

## Sprawność ekonomiczna maszyny parowej.

Odczyt wygłoszony w Stowarzyszeniu Techników w Warszawie, d. 10 stycznia r. b.  
przez inż. Adama Śluckiego.

Wielkość zużycia pary stanowi pewną miarę ekonomicznego działania maszyny parowej, im mniejsze jest zużycie pary na konia i godzinę, tem większa jest jej sprawność ekonomiczna czyli współczynnik jej wydajności ekonomicznej. Ale wielkość zużycia pary, sama przez się, nie daje jeszcze możności oceny sprawności maszyny, o ile nie jest znana wielkość, z którąbyśmy mogli ją porównać. Dwie maszyny parowe, jednakowego ustroju i jednakowej mocy, ale o różnym rozchodzie pary na konia i godzinę, łatwo jest porównać ze sobą pod względem ekonomicznego ich działania: pierwszeństwo oddajemy maszynie parowej o mniejszem zużyciu pary.

Nie wynika jednak z tego bynajmniej pewność, czy to mniejsze zużycie pary maszyny oszczędniejszej stanowi owo minimum, którego możemy od dobrej maszyny parowej żądać. Ażeby to ocenić, musimy znać zużycie pary jakiejś maszyny doskonałej, z którą należy porównać daną maszynę parową, a wtedy stosunek ich do siebie wykaże stopień ekonomicznego działania maszyny badanej.

Najdoskonalszą maszyną parową byłaby ta, która całe ciepło zawarte w parze przemieniałaby w pracę, bez jakichbądź strat. Taka maszyna powinna dać podług równoważnika mechanicznego ciepła za każdą jednostkę ciepła, zawartą w parze 426 *mk*g pracy mechanicznej na 1 sekundę

$$1 \text{ cpł.} = 426 \text{ mk.}$$

Jak wiadomo, 75 *mk*g/sek. = mocy 1 konia = 1 k. p., przeto 1 cpł. =  $\frac{426}{75} = 5,68$  k. p./sek.. Jeżeli ta doskonała maszyna pracę tę wykona w czasie jednej godziny, to zużyje się dla 5,68 k. p./godz. = 3600 cpł., czyli na

$$1 \text{ k. p./godz.} = \frac{3600}{5,68} = 634 \text{ cpł.}$$

Przypadkowa ta ilość ciepła równa się zawartości ciepła w 1 *kg* pary, przy uwzględnieniu temperatury wody zasilającej. Całkowite ciepło:  $\lambda = 606,5 + 0,305 t - t_0$ , gdzie *t* oznacza temperaturę pary, a *t*<sub>0</sub> — temperaturę wody zasilającej.

Dla pary np. 6-atmosferowej: *t* = 158° C.; jeżeli przyjmujemy temperaturę wody zasilającej *t*<sub>0</sub> = 21° C., wtedy ciepło  $\lambda = 606,5 + 0,305 \cdot 158 - 21 = 634$  cpł.

Jak wiadomo,  $\lambda$  wzrasta z ciśnieniem pary bardzo nieznacznie, przytem temperatura wody może się o tych kilka stopni różnić, przeto można bezwzględnie przyjąć, że

$$1 \text{ kg pary} = 1 \text{ k. p./godz.}$$

Jeżeli maszyna parowa zużywa *C* *kg* pary na 1 k. p./godz., t. j. *C* razy więcej niż powinna była zużyć teoretycznie podług równoważnika mechanicznego ciepła, to jej sprawność ekonomiczna względem niego wynosi

$$\eta_{\text{cpł.}} = \frac{1}{C} \dots \dots \dots (1).$$

Jest to wyraz bardzo prosty (choć dopiero od niedawna powszechnie używany) i daje jasne pojęcie o stopniu wyzyskania ciepła pary w maszynach parowych.

**Przykład.** Maszyna parowa sprężona, o mocy 200 k. p. w. zużywa na 1 k. p. w. i godzinę *C* = 6,25 *kg* pary nasyconej, jaka jest jej sprawność ekonomiczna  $\eta_{\text{cpł.}}$  względem równoważnika mechanicznego ciepła?

$$\eta_{\text{cpł.}} = \frac{1}{C} = \frac{1}{6,25} = 0,16, \text{ czyli } 16\%.$$

Jeżeli mamy do czynienia z parą przegrzaną lub chcemy bardzo dokładnie obliczyć  $\eta_{\text{cpł.}}$  pary nasyconej, wtedy należy  $\frac{1}{C}$  pomnożyć przez  $\frac{\lambda'}{634}$ , gdzie  $\lambda'$  oznacza dokładnie cał-

kowite ciepło tej pary z uwzględnieniem temperatury wody zasilającej.

Porównanie maszyny parowej rzeczywistej z równoważnikiem mechanicznym ciepła uważają niektórzy jako za daleko idące, ponieważ ideał ten jest zbyt odległym od rzeczywistości.

Przeto od dawna przyjęto porównywanie sprawności maszyny parowej ze znanym obiegiem zamkniętym CARNOT'A, uważanym za najidealniejszy obieg, jaki może wykonać ciało między dwiema temperaturami krańcowymi.

Wartość współczynnika wydajności obiegu zamkniętego CARNOT'A równa się:

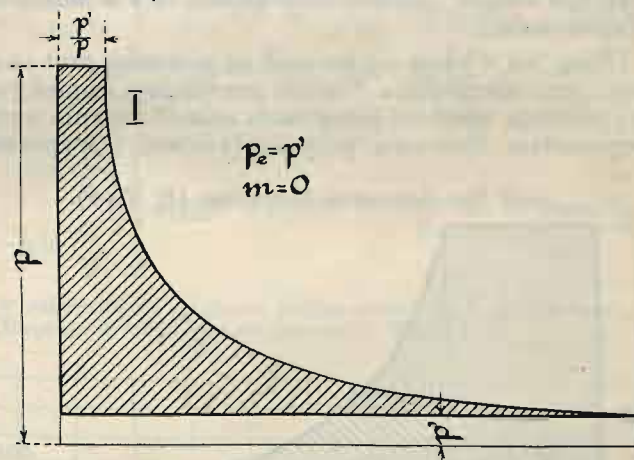
$$\eta = \frac{T - T'}{T} \dots \dots \dots (2),$$

gdzie *T* oznacza temperaturę najwyższą, a *T'* najniższą.

Ale obieg zamknięty CARNOT'A wymaga powrotu materii silniczej po skończonym obiegu do stanu pierwotnego, t. j. przy parze do tej kropli wody, z której ta para robocza powstała, co jest fizyczną niemożliwością, ponieważ przy ostatnim sprężaniu adiabatycznym, jak CARNOT wymaga, para nigdy się nie może skroplić, lecz przeciwnie ona się przegrzewa.

Porównanie sprawności maszyny parowej z obiegiem CARNOT'A może mieć przeto tylko wartość abstrakcyjną i zaspokoić ciekawość pod tym względem, że wyjaśnia jaką otrzymanoby sprawność, gdyby można było z parą wykonać obieg CARNOT'A.

Obieg Tow. inżynierów angielskich (Rankine'a).



Rys. 1.

Przy parze przegrzanej współczynnik  $\eta = \frac{T - T'}{T}$  zupełnie traci swoje znaczenie, ponieważ doprowadzenie ciepła odbywa się przy temperaturze nie stałej, lecz wzrastającej.

Takie rozwiązanie kwestyi sprawności maszyny parowej nie ma żadnej wartości praktycznej, ponieważ porównalibyśmy dwa przedmioty różnorodne, nie mające ze sobą prawie nic wspólnego.

Towarzystwo inżynierów angielskich, kierując się powyższem zapatrywaniem, przyjęło temu lat kilka obieg zamknięty RANKINE'A jako wzór dla maszyny parowej doskonałej, czyli uważa za normę tę ilość pracy, którą daje 1 *kg* pary suchej rozprężającej się zupełnie aż do przeciwcisnienia (rys. 1). Nie ulega wątpliwości, że w idealnej maszynie parowej, nie mającej przestrzeni szkodliwej ani innych strat, obieg taki dla pary byłby możebny i stosunek pracy otrzymanej z 1 *kg* pary

w maszynie parowej rzeczywistej do pracy 1 kg pary rozprężającej się aż do przeciwcisnienia wykazałby sprawność maszyny parowej względem obiegu RANKINE'A.

Ale w maszynie parowej rzeczywistej, pomijając już wielkość przestrzeni szkodliwej, całkowite rozprężanie pary aż do przeciwcisnienia nie jest, jak wiemy, ekonomiczne, ponieważ ono niepotrzebnie powiększa objętość cylindra i tem samem chłodzenie się pary w cylindrze. Nadto obieg ten nie opłaca pracy tarcia tłoka pod koniec jego skoku, ponieważ przyrost pracy pary wtedy jest już bardzo nieznaczny.

Inaczej dla turbin parowych; tu obieg RANKINE'A jest zupełnie na miejscu. Od turbiny parowej możemy właśnie praktycznie wymagać zupełnego rozprężania aż do przeciwcisnienia, ponieważ w większej ilości systemów turbin, jak LAVAL'A, COURTIS'A ZOELY'EGO, RIEDLER-STUMPF'A, A.-E.-G., t. j. systemów ciśnieniowych, rozprężanie odbywa się w dyszy, której przedłużenie ani pracy tarcia pary ani kosztów dyszy prawie nie powiększa i tu leży cała wyższość i przyszłość systemu turbinowego przed tłokowym.

Turbina PARSONS'A, reakcyjna, pod tym względem teoretycznie ustępuje nieco turbinom ciśnieniowym, ponieważ z powiększeniem stopnia rozprężania rośnie w niej ilość kół turbinowych, t. j. koszt i praca tarcia pary w nich. Ale o ile się wogóle uda pracę tarcia pary w turbinie zmniejszyć, to turbiny ciśnieniowe, pozwalające na większe rozprężenie i wyzyskanie pary, przewyższą turbiny czysto reakcyjne.

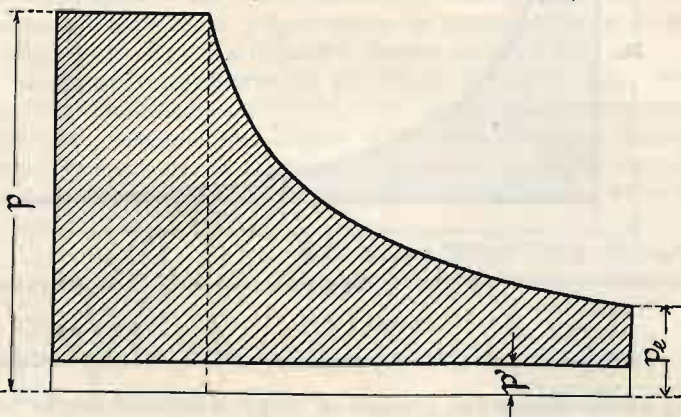
Obieg RANKINE'A jest dla turbin z tego powodu jeszcze bardzo właściwy, że turbiny nie posiadają przestrzeni szkodliwej i przeto nie wymagają kompresji pary jak maszyny parowe tłokowe.

W Anglii i Francji obieg RANKINE'A jest przyjęty za normę i używany do porównywania z nim maszyny parowej rzeczywistej.

Towarzystwo inżynierów niemieckich, wychodząc z założenia, że obieg doskonałej maszyny parowej powinien dać dla maszyny parowej rzeczywistej wzór pożyteczny, do którego by się można było możliwie zbliżyć, nie przyjęło propozycji Towarzystwa inżynierów angielskich i ustaliło własny obieg dla maszyny parowej doskonałej, a mianowicie: *uważa za normę tę ilość pracy, którą daje 1 kg pary nasyconej, rozprężającej się przy tym samym stopniu rozprężenia, co i w maszynie parowej rzeczywistej.*

Obieg ten wydaje się istotnie na pierwszy rzut oka bardzo realnym, uwzględni bowiem prawdziwy stopień rozprężenia i zarazem wielkość przestrzeni szkodliwej, nie uwzględnia wprawdzie dławienia pary dopływowej i wypływowej,

Obieg Tow. inżynierów niemieckich (E. Meyer).



Rys. 2.

ani strat termicznych wywołanych przez ścianki cylindra parowego i przelotni, ale to nie jest jego wadą.

Obieg Tow. inżynierów niemieckich (rys. 2) przedstawia rozprężenie pary przyjęte jako adiabatyczne podług równania  $p \cdot v^\mu = \text{const.}$ , gdzie  $\mu = 1,035 + 0,1x$ , a  $x$  oznacza stopień suchości pary; gdy para jest suchą, to  $x = 1$ .

