) przez wykształcenie odpowiednich palaczy;

4) przez zliczanie danych, otrzymanych w tym zakresie z doświadczeń, szczególnie zaś z badań nad specjalnymi urządzeniami paleniskowymi; rozpowszechnianie osiągniętych w ten sposób wiadomości pomiędzy członkami Towarzystwa.

zawartego w węglu, a z drugiej strony nawet przy znacznym wywiązywaniu się dymu może odbywać się dość jeszcze duże zużycie węgla.

Aby zależności tu zachodzące bliżej objaśnić, uważamy za stosowne choć w krótkości przypomnieć o stratach jakie powstają przy spalaniu się węgla.

Gdy węgiel się spala w palenisku, zawsze pewna jego część przesypuje się przez ruszt, również pewna choć mała część jego pozostaje w żużlu. Te części węgla więc nie podlegają spalaniu. Dalej tylko w bardzo niewielu wypadkach gazy, tworzące płomień i wydzielające się z węgla, całkowicie się spalają; zwykle większa lub mniejsza część gazów uchodzi niespalona, przyczem następuje częściowy rozkład i węgiel wydziela się w postaci sadzy. W tych gazach i parach, częścią widzialnych, a częścią niewidzialnych, jak również w sadzy traci się także pewną ilość ciepła. Następnie z ciepła rzeczywiście wywiązanego tylko pewna jego część przenosi się użytecznie na powierzchnię ogrzewalną. Bardzo znaczna część uchodzi ze spalinami przez komin w powietrze, jako ciepło wolne, a więc niedostrzegalny, podczas gdy dalsza część promieniuje bezużytecznie z kotła i obmurowania, albo za pomocą przewodnictwa udziela się otoczeniu.

W wywodach naszych weźmiemy pod uwagę tylko straty, jakie uchodzą przez komin, t. j. straty ciepła wolnego w spalinach i straty wskutek niepełnego spalania. Pierwsza strata wynika z ilości gazów uchodzących, ich temperatury i ciepła właściwego, przyczem do obliczenia ilości gazów powstałych z 1 kg węgla potrzebna jest znajomość składu chemicznego tychże gazów i składu węgla.

Pomimo że zbadanie tych strat wogóle można przeprowadzić z wystarczającą dokładnością i bez szczególniejszych trudności, bezpośredniego oznaczenia strat wynikłych wskutek niepełnego spalania dotychczas, niestety, nie udało się dokonać. Dlatego właśnie strat rzeczonych prawie nigdy nie określa się i jest to także powód, że o ilości tego ciepła nie posiadamy dostatecznej wiadomości.

Ponieważ ciepło tracone przez rozpromieniowanie i przewodnictwo również nie może być bezpośrednio oznaczone, więc te straty ciepłowe wraz ze stratami powstającymi wskutek niepełnego spalania oznacza się w bilansie ciepła jako tak zwana reszta.

Ze wszystkich strat w palenisku najwięcej zwracającą uwagę i najnieprzyjemniej uderzającą jest strata wynikająca z niepełnego spalania. Jest to także powód, dlaczego ci, którzy sprawy nie znają dokładnie, przykładają do tej straty największą wagę.

Nie można zaprzeczyć, że przy równych zresztą okolicznościach, ze względów oszczędnościowych, spalanie niepełne jest mniej korzystne niż pełne. Idzie tylko o zbadanie, do jakiego stopnia możliwe jest doprowadzenie do pełnego spalania przy równocześnie możliwym ograniczeniu strat ciepła wolnego w gazach uchodzących, i jakie znaczenie w praktyce ze względów oszczędności ma strata ciepła powstająca wskutek niepełnego spalania.

Ażeby odpowiedzieć na to pytanie, należy sobie przedstawić wielkość ciepła uchodzącego i okoliczności, jakie przy tem zachodzą.

Strata na ciepło uchodzącym rośnie wraz z ilością i temperaturą gazów odlotowych. Jest więc tem większa, im większy jest nadmiar powietrza przy spalaniu, ponieważ wtedy wzrasta zarówno ilość spalin, jak i ich temperatura końcowa. Prócz tego temperatura wzrasta wraz ze wzrostem naprężenia kotła. Wyobraźmy sobie, że proces spalania 1 kg węgla kamiennego odbywa się z ilością powietrza odpowiednią do składu chemicznego i bez nadmiaru, to w takim razie potrzeba 7 — 9 m<sup>3</sup> powietrza. Widzimy więc, że idzie tu o dość znaczne ilości gazów, które bywają zwykle jeszcze większe, ponieważ z taką ilością powietrza w praktyce spalanie nie daje się przeprowadzić, a zawsze zużywa się powietrza więcej, przyczem ilość jego zależy od ustroju paleniska i sposobu palenia palacza. Prócz tego temperatura gazów odlotowych poniżej 180 — 200° C. ze względów praktycznych nie może być w kotle wyzyskana.

