

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

## TREŚĆ:

Tolerancje gwintów, nap. prof. N. N. Sawin, Pilzno.  
O podgrzewaniu regeneracyjnym skroplin w turbinach parowych, (dok.) nap. A. Ukłański, inżynier-mechanik.  
Krzemocement chęciński i jego zastosowanie, nap. inż. W. Bączyński.  
Świątynia Opatrzności w Warszawie, nap. inż. arch. St. Sienicki.  
Przeгляд pism technicznych.

## SOMMAIRE:

Sur les tolerances des filets de vis (suite), par M. N. Savine, Professeur.  
Sur le rechauffage regeneratif de l'eau condensée de vapeur-sortant des turbines à vapeur (suite et fin), par M. A. Ukłański, Ingénieur-mécanicien.  
Ciment au silicium produit en Pologne; ses avantages et ses applications, par M. W. Bączyński, Ingénieur-chimiste.  
Projets du Temple de la Providence à Varsovie (à suivre), par M. St. Sienicki, Ingénieur-architecte.  
Revue documentaire.

## Tolerancje gwintów<sup>\*)</sup>.

Napisał Prof. N. N. Sawin, Pilzno.

### ARTYKUŁ DRUGI.

W artykule niniejszym przytaczamy krótki przegląd stanu obecnego tolerancji gwintów w Anglii, Stanach Zjedn. Ameryki Półn. i Niemczech.

### Anglja.

W Anglii są obecnie w użyciu przeważnie trzy rodzaje gwintów narodowych: British Standard Whitworth, albo w skrócie BSW (z r. 1919), British Standard Fine, albo BSF (z r. 1918) i British Association, albo BA (z r. 1919). Zagadnieniem tolerancji gwintów zaczął się zajmować angielski Komitet Normalizacyjny (British Engineering Standards Association, skrót: BESA) jeszcze w r. 1905, wykonywając liczne pomiary śrub w National Physical Laboratory. Rys. 12, 13 i 14 wskazują położenie pola tolerancji dla śruby i nakrętki według typowych osadzeń w systemach BSW, BSF i BA. Odpowiednie wartości tolerancji gwintów<sup>1)</sup> BSW i BSF oblicza się dla  $D$  i  $d_1$  według wzoru  $3 \times 0,1 \sqrt{S}$ , dla  $d$  i  $D_1$  — według wzoru  $4 \times 0,1 \sqrt{S}$ , dla  $D_0$  — według wzoru  $2 \times 0,1 \sqrt{S}$ , gdzie  $S$  oznacza skok gwintu w calach ang. Dla osadzenia ciasnego gwintu BSF tolerancje są dwa razy mniejsze, niż dla BSF normalnego. Tolerancje gwintów BA oblicza się dla  $D$  i  $d_1$  wedł. wzoru  $0,15 S''$ , dla  $d$  i  $D_1$  — wedł. wzoru  $2(0,08 S'' + 0,02)$ , dla  $D_0$  — wedł. wzoru  $0,08 S'' + 0,02$ .

Dla dokładniejszego wyznaczania błędów w profilach gwintów i dokładniejszej charakterystyki osadzeń, wprowadziła BESA dwa nowe pojęcia: „grade” i „play” (stopień i gra), związa-

ne pewną zależnością od wartości  $x$  tolerancji średniej średnicy oraz od wartości  $y$  i  $z$ , o które trzeba poprawiać średnią średnicę, ażeby usunąć wpływ omyłek w skoku i kącie profilu<sup>2)</sup>.

$$\text{„grade”} = x + (y + z),$$

$$\text{„play”} = x - (y + z).$$

Znaczenie tych pojęć obrazuje najlepiej rys. 15. Tu  $A$  oznacza teoretyczny profil whitworth'owski,  $C$  — profil rzeczywisty, z odchyleniami od teoretycznego o wartość  $x$  w średniej średnicy,  $y$  — w skoku i  $z$  — w kącie profilu;  $B'$  i  $B$  — również teoretyczne profile whitworth'owskie, przytem  $B'$  — przedstawia idealną najmniejszą nakrętkę, do której można jeszcze wkręcić śrubę o profilu  $C$ . Jeżeli oznaczymy temiż literami  $A$ ,  $C$ ,  $B'$  i  $B$  średnie średnice 4-ch profili rys. 15, to otrzymamy

$$A = B + x + y + z$$

$$A - B = x + y + z = \text{„grade”}$$

$$C = B + y + z$$

$$C = B' - (y + z)$$

$$B + y + z = B' - (y + z)$$

$$A = B' - (y + z) + x$$

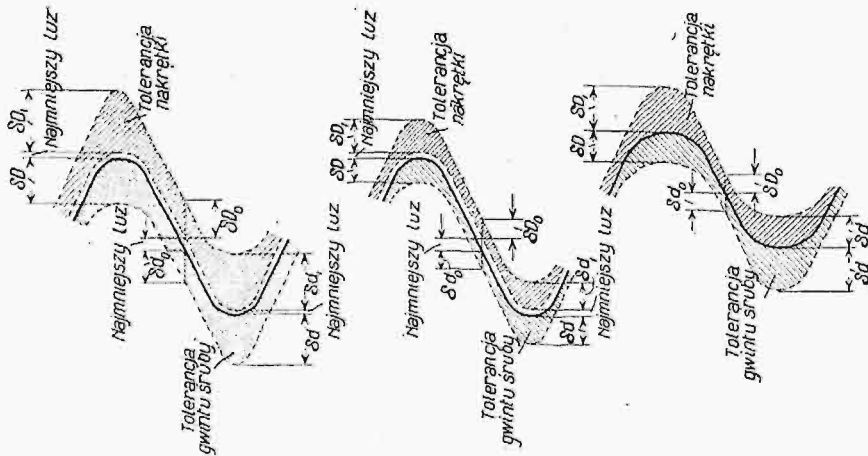
$$A - B' = x - (y + z) = \text{„play”}.$$

W ten sposób wartość „grade” daje miarę błędów wykonania połączenia gwintowego, wówczas gdy wartość „play” charakteryzuje stopień wzajemnego luzu między śrubą a nakrętką w kierunku prostopadłym do osi śruby; innymi słowy,

<sup>\*)</sup> Por. Przegl. Techn. (t. 68) 1929 str. 1079.

<sup>1)</sup> BESA, Report Nr. 92, 1919, str. 9, Report Nr. 84, 1918, str. 13, Report Nr. 93, 1919, str. 11.

<sup>2)</sup> Report Nr. 84, 1918, str. 25—31.



Rys. 12. Tolerancje gwintu BSW. Osadzenie normalne.

Rys. 13. Tolerancje gwintu BSF. Osadzenie ciasne.

Rys. 14. Tolerancje gwintu BA.

„grade” daje charakterystykę klasy dokładności wykonania, zaś „play” — charakterystykę osadzenia.

Dla gwintów BSW i BSF o normalnym osadzeniu

$$\text{„grade”} = 4 \times 0,1 \sqrt{S}$$

$$\text{„play”} = 2 \times 0,1 \sqrt{S}.$$

Dla gwintów BSF o ciasnym osadzeniu

$$\text{„grade”} = 2 \times 0,1 \sqrt{S}.$$

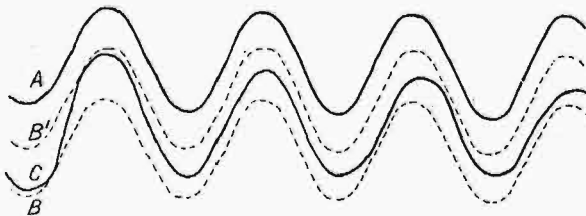
$$\text{„play”} = 0,1 \sqrt{S}.$$

Dla gwintu BA

$$\text{„grade”} = 2 (0,08 S + 0,02)$$

$$\text{„play”} = 0,08 S + 0,02.$$

Tolerancje wykonania sprawdzianów granicznych przyjęte są jako  $\frac{1}{10}$  tolerancji sprawdzianych przez nie wyrobów, przytem BESA radzi trzymać się, przy wyrobie śrub i nakrętek, możliwie blisko strony odbiorczej sprawdzianów. Tolerancje gwintowników nie są dotąd ogłoszone, istnieją tylko przepisy poszczególnych firm.



Rys. 15.

Firma Alfred Herbert, Coventry, która wykonała liczne badania w zakresie zastosowania praktycznego wskazanych wyżej gwintów, zaleca rozróżnianie czterech klas tolerancji połączeń gwintowych. Są to:

1. Klasa dokładna — do pierwszorzędných połączeń gwintowych, naprz. w lotnictwie i wszędzie tam, gdzie należy liczyć się z dużymi

wstrząśnieniami i drganiami. Tu należy stosować gwinty BSW i BSF o tolerancjach normalnych osadzeń, z tą jedynie różnicą, że najmniejszy luz powinien być zmniejszony z  $2,10^{-3}$  na  $0,5 \cdot 10^{-3}$  (t. zn. z  $51 \mu$  na  $13 \mu$ ); również mogą być zastosowane gwinty BA odpowiadające najmniejszemu luzowi  $15 \mu$ .

2. Klasa średnia — do połączeń wysokokwalifikowanych, naprz. do samochodów, silników cieplnych, obrabiarerek. Średnie tolerancje są tu w przybliżeniu większe o  $\frac{1}{8}$ , niż w klasie dokładnej, wówczas gdy luz najmniejszy pozostaje ten sam.

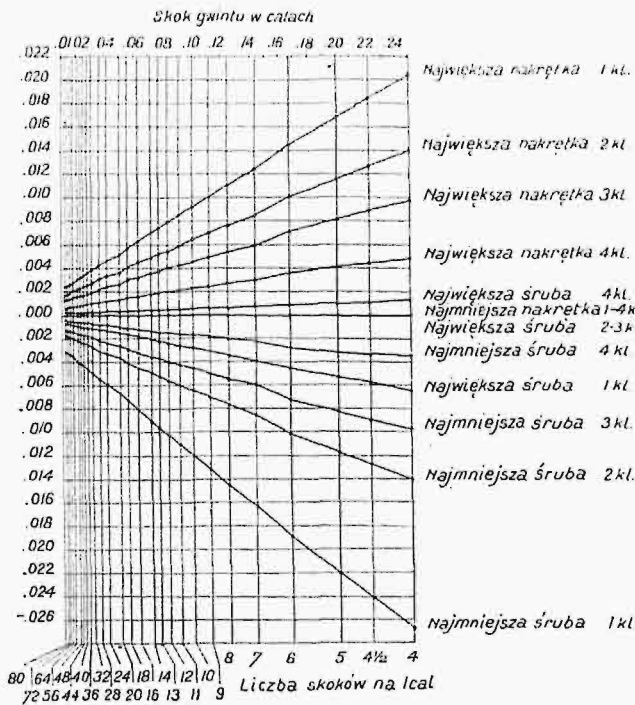
3. Klasa zgrubna — do połączeń gwintowych z miedzi, śrub i nakrętek nieobrabianych do takich celów, gdzie odgrywa główną rolę cena. Tolerancje tej klasy są o  $\frac{2}{3}$  większe niż w klasie dokładnej, a najmniejszy luz równa się  $1 \times 10^{-3}$  (ok.  $25 \mu$ ).

4. Klasa najbardziej zgrubna — do połączeń gwintowych, stosowanych w maszynach rolniczych. Tu tolerancje są dwa razy większe niż w klasie dokładnej, zaś najmniejszy luz stanowi również  $25 \mu$ .

### Stany Zjednoczone Ameryki Półn.

Do r. 1922 cieszyły się w Ameryce największym rozpowszechnieniem 3 systemy gwintów: United States Standard (USSt), American Society of Mechanical Engineers (ASME) i Society of Automobile Engineers (SAE). Wszystkie te gwinty miały normalny profil Sellers'a, t. zn.  $60^\circ$  pomiędzy bokami gwintu i wierzchołki przytępione, a różniły się jedne od drugich jedynie wielkością skoku. Ponieważ żaden z tych systemów nie odpowiadał wszystkim wymaganiom stawianym gwintom, mianowicie USSt — był w wielu razach za gruby, SAE — za drobny, a ASME znajdował zastosowanie zaledwie do  $\frac{1}{2}''$ , przeto utworzono w r. 1918 komisję złożoną z przedstawicieli organizacji inżynierskich, państwowych i przemysłowych, celem unifikacji systemów gwintów. Pierwsze sprawozdanie szczegółowe ze swych prac wydała komisja w r. 1922; następnie, w r. 1925, Bureau of Standards przy Departamencie Handlu ogłosiło obszerną pracę p. t. Report of the National Screw Thread Commission, omawiającą nowe normy, zatwierdzone zarówno przez Komisję, jak i przez instytucje rządowe Stanów Zjednoczonych.

Tolerancje średnicy średniej zostały ostatecznie ustalone po wyznaczeniu, drogą pomiaru 4 000 gwintów od  $\frac{1}{4}''$  do  $2'' \phi$ , zależności pomiędzy błędami w skoku gwintu i średnią średnicą tegoż. Następnie ustalono dopuszczalne praktycznie odchylenia średnic średnic drogą łączenia ze sobą śrub i nakrętek, których tolerancje wykonania były za-



Rys. 16. Tolerancje średniej  $\phi$  w tysięcznych częściach cala dla klas gwintów 1, 2, 3 i 4.

wczasu zmierzone. Wreszcie przy ustalaniu tolerancji uwzględniono także koszty wykonania śrub i nakrętek na podstawie sprawozdań fabryk, którym komisja dostarczyła sprawdzianów z opracowanymi przez nią tolerancjami. Uzyskane tą drogą dość skomplikowane wzory empiryczne do obliczania tolerancji oparte są częściowo na zależności tolerancji od skoku  $S$ , a częściowo od  $\sqrt{D}$ .

Komisja przewidziała 5 klas pasowań normalnych połączeń gwintowych, przytem tolerancje pierwszych 4-ch klas: luźnej (loose fit), przestronnej (free fit), średniej (medium fit) i ciasnej (close fit) ustalono ściśle, zaś tolerancje 5-tej klasy — wciśkanej (wrench fit) nie zostały dotąd znormalizowane. Stosunek tolerancji średnicy średnicy pierwszych czterech klas można wyrazić w przybliżeniu szeregiem liczb  $4\frac{1}{2} : 3 : 2 : 1$ .

Na rys. 16<sup>3)</sup> podano wykres tolerancji średniej średnicy nakrętki i śruby wedł. pasowań 1-ej, 2-ej, 3-ciej i 4-tej klasy oraz stosunkowe rozmieszczenie ich odchyżeń max. i min. od linii zerowej (średnicy nominalnej).

Klasa pierwsza — pasowanie luźne, o największych tolerancjach; w przeciwieństwie do innych klas, ma klasa I określony minimalny luz pomiędzy bokami nakrętki a śruby, znaczny luz powinien też być pomiędzy średnicami większą i mniejszą. Ta klasa tolerancji jest stosowana w razie wykonywania nakrętek osobno od śrub, w różnych fabrykach, do łączenia rynkowych części maszyn, rurociągów i t. p.

Klasa druga — pasowanie przestronne — nadaje się do połączeń gwintowych w łączeniach części w zwykłej budowie maszyn, gdzie pewien luz pomiędzy śrubą a nakrętką nie przeszkadza i

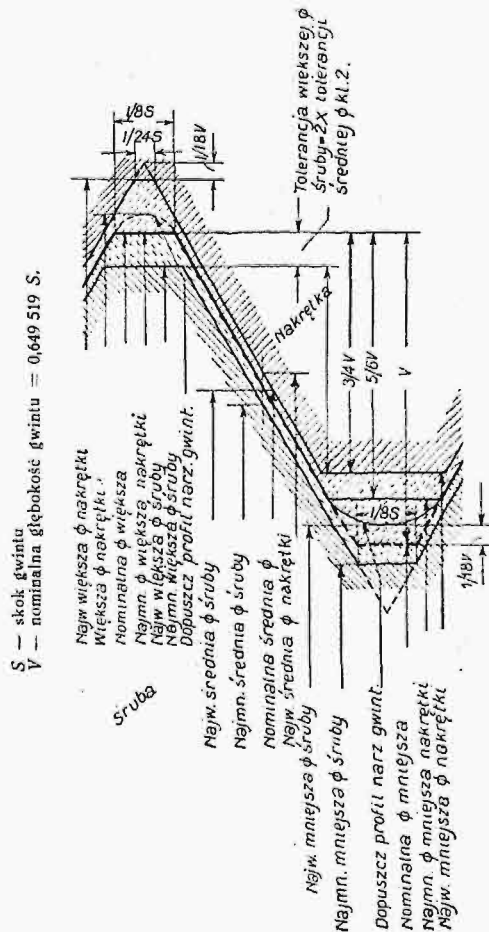
gdzie jest zjawiskiem typowym łatwe nakręcanie ręką nakrętki na śrubę.

Trzecia klasa — pasowanie średnie albo normalne powinno zapewniać, przy lepszym wykonaniu, możliwość zamienności śrub i nakrętek, naprz. w obrabiarkach, rozm. silnikach, samochodach i t. d. Tu minimalny luz pomiędzy bokami nakrętki i śruby równa się teoretycznie zeru.

Czwarta klasa — pasowanie wciśkane — jest przeznaczona do lepszych i droższych części maszyn; tu nakręcanie nakrętki na śrubę wymaga użycia klucza. W tej klasie trudno zapewnić zamienność w tym stopniu, co w klasie trzeciej, przeto w praktyce dopuszczalny jest dobór indywidualny części. Klasę tę zaleca się stosować tylko w szczególnie odpowiedzialnych wypadkach, na przykład przy wyrobie silników lotniczych. W klasie 4-tej śruba może otrzymać w bokach gwintu (średnia średnica) natężenia, wobec czego pasowanie ma charakter lekkiego właczania.

Jak wspomniano wyżej, dla klasy 5-tej — pasowań właczanych (wrench fit), t. j. dla wypadków częstych w budowie maszyn, kiedy śrubę wkręca się w nakrętkę z dużym natężeniem na bokach gwintu i kiedy ta śruba zazwyczaj pozostaje w nakrętkie nazawsze, ASME jeszcze normy nie wydało.

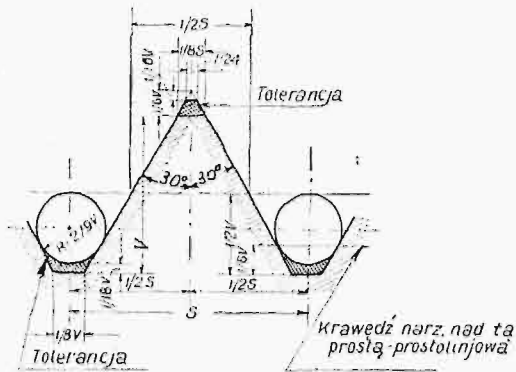
Dla zobrazowania wzajemnego rozmieszczenia tolerancji śruby i nakrętki, pokazano na rys. 17 przykład 3-ej klasy pasowania (średniego, normalnego).



Rys. 17. Rozmieszczenie tolerancji śruby i nakrętki w 3-ej klasie pasowań.

<sup>3)</sup> Report of the National Screw Thread Commission. Dpt of Commerce 1925, str. 36.

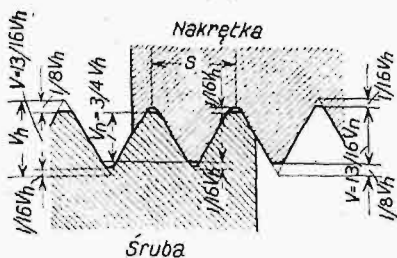
Do sprawdzania tolerancji średniej średnicy gwintu przyjęto sprawdziany graniczne (różnicowe): trzpień gwintowy dla nakrętki, pierścień dla śruby; przytem na stronie odbiorczej sprawdzianu wykonywa się gwint o pełnym profilu na długości równej długości gwintu sprawdzanego (max.  $2D$ ), zaś strona brakowa ma skróconą długość boków gwintu, ścięte końce przy wierzchołkach gwintu i pogłębione dno, dla osiągnięcia boczno styku gwintu sprawdzianów, przy czem ich średnie średnice mają uwzględnione poprawki na błędy w skoku i kącie profilu. Do sprawdzania średnic zewnętrznej i wewnętrznej przyjęto gładkie sprawdziany różnicowe (trzpienie i pierścienie).



Rys. 18. Tolerancje gwintownika.  
 $S$  - skok gwintu  
 $V$  - nominalna głębokość gwintu =  $0,649519 S$ .

Kontrola roboczych sprawdzianów różnicowych wykonywana jest zapomocą przeciwsprawdzianów kontrolnych; normy przewidują nadto i sprawdziany odbiorcze. Do wytwarzania tych wszystkich przyrządów pomiarowych podane są nie tylko wartości liczbowe tolerancji wytwarzania, ale przewidziane są też wskazówki co do materiału, z którego należy wykonywać sprawdziany.

Osobliwość norm amerykańskich stanowią tolerancje narzędzi skrawających. Na rys. 18 podany jest schemat tolerowania gwintownika. Rozróżnia się 3 klasy gwintowników: 1) gwintowniki handlowe (nieszlifowane); 2) szlifowane X i 3) szli-



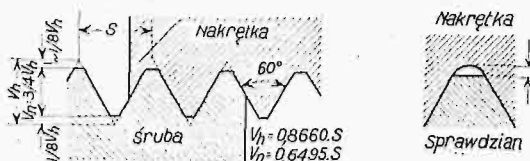
Rys. 19. Gwint SI z luzem  $1/16 V_h$ .

fowane Y. Pierwsza klasa gwintowników przeznaczona jest do połączeń gwintowych pierwszej i drugiej klasy, czyli do pasowań gwintów luźnych i przestronnych. Druga klasa gwintowników (X szlifowane) przeznaczona jest do trzeciej i czwartej klasy pasowań gwintów, t. zn. do średniej i wciśkanej. Gwintownik zaś szlifowany Y różni się od gwintownika X, że ma dodatnią dolną granicę tolerancji, co mu zapewnia dłuższy czas pracy; używa się go do pasowania średniego. W sierp-

niu 1929 r. ASA (American Standards Association) ogłosiła projekt nowych norm gwintowniczych, w którym główną nowością stanowiła normalizacja ogólnej długości gwintownika, jego części skrawającej, średnicy trzpienia i końcówki.

Niemcy.

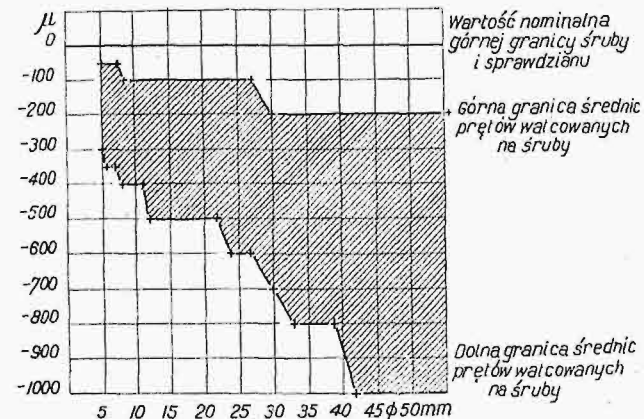
Prace nad ustalaniem tolerancji gwintów zaczęto w Niemczech na początku 1923 r. Komisja gwintów Komitetu normalizacyjnego (Gewindausschuss NDI) kilkakrotnie zmieniała i uzupełniała swe normy. Uważała ona, że dla szybkiego wprowadzenia norm do praktyki przemysłowej nie należy ustalać zbyt wąskich tolerancji gwintów, Systematyczne pomiary kontrolne śrub i nakrętek codziennego, zwykłego wyrobu i porównania tych



Rys. 20. Profil gwintu metrycznego luzu większej średnicy NDI do wyznaczania tolerancji gwintu.

Rys. 21. Najmniejszy luz większej średnicy gwintu metrycznego.

pomiarów z danymi doświadczeń zagranicznych wykonywała komisja od r. 1921. W r. 1929—1930 powzięto ważne uchwały, dotyczące luzu w wierzchołkach gwintu metrycznego (Spitzenspiel). Jak wiadomo, przyjęty na kongresie w Zurychu w r. 1928 profil teoretyczny gwintu SI międzynarodowego miał luz (rys. 19), równy  $1/16$  wysokości  $V_h$  zasadniczego trójkąta gwintu, przy czem zalecono (bez zobowiązania) kształt zaokrąglony zakończenia tego luzu. Komisja gwintów w Niemczech uproszczyła profil teoretyczny gwintu SI, czyniąc go wspólnym dla śruby i nakrętki, jak to



Rys. 22. Tolerancje walcowanych prętów żelaznych na śruby o gwincie metrycznym, systemów średniego i zgrubnego.

wskazuje rys. 20<sup>1)</sup>, i zapewniając niezbędny luz w wierzchołku gwintu przez odpowiednio dobrane tolerancje większej średnicy nakrętki i mniejszej średnicy śruby. Przytem płasko ścięte końce profilu teoretycznego (rys. 20) uważane są za grani-

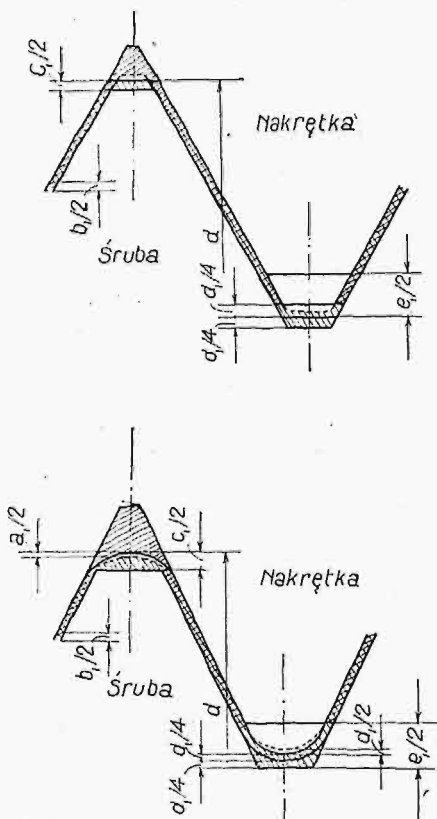
<sup>1)</sup> Berndt. Die Ergebnisse neuerer Untersuchungen über Gewinde, 1929, str. 80—81. Wszystkie poniższe rysunki i wykresy wyjęte są z tej książki prof. Bernardt'a, złożonej, jako dokument oficjalny podczas debat nad tolerancjami gwintów w Komisji Międzynarodowej ISA2 w Zurychu we wrześniu 1929 r.





wystarczy im dokładność klasy średniej, jak i dlatego, że kierownicy komisji gwintów NDI nie uważają tolerancji klasy dokładnej za dostatecznie sprawdzone. Dla śrub klasy dokładnej i odpowiadającego im pasowania Festitz ustalono normy prętów ze stali ciągnionej (blankgezogene Rundstahl); rys. 25 podaje wykres tych tolerancji dla gwintu metrycznego.

Pasowanie „Festsitz” klasy dokładnej przeznacza się dla wkrętek (einschraubende Stiftschrauben). Z rys. 26 i 27 widać, że pasowanie to różni się od klasy dokładnej (Fein) tem, że tolerancje boków śruby przechodzą poza granice profilu teoretycznego, wywołując przez to natężenie w bokach połączenia gwintowego. Dla tworzyw kruchych (jak żeliwo) i miękkich (jak stopy aluminiowe) zaleca się mniejsze natężenie; w tych wypadkach średnia średnica śruby odchyła się od wymiaru nominalnego od  $-\frac{1}{3}$  GPE do  $+\frac{2}{3}$  GPE. Dla stali przyjęto odchylenia od 0 do 1GPE.

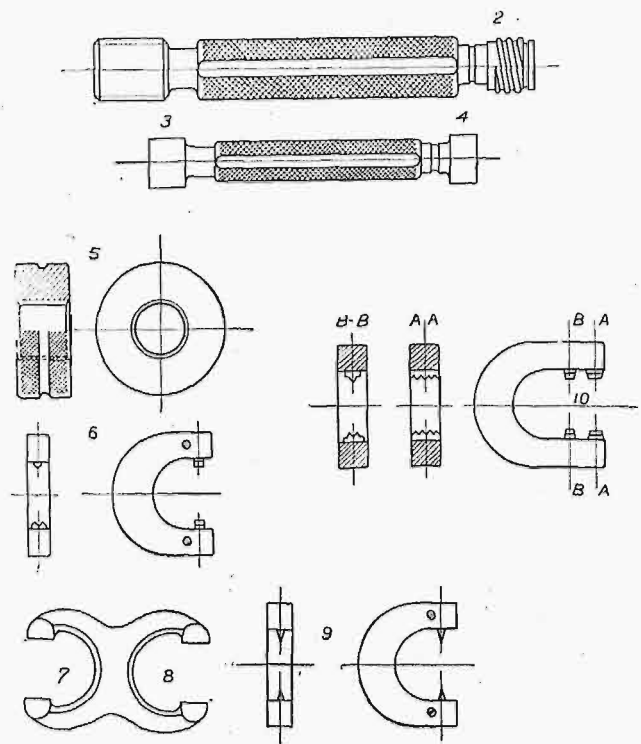


Rys. 26 i 27. Pasowanie wciśnięte gwintu metrycznego i gwintu Whitworth'a.

Do kontroli tolerancji gwintów są obecnie w Niemczech w mocy następujące rodzaje sprawdzianów<sup>7)</sup>:

1) do sprawdzania nakrętek (rys. 28).

Strona odbiorcza: trzpień śrubowy 1 o całkowitym profilu, ale swobodnie obrobionej mniejszej średnicy; sprawdzian ten ma w większej średnicy wymiar największej śruby, w średniej średnicy — najmniejszy wymiar średniej średnicy nakrętki i powinien wkręcać się całkowicie do sprawdzanej nakrętki. Gładki trzpień 3 — do



Rys. 28. Sprawdziany do kontroli tolerancji gwintów nakrętek i śrub.

sprawdzania mniejszej średnicy; sprawdzian 3 ma wymiar najmniejszej średnicy nakrętki i powinien przechodzić swobodnie przez jej otwór.

Strona brakowa: trzpień śrubowy 2 o jednym lub dwóch zwojach, ze skróconymi bokami i o obrobionej swobodnie większej i mniejszej średnicy do sprawdzania średniej średnicy; sprawdzian 2 ma wymiar największej dopuszczalnej średnicy średnicy nakrętki i nie powinien wkręcać się do nakrętki. Gładki trzpień 4 — do sprawdzania mniejszej średnicy; sprawdzian 4 ma wymiar największej dopuszczalnej mniejszej średnicy nakrętki i nie powinien przechodzić przez otwór nakrętki.

Do sprawdzania zużycia strony przechodniej (odbiorczej) w bokach i w średnicy zewnętrznej zaleca się szczęki sprawdzianowe lub inne odpowiednie przyrządy pomiarowe, a do nastawiania — trzpień wzorcowy.

2) Do sprawdzania śrub sprawdzianowym pierścieniem gwintowym (rys. 28).

Strona odbiorcza: pierścień gwintowy 5 o pełnym profilu (grubość = wysokości nakrętki), ze swobodnie obrobioną średnicą większą. Gładka szczeka 7 — do sprawdzania większej średnicy.

Strona brakowa. Sprawdzian szczekowy 6 z osobnymi wstawkami do sprawdzania średniej średnicy. Gładka szczeka 8 — do sprawdzania większej średnicy. Gładka szczeka 9 z wąskimi wstawkami stożkowymi — do sprawdzania mniejszej średnicy.

Do sprawdzania zużycia strony przechodniej (odbiorczej) i do nastawiania wszystkich wspomnianych wyżej sprawdzianów zaleca się cały zespół przyrządów kontrolnych i nastawniczych; trzpień i szczek, gładkich i gwintowanych.

<sup>7)</sup> Berndt, Die Ergebnisse neuerer Untersuchungen über Gewinde, 1929, str. 136.

3) Do sprawdzania śruby gwintowanymi szczękami sprawdzianowymi (rys. 28).

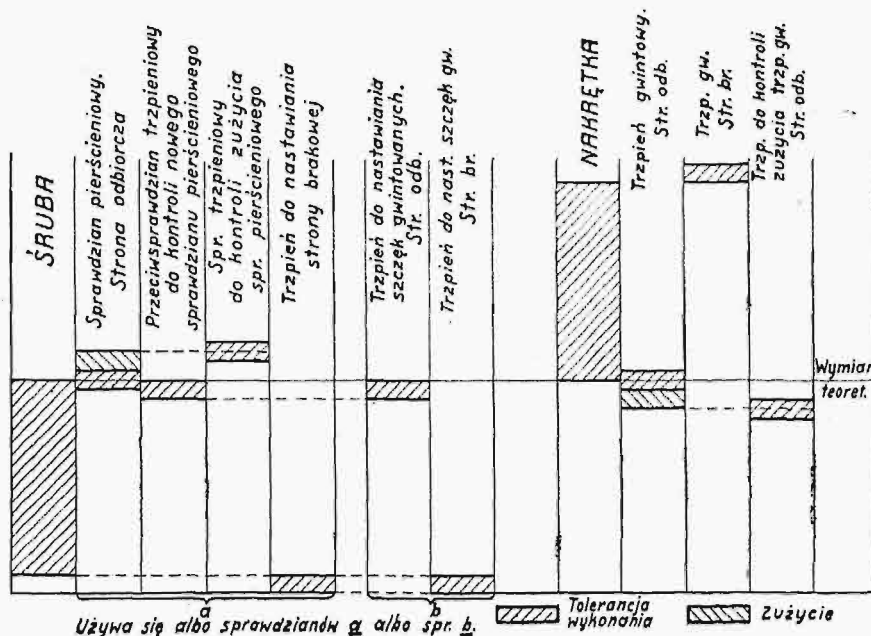
Strona odbiorcza. Szczęki gwintowane 10, część A, o swobodnie obrobionych średnicach większej i mniejszej do sprawdzania średniej średnicy; długość części gwintowanej tego sprawdzianu równa się długości sprawdzanej śruby, średnia średnica ma wymiar największej średniej średnicy śruby; śruba sprawdzana powinna przechodzić przez szczękę. Gładka szczęka 7—do sprawdzania większej średnicy; jej wymiar równa się największej dopuszczalnej większej średnicy śruby; śruba sprawdzana powinna przez tę szczękę przechodzić. Szczęka 9—z wąskimi wstawkami stożkowymi—do sprawdzania mniejszej średnicy.

Strona brakowa. Szczęka 10, część B—do sprawdzania średniej średnicy; składa się ona ze stożkowego pręcika i przeciwugłębienia („Kimme”) o skróconych bokach i ma wymiar najmniejszej średniej średnicy śruby; przez tę szczękę śruba sprawdzana nie powinna przechodzić. Gładka szczęka 8—do sprawdzania większej średnicy; jej wymiar równa się największej dopuszczalnej średniej średnicy śruby; przez tę szczękę sprawdzana śruba nie powinna przechodzić. Szczęka 9—do sprawdzania mniejszej średnicy. Do sprawdzania zużycia i do nastawiania wszystkich tych

sprawdzianów potrzebna jest też wielka ilość specjalnych przyrządów nastawnych i kontrolnych.

Starannie opracowane są przepisy, dotyczące tolerancji wykonania i zużycia wszystkich sprawdzianów roboczych i dopuszczalnych błędów przy wyrobie przeciwsprawdzianów.

Dla scharakteryzowania zasad rozmieszczenia tolerancji wykonania i zużycia sprawdzia-



Rys. 29. Tolerancje wykonania i zużycia sprawdzianów do kontroli średniej  $\phi$  gwintu.

nów, podano na rys. 29 schemat ich wzajemnego położenia dla najważniejszego elementu połączenia gwintowego, mianowicie dla średniej średnicy.

## O podgrzewaniu regeneracyjnym skroplin w turbinach parowych<sup>1)</sup>.

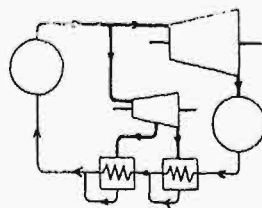
Napisał A. Uklański, Inżynier-mechanik.

### Regeneracja z turbiną dodatkową.

Dotychczasowe nasze rozważania dotyczyły wypadku ogólnego, gdy parę do podgrzewania kondensatu pobiera się z turbiny głównej, t. j. tej, która ten kondensat wytwarza. Spotyka się także inny system, w którym obok turbiny głównej o dużej mocy, kondensacyjnej bez pobierania pary, ustawia się specjalną turbinę pomocniczą przeciwpięrzną, z pojedynczym lub podwójnym pobieraniem pary, której para pobierana i odłotowa służą do podgrzewania kondensatu turbiny głównej. Generator, pędzony przez tę turbinę, wytwarza prąd na potrzeby własne wewnętrznej siłowni.

Rys. 18 wskazuje schematycznie układ takiego urządzenia, w którym kondensat z turbiny głównej przechodzi przez dwa podgrzewacze. W pierwszym z nich kondensat jest ogrzewany parą odłot-

ową turbiny pomocniczej przeciwpięrnej, w drugim zaś — parą, pobieraną z pomiędzy stopni czy też z pomiędzy kadłubów tej turbiny. Skropliny pary grzeje doprowadzane są do kondensatu za pomocą oddzielnych pomp.



Rys. 18. Układ urządzenia z turbiną dodatkową.

System powyższy z turbiną dodatkową posiada kilka zalet, dzięki którym znajduje licznych zwolenników. Przedewszystkiem oddzielenie i niezależenie podgrzewaczy i całego układu złożonych rurociągów od turbiny głównej sprawia to, że cała instalacja da się

wykonać w sposób bardziej przejrzysty. Turbina główna, mająca obecnie na celu wyłącznie wytwarzanie mocy, bez urządzeń

<sup>1)</sup> Dokończenie do str. 461 w zes. 22 r. b.



dotychczasowych, komplikujących jej budowę, układ fundamentów i montaż, może być ustawiona w pomieszczeniu głównym, centralnym, a turbina dodatkowa z podgrzewaczami — w pomieszczeniu oddzielnym, mniejszym, przybudowanym do głównej hali maszyn, wraz ze wszystkimi urządzeniami pomocniczymi, jak pompy zasilające, dystryktory itp., co pozwala na zcentralizowanie obsługi i łatwiejszy nadzór, a jednocześnie powiększa pewność ruchu turbiny głównej.

Ze względu na oddzielenie sieci wewnętrznej od głównej, dzięki istnieniu turbiny dodatkowej, uruchomienie całej instalacji wykonane być może w sposób bardziej prosty, niż gdy jedyna duża turbina musi być od razu uruchomiona i przejąć całe obciążenie.

Wreszcie zastosowanie turbiny dodatkowej, w której ciśnienia pary pobieranej mogą być regulowane, pozwala też na pewną regulację temperatury podgrzania kondensatu i utrzymywanie jej w granicach mniej więcej stałych niezależnie od obciążenia turbiny głównej, czyli niezależnie od ilości kondensatu. W ten sposób kocioł może być zasilany kondensatem o temperaturze mniej więcej stałej, co wywiera korzystny wpływ na ruch instalacji.

W normalnym wykonaniu, t. j. przy pobieraniu pary z turbiny głównej, temperatura podgrzania zmienia się wraz z obciążeniem turbiny, wzrasta przy przeciążeniu, a zmniejsza się przy obciążeniach częściowych. Ponieważ jednocześnie rozchód pary przy zmianach obciążenia zmienia się w mniejszym stopniu, a więc np. przy zmianie obciążenia od 100 do 50% rozchód pary na 1 kWh wzrasta mniej, niż w turbinach bez regeneracji, przeto wyrównywa to znowu zmienność rozchodu ciepła i powoduje, że oszczędność uzyskana jest prawie stała przy wszystkich obciążeniach.

W urządzeniach z turbiną dodatkową możliwość utrzymania temperatury podgrzania na mniej więcej stałym poziomie powoduje, że oszczędność uzyskana w stosunku do pracy bez podgrzewania będzie wzrastać przy obciążeniach częściowych. Może to posiadać pewne znaczenie, jeżeli turbina będzie pracować dłuższy czas przy obciążeniu mniejszym od normalnego.

Powyższym zaletom przeciwstawiają się pewne wady. A więc całe urządzenie jest bardziej kosztowne, wymaga większego pomieszczenia i droższej obsługi, dając przytem mniejsze oszczędności pod względem rozchodu pary. Zmniejszenie uzyskanej oszczędności spowodowane jest trzema przyczynami.

Wyodrębnienie z turbiny głównej strumienia pary, przeznaczonego do podgrzewania kondensatu, usuwa możliwość poprawienia współczynnika sprawności turbiny zarówno w części wysoko jak i niskoprężnej. Wprawdzie przekrój wylotowy z ostatniego wirnika może i tu otrzymać mniejsze wymiary, a zatem moc graniczna całego zespołu i tu może być powiększona, gdyż część obciążenia zostaje przekazana turbinie dodatkowej, jednak ze względu na brak miejsc pobierania pary kadłub niskoprężny turbiny jest pozbawiony skutecznego od-

wodnienia, zwiększającego sprawność i zapobiegającego erozji. Jako para grzejna w pierwszym podgrzewaczu, zastosowana jest para odlotowa turbiny przeciwprężnej, zatem o ciśnieniu wyższym niż 1 at abs. Przy kilku stopniach podgrzania, zastosowanie takiego ciśnienia pary grzejnej pierwszego stopnia uniemożliwia równomierny rozkład spadków temperatur w podgrzewaczach, co zmniejsza osiągalną oszczędność.

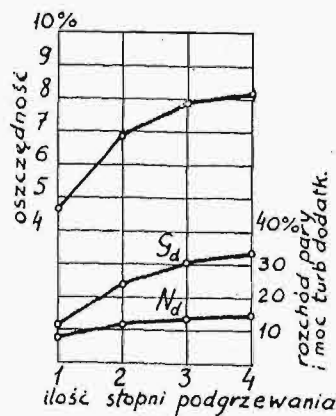
Wreszcie turbina dodatkowa, jako mniejsza, posiada także mniejszą sprawność wewnętrzną, a zatem pewna ilość pary, wystarczająca do uzyskania przepisane podgrzania, wykona w tej turbinie mniejszą pracę niż w turbinie głównej.

Wskażemy sposób obliczenia największej osiągalnej oszczędności oraz mocy i rozchodu pary turbiny dodatkowej w zależności od ilości stopni podgrzewania, opierając się na podanych już poprzednio oznaczeniach (rys. 5) i znanych zależnościach. Oznaczmy jeszcze przez  $G$  i  $N$  rozchód pary i moc turbiny głównej, zaś przez  $G_d$  i  $N_d$  — turbiny dodatkowej.

Wówczas dla wypadku podgrzewania dwustopniowego możemy napisać:  $G_1(i_1 - t_1) = G(t_1 - t_0)$  oraz  $G_2(i_2 - t_2) = (G + G_1)(t_2 - t_1)$ . Stąd obliczymy  $G_1 = \alpha_1 \cdot G$ ,  $G_2 = \alpha_2 \cdot G$  i stosunek  $G_d : G = \alpha_1 + \alpha_2$ . Dalej mamy  $N_d : N = (\alpha_1 \cdot H_{i_1} + \alpha_2 \cdot H_{i_2}) : H_i$ .

Oszczędność osiągalną obliczymy z zestawienia jednostkowego rozchodu ciepła przy pracy bez turbiny dodatkowej, który wynosi  $G(i - t_0) : N$ , oraz rozchodu ciepła przy pracy z turbiną dodatkową, który wynosi  $(G + G_d)(i - t_2) : (N + N_d)$ .

Na rys. 19 wskazane są wyniki tych prostych obliczeń dla różnych ilości stopni podgrzewania, wykonanych dla pary dolotowej 31 at abs., 400°C i przeciwcisnienia w skraplaczu 0,05 at abs. Jako ciśnienie pary grzejnej w pierwszym podgrzewaczu przyjęto wszędzie 1,1 at abs., a rozkład następnym miejsc pobierania pary uwzględnia równomierność spadków temperatur. Temperaturę końcową podgrzania przyjęto dla jednego stopnia ok. 90°C, dla dwóch ok. 150°, dla trzech ok. 175°, wreszcie dla czterech ok. 185°C. Przyjęto wreszcie dla uproszczenia jedna-



Rys. 19. Rozchód pary, moc i oszczędność osiągalna w urządzeniu z turbiną dodatkową.

kową sprawność obu turbin, co nie odpowiada rzeczywistości. Z rysunku widoczny jest szybki wzrost rozchodu pary turbiny dodatkowej w stosunku do turbiny głównej oraz stopniowy wzrost mocy. Dla podgrzewania dwustopniowego moc turbiny dodatkowej wynosi ok. 12% mocy turbiny głównej. Jeśli np. całkowita moc instalacji wynosić ma 80000 kW, wówczas turbina główna będzie miała moc ok. 72000 kW, a dodatkowa ok. 8000.



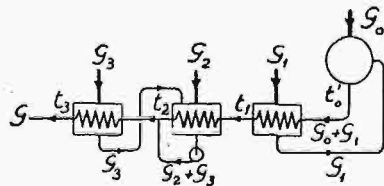
Ze względu na nadmierny wzrost ilości pary idącej przez turbinę dodatkową wraz ze wzrostem stopni, aby uniknąć skomplikowania jej budowy i zbyt dużych wymiarów, nie stosuje się w podobnym urządzeniu ponad 2 stopnie podgrzewania.

**Obliczenie podgrzewaczy i turbiny.**

Powracając do naszego tematu głównego, wyjaśnimy pokrótce główne zasady obliczenia podgrzewaczy i turbiny.

Ilość pary odbieranej z turbiny przez podgrzewacz ustala się sama przez się, stosownie do chłonności cieplnej przepływającej cieczy i współczynnika wyzyskania podgrzewacza. Para skrapla się w podgrzewaczu całkowicie, i ilość ciepła oddana kondensatowi składa się z ciepła podgrzania, ciepła parowania skraplającej się pary i ilości ciepła, którą odda częściowo gorąca woda, powstała ze skroplenia pary grzejnej.

W normalnym ruchu turbiny ustalają się temperatury za podgrzewaczami i ilości pary odbieranej turbinie, jak również ilości tłoczonego przez podgrzewacze kondensatu. Rys. 20 przedstawia układ podgrzewaczy w instalacji z podgrzaniem trzystopniowym, w której skropliny pary grzejnej z podgrzewacza pierwszego wracają do skraplacza, powodując pewne pogorszenie się próżni i pewne nieznaczne ogrzanie kondensatu od temperatury  $t_0$  do  $t'_0$ .



Rys. 20. Układ podgrzewany.

Skropliny pary grzejnej z trzeciego podgrzewacza przepływają do drugiego, gdzie się jeszcze ochładzają, oddając swe ciepło wespół z parą grzejną przepływającemu kondensatowi. W powyższym układzie tylko przez trzeci podgrzewacz przepływa całkowita ilość kondensatu.

Temperatury podgrzania i ilości pary pobieranej ustalają się zależnie od powierzchni ogrzewanej podgrzewaczy. Obliczenie powierzchni ogrzewanej, oparte na wynikach doświadczeń, ma na celu zapewnienie pożądaných, obliczonych zgóry, temperatur i ilości pary.

W podgrzewaczu nie uzyskuje się podgrzania, odpowiadającego całkowitej różnicy temperatury nasycenia  $t_s$  pary grzejnej i temperatury  $t_{w1}$  wchodzącego kondensatu. Temperatura wyjściowa  $t_{w2}$  ustala się zależnie od wielkości podgrzewacza, jest tem bliższa temperaturze  $t_s$ , im większa jest powierzchnia ogrzewana podgrzewacza. Stosunek rzeczywiście uzyskanego podgrzania do teoretycznie możliwego nazywamy współczynnikiem wyzyskania podgrzewacza i oznaczamy go przez  $\delta$ . Otóż

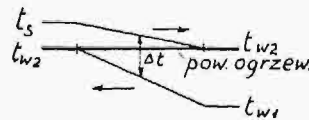
$$\delta = (t_{w2} - t_{w1}) : (t_s - t_{w1}), \text{ albo}$$

$$t_{w2} - t_{w1} = \delta (t_s - t_{w1}), \text{ albo}$$

$$t_{w2} = t_{w1} + \delta (t_s - t_{w1}).$$

Na podstawie ostatniego wzoru obliczamy temperaturę podgrzania, uzyskaną w podgrzewaczu, jeżeli ustalimy wielkość współczynnika  $\delta$ .

Temperatura skroplin pary grzejnej, opuszczających podgrzewacz, jest niższa od temperatury nasycenia, odpowiadającej ciśnieniu pary grzejnej przed podgrzewaczem, i jest bliska temperaturze wychodzącego kondensatu. Różnica temperatury nasycenia i wyjściowej temperatury skroplin odpowiada częściowo różnicy ciśnień ze względu na opory przepływu pomiędzy rurkami, częściowo zaś przechłodzeniu, gdyż spływające skropliny stykają się z najzimniejszym kondensatem. Zakładamy, że temperatura skroplin pary grzejnej jest równa temperaturze wychodzącego kondensatu, czyli temperaturze podgrzania.



Rys. 21. Rozkład temperatur w podgrzewaczu.

Oznaczona jest także na nim średnia różnica temperatur  $\Delta t$ , t. j. różnica między średnią temperaturą pary i skroplin oraz średnią temperaturą kondensatu:

$$\Delta t = \frac{t_s + t_{w2}}{2} - \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = \frac{t_s - t_{w1}}{2}$$

Średnia różnica temperatur  $\Delta t$ , obliczona za pomocą powyższego wzoru, jest wystarczająco dokładna dla wyznaczenia powierzchni ogrzewanej, bez potrzeby stosowania wzorów bardziej ścisłych, znanych z teorii przenikania ciepła.

Powierzchnię ogrzewaną  $H$  m<sup>2</sup> podgrzewacza obliczymy z prostej zależności

$$G (t_{w2} - t_{w1}) = H \cdot k \cdot \Delta t,$$

gdzie  $G$  oznacza ilość kondensatu w kg godz., a  $k$  — współczynnik przenikania ciepła w Kal/m<sup>2</sup> godz.

Po podstawieniu wartości  $\Delta t$ , otrzymamy

$$H = 2 G (t_{w2} - t_{w1}) : k (t_s - t_{w1}),$$

a zatem

$$H = 2 \cdot G \cdot \delta : k,$$

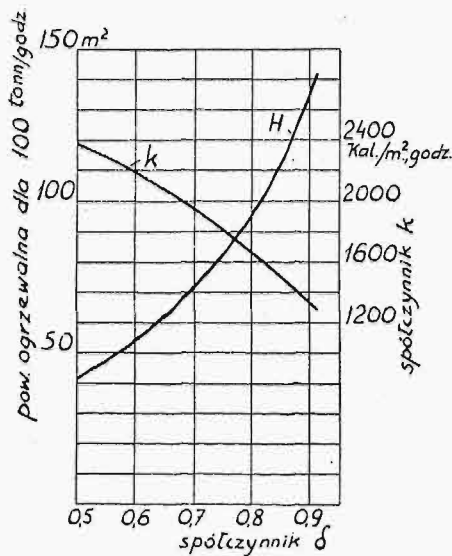
czyli powierzchnia ogrzewana  $H$  jest wprost proporcjonalna do  $\delta$  przy stałym współczynniku  $k$ .

Im większy współczynnik wyzyskania podgrzewacza  $\delta$ , tem większa potrzebna jest powierzchnia ogrzewana, gdyż ze wzrostem  $\delta$  rośnie  $t_{w2}$ , a średnia różnica temperatur maleje. Ze wzrostem temperatury podgrzania rośnie oczywiście uzyskana oszczędność, co jest okupione większym kosztem podgrzewacza. Zapomocą rachunku porównawczego ustalić można ekonomiczną granicę współczynnika  $\delta$  jeszcze powyżej 0,9. Ze względów praktycznych nie idzie się powyżej tej liczby, a często znacznie niżej, do 0,75, szczególnie w podgrzewaczach wysokoprężnych.

Współczynnik przenikania ciepła  $k$  zależy od różnych czynników. Przy wybranym na podstawie doświadczeń materiale rurek i odpowiedniej grubości ścianek, zależy przedewszystkiem od szybkości pary, przepływającej między rurkami (rośnie w przybliżeniu jak pierwiastek kwadratowy), oraz od szybkości kondensatu, płynącego przez rurki (w przybliżeniu rośnie jak pierwiastek sześcienny). Im większe są te szybkości, tem większy

jest współczynnik  $k$ , ale jednocześnie rosną opory przepływu. W podgrzewaczach o małym współczynniku  $\delta$ , czyli małej powierzchni podgrzewania, szybkości pary i kondensatu są większe, zatem współczynnik  $k$  także większy, w podgrzewaczach zaś o dużym współczynniku  $\delta$  — odwrotnie.

Na rys. 22 przedstawione są wartości współczynnika  $k$  wykonanych podgrzewaczy i zarazem wykres powierzchni ogrzewanej  $H$  podgrzewacza dla 100 tonn/godz. kondensatu. Np. dla współczynnika  $\delta = 0,75$  współczynnik  $k = \text{ok. } 1800$ , zaś powierzchnia ogrzewana  $H = 2.100\,000 \cdot 0,75 : 1800 = \text{ok. } 83,5 \text{ m}^2$ . Dla innych ilości kondensatu obliczymy  $H$  proporcjonalnie. Dla małych ilości, począwszy od 10 tonn/godz. w dół, zależność ta nie jest już ważna.



Rys. 22. Współczynnik przenikania ciepła i powierzchnia ogrzewana.

Projektowanie turbiny, a więc obliczenie głównych średnic, ilości stopni i t. p. oraz określenie przewidywanego rozchodu pary, może być wykonane dwojako. Możemy więc obliczyć naprzód turbinę żądanej mocy dla pracy bez pobierania pary do podgrzewania kondensatu i ustalić linię rozprężania pary na wykresie  $i-s$  oraz sprawności wewnętrzne całej turbiny i jej części. Następnie wybieramy wzdłuż linii rozprężania miejsca pobierania pary. Przyjmujemy pewne straty przepływu pomiędzy turbiną a podgrzewaczami i określamy temperatury nasycenia pary grzejnej, odpowiadające ciśnieniom przed podgrzewaczami. Wreszcie, zakładając współczynniki wyzyskania podgrzewaczy oraz pewne straty temperatury pomiędzy podgrzewaczami, obliczamy temperatury kondensatu, wychodzącego z podgrzewaczy.

Obecnie, opierając się na wynikach obliczeń teoretycznych, zakładamy pewną oszczędność  $\epsilon$ , której osiągnięcia możemy się w danych warunkach spodziewać. Na podstawie tej oszczędności obliczymy prawdopodobny rozchód pary. Jeżeli rozchód pary przy pracy bez podgrzewania wynosił  $G_b$ , wówczas przy pracy z podgrzewaniem wyniesie

$$G = G_b (i - t_0) (1 - \epsilon) ; (i - t),$$

jeśli  $t$  oznacza temperaturę podgrzewania.

Opierając się na przyjętym układzie podgrzewaczy, obliczamy ilości pary pobieranej z turbiny. A więc np., według rys. 20, możemy napisać (pominając spadki temperatur pomiędzy podgrzewaczami):

$$G_3 (i_3 - t_3) = G (t_3 - t_2),$$

$$G_2 (i_2 - t_2) + G_3 (t_3 - t_2) = (G_0 + G_1) (t_2 - t_1),$$

$$G_1 (i_1 - t_1) = (G_0 + G_1) (t_1 - t_0'),$$

$$G_1 (t_1 - t_0') = G_0 (t_0' - t_0).$$

Zamiast równania czwartego i trzeciego możemy napisać wprost

$$G_1 (i_1 - t_1) = G_0 (t_1 - t_0).$$

Z powyższych zależności obliczymy  $G_1, G_2, G_3, G_0$ . Korzystając ze sprawności wewnętrznych, obliczonych poprzednio, zakładając, że nie zmienia się one przy pracy turbiny z podgrzewaniem kondensatu, wyznaczamy moc wewnętrzną każdej z tych ilości pary, moc wewnętrzną całkowitą, wreszcie moc na sprzęgle i moc na zaciskach. Jeżeli nie wynosi tyle, co moc potrzebna, obliczenie poprawiamy. Jeżeli chodzi wyłącznie o wyznaczenie jednostkowego rozchodu pary, poprzestajemy na obliczeniu, jeżeli moc otrzymana niewiele się różni od potrzebnej.

Zamiast powyższego możemy użyć innego sposobu, a więc, opierając się na znanej sprawności turbin wykonanych oraz na pewnym założeniu co do osiągalnej oszczędności, przyjmujemy zgóry prawdopodobny rozchód pary przy pracy z podgrzewaniem kondensatu i turbinę obliczamy dla tego rozchodu pary. W obliczeniu takim otrzymujemy sprawności lepsze niż poprzednio, ze względu na większą ilość pary w części wysokoprężnej i mniejszą w części niskoprężnej.

Przy dokładniejszych obliczeniach uwzględniamy odwodnienie w kadłubie niskoprężnym. Jeżeli oznaczymy przez  $x_1$  wilgotność pary początkową, przez  $x_2$  końcową po odwodnieniu, przez  $G$  ilość pary przed odwodnieniem, wówczas stratę ilościową z powodu odwodnienia obliczamy z zależności

$$G_w = (1 - x_1) G - (1 - x_2) (G - G_w),$$

stąd

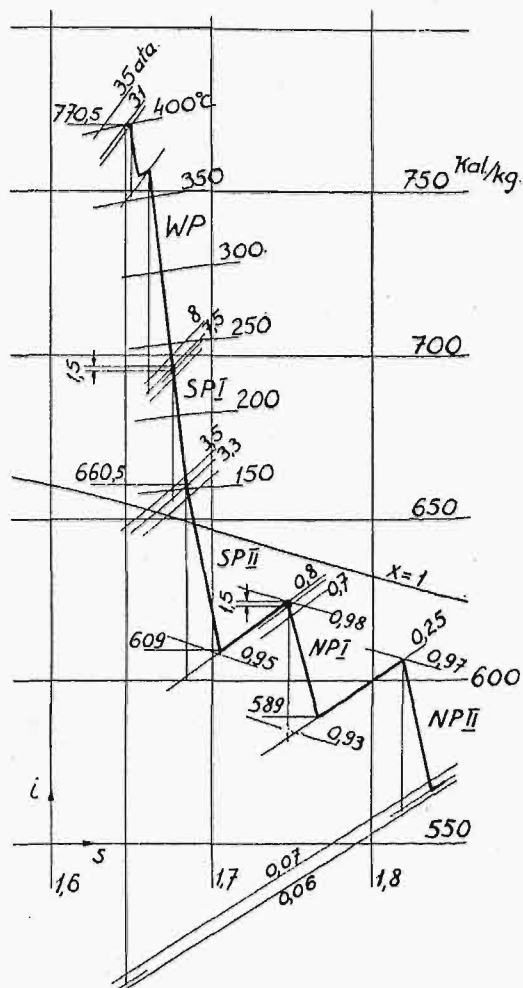
$$G_w = G (1 - x_1 : x_2).$$

Ta ilość wody odpływa z turbiny i nie bierze udziału w dalszej pracy; przechodzi wraz z parą pobieraną do podgrzewaczy i dostaje się wprost do kondensatu. Jest to więc waga, wytracona z obiegu. Możemy jej w dalszym rachunku wcale nie brać pod uwagę, przyjmując zawartość ciepła pary grzejnej  $i$ , jak gdyby odwodnienia nie było. Przy obliczeniu ilości pary pobieranej z kadłuba niskoprężnego należy tę martwą wagę uwzględnić.

Dla ilustracji przytoczymy kilka szczegółów, dotyczących obliczenia nowoczesnej turbiny trzykadłubowej z trzystopniowym podgrzewaniem kondensatu, o mocy ekonomicznej 20 000 kW (na za-



ciskach generatora), dla pary dolotowej 31 at abs. 400°C i normalnego przeciwcisnienia w skraplaczu 0,07 at abs. (przy pracy bez podgrzewania kondensatu). Konstrukcję podobnej turbiny, którą opisaliśmy poprzednio, wskazuje rys. 9. Linja rozprężania pary przedstawiona jest w wykresie  $i-s$  na rys. 23. Normalne ciśnienie za kadłubem wysokoprężnym wynosi 7,5 at abs., na początku kadłuba średnioprężnego 7,35, u wylotu 0,8, na początku niskoprężnego 0,77, wreszcie przeciwcisnienie w skraplaczu 0,063 at abs.



Rys. 23. Wykres  $i-s$  dla turbiny trójkadłubowej.

Cisnienia pary pobieranej wynoszą 0,25 — 0,8 — 3,3 at abs., odpowiednie zawartości ciepła 589 — 609 — 660,5 Kal/kg, temperatura kondensatu 35° C. Po uwzględnieniu strat przepływu pary do podgrzewaczy i założeniu współczynników wyzyskania  $\delta = 0,9 - 0,87 - 0,85$  dla pierwszego, drugiego, wreszcie trzeciego podgrzewacza, otrzymamy temperatury kondensatu za podgrzewaczami ok. 60 — 85 — 125° C.

Przyjęty zgóry rozchód pary przy pracy z podgrzewaniem kondensatu wynosi 4,37 kg/kWh albo 4,37 · 20000 = 87400 kg/godz. = 24,3 kg/sek.

Niżej umieszczamy w zestawieniu ilości pary pracującej, spadki zawartości ciepła adiabatyyczne, sprawności wewnętrzne, spadki wewnętrzne, wreszcie moce wewnętrzne w jej różnych częściach.

Część turbiny	G kg/sek	$H_0$ Kal/kg	$\gamma_{it}$ %	$H_i$ Kal/kg	$L_i$ kW
WP akcyjna	24,3	20,5	64	13,1	1 330
WP reakcyjna	23,9	68,0	88	59,8	5 975
SP I	23,6	39,0	89	34,7	3 425
SP II	21,8	58,5	87	50,9	4 640
NP I	20,85	40,5	84	34,0	2 965
NP II	19,25	46,5	78,5	36,5	2 935

Suma mocy wewnętrznych wynosi 21270 kW. Odliczając ok. 1,25%, t. j. 270 kW, na straty mechaniczne, otrzymamy moc na sprzęgle ok. 21000 kW. Uwzględniając sprawność elektryczną 95,4% (przy współczynniku mocy 0,8), otrzymamy moc na zaciskach ok. 20000 kW.

Przy obliczaniu ilości pary wzięliśmy wyżej pod uwagę straty w dławnicach pomiędzy częścią akcyjną kadłuba wysokoprężnego i pomiędzy kadłubami wysoko i średnioprężnym oraz straty na odwodnienie w pierwszym i drugim miejscu pobierania pary. Przyjęliśmy, że przed wlotem do kadłuba niskoprężnego para jest odwodniona do  $x = 0,98$ , zaś za pierwszym miejscem pobierania do  $x = 0,97$ .

Z zestawienia powyższego możemy jeszcze wyciągnąć ciekawe wnioski. Sumując spadki wewnętrzne zawartości ciepła otrzymamy  $\Sigma H_i = 229$  Kal/kg. Ponieważ spadek adiabatyyczny od stanu pary dolotowej 31 at abs., 400° C, do przeciwcisnienia 0,063 at abs. wynosi  $H_0 = 263,5$  Kal/kg, przeto sumaryczna sprawność wewnętrzna

$$\gamma_{it} = 229 : 263,5 = 87\%.$$

Sumując spadki adiabatyyczne zawartości ciepła, otrzymamy  $\Sigma H_0 = 273$  Kal/kg, zaś razem ze stratami spadku pomiędzy kadłubami

$$R \cdot H_0 = 273 + 3 = 276 \text{ Kal/kg},$$

gdzie  $R$  oznacza sumaryczny współczynnik odzyskania ciepła. Otóż  $R = 276 : 263,5 = \text{ok. } 1,045$ .

Jednostkowy rozchód ciepła w powyższej turbinie wynosi 4,37. (770,5 — 125) = 2820 Kal/kWh. Przy pracy bez podgrzewania kondensatu, rozchód pary turbiny tejże wielkości będzie 4,11 kg/kWh, zaś rozchód ciepła 4,11. (770,5 — 35) = 3025 Kal/kWh. Przez podgrzewanie kondensatu uzyskamy zatem oszczędność

$$(3025 - 2820) : 3025 = \text{ok. } 6,8\%.$$

### Rachunek rentowności.

Przy obliczaniu zysku, osiągniętego przez wprowadzenie regeneracji, należy oprócz cyfrowej oszczędności w rozchodzie ciepła, stwierdzonej np. podczas pomiarów, wziąć jeszcze oczywiście pod uwagę różne czynniki, a więc powiększenie kosztu instalacji, współczynnik wyzyskania, zarówno pod względem obciążenia, jak i czasu pracy, straty, spowodowane przerwami w ruchu instalacji podgrzewającej, i t. p.

Zwrócimy przedewszystkiem uwagę na straty w rozchodzie pary z powodu przerw w ruchu. Straty te są dwójakiego rodzaju. Przez turbinę, obli-



czoną dla pracy z podgrzewaniem kondensatu, przechodzą podczas pracy bez podgrzewania znacznie mniejsze ilości pary w części wysokoprężnej, a większe w części niskoprężnej. Ponieważ przekroje turbiny są do tego nieprzystosowane, powoduje to dodatkowe straty przepływu. Oprócz tego, organy wlotowe regulacyjne, otwierające się całkowicie przy normalnej ilości pary, a więc przy pełnym obciążeniu i pobieraniu pary, przymkną się ze zmniejszeniem ilości pary dółotowej, powodując jej dławienie. Obydwie te przyczyny powodują, że turbina posiada wtedy większy rozchód pary niż zwykła turbina bez regeneracji.

Strata pierwszego rodzaju wynosi przy pełnym obciążeniu ok. 0,8% dla turbin z podgrzewaniem dwustopniowym, zaś ok. 1,2% — z trzystopniowym; drugiego zaś rodzaju ok. 0,5 do 1,5%, zależnie od ilości podgrzewaczy.

Podstawą rachunku jest zestawienie oszczędności osiągniętej przez zastosowanie podgrzewania z powiększeniem kosztu instalacji. Dla porównania różnych wypadków, spotykanych w prakty-

chód ciepła wynosi 3420 Kal/kWh, rozchód węgla 3420 : 6500 · 0,98 · 0,80 · 0,94 = 0,715 kg kWh, zatem 0,715 · 8000 = 5720 kg/godz., co kosztuje ok. 172 zł/godz.

Stratę na węglu, spowodowaną przez wyłączenie z ruchu urządzenia podgrzewającego, przyjęliśmy 1,5% dla turbiny z podgrzewaniem dwustopniowym, a 2,5% — z trzystopniowym.

Na podstawie podanej tabeli liczbowej, nasuwają się niektóre uwagi. A więc widzimy przede wszystkim, że w turbinie dwukadłubowej z podgrzewaniem dwustopniowym temperatura podgrzania jest wyższa, niż w turbinie trzykadłubowej z podgrzewaniem trzystopniowym. Wynika to oczywiście z odmiennego rozkładu miejsc pobierania pary, związanego ściśle z konstrukcją turbiny. W turbinie trzykadłubowej z podgrzewaniem dwustopniowym temperatura podgrzania jest stała, niezależnie od ciśnienia początkowego, gdyż stałość ciśnień w kadłubie niskoprężnym jest cechą tych turbin, o czym poprzednio mówiliśmy. Z tego względu również wzrost oszczędności przy

TABELA LICZBOWA

Liczba kadłubów . . . . .	2	2	3	3	3	3
Ciśnienie pary dółotowej, at abs . .	16	31	16	31	16	31
Temperatura pary dółotowej, °C . .	350	400	350	400	350	400
Moc ekonomiczna, kW . . . . .	8 000	8 000	20 000	20 000	20 000	20 000
Liczba stopni podgrzewania . . . . .	2	2	2	2	3	3
Rozchód pary kg/kW w turbinie bez podgrzewania . . . . .	4,78	4,23	4,68	4,11	4,68	4,11
Rozchód ciepła w turbinie bez podgrzewania Kal/kWh . . . . .	3 420	3 110	3 345	3 025	3 345	3 025
Koszt węgla zł./godz. . . . .	172	156	420	380	420	380
Temperatura podgrzania ok., °C . .	125	135	90	90	115	125
Oszczędność, % . . . . .	4,5	5,5	4,9	5,1	6,0	6,8
Oszczędność na węglu, zł./godz. . .	7,75	8,60	20,60	19,40	25,20	25,80
Powiększenie ceny całej instalacji, %	6	5,3	4,7	4,5	6,2	5,8
Orientacyjna cena urządzenia podgrzewającego, zł. . . . .	50 000	45 000	85 000	80 000	110 000	100 000
Strata na węglu przy nieczynnym podgrzewaniu, zł./godz. . . . .	2,60	2,35	6,30	5,70	10,50	9,50
Ilość godzin ruchu, pokrywająca cenę urządzenia . . . . .	6 450	5 230	4 120	4 120	4 370	3 880

ce, podajemy niżej takie zestawienie, wykonane dla kilku przykładów. Wzięliśmy w tem zestawieniu pod uwagę turbinę dwukadłubową i trzykadłubową, stan pary dółotowej 16 at abs., 350° C, oraz 31 at abs., 400° C, wreszcie podgrzewanie dwustopniowe i trzystopniowe. Jako normalne przeciwcisnienie w skraplaczu, przyjęliśmy wszędzie 0,07 at abs. Moce wymienione: 8000 kW dla turbiny dwukadłubowej i 20 000 kW dla trzykadłubowej odpowiadają obciążeniu ekonomicznemu turbin, które są przeciążalne o 25%. Dla turbin dwukadłubowych przyjęliśmy podgrzewanie wyłącznie dwustopniowe, zaś dla trzykadłubowych — dwu i trzystopniowe.

Koszt węgla za godzinę ruchu turbiny pod obciążeniem ekonomicznym obliczyliśmy, przyjmując wartość opałową węgla 6500 Kal/kg, sprawność instalacji kotłowej 80%, straty w rurociągach 2%, straty na napęd maszyn pomocniczych 6%, wreszcie cenę węgla na miejscu w siłowni 30 zł. za tonnę. Np. dla wypadku pierwszego roz-

przejściu do wyższych ciśnień jest tu także nieznacznym.

Co do cen, zauważymy, że przy wyższych ciśnieniach koszt urządzenia podgrzewającego w stosunku do kosztu turbiny zmniejsza się, gdyż wielkość podgrzewaczy, a zatem i cena, zależy przede wszystkim od ilości kondensatu, zmniejszającej się ze wzrostem ciśnienia. Stosowanie więc podgrzania przy wyższych ciśnieniach daje większe korzyści nie tylko ze względu na większą oszczędność na węglu, ale także mniejsze koszty urządzenia podgrzewającego.

Wreszcie co do strat przy urządzeniu zainstalowanym, lecz wyłączonym z ruchu, zauważymy, że, nie biorąc pod uwagę kosztu kapitału, obsługi i napraw, straty powyższe wyrównują osiągnięte oszczędności, jeśli w urządzeniu z podgrzewaniem trzystopniowym stosunek ilości godzin nieczynnych do czynnych wyniesie ok. 2,5 : 1. Przy uwzględnieniu kosztów dodatkowych, stosunek ten może się znacznie pogorszyć.

### Uwagi ogólne.

Przedstawiliśmy w powyższych wywodach sprawę zastosowania regeneracji ciepła w turbinach parowych przez użycie pary pobieranej do podgrzewania kondensatu, wyjaśniając obszernie teoretyczne i praktyczne właściwości regeneracji. Zakończymy kilkoma uwagami ogólnymi.

Zastosowanie obiegu z regeneracją w instalacji parowej, ze względu na swe liczne i wielostronne zalety, jest koniecznością w nowoczesnej siłowni. Układ konstrukcyjny urządzenia i zespołu go z silnikiem cechuje się prostotą i nie następcza trudności w budowie i w ruchu. Szereg wykonań istniejących potwierdził w zupełności przewidywania i obliczenia teoretyczne, dając podstawę do dalszego rozwoju i udoskonalenia. Jeżeli stosowanie regeneracji nie jest jeszcze powszechne, nawet w instalacjach nowobudowanych, tłumaczy się to trudnościami, spotykanymi w innej dziedzinie. A więc warunkiem zastosowania regeneracji jest możliwość zachowania dobrej sprawności kotła przez użycie spalin kotłowych do podgrzewania powietrza. Podgrzewanie kondensatu parą pobieraną bez jednoczesnego chłodzenia spalin może nie tylko nie powiększyć ogólnej sprawności, ale ją zmniejszyć. Wprowadzenie zaś podgrzewania powietrza wymaga znacznych zmian w konstrukcji kotłów i paleniska, co jest przeszkodą w powszechnym stosowaniu regeneracji, zwłaszcza w mniejszych instalacjach.

Przeszkodę tę można częściowo usunąć, łącząc podgrzewanie parowe ze spalinowym. Sposób ten da się zastosować do modernizowania starych instalacji. A więc przed podgrzewaczem spalinowym ustawia się podgrzewacze parowe do ogrzewania kondensatu zapomocą pary pobieranej z turbiny do temperatury np. ok. 80° C, z którą kondensat wchodzi dopiero do podgrzewacza spalinowego. W ten sposób chroni się ten podgrzewacz przed rośnięciem się, t. j. t. zw. „poceniem się” rur, zachowując stary sposób chłodzenia spalin oraz uzyskując pewne korzyści z wprowadzenia częściowej regeneracji. Również dobre wyniki,

choć połączony z mniejszymi korzyściami, da ustawienie podgrzewaczy parowych za spalinowymi, gdy temperatury spalin nie można już dalej obniżyć.

Przy wprowadzaniu regeneracji zaleca się raczej stosowanie pobierania pary z turbiny głównej, niż ustawianie turbiny dodatkowej, gdyż ten drugi sposób nie posiada tylu zalet, aby się mogły przeciwstawić dwu zasadniczym wadom, które są zwiększony koszt i mniejszy zysk w rozchodzie paliwa.

Co do wyboru ilości podgrzewaczy, niema tu wielkiej swobody. W instalacjach o bardzo dużej mocy na wysokie ciśnienia pary z turbinami trzykadłubowymi zaleca się stosowanie podgrzewania czterostopniowego. Dla mocy średniej wielkości, do ok. 10 000 kW, opanowanych przez turbiny dwukadłubowe, przepisane jest zgóry przez samą konstrukcję podgrzewanie dwustopniowe. Jedynie więc dla turbin trzykadłubowych o mocy do ok. 25 000 kW decyduje się wybór pomiędzy podgrzewaniem dwu — i trzystopniowym. Pierwsze znajduje zastosowanie przy ciśnieniach niskich, przy których trzeci stopień da niewielki zysk, drugie — przy ciśnieniach wyższych.

Zastosowania regeneracji w urządzeniach istniejących niema potrzeby łączyć z koniecznością ustawiania kotłów wysokoprężnych. Wzrost oszczędności uzyskanej ze wzrostem ciśnienia ujawnia się w znacznie większym stopniu rzeczywiście dopiero przy wysokich ciśnieniach, ale nawet przy najniższych w starych instalacjach da regeneracja już widoczne korzyści. Wprowadzenie regeneracji do istniejącego urządzenia nie napotyka ze strony turbiny na przeszkody. Turbiny niektórych fabryk są wykonywane dla wszelkich mocy zgóry w sposób, umożliwiający najmniej dwustopniowe pobieranie pary, przez odpowiednie ukształtowanie kadłubów i pozostawienie nasad rezerwowych.

Przed zdecydowaniem wyrobu urządzenia podgrzewającego, należy wykonać rachunek rentowności, który, mimo iż zawsze wykazuje korzyści urządzenia, da jednak pewniejsze podstawy do decyzji.

## Krzemocement chęciński i jego zastosowanie.

*Napisał Inż. W. Bądryński.*

Ostatnie lata przyniosły w dziedzinie tworzyw hydraulicznych setki nowych pomysłów, dzięki którym liczba różnych wytwarzanych obecnie materiałów hydraulicznych wzrosła niepomiernie.

Przodują w tym kierunku Niemcy i Francja, które, pominiawszy surowce zasadnicze, t. j. wapieniak, margiel i glinę, posiadają do dyspozycji bardzo urozmaicone surowce uzupełniające, jak glinki, boksyty, puzzolany, żużel wielkopiecowy, skały wulkaniczne i t. d.

Światowy rozwój budownictwa stawia coraz większe wymagania materiałom budowlanym, a w pierwszym rzędzie cementom. Ogromny wzrost

produkcji i zużycia portland-cementu w ostatnich dwudziestu latach i rosnące wciąż wymiary wznoszonych budowli pociągnęły za sobą dążenie do wzmocnienia wytrzymałości i ulepszenia własności tegoż cementu. Prace idą tutaj w kierunku zwiększenia wytrzymałości mechanicznej z jednej strony oraz uodpornienia na wpływy atmosferyczne i specjalne z drugiej.

Wpływy specjalne mają szczególne znaczenie, jeżeli chodzi o beton narażony na działanie wody morskiej lub rzecznej, wód ściekowych i t. p. Woda morska, niektóre wody ściekowe, a czasem i woda rzeczna zawierają pewne niewielkie

ilości rozpuszczonych siarczanów, które powodują wytrącanie gipsu w betonach, co pociąga za sobą rozsadzanie betonów, połączone z powstawaniem rys i pęknięć. Każda zaś woda wyciąga z zaprawy lub ze świeżego betonu wodorotlenek wapnia, który jest w wodzie dość dobrze rozpuszczalny.

W ostatnich latach przy rozbudowie portów w Niemczech zabezpieczano powierzchnie betonu narażone na zetknięcie z wodą morską przez pociąganