

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Zastosowanie krzemianu sodowego do budowy dróg, nap. Inż. B. Różański.
 O wydajności filtrów wodociągów warszawskich i możliwości jej powiększenia (dok.), nap. Inż. L. Gembarzewski.
 Automatyzacja obsługi palenisk kotłowych (dok.), nap. Inż. K. Skrzyński.
 O wytrzymałości zębów kół zębatych, nap. Inż. H. Mierzejewski, Profesor Politechniki Warszawskiej.
 Przegląd pism technicznych.
 Bibliografia.
 Sprawozdania i prace Polskiego Komitetu Energetycznego.

SOMMAIRE:

L'emploi du silicate de soude à la construction des chaussées calcaires, par M. B. Różański, Ingénieur.
 Sur le débit actuel des filtres d'eau potable à Varsovie et la possibilité de son augmentation (suite et fin), par M. L. Gembarzewski, Ingénieur.
 Régulation automatique de la conduite des chaudières à vapeur (suite et fin), par M. K. Skrzyński, Ingénieur.
 Sur la résistance des dents de roues dentées, par M. H. Mierzejewski, Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.
 Revue documentaire.
 Bibliographie.
 Bulletin du Comité Polonais de l'Énergie.

Zastosowanie krzemianu sodowego do budowy dróg.^{*)}

Napisał Inż. Bernard Różański.

Szybkie postępy techniki drogowej na zachodzie Europy i w Nowym Świecie, a w przeciwieństwie do nich zupełny konserwatyzm pod tym względem w Polsce wywołuje utyskiwania nie tylko wśród laików, ale częstokroć również w kołach techników. Konserwatyzm ten ma jednakże istotne i głębokie przyczyny, mające swe źródło w warunkach życia gospodarczego kraju.

Zanim przystąpię do omówienia właściwego tematu t. j. zastosowania krzemianu sodowego do budowy nawierzchni dróg, poruszę w paru słowach nowe metody stosowane dzisiaj w technice drogowej, z punktu widzenia racjonalnej zastosowalności ich u nas.

Otóż postęp techniki drogowej zaakcentował się przede wszystkim: 1) w budowie dróg betonowych, 2) w budowie dróg bitumicznych, oraz 3) w zastosowaniu do utwardzania nawierzchni dróg krzemianu sodowego.

Co do dróg betonowych i możliwości zastosowania ich w naszych warunkach, najlepiej nam sprawę wyjaśni jedna z uchwał V-go Międzynarodowego Kongresu Drogowego, który odbył się w Medjolanie we wrześniu 1926 r., a która brzmi, jak następuje: „Rozwój budowy dróg betonowych, które dały dobre wyniki dla ruchu pojazdów o oponach gumowych, dowodzi, iż są one odpowiednie dla tego rodzaju komunikacji, o ile ich nawierzchnia, we wszystkich szczegółach, jest wykonana według metod udoskonalonych, przyjętych w technice drogowej. Co zaś do dróg, służących w znacznym stopniu do ruchu pojazdów o obręczach metalowych, dotychczas nie znaleziono zadawalającego rozwiązania”. Z uchwały tej widzimy, że u nas, gdzie w znacznym stopniu przeważają jeszcze obręcze metalowe, — drogi te narazie się nie nadają. Wprawdzie,

znaczna część wykonanych dotychczas dróg betonowych służy do ruchu mieszanego, t. j. tak dla samochodów, jak i dla pojazdów konnych, jednakże stosunek ilości samochodów do ilości pojazdów konnych jest na zachodzie znacznie większy niż u nas, i tylko w miarę wzrostu tego stosunku na korzyść pojazdów mechanicznych zacznie się u nas rozwijać budowa dróg betonowych. Dzisiaj jest to jeszcze przedwczesne.

Budowa dróg bitumicznych polega na zastosowaniu smoły pogazowej lub smoły ziemnej (asfaltowej) do budowy nawierzchni. Budowę takich dróg rozpoczęto dość dawno i u nas, jednakże należą one dotychczas do rodzaju luksusowych dróg, gdyż smoła jest dość droga, wskutek czego racjonalne jest stosować ją tylko do dróg o nawierzchni utworzonej z najtwardszych gatunków kamienia. Dużym hamulcem w rozpowszechnianiu zastosowania smoły pogazowej jest, iż produkcja jej jest ograniczona zapotrzebowaniem na koks i gaz, zaś smoły ziemnej (asfaltowej) mamy w kraju stosunkowo niewiele. Mamy bowiem jedno tylko większe asfaltowisko w Kosmaczu, w Karpatach. Zastosowanie smoły do budowy dróg powinno być, jeśli chodzi o racjonalną gospodarkę, ograniczone do dróg o bardzo intensywnym ruchu, a więc przede wszystkim do dróg podmiejskich i ulic.

Równoległe z rozwojem dróg betonowych i bitumicznych, podjęto badania i próby zmierzające do ulepszenia dróg sposobem mniej kosztownym. Badania te dały wyniki zachęcające i wobec tego istnieje już sieć dróg bitych, do budowy których użyto wyłącznie wapieni miękkich lub półtwardych, związanych w jedną całość zaprawą z piasku (miału) wapiennego i krzemianu sodowego.

Zalety takich dróg w porównaniu do dróg bitych zwykłych, wykonanych z tego samego kamienia, są następujące:

^{*)} Referat wygłoszony na wojewódzkim zjeździe inżynierów drogowych w Kielcach dn. 4 marca 1927 r.

1) Nawierzchnia drogi jest gładka, jednolita, nieprzepuszczalna dla wody, zużywa się równomiernie, daje znacznie mniej kurzu i błota, posiada 3 do 5-ciokrotnie większą trwałość, dzięki czemu odnowa nawierzchni odbywa się w tyleż razy większych odstępach czasu; konserwacja drogi kosztuje znacznie mniej.

2) Zastosowanie krzemianu umożliwia użycie do budowy nawierzchni drogowej miękkich wapieni, które zupełnie nie nadają się do budowy nawierzchni sposobem dotychczas używanym.

Przytoczę poniżej w skróceniu wyniki osiągnięte dotychczas w tym kierunku, na podstawie sprawozdań i prac, drukowanych w ciągu ostatnich kilku lat w czasopismach francuskich „Annales des Ponts et Chaussées”, „Le Génie Civil” oraz „Bulletin de l'Association Internationale Permanente des Congrès de la Route”.¹⁾

Pierwsze próby zastosowania krzemianu sodowego do budowy dróg były rozpoczęte przed ośmiu laty w gminie du Locle w Szwajcarii. Otrzymane wyniki dodatnie zachęciły do dalszego stosowania i obecnie gmina posiada całą sieć takich dróg. Nieco później rozpoczęto stosowanie krzemianu w graniczących ze Szwajcarią departamentach Francji. Departament du Doubs posiadał z końcem 1924 r. przeszło 30 km takich dróg i zamierzona była przebudowa jeszcze 200 km. Stosowanie krzemianu rozpoczęto ostatnio i w innych państwach, a również i w kolonjach francuskich.

Badanie odcinków próbnych.

W departamencie du Doubs wybudowano w r. 1923 cztery odcinki próbne, bezpośrednio jeden za drugim, na drodze o bardzo intensywnym ruchu (3200²⁾ pojazdów na dobę). Na budowę nawierzchni dwóch z tych odcinków użyto jednakowego gatunku kamienia, mianowicie miękkiego wapienia, lecz jeden z nich wybudowano na zaprawie z krzemianu sodowego, drugi zaś sposobem zwykłym, bez krzemianu sodowego. Nawierzchnia dwóch pozostałych odcinków była wykonana z półtwardych wapieni na zaprawie z krzemianu. Poza tem wszystkie cztery odcinki posiadały jednakowe podłoże i odbywający się na nich ruch był jednakowy.

Poniżej zamieszczona tablica przedstawia stan tych odcinków i ich zużycie, stwierdzone po upływie jednego roku.

Porównyując dwie ostatnie pozycje widzimy, że przez zastosowanie krzemianu sodowego zużycie miękkiego wapienia zmniejszyło się prawie pięciokrotnie. Porównanie dwóch pierwszych i czwartej pozycji wykazuje, że znacznie korzystniejsze jest używanie miękkich gatunków wapienia dla utwardzenie ich krzemianem, niż wapieni twardych.

Wyniki badań laboratoryjnych.

Zbadaniem istoty działania krzemianu na wapienie i wyjaśnieniem zachodzących przy tem zjawisk zajęła się założona od niedawna w Paryżu instytucja, pod nazwą: „Bureau technique pour le

L. P.	Rodzaj materiału	Ilość pojazdów dziennie	Zużycie nawierzchni w mm	Zużycie na 1000 pojazd. w mm	Uwagi.
1.	Wapień półtwardy z kamieniołomu w Berne na zaprawie z krzemianu	3200	16	5	Stan dobry. Zauważono nieznaczne pęknięcia nawierzchni.
2.	Wapień półtwardy z kamieniołomu w Beaulieu na zaprawie z krzemianu	„	16	5	Wapień twardszy od poprzedniego. Zauważono znacznie większą ilość pęknięć nawierzchni. Stan gorszy niż odcinka poprzedniego.
3.	Wapień miękki z kamieniołomu w Beaulieu bez zaprawy z krzemianu	„	45	14	Niezależnie od ogólnego zużycia, cała nawierzchnia pokryta została wybojami, pomimo że była przed trzema miesiącami poprawiona.
4.	Wapień miękki z kamieniołomu w Beaulieu na zaprawie z krzemianu	„	9,5	3	Stan bardzo dobry. Nie zauważono żadnych pęknięć nawierzchni.

développement de la route silicatée”. Z inicjatywy tej instytucji zostały przeprowadzone szczegółowe badania w laboratorjach Instytutu Kuhlmann'a w Paryżu.

Przystępując do zapoznania się z wynikami tych badań, nie będzie zbędnym przypomnieć, że krzemian sodowy, czyli t. zw. szkło wodne, wyrabia się fabrycznie przez stopienie krzemionki (SiO₂) z sodą (Na₂CO₃). Otrzymany stop po zastygnięciu ma wygląd szkła, jest przezroczysty, mniej lub więcej zabarwiony na kolor zielony lub brązowy, jest jednak rozpuszczalny w wodzie. Dalsza przeróbka polega na rozpuszczeniu otrzymanego stopu we wrzątku, a otrzymany roztwór o gęstości około 25 — 30° Bé, po odfiltrowaniu i ewentualnem zgęszczeniu przez odparowanie, jest gotów, i w tej postaci znajduje się w handlu. Nadmienię tu, że do budowy dróg używany jest, w celach oszczędnościowych, krzemian nie filtrowany, lecz tylko odcedzony, o gęstości 35° Bé i o zawartości:

Krzemionki (SiO ₂) około	24,5%
Tlenku sodu (Na ₂ O)	7,5%
Wody	65,0%
oraz domieszek, czyli nieczystości 2 do 3,0%	
Razem	100%

przyczem stosunek $\frac{\text{SiO}_2}{\text{Na}_2\text{O}}$ waha się od 3 do 3,7.

Do badań laboratoryjnych użyto krzemianu o stosunku SiO₂ : Na₂O = 3,15.

Kawałek miękkiego wapienia, zwilżony krzemianem, nasycy się nim i rozmięka. Piasek wapienny, zaszczepiony krzemianem, tworzy ciasto plastyczne. Jeżeli przechowywać takie ciasto w ciągu dłuższego czasu, np. kilku dni, w atmosferze wilgotnej, pozostaje ono plastyczne. Stosując tu przemysłowe zimną wodę, otrzymuje się krzemian posiadający stosunek SiO₂ : Na₂O bliski do 3,15 t. j. do stosun-

¹⁾ An. des Ponts et Chaussées Nr. 1 i 6 z r. 1923 i Nr. 5 z 1924. Le Gén. Civ., Nr. 8 i 21 z r. 1925 i Nr. 24 i 25 z r. 1926. Bul. de etc. Nr. 38 i 43.

²⁾ Za jednostkę ruchu przyjęto pojazd o pociągu konnym. Samochód osobowy liczono za trzy jednostki, zaś ciężarowy za 10 jednostek.

ku, jaki posiadał płyn użyty do nasycania. Dowodzi to, że krzemian nie został związany z wapniem, oraz że może on być przez wyplókiwanie wydobyty z powrotem z ciasta.

Zupełnie inaczej jednak sprawą się przedstawia, jeśli ciasto powyższe pozostawić na wolnym powietrzu. Zaczyna ono stopniowo wysychać i pierwotnie plastyczna masa poczyną twardnieć i twardnieje tem bardziej, im dłużej trwa schnięcie. Po trzech dniach ciasto takie, poddane przemywaniu wodą, pozwala rozpuścić już znacznie mniejszą część krzemionki i stosunek $\text{SiO}_2 : \text{Na}_2\text{O}$ w użytej do wyplókiwania wodzie zmniejsza się do 1,30. Po 13 dniach stosunek ten spada do 0,30. Wynika stąd, że podczas wysychania krzemionka została stopniowo związana z wapniem w krzemian wapniowy, przez co nadała mu znacznie większą twardość i nieprzemakalność. Zaszły proces nie jest odwracalny, gdyż otrzymane ciało, poddane przez czas dłuższy działaniu wody, nie traci nabytych własności.

Absorbowanie krzemianu przez wapień przebiega, jak następuje: Dzięki włóskowatości, krzemian przenika wgląd wapnia; lecz jeśli poddać analizie rozmaite części tego kamienia, po dłuższym pozostawieniu go pod działaniem krzemianu, to okazuje się, iż krzemian zaabsorbowany przez warstwy powierzchniowe kamienia posiada większą zawartość krzemionki (SiO_2), niż warstwy położone głębiej i im dalej od powierzchni kamienia, tem krzemian zawarty w kamieniu staje się bardziej alkaliczny, t. j. zawiera coraz mniej krzemionki i coraz więcej tlenu sodu. Mamy więc tu do czynienia ze zjawiskiem djalizy, przyczem krzemionka (SiO_2), zawarta w roztworze, posiada mniejszą zdolność przenikania przez wapień, niż zawarty tam tlenek sodowy.

Dla przykładu przytoczę przebieg jednego doświadczenia: Krzemian użyto o stosunku $\text{SiO}_2 : \text{Na}_2\text{O} = 3,15$. Nasycanie trwało 24 godz., poczem okazało się, że kamień do głębokości 1 cm od powierzchni był nasycony krzemianem o stosunku $\text{SiO}_2 : \text{Na}_2\text{O} = 3,15$, na głębokości od 1 do 2 cm stosunek ten $= 3,0$; na głębokości 2 do 4 cm stosunek ten zmniejsza się do 2,90; na głęb. 4 — 6 cm spada do 1,50.

Z powyższego wynika, że w miarę wsiąkania roztworu tlenu sodu pozostały roztwór krzemianu staje się bogatszy w krzemionkę. Ponieważ zaś zdolność wiążąca roztworu krzemianu wzrasta bardzo szybko wraz ze zwiększeniem stosunkowej zawartości w nim krzemionki, jest więc oczywiste, że pod działaniem bogatego w krzemionkę roztworu krzemianu sodowego, miał wapienny, wypełniający przestrzenie między tłuczniem, może spoić w monolit całą korę szosową.

Poczyniono również doświadczenia, polegające na wysuszeniu, a następnie rozpuszczaniu w wodzie krzemianu sodow. o rozmaitym stosunku $\text{SiO}_2 : \text{Na}_2\text{O}$, a mianowicie, o stosunku 3,45; 3,81; 4,20 i 4,44.

Roztwory te wysuszono powoli przy zwykłej temperaturze. Pierwszy krzemian (3,45) zamienił się na masę szklistą i przezroczystą; drugi (3,81) w końcu wysychania zmętniał; trzeci zmętniał już na początku wysychania; czwarty zaś zmętniał i pociemniał na wstępie.

Otrzymane masy szkliste są bardzo twarde, lecz nader krucho. Poddane działaniu wody rozpuszczają się w niej powoli oraz dają pozostałość nieroz-

puszczalną, która jest tem większa, im krzemian był bogatszy w krzemionkę. (Pozostałość ta rozpuszcza się zresztą w ługu sodowym NaOH).

Woda użyta do rozpuszczania posiadała następującą zawartość krzemionki i tlenu sodowego:

	$\frac{\text{SiO}_2}{\text{Na}_2\text{O}}$	SiO_2	$\frac{\text{SiO}_2}{\text{Na}_2\text{O}}$
1) krzemian o zaw.	$\frac{\text{SiO}_2}{\text{Na}_2\text{O}} = 3,45$; woda zawier.:	42,10	12,40 3,39
2) „ „	3,81 „ „	30,50	10,50 2,90
3) „ „	4,20 „ „	8,50	5,26 1,61
4) „ „	4,44 „ „	5,80	4,65 1,24

Czyli niedająca się rozpuścić krzemionka stanowi w stosunku do krzemianu pierwotnego w wypadku 1-ym 1,7%, w 2-im 23,8%, w 3-im 61,6% i w 4-tym 72,1%.

Doświadczenie powyższe pozwala przypuszczać, że analogiczne zjawisko, t. j. powstawanie częściowo nierozpuszczalnego krzemianu, zachodzi równocześnie z tworzeniem się w nawierzchni szosowej; krzemianu wapnia.

Z drugiej strony, w laboratorium przemysłowym w Besançon (Francja) przeprowadzono innego rodzaju badania, mianowicie nad materiałem, wydobytym z nawierzchni drogi, która była wybudowana z wapienia na zaprawie z krzemianu sodowego. Próbkę były wydobyte po jedenastu miesiącach od czasu zakończenia budowy. Badaniami stwierdzono, że w warstwie powierzchniowej krzemian sodowy został całkowicie związany, natomiast w warstwie głębszej wykryto obecność krzemianu sodowego w stanie wolnym. Wynika więc stąd, że ostateczne związanie krzemianu zachodzi tylko w warstwie powierzchniowej, a to pod działaniem zawartego w powietrzu bezwodnika kwasu węglowego, pod działaniem którego z krzemianu sodowego wydziela się wolna krzemionka. W warstwie powierzchniowej jezdni, w miarę jej zużycia, odtwarza się więc stale nieprzepuszczalna powłoka.

Z powyższych badań laboratoryjnych można wysnuć wskazówkę praktyczną, że dla wapnia bardzo miękkiego, a więc i bardzo porowatego, należy używać krzemianu sodowego o niższej konsystencji i w większej ilości, gdyż zjawisko djalizy zachodzi tu energiczniej, natomiast używając twardszych gatunków wapieni należy używać krzemianu bogatszego w krzemionkę, a więc o większej gęstości, gdyż im wapień jest twardszy, tem mniej jest porowaty, skutkiem czego zjawisko djalizy ma przebieg słabszy i wywiera mniejszy wpływ na końcową konsystencję krzemianu. Należy mieć jednak na uwadze, że użycie krzemianu o zbyt dużej gęstości ma za skutek zbyt szybkie wysychanie i twardnienie mieszaniny i przylepanie się jej do walca podczas walcowania; w szczególności ma to miejsce podczas posuchy i upałów; w tym czasie należy uciekać się do rozcieńczania krzemianu, lub też polewania ogłędnie jezdni podczas walcowania; z drugiej zaś strony, użycie zbyt rozcieńczonego krzemianu, szczególnie gdy się ma w użyciu kamień bardzo miękki i porowaty, może pociągnąć za sobą rozgniecenie kamienia podczas walcowania.

Krzemian sodowy, jaki znajduje się u nas w handlu, posiada konsystencję od 36 do 40° Bé. Dla celu o jakim mowa, używano dotychczas krzemianu o gęstości 35° Bé. Praktycznie będzie zakupić krze-

mian gęstszy, a na miejscu budowy rozcieńczyć go wodą do potrzebnej konsystencji.

Wszystko powiedziane powyżej dotyczy wyłączenie kamienia wapiennego czystego. Pokrewne gatunki kamienia, jak wapienie dolomitowe, piaskowce i t. d., nie były dotąd przedmiotem badań pod tym względem. Sądząc jednak z przebiegu opisanych wyżej doświadczeń, można z dużym prawdopodobieństwem spodziewać się, iż i inne kamienie mogą być utwardnione przez nasycenie krzemianem. Zdanie to znajduje swe potwierdzenie w tym fakcie, że krzemian sodowy zaczęto ostatnio stosować do utwardniania nawierzchni dróg betonowych.

Zauważyć tu należy, że co do najbardziej miękkiej odmiany wapienia, t. j. kredy, doświadczenia laboratoryjne dały wyniki bardzo zachęcające, mianowicie, z kawałka kredy, po nasyceniu go krzemianem i po wysuszeniu, otrzymano materiał twardy, odporny i nieprzeziąkliwy. Jednakże próby zastosowania kredy do budowy dróg i utwardnienia jej krzemianem nie potwierdziły oczekiwań i dały wyniki, jak dotychczas, niezadawalające. Fakt ten znajduje swe wytłomaczenie w tem, że kreda użyta do badań laboratoryjnych była przed nasyceniem krzemianem wysuszona, podczas gdy kreda, użyta do budowy drogi w stanie naturalnym, jest zawsze dzięki swej porowatości mniej lub więcej nasycona wodą; taka kreda, poddana działaniu krzemianu, nasycala się nim stosunkowo powoli i tylko o tyle, o ile nie była już nasycona wodą; zjawisko djalizy, tak energicznie przebiegające w doświadczeniach z suchą kredą, tutaj postępowało bardzo wolno i tylko na powierzchni kamienia, zaś wewnątrz jego pozostało przesycone wodą, a zatem miękkie.