Jeżeli na przykład spalanie następuje z podwójną ilością powietrza, co się często zdarza i co przy ruszcie płaskim

jeszcze nie oznacza zbyt niekorzystnego sposobu palenia, to na 1 kg węgla o średnim składzie otrzymamy już około 16 m<sup>3</sup> gazów odniesionych do temperatury 0° i do stanu barometrycznego 760 mm.

Przy temperaturze gazów odlotowych 250° C., co odpowiada miernemu natężeniu pracy kotła, wypada strata ciepła 1180 ciepłostek na 1 kg węgla. Jeżeli wartość opałowa węgla była 7000 ciepł., to strata wypada około 17% całkowitego ciepła, jaki mieliśmy do rozporządzenia. Ta strata, zupełnie niewidzialna dla oka, rośnie prawie proporcjonalnie wraz z ilością zużywanego powietrza i proporcjonalnie do temperatury odlotowej — wypadki zaś, w których dosięga 30%, bynajmniej nie należą do rzadkich. W każdym razie wypada stąd, że ta strata dla wyzyskania paliwa ma znaczenie rozstrzygające.

Teraz rozpatrzmy, jak się ma rzecz ze stratą wskutek niepełnego spalania. Jak to już mówiliśmy, bezpośrednie oznaczenie rzeczonych strat jest bardzo trudne. Jedynych doświadczeń w tym kierunku, za pomocą dokładnego mierzenia sposobem chemicznym, dokonał BUNTE w latach 1879 — 1881 (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1900 r.). Z wyników badań okazało się głównie, że przy 8 — 10% zawartości kwasu węglowego, a więc przy 100% nadmiarze powietrza, można było osiągnąć dosyć dokładne spalanie. Strata ponad 5% wartości opałowej węgla, powstająca wskutek niepełnego spalania, występowała wogólnie tylko przy badaniach szczególnie niekorzystnych i w warunkach palenia umyślnie ułożonych (w takich wypadkach możnaby wykazać straty nawet do 17%). Następnie badania te dostarczyły wyraźnego dowodu, że niepełnego spalania można tem łatwiej uniknąć, im większy jest nadmiar powietrza w granicach w praktyce możliwych, im większą zatem jest strata w ciepło uchodzącym, i że wogóle przy dość znacznym ograniczeniu dopływu powietrza należy się obawiać znaczniejszej straty wskutek niepełnego spalania.

Chociaż strata wskutek niepełnego spalania może być dość duża, to jednak dla wyzyskania paliwa nie ma ona takiego znaczenia jak strata na ciepło uchodzącym, a to z przyczyny, że ta ostatnia rośnie w odwrotnym stosunku do poprzedniej. Ponieważ pojawienie się takowej pochodzi w znacznej mierze z braku powietrza, przeto zwykle z nią połączona bywa stosunkowo mała strata na ciepło uchodzącym. Jeżeli zaś do osiągnięcia pełnego spalania potrzeba znaczniejszego dopływu powietrza, to strata na ciepło uchodzącym rośnie także, a otrzymaną korzyść traci się znowu przynajmniej częściowo. Tej to właśnie okoliczności należy przypisać, że aż do ostatnich czasów w szerokich kołach fachowych byli skłonni stracie wskutek niepełnego spalania przypisywać daleko mniejsze znaczenie niżby się jej właściwie należało.

O rzeczywistych stosunkach daje pojęcie szereg poniżej przytoczonych doświadczeń przeprowadzonych z kotłem o dwóch płomieniach, z rurami GALLOWAY'A, zwyczajnej budowy, mającym 75 m<sup>2</sup> powierzchni ogrzewalnej.

Dane co do wielkości strat, jakie powstają wskutek niepełnego spalania, można otrzymać nawet bez dokładnego badania chemicznego gazów odlotowych w sposób następujący. Należy tylko w pewnym urządzeniu kotłowym przez odpowiednie doprowadzenie powietrza i odpowiednią siłę ciągu osiągnąć możliwie pełne spalanie. Wówczas po szeregu badań, przy należytem obciążeniu kotła, otrzymana w bilansie ciepła reszta wyrażać będzie straty wskutek rozpromieniowania i przewodnictwa urządzenia kotłowego. Ponieważ te straty przy naprężeniach kotła mniej więcej jednakowych, lecz przy różnych rodzajach pracy zmieniają się w bardzo małym stopniu, przeto z innych badań następnie przeprowadzonych w temże samym urządzeniu kotłowym podczas spalania niepełnego, można wnosić z przyrostu reszty o stracie spowodowanej wskutek niepełnego spalania.

Wyniki wyżej wspomnianych badań w ten sposób przeprowadzonych zebrano w tablicy I.

Cztery badania dokonane przedstawione są nie w porządku ich przeprowadzania, lecz stosownie do wywiązywania się dymu i dopływu powietrza. Badania I, II i III przeprowadzono dwa razy w tych samych warunkach. Wyniki zgadzają się ze sobą z dokładnością zadawalną.