Praca 1 kg pary suchej w k. p. w./godz. otrzymuje się<sup>1)</sup>

$$N_i = \frac{pv}{27} \left( 8,41 - \frac{7,41}{\epsilon^{0,135}} - \frac{p'}{p} \epsilon \right) \text{ k. p. w.} \quad (3)$$

<sup>1)</sup> „Hütte“, wyd. 18-te, t. I, str. 1004; „Technik“, I str. 1075.

a dla pary przegrzanej:

$$N_i = \frac{p_1 v_1}{27} \left\{ 4 + 4,4 \frac{1}{\epsilon^{0,33}} - 7,41 \frac{1}{\epsilon_1^{0,333} \epsilon_2^{0,135}} - \epsilon \frac{p'}{p} \right\} \text{ k. p. w.,} \quad (3^a)$$

Obieg Tow. inżynierów niemieckich ma pod wielu względami wady poważniejsze jeszcze niż obieg RANKINE'A. Przedewszystkiem obieg Tow. inżynierów niemieckich nie daje wcale obiegu *ekonomicznego* parowego i nie zapewnia doskonałości maszyny parowej. Podług niego maszyna jednocylindrowa nadmiernie obciążona może wykazać większą sprawność aniżeli maszyna parowa trzycylindrowa pracująca podług wszelkich zasad techniki. Wynika to stąd, że obieg Tow. inżynierów niemieckich przyjmuje ten sam stopień rozprężania, jaki posiada maszyna parowa rzeczywista, a więc jeżeli ona jest przeciążoną i pracuje z małym, lub bez rozprężenia, zużywając przytem bardzo dużo pary, to obieg porównawczy posiadający przez to ten sam stopień nieekonomiczności co i obieg maszyny parowej rzeczywistej, tych wad wcale nie ujawnia. W ten sposób współczynnik sprawności maszyny parowej rzeczywistej względem obiegu Tow. inżynierów niemieckich może najwyżej wskazać na straty powstałe wskutek nieprawidłowości wykresu parowego i wpływu termicznego ścianek cylindra i przelotni, lecz nie daje żadnej wskazówki co do działania ekonomicznego pary w cylindrze pod względem stopnia ekonomicznego rozprężania i sprężania, czyli wogóle pod względem doskonałego wyzyskania pary. Nadto sam wzór na obliczanie pracy obiegu Tow. inżynierów niemieckich jest tak zawiły i wymaga tyle czynności rachunkowych, że wobec wątpliwości wyniku, obliczanie według tego wzoru wydajności maszyny parowej nie może być zalecane.

Obieg porównawczy czyli doskonały dla maszyny parowej, z którego byśmy mogli wyczytać nieprawidłowości działania pary w maszynie parowej rzeczywistej, powinien być niezbyt odległy od rzeczywistości, ale jednocześnie powinien móc służyć za wzór doskonałości, którego osiągnięcie powinno być celem naszego dążenia.

Obieg doskonały powinien uwzględniać przedewszystkiem wielkość przestrzeni szkodliwej, bo bez przestrzeni szkodliwej maszyna jest niewykonalna, nadto posiadać powinien sprężenie pary najekonomiczniejsze, a głównie zaś najekonomiczniejszy stopień rozprężenia pary w cylindrze.

Przy rozważaniu obiegu RANKINE'A widzieliśmy, że dla maszyny rzeczywistej zupełne rozprężenie aż do przeciwcisnienia nie może być ekonomiczne, ponieważ przyrost pracy pod koniec skoku tłoka nie opłaca nawet pracy tarcia tłoka i części ruchomych i powiększa objętość cylindra oraz chłodzenie pary w cylindrze.

Nadto wiemy z wielu doświadczeń praktycznych, że zużycie pary maszyny parowej nie zmniejsza się bezustannie z powiększeniem rozprężenia, lecz że istnieje dla każdej maszyny parowej napełnienie, czyli stopień rozprężania, który daje najmniejsze zużycie pary na jednostkę pracy. Również istnieje dla każdej maszyny parowej najodpowiedniejszy stopień sprężenia, który, jak doświadczenia ostatnich lat udowodniły, znajduje się w zależności od stopnia rozprężenia i daje najmniejsze zużycie pary.

Obieg porównawczy maszyny doskonałej powinien zatem odpowiadać wszystkim powyższym warunkom, a nadto, ażeby być praktycznym, powinien dawać łatwy i prosty wzór do obliczania i konstrukcji.

Zobaczmy więc, czy na podstawie czysto matematycznych obliczeń nie można otrzymaćżądanego obiegu dla maszyny parowej doskonałej.

Przedewszystkiem należy rozważyć prawo rozprężania i sprężania pary. Podług ZEUNER'A para nasycona rozpręża się lub spręża *adiabatycznie* podług wzoru:

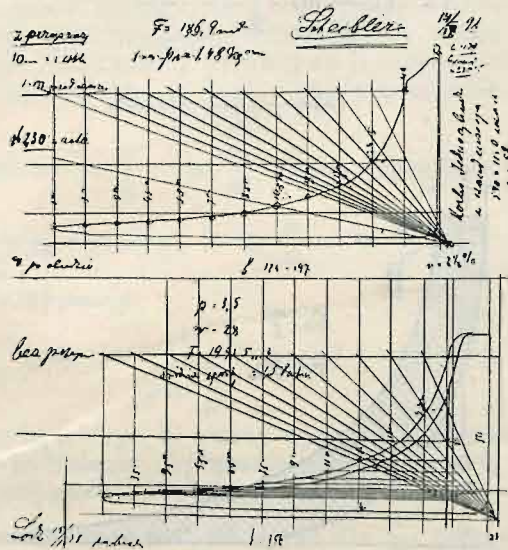
$$pv^\mu = \text{stałej} \quad (4)$$

gdzie  $\mu = 1,035 + 0,1x$ , a  $x$  oznacza zawartość pary w parze nasyconej; jeżeli więc para jest suchą  $x = 1$ , to  $\mu = 1,135$ , jeżeli zaś para jest wilgotną i zawiera 10% wody, to  $x = 0,9$  i t. p. Dla pary przegrzanej  $\mu = 1,333$ .

Lecz w maszynie parowej rzeczywistej nie może być mowy o rozprężaniu lub sprężaniu adiabatycznym, t. j. bez wpływu termicznego ścianek i pokryw cylindra na parę

i doświadczenia wielu uczonych stwierdzają przeto, że para w cylindrze parowym rozpręża się podług prawa MARIOTTE'A:  $p v = \text{stała}$ .

Wykresy indykatora maszyny parowej Corliss'a.



Rys. 3.

Nawet para słabo przegrzana rozpręża się w cylindrze parowym podług tego wzoru, a tylko do pary wysoko przegrzanej stosuje się wzór  $p v^\mu = \text{stała}$ , gdzie  $\mu = 1,1 - 1,3$ , zależnie od wysokości przegrzania.

Jako przykład niech służy wykresy indykatora, zdjęte z maszyny parowej 100-konnej jednocylindrowej CORLISS'A, gdzie dokładnie widać zgodność linii rozprężania z krzywą MARIOTTE'A oznaczoną punktami (rys. 3).

Inaczej rzecz się ma ze sprężaniem pary w cylindrze. Sprężanie pary nie stosuje się do prawa MARIOTTE'A lecz do prawa  $p v^\mu = \text{stała}$ , gdzie  $\mu = 1$  do 1,3, zależnie od ogrzewania pokryw cylindrów, ilości obrotów, stopnia sprężenia i t. p.

Ale wobec nieznacności sprężania wogóle i małego wpływu tej odmiany na ogólny obieg, przyjmujemy i tu prawo MARIOTTE'A, które dzięki swojej prostocie, jest bardzo dogodnie do obliczeń i konstrukcji.

W celu odnalezienia doskonałego obiegu parowego dla maszyny parowej rzeczywistej, pozostaje nam rozważyć teraz tylko wpływ stopnia rozprężania i sprężania na ogólny rozchód pary, ponieważ zwykle dane są w założeniu: prężność pary dopływowej i wypływowej oraz system maszyny i tem samem wielkość przestrzeni szkodliwej. Doskonały obieg parowy powinien posiadać najkorzystniejszy stopień rozprężenia i sprężenia pary, a stosunek między nimi powinien być taki, aby rozchód pary na jednostkę pracy stanowił minimum.

Spróbujmy zadanie to rozwiązać najpierw matematycznie.

Przyjmijmy wypadek ogólny obiegu parowego w maszynie parowej (rys. 4), składający się z napełnienia cylindra, rozprężenia wypływu i sprężenia pary; oznaczmy przez  $p$  prężność pary dopływowej,  $p_e$  — prężność końcową rozprężenia,  $p'$  — prężność wypływową i  $p_k$  — prężność końcową sprężenia, nadto przez  $m$  wielkość przestrzeni szkodliwej przy skoku tłoka  $AB=1$ . Oznaczmy przez  $\epsilon$  napełnienie przestrzeni szkodliwej, wraz zapełnieniem przestrzeni szkodliwej, odliczając tę parę, która się po sprężeniu tam została, a przez  $p_i$  średnie ciśnienie podczas jednego skoku tłoka. Wtedy należy uczynić  $p_i$  maximum względne dla stałego  $\epsilon$ , czyli dla pewnej ilości pary świeżej przy maximum pracy wskazanej. Przyjmując prawo MARIOTTE'A przy rozprężaniu i sprężaniu, otrzymamy:

$$\epsilon = (1+m) \frac{p_e}{p} - m \frac{p_k}{p} = \text{stała} = \text{ilość pary objętościowo} \quad (5)$$

$$p_i = (1+m)(p_e - p') - m(p - p_k) + (1+m)p_e \ln \frac{p}{p_e} - m p_k \ln \frac{p_k}{p'} \quad (6)$$

Praca wskazana  $p_i$  ma być maximum przy pewnym  $\epsilon$  i stałych:  $m, p$  i  $p'$

Czynność odnalezienia względnego maximum przy zmiennych  $p_e$  i  $p_k$  jest następująca:

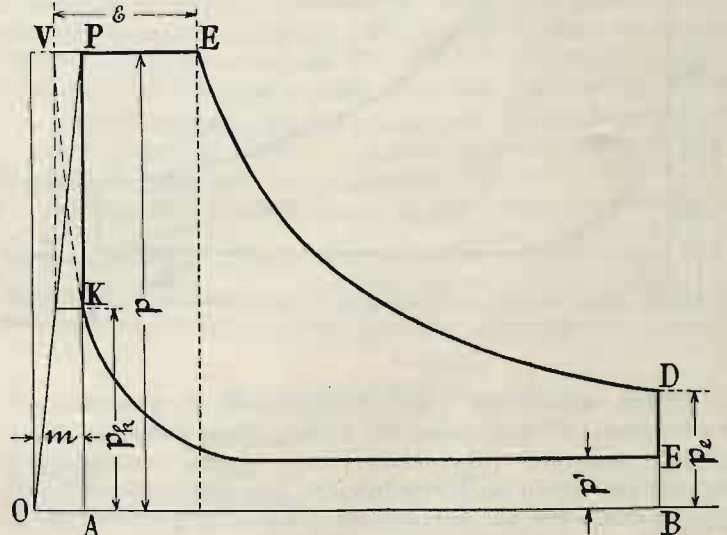
Ponieważ  $p_i$  oraz  $\epsilon$  pozostają tylko funkcjami zmiennych  $p_e$  i  $p_k$ :

$$p_i = f(p_k, p_e) \quad \epsilon - \varphi(p_k, p_e) = 0.$$

Oznaczamy przez

$$u = f(p_k, p_e) + \lambda \varphi(p_k, p_e)$$

Obieg maszyny parowej.

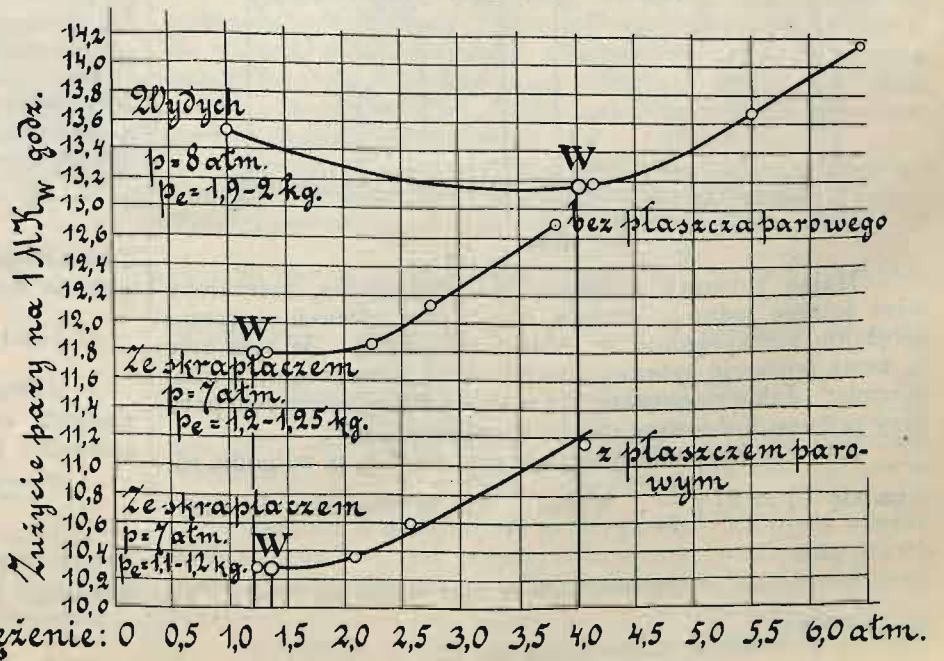


Rys. 4.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial p_e} &= \frac{\partial f(p_k, p_e)}{\partial p_e} + \lambda \frac{\partial \varphi(p_k, p_e)}{\partial p_e} = 0; & \frac{\partial f(p_k, p_e)}{\partial p_e} &= (1+m) \ln \frac{p}{p_e} \\ \frac{\partial u}{\partial p_k} &= \frac{\partial f(p_k, p_e)}{\partial p_k} + \lambda \frac{\partial \varphi(p_k, p_e)}{\partial p_k} = 0; & \frac{\partial f(p_k, p_e)}{\partial p_k} &= -m \ln \frac{p_k}{p'} \\ (1+m) \ln \frac{p}{p_e} + \lambda \frac{1+m}{p} &= 0; & \frac{\partial \varphi(p_k, p_e)}{\partial p_k} &= \frac{1+m}{p} \\ -m \ln \frac{p_k}{p'} - \lambda \frac{m}{p} &= 0; & \frac{\partial \varphi(p_k, p_e)}{\partial p_k} &= -\frac{m}{p} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= -p \ln \frac{p}{p_e} \\ \lambda &= -p \ln \frac{p_k}{p'} \end{aligned} \right\} \text{z tego wynika, że } \frac{p}{p_e} = \frac{p_k}{p'} \quad (\text{rys. 5}).$$

Zużycie pary w zależności od sprężania podług doświadczeń Klemperer'a. (Rzędne W odpowiadają sprężaniu Weiss'a)



Rys. 6.

Jest to wynik bardzo ciekawy i konstrukcyjnie łatwy<sup>1)</sup>.

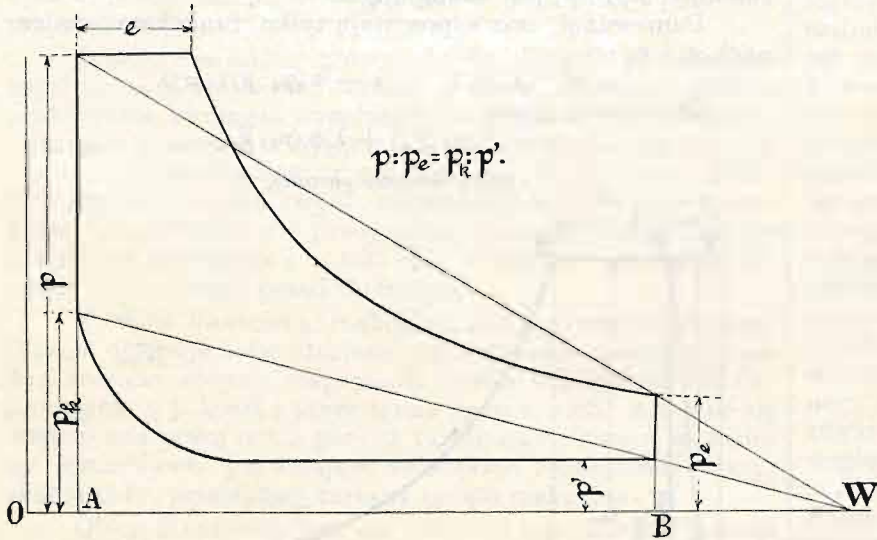
Wynik ten głosi, że stopień rozprężenia musi się równać stopniowi sprężenia, wtedy otrzymuje się maximum pracy z danej ilości pary. (Twierdzenie WEISS'A<sup>2)</sup>).

Teraz byłoby rzeczą ciekawą wiedzieć czy doświadczenia praktyczne owo prawo potwierdzają. W tym celu w ostat-

cia pary maszyny parowej na jednostkę pracy. Naszem bezustannem dążeniem jest otrzymać  $\left(\frac{\epsilon}{p_i}\right)$  jak najmniejsze.

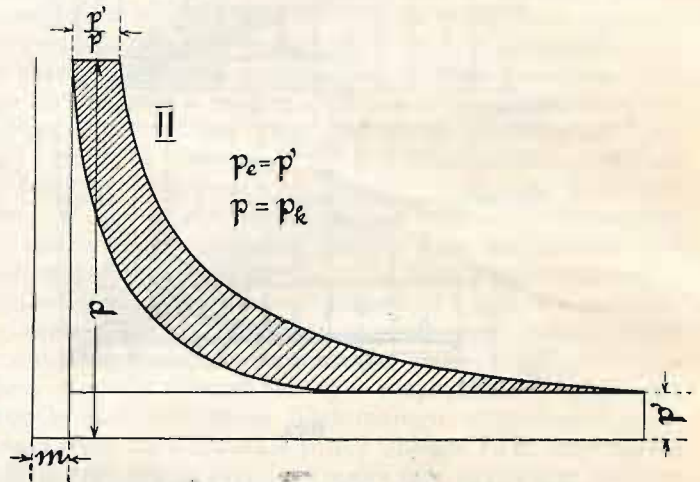
$$\epsilon = (1 + m) \frac{p_e}{p} - \frac{m p_k}{p}$$

Sprężanie pary podług Weiss'a.



Rys. 5

Obieg parowy Zeuner'a.

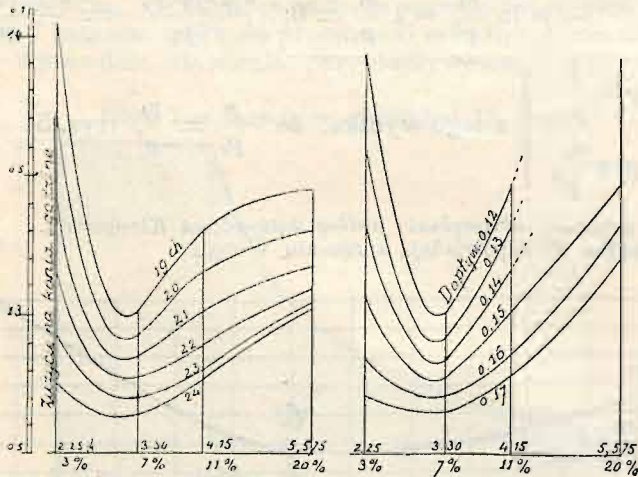


Rys. 8.

nich latach wykonano wiele doświadczeń w pracowniach. Doświadczenia te wykonane na wielką skalę przez pierwszorzędnych uczonych inżynierów, dały wynik następujący: Sprężenie jest wtedy najkorzystniejsze, gdy temperatura końcowego jego ciśnienia nie przewyższa temperatury średniej ścianek cylindra. Twierdzenie to prof. KLEMPERER'A<sup>3)</sup> potwierdziły doświadczenia prof. BOULVIN'A<sup>4)</sup>

Skoro obliczymy ciśnienia  $p_k$  otrzymywane z wzoru WEISS'A  $\left(p_k = \frac{pp'}{p_e}\right)$ , i porównamy je z ciśnieniami KLEMPERER'A (rys. 6) i BOULVIN'A (rys. 7), to przekonamy się, że będzie najkorzystniejszym i prostszym przyjętą dla doskonałego obiegu naszego właśnie sprężenie WEISS'A.

Zużycie pary w zależności od sprężania podług doświadczeń Boulvin'a.



Rys. 7.

Mając stosunek sprężenia do rozprężenia, należałoby mieć jeszcze jedno równanie, aby z obu równań otrzymać sprężenie i rozprężenie w postaci określonej. W tym celu możemy postawić pytanie niezależnie od powyższego, a mianowicie: Jakie rozprężenie da nam najmniejsze zużycie pary przy pewnym końcowym ciśnieniu sprężania  $p_k$ ?

Zużycie pary maszyny parowej na 1 k. p. w./godz. równa się  $C_i = 27 \gamma \frac{\epsilon}{p_i}$ . Wyraz  $\frac{\epsilon}{p_i}$  stoi w stosunku do zuży-

$$p_i = (1 + m) (p_e - p') - m (p - p_k) + (1 + m) p_e \ln \frac{p}{p_e} - m p_k \ln \frac{p_k}{p'} \dots \dots \dots (7)$$

$$\frac{\epsilon}{p_i} = \frac{(1 + m) \frac{p_e}{p} - m \frac{p_k}{p}}{(1 + m) (p_e - p') - m (p - p_k) + (1 + m) p_e \ln \frac{p}{p_e} - m p_k \ln \frac{p_k}{p'}}$$

Prężność pary: dopływową  $p$  oraz odpływową  $p'$  powinniśmy znów uważać jako wielkości z założenia nam dane, końcową prężność sprężania  $p_k$  uważamy również jako wielkość daną. Możemy przeto sprowadzić zadanie nasze do oznaczenia przy jakim  $p_e$  otrzymamy  $\frac{\epsilon}{p_i}$  jako minimum, przyjmując  $m, p, p'$  i  $p_k$  jako stałe?

Matematycznie pytanie to rozwiązuje się bardzo łatwo.

Wyraz  $\left(\frac{\epsilon}{p_i}\right)$  należy różniczkować względem  $p_e$  i pochodną przyrównać do zera; z tego równania otrzymamy warunki minimum lub maximum, w zależności od znaku drugiej pochodnej:

$$\frac{\partial \left(\frac{\epsilon}{p_i}\right)}{\partial p_e} = \frac{(1+m)}{p} p_i - \left[ (1+m) \frac{p_e}{p} - m \frac{p_k}{p} \right] (1+m) \ln \frac{p}{p_e} = 0.$$

Równanie to możemy dzielić przez  $(1+m)$  i mnożyć przez  $p$ , z zastrzeżeniem, że ani  $(1+m)$  ani  $p$  nie będą równe zeru. Wtedy otrzymamy:

$$p_i - [(1+m) p_e - m p_k] \ln \frac{p}{p_e} = 0,$$

a wstawiając wyraz na  $p_i$  z równ. (6), otrzymujemy jak warunek dla minimum lub maximum:

$$(1+m) (p_e - p') - m (p - p_k) + m p_k \left( \ln \frac{p}{p_e} - \ln \frac{p_k}{p'} \right) = 0 \quad (8).$$

Równanie powyższe może mieć kilka rozwiązań, dając warunki minimum lub maximum, a mianowicie: równaniu temu czynią zadość:

Przypadek 1 (rys. 1).  $m = 0$  i  $p_e = p'$ ,

$$p_i = p' \ln \frac{p}{p'}, \quad \epsilon = \frac{p'}{p} = e \dots \dots \dots (9)$$

natenczas otrzymamy:

$$\frac{\epsilon}{p_i} (\text{min.}) = \frac{1}{p \ln \frac{p}{p'}} \dots \dots \dots (10).$$

<sup>1)</sup> Ten sam wynik otrzymuje się przy stałym  $p_i$ , jeżeli  $\frac{\epsilon}{p_i}$  ma być minimum.

<sup>2)</sup> F. J. Weiss, Kondensation, str. 231.

<sup>3)</sup> Forschungsarbeiten des Vereines deutscher Ingenieure № 24.

<sup>4)</sup> Revue mécanique. № 2, r. 1907.

Przypadek ten (rys. 1) przedstawia właśnie obieg RANKINE'A, t. j. brak przestrzeni szkodliwej i rozprężenie pary o prężności dopływowej  $p$  aż do przeciwcisnienia. Obieg ten nie przedstawia nam nic nowego, znamy jego ekonomiczność teoretyczną, ale i również jego wady praktyczne, z których powodu on przez Towarzystwo inżynierów niemieckich został zarzucony, jako obieg porównawczy dla maszyn parowych tłokowych. Dla turbiny parowej on jest przydatny.

Przypadek II.  $p_e = p' = p_k$  — jak w przypadku I.  
 $p = p_k$ .

Zamiast  $\ln \frac{p}{p_e} - \ln \frac{p_k}{p'}$  można napisać  $\ln \frac{p}{p_k} - \ln \frac{p_e}{p'}$ ,

jeżeli  $p = p_k$  i  $p_e = p'$ , to  $\ln \frac{p}{p_k} = \ln \frac{p_e}{p'}$ .

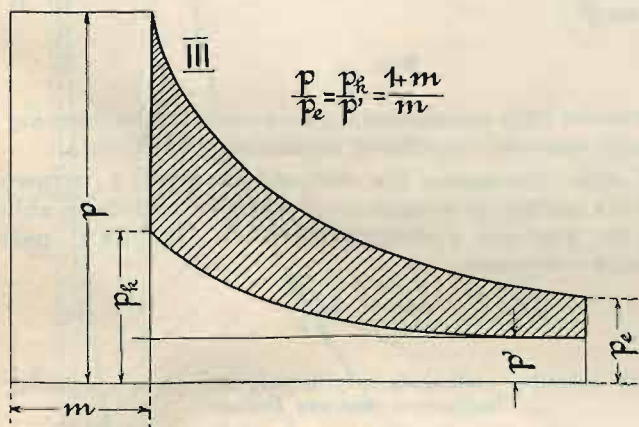
Zatem otrzymamy:

$$\frac{\epsilon}{p_i} (\text{min.}) = \frac{1}{p \ln \frac{p}{p'}}; \quad p_i = [(1+m)p' - mp] \ln \frac{p}{p'}$$

przedstawia to (rys. 8) znany wypadek rozprężenia pary aż do przeciwcisnienia i sprężanie pary wylotowej aż do prężności początkowej. Przestrzeń szkodliwa  $m$  nie jest tu zerem.

Znamienne tu jest, że wyraz dla  $\frac{\epsilon}{p_i} (\text{min.})$  jest równy temu wyrazowi w przypadku I-ym. Potwierdza to znana rzecz, że przy zupełnym rozprężeniu pary aż do przeciwcisnienia sprężenie pary aż do prężności początkowej wyrównywa, czyli niweczy, wpływ przestrzeni szkodliwej na zużycie pary i ono wypada takie same jak w maszynie bez przestrzeni szkodliwej.

Obieg silników wybuchowych.



Rys. 9.

Ale jak z prac KLEMPERER'A i BOULVIN'A wiadomo, że tak silne sprężenie oddziaływa niekorzystnie na rozchód ogólny pary, ponieważ temperatura końcowa pary sprężonej przewyższa znacznie temperaturę średnią ścianek cylindra i ciepło z pary sprężonej przechodzi nieprodukcyjnie na ścianki cylindra. Również wiemy, że zupełne rozprężenie pary aż do przeciwcisnienia, również nie jest ekonomiczne, ze względów nie tylko energetycznych ale i termicznych. Przeto ten obieg nie przedstawia dla nas nic ciekawego.

Przypadek III. Równanie (8) jest także spełnione gdy:

$$\frac{p}{p_e} = \frac{p_k}{p'} = \frac{1+m}{m}$$

ponieważ wtedy:

$$(p - p_k) : (p_e - p') = (1 + m) : m$$

albo

$$(1 + m)(p_e - p') - m(p - p_k) = 0$$

i również

$$\ln \frac{p}{p_e} - \ln \frac{p_k}{p'} = 0.$$

Wypadek ten daje obieg (rys. 9), który odpowiada procesowi silników wybuchowych.  $m$  — przestrzeń dawkowa,  $ab$  — wybuch,  $bc$  — rozprężanie,  $cd$  — odpływ,  $da$  — sprężenie.

$$p_i = (1 + m)(p_e - p') \ln \frac{p}{p_e} = m(p - p_k) \ln \frac{p}{p_e}$$

$$\epsilon = \frac{m(p - p_k)}{p} = \frac{(1 + m)(p_e - p')}{p} \quad \frac{\epsilon}{p_i} = \frac{1}{p \ln \frac{p}{p_e}}$$

Wyraz  $\left(\frac{\epsilon}{p_i}\right)$  na zużycie pary, czyli gazu, jest tu wprawdzie podobny do poprzednich wartości ale różni się tem, że w nim występuje  $p_e$  zamiast  $p'$ . A ponieważ w tym wypadku  $p_e$  jest znacznie większe niż  $p'$ , przeto obieg wybuchowy przy tych samych ciśnieniach, jak parowy, jest od niego gorszym. Wydaje się to dziwnem, ponieważ jesteśmy zawsze przyzwyczajeni uważać proces silników wybuchowych za najlepszy. Jeżeli wydajność silnika wybuchowego jest lepszą niż parowego, to leży to nie w samym procesie lecz w wysokościach ciśnień, które przewyższają znacznie ciśnienia stosowane w silnikach parowych. Gdy w maszynie parowej zwykłe ciśnienia najwyższe dochodzą do 14 atm., to w silniku wybuchowym wynoszą one 35–40 atm. To czyni silnik wybuchowy tak ekonomicznym, lecz nie jego obieg kołowy.

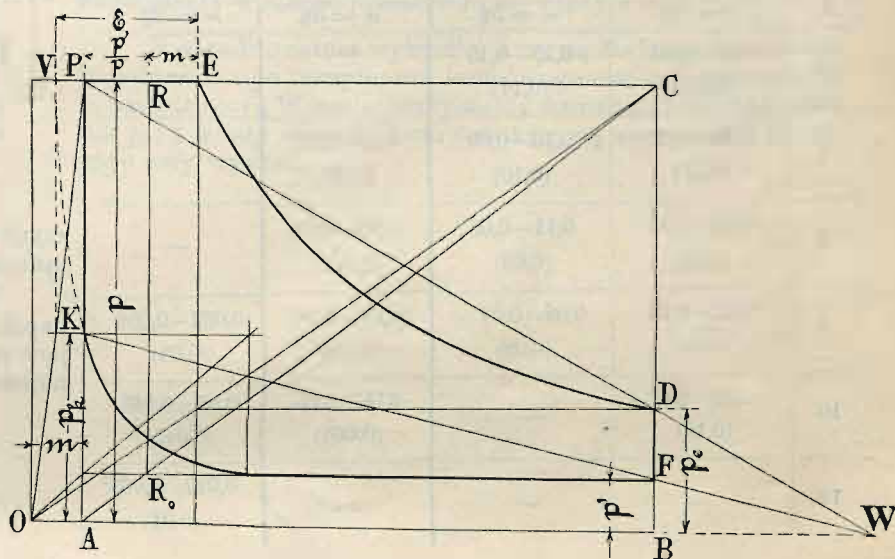
Jeżeli zdołamy kiedyś przejść do bardzo wysoko przegrzanej pary (500–600°C.), natenczas i ten obieg dla pary może mieć korzystne zastosowanie.

Przypadek IV. Równanie (8) jest również spełnione gdy:

$$p = p_e \text{ i } p_k = p', \text{ wtedy } p_i = p - p' \text{ i } \frac{\epsilon}{p_i} (\text{max.}) = \frac{1}{p - p'} + \frac{m}{p}$$

Wypadek ten przedstawia maximum zużycia pary przy całkowitem napełnieniu cylindra parą bez rozprężenia i sprężenia.

Obieg maszyny parowej doskonałej.



Rys. 10.

Wszystkie powyższe obiegi właściwie nic nowego nie pokazały, potwierdziły tylko matematycznie znane obiegi. Ze warunki matematycznego minimum nie dadzą tego doskonałego a zarazem praktycznego obiegu, o który nam idzie, można było przewidzieć. Przeto należy szukać nie absolutnego lecz względnego minimum.

Równanie bezwzględnego minimum daje względne minimum, gdy tylko część tego równania zrównamy z zerem. Przyjmijmy zatem równanie (8) równe pewnej wielkości  $A$ .

$$(1 + m)(p_e - p') - m(p - p_k) + mp_k \left( \ln \frac{p}{p_e} - \ln \frac{p_k}{p'} \right) = A \quad (11).$$

Minimum  $\frac{\epsilon}{p_i}$  będzie wtedy o wielkość  $A$  odbiegać od minimum bezwzględnego, równie jak warunek WEISS'A  $\frac{p}{p_e} = \frac{p_k}{p'}$

nie czyni całkowicie zadość równaniu (8), gdyż pozostaje wielkość  $(1 + m)(p_e - p) - m(p - p_k)$ , która nie jest równa zeru.

Zamiast  $A$  przyjmijmy  $m(p + p_k - p')$ , które dla wszystkich maszyn jest, jak poniżej zobaczymy, wielkością prawie stałą, wtedy otrzymamy dla doskonałego obiegu parowego (rys. 10):

$$(1 + m)(p_e - p') - m(p - p_k) = m(p + p_k - p') \quad (12)$$

stąd:  $(1 + m)p_e = 2mp + p' \quad (13)$

$$p_i = m(p + p_k - p') + [(1 + m)p_e - mp_k] \ln \frac{p}{p_e} \quad (14)$$

$$p_i : p_e = p_k : p' \quad (15)$$

$$e = m + \frac{p'}{p} \quad (16)$$

$$\varepsilon = 2m + \frac{p'}{p} - \frac{mp_k}{p} \quad (17)$$

W powyższych równaniach są 3 niewiadome  $p_e$ ,  $p_k$  i  $p_i$  natomiast są dane  $m$ ,  $p$  i  $p'$ , t. j. przestrzeń szkodliwa, prężność pary dopływowa i odpływowa. Wstawiając kolejno różne wartości dla  $m$ ,  $p$  i  $p'$ , otrzymamy z powyższych równań różne  $p_e$ ,  $p_k$  i  $p_i$ , oraz  $e$  i  $\varepsilon$ .

Dla udowodnienia wartości proponowanego obiegu, możemy porównać napełnienia wynikające z wzoru (16) z napełnieniami HRABAK'A, utartymi w technice i uznanymi jako normalne, chociaż w nich wielkość przestrzeni szkodliwej jest niewyraźna. Jeżeli one będą się zgadzały z napełnieniem z wzoru (16), to proponowany obieg może być uważany za przydatny.

Następne zestawienie (tabl. I) pokazuje jedno i drugie napełnienia. Napełnienia proponowanego obiegu są podane w nawiasach.

Tablica I.  
Napełnienia pary.

Ciśnienie pary w atm. bezwzględ.	Jednocylindrowe		Dwucylindrowe	Trzycylindrowe
	wydmuchowe	ze skraplaczem	ze skraplaczem	
	$m = 5\%$	$m = 5\%$	$m = 3\%$	$m = 2\%$
4	0,39—0,31 (0,325)	0,15—0,10 (0,11)	—	—
5	0,33—0,27 (0,27)	0,13—0,09 (0,10)	0,10—0,08 (0,08)	—
6	0,28—0,23 (0,23)	0,11—0,08 (0,09)	0,09—0,07 (0,072)	—
8	0,22—0,19 (0,19)	0,09—0,07 (0,08)	0,08—0,06 (0,06)	0,062—0,056 (0,05)
10	0,19—0,17 (0,16)	—	0,06—0,05 (0,055)	0,05—0,045 (0,045)
12	—	—	—	0,042—0,038 (0,04)

Tablica II.

Wyniki liczbowe dla doskonałej maszyny parowej.

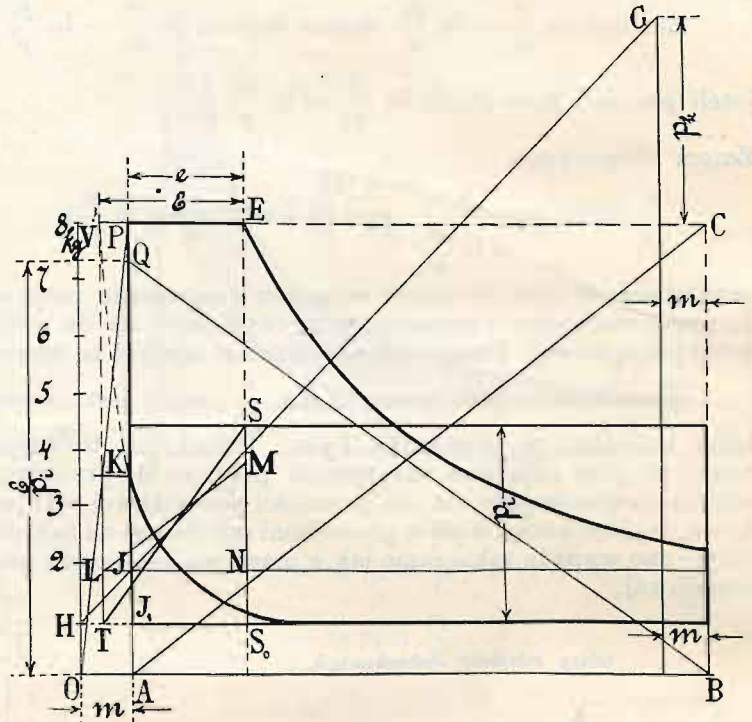
$mp = 0,3$	Wydmuchowe $p' = 1,1 \text{ kg}$ ( $\varepsilon p = 1,5$ )					Ze skraplaczem $p' = 0,25 \text{ kg}$ ( $\varepsilon p = 0,76$ )					atm.	
	$p$	5	6	8	10	12	5	6	8	10		12
$m$	0,06	0,05	0,0375	0,03	0,025	0,06	0,05	0,0375	0,03	0,025	0,02	
$p_e$	1,604	1,62	1,64	1,65	1,66	0,802	0,810	0,82	0,825	0,83	0,833	kg
$p_k$	3,43	4,07	5,36	6,67	7,95	1,46	1,85	2,44	3,03	3,6	4,2	"
$p_i$ (równ. 14)	2,15	2,42	2,84	3,17	3,47	1,76	1,9	2,1	2,3	2,4	2,5	"
$p_i$ (Häder) 1 cyl.	2,2	2,5	3,0	3,4	—	1,8	2,0	2,3	—	—	—	"
" " 2 "	—	—	—	2,8	3,0	—	—	1,8	2,3	—	—	"
" " 3 "	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2,2	2,4	"
$p_i$ (równ. 18)	2,1	2,37	2,77	3,09	3,35	1,65	1,74	1,91	2,03	2,13	2,34	"
$C_d$	10	8,8	7,3	6,3	5,84	6,12	5,61	5,0	4,55	4,25	4,03	"
$m$	0,12	0,083	0,047	0,03	0,021	0,12	0,083	0,047	0,03	0,021	—	
$p_i$ (równ. 14)	2,56	2,74	2,99	3,17	3,30	2,49	2,47	2,28	2,27	2,18	—	kg
$p_i$ (równ. 18)	2,57	2,71	2,935	3,09	3,23	2,54	2,4	2,17	2,03	1,94	—	kg

$mp$  można dla wszystkich maszyn parowych przyjąć jako wielkość stałą;  $mp_k = mp \cdot \frac{p'}{p_e}$  również jako prawie stałą, ponieważ  $p_e$  jest bardzo mało zmienne,  $p'$  jest dla maszyn wydmuchowych wielkością stałą, a także i dla maszyn ze skraplaczem

Przez to:  $m(p + p_k - p') \propto \text{stała}$ .

Jak z tablicy I-ej widać, napełnienia proponowanego obiegu zgadzają się bardzo dobrze z napełnieniami normalnymi HRABAK'A i leżą bliżej do najekonomiczniejszego napełnienia. Mniejsze wartości napełnień normalnych HRABAK'A są zawsze jeszcze wyższe od napełnień najmniejszego zużycia pary, które tu są podane w mniejszych cyfrach pod napełnieniami normalnymi. Doskonały obieg parowy podług powyż-

Sposób wykresny dla średniego ciśnienia wskazanego  $t$ , zużycia pary doskonałego obiegu.



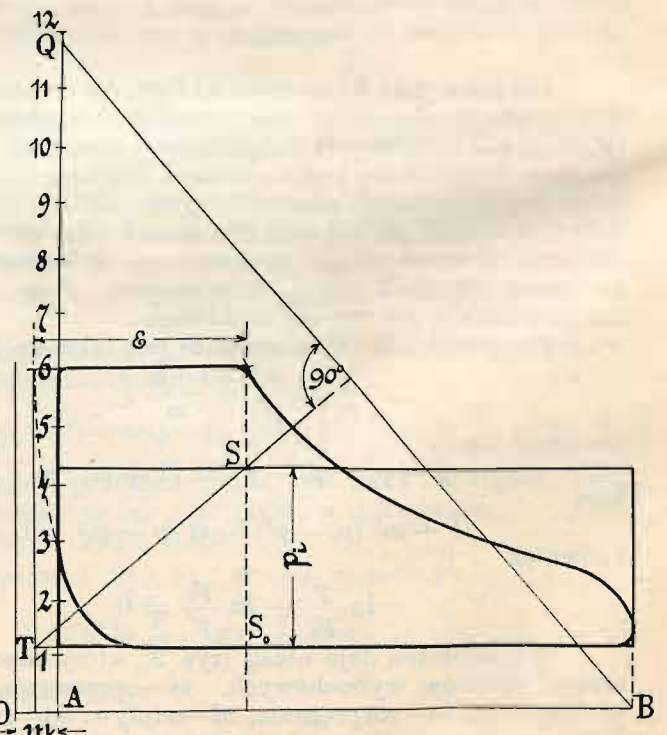
Rys. 11.

szych wzorów daje napełnienia „doskonałe“ zbliżające się do mniejszych wartości napełnień normalnych HRABAK'A.

W celu otrzymania dla wszystkich maszyn parowych napełnienia normalne wyższe czyli wartości napełnień zbliżające się do wartości wyższych napełnień HRABAK'A, należy napełnienie doskonałe

$$e = m + \frac{p'}{p} \text{ dosk.}$$

Sposób wykresny oznaczenia zużycia pary na wykres z wykresu indykatora maszyny badanej.



Rys. 12.

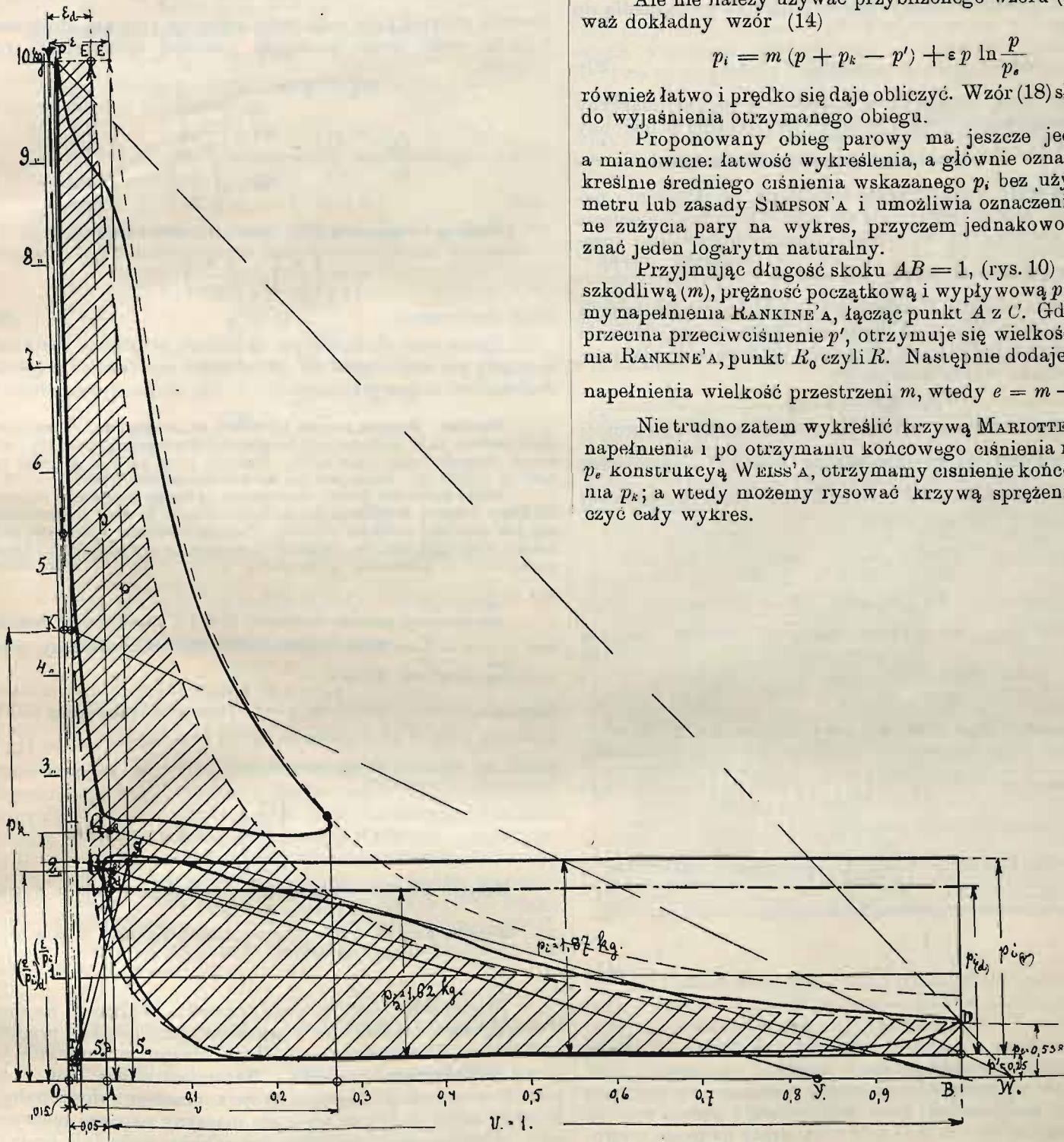
powiększyć o wielkość przestrzeni szkodliwej  $m$ . Otrzymuje się więc jako wartość wyższą napełnienia

$$e = 2m + \frac{p'}{p} \quad (\text{norm.})$$

W celu wyjaśnienia charakteru proponowanego obiegu obliczamy jednocześnie dla tych samych  $p, p'$  i  $m$  wartości średniego ciśnienia wskazanego  $p_i$  z wzoru (14) i z wzoru następującego:

$$p_i = (mp + p') \ln \frac{p}{p'} \quad (18)$$

Badanie wykresne sprawności maszyny parowej sprężonej.



Rys. 13.

przyczem otrzymujemy prawie te same wartości liczbowe. Powyższa tablica II uwidacznia to:

Co oznacza wzór (18)?

$$p_i = p \ln \frac{p}{p'} + mp \ln \frac{p}{p'}$$

$p' \ln \frac{p}{p'}$  była pracą wskazaną obiegu RANKINE'A,

$mp \ln \frac{p}{p'}$  jest pracą wskazaną pary przestrzeni szkodliwej również według obiegu RANKINE'A.

Najkorzystniejszy obieg parowy składa się z sumy obu tych prac.

Jest to poniekąd logiczne, że taki obieg powinien być względnie ekonomiczny, ponieważ obieg RANKINE'A służy za podstawę dla jednej i drugiej pracy.

Napełnienie najkorzystniejszego obiegu parowego równa się sumie napełnień RANKINE'A i przestrzeni szkodliwej przy jednakowym stopniu sprężenia i rozprężenia.

Najkorzystniejszy obieg parowy jest ten, którego napełnienie składa się z napełnienia Rankine'a i wielkości przestrzeni szkodliwej, przyczem stopnie sprężenia i rozprężenia są jednakowe.

Ale nie należy używać przybliżonego wzoru (18), ponieważ dokładny wzór (14)

$$p_i = m(p + p_k - p') + \varepsilon p \ln \frac{p}{p_0}$$

również łatwo i prędko się daje obliczyć. Wzór (18) służył tylko do wyjaśnienia otrzymanego obiegu.

Proponowany obieg parowy ma jeszcze jedną zaletę, a mianowicie: łatwość wykreślenia, a głównie oznaczenia wykresne średniego ciśnienia wskazanego  $p_i$  bez użycia planimetru lub zasady SIMPSON'A i umożliwia oznaczenie wykresne zużycia pary na wykres, przyczem jednakowoż potrzeba znać jeden logarytm naturalny.

Przyjmując długość skoku  $AB = 1$ , (rys. 10) przestrzeń szkodliwą ( $m$ ), prężność początkową i wpływową  $p$  i  $p'$ , szukamy napełnienia RANKINE'A, łącząc punkt  $A$  z  $C$ . Gdzie ta linia przecina przeciwciśnienie  $p'$ , otrzymuje się wielkość napełnienia RANKINE'A, punkt  $R_0$  czyli  $R$ . Następnie dodaje się do tego napełnienia wielkość przestrzeni  $m$ , wtedy  $e = m + \frac{p'}{p}$ .

Nie trudno zatem wykreślić krzywą MARIOTTE'A dla tego napełnienia i po otrzymaniu końcowego ciśnienia rozprężenia  $p_0$  konstrukcją WEISS'A, otrzymamy ciśnienie końcowe sprężania  $p_k$ ; a wtedy możemy rysować krzywą sprężenia i zakończyć cały wykres.

W celu odnalezienia wykresnie średniego ciśnienia wskazanego  $p_i$  (rys. 11), oraz zużycia pary wykresu należy połączyć  $H$  z  $G$ , wtedy:

$$JJ_0 = m(p + p_k - p')$$

Łącząc  $PO$ , otrzymujemy na wysokości prężności  $p_k$  punkt  $K$ , a pod nim punkt  $L$ .

$$VE = (1 + m) \frac{p_0}{p} - m \frac{p_k}{p} = \varepsilon.$$

Przez  $L$  przeprowadza się równoległą do  $AC$ , wtedy

$$MN = (1 + m) p_e - m p_k = \varepsilon p.$$

Następnie należy wziąć  $\ln \frac{p}{p_e}$  i pomnożyć wielkość  $MN$  przez ten  $\ln \frac{p}{p_e}$ . Wynikiem tego mnożenia jest  $NS$ . Dodając do  $NS$  jeszcze  $NS_0$ , otrzymuje się średnie ciśnienie wskazane

$$S_0 S = p_i$$

$$\text{Zużycie pary } C_i = 27 \gamma \cdot \frac{\varepsilon}{p_i} \quad \frac{TS_0}{S_0 S} = \frac{\varepsilon}{p_i} \quad (19).$$

Jeżeli przeprowadzimy przez punkt  $B$  prostopadłą do  $ST$ , wtedy:

$$QA = \frac{\varepsilon}{p_i}, \quad C_i = 27 \gamma \cdot (QA) \quad (20).$$

Mając teraz dany wykres indykatora badanej maszyny parowej rzeczywistej (rys. 12), łatwo jest określić w podobny sposób  $\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)$ . Wielkość  $\varepsilon$ , t. j. rzeczywiste napełnienie cylindra parą wraz z przestrzenią szkodliwą, po odliczeniu pary sprężonej w niej, otrzymuje się (rys. 11) przez przecięcie linii  $PO$  z poziomą na wysokości ciśnienia końcowego sprężenia  $p_k$  w punkcie  $K$ , wtedy  $VE = \varepsilon = \frac{(1+m)p_e - m p_k}{p}$ . Dla określenia punktu  $E$  należy wyjść z końcowego ciśnienia rozprężania  $p_e$ . Wielkość średniego wskazanego ciśnienia danego wykresu indykatora otrzymuje się zapomocą planimetru lub podziału wykresu na paski:

$$TS_0 : S_0 S = \varepsilon : p_i.$$

Prostopadła z punktu  $B$  do  $TS$  (rys. 12) odcina na prostej  $AP$  wielkość  $AQ$ , która daje odrazu wielkość  $\frac{\varepsilon}{p_i}$ , ponieważ  $TS_0 : S_0 S = AQ : AB = AQ : 1$ ,  $AB$  skok maszyny parowej przyjmujemy zwykle za jedność.

$$AQ : 1 = TS_0 : S_0 S = \varepsilon : p_i \quad \text{czyli } \frac{\varepsilon}{p_i} = AQ.$$

$$\text{Skala } AQ = 1 : 100, \text{ przy } AB = 100 \text{ mm.}$$

Zużycie pary na wykres maszyny parowej badanej wynosi:

$$C_i = \frac{75 \cdot 3600 F \cdot c \cdot \varepsilon \cdot \gamma}{10000 F \cdot c \cdot p_i} = 27 \cdot \gamma \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right),$$

gdzie  $\gamma$  oznacza ciężar właściwy pary dopływowej w  $kg/m^3$ .

Zużycie pary na wykres maszyny parowej doskonałej wynosi również:  $C_d = 27 \cdot \gamma \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d$ , gdzie  $\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d = AQ$  z wykresu doskonałego obiegu parowego.

Stosunek  $C_d : C_i = \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d : \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)$  stanowi sprawność  $\eta$  wykresu indykatora względem doskonałego obiegu parowego.

$$\eta = \frac{\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d}{\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)} \quad (21)$$

Zużycie pary na wykres stanowi, jak wiadomo, tylko część całkowitego rozehodu pary maszyny parowej. Dość znaczną część wynoszą właśnie straty termiczne na pokrycie początkowej kondensacji pary dopływowej i wpływ ścianek cylindra wogóle; oprócz tego powstają straty na parze wywołane nieszczelnościami.

Rozehód pary maszyny parowej rzeczywistej na wykres wynosi  $C_i = \varphi Q_i$ , jeżeli  $Q_i$  oznacza całkowity rozehód pary maszyny parowej, a  $\varphi$  współczynnik określający zużycie pary na wykres.  $(1 - \varphi) Q_i = C_i'' + C_i'''$  stanowią zatem straty termiczne oraz straty na nieszczelności.

Jeżeli wychodzimy z założenia, że doskonała maszyna parowa żadnych strat termicznych i pobocznych na parze posiadać nie powinna (jak to przyjmuje Towarzystwo inżynierów niemieckich), wtedy sprawność ekonomiczna maszyny parowej rzeczywistej względem maszyny parowej doskonałej wynosić będzie:

$$\eta_i = \frac{C_d}{Q_i} = \frac{27 \cdot \gamma \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)}{Q_i} \quad (22).$$

Jednakże to przypuszczenie nie jest konieczne do oznaczenia sprawności maszyny parowej względem doskonałego silnika parowego. Przeciwnie, sprawność badanej maszyny parowej jeszcze lepiej i wyraźniej się uwydatni, gdy przyjmiemy, że nasza doskonała maszyna parowa również posiada nieuniknione straty termiczne i nieszczelności, które stoją w tym samym stosunku do jej całkowitego zużycia pary, jak w maszynie parowej (badanej) rzeczywistej.

Sprawność ekonomiczna całkowita  $\eta_c = \frac{Q_d}{Q_i}$ , gdzie  $Q_d$  oznacza zużycie pary całkowite maszyny parowej doskonałej a  $Q_i$  to samo przy maszynie parowej rzeczywistej, czyli badanej.

$$C_d = \varphi Q_d, \quad C_i = \varphi Q_i$$

$$\eta_c = \frac{Q_d}{Q_i} = \frac{C_d}{C_i} = \frac{27 \gamma \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d}{27 \cdot \gamma \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)} = \frac{\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d}{\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)}$$

Podług równania (21) sprawność wykresowa

$$\eta = \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d : \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right).$$

Stąd otrzymamy:  $\eta_c = \eta$  (23).

Sprawność ekonomiczna całkowita względem doskonałej maszyny parowej równa się sprawności wykresowej względem doskonałego obiegu parowego.

Przykład. Maszyna parowa sprężona ze skraplaczem. Maszyna parowa badana daje wykres indykatora zrankinizowany (rys. 13). Stosunek objętości cylindrów 0,305. Zużycie pary na 1 k. p./godz. wynosi  $Q_i = 6,25 \text{ kg}$ . Jaka jest jej sprawność ekonomiczna?

Przez końcowy punkt rozprężenia cylindra wysokiego ciśnienia kreślimy krzywą Mariote'a (hyperbole). Punkt  $K$  wzgl.  $V$  otrzymujemy jak powyżej opisano,  $VE = \varepsilon$ . Planimetrowanie wykresów indykatora wykazuje średnie ciśnienie wskazane  $p_i = 1,87 \text{ kg/cm}^2$ . Łącząc punkt  $S$  z  $T$  prowadzę prostopadłą przez  $B$  do  $TS$ , która odcina  $AQ = \frac{\varepsilon}{p_i}$ .

Dla maszyny parowej doskonałej kreślę z napełnieniem doskonałym  $e = m + \frac{p'}{p} = 0,015 + 0,025 = 0,04$  wykres kreskowany, wprowadzając sprężenie Weiss'a:

$$p_i d = 1,62 \text{ kg/cm}^2.$$

Zapomocą sprężenia oznacza się  $\varepsilon_d = VE$ , następnie łącząc punkt  $S_d$  z  $T_d$  prowadzę przez  $B$  prostopadłą do  $S_d T_d$ , która odcina  $AQ_d = \left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d$ . Przez  $Q_d$  prowadzę równoległą do  $QB$ , która na poziomej odcina sprawność ekonomiczną

$$AY = \eta = \frac{\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)_d}{\left(\frac{\varepsilon}{p_i}\right)} = 0,833.$$

Zużycie pary maszyny parowej badanej na 1 k. p. w./godz.  $Q_i = 6,25 \text{ kg}$ .

Zużycie pary maszyny parowej doskonałej na 1 k. p. w./godz.  $Q_d = \eta Q_i = 0,833 \cdot 6,25 = 5,2 \text{ kg}$ .

Reasumując przytoczone wywody, widzimy, że obieg Towarzystwa inżynierów angielskich przedstawia przebieg zaidealny. Urzeczywistnienie tego obiegu w maszynie parowej jest rzeczą niemożliwą. Natomiast obieg Tow. inżynierów niemieckich nie przedstawia przebiegu doskonałego, któryby mógł służyć za wzór dla maszyny parowej rzeczywistej. Proponowany zaś obieg jest jakoby pośrednią postacią powyższych i daje zgodnie z napełnieniami normalnymi HRABAK'A i sprężeniem WEISS'A i KLEMPERER'A przebieg doskonały i wykonalny, który logicznością swoją daje pewność najkorzystniejszego przebiegu i umożliwia łatwe oznaczenie sposobem wykresowym średniego ciśnienia wskazanego, zużycia pary i sprawności maszyny parowej.

Jeżeli proponowany obieg zyska aprobatę członków Stowarzyszenia Techników, będę szczęśliwy gdy Stowarzyszenie Techników uzna za odpowiednie przyjęcie go jako obiegu doskonałego dla maszyny parowej Towarzystwa polskich inżynierów, czyli *obieg parowy Stowarzyszenia Techników w Warszawie*.



# Zwisanie przewodników napowietrznych.

Napisał Stanisław Wysocki, inżynier.

(Ciąg dalszy do str. 23 w № 2 r. b.).

1. Zmiana temperatury. Rozpatrzmy jakie zmiany następują w zwisaniu przy zmiennej temperaturze. Równanie (11) dla temperatury pierwotnej  $t_1$ , przybierze postać

$$L_1 = l_1 (1 + \lambda s_1) \dots (12)$$

a dla temperatury  $t_2$

$$L_2 = l_2 (1 + \lambda s_2) \dots (13).$$

Zależność zaś pomiędzy  $l_1$  i  $l_2$  wyraża wzór

$$l_2 = l_1 \{1 + \alpha (t_2 - t_1)\} \dots (14),$$

w którym  $\alpha$  oznacza współczynnik rozszerzalności. Z dwóch ostatnich równań otrzymujemy

$$L_2 = l_1 \{1 + \alpha (t_2 - t_1) + \lambda s_2 + \alpha (t_2 - t_1) \lambda s_2\}.$$

Ostatni wyraz, jako niknąco mały w porównaniu z trzecim pierwszymi, możemy opuścić

$$L_2 = l_1 \{1 + \alpha (t_2 - t_1) + \lambda s_2\} \dots (15).$$

Z drugiej znów strony te same długości  $L_1$  i  $L_2$  dadzą się wyrazić zgodnie z równaniem (10) następującymi wzorami:

$$L_1 = a \left\{ 1 + \frac{a^2 p^2}{24 s_1^2} \right\} \dots (16)$$

$$L_2 = a \left\{ 1 + \frac{a^2 p^2}{24 s_2^2} \right\} \dots (17).$$

Z porównania równań (12) z (16) otrzymujemy:

$$a \left\{ 1 + \frac{a^2 p^2}{24 s_1^2} \right\} = l (1 + \lambda s_1) \dots (18)$$

a znów z równań (15) i (17)

$$a \left\{ 1 + \frac{a^2 p^2}{24 s_2^2} \right\} = l (1 + \alpha (t_2 - t_1) + \lambda s_2). \dots (19).$$

Przez odejmowanie otrzymamy z dwóch ostatnich równań:

$$a \left\{ \frac{a^2 p^2}{24 s_1^2} - \frac{a^2 p^2}{24 s_2^2} \right\} = l \{ \alpha (t_2 - t_1) + \lambda (s_2 - s_1) \}.$$

Nie popełnimy wielkiego błędu, przyjmując:

$$a \approx l.$$

Ostatecznie, otrzymujemy:

$$\frac{a^2 p^2}{24} - \left( \frac{1}{s_2^2} - \frac{1}{s_1^2} \right) = \alpha (t_2 - t_1) + \lambda (s_2 - s_1) \dots (20).$$

Równania (20) i (7) umożliwiają obliczanie zwisania przy zmiennej temperaturze. Znając materiał przewodnika, mamy dane współczynniki  $p$ ,  $\alpha$  i  $\lambda$ . Również dana jest wielkość przelotu  $a$ , początkowe naprężenie  $s_1$  i różnica temperatur  $t_2 - t_1$ . Mamy dwa równania z dwiema niewiadomymi  $s_2$  i  $f$ .

Objasnimy to przykładem. Z jaką siłą będzie wyprężony drut miedziany  $25 \text{ mm}^2$  przy temperaturze  $+10^\circ \text{ C.}$  i jaka będzie strzałka zwisania, jeżeli ten sam drut przy  $-20^\circ \text{ C.}$  wykazuje naprężenie  $4 \text{ kg/mm}^2$ . Odległość pomiędzy słupami:  $40 \text{ m}$ . A więc mamy dane:

$$a = 40, \quad s_1 = 4, \quad t_1 = -20, \quad t_2 = +10$$

a szukamy wielkości  $s_2$ . Nadto, znane są nam współczynniki dla miedzi:

$$\alpha = 0,000017, \quad \lambda = 0,0001 \quad \text{i} \quad p = 0,0089.$$

Wstawmy powyższe dane w równanie (20)

$$\frac{40^2 \cdot (0,0089)^2}{24} \left( \frac{1}{s_2^2} - \frac{1}{4^2} \right) = 0,000017 (10 + 20) + 0,0001 (s_2 - 4).$$

Rozwiązanie tego równania daje

$$s_2 = 2,72.$$

A zatem siła, z jaką przewodnik naprężony jest przy temperaturze  $+10^\circ$  wynosi

$$2,72 \cdot 25 = 67,7 \text{ kg},$$

a strzałka zwisania podług równania (7)

$$f = \frac{40^2 \cdot 0,0089}{8 \cdot 2,72} = 0,65.$$

Wróćmy do równania (20). Przy niewiadomem  $s_2$  jest ono dosyć trudne do rozwiązania. Znacznie łatwiej będzie

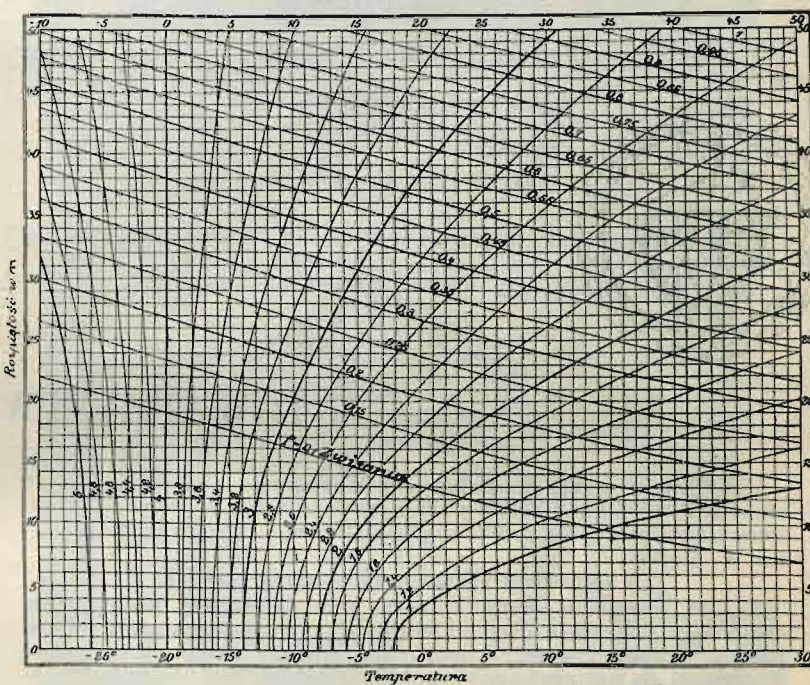
wynaleść odpowiednią temperaturę, przyjąwszy z góry pewną wielkość dla  $s_2$ . Zamiast równania trzeciego stopnia mamy wtedy do rozwiązania równanie stopnia pierwszego. W ten sposób możemy ułożyć wykres zależności naprężenia od temperatury i zaoszczędzić sobie mozolnych wyliczeń. Podajemy wykresy (rys. 7) HERZOG'A i FELDMAN'A dla przewodników miedzianych obliczonych tylko na ciężar własny i naciągniętych przy temperaturze  $-20^\circ$  z naprężeniem  $4 \text{ kg/mm}^2$ . Na osiach współrzędnych odłożono temperaturę i rozpiętość. Krzywe pionowe dają naprężenie, a poziome — strzałki zwisania.

Z wykresów tych widzimy, że zmiany w naprężeniu pod wpływem temperatury są tem większe, im mniejszy jest przelot. Tak np. podniesienie temperatury o  $40^\circ \text{ C.}$  wywołuje spadek naprężenia o

78%	przy przelocie	$a = 10 \text{ m}$ ,	a tylko
30%	„	$a = 50 \text{ m}$ .	

Wykresy poniższe odnoszą się tylko do przewodników nieobciążonych. Przy obciążeniu zewnętrznym (parcie wiatru, sadz i t. p.) naprężenie drutu zmienia się pod wpływem temperatury w mniejszym nieco stopniu.

Co się tyczy strzałek zwisania, to są one — jak widać z równania (7) — odwrotnie proporcjonalne do naprężenia.



Rys. 7.

2) Zmiana obciążenia. Obciążenie przewodnika wskutek parcia wiatru i wskutek ciężaru osadów atmosferycznych, jak sadz, szron i t. p., ulega ciągłym zmianom. Zmiany te odbijają się na zwisaniu i naprężeniu.

Równania (10) i (11) dla obciążenia  $p_1$  przybiorą postać;

$$L_1 = l (1 + \lambda s_1) = a \left( 1 + \frac{a^2 p_1^2}{24 s_1^2} \right) \dots (21)$$

a dla obciążenia  $p_2$ :

$$L_2 = l (1 + \lambda s_2) = a \left( 1 + \frac{a^2 p_2^2}{24 s_2^2} \right) \dots (22).$$

Z zestawienia tych równań wypada:

$$(1 + \lambda s_1) \left( 1 + \frac{a^2 p_2^2}{24 s_2^2} \right) = (1 + \lambda s_2) \left( 1 + \frac{a^2 p_1^2}{24 s_1^2} \right).$$

Po wypełnieniu kilku działań wypada:

$$s_2^2 \{ 24 s_1^2 s_2 \lambda + a^2 p_1^2 s_2 \lambda - 24 \lambda s_1^3 + a^2 p_1^2 \} = a^2 p_2^2 s_1^2 (1 + \lambda s_1).$$

Wobec jednostki ułamek  $s_1 \lambda$  można zupełnie opuścić i otrzymamy wzór ostateczny:

$$s_2 \sqrt{s_2 \lambda (24 s_1^2 + a^2 p_1^2) + a^2 p_1^2} - 24 \lambda s_1^3 = a p_2 s_1 \quad (23).$$

Rozwiązanie tego równania przy niewiadomym  $s_2$  jest rzeczą nie łatwą. Trzeba najpierw przyjąć pewne przybliżone znaczenie dla  $s_2$ , wstawić je w wyraz:

$$\sqrt{s_2 \lambda (24 s_1^2 + a^2 p_1^2) + a^2 p_1^2 - 24 \lambda s_1^3}$$

znalezioną w ten sposób wartość  $s_2$  jeszcze raz wstawić w wyraz powyższy i powtarzać ten rachunek, dopóki nie odnajdziemy znaczenia zupełnie zadawalniającego równania.

Dla ułatwienia rachunku prof. SENGEŁ<sup>1)</sup> wyprowadza z równania (23) uproszczone i przybliżone wzory, a mianowicie dla dużych rozpiętości:

$$s_2 \approx s_1 \frac{p_2}{p_1} \dots \dots \dots (24)$$

a dla małych rozpiętości:

$$s_2 \approx s_1 \sqrt[3]{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2} \dots \dots \dots (25)$$

**Przykład.** Jakie naprężenie osiągnie przewodnik miedziany 25 mm<sup>2</sup> przy parciu wiatru 125 kg/mm<sup>2</sup>, jeżeli naprężenie bez parcia wiatru wynosiło 4 kg/mm<sup>2</sup>. Odległość pomiędzy słupami 40 m.

Obliczmy najpierw obciążenie przewodnika. Średnica drutu:

$$d = 5,65 \text{ mm.}$$

Parcie wiatru na 1 m przewodnika:

$$0,7^2) \cdot 125 \cdot 1 \cdot 0,00565 = 0,4944 \text{ kg.}$$

Parcie to zredukowane na 1 mm<sup>2</sup> przekroju:

$$\frac{0,4944}{25} = 0,0198 \text{ kg.}$$

Obciążenie wypadkowe z ciężaru własnego i parcia wiatru wyniesie:

$$\sqrt{(0,0198)^2 + (0,0089)^2} = 0,0217 \text{ kg.}$$

Wobec tego mamy dane:

$$a = 40, \quad \lambda = 0,0001, \quad s_1 = 4, \quad p_1 = 0,0089, \quad p_2 = 0,0217$$

<sup>1)</sup> „Berechnung des Durchhanges und der Spannung in frei gespannten Drähten“. E. T. Z. 1902. str. 802.

<sup>2)</sup> 0,7 jest współczynnikiem powierzchni walcowej.

a poszukujemy wielkości  $s_2$ . W przybliżeniu:

$$s_2 \approx 4 \sqrt[3]{\frac{(0,0198)^2}{(0,0089)}} \approx 7,3.$$

Wstawiliśmy to znaczenie w równanie (23), otrzymamy:

$$40 \cdot 0,0217 \cdot 4$$

$$s_2 = \sqrt[3]{7,3 \cdot 0,0001 (24 \cdot 4^2 + 40^2 \cdot 0,0089^2) + 40^2 \cdot 0,0089^2 - 24 \cdot 0,0001 \cdot 4^3} = 6,9.$$

Powtórzywszy ten rachunek kilka razy, otrzymamy kolejno następujące liczby: 7,1 7,0 7,05. Przy  $s_2 = 7,05$  wracamy do tego samego znaczenia:

$$s_2 = \frac{40 \cdot 0,0217 \cdot 4}{\sqrt[3]{7,05 \cdot 0,0384 - 0,0269}} = 7,05.$$

A zatem, ostatecznie naprężenie

$$s_2 = 7,05.$$

Całkowita siła wyniesie

$$7,05 \cdot 25 = 176,25 \text{ kg.}$$

Strzałka zwisania zgodnie z równaniem (7):

$$f_2 = \frac{40^2 \cdot 0,0217}{8 \cdot 7,05} = 0,615.$$

Wpływ zmian obciążenia na naprężenie ilustrują równania (24) i (25). Przy większych rozpiętościach naprężenie wzrasta proporcjonalnie do obciążenia przewodników

$$\frac{s_2}{s_1} \approx \frac{p_2}{p_1},$$

przy mniejszych zaś przelotach wzrasta nieco wolniej:

$$\frac{s_2}{s_1} \approx \sqrt[3]{\frac{p_2^2}{p_1^2}}.$$

Co się tyczy zwisania, to zestawiliśmy równania (24) i (25) z równaniem (7) znajdziemy, iż strzałka zupełnie nie zmienia się przy dużych przelotach

$$f_2 \approx f_1$$

a przy małych – ze wzrostem obciążenia powoli zwiększa się

$$\frac{f_2}{f_1} \approx \sqrt{\frac{s_2}{s_1}}.$$

(C. d. n.)

## Z TOWARZYSTW TECHNICZNYCH.

**Stowarzyszenie Techników w Warszawie.** Posiedzenie z d. 10 stycznia r. b. (Komunikat Wydziału posiedzeń technicznych). Po zatwierdzeniu protokołu z zebrania poprzedniego, wypowiedział odczyt inż. A. Slucki

„O sprawności ekonomicznej maszyny parowej“.

Po wyłożeniu zasad, jakimi przy określaniu teoretycznym sprawności maszyn parowych kierują się inżynierowie angielscy i niemieccy, prelegent wyłożył oryginalne poglądy swoje na tę sprawę i przyszedł do następującego wniosku. Przebieg Tow. inżynierów angielskich przedstawia przebieg idealny, zaś Tow. inżynierów niemieckich nie przedstawia przebiegu, który mógłby służyć za wzór rzeczywistej maszyny parowej. Proponowany przez prelegenta przebieg jest zbliżony do idealnego, umożliwia przytem konstrukcję graficzną średniego wskazanego ciśnienia.

Prelegent stawia wniosek, aby podany przebieg został przyjęty jako przebieg Tow. inżynierów polskich. Zebrani postanowili po ogłoszeniu pracy p. Sluckiego w *Przeglądzie Technicznym* poświęcić jedno posiedzenie na obszernie omówienie proponowanego przebiegu.

Odczyt inż. Sluckiego drukowany będzie w całości na łamach *Przeglądu Technicznego*.

Odczyt inż. Sluckiego drukowany będzie w całości na łamach *Przeglądu Technicznego*.

## KRONIKA BIEŻĄCA.

**Wybuch w kanale ściekowym.** W Budapeszcie w d. 28 grudnia r. z. około godziny 8-ej wieczorem, na ulicy Sorokfarer nastąpił w kanale ulicznym wybuch o niezwykłej sile, albowiem kanał na długości 1000 m został rozerwany.

Już od rana tego dnia czuć było w okolicach bliższych wydobywający się przykry zapach; niestety nie zwrócono na to uwagi. Wieczorem służący domu № 83 przy ulicy Sorokfarer, wstępując do ustępu, zapalił papierosa i rzucił palącą się zapalkę do miski klozetowej. W tejże chwili nastąpił wybuch. Klozet wyleciał w powietrze; służący doznał poważnych okaleczeń głowy i piersi; wybuchy w pobliżu nastąpiły niemal równocześnie i to na długości 1 km od zakładu gazowego.

W domach od № 83 do 94 rzeczonyj ulicy wyleciały z ram wszystkich okna, wewnątrz urządzenia, meble, obrazy, ściany we-

wnętrzne uległy zniszczeniu. W dwóch uliczkach bocznych, pokrywy kanałowe wyrwane zostały parciem gazów z obsady i wyleciały w powietrze. Z otworów kanałowych buchały płomienie.

Komisja wyznaczona stwierdziła jako przyczynę wypadku, że w sąsiedztwie znajdująca się fabryka olejów mineralnych spuszczała jako ściek do kanałów miejskich od tygodni wodę brudną, przesyconą naftą. Stąd nagromadziły się gazy lotne w tak znacznej ilości, że rzucenie płonącej zapalki do miski klozetowej, spowodować musiało wybuch.

Przypuszczałyby również należało, że w okresie wybuchu, kanały ściekowe danej dzielnicy w Budapeszcie pozbawione były skutecznej i niezbędnej w racjonalnie zbudowanej sieci kanałowej wentylacji, o czem w porze zimowej, gdy ulice są pokryte śniegiem, pamiętaćby należało.

E. S.

# ARCHITEKTURA.

## BIBLIOGRAFIA.

### Nowe dzieła w dziedzinie badania architektury polskiej.

#### I.

**Sprawozdania Komisji do badania historii Sztuki w Polsce.** Tom VIII, zeszyt 1 i 2. Z 3-ma tablicami i 396 rys. w tekście. Wydawnictwo Akademii Umiejętności. Kraków, 1907.

W obfitym tomie o 496 stronicach znalazły miejsce następujące prace, przeważnie z zakresu archeologii architektonicznej:

**MARYAN SOKOŁOWSKI:** Dwa gotyeczmy, wileński i krakowski w architekturze i złotnictwie, i źródła ich znamion charakterystycznych (z 14-ma rysunkami).

**NIKODEM PAJZDERSKI:** kościół Filipinów w Gostyniu (dzieło Balt. Longheny, autora kościoła Marya della Salute w Wenecji) (z 16-ma rys.).

**ADOLF SZYSZKO-BOHUSZ i MARYAN SOKOŁOWSKI:** Kościoły polskie dwunawowe, kościoły w Wiślicy, Stopnicy, Szańcu, Stróżyskach, Chybicach, Skotnikach i Kurzelowie (ze 103-ma rys.).

Praca ta dla komponujących architektów jest bodaj że najciekawszą z całego tomu. Niezrozumiałem jednak jest pominięcie, przy opisie kościoła w Skotnikach, wcześniejszego zbadania tego zabytku przez W. ŁUSZCZKIEWICZA, które, wraz z odmiennym od obecnie podanego planem, znajduje się w t. VI, zesz. IV Sprawozdań tejże Komisji.

**Ks. WŁ. GÓRZYŃSKI.** Relikwiarz Jasieńskiego w Muzeum XX. Czartoryskich (z 4-ma rys.).

**STANISŁAW TOMKOWICZ:** Z wycieczki do Królestwa Polskiego. (Z 33-ma rys.).

**KAZIMIERZ (†) i TADEUSZ MOKŁOWSCY:** Sprawozdanie z wycieczki odbytej kosztem Komisji w r. 1904 w celu badania sztuki ludowej. (z 52 rys.).

Bogato ilustrowana praca ta zawiera nadzwyczaj ciekawe widoki drewnianych cerkwi huculskich, kościołów, dzwonnicy, chat wiejskich, spichrzów, wreszcie domów podcieniowych. Cała skarbnica istotnie swojskich motywów!

Niezmiernie ciekawą przytem porusza rzecz prof. M. SOKOŁOWSKI, załączając do widoków dwóch cerkwi w Matkowie (pow. Stryjski) i Mochnacie (pow. Turguński) — o architekturze zapewne z czasów przekwitania — widok pagody koło Pekinu: zadziwiające podobieństwo kopuł tych cerkwi do motywów owych piątr, symbolizujących „rozmaite nieba, unoszące się nad ziemią, w których każdy Boddhisatwa czekać będzie chwili pojawienia się swego na ziemi jako inkarnacja Buddy“.

**MOKŁOWSKI KAZIMIERZ (†).** 1) Portale gotyckie na Rusi Czerwonej. 2) Przyczynek do dziejów gotyku i stylu przejściowego w budownictwie cerkiewnym drewnianem na Rusi Halickiej.

**SKROBAŃSKI ZYGMUNT:** Fotografie kościoła w Gorzysławicach pod Wiślicą i w Kijach.

**SMOLIŃSKI JÓZEF:** Streszczenie pracy o kościele i klasztorze PP. Brygidek w Lublinie.

**SWEJKOWSKI EMMANUEL:** Zabytki miasta Rzeszowa i Plan ogrodu Potockich w Warszawie.

**SZYSZKO-BOHUSZ ADOLF:** Kościół Ś. Wawrzyńca w Gorzysławicach pod Wiślicą; portale kościołów w Kijach i Nowym-Korczynie.

**TOMKOWICZ STANISŁAW:** Średniowieczna nawa główna i boczna w kościele Franciszkanów w Krakowie.

**WAWRZENIECKI MARYAN:** Kościoły w Tarczku (romański), Świętomarzu, Bodzentynie, Kacicach (romański) i Prandocinie (romański), kościoły w Chotlu Czerwonym pod Wiślicą, Skrzywnie, Skrzyńsku (romański), Brzozie i Jednej, tudzież kościół romański w Gieble pod Pilicą (osada). Wiadomość o pągierzu m. Krakowa.

**WOROBJEW GRZEGORZ:** Cerkiew w Orszy XVII w.

**ZUBRZYCKI JAN:** Streszczenie pracy o zabytkach Krosna.

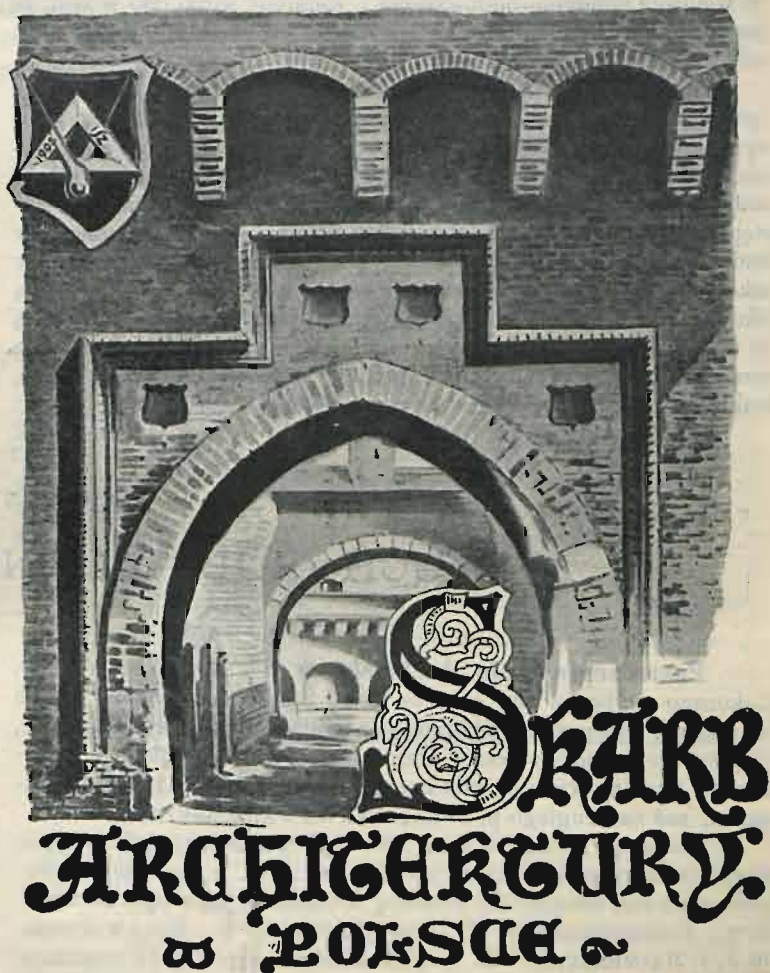
Z treściwego spisu tego widać, iż materiał rośnie i skarbnica motywów architektonicznych, zżytych z nami, stale się powiększa.

Coraz to silniej ustala się opinia, iż, *tylko znając dokładnie przeszłość i jej zabytki, nowe a samodzielne pomysły na kanwie tej tkąć można.*

Komisja do badań historii Sztuki w Polsce w każdym tomie rzuca nam doniosły materiał, z którego oby jaknajlepsze powstawać mogły prace ku ozdobie kraju i chlubię naszej sztuki.

M. Wawrzeniecki.

#### II.



Dzieła tego wyszły obecnie zeszyty: drugi i trzeci (o zeszycie pierwszym wspominaliśmy w Nr. 23 P. T. r. z.).

Bogaty i cenny materiał uwzględnia zabytki przeszłości lub ich fragmenty, bądź zachowane, bądź coraz częściej znikające gwoli rozwojowi nowego życia. Najwięcej materiału dostarcza dr. J. ZUBRZYCKIEMU, wydawcy tej pracy, — Kraków, nie wątpimy jednak, że uwzględni on w dalszych zeszytach rozsiane po kraju całym zabytki, które, wobec grożącej im ruiny, a nie wystarczającej, zbyt powoli działającej opieki, wymagają choćby zadokumentowania ich bytu.

Zeszyt drugi zawiera: Szczegóły odrzwi bocznych kościoła Maryackiego w Krakowie (żabka i wspornik pod górną częścią należcy, okrój poziomy węgara lewego i okrój należcy). Styłowe okna z domu narożnego przy Rynku Głównym w Krakowie, już nie istniejące. Drzwi boczne z kościoła Ś. Barbary w Krakowie.

Ułamek obramień drzwiowych i szczegół słupka z obramienia okiennego w byłym gmachu poszpitalnym Ś. Ducha, również w Krakowie.

W zeszycie trzecim znajdujemy: Odrzwia z kościoła Ś. Katarzyny w Krakowie (na Kazimierzu). Typową drewnianą dzwonicę przy kościele parafialnym w Tenczyńku (koło Krzeszowic).

Widok zewnętrzny kaplicy Zygmuntońskiej przy katedrze na Wawelu i sklepienie kopulaste ze skrzyżciami (kasetonami) od wnętrza tejże.

Wobec dotkliwego braku w piśmiennictwie naszym podobnych niezbędnych prac — gorąco polecamy starannie i z nakładem znacznym wydawane to dzieło.

HST.

## VIII-my niemiecki zjazd w sprawach opieki nad zabytkami.

W dniach 19 i 20 września r. z. odbył się w Mannheimie VIII-y (doroczny) zjazd w sprawach opieki nad zabytkami. W zjeździe tym uczestniczyło około 300 osób, pomiędzy którymi znajdowali się przedstawiciele 18-tu rządów państw Rzeszy oraz wielu miast. Z ościennych państw Austria przysłała swego delegata arch. R. v. FÖRSTER'A. Zjazdowi przewodniczył prof. dr. OECHELHÄUSER.

Pomiędzy licznymi wygłaszanymi odczytami największe zainteresowanie wzbudziła rzecz wygłoszona przez zasłużonego nadburmistrza Hildesheimu, STRUCKMANN'A: *Władze policyjno-budowlane a opieka nad zabytkami*. Tematu do referatu oraz dyskusji nad nim dostarczyło nowe prawo pruskie „*przeciw oszpecaniu (Verunstaltung) miejscowości i okolic, wybitnych pod względem krajobrazowym*”. Czuwanie nad wykonaniem tego prawa polecono władzom policyjno-budowlanym. Referent widzi zło w tem, że prawo to ma wiele punktów, które mogą być rozmaicie tłumaczone, zależnie od interpretatora.

Radca tajny FR. v. BIEGELEBEN z Darmstadu żądał wyjęcia opieki nad zabytkami z pod jurysdykcji władz policyjno-budowlanych, a motywuje to tem, że organa tej władzy, składające się głównie z inżynierów, a nie architektów, nie posiadają odpowiedniego uzdolnienia do decydowania w sprawach dotyczących sztuki. W następstwie tego żądał wydzielenia tej ustawy z ogólnych przepisów budowlanych, uważając za rzecz w wysokim stopniu dla sprawy szkodliwą załatwianie kwestyi dotyczących sztuki, zwykłą drogą biurokratyczną. Opieka nad zabytkami jest sprawą nader trudną ze względu na różnorodność warunków. Wymaga ona ogromnie sumiennego, każdorazowo do danego wypadku dostosowanego, traktowania, a nie według z góry nakreślonego szablonu.

Niemniej ciekawym był referat arch. KAROLA REHORST'A

z Merseburga, zatytułowany: „*O możliwości utrzymania wyglądu starych miast, przy równoczesnym uwzględnieniu nowożytnych warunków ruchu*”. Referent udowodnił, że obecnie panuje przecenienie tego, co nazywamy *ruchem*, a czego ofiarą padają nie tylko pojedyncze zabytki, lecz całe dzielnice. Dla tramwaju elektrycznego rozszerza się ulice, burząc charakterystyczne domy, znosząc wysoki (Gdańsk — Beischlagi), bramy, mury obronne i t. p., a wszystkiemu temu można zaradzić inaczej, przez racjonalne unormowanie ruchu, co udowodnił danymi statystycznymi Londynu, Kolonii i Halli. Nadzwyczaj ciekawa rzecz ta ma się ukazać niebawem w druku.

Prof. dr. MEIER z Brunświku mówił o „*Ukształtowaniu planów starych miast i jego znaczeniu przy opisie zabytków*”. Referent przedstawił historję powstawania miast niemieckich, wykazał, że te były zakładane według z góry nakreślonego planu, który miał pięć głównych odmian. Naturalnie to dotyczy miast, powstałych od XII w.; przedtem bowiem nie było w Niemczech miast innych, jak założonych jeszcze przez Rzymian. Kolonii handlowo-rzemieślniczych, powstałych pod ochroną zamków królewskich, rycerskich i biskupich rezydencyi nie można uważać za miasta. Pierwszem miastem niemieckim w naszym pojęciu, t. j. założonym według z góry nakreślonego planu, otoczonym murem, fosami i t. p. jest Fryburg w Brezgowii, założony w r. 1120 przez Bertolda von Zähringen. Odczyt ten był obficie ilustrowany.

Oprócz powyższych, wygłoszono wiele innych odczytów i poruszono wiele spraw, stojących w związku z konserwacją zabytków. Zjazd zakończyła wycieczka uczestników do Wimpfen w T. i zwiedzenie zamku Zwingenberg. Następny zjazd odbędzie się w Lubece.

Z. Mączyński, arch.

## RUCH BUDOWLANY I ROZMAITOŚCI.

**Posiedzenie Koła Architektów** d. 13 stycznia r. b. Dokonano wyborów na prezesa Koła, 2-ch wice-prezesów i 2-ch sekretarzy. Na prezesa wybrano ponownie p. KAZIMIERZA LOEWE, na pierwszego wice-prezesa p. FRAN. LILPOPA; na drugiego p. KAZIMIERZA SKÓREWICZA; na pierwszego sekretarza p. TADEUSZA SZANIORA, zaś na drugiego p. WŁADYSŁAWA JABŁOŃSKIEGO.

Komisję kwalifikacyjną oraz sąd koleżeńcki jednogłośnie zdecydowano i potwierdzono pozostawić na r. b. w składzie dotychczasowym, mianowicie: komisję kwalifikacyjną z pp.: LILPOPA EDW., PIOTROWSKIEGO W., JANKOWSKIEGO K., HOLEWIŃSKIEGO J. i MACZEŃSKIEGO Z. i sąd koleżeńcki z pp. DZIEKOŃSKIEGO J., WOJCIECHOWSKIEGO K., OCZKOWSKIEGO A., HEURICHA J., i MARCONIEGO WŁ.—P. KAZ. SKÓREWICZ prosił o wyasygnowanie potrzebnej sumy na koszt urządzenia wystawy zabytków budownictwa i zdobnictwa w Polsce, która ma być otwarta d. 20 stycznia r. b.—P. WŁAD. JABŁOŃSKI jako członek komisji, wybranej przez Warszawskie Towarzystwo Artystyczne do opracowania zmian w projekcie ministeryalnym, jaki ma być przedłożony w Dumie Państwowej, a zawierający artykuły prawa o zabezpieczeniu praw własności artystycznych i literackich, prosił Koło o wyrażenie zdania swojego. Po dyskusji Koło uchwaliło wybrać komisję, w której skład weszli pp. LILPOP FRAN., HEURICH JAN, WŁ-

ŚNIEWSKI TEOFIL i JABŁOŃSKI WŁAD., dla opracowania opinii i przesłania jej do Warsz. Tow. Artystycznego. — P. PORCZYŃSKI ANTONI zawiadomił Koło, że poszukuje się prelegenta do wykładów perspektywy w Warsz. Tow. Artystycznym. Bliższych objaśnień w tym przedmiocie udziela p. A. PORCZYŃSKI bud., Smolna 28, m. 3. Na tem posiedzenie zakończono.

**Ramy okienne żelaznobetonowe.** Do licznego rzędu zastosowań żelazobetonu przybywa świeżo jeszcze jedno, mianowicie: do wykonywania ram okiennych w budynkach, których przeznaczenie powoduje w nich obecność wilgoci i pary, jako to: budynki gospodarcze, stajnie, obory, fabryki chemiczne i inne. W porównaniu z takimiż z drzewa lub żelaza posiadają ramy żelaznobetonowe podobno te zalety, że są trwalsze, nie pęcznieją i nie paczają się, nie ulegają wpływowi ujemnym wilgoci i procesów chemicznych, a wobec ram żelaznych są tańsze. Konstrukcyja ich daje się zastosować do systemów okien używanych powszechnie; grubość ich nie jest przytem większa, niż drewnianych. Wykonywa ramy takie według własnego patentu firma włoska Lodovico Cremonesi w Pizzighettone.

n.

**Sprostowanie.** W Nr. 52 r. z., str. 637, szp. I, w. 4 od góry, zamiast: r. 1881, powinno być: 1871 r.