Jak widzimy z powyższego przykładu, dla otrzymania dobrych wyników również i z twardszemi gatunkami wapienia należy zwracać uwagę na stopień wilgotności kamienia, a zatem nie używać kamienia świeżo wydobytego z ziemi oraz wykonywać roboty w czasie pogodnym.

Dozowanie krzemianu.

Ilość krzemianu, jaką należy użyć dla utwardnienia 1 m³ kamienia, przeznaczonego do budowy, kreśla się na podstawie zbadanej każdorazowo nasiąkliwości (t. j. porowatości) kamienia, przyczem należy brać pod uwagę porowatość bezwzględna, t. j. porowatość kamienia w stanie wysuszonym. Naprzykład, jeśli dla nasycenia 1 m³ danego gatunku kamienia potrzeba 40 litrów wody, to ilość ta pomnożona przez ciężar właściwy krzemianu (1,32 dla krzemianu o 35° Bé) da nam wagę krzemianu, jaką mamy użyć, a więc $40 \times 1,32 = 52,8$ kg. Ten sposób określania ilości potrzebnego krzemianu, mniej więcej dokładny, jest nader prosty i może być wykonany przy pomocy piecyka i wagi.

Wielkość tłucznia.

Przez zastosowanie krzemianu dążymy do utworzenia jednolitej nawierzchni szosowej. Stanowiący tę nawierzchnię tłuczeń wapienny jest wiązany zaprawą w jedną całość. Z powiedzianego wyżej wynika, że piasek, czy też miał wapienny, stanowiący zaprawę, nie powinien być zbyt drobny, gdyż taki pozostawałby zbyt długo plastycznym i trudniej ulegałby wysuszeniu i związaniu. Tłuczeń również nie powinien być zbyt drobny, gdyż ulegałby zbyt łatwo rozniesieniu; nie należy jednak przesadzać w jego grubości, a to ze względu na

równoczesne zmniejszenie ogólnej powierzchni związanej. Obecnie w tym celu używany jest tłuczeń o wielkości 3—5 cm.

Wpływ warunków klimatycznych.

Pogoda trwająca w czasie wykonywania nawierzchni ma oczywiście duży wpływ na jej jakość. Pogoda sucha i upalna, jak to łatwo wywnioskować na podstawie powiedzianego wyżej, jest najdogodniejszą dla wykonywania nawierzchni utwardnionej krzemianem. I tutaj jednak należy zachować pewną ostrożność, by nie dopuścić do zbyt szybkiego wysychania i twardnienia mieszaniny przed jej rozpostarciem na drodze i w czasie walcowania. W tych warunkach, niezbędne jest również rozcieńczenie krzemianu przez dodanie wody oraz ostrożne polewanie mieszaniny podczas walcowania; nadewszystko zaś nie należy dopuszczać, aby przygotowana już mieszanina pozostawała w tym stanie w czasie zwykłych przerw pracy w ciągu dnia, gdyż jeśli się dopuści do jej stwardnienia w tej formie, nie będzie ona nadawała się już do użycia. Najodpowiedniejszą zatem porą roku jest koniec wiosny i lato. Wczesna wiosna i jesień, jako pory roku obfitujące w opady, najmniej są odpowiednie. W razie jednak, jeżeli podczas rozpoczętej już pracy nadejdzie dłuższy okres deszczów, należy używać krzemianu o większej konsystencji, a po ustaleniu się dobrej pogody, wyschnięciu i związaniu nawierzchni, zaleca się połączyć ją jeszcze krzemianem rozcieńczonym, by odtworzyć powłokę wiążącą, która mogła być przez deszcz spłókaną.

Skoro nawierzchnia została wysuszona dostatecznie, ani długotrwałe deszcze, ani podmakanie zaskórne nie mają już na nią szkodliwego wpływu. W gminie du Locle, w Szwajcarii, gdzie teren jest bagnisty i zwierciadło wody gruntowej leży zaledwie o 50—60 cm poniżej powierzchni ziemi, utrzymanie dróg było nader kosztowne, a mimo to stan ich pozostawał wiele do życzenia. Obecnie, po zastosowaniu do ich odbudowy krzemianu sodowego, cała sieć dróg gminy du Locle, pomimo wzmożonego ruchu, jest w bardzo dobrym stanie. W przemysłowej części departamentu du Doubs we Francji zwykła nawierzchnia szosowana, na skutek intensywnego ruchu, już po trzech miesiącach wykazywała początki zużycia. Stosowane na tych drogach smołowanie nawierzchni nie dało również dodatnich wyników z powodu znacznej wilgotności podłoża. Po odnowieniu nawierzchni z zastosowaniem krzemianu, stan dróg jest zupełnie zadawalający.

Sposób wykonania.

Sposób wykonania nawierzchni jest następujący:

1) Przygotowanie podłoża. Brzegi starej nawierzchni należy ubić, by w ten sposób utworzyć oparcie dla sklepienia nowej nawierzchni. Następnie należy starannie oczyścić całą powierzchnię szosy i obficie zwilżyć wodą. Jeżeli istniejąca jezdnia jest bardzo nierówna i wyboista, należy ją zoskardować, wyrównać i zawałcować, mając na uwadze, by nowa nawierzchnia spoczęła na równym i dostatecznie mocnym fundamencie.

2) Przygotowanie i rozpostarcie materiałów. Należy przygotować tłuczeń z wapienia o grubości 4 cm w figurach po 1 m³ i tyleż figur piasku wapiennego, względnie miału z wapienia, po 0,35 m³ każda. Ilość tłucznia winna być obli-

czona w ten sposób, by wystarczyła na utworzenie warstwy grubości 8 cm. Przygotowany piasek 0,35 m³ należy zmieszać z odpowiednią ilością krzemianu sodowego (przeciętnie 40 litrów) o gęstości 35° Bé w sposób praktykowany do przygotowania zwykłej zaprawy. Po przygotowaniu zaprawy, należy ją zmieszać (najlepiej w betonierce) z 1 m³ przygotowanego tłucznia, polanego przed użyciem wodą. Tak otrzymaną mieszaninę rozpościera dwóch robotników na przygotowanym już podłożu, dwóch innych rozrównuje i planuje według szablonu dla nadania nawierzchni prawidłowego profilu.

3) **Walcowanie** odbywa się odcinkami po 40 — 50 metrów i dzieli się na dwa okresy:

a) Pierwszy okres obejmuje 20 — 30 przejść wału po jednym miejscu, przy zachowaniu zwykłej kolejności walcowania, t. j. rozpoczyna się od brzegów i stopniowo przesuwa ku środkowi jezdni. Jeśli czas jest pogodny, to walcowanie odbywa się bez przeszkód, obrycze walca pozostają suche. Podczas niepogody natomiast, zdarza się, iż mieszanina przyklepia się do kół walca, co powoduje uszkodzenia jezdni. Należy wówczas koła oczyścić i polewać, a jeśli to nie pomoże, należy nawierzchnię lekko zrosić.

b) Drugi okres. Po 20 — 30 przejściach wału po jednym miejscu, należy cały odcinek polać wodą w ilości 1 i pół litra na 1 m², poczem wznowić walcowanie. Pod działaniem wody i walcowania, krzemian wydobywa się na powierzchnię jezdni pod postacią plam rozmaitej wielkości. Wówczas dwóch robotników, zaopatrzonych w miotły (czyste), powinno bezustannie nacierać powierzchnię jezdni ku środkowi by ułatwić tem wydobywanie się krzemianu na powierzchnię.

Plamy krzemianu powiększają się stopniowo, aż wreszcie cała powierzchnia jezdni zostaje pokryta jednostajną powłoką krzemianu. Walcowanie jest skończone, i po dwóch dniach, niezbędnych dla wyschnięcia i związania się nowej nawierzchni, odcinek może być otwarty dla ruchu. Jeśli czas jest pogodny, należy świeżo zakończony odcinek lekko polewać w ciągu kilku dni. Natomiast, jeśli świeżo zakończony odcinek dostał się pod silny deszcz, należy, po deszczu, skropić go roztworem krzemianu. Nadmienić tu należy, że im miększy jest użyty wapień, tem walec winien być lżejszy, by nie dopuścić do rozgniatania tłucznia. Dotychczas używano do tego celu walce 8 — 12 tonowe.

Koszt.

Zwiększenie kosztu 1 m³ takiej nawierzchni w stosunku do zwykłej nawierzchni z tegoż kamienia wyraża się w następujących cyfrach:

- 1) Zwiększony koszt tłuczenia kamienia przyszczalnie nie przekroczy na 1 m³ tłucznia, wraz z odraflowaniem mialu 2,00 zł.
- 2) Przygotowanie zaprawy i mieszaniny:

3 robotników na 40 m ³ dziennie	$\frac{3 \times 4,00}{40}$	0,30 „
2 robotników z miotłami	$\frac{2 \times 3,00}{40}$	0,15 „
- 3) 40 litr. krzemianu: $0,40 \times 1,32 \times 26$ 13,20 „
(Cena krzemianu jest 23 zł. za 100 kg. Powyżej przyjąłem cenę 25 zł. wliczając w to koszt przewozu).

15,65 zł.

Kwotę otrzymaną należy zmniejszyć o koszt piasku, obecnie zbędnego, licząc warstwę 2 cm grubości po 5 zł. za 1 m³, otrzymamy 0,25 m³ piasku na 1 m³ kamienia: $5,00 \times 0,25 =$ 1,25 zł.

Otrzymamy ostatecznie zwiększenie kosztu na 1 m³ kamienia. 14,40 zł.

co na kilometr (przy 5 m szerokości jezdni i 400 m³ kamienia na odnowę) wyniesie zwiększenie kosztu odnowy o $14,40 \times 400 = 5.760$ zł.

Nadmienię, że opisany powyżej sposób wykonania nawierzchni nie jest ostateczny, a przeciwnie, możliwe tu są dalsze uproszczenia i ulepszenia. Tak np., w jednym z referatów, ogłoszonych na ostatnim międzynarodowym Kongresie drogowym w Medjolanie, wzmiankuje p. Inż. Feret, kierownik Laboratorium w Boulogne-sur-Mer, że ostatnio w departamencie du Doubs zastosowano uproszczony sposób wykonania takiej nawierzchni. Polega on na tem, że nie oddzielano już tłucznia od mialu, t. j. użyto tłuczeń wraz z miałem, po przepuszczeniu go przez rałę 3-centymetrową, następnie rozpostarto na przygotowanym podłożu, w sposób zwykły, poczem polano krzemianem i zwalcowano. Wynik okazał się b. dobry, zaś robocizny ten sposób wykonania wymaga oczywiście dużo mniej.

Granica stosowania krzemianu sodowego.

Ze względu na dość znaczne zwiększenie kosztu odnowy nawierzchni z zastosowaniem krzemianu, nie zawsze racjonalne byłoby stosowanie tego sposobu odnowy. Mianowicie w miejscowościach, gdzie jest do dyspozycji, i po tej samej cenie, zarówno wapień twardy, jak i miękki, ten ostatni winien być zastosowany tylko na drogach, posiadających dość znaczną intensywność ruchu, a mianowicie powyżej 400³⁾ pojazdów na dobę; na drogach zaś o ruchu poniżej 400 pojazdów, należy w tym wypadku stosować zwykłą nawierzchnię z wapienia twardego.

W miejscowościach zaś, gdzie ma się do dyspozycji na miejscu tylko wapień miękki, zaś dowóz twardszych gatunków byłby zbyt kosztowny, będzie korzystne zastosowanie wapienia miękkiego i krzemianu sodowego do odnowy nawierzchni wszystkich dróg w danej miejscowości. Przy większej intensywności ruchu, przekraczającej 400 i aż do kilku tysięcy pojazdów na dobę, stosowanie nawierzchni z miękkiego wapienia i krzemianu sodowego wydaje się bezspornie korzystniejszym, jeśli się zważy, że zużycie takiej nawierzchni przy ruchu 1000³⁾ pojazdów na dobę wynosi około 7 mm na rok.

Powyższe twierdzenie znajduje poparcie w następującem rozważaniu:

Jeśli przyjmiemy, że koszt zwykłej renowacji nawierzchni (500 m³/km) z miejscowego kamienia wynosi ok. 7000 zł. i dodamy do tego koszt wynikający z zastosowania krzemianu, okrągło 6000 zł. to otrzymamy koszt odnowy km ok. 13 000 zł.

Zużycie takiej nawierzchni wynosi około 7 mm rocznie, przy 1 000 pojazdach na dobę; grubość tej nawierzchni wynosi 8 cm. Jeśli przyjmiemy, że trwałość tej nawierzchni, w latach i w funkcji ilości pojazdów na dobę, wyrazi się wzorem

$$T = \frac{60}{0,007 p}$$

a stąd roczny koszt zużycia będzie:

$$T_1 = \frac{13\,000}{T} = \frac{13\,000 \times 0,007 p}{60} = 1,51 p$$

Koszt utrzymania 1 km tej drogi będzie równy obliczonemu kosztowi zużycia, zwiększonemu o sta-

³⁾ Za podstawową jednostkę przyjęto tu pojazd o ciągu konnym. Samochód osobowy liczono za trzy jednostki, zaś ciężarowy — za 10 jednostek.

ią kwotę drobnego remontu, który w przybliżeniu możemy przyjąć = 150 zł. + 0,14 p rocznie na 1 km.

Zatem całkowity koszt utrzymania 1 km wyniesie: $K_2 = K_1 + 150 + 0,14 p$.

$$K_2 = 1,51 p + 0,14 p + 150 = 1,65 p + 150.$$

Jeśli teraz przyjmujemy, że koszt 1 km drogi z kostki bazaltowej kosztuje około 120 000, zaś procenty od tej sumy wynoszą około 9 000 rocznie, to możemy w przybliżeniu obliczyć, przy jakiej intensywności ruchu (p) roczny koszt utrzymania drogi z miękkiego wapienia i krzemianu osiągnie kwoty 9 000 zł.

$$1,65 p + 150 = 9000.$$

$$p = \frac{9000 - 150}{1,65} = 5360.$$

Z powyższego wynika, że dopiero przy intensywności ruchu powyżej 5 360 pojazdów na dobę opłacałoby się zastosowanie tak kosztownej nawierzchni, jaką jest kostka bazaltowa. Przytem zauważę tu, że nie uwzględniliśmy w powyższym obliczeniu kosztu utrzymania nawierzchni bazaltowej, co tembardziej przemawia na korzyść miękkiego wapienia i krzemianu.

Oczywiście, że o zastosowaniu kostki w miastach o dużym ruchu decydują nie tylko względy taniości i racjonalnego wyzyskania, lecz również

względy zdrowotne, jak usunięcie kurzu, zachowanie czystości, wygoda i t. d., na drogach jednak, poza miastami, o wyborze rodzaju nawierzchni winny zdecydować jedynie względy ekonomiczne.

Nadmienię tu, że w analogiczny sposób możemy dla każdego rodzaju kamienia obliczyć i dolną granicę intensywności ruchu, przy której korzystniej jest stosować nawierzchnię krzemionkową, niż nawierzchnię z twardego wapienia, w tym celu jednak musimy poprzednio zbadać i określić roczne zużycie danego kamienia przy znanej intensywności ruchu.

Z powyższego wynika, iż sprawę zastosowania krzemianu sodowego do budowy, a przede wszystkim do odnowy nawierzchni naszych dróg, można uważać za dojrzałą. Technika wykonania tych robót, w tem stadium w jakim się znajduje obecnie we Francji, nie powinna stanowić trudności i w naszych warunkach. W każdym razie, trudności, z jakimi możemy się spotkać, ujawnią się przy pierwszych zastosowaniach, i nie wydaje się, by były one nie do przewyżczenia. Jeżeli zaś zważymy, że wapienie mamy na znacznej części ziem Rzeczypospolitej, to dojdziemy do wniosku, że zastosowanie krzemianu do odnowy nawierzchni może nam znacznie pomóc w rozwiązaniu zagadnienia taniej odbudowy naszych dróg.

O wydajności filtrów wodociągów warszawskich i możliwości jej powiększenia.¹⁾

Napisał L. Gembarski, Inż.-technolog.

Z przykładów Altony i Londynu widzimy, w jaki sposób można powiększyć wydajność istniejących filtrów piaskowych o powolnem działaniu, lub w razie wprowadzenia nowej instalacji, oczyszczającej wodę, zmniejszyć powierzchnię projektowanych filtrów, urządzeń stosunkowo drogiej, a przy oczyszczaniu w nich wody ze zmienną zawartością zawieszin w pewnych wypadkach zawodnych, gdy filtry amerykańskie pośpieszne pod tym względem są zupełnie elastyczne. Te dwa przykłady wskazują, że i w Warszawie można by również przez dodanie filtrów pośpiesznych powiększyć ogólną ilość dostarczonej do miasta wody. Do jakiego stopnia można by podnieść wydajność istniejących filtrów, nie naruszając całokształtu urządzeń dotychczasowych, t. j. przewodów tłoczących, osadników, filtrów i zbiorników czystej wody, i na jaki przeciąg czasu wystarczyłoby to podniesienie, biorąc pod uwagę przyrost ludności, wykażą następujące obliczenia.

Przewody tłoczące. Odległość osi stacji pomp rzecznych do wypływu wody w osadnikach środkowych wynosi 4 km; wodę tłoczy się zapomocą trzech rur: jednej o średnicy 900 mm i dwóch o średnicy 760 mm. Wysokość krawędzi rur przelewających wodę do osadników leży na poziomie + 36,75 m nad 0 Wisły przy moście Kierbedzia. Istniejące urządzenia maszynowe na stacji pomp rzecznych, z których część może służyć jesz-

cze dosyć długo, mogą podnosić wodę do + 50,00 m, zatem spadek ciśnienia w takim razie wyniesie 1 : 300. Przy tym spadku, rura 900 mm przetłacza 1 140 l/sek, zaś rury 760 mm po 700 l/sek, czyli ogółem 2 540 l/sek, prędkość wody w rurze pierwszej będzie 1,79, w pozostałych 1,59 m/sek, t. zn. prędkość nieduża, w każdym razie dopuszczalna dla przewodów tłoczących.

Osadniki. Przy przepływie przez rury 2 540 l/sek, można przetłoczyć na osadniki 220 000 m³ wody w ciągu 24 godzin. Ponieważ objętość wody w 6 osadnikach istniejących (w trzech grupach) wynosi 72 000 m³, więc woda przebywałaby w nich 8 godzin, przepływając z prędkością 3,5 mm/sek. Woda wstępuje na osadniki przez 12 rur wlotowych o średnicy 500 mm, prędkość przepływu w nich wynosiłaby 1,08 m/sek. Wypływ wody z osadników odbywa się przez 96 otworów prostokątnych o wymiarach 50 × 250 mm, górna krawędź otworu leży o 100 mm niżej normalnego poziomu wody w osadnikach, zatem przez wszystkie otwory może wypłynąć 1 133 l/sek, więc ilość otworów należałoby odpowiednio powiększyć, lub długość otworów stosownie zmienić, co nie przedstawiałoby żadnej trudności.

Kanały zbiorcze osadników. Woda z osadników wlewa się do kanałów, których dolna część odpowiada kanałowi owalnemu o wymiarach 0,80 × 1,40 m. Kanały są ułożone ze spadkiem 1 : 450 i poziom wody w nich powinien się znajdo-

¹⁾ Dokończenie do str. 455, w № 20, z r. b.

wać poniżej dolnej krawędzi otworów wylewowych. Wypływ wody z kanału, obsługującego dwa osadniki (jedną grupę), znajduje się w jednym końcu.

Ponieważ przy wypływie $2\,540 : 3 = 847 \text{ l/sek}$ otwory wylewowe osadników, znajdujące się przy górnym końcu kanałów, byłyby zatapiane, przeto należałoby w każdym kanale danej grupy osadników urządzić jeszcze jeden wyciek i wtenczas każdy osadnik miałby swój odpływ.

Filtry powolne. Poprzednio podałem, że ogólna powierzchnia 36 filtrów wynosi $82\,200 \text{ m}^2$, a dla działających jednocześnie 33 filtrów $75\,350 \text{ m}^2$. Przy filtrowaniu $220\,000 \text{ m}^3$ na dobę przez 1 m^2 filtru przesączałoby się $2,92 \text{ m}^3$, a więc jeszcze mniej, niż w filtrach wodociągu w Altonii i znacznie mniej, niż w nowym zakładzie wodociągowym w Walton.

Przyjmując tę największą wydajność dobową $2,92 \text{ m}^3$ i zakładając, że rura wspólna o średnicy 900 mm , doprowadzająca wodę do 12 filtrów działających jednocześnie, pozostanie, otrzymujemy w niej prędkość $1,52 \text{ m/sek}$, co na długości około 10 m dawałoby stratę ciśnienia 24 mm . Przez kanał wspólny dla 12 filtrów może przepływać 987 l/sek , w najniekorzystniejszych warunkach przepływałoby 963 l/sek , więc wymiary kanału są dostateczne; prędkość przepływu wynosiłaby $0,80 \text{ m/sek}$. W rurach o średnicy 750 mm , przez które dostarcza się wodę do grupy z 6 filtrów, prędkość wynosiłaby $0,98 \text{ m}$. W rurach zaś o średnicy 400 mm , przez które wpływa woda do oddzielnych filtrów lub z nich wypływa, prędkość byłaby $0,64 \text{ m}$.

Zbiorniki czystej wody. Teoretycznie zwierciadło wody w zbiornikach powinno leżeć na wysokości $\text{max.} + 35,50 \text{ m}$ i przy tym poziomie każdy z 3 zbiorników zawiera $20\,000 \text{ m}^3$ wody. W praktyce jednak nie można dochodzić do tego poziomu. Poziom wody w filtrach najbliższych zbiorników powinien być utrzymywany na wysokości $+ 35,93 \text{ m}$; ponieważ różnica poziomów wody w filtrze i w komorze wypływowej dochodzi do $1,00 \text{ m}$, a nawet zdarza się i większa, więc max. niwelety zwierciadła wody w zbiornikach nie powinno przekraczać $+ 34,90$, t. j. leży niżej od teoretycznej o $0,60 \text{ m}$, czyli, że każdy zbiornik w rzeczywistości może zawierać około $17\,500 \text{ m}^3$, zatem 3 zbiorniki — $52\,000 \text{ m}^3$, zamiast $60\,000 \text{ m}^3$.

Gdyby filtry pracowały z wydajnością $2,92 \text{ m}^3$, to spadek, konieczny do odprowadzenia wody z ostatniego, najdalej położonego od zbiornika filtra, przy 6 czynnych filtrach z grupy o największej powierzchni, wyniósłby $0,30 \text{ m}$. Normalny poziom wody w tym filtrze byłby $+ 36,07$ i przyjmując, że po zainstalowaniu filtrów pośpiesznych ciśnienie filtracyjne nie będzie przekraczało $0,90 \text{ m}^3$, otrzymamy najwyższy poziom wody w zbiornikach $+ 34,87 \text{ m}$, a więc prawie taki sam, jak i obecnie.

Z powyższego wynika, że wzorując się na zakładach wodociągowych zagranicznych, można po-

⁵⁾ Zbyt duże ciśnienie filtracyjne może przerwać górną warstwę filtracyjną i do kanałków zbiorczych może przedostać się woda niezupełnie oczyszczona. Oprócz tego, przy znacznym nadciśnieniu, piasek filtracyjny się zbija i zmniejsza się przez to wydajność filtrów. Z tych powodów ciśnienie filtracyjne powinno się utrzymywać nie większe, niż $0,60$ do $0,80 \text{ m}$.

większyc ogólną wydajność filtrów powolnych wodociągów warszawskich do $220\,000 \text{ m}^3$ wody na dobę przez zainstalowanie pomiędzy osadnikami i filtrami powolnymi filtrów pośpiesznych, bez układania nowych lub zmiany istniejących przewodów tłoczących, bez zasadniczych zmian w osadnikach, bez jakichkolwiek zmian w urządzeniu filtrów angielskich i zbiorników czystej wody.

Filtry pośpieszne i związane z nimi urządzenia dodatkowe proponuję umieścić na placu pomiędzy I i II grupą filtrów (rys. 2), szerokości 52 m i długości 180 m . Wzdłuż tego placu, po obu jego stronach, są ułożone rury, doprowadzające wodę z osadników do tych grup filtrów. Odległość między osiami rur wynosi 43 m , więc mamy rozporządzalną szerokość placu co najmniej 38 m .

Różnica poziomów wody w kanale zbiorczym osadników i w najbliższym do osadników filtrze wynosi $0,225 \text{ m}$, co jest dostateczne, ażeby woda z kanału przepływała grawitacyjnie do filtrów, jednakże przy wstawianiu między osadniki i filtry powolne jeszcze filtrów pośpiesznych, różnica będzie za mała. Należałoby więc wodę, wypływającą z osadników, podnieść na taką wysokość, ażeby po składowaniu dalszem w filtrach pośpiesznych mogła następnie grawitacyjnie spłynąć do istniejących filtrów, w których poziom wody utrzymywałby się dotychczasowy. W tym celu wypadałoby wszystkie odpływy z kanałów zbiorczych odprowadzić do zbiorników, umieszczonych przed budynkiem z pompami, podnoszącymi wodę do filtrów pośpiesznych, ustawionych w halach z osią podłużną skierowaną ku wieży ciśnień. W budynku z pompami mogłyby być zainstalowane również sprężarki. Hala z filtrami miałaby około 30 m szerokości i 130 m długości. Woda, po oczyszczeniu, odpływałaby przez dwie rury, ułożone z boków hali i z nich możnaby od razu zasilać filtry grup I i II, usunąwszy istniejące przewody zasilające; przez to uniknęłoby się odprowadzenia $64\,000 \text{ m}^3$ wody początkowo na południe, ażeby następnie zwrócić ją w przeciwną stronę.

Od projektowanych $220\,000 \text{ m}^3$ wody należałoby odjąć ilość, potrzebną na prowadzenie stacji filtrów. Stosownie do doświadczenia, zmniejszmy tę ilość o 4 do 5%, wówczas do rozporządzenia pozostałoby $210\,000 \text{ m}^3$. Ta ilość przedstawiałaby maksimum, które możnaby dostarczać miastu w porze letniej bez korzystania z zapasu w zbiornikach czystej wody. Między najwyższą i normalną średnią konsumcją wody w dużych miastach spotykamy znaczne wahania. Stosunek ten dla Warszawy w ostatnich trzech latach wynosił $1,22 - 1,22 - 1,17$, przeciętnie $1,20$, mniejszy niż gdzieindziej, co można objaśnić wyludnianiem się miasta w lecie. Przy stosunku $1,20$ otrzymujemy jako przeciętną ilość wody, którą możnaby zaopatrywać Warszawę po zainstalowaniu filtrów pośpiesznych, $175\,000 \text{ m}^3$ wody na dobę.

Maximum wydajności wodociągów zwiększyłoby się o $82\,000$, średnia dzienna wydajność o $61\,000 \text{ m}^3$ wody, t. j. o 53%. Przyjąwszy stosownie do podanych poprzednio przykładów Altony i Londynu, że jednorazowy koszt powiększenia sprawności wo-

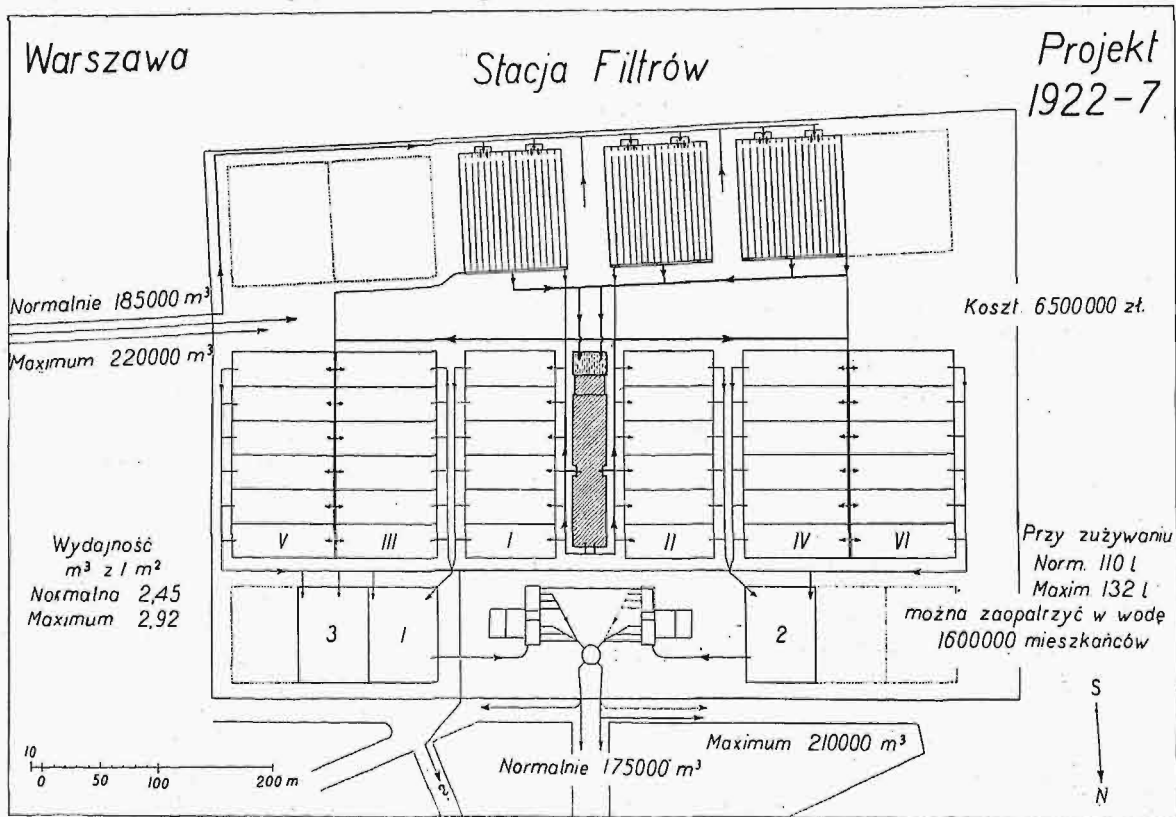
dociągów o $1 m^3$ wody dziennie wynosi okragło 70 zł. i powiększając ten wydatek ze względu na specjalne warunki, w jakich znajdują się wodociągi w Warszawie, o 50%, otrzymamy przybliżony koszt ustalenia filtrów amerykańskich i złączonych z nimi urządzeń w kwocie 6 500 000 złotych.

Pozostaje do rozstrzygnięcia pytanie, dla ilu mieszkańców wystarczyłoby $175\ 000 m^3$ wody dziennie. Z miliona mieszkańców Warszawy korzysta obecnie z wodociągów około 870 000, więc przy przeciętnym rozchodzie wody w 1925 r. $95\ 800 m^3$ na 1 mieszkańca i dobę wypadało 110 l, co wskazuje, że w wielu jeszcze domach urządzenia wodociągowo-kanalizacyjne nie są utrzymywane w należytym porządku i znaczna ilość wody spływa bezużytecznie do kanałów. W dużych miastach zagranicz-

tem założeniu otrzymamy, że wydajność wodociągów $175\ 000 m^3$ na dobę wystarczy dla 1 600 000 mieszkańców.

Do r. 1915 wzrost ludności był mniej więcej równomierny i w ciągu pięciolecia przed wojną 1910 — 1914 wynosił 2,1% rocznie. W ostatnim sześcioleciu 1921 — 1926 statystyka wykazuje średni przyrost 1,5%. Ludność Warszawy w d. 1 stycznia 1927 r. wynosiła okragło 1 025 000 mieszkańców. Obliczenie daje, że przy przyrostach 1,5% lub 2% Warszawa będzie miała 1 600 000 mieszkańców po 29 lub 22 latach, t. j. że osiągnie wskazaną liczbę w 1956 lub 1949 roku.

Należy zwrócić uwagę jeszcze na jedną okoliczność. Lewobrzeżne powiśle, z poziomem ulic



Rys., 2.

nych, których ludność dba o porządek i czystość średnie zużycie wody przez mieszkańca na dobę wynosi:

Frankfurt . . . 142 l	Berlin . . . 85 l
Kolonja . . . 134 "	Norymberga 84 "
Karlsruhe . . . 119 "	Wrocław . . 83 "
Wiesbaden . . 108 "	Królewiec . 78 "
Drezno . . . 98 "	Hannover . 74 "
Akwizgran . . 96 "	Lipsk . . . 67 "

To zestawienie uwidocznia, że przeważnie tylko miasta położone daleko na zachód i bardziej na południe zużywają stosunkowo więcej wody niż Warszawa. Miasta bliższe i o klimacie zbliżonym do naszego — mniej.

Przyjmijmy dla Warszawy spożycie dotychczasowe 110 l⁶⁾, więc ze znaczną rezerwą, Przy

⁶⁾ Dyrekcja wod. i kanał. przyjmuje 100 l. Porówn. „W sprawie planu finansowego wykonania robót inwestycyjnych Wodociągów i Kanalizacji m. st. Warszawy”, 1925, str. 5.

+ 12 i niższym, sięgające na północ do cytadeli, a na południu obejmujące Sielce i Czerniaków, oraz prawobrzeżne z Pragą i jej przedmieściami otrzymują wodę ze stacji filtrów. Chociaż przez główny przewód może spływać grawitacyjnie w ciągu doby 25 — 30 000 m^3 wody, to jednakże już przy obecnym dostarczaniu 15 — 16 000 m^3 odleglejsze ulice na Pradze otrzymują wodę ze zbyt niskim ciśnieniem i dla podniesienia ciśnienia trzeba częścią wody z górnego miasta zasilać sieć wodociągową praską. Okazuje się więc bez względu na konieczność zbudowania dla Pragi i jej przedmieść osobnego wodociągu, z którego jednocześnie mogłyby korzystać i niżej położone miejscowości lewobrzeżne. Całkowita ilość wody $175\ 000 m^3$ mogłaby być przeznaczona tylko dla mieszkańców górnego miasta. Z tego powodu od obecnej liczby mieszkańców 1 025 000 należy odjąć ludność Pragi z przedmieściami i ludność, zamieszkującą prawobrzeżne po-

wieś, t. j. 185 000 mieszkańców, do obrachunku zatem powinno się wziąć liczbę 840 000 mieszkańców. Przy przyroście 1,5 lub 2%, ilość ta wzrośnie do 1 600 000 po upływie 43 lub 32 lat, t. j. w r. 1970, a najwcześniej w r. 1959.

Widzimy więc, że przez dodanie filtrów pospiesznych, zwiększających wydajność istniejących filtrów powolnego działania, i przez budowę centrali wodociągowej praskiej, Wielka Warszawa może być zaopatrywana w dostateczną ilość wody jeszcze conajmniej przez trzydzieści lat. Dopiero za 20—25 lat możnaby przystąpić do rozważania sprawy, czy istniejące wówczas centrale w War-

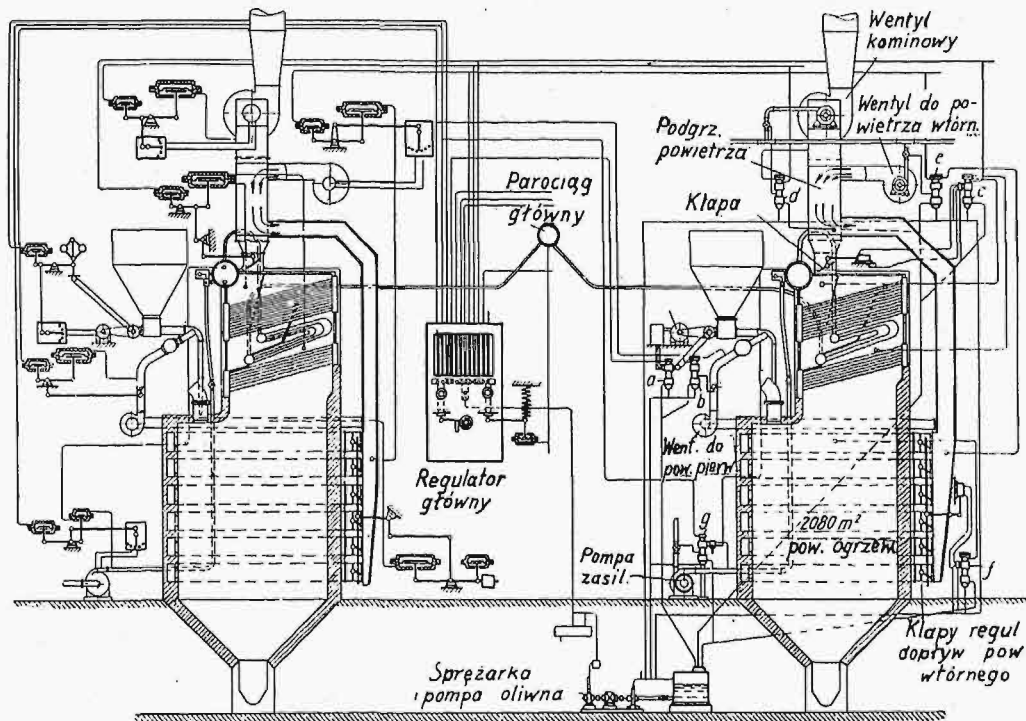
szawie i na Pradze wypadnie dalej rozwijać, czy też założyć jeszcze inne centrale, ponieważ miasta z milionową ludnością (Londyn, Paryż, Berlin, Wiedeń, Hamburg) ze względów bezpieczeństwa powinny być zaopatrywane w wodę z kilku zakładów. Przedwczesne przystępowanie do tych robót może utrudnić pracę przyszłego pokolenia, gdyż technika wodociągowa wciąż się rozwija i nie można przewidzieć, do czego dojdzie, jak to mamy przykład na filtrach amerykańskich, które się pojawiły w r. 1900, początkowo w bardzo prymitywnej formie kadzi drewnianych, i na chlorowaniu gazowem, stosowanym od r. 1912.

Automatyzacja obsługi palenisk kotłowych.¹⁾

Napisał Inż. K. Skrzyński, Sosnowiec.

Na innej zupełnie zasadzie oparte jest działanie regulatora syst. Smoot'a.¹⁾ Na rys. 8 widzimy ogólny układ regulatora tego systemu, zastosowany do kotła o pow. ogrz. 2080 m², opalanego pyłem węglowym. Główny przekaźnik (rys. 9) składa się z przepony c, której wychylenia są przenoszone za pomocą dźwigni, odciąganej sprężyną d, na klapę b. Klapa ta zamyka komorę a, do której specjalna

rych każda obsługuje jakiś organ, mający wpływ na przebieg spalania. W każdej takiej komorze pomocniczej panuje inne ciśnienie, zależne od przeznaczenia tej komory i doregulowywane ręcznie każdorazowo przy uruchomieniu regulatora zapomocą korków f i f', w zależności znowu od rodzaju paliwa i innych warunków spalania. Specjalnymi przewodami h jest prowadzone powietrze sprężone z każ-



Rys. 8. Urządzenie Smoot'a do automatycznej regulacji opalania kotła pyłem węglowym (elektrownia w Toronto).

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------------------------------|
| a — przekaźnik do palnika | e — przekaźnik do wentylatora powietrza wtórnego |
| b — " " kłapy powietrza pierwotnego | f — " " kłapy |
| c — " " zasuw kaminowej | g — " " wody zasilającej |
| d — " " wentylatora wyciąg. | |

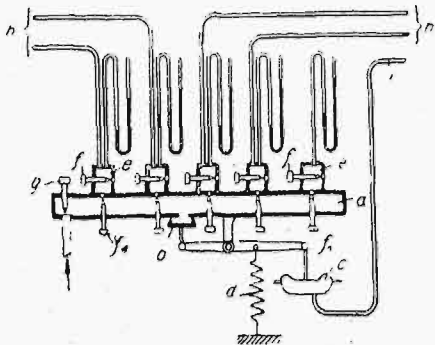
sprężarka tłoczy, jak wskazuje strzałka, powietrze sprężone o stałym ciśnieniu. Ciśnienie powietrza sprężonego w komorze a ustala się raz na zawsze dla danego paliwa i warunków spalania zapomocą korka gwintowanego g, umieszczonego na wlocie tego powietrza. Powietrze sprężone przedostaje się z komory głównej a do komór pomocniczych e, z któ-

dej komory pomocniczej do specjalnych aparatów odbiorczych, wykonywujących już bezpośrednio odpowiednie czynności regulacyjne. Na każdej komorze pomocniczej znajduje się rurka manometryczna, dająca możliwość obserwowania przebiegu regulacji. Jasne jest, że w zależności od stopnia wychylenia przepony c, uzależnionego od ciśnienia pary, kłapa b upuszcza więcej lub mniej powietrza z komory głównej a i w ten sposób ustala w komorze tej, a zatem

¹⁾ Dokończenie do str. 464 w № 20 z r. b.

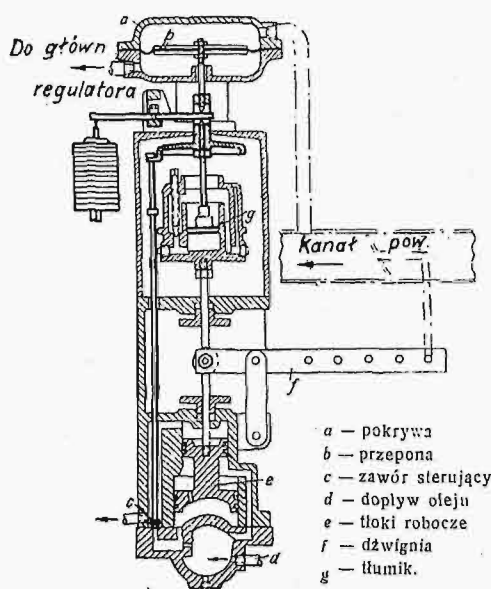
²⁾ V. D. I., 1926, zes. 25.

i w komorach pomocniczych, pewne ciśnienia, odpowiednio do danych chwilowych warunków obciążenia. Na rys. 10 jest pokazany aparat odbiorczy, przeznaczony do regulacji dopływu powietrza zapomocą kłapy ruchomej (przepustnicy).



Rys. 9. Schemat przekaźnika głównego regulatora Smoot'a.

Powietrze sprężone wchodzi do komory *a* pod przeponę *b*, powodując mniejsze lub większe jej wychylenie. Wychylenie to jest przenoszane zapomocą systemu dźwigni i przekaźników mechanicznych na zaworek sterujący *c*. Oliwa, pod pewnym ciśnieniem, jest doprowadzana z zewnątrz rurką *d* i systemem kanałów jest prowadzona pod tłok roboczy *e*. Zaworek sterujący *c*, zajmując jakies położenie pośrednie, zależne od stopnia wychylenia przepony *b*, upuszcza mniej lub więcej oliwy do kanału odpływowego i tem samem ustala jakies charakterystyczne dla danych warunków ciśnienie oliwy pod tłokiem roboczym. Ciśnieniu temu odpowiada znowu jakies położenie tłoka roboczego *e*, z którym jest związana dźwignia *f*, przestawiająca przepustnicę. Tłoczek *g* odgrywa rolę diafragmy, tłumiącej zbyt wielkie wahania aparatu. Jaskrawo przepro-



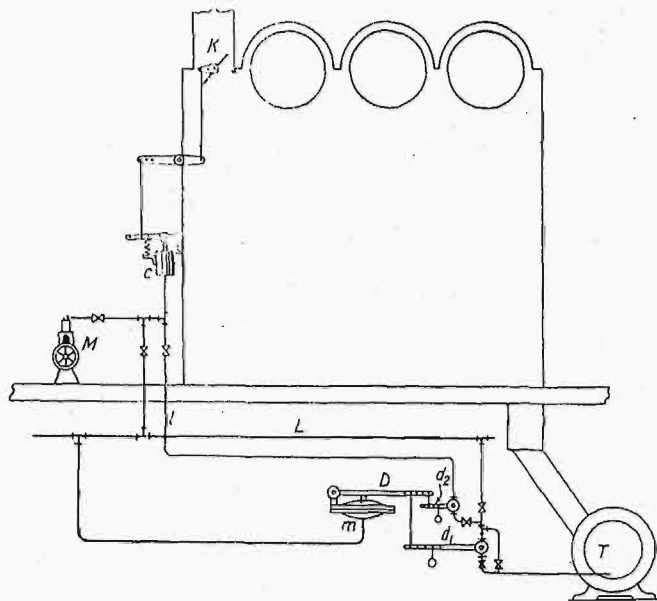
Rys. 10. Smoot'a regulator dopływu powietrza.

wadzano tu zasadę odwodzenia przez połączenie kanału powietrznego za przepustnicą z komorą *a* po drugiej stronie przepony *b*. Gdy tylko nastąpi efekt regulacji w postaci zmiany położenia przepustnicy, a zatem i wielkości ciągu, ten ostatni zaczyna oddziaływać natychmiast na przeponę *b* hamująco, to

jest w kierunku przeciwnym do pierwotnego impulsu regulatora głównego.

Aparat odbiorczy do regulacji szybkości posuwu rusztu w regulatorze Smoot'a jest analogiczny do pokazanego na rys. 10. Różnica polega tylko na tem, że odwodzenie jest tu skonstruowane w postaci regulatora odśrodkowego, reagującego na zmianę liczby obrotów silnika, napędzającego ruszt. I tutaj nadmierny efekt regulacji, w postaci zmiany szybkości posuwu rusztu, oddziaływa za pośrednictwem pochewki regulatora odśrodkowego na przeponę aparatu odbiorczego, tłumiąc szkodliwe zjawisko przeregulowywania.

Na początku artykułu niniejszego postawiłem twierdzenie, że budowanie samoczynnych regulatorów do palenisk kotłowych jest dostępne dla każdego i nie nastęca niemożliwych do pokonania trudności. Na poparcie tego twierdzenia przytoczę opis jednego z takich urządzeń regulacyjnych, wykonanych przy instalacji szkolnej jednej z uczelni amerykańskich. Urządzenie to było całkowicie wykonane sposobem domowym. Instalacja składa się z kotłów Stirlinga o pow. ogrz. około 300 m², opalanych węglem, którego wartość opałowia jest zbliżona do wartości opałowej naszych węgli dąbrowskich. Para o ciśnieniu około 10 at jest używana do ogrzewania zespołu kilkunastu gmachów, służących do celów gospodarczych oraz laboratoryjnych. Takie warunki powodowały oczywiście ogromne wahania obciążenia, co znajdowało swój oddźwięk w b. dużym falowaniu krzywej ciśnienia i kilkunastokrotnem na dobę granii zaworów bezpieczeństwa. To było przyczyną, że kierownictwo kotłowni postanowiło przejść na regulatory automatyczne palenisk. Jednakże aparaty tego rodzaju, budowane przez firmy specjal-



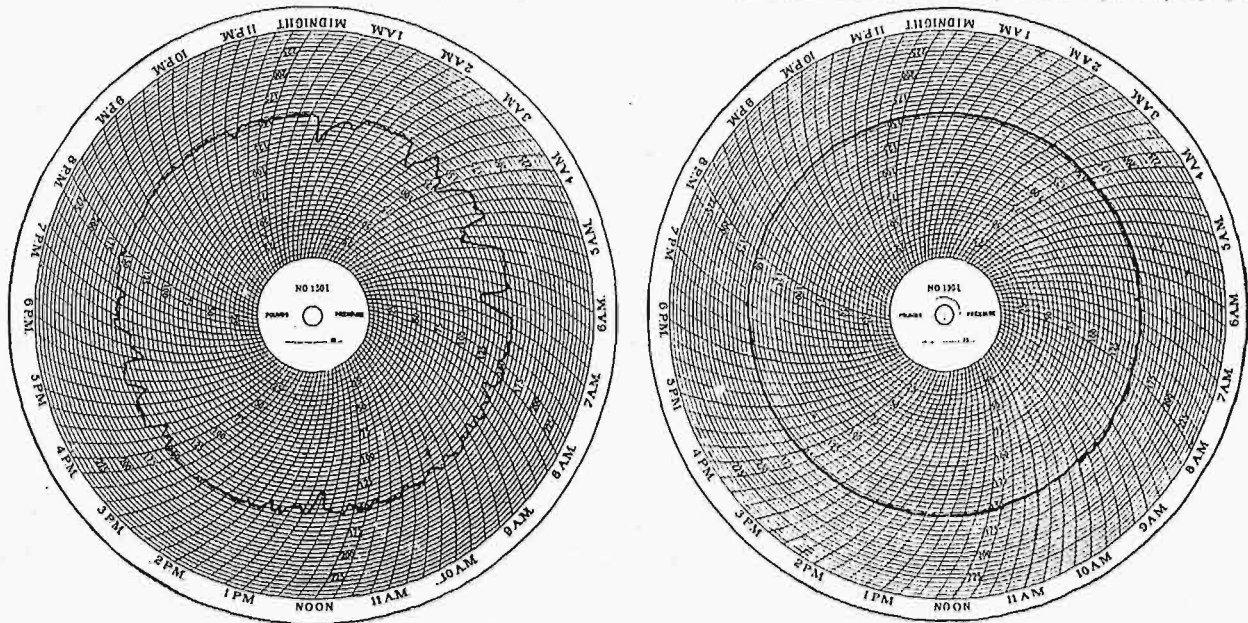
Rys. 11. Schemat uproszczonego urządzenia do automatyzacji obsługi palenisk.

ne, były w danym wypadku niedostępne ze względu na wysoką ich cenę. Postanowiono więc pójść drogą próby zbudowania takiego automatu własnymi siłami (rys. 11)²⁾.

²⁾ Power, zes. 22 z dn. 1.VI. 1926.

Przebiegiem głównym jest tu przepona m , będąca, jak zawsze, pod wpływem ciśnienia pary w głównym przewodzie L . Wychylenia tej przepony są przenoszone za pomocą dźwigni D i dalszych mechanizmów na dźwignię d_1 i d_2 , czyli każdemu położeniu przepony m odpowiada jakieś położenie każdej z tych dźwigni. Dźwignia d_1 usta-

zastosowania powyższego urządzenia regulacyjnego były świetne. Przedewszystkiem ciśnienie pary ulegało znikomym wahaniom i grania zaworów bezpieczeństwa odład nie notowano. Na rys. 12 widzimy dwa wykresy ciśnienia pary: lewy był zdjęty przy regulacji ręcznej, prawy — przy automatycznej. Po-
zatem palacz, który dawniej stale był zajęty przy



Rys. 12.

Wykresy przebiegu ciśnienia w tym samym kotle przy regulacji ręcznej (na lewo) i automatycznej (na prawo).

ła położenie zaworu i, dławiac, reguluje w ten sposób dopływ pary do turbiny T , pędzącej wentylator poddmuchowy (regulacja ciągu). Dźwignia d_2 reguluje w analogiczny sposób dławieniem dopływ pary do stojącej maszyny parowej M , uruchamiającej palenisko mechaniczne. W czopuchu jest umieszczona klapa kominowa, której położenie, dzięki systemowi dźwigni, jest zależne od wychylenia tłoczka w cylindryku C . Wychylenie tego tłoczka jest zależne od ciśnienia pary w przewodzie l , które jest ustalone przez położenie dźwigni d_2 . Charakterystyczne jest to, że cylinderek C wraz z tłoczkiem został wykonany ze starego cylindra pompki do prób kotła na ciśnienie wodne. Urządzenia obchodowe, jasno widoczne na rysunku, pozwalają w wypadku zepsucia automatu, regulować bieg kotła ręcznie. Wyniki

obsłudze kotła, obecnie ma tyle wolnego czasu, że z powodzeniem może wykonywać różne drobne reperacje.

Automaty kotłowe, wykonywane zawodowo przez specjalne fabryki, są bardzo kosztowne i zainstalowanie ich nie zawsze będzie się kalkułować. Amerykanie przez zastosowanie tych urządzeń zmniejszają swoje koszty personalne, które, wobec niezwykle wysokiej skali płacy robotniczej, są znaczne. My, wobec zupełnie odmiennych warunków, musimy stwierdzić, że zainstalowanie automatycznych regulatorów kotłowych finansowo opłaci się jedynie w instalacjach większych, gdzie wchodzi w grę ogromne ilości spalnego paliwa i gdzie drobne podniesienie sprawności może się wyrazić w stosunkowo znacznym zysku,

O wytrzymałości zębów w kołach zębatych.

Napisał H. Mierzejewski, Profesor Polít. Warszawskiej.

W jednym z zeszytów „Przeglądu Technicznego” podałem niedawno streszczenie wyników doświadczeń prof. S. Timoszenki nad wytrzymałością zębów kół zębatych¹⁾. Wkrótce ce potem prof. Huber nadesłał mi list, w którym wykazał, że podany przez prof. T. rozkład naprężeń w pobliżu styku dwóch profilów jest niezgodny z wynikami ścisłej teorii²⁾, przyczem zwrócił uwagę na konieczność zbadania układu naprężeń z punktu widzenia hipotezy właściwej pracy odkształcenia postaciowego.

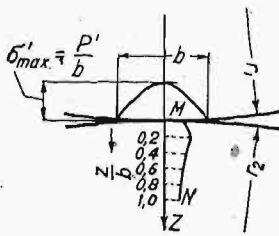
Prof. Timoszenko, za przykładem wielu inżynierów amerykańskich³⁾, przyjął paraboliczny rozkład naprężeń normalnych wzdłuż paska styku dwóch współpracujących zębów (rys. 1). Tymczasem rzut oka na układ trajektorji naprężeń w przypadku ściskania dwóch walców, dotykających się wzdłuż tworzących, przekonywa nas, że wykres naprężeń jest eliptyczny (rys. 2). Jeszcze bardziej mia-

¹⁾ Przegląd Techniczny, 65, 36, 1927.

²⁾ M. T. Huber und S. Fuchs, Spannungsverteilung bei der Berührung zweier elastischer Zylinder, Phys. Zts. 15, 298, 1914.

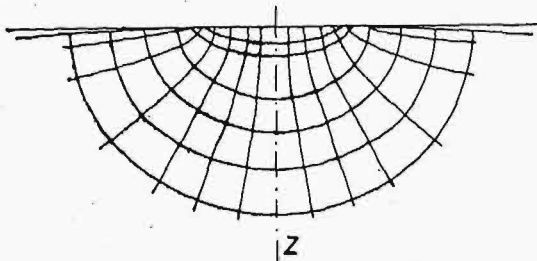
³⁾ Por. art. Earl Buckingham'a, prof. metrologji technicznej w Massachusetts Institute of Technology: Gear Teeth in Action. Am. Mach. 65, 943, 1927. Buckingham mówi w nim, że w r. 1920 stosował równania Hertza w celu określenia „miary wycierania się zębów”. Cytuje on również prace w tym kierunku amerykańskiego inżyniera J. Jandesek'a. Brak przytem jednak bliższych wskazówek bibliograficznych.

rodajne w danym wypadku są wzory Hertza i Hubera, o których mowa poniżej.



Rys. 1. Wykres zmiany ciśnienia w różnych punktach paska styku profilów. U dołu: wykres największego naprężenia stycznego w zależności od głębokości. (Timoszenko-Baud. Mech. Engg.)

Na wstępie musimy zastanowić się, czy zastępując profile zębów przez łuki kół stycznych i rozpatrując dociskanie sprężyste walców zastępczych wzdłuż wspólnej tworzącej, nie popełniamy przytem



Rys. 2.

Układ trajektorji naprężeń przy przyciskaniu walca kołowego do płaszczyzny.

Oba ciała wykonane z tego samego materiału sprężystego, przyczem stała Poissona $\nu=0,3$. (Z rozprawy M. T. Hubera i S. Fuchsa. Phys. Z. 15, 302, 1914).

zasadniczego błędu. Otóż teoria sprężystości poucza nas, że jest to rzeczą najzupełniej dopuszczalną, o ile będziemy rozpatrywali układ naprężeń bezpośrednio w pobliżu paska zetknięcia profilów ⁴⁾. Zagadnienie należy uważać wówczas za rozwiązane na podstawie wzorów, zamieszczonych w krótkiej rozprawie M. T. Hubera i S. Fuchsa, dotyczącej rozkładu naprężeń przy zetknięciu dwóch walców sprężystych (l. c.). Wyprowadzone one zostały na podstawie założeń matematycznych i ogólnych rozwiązań Hertza ⁵⁾. O ile rozwiązanie samego zagadnienia wymagało subtelnej analizy matematycznej i przewyciężenia poważnych trudności teoretycznych, o tyle ostateczne wzory (wbrew przypuszczeniom Hertza) bynajmniej nie są tak skomplikowane i bezwątpienia oddadzą w omawianym zakresie pierwszorzędne usługi praktyczne.

Podajemy je poniżej (Huber-Fuchs: str. 300).

$$\sigma_x = 4\nu \frac{P' z}{\pi b^2} \left[\sqrt{\frac{b^2 + u}{u}} - 1 \right] \dots \dots \dots (1)$$

$$\sigma_y = \frac{2 P' z}{\pi b^2} \left\{ \sqrt{\frac{b^2 + u}{u}} \left[2 - \frac{b^2 z^2}{u^2 + b^2 z^2} \right] - 2 \right\} \dots \dots \dots (2)$$

$$\sigma_z = \frac{2 P'}{\pi} \cdot \frac{z^3}{u^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{b^2 + u}{u}} \dots \dots \dots (3)$$

$$\tau_{yz} = \frac{2 P'}{\pi} \cdot \frac{y z^2}{u^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{u}{b^2 + u}} \dots \dots \dots (4)$$

Układ spólrzędnych jest przytem taki, że oś x jest równoległa do osi walców, zaś oś z jest normalna do płaszczyzny styku walców i idzie wgląb walca (por. rys. 1). Szerokość paska zetknięcia

$$b = 3,04 \sqrt{\frac{P'}{E} \cdot \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}} \quad (\text{Timoszenko-Huber, str. 67}).$$

We wzorach tych u jest spólrzrędną eliptyczną, określoną jako pierwiastek dodatni równania drugiego stopnia $\frac{y^2}{b^2 + u} + \frac{z^2}{u} = 1$.

Dla powierzchni walca, czyli dla $z=0$ otrzymujemy $\sigma_y = \sigma_z = \frac{2 P'}{\pi b^2} \sqrt{b^2 - y^2}$. Rozkład naprężeń

normalnych jest więc eliptyczny, a nie paraboliczny. Wzór ostatni był znany jeszcze Hertz'owi. Wzory (2, 3, 4) dla $y=0$ dają nam możliwość łatwego określenia układu naprężeń wzdłuż osi z i sprawdzenia tym sposobem dalszego wykresu na rys. 1. Są to wzory:

$$|\sigma_x|_{y=0} = \frac{4\nu P'}{\pi b^2} \left[\sqrt{b^2 + z^2} - z \right] \dots \dots \dots (5)$$

$$|\sigma_y|_{y=0} = \frac{2 P'}{\pi b^2} \left\{ \sqrt{b^2 + z^2} \left[2 - \frac{b^2}{b^2 + z^2} \right] - 2z \right\} \dots \dots \dots (6)$$

$$|\sigma_z|_{y=0} = \frac{2 P'}{\pi \sqrt{b^2 + z^2}} \dots \dots \dots (7)$$

podane w cytowanej rozprawie (2) przy użyciu nieco odmiennego znakowania. Na mocy tych wzorów można wykonać wykresy wyteżenia materiału, odpowiadające tym czy innym hipotezom wytrzymałościowym. Poniżej zamieszczone są dwa takie wykresy, obliczone przezemnie: 1^o dla ciała szczególnie plastycznego, gdy o wyteżeniu materiału decyduje główne naprężenie styczne τ_{max} , oraz 2^o dla hipotezy energii właściwej odkształcenia postaciowego.

Z wzorów (5, 6, 7) otrzymujemy

$$\tau_{max} = \frac{2 P'}{\pi b} \left(\frac{z}{b} \right) \left[1 - \frac{z}{\sqrt{b^2 + z^2}} \right] \dots \dots \dots (8)$$

Jeśli weźmiemy pod uwagę, że dla $y=0$ na-

⁴⁾ Właściwe ujęcie tej sprawy wymaga głębszej znajomości pól naprężeń w ciałach sprężystych. Dla zorientowania się w tym kierunku można polecić monografię: Th. W y s s. Die Kraftfelder in festen elastischen Körpern und ihre praktischen Anwendungen. Berlin, J. Springer. 1926.

⁵⁾ H. H e r t z. Gesammelte Werke. Tom 1. Über die Berührung fester elastischer Körper, str. 155. Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte, str. 173. Słynne te rozprawy zawierają ogólne rozwiązanie zagadnienia. Hertz'owi nie udało się jednak znaleźć wzorów, wyrażających *explicitie* składowe naprężeń wewnątrz ciała i kla-

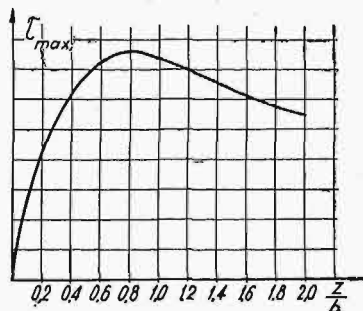
syczny rysunek, przedstawiający układ trajektorji naprężeń (Ges. Werke, fig. 19, str. 185 lub Love: Lehrbuch der Elastizität, str. 234) jest ich obrazem przybliżonym. Hertz mówi o tem w następujących słowach: „Es ist schliesslich wünschenswert, ein anschauliches Bild von der Verteilung der Spannungen im Inneren zu erhalten, die Formeln sind indes viel zu verwickelt, als dass es möglich wäre, ein solches ohne weiteres aus derselben abzulesen”. W przypadku ściskania walców zasadnicze równania, określające składowe naprężeń wewnątrz ciała, otrzymał prof. Huber, zaś dr. Fuchs ustalił równania różniczkowe trajektorji naprężeń głównych (l. c.).

prężenia styczne $\tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$, to właściwa energia odkształcenia postaciowego:

$$\Lambda_p = \frac{1}{12G} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] \quad (9)$$

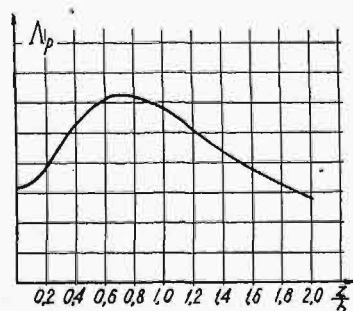
Wykres, przedstawiony na rys. 4, obliczyłem dla $\nu = 0,3$.

Jeśli obecnie porównamy wykres, przedstawiony na rys. 3 z wykresem prof. Timoszenki (rys. 1) to niezgodności są poważne. Mianowicie dla $z = 0$ mamy $\tau_{max} = 0$. Maximum największego naprężenia stycznego przypada dla $z = 0,82 b$, gdy tymczasem z rys. 1 można sądzić, że owe maximum przypada na $z \approx 0,2 b$. Hypotezie właściwej energii odkształcenia postaciowego odpowiada wykres o kształcie nieco bardziej zbliżonym do wykresu z rys. 1. Jednak maximum wyężenia materiału odpowiada głębokości $z \approx 0,7 b$.



Rys. 3.
Wykres wyężenia materiału dla ciała szczególnie plastycznego (wzdłuż osi $y=0$).

Wnioski, jakie można wyciągnąć z wykresów rys. 3 i 4, posiadają doniosłe znaczenie praktyczne. Wynika z nich, że maximum wyężenia materiału przypada na głębokości kilkakrotnie większe od tych, jakie przewidywał prof. Timoszenko. Pozostaje teraz określić wartości bezwzględne tych głębokości dla różnorodnych przypadków kojarzenia się kół zębatych, przy różnych modułach i obciążeniach.



Rys. 4.
Wykres wyężenia materiału, odpowiadający hipotezie właściwej energii odkształcenia postaciowego (wzdłuż osi $y=0$).

W praktyce mamy dziś prawie wyłącznie do czynienia z ewolwentowymi profilami zębów. Ze względu na wykonanie, zastępujemy ewolwenty kołami o odpowiednich promieniach. Aby ułatwić obliczenia, zamieszczam poniżej tabliczkę promieni tych kół, jakie wyznaczyłem na podstawie norm ogólnie przyjętych w wytwórniach obrabiarek. Ponieważ w danym wypadku idzie o otrzymanie danych orientacyjnych, ograniczyłem się do kół zębatych o liczbie zębów 12, 16, 20, 24, 40 i 100. Mamy mianowicie:

Liczba zębów	12	16	20	24	40	100
Promień kół zastępczych	$1,5 m \div 2,5 m$	$2 m \div 3 m$	$2,5 m \div 3,5 m$	$3 m \div 4 m$	$5 m$	$20 m$

Promienie kół, zastępujących ewolwentę, najdogodniej wyznaczać w modułach, podobnie zresztą jak wysokości wierzchołków i podstaw (pni) zębów. Profile zębów kół o większej liczbie zębów kreśli się jednym łukiem koła, jak np. dla liczby zębów 40 i 100. Profile zębów dla $z = 12, 16, 20$ i 24 kreślone są kilkoma łukami.

Przyjmijmy, że dla danego materiału i dla danego modułu (podziałki) dopuszczalny nacisk P' na jednostkę długości zęba jest niezmienny. Założmy ponadto, że mamy do czynienia wyłącznie z kołami stalowymi, które nadają się do cementowania. Niech $E = 22\,000 \text{ kg/mm}^2$. Szerokość paska zetknięcia

$$b = 3,04 \sqrt{\frac{P'}{E}} \sqrt{\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}} \quad (10)$$

możemy obliczyć wówczas, posiłkując się poniższą tablicą:

Tablica wartości b w zależności od liczby zębów kół współpracujących.

Wymiary w mm; $E = 22\,000 \text{ kg/mm}^2$; m — moduł P' — obciążenie na 1 mm szer. koła.

Liczba zębów koła		12	16	20	24	40	100
12	$1000 \frac{b_{min}}{\sqrt{mP'}} =$	177,3	189,6	198,1	204,6	220,2	242,0
	$1000 \frac{b_{max}}{\sqrt{mP'}} =$	228,1	239,1	247,5	254,0	264,1	305,9
16	$1000 \frac{b_{min}}{\sqrt{mP'}} =$		204,6	215,0	224,5	244,8	276,5
	$1000 \frac{b_{max}}{\sqrt{mP'}} =$		250,9	260,4	268,6	280,5	331,2
20	$1000 \frac{b_{min}}{\sqrt{mP'}} =$			228,1	239,1	264,1	305,9
	$1000 \frac{b_{max}}{\sqrt{mP'}} =$			270,8	279,8	294,0	357,2
24	$1000 \frac{b_{min}}{\sqrt{mP'}} =$				250,9	280,5	331,2
	$1000 \frac{b_{max}}{\sqrt{mP'}} =$				294,8	303,9	373,8
40	$1000 \frac{b}{\sqrt{mP'}} =$					328,8	409,9
100	$1000 \frac{b}{\sqrt{mP'}} =$						648,2

Zamieszczone w tablicy wartości podają bezpośrednio szerokości pasków w mikronach dla modułu $m = 1$ i dla obciążenia $P' = 1 \text{ kg/mm}$ długości zęba. Wzór (10) i tablica wartości b daje możliwość przejść bezpośrednio do innych wartości podziałki i obciążenia. Możemy posiłkować się przy tem tablicą Lewis'a, która ściśle biorąc, daje nie ogólny nacisk na ząb P , a obciążenie dopuszczalne, odpowiadające długości zęba równej $10 m$. Stąd wynika, że

$$P' = K m^2 k_g \frac{1}{10 m} = 0,1 K m k_g,$$

gdzie K jest stałym współczynnikiem Lewis'a, zależnym od liczby zębów w kole zębatym, m — modułem, zaś k_g — obciążeniem

dopuszczalnym przy gięciu w kg/mm^2 . Wartości K są podane poniżej.

Liczba zębów	12	16	20	24	40	100
Wartość K	2,10	2,42	2,83	3,00	3,40	3,81

Pozostaje sprawdzić, czy ząb wykonany z danego materiału można obciążyć wg. wzoru Lewis'a ze względu na naprężenia lokalne. Posiłkujemy się przykładem np. wzorem (8) dla $z=0,82 b$, o ile chodzi o materiał plastyczny. Wzór ten przybierze postać:

$$\tau_{max} = 0,191 \frac{P'}{b} \dots \dots (11)$$

Zauważmy, że P' wzrasta proporcjonalnie do modułu m , zaś szerokość paska b proporcjonalnie do \sqrt{m} . Z punktu widzenia praktyki najciekawsze wyniki otrzymamy, gdy obciążenie dopuszczalne P' będziemy obliczać na podstawie wytrzymałości skorupy (skórki) cementowanej. Należy strzec się wówczas przed zgniotem w miękkiej warstwie pod skorupą cementowaną.

Te wnioski są najzupełniej zgodne z wynikami doświadczeń nad zużyciem kół zębatach. Tak np. prof. C. W. Ham i J. W. Huckert, którzy wykonali w ciągu trzech lat cały szereg doświadczeń nad wycieraniem się zębów w kołach zębatach,⁶⁾ wypowiadają się w tej sprawie, jak następuje:

„Ciśnienie powierzchniowe jest najpoważniejszym czynnikiem trwałości zębów. Wydaje się, że dla każdej pary kół zębatach istnieje pewien krytyczny nacisk powierzchniowy, zależny od własności mechanicznych materiału, poza którym życie zęba jest krótkie. Pozostając poniżej tej wartości krytycznej, możemy przedłużyć bieg kół do nieskończoności, bez widocznego wycierania się zębów”.

Do tego samego wniosku dochodzi i Buckingham na podstawie swej praktyki. Do uwag tych należy dodać, że pokrycie powierzchni zębów cienką warstwą chromu⁷⁾ zabezpiecza zęby w zupełności od ścierania powierzchniowego i zmniejsza wydatnie współczynnik tarcia.

O ile mi wiadomo, nasz przemysł samochodowy i obrabiarkowy interesuje się żywo sprawą uszlachetniania powierzchni zębów kół zębatach, co daje możliwość należytego wyzyskania materiału i zmniejszenia wymiarów konstrukcji. Przy wyborze tych czy innych metod technologicznych, byłoby rzeczą pożądaną ustalić zgóry ich zakres stosowalności z e względu na warunki wytrzymałościowe. Na podst. ó' wie wzorów prof. Hubera, można opracować normy grubości warstwy uszlachetnionej w zależności od podziałki zęba, własności mechanicznych materiału, obciążenia i. t. p.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

METALIZNAWSTWO.

Kruchość mosiądzu w wyższych temperaturach.

R. Mailänder badał mosiądz walcowany, zawierający Zn 22%, a prócz tego drobne ilości innych domieszek — razem 0,1%.

Oznaczenia kruchości były dokonane przez próby na uderzenie zapomocą przyrządu, w którym próbki — nie łamiąc się — mogły zginać się najwyżej o 120° przy największej wysokości spadu 1 m. Konieczną wysokość spadu H , wystarczającą do przełamania próbki, wyznaczano drogą prób. Przy licznych doświadczeniach dochodzono do wysokości H_g i H_d , różniących się o 2 — 5 cm, z których H_g wywoływała całkowite przełamanie próbki, zaś H_d tylko niezupełne.

Mosiądz miękki, wyżarzony od 20 — 500°, nie wykazywał kruchości; walcowany lub wyciągany na zimno wykazywał objawy kruchości po ogrzewaniu powyżej 200° w zależności od czasu wyżarzania (D). Dla każdej temperatury istnieje pewna minimalna wartość H_m , którą otrzymujemy przy ściśle określonym (krytycznym) czasie nagrzewania D_k . Obie wartości D_k i H_m zależą od składu chemicznego materiału i od jego obróbki. Zmiana H jest tem gwałtowniejsza, im wyższa jest temperatura nagrzania; im wyższa będzie temperatura, tem mniejsze są wartości D_k i H_m przy coraz wzrastającym tempie zmniejszenia tych wartości. Podobne wyniki otrzymano dla czystej miedzi, dla mosiądzu 60 : 40 i 66 : 34 i dla brązu o zawartości 6% Sn.

Całkowite usunięcie kruchości w mosiądżach zachodzi przez wyżarzanie w temperaturze od 350° i wyżej.

Stopień kruchości mosiądżów wzrasta w miarę zwiększenia twardości, lecz tylko do pewnej wartości, powy-

żej której znowu maleje *). Maximum kruchości występuje przy tem mniejszej twardości, im wyższą jest temperatura badania. Na to maximum wpływa również kierunek walcowania: Dla próbek wzdluż kierunku walcowania, wysokość H jest 2 — 5 razy większą niż dla próbek wzyluż w poprzek walcowania. Stosunek ten zmniejsza się w miarę wzrostu temperatury. W miarę zwiększenia grubości badanych próbek, wzrasta również D_k .

Kruchość występująca w wyższych temperaturach zanika w temperaturach pokojowych, po odpowiednim wyżarzeniu.

Kąt zgięcia (W) zmienia się zależnie od czasu nagrzewania: najpierw maleje, a potem wzrasta. Najmniejszy kąt otrzymujemy przy D_k i H_m . Po pewnym czasie ogrzewania, kąt zgięcia nie zmienia się więcej.

Kąt zgięcia (W) wzrasta zupełnie proporcjonalnie do H ; nieznaczne odchylenia są tem mniejsze, im próbki są twardsze. Przy odpuszczaniu do 200°, W zrazu maleje, a potem — gwałtownie wzrasta. Próbki wycięte w poprzek walcowania wykazały W mniejsze od próbek wzdluż. Przy wyższych temperaturach badania, W jest w przybliżeniu proporcjonalne do H ; czas wyżarzania początkowo podnosi nieco wartości W , a następnie wywołuje słaby spadek i wreszcie nieco silniejszy wzrost, aż do wartości granicznej i to tem gwałtowniej, im wyższą była temperatura wyżarzania.

Twardość i wytrzymałość mosiądzu wykazały wartości maksymalne przy 200°. W razie zbyt krótkiego wyżarzania, maksimum to było przesunięte w stronę wyższych temperatur.

⁷⁾ W. Blum. The possibilities of Chromium Plating. A. m. M. a. c. h. 65, 948, 1927.

⁶⁾ Patrz: „O kruchości metali i stopów metalowych” prof. I. Feszczenko-Czopiniński, Przegl. Techn. 1927, 231—235.

⁶⁾ Bull. of the Engineering Station of the University of Illinois (№ 149). Lipiec 1925.

Zmiany strukturalne zauważono dopiero po wyżarzeniu od 280° i wyżej. Wtedy zachodzi rozpad pierwotnych kryształów i odrębna orientacja nowych kryształów; z tem połączone jest zmniejszenie twardości i wytrzymałości. Od 350° następuje wzrost nowych kryształów, co powoduje zmniejszenie wytrzymałości.

Donieszka 0,45% ołowiu powoduje objawy kruchości nawet w mosiądzach wyżarzonych (kruchość międzykryształowa).

Na wysokość spadku H wpływają dwie całkiem różne przyczyny: temperatura i czas, w jakim odbywa się badanie.

Natężenia mechaniczne szkodliwe są wtedy, gdy występują w czasie nagrzewania; kruchość mosiądzu, powstająca w wyższych temperaturach, znika po wyżarzeniu.

Kruchość mosiądzu z domieszkami ołowiu i w wyższych temperaturach (po wyżarzeniu) uniemożliwia każdą prawie obróbkę na gorąco.

Olszak.

Nowy sposób wykrycia segregatów siarki na szlifach makroskopowych.

Do niedawna, w celu wykrycia segregatów siarki, korzystano z metod nast.: 1) Heyn'a i Bauera, gdzie szlif nakrywano jedwabną materją zwilżoną roztworem 10g $HgCl_2 + 20 cm^3 HCl$ (1,124) + 100 $cm^3 H_2O$. Wówczas zachodzi reakcja między H_2S i $HgCl_2$, wskutek czego wydziela się HgS , czarnego koloru, który pozostając na jedwabiu — daje odbitkę rozkładu siarczków na powierzchni szlif. Jednocześnie wydziela się PH_3 , który również działa na $HgCl_2$ i wydziela Hg_3P_2 koloru cytryny, co daje możność rozróżnienia P od S.

2) metoda Baumann'a, podobna do poprzedniej, z tą jeno różnicą, że zamiast szmaty jedwabnej używano bromosrebrnego papieru fotograficznego, zwilżonego 5% roztworem H_2SO_4 . Proces wytrawiania trwa nieco dłużej, a obraz, powstały na papierze (czarne wydzielania Ag_2S) utrwala się w zwykły sposób.

3) H. J. Royen i E. Amannmann polecają nową metodę, która zresztą jest podobną do obu poprzednich, a mianowicie: Papier żelatynowy zwilżony odczynnikami Heyn'a i Bauera (patrz wyżej) umieszcza się szczelnie na badanym szlifie. Firma Bayer w Leverkusen wyrabia potrzebny do tej reakcji papier żelatynowy, a w razie potrzeby łatwo go przygotować ze zwyczajnego papieru bromosrebrnego, wymywając utrwalaaczem $AgBr$.

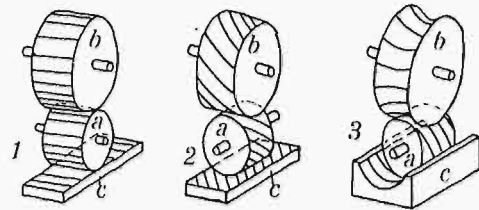
Odczynniki makroskopowe, jak naprz. Heyn'a i Oberhoffer'a, wywołują obrazy całkształtu segregacji. Również i metoda Baumann'a nie jest całkiem ścisłą i nie daje prawidłowego obrazu. Pod względem prawidłowości obrazu, nowa metoda, jak twierdzą autorzy, jest jedynie dokładną i ścisłą. (S t. u. E. 1927, 631—632).

OBRÓBKA METALI.

Frezowanie kół zębatych sposobem obwiednim.

Właśnie mijają 25 lat od chwili wprowadzenia frezowania kół zębatych czołowych sposobem obwiednim. Warto wyzyskać tę sposobność i poświęcić kilka słów powyższemu zagadnieniu. Dla lepszego zrozumienia sprawy, musimy cofnąć się nieco wstecz. Najprostszym sposobem wyrobu kół zębatych metodą obwiednią jest nawalcowywanie. Narzędzie w kształcie koła zębatego pracuje z kołem nacinanym i wywiera na niem zęby. Dziś używa się tego sposobu przeważnie tylko do karbowania główek śrub i t. p.

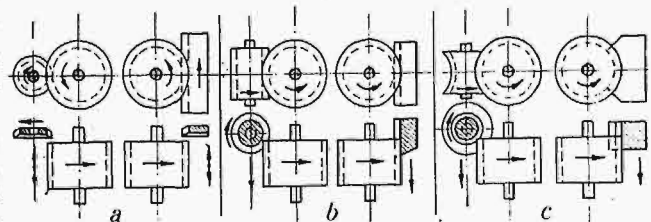
Koła zębate czołowe mogą pracować jako: 1) koła czołowe o zębach prostych; 2) koła śrubowe; 3) koła ślimakowe. W każdym z tych trzech wypadków (rys. 1), koło



Rys. 1.

środkowe a możemy naciąć, używając jako narzędzia koła b , lub zębalki c . Zależnie od tego, czy koło, wzgl. ślimak, pracuje z drugim kołem, czy zębalką, otrzymamy sześć możliwych ząbień, i — co za tem idzie — sześć możliwości wyrobu kół czołowych sposobem obwiednim.

Samo jednak tożenie się nie wystarczy do wytworzenia koła. Aby wykonać zęby, musimy materiał skrawać (strugać, frezować, szlifować i t. d.) i odpowiednio ukształtować narzędzie skrawające. I tu powstają trudności. Przy zastosowaniu kół o zębach prostych, brak jest ruchu roboczego narzędzia, gdyż nieznaczne posunięcia w kierunku promienia nie mogą być użyte do skrawania. Trzeba więc stosować osobne ruchy robocze wzdłuż krawędzi zęba. (Struganie systemem Fellow, Reinecker, rys. 2 a). Używając ślimaka, jako narzędzia, mamy ruch roboczy, lecz oba koła stykają się tylko w jednej linii i dlatego musimy linię styku przesuwac w miarę postępującego skrawania wzdłuż osi nacinanego koła (frezowanie systemem Plautera, rys. 2 b, c.).



Rys. 2.

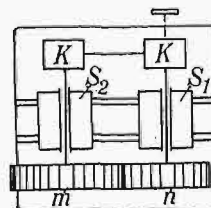
Aby zapomocą metody obwiedniej wykonać prawidłowe koło, musimy spełnić następujące warunki:

1. Zastosować odpowiednie narzędzie w kształcie koła zębatego lub zębalki.
2. Zestawić należycie oba koła.
3. Dać odpowiedni stosunek, oraz ilości obrotów, uwarunkowane ząbieciem się kół.

Warunek 2 i 3 uzyskujemy przez zastosowanie odpowiednich sań przesuwnych S_1 i S_2 i kół zmianowych K (rys. 3).

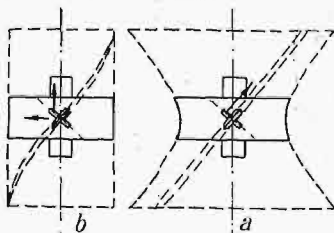
Frezarki, pracujące tą metodą, znane były już dawno, np. maszyna Schielego czy Gantta. Dodali oni przy swoich maszynach do trzech poprzednio wymienionych warunków jeszcze warunek czwarty: posuw freza wzdłuż grzbietu zęba.

Nacinanie kół zębatych o zębach śrubowych nie dało się jednak wykonać poprawnie na tych maszynach. Stosowali



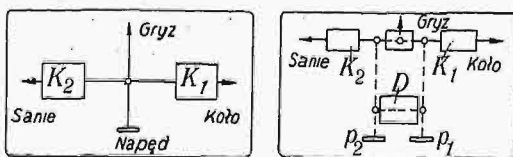
Rys. 3.
 m — koło nacinane,
 n — narzędzie.

oni w celu uzyskania zębów śrubowych przesuw freza w kierunku skośnym do osi, przez co jednak uzyskali koła nie walcowe, lecz hyperboloidalne (rys. 4 a).



Rys. 4.

Rozwiązał to zagadnienie dopiero Pfauter, patentując w r. 1900 swoją maszynę uniwersalną do nacinania kół zębatach o zębach śrubowych. Zrealizował on myśl, że w celu otrzymania koła o zębach śrubowych, należy przesunąć frez nie skośnie do osi koła nacinanego, lecz równoległe do niej, przyczem jednak koło nacinane musi się równocześnie też pokręcać (rys. 4 b). Zastosował on frez ślimakowy i zamiast pokręcania koła nacinanego, udzielił tego dodatkowego ruchu frezowi. Frez więc otrzymuje dwa ruchy obrotowe: jeden normalny, uwarunkowany zazębieniem, a drugi odpowiedni do posuwu, wzdłuż osi koła nacinanego, w celu uzyskania zębów śrubowych. Zastosował on w tym celu specjalne układy kół zmianowych K_1 i K_2 (rys. 5), które jednak uzależniały od siebie ruch obrotowy freza i przesuw sań. By ominąć tę trudność, Pfauter poszedł jeszcze krok dalej, osiągając uniezależnienie obydwu ruchów freza od siebie. Da się to z łatwością uzyskać



Rys. 5 i 6.

przez zastosowanie przekładni różnicowej, która właśnie pozwala składać ruchy obrotowe niezależnie od siebie. Schemat maszyny tego typu widzimy na rys. 6. Osobny napęd p_1 i koła zmianowe K_1 , służą do ustalenia stosunku obrotów między kołem nacinanym i frezem, osobny napęd p_2 i koła zmianowe K_2 służą do nastawienia stosunku obrotów między posuwem i frezem, zaś oba te mechanizmy są związane ze sobą przekładnią różnicową D . Początkowo posuw i dodatkowy obrót (mechanizm p_2) były napędzane ręcznie, potem połączono obydwie napędy p_1 i p_2 razem, zachowując jednak możliwość napędu p_2 ręcznym. W ten sposób powstała uniwersalna maszyna do nacinania kół czolowych. Na maszynie tej możemy wykonywać nie tylko koła zębata, lecz również wszelkie koła o stałym podziale, np. łańcuchowe, piły i t. d. Współzawodniczą z tą maszyną strugarki typu Fellow, czy Reineckera, jednak frezarka przewyższa je, dzięki temu, że pracuje prędzej, tamiej i sposobem ciągłym. Ma więc ona wszelkie dane do zajęcia dominującego stanowiska w tej dziedzinie i już dzisiaj wypiera nacinanie zębów frezami modułowymi, sposobem kształtowym zapomocą podzielnicy. (Prof. Kutzbach. V. D. I., 71, (1927), 73).

Inż. J. W. Pelc.

PALIWO.

Nadzwyżczaj drobne mielenie węgla.

Jak wiadomo, stosowany dziś w technice opalania kotłów parowych pył węglowy wytwarza się bądź z miazgi, bądź z grubszych gatunków węgla, które po rozdrobnieniu

w specjalnych rozdrabiaczach przechodzą przez młyny kulowe, dające pył tak drobny, że ok. 80% jego przesiewa się przez sito o 200 oczkach na cal bież.

W toku badań pyłu węglowego jako paliwa, powstała kwestja posunięcia dalej stopnia jego zmielenia, jako że im cząsteczki paliwa są drobniejsze, tem doskonale i szybciej rozwija się proces spalania. W związku z tem wyjaśniło się, że wspomniane wyżej urządzenia są już nieodpowiednie, z chwilą gdy chodzi o przekroczenie sita o 200 oczkach. W tym wypadku zastosowano tedy elektryczny rozdrabiacz drgający, składający się z szeregu drobnych elementów, drgających pionowo z częstotliwością 60 razy na sek i o amplitudzie 3 mm. Mechanizm taki daje pył odpowiadający sítu o 500, a nawet 1000 oczek na 1 cal b.

Zastosowanie tak drobnego pomiatu prowadzi do znacznego zmniejszenia objętości komory spalinowej. Przy pyłe odpowiadającym sítu 1000, wymiary jej są już prawie takie same, jak do opalania ropą. Pył, który i w używanej dziś postaci przypomina częściowo płyn, zachowuje się przy dalej posuniętem rozdrobnieniu zupełnie jak ciecz. Należy brać to pod uwagę przy projektowaniu urządzeń do opalania. M. in. należy unikać dodawania doń powietrza (przed palnikiem), a nawet zaleca się możliwie usunąć to, które się znajduje pomiędzy cząstkami pyłu, co może być dokonane w drodze ogrzewania aż do wydzielenia pary wody związanej i cięższych węglowodorów.

Węgle kokszujące się mają tę złą stronę, że cząstki pyłu zlepiają się wówczas. Atoli można temu zaradzić przez nadanie im powolnego ruchu podczas ogrzewania. Cząstki wydzielających się par, otaczając cząstki pyłu, nie dają im zetknąć się ze sobą. Węgłe o zawartości 35% części lotnych zachowują się wówczas jak gaz, ponieważ pary pociągają za sobą cząstki stałe, zaś nie zachodzi zjawisko ochładzania i częściowej kondensacji. „Gaz” taki zawiera więcej kaloryj w jednostce objętości, niż najbogatszy gaz naturalny, i może służyć doskonale do napędu silników spalinowych, będąc jak gdyby „parą węglową”.

Niemniej może być przygotowane paliwo z tak drobnego pyłu (z sita o przeszło 350 oczkach) zawieszzonego w ropie*) w równym stosunku wagowym. Paliwo takie może być pompowane i zachowuje się, jak ciecz zwykła. Nadaje się zarówno do opalania kotłów parowych, jak i silników spalinowych. (Ref. Waltera E. Tremé'a na Międzyn. Kongr. Węglowym w Pittsburgu, w listopadzie 1926 r. Por. Techn. Mod., 1927, str. 284).

SPROSTOWANIA.

O nazwach pewnych twierdzeń z teorii belki ciągłej.

Na str. 441 P. T. należy sprostować nast. omyłki druku w artykule o tytule zaznaczonym powyżej:

W 18-m wierszu od dołu lewej szpalty: zam. zawiadomieni powinno być *uświadomieni*.

W 16-m wierszu od dołu prawej szpalty zamiast r. 1875 ma być r. 1857.

Wybór materiału rur wodociagowych.

W artykule powyższym (zesz. 23 Przegl. Techn.) sprostowano nast. omyłki druku:

Na str. 456 w wierszu 1 (lewej szpalty): zam. „Hamburga” powinno być *Homburga*.

Na teje str. w tabeli (ostatni wiersz): zamiast „rury żelwne spawane” powinno być rury *żelazne* spawane.

*) Por. Przegl. Techn. t. 63, 1925, str. 429.

SPRAWOZDANIA I PRACE POLSKIEGO KOMITETU ENERGETYCZNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE L'ÉNERGIE

T R E Ś Ć :

Kanały projektowane w Polsce pod względem komunikacyjnym i energetycznym, nap. inż. T. Tillinger i inż. W. Rosental. (c. d.)

Uwagi w sprawie projektu norm odbiorczych turbin i maszyn parowych, nap. Prof. Dr. W. Borowicz.

Sprawozdania z posiedzeń Polskiego Komitetu Energetycznego.

WARSZAWA

1 CZERWCA

1927 r.

S O M M A I R E.

Canaux projetés en Pologne et leur importance au point de vue de la navigation et de l'utilisation de l'énergie, rapport présenté par M. M. T. Tillinger et W. Rosental à la Conférence Mondiale de l'Énergie à Bâle, 1926. (suite)
Sur le projet de la norme polonaise des essais de réception des machines et turbines à vapeur, par M. W. Borowicz, Dr. Professeur.
Procès verbaux des séances du Comité Polonais de l'Énergie.

Kanały projektowane w Polsce pod względem komunikacyjnym i energetycznym.^{*)}

Referat opracowany przez inż. T. Tillingera i inż. W. Rosentala, zgłoszony przez P. K. En. na Zjazd sekcyjny Światowej Konferencji Energetycznej w Bazylei.

3. Potrzeba drogi wodnej transeuropejskiej przez Polskę.

a. Kierunek drogi wodnej Trans-europejskiej.

Jeżeli spojrzemy na załączoną mapę dróg wodnych Europy, zauważymy, iż są one podzielone na kilka niepołączonych ze sobą grup:

- 1) Zachodnio-Europejską (Francja, Niemcy Zach., Belgja i Holandja).
- 2) Środkowo-Europejską, czyli Prusko-Polską (dorzecze Elby, Odry, Wisły i Niemna).
- 3) Dunajską.
- 4) Ukraińską (Dniepr, Dniestr, Don).
- 5) Rosyjską (Wołga, Newa, Dźwina Półn.).

Transport wodny na dalszą odległość (1500—3000 km), kiedy właśnie jest on najbardziej korzystny, odbywa się jedynie na sieci rosyjskiej, już połączonej w jedną całość kanałem Maryjskim i innymi, a drogi wodne Środkowo-Europejskie i Ukraińskie transportu odleglejszego jeszcze nie znają. Wymiana towarów pomiędzy Zachodem a Wschodem Europy odbywa się wyłącznie albo kolejami, albo drogą morską w połączeniu z przewozem kolejowym lub rzeczny.

Powoli jednak zaczyna wzrastać zrozumienie potrzeby stworzenia wielkich arterij wodnych, łączących oddzielne grupy w jedną całość i służących do przewozów międzynarodowych na znaczniejszą odległość.

Jako pierwszą z tych wielkich dróg, należy wymienić istniejącą już drogę Newa — Wołga, długości 3600 km.

Droga ta na całej swej długości pozwala na kursowanie statków o pojemności 1600 tonn. Natężenie ruchu na gałęzi północnej — Newie, przewyższało przed wojną 8 milj. t, na Wołdze — 12 milj. t, na kanale — 4 milj. t, aczkolwiek drogą tą nie szły wcale ani węgiel, ani rudy, ani nawozy

Oddalenie drogi Newa — Wołga od środka Europy i zupełne jej odosobnienie, wskutek braku połączenia z innymi grupami dróg wodnych, zmniejszało znaczenie tej pierwszorzędnej drogi wodnej i pozbawiło ją charakteru międzynarodowego. Jednakże w ostatnich czasach zarówno Niemcy, jak i Anglja, zwróciły uwagę na ważne znaczenie tej drogi, wiodącej aż w głąb Azji Środkowej.

Drugą arterją, łączącą oddzielne grupy i przecinającą w poprzek kontynent Europejski, ma być droga wodna Ren — Dunaj.

Droga ta ma dwie niedogodności, które znacznie jej zmniejszają. Główną jej wadą jest ogromnie wysoki wododział, dla którego pokonania, nawet przy zastosowaniu śluz o wielkich spadkach, ilość tych śluz dla przejścia z Renu do Dunaju w kierunku przez Neckar wynosi przeszło 50 (wododział ma + 589 m) w kierunku przez Men również około 50 (wododział + 405 m).

Drugą niedogodnością jest silny prąd w górnej części Dunaju, co utrudnia żeglugę i przy wysokich stanach zupełnie ją uniemożliwia.

Drogi wodne tego rodzaju, jak Newa—Wołga lub Ren—Dunaj, aczkolwiek powstają wskutek połączenia dróg wodnych naturalnych zapomocą sztucznych, jednakże zachowują swój charakter naturalny; idą w tym kierunku, który im wskazała natura przed setkami lat, nie bacząc na to, czy kierunek ten jest ze względów gospodarczych dogodny.

Potrzeba stworzenia wodnej arterji komunikacyjnej, łączącej najbardziej uprzemysłowione kraje Europy Zachodniej i Środkowej (Francję, Belgję, Holandję, Niemcy i Czechosłowację) przez Polskę z Rosją południową i wybrzeżem morza Czarnego, dawała się coraz silniej odczuwać, jako konieczność ekonomiczna.

Drogi wodne wewnętrzne, w tym — jednym z najważniejszych dla handlu Europy — kierunku nie odgrywają prawie żadnej roli. sztuczne, t. j. te ładunki, które głównie ciążą ku przewozom wodnym.

^{*)} Ciąg dalszy do str. 449 — 89 z № 19 r. b. 7

Jednakże siła potrzeby ekonomicznej zaczęła przebijać wielką sztuczną drogę wodną w wymagającym przez siebie kierunku.

Ta właśnie odrębność przyczyny powstawania tej arterji komunikacyjnej, to jej

Ażeby połączyć sieć dróg wodnych Europy środkowej z drogami wodnymi Ukrainy, winna ta nowa droga wodna przekroczyć główny wododział kontynentu.

Najniższy punkt tego wododziału na całej przestrzeni od Uralu do Pirenejów leży na Polesiu, pomiędzy Bugiem i Prypecią, w miejscu, którego przechodzi Kanał Królewski.

O ile on jest dogodniejszy od innych możliwych przejść głównego wododziału Europejskiego, wskazuje następujące porównanie wysokości nad poziomem morza stanowisk działowych, projektowanych przez ten wododział kanałów:

- 1) Kanał Ren — Neckar — Dunaj . . . 569 m
- 2) " Ren — Men — Dunaj . . . 405 "
- 3) " Łaba — Dunaj 370 "
- 4) " Odra — Dunaj 265 "
- 5) " Wisła — Dniestr 268 "
- 6) " Wisła — Dniepr 140 "

Wskazane wyżej okoliczności sprawiają, że wododział pomiędzy dorzeczami Wisły i Dniepru w Polsce stanowi w swoim najniższym punkcie, naturalne i najdogodniejsze w Europie wrota dla przeprowadzenia głównej drogi wodnej transeuropejskiej.

Dzięki tym naturalnym wrotom polskim, kanał Zachodni-Wschodni nie może mieć znaczenia tylko lokalnego, lecz nabiera znaczenia między narodowego, stając się częścią składową najważniejszej arterji komunikacyjnej Europy i służąc do intensywnego tranzytu pomiędzy najgłówniejszymi ośrodkami przemysłowymi kontynentu.

b. Obecny stan drogi wodnej transeuropejskiej.

Droga wodna transeuropejska, łącząca Ren z Dnieprem, może być podzielona na trzy części:

- A) Część zachodnią, niemiecką, od Renu do granicy Polski.
- B) Część środkową — polską.
- C) Część wschodnią — ukraińską.

W Tab. I podano długość, głębokość i ilość śluz na każdym z odcinków istniejących, będących w budowie lub projektowanych.

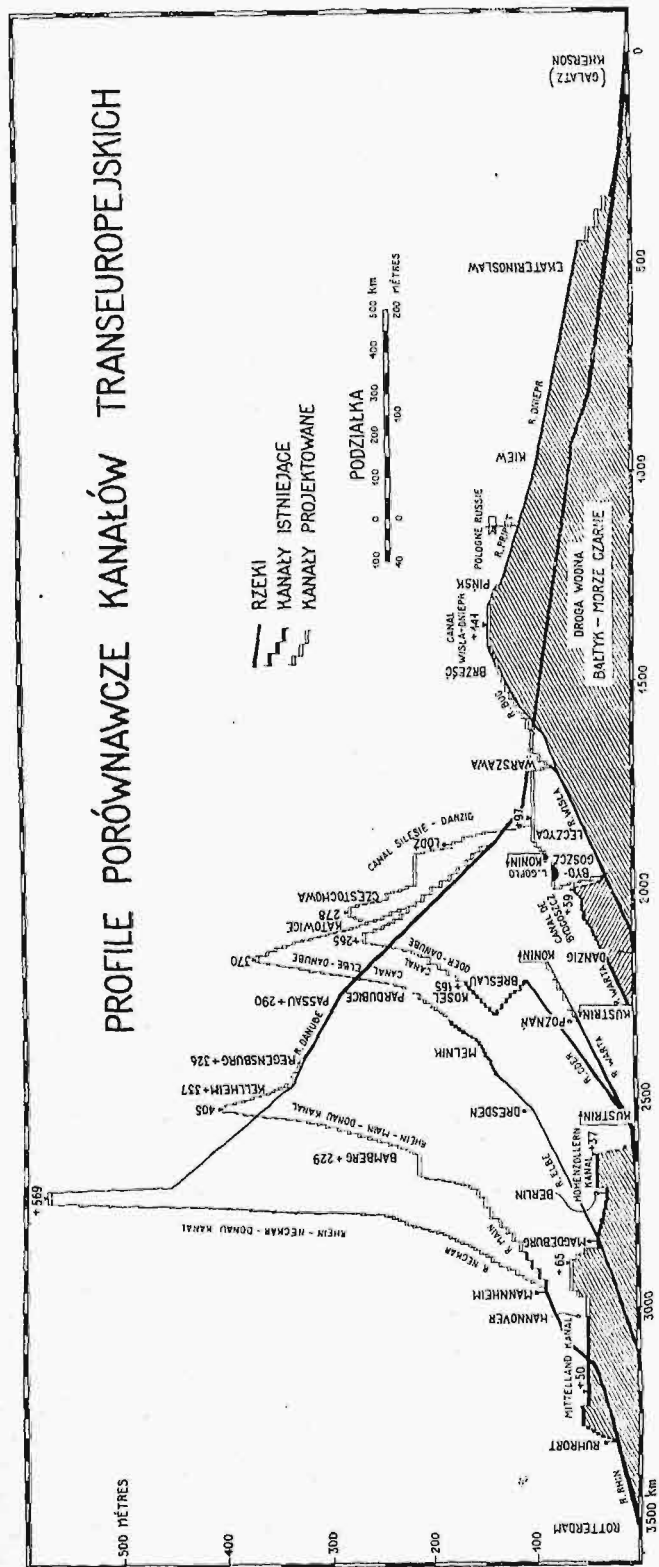
Widzimy z tej tablicy, że w części zachodniej wymaga zakończenia tylko będący w budowie kanał Wezera — Elba, oraz potrzebne jest pewne rozszerzenie istniejących odcinków we wschodniej części.

Co do części wschodniej drogi wodnej transeuropejskiej, możemy dać następujące wskazówki o jej stanie (przed wojną).

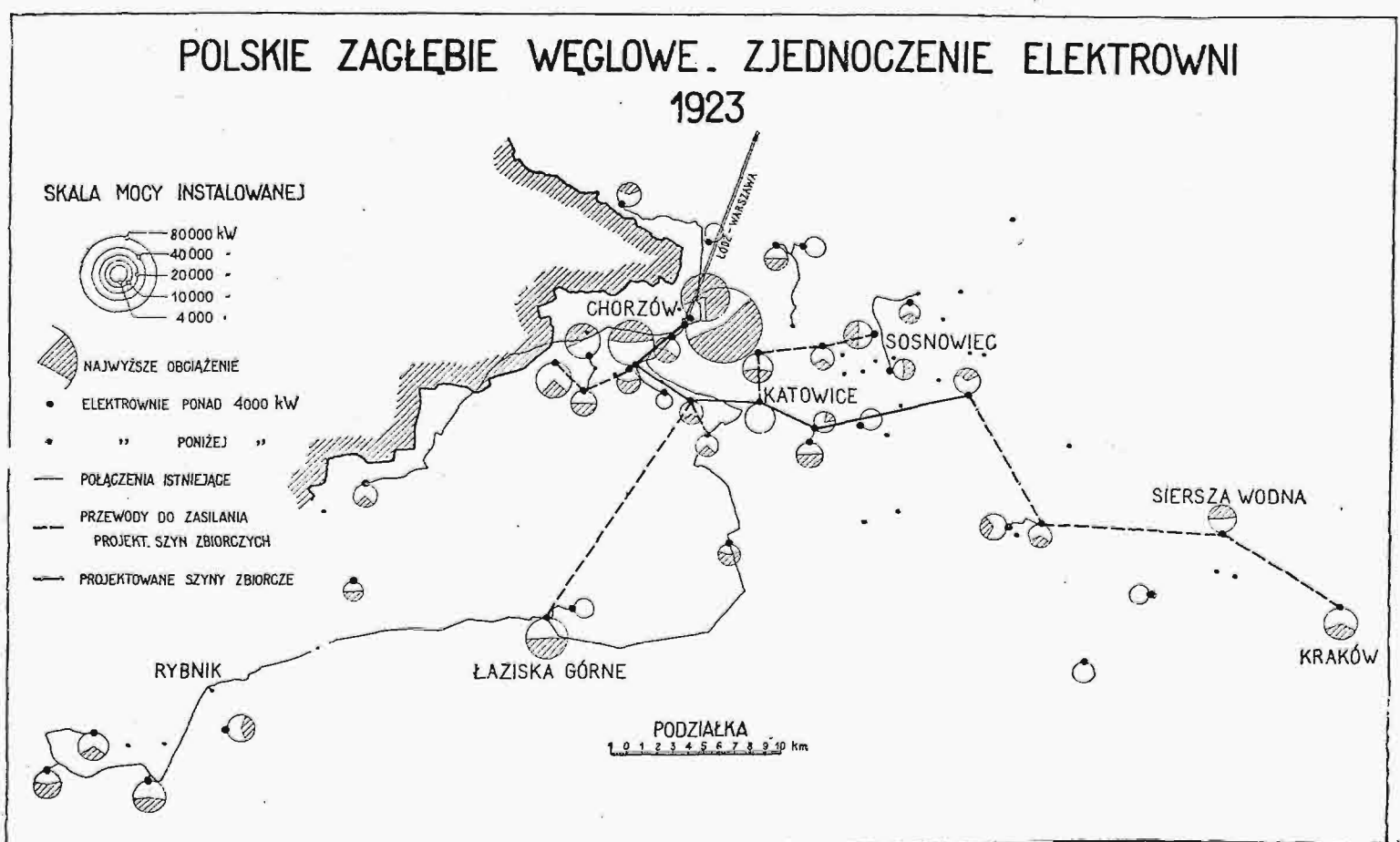
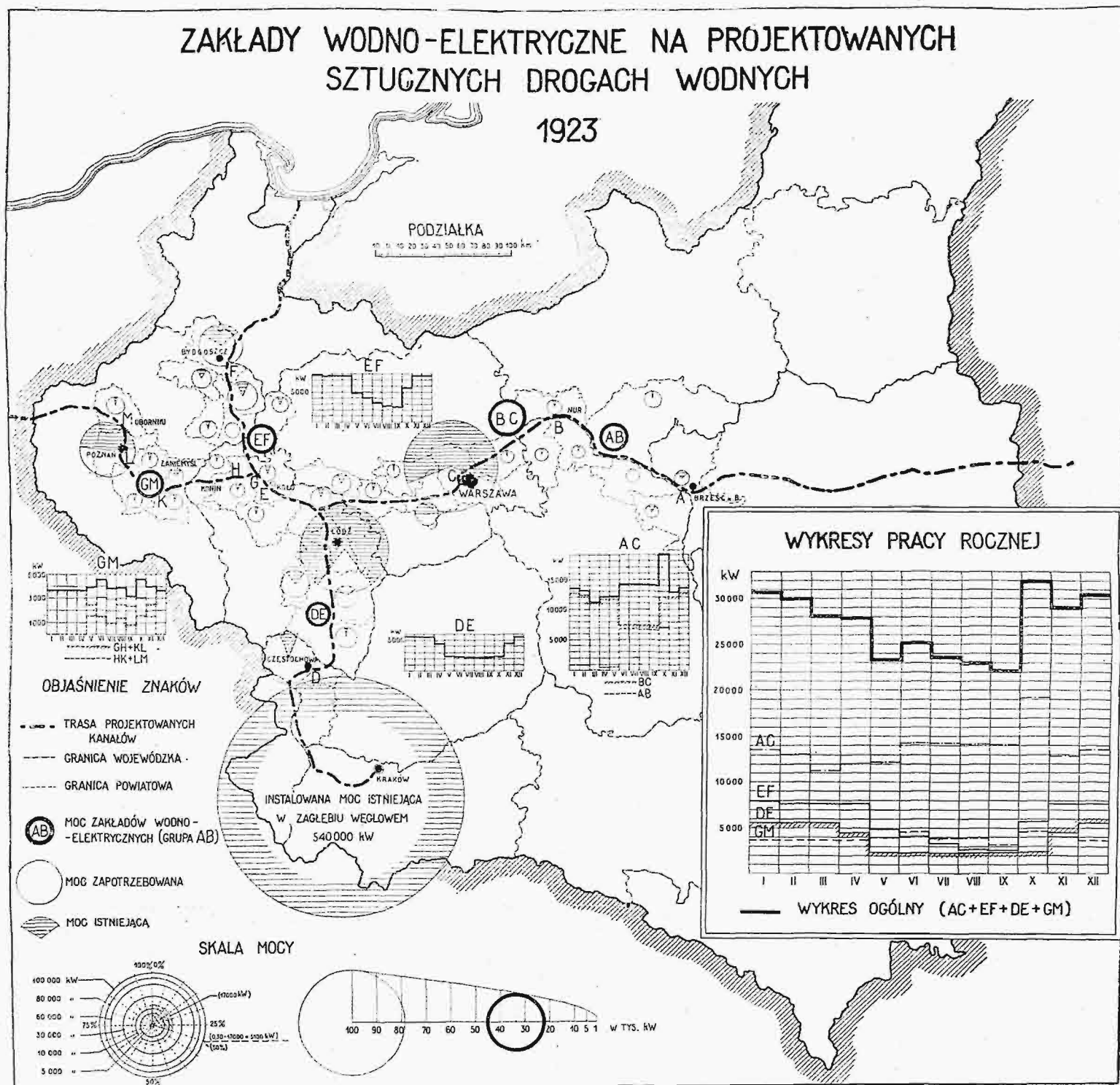
Tworzy ją rz. Dniepr wraz ze swym głównym dopływem Prypecią. Dzięki małemu spadkowi tych rzek (0,00007 do 0,00009), ich regulacja może dać dla żeglugi wynikił zupełnie zadawalniające.

Roboty regulacyjne, wykonane przed wojną na pewnych odcinkach Dniepru, dowiodły, iż można było bez trudności osiągnąć głębokość 1,4 m i że głębokość 1,8 do 2 m może być osiągnięta po zupełnym uregulowaniu rzeki i z pomocą robót pogłębiarskich.

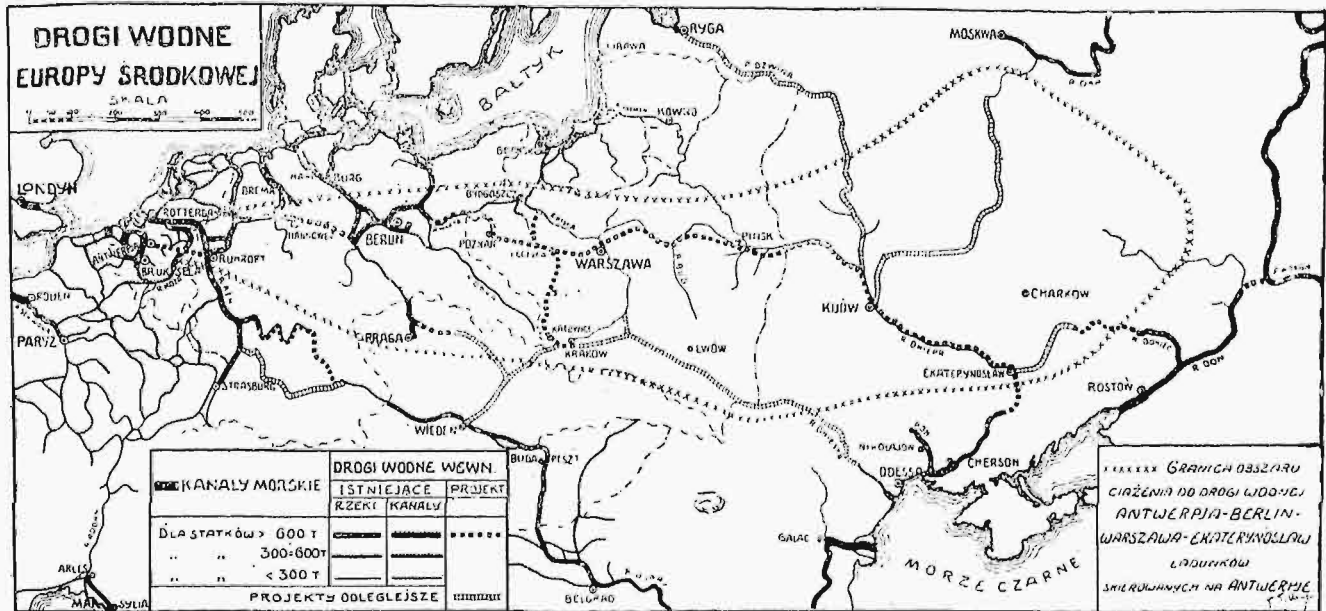
tworzenie się nie wskutek działania nieświadomego odległego procesu geologicznego, lecz pod wpływem współczesnej potrzeby życiowej i ciężenia ekonomicznego, zwiększa znaczenie tej drogi i daje rękojmię intensywności ruchu przewozowego na niej.



Rys. 3.



Rys. 516 do referatu inż. T. Tillingera i inż. W. Rosentała „Kanały projektowane w Polsce pod względem komunikacyjnym i energetycznym”.



Rys. 4.

Przed wojną koryto Dniepru pomiędzy ujściem Prypeci i Jekaterynosławem, t. j. na długości 660 km (z których około 50 były częściowo uregulowane)

kopola na długości 50 km. Głębokość na tym odcinku, przy spadku 0,00011, była od 1,65 do 2,1 m. Poniżej, dzięki słabszemu spadkowi, mianowicie 0,000045, można było utrzymać głębokość 2,1 m, a poniżej Kachówki (spadek 0,00003) głębokość 3,5 m, — tylko dzięki robotom bagrowym.

TABELA I.
Droga wodna transeuropejska.

Nr.	Drogi istniejące	Drogi projektowane		
		Długość km	Głębokość m	Ilość śluz
A. Część zachodnia (Holandia i Niemcy)				
1	Ren (Rotterdam—Emmerich)	143	3,5	—
2	„ (Emmerich—Ruhrort)	72	3,5	—
3	Kanał Ren—Herne	38	3,5	7
4	„ Dortmund—Ems	101	2,5	1
5	„ Ems—Wezera (do Hanow.)	169	2,5	—
6		—	—	—
7	Ihle, kanały Plauen i rz. Havel	135	1,8	6
8	Kanał Hohenzollern	94	2,5	6
9	Odra do Warty	49	1,5	—
10	Warta do Noteci	69	1,4	—
11	Notec do rz. Draży (granica)	49	1,4	—
	Razem 1—11	918	—	20
B. Część środkowa (Polska).				
Przez Bydgoszcz				
12	Notec skanalizowana	136	1,5	11
13	Kanał Bydgoski	25	1,5	11
14	Brda skanalizowana	14	1,8	6
15	Wisła do Bugu	214	0,9	—
16	Bug do Brześcia	331	0,6	1
17	Kanał Bug—Prypeć	210	0,9	21
18	Prypeć do granicy rosyjskiej	170	0,8	—
	Razem 12—18	1100	—	41
Przez Poznań				
	Warta (uregul. i skanalizow.)	250	2,5	7
	Kanał Konin—Łęczycza	80	2,5	5
	„ Łęczycza—Warszawa	140	2,5	4
	„ Warszawa—Bug	110	2,5	6
	Bug skanalizowany	136	2,5	9
	Kanał Bug—Prypeć (przebud.)	190	2,5	9
	Prypeć (uregul.) do granicy ros.	140	2,0	—
	Razem	1046	—	40
C. Część wschodnia (Ukraina)				
19	Prypeć do Dniepru	375	0,8	—
20	Dniepr do Kijowa	101	0,9	—
21	„ „ Jekaterynosławia	520	1,9	—
22	„ „ Aleksandrowska	105	3,0	—
23	„ „ Kachówki	210	2,0	—
24	„ „ Chersonia	115	3,0	—
	Razem 19—24	1426	—	—

miało głębokość 1 do 1,2 m, podtrzymywana przez pogłębianie mechaniczne. Dolna część tej rzeki (330 km od porohów w dół) była częściowo uregulowana powyżej Ni-

Co się tyczy części środkowej drogi wodnej transeuropejskiej, — tworzyłyby ją projektowane przez Rząd Polski kanały, o których mówiliśmy wyżej. (d. n.)

Co do odcinka Dniepru pomiędzy Jekaterynosławem, a Aleksandrowskiem, gdzie znajdują się słynne „porohy” Dnieprowskie — to tam o żegludze niema mowy i tylko spław może się odbywać przez kanały lateralne, wybudowane koło ważniejszych progów.

Przed wojną opracowano szczegółowy projekt skanalizowania tych progów. Przewidziano przy tem budowę 4 jazów i 4 śluz, dla przewyciężenia spadku 36 m — z uzyskaniem jednoczesnym ogromnej ilości energii (ok. 500 000 KM), która mogłaby być zużyta w Jekaterynosławiu i w przylegającym okręgu przemysłowym, co zapewnia rentowność projektu.

Uwagi w sprawie projektu norm odbiorczych turbin i maszyn parowych.

A. TURBINY PAROWE.

ad Bl. Moc użyteczna.

Nad tą sprawą radzono w komisji na zjeździe w Nowym Yorku w kwietniu 1926 r. bardzo obszernie. Zgodzono się wówczas, że:

a) dla turbiny napędzającej prądnicę określenie mocy turbiny powinno być czynione dla najwyższej możliwej stałej mocy prądnicy w kW.

b) dla turbiny napędzającej inną maszynę niż prądnicę, określenie mocy powinno być uczynione dla największej mocy na wale.

Te określenia, przyjęte w Ameryce, różnią się bardzo od przyjętych w Europie, gdzie jako moc normalną, wzgl. nominalną, uważa się taką, przy której turbina wykazuje najniższe zużycie pary. Dla tej mocy turbina bywa zwykle obliczana. Moc maksymalna leży od wypadku do wypadku, zależnie od życzenia zamawiającego i od jej wielkości, od 20 do 100% wyżej mocy normalnej. (Czeskie normy w ustępie pierwszym bardzo śmiało twierdzą, że turbina pracuje najsprawniej przy 80% mocy nominalnej).

Różne pojmowanie mocy nominalnej prowadzi do tego, że może się zdawać, iż turbiny amerykańskie są sprawniejsze (ze względu na wymiary) od europejskich, oraz „ciężar jednostkowy”, t. j. ciężar turbiny przypadający na 1 kW mocy (kg/kW), jest znacznie niższy niż w Europie.

W naszych normach należy, moim zdaniem, sprawę mocy nominalnej zostawić otwartą.

ad Badania odbiorcze. Nie uważam za wskazane wydawanie przepisów co do wysokości obciążenia przy których ma być mierzone zużycie pary i wprowadzanie „przeciętnego zużycia pary”. Jest to projekt angielski, wprowadzony do norm czeskich. Ograniczenie takie zbyt utrudnia samo badanie, komplikując je, i nie prowadzi do celu.

ad 26. Sprawę regulacji uważam za wskazane zostawić również otwartą, ponieważ wszystkich przypadków zachodzących w praktyce nie można ująć w wąskie koryta norm. Można się zasadniczo zgodzić na określenie, przyjęte przez komisję na posiedzeniu w kwietniu 1926 r., brzmiące:

„Chwilowa zmiana prędkości, spowodowana raptownym spadkiem obciążenia, albo zapotrzebowaniem mocy (zwiększeniem obciążenia), ma być wyrażona procentem normalnej (poprzedniej) prędkości przed zmianą obciążenia”.

Ale uważam za niewskazane ograniczanie skali regulacji do pewnych procentów, jak to czynią czesi (§ 110), a szczególnie francuzi (str. 4 § 11, 12, 13, 14); natomiast należy tę sprawę pozostawić do obustronnej zgody zawiązującego i wykonawcy turbiny.

ad 43. Przeliczenie zużycia pary, mierzonego przy danych warunkach w czasie badania odbiorczego, na warunki gwarantowane.

Jeżeli badania, odbyte przy warunkach pary, określonych wielkością spadku cieplnego $i_1 - i_2$ dały ogólne zużycie pary G_e , wtedy

$$G_e = \frac{632,2}{\eta_e (i_1 - i_2)}$$

Jeżeli gwarancja była oddana dla stanu pary, określonego przez spadek cieplny

$$i'_1 - i'_2,$$

wtedy zużycie pary dla tych warunków gwarantowanych obliczać należy według wzoru:

$$G_e' = \frac{632,3}{\eta_e' (i'_1 - i'_2)}$$

Przeliczenie zużycia pary na warunki gwarantowane odbywa się wtedy według wzoru:

$$G_e' = \frac{\eta_e (i_1 - i_2)}{\eta_e' (i'_1 - i'_2)} G_e.$$

Przeliczenie jest zupełnie proste, jeżeli można założyć, że:

$$\eta_e = \eta_e';$$

wtedy:

$$G_e' = \frac{i_1 - i_2}{i'_1 - i'_2} G_e.$$

Lecz, niestety, tego założenia nie możemy uczynić przy dokładnych badaniach i na tem polega cała trudność tego zagadnienia.

Na posiedzeniu Komisji w Nowym Jorku w kwietniu 1926 r. zapadła uchwała następującej treści:

„Komisja uchwaliła jednomyślnie, że nie należy podawać liczbowych wartości dla poprawek w dokumencie tego rodzaju, jak rozpatrywany.

Liczbowe wartości poprawek, dotyczących uchylenia warunków w czasie badań odbiorczych od gwarantowanych, powinny być ustalone dla każdej osobnej turbiny i dla każdej jej odmiany jednym z trzech sposobów:

a) normy poprawek (tablice, wzgl. wykresy) mają być załączone do umowy kupna;

b) w razie niewypełnienia warunków sub a), normy poprawek mają być podane na piśmie na mocy porozumienia się obu stron, naturalnie przed puszczaniem turbiny w ruch;

c) celem ustalenia poprawek, mają być przeprowadzone dodatkowe badania w czasie badań odbiorczych.

Zwrócono przytem uwagę na to, że takie badania pomocnicze dla ustalenia poprawek mają tendencję do rozwinięcia się do rozmiarów dużego elaboratu.”

Uchwała powyższa była powzięta zapewne pod wpływem projektu amerykańskiego, który zawiera też plan takiego „elaboratu”.

Projekt amerykański.

Projekt ten sprowadza się do użycia następującego wzoru:

$$C = \frac{R_t - R_s}{V_t - V_s} \cdot \frac{100}{R_s}$$

gdzie:

- R_s — zużyciu pary w normalnych warunkach (podanych w gwarancji),
- R_t — zużycie pary w warunkach próby,
- V_s — normalna wartość jednej ze zmiennych wielkości (np. ciśnienie, temperatura i t. d.),
- V_t — wartość tej samej zmiennej, przeważnie panująca podczas pomiarów zużycia pary,
- C — procentowa poprawka tej samej zmiennej wielkości.

„Jeżeli linja poprawki jest prostą, to poprawka C będzie stałą dla wszystkich wartości R_t i V_t , jeżeli zaś linja poprawki jest krzywą, wtedy stosunek zmiany wielkości R do wielkości V musi być brany z pochylenia cięciwy, łączącej punkty krzywej, odpowiadające rzeczywistym wartościom V_s i V_t ”.

Ogólna poprawka przedstawia się jako kombinacja poszczególnych poprawek dla niektórych zmiennych warunków. Zakładamy, że:

- c_p — przedstawia poprawkę dla rzeczywistego odchylenia ciśnienia wlotowego od wartości normalnej,
 - c_t — to samo dla temperatury wlotowej,
 - c_x — to samo dla ciśnienia wylotowego
- i t. d. dla wszystkich zmiennych warunków.

Ponieważ każda z tych poprawek przedstawia procentową zmianę zużycia pary w normalnych warunkach, więc można podać następujący stosunek R_s do R_t :

$$R_s = \frac{R_t}{\left(1 + \frac{c_p}{100}\right) \left(1 + \frac{c_t}{100}\right) \left(1 + \frac{c_x}{100}\right) \dots}$$

albo:

$$R_t = \frac{R_s}{\left(1 + \frac{c_p}{100}\right) \left(1 + \frac{c_t}{100}\right) \left(1 + \frac{c_x}{100}\right) \dots}$$

Przy małych poprawkach, można napisać w przybliżeniu:

$$R_t = \frac{R_s}{1 + \frac{c_x + c_t + c_p + \dots}{100}}$$

Wzór ten nie jest zupełnie ścisły, ponieważ poszczególne poprawki powinny być kombinowane przez mnożenie, a nie przez dodawanie.

Projekt francuski.

§ 16. „Jeżeli ciśnienie pary podczas badania odbiorczego wynosi p kg/cm^2 , zamiast normalnego p_0 , gwarantowane zużycie pary należy pomnożyć przez:

$$1 + 0,02 \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right), \text{ jeżeli } p > p_0,$$

albo przez:

$$1 + 0,2 \left(1 - \frac{p}{p_0} \right), \text{ jeżeli } p < p_0.$$

(Należałoby sprawdzić, czy w tych wzorach empirycznych współczynnik 0,02, wzgl. 0,2, jest właściwy).

§ 17. „Jeżeli temperatura pary podczas badania odbiorczego wynosi $t^\circ C$ zamiast normalnej t_0 , przyczem t pozostaje w granicach 0,9 t_0 i 1,1 t_0 , to gwarantowane zużycie pary należy pomnożyć przez:

$$1 - \left(\frac{t - t_0}{850} \right), \text{ jeżeli } t > t_0,$$

wzgl. przez

$$1 + \left(\frac{t_0 - t}{550} \right), \text{ jeżeli } t < t_0.$$

§ 18. „Jeżeli temperatura wody w skraplaczu jest $t^\circ C$ i różni się od normalnej (podanej w gwarancji), to przy normalnej temperaturze wody 15 $^\circ C$, gwarantowane zużycie pary należy pomnożyć przez współczynnik a , jeżeli 5 $^\circ C < t < 10^\circ C$.

wzgl. przez $b = 1 - 0,0034(15 - t)$, jeżeli 10 $^\circ < t < 15^\circ$,

wzgl. $c = 1 + 0,007(t - 15)$, jeżeli 15 $^\circ < t < 25^\circ C$,

Przy normalnej temperaturze wody 27 $^\circ C$, współczynniki te będą:

$$d = 1 - 0,0038(27 - t), \text{ jeżeli } 17^\circ < t < 27^\circ,$$

wzgl. $e = 1 + 0,008(t - 27)$, jeżeli 27 $^\circ < t < 32^\circ$.

Projekt niemiecki.

Projekt niemiecki nie podaje wzoru do przeliczenia zużycia pary na inne warunki i wskazuje dzieło Stodoli oraz artykuł Fornera w Z. d. V. d. I. 1922, str. 955.

W dziele Stodoli znajdujemy na str. 258 wywody Baumann'a, jako streszczenie jego artykułu ogłoszonego w r. 1912 w „Proc. Instit. Electr. Eng. Vol. 48, str. 768 „Recent developments in steam turbine practice“. Baumann oblicza dla pewnej turbiny ogólne zużycie pary ze wzoru:

$$G_e = \frac{632,3}{\eta_e (i_1 - i_2)},$$

gdzie $i_1 - i_2$ spadek cieplny z wykresu $i - S$, oraz η_e — efektywny współczynnik sprawności (nazywany nieraz termodynamicznym współczynnikiem sprawności). Dla innej turbiny, obliczonej według tych samych wzorów i o tej samej mocy, lecz dla nieco odmiennych warunków, zużycie będzie:

$$G_e' = \frac{632,3}{\eta_e' (i_1' - i_2')}$$

Stosunek: $G_e' : G_e = k$ został przez Baumann'a zbadany szczegółowo przy $p_1 = 13,7$ ata przed zaworem regulacyjnym, przegrzaniu pary $t = 83,5^\circ$, oraz przeciwprężności $p_2 = 0,069$ at abs., z uwzględnieniem nast. zmian poszczególnych warunków:

- prężności pary od 8 do 15 at abs.,
- przegrzania pary od 0 $^\circ$ do 160 $^\circ C$,
- i próżni od 0,15 do 0,03 at abs.

Na te zmienne warunki pary podaje Baumann szereg krzywych. Krzywe te są obliczone dla pewnej turbiny, t. zn. dla turbiny o pewnej t. zw. „stałej Parsons'a“, która ją charakteryzuje, oraz dla po-

wyższych warunków. Naturalnie, dla turbiny o innej stałej Parsons'a oraz dla stanów pary odmiennych od wziętych przez Bauman'a, tych krzywych używać nie możemy i musimy sami dla badanej turbiny ułożyć sobie krzywe według Baumann'a.

Przechodzę do artykułu Fornera (Z. d. V. d. I. 1922, str. 955 — 958 i 1025 — 1026, oraz 1926 str. 502 — 508). Forner podaje w tym cennym artykule bardzo ciekawe wzory, które dają możliwość z podanych niżej wielkości obliczyć zużycie pary przez turbinę na 1 KM/h.

p_1 = prężność pary przed zaworem regulacyjnym, at abs.,
 t_1 = temperatura tamże,
 p_2 = przeciwnieśnienie w at abs. lub
 V — „ „ w % ciśnienia barometrycznego, 760 mm Hg,
 N_n = normalna moc turbiny w KM, dla której jest ona zbudowana i dla której wykazuje najlepszą sprawność,
 n = liczba obrotów na min,
 u = średnia prędkość obwodowa poszczególnych stopni,
 H = adyabatyczny spadek cieplny od p_1, t_1 do p_2 .
 $v = \frac{\sqrt{\Sigma(u)^2}}{91,53 \sqrt{H}}$.

1) Dla turbiny ze skraplaniem:

$$D_e = 11 \left(\frac{0,27}{v} + \sqrt{v} \right) \left(1 + \frac{1,9}{p_1} \right) \left(1 - \frac{t_1}{905} \right) \left(1 - \frac{V}{145} \right) \left(1 + \frac{100}{N_n} \right) \text{ kg/KMh. . . . (1)}$$

Wzór ten został ułożony empirycznie przez Fornera na podstawie wielu doświadczeń nad turbinami i daje bardzo dokładne wyniki dla pary $p_1 = 9$ do 19 ata, $t_1 =$ od 200 do 350° C, $V =$ od 90 do 98% i $N_e \geq 500$ KM. Następnie dla turbin, gdzie $v = 0,25$ do 0,45, t. j. od 4 do 15 wieńcowych wzór ten został szczegółowo zbadany.

Dla $v = 0,45$ do 0,61, należy używać go z pewną rezerwą, zaś ponad $v = 0,61$ daje on liczby niepewne, ponieważ mamy jeszcze zbyt mało wiadomości o zużyciu pary turbin najczęściej nowoczesnych (liczba $v = 0,61$ odpowiada 35 stopniom).

O ileby mieli obliczyć zużycie pary dla innego obciążenia niż N_n , t. j. normalne, to Forner podaje również odpowiednie wzory.

Według wzoru (1) obliczamy zużycie pary dla N_n , t. j. dla normalnej mocy turbiny. Dla odmiennych obciążeń turbiny, zmienia się również zużycie pary. Nazwijmy przez N_x obciążenie turbiny, dla którego chcemy obliczyć zużycie pary D_x .

$$D_x = D_n \frac{\gamma}{\beta}$$

gdzie $\beta = N_x : N_n$, natomiast

$$\gamma = \beta + 0,1 (1,1 - \beta)^2 - 0,001 \quad . \quad . \quad (2)$$

dla regulacji jakościowej (t. j. z dławieniem pary),

$$\text{zaś } \gamma = \beta + 0,1 (0,8 - \beta)^2 - 0,004 \quad . \quad . \quad (3)$$

dla regulacji ilościowej, t. j. regulacji zapomocą dysz.

Wzór Fornera uwzględnia, obok stanu pary oraz „zewnętrznych” dat turbiny, jeszcze jej „we-

wnętrzne” daty przez wielkość v wzgl. u , t. j. średnią prędkość obwodową poszczególnych stopni. Uwzględnia wobec tego w pewnym stopniu samą konstrukcję turbiny. Można więc sposób ten uważać za jeden z najczęściej dokładnych sposobów zużycia pary przez turbinę, ponieważ jednocześnie uwzględnia wszystkie warunki pary oraz niektóre daty konstrukcyjne.

Forner podaje pozatem jeszcze wzór do obliczenia η_e , który nieco zmieniłem, aby go lepiej zastosować do danych warunków:

$$\eta_e = 0,941 \frac{\left(1 + \frac{t_1 - 100 \sqrt[4]{p_1}}{1650} \right) \left[1 - \frac{(V-90)^3}{12000} \right]}{\left(\frac{0,27}{v} + \sqrt{v} \right) \left(1 - \frac{100}{N_n} \right)}$$

Z tego wzoru obliczamy η_e i porównujemy z η_e otrzymanem z badań odbiorczych. Jeżeli one są równe, to możemy według Fornera obliczyć η_e dla warunków odpowiadających gwarantowanym i obliczyć zużycie pary przy tych warunkach według wzoru:

$$G'_e = \frac{\eta_e}{\eta'_e} \cdot \frac{i_1 - i_2}{i'_1 - i'_2} \cdot G_e$$

Pewna trudność wyłania się znowu, jeżeli: η_e (według Fornera) $\neq \eta_e$ (dokładne z badań).

Moglibyśmy przyjąć

$$\frac{\eta_e \text{ (według Fornera)}}{\eta_e \text{ (dokładne z badań)}} = \frac{\eta'_e \text{ (według Fornera dla warunków gwarancji)}}{\eta'_e \text{ (dokładne dla warunków gwarancji)}}$$

i z tego obliczyć η'_e dokładne dla warunków gwarancji. Wyjście z tej sytuacji może ułatwić jedynie obustronna zgoda na powyższe założenie, zamawiającego i dostawcy turbiny.

2. Turbiny przeciwprężne.

Zużycie pary dla $N_n \geq 200$ KM,

$$D_n = 5,45 \frac{\left(1 - \frac{t_1}{750} \right) \left(1 + \frac{50}{N_n} \right)}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,21}} \text{ kg/KMh. . . (5)}$$

W dalszym ciągu należy postępować, jak z turbinami kondensacyjnymi.

3. Turbiny z pobraniem pary.

Turbiny z pobraniem pary pracują w krańcowym przypadku, gdy pobranie pary $G_a = 0$, nieco gorzej niż turbiny z kondensacją o tej samej mocy; z drugiej strony, przy pobraniu całej ilości pary przepływającej przez pierwsze stopnie turbiny do celów przemysłowych, turbina ta pracuje znowu nieco gorzej, niż turbina przeciwprężna.

W pierwszym przypadku obliczamy ogólne zużycie pary G_o według (1), (2) i (3) dla różnych obciążeń

$$\beta = N_x : N_n$$

oraz wprowadzamy poprawkę na większe zużycie pary według wzoru:

$$m = 1,02 + 0,2 (0,65 - \beta)^2$$

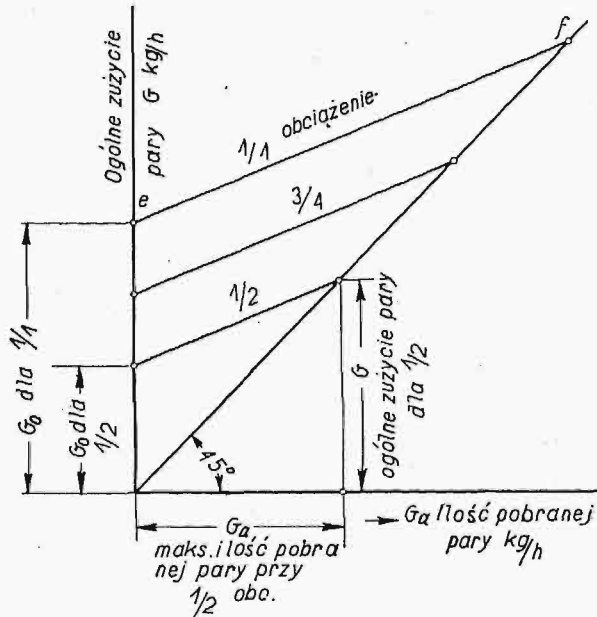
W drugim przypadku obliczamy ogólną ilość pary, przepływającej przez turbinę, ze wzoru:

$$G = G_g + 0,05 G_n,$$

gdzie G_g obliczamy według wzoru (5) dla turbiny przeciwprężnej,

G_n obliczamy według wzoru (1) dla turbiny z kondensacją.

Dla tych krańcowych przypadków możemy więc obliczyć zużycie pary; dla przypadku pośredniego, t. j. dla pracy turbiny z częściowym pobraniem pary do celów przemysłowych, wtedy gdy reszta pary idzie do skraplacza, możemy ustalić zużycie pary z następującego wykresu:



Rys. 1.

Na osi rzędnych rysujemy zużycie pary bez jej pobrania G_0 , t. j. liczby obliczone dla przypadku pierwszego; na prostej przeprowadzonej pod kątem 45° podajemy zużycie pary G dla przypadku drugiego, obliczone dla różnych obciążeń turbiny. Łącząc odpowiednie punkty na tej pochyłej i pionowej, otrzymujemy krzywe, dające zużycie pary w pośrednich przypadkach.

Krzywe te ustalić można według projektu amerykańskiego, t. j. przeprowadzając dokładne pomiary w okolicy liczb gwarantowanych i wprowadzając następnie pewne poprawki we wzór Fornera, celem otrzymania liczb dokładnych, odpowiadających gwarancjom. Jeżeli zaś zamawiający zgodzi się na obliczenie zużycia pary według takiego wykresu, który fabryka turbin mu prześle przy ofercie, to wtedy przeliczenie na dokładne dane gwarantowane może się odbyć według wzoru Fornera.

Krzywe te ef można przyjąć z dosyć znaczną dokładnością jako proste, wtedy sporządzenie tego wykresu znacznie się upraszcza.

Z tych rozważań przeliczenia zużycia pary na warunki gwarantowane wynika, że ustalenie norm, wzgl. wzorów, które byłyby prawdziwe dla wszystkich typów turbin, i uwzględniałyby wszystkie możliwe warunki ich pracy, jest niemożliwe. Można ograniczyć się tylko do okre-

ślenia drogi, jak takie dane można obliczyć dla każdego poszczególnego przypadku.

Takie rozwiązanie sprawy uważam za najwięcej wskazane, ponieważ kwestja powyższa jest tak żywotna, że nie da się ująć w ciasne ramy. Turbiny, tak żywy organizm, rozwijają się nadal, i w ostatnim czasie uczyniły bardzo duże już nie kroki, lecz skoki naprzód. Forner musiał po 4 latach swe spółczynniki we wspomnianych wzorach poprawić, aby móc je zastosować do nowych turbin z ostatnich lat. Gdybyśmy wskazali pewien wzór, który byłby w miarę naszych sił odpowiedni w dniu dzisiejszym, to po pewnym czasie musieliśmybyśmy również, jak Forner, podawać poprawki do naszych wzorów. Uważałbym wobec tego za celowe, by w naszych normach sprawa ta pozostała również otwartą, by natomiast były wskazane tylko źródła, gdzie można znaleźć pewne wskazówki dla rozwiązania tego zagadnienia.

Projekt amerykański jest radykalny: każe robić specjalne badania dodatkowe, które wyświetliłyby kwestje w różnych kierunkach, a następnie łączy te długie badania zapomocą pewnego wzoru, nie opartego na zasadach naukowych, na który obie zainteresowane strony mają się zgodzić.

Francuzi traktują tę sprawę nieco lekko-myślnie; podają wzór krótki, również nie oparty na podstawach naukowych; wzór ten trzeba jeszcze zbadać na przykładach, aby określić jego wartość praktyczną.

Czesi powołują się na sposób francuski oraz na Stodola, który podaje sposób Baumanna; sposób ten, podobnie jak amerykański, wymaga specjalnych badań, aby go dostosować do danych warunków.

Niemcy postąpili najliberalniej, zostawiając drogę otwartą, podając przytem literaturę, gdzie można znaleźć drogowskaz dla rozwiązania tego zagadnienia.

Powracając do sprawy zużycia pary, muszę zaznaczyć, że przeliczenie jest tylko wtedy możliwe, jeżeli warunki gwarantowane i warunki badania odbiorczego są bliskie i przy tych warunkach ogólna sprawność turbiny N_e nie ulega znacznym zmianom. Ta uwaga stosuje się szczególnie do ciśnienia w skraplaczu.

Słusznie Amerykanie podają (§ 83 d) warunek, aby wahania ciśnienia w czasie badań odbiorczych nie przewyższały 25 mm słupa rtęci, oraz by nie były niższe niż o 8 mm słupa rtęci od ciśnienia w warunkach gwarantowanych.

Szczególnie przy dużych jednostkach, trzeba być ostrożnym przy przeliczaniu zużycia pary na inne warunki, ponieważ grają tu ogromną rolę straty wylotowe. Straty wylotowe stoją w odwrotnym stosunku do czwartej potęgi średnicy ostatniego wirnika. Wobec tego straty te w ostatnim stopniu, w dużych jednostkach, są dominujące i wywierają przez to znaczny wpływ na zużycie pary. Straty te są w dalszym ciągu zależne od konstrukcji łopatek niskoprężnych i od wymiarów przekrojów wylotowych ostatniego stopnia. Wobec tego każda fabryka budująca turbiny parowe musi określić ten wpływ swej konstrukcji na próżnię i poda-

je go wtedy w ofertach swoim odbiorcom ewentualnie w takiej formie:

$\pm 1\%$ zmiany próżni odpowiada

$\mp a\%$ zmiany zużycia pary na 1 KM/godz.

Liczba a jest bardzo zmienna u różnych firm:

AEG	$a = 1,75$	w granicach od 90 do 94% próżni.
Zoelly	2,50	" " " 95 " 96% "
BBC	3,00	" " " 91 " 93% "
Stodola	1,50	" okolicy 90%
(bez podania firmy)		
	2,40	w okolicy 96%
	5,20	" " 98%

Wszystkie te dane odnoszą się do średnich turbin, t. j. do ok. 3,000 kW.

Można zauważyć, że ze zwiększeniem się wymiarów turbiny zużycie pary zmienia się przy zwiększeniu się próżni w skraplaczu coraz to w mniejszym stopniu, a to z powodu wspomnianych strat wylotowych, to znaczy, że zwiększenie próżni coraz mniej się wykorzystuje w turbinie.

Gdybyśmy próżnię zwiększali w dalszym ciągu, to zużycie pary nawet zwiększałoby się. Z tego wynika, że powyższe liczby a będą u każdej firmy różne nawet dla turbin tej samej firmy o różnej mocy, wykonanych według tego samego charakteru konstrukcji.

ad 44. W sprawie tolerancji.

Amerykański zjazd wypowiedział się w swej komisji przeciw wszelkim tolerancjom. Jestem jednak zdania, że w pewnych wypadkach, gdy przy badaniach odbiorczych ma się do czynienia ze stanem pary i temperatury wody dość znacznie różniącym się od dat gwarantowanych, podanie pewnych tolerancji jest nieuniknione.

Francuzi (§ 19, 20, 21) bardzo szczegółowo podają te tolerancje, uzależniając je nawet od wielkości turbiny, oraz od sposobu mierzenia pary. Mianowicie:

„§ 19. Celem uwzględnienia niedokładności, nieuniknionych przy pomiarach, winny być udzielane dostawcy pewne tolerancje:

1). O ile badania były wykonane przez mierzenie skroplonej pary:

3% dla zespołu ponad 1600 kW,

4% dla zespołu poniżej 1600 kW.

2). O ile badania były wykonane przez mierzenie wody zasilającej kocioł:

4% dla zespołów ponad 1600 kW,

5% dla zespołów poniżej 1600 kW.

3) O ile badania były wykonane przez mierzenie ilości pary zapomocą dysz:

3% dla zespołów ponad 1600 kW,

4% dla zespołów poniżej 1600 kW”.

Podawanie norm regulujących sprawę odrzucenia turbiny oraz konwencjonalnych kar prowadziłoby za daleko. Uważam tu za wskazane zostanie wolnej ręki obu stronom zainteresowanym.

Praktyczną wydaje mi się propozycja komisji wspomnianego Zjazdu w Nowym Yorku, wydania schematu „informacyj”, w jakie ma być zaopatrzone żądanie oferty przez zamawiającego, wzgl. umowa. Takie „informacje” możnaby dodać do norm w postaci załącznika, przyczyniłoby się bowiem niejednokrotnie do zapobieżenia procesom.

Prof. Dr. W. Borowicz.

Sprawozdania z posiedzeń.

KOMISJA GAZOWO-NAFTOWA.

Protokół posiedzenia zorganizowanego w Stow. Inżynierów Przemysłu Naftowego w Borysławiu.

Po zreferowaniu celów i zadań Polskiego Komitetu Energetycznego oraz jego organizacji, przez przewodniczącego Komisji Gazowo-Naftowej, p. prof. R. Witkiewicza, wobec zgromadzonych przedstawicieli miejscowych sfer technicznych i po wyborze na Sekretarza Komisji p. inż. Stanisława Jamroza rozwinęła się dyskusja, w której stwierdzono wielką potrzebę badań we wszystkich wchodzących w zakres prac Komisji kierunkach i konieczność racjonalnej organizacji tych badań, skrupulatnego gromadzenia materiałów i założenia archiwum prac w Borysławiu, traktowania niektórych zagadnień poufnie, oraz publikowania prac nie tylko w biuletynach P. K. En., ale przedewszystkiem w organie przemysłu naftowego.

W skład Komisji Gazowo-Naftowej weszli (oprócz przewodniczących podkomisji) pp.: Prof. Bielski — Akademia Górnicza, Prof. Fabiański — Politechnika Lwowska, Prof. Pilat — Polmin, Dyr. Hłasko — Premier, Dyr. Wieleżyński, Inż. Paraszczak, Inż. Wójcicki, Dr. Schaezel — Kraj. Tow. Naft., Prezes Izby Pracodawców P. N., delegat Związku Rafinerów, wreszcie Inż. St. Jamroz, jako sekretarz Komisji.

W wyniku dyskusji, uznano za wskazane utworzyć następujące podkomisje Komisji Gazowo-Naftowej:

1. geologiczno-ustawodawczą (statystyka produkcji, badania zasobów, polityka naftowa, ustawodawstwo naftowe). Przewodn. — Dr. K. Tokwiński;

2. wiertniczo-eksploatacyjną (zagadnienia energetyczne i pokrewne, związane z wierceniem i eksploatacją) — Przewodniczący Dr. Inż. Wyszynski.

3. przeróbki paliwa płynnego — będzie uruchomiona po porozumieniu się z rafinerjami;

4. przeróbki paliwa gazowego (odgazoliniarnie) Przewodn. — Dyr. Inż. Psarski;

5. elektryfikacyjną przemysłu naftowego (elektryfikacja kopalnictwa i przemysłu rafineryjnego). Przewodn. — Dyr. Inż. Boy Marjan;

6. ogólnie-energetyczną (ropa i gaz ziemny w programie energetycznym Małopolski i Państwa, stosunek do siły wodnej, organizacja konsumpcji energii elektrycznej). Przewodn. Prof. G. Sokolnicki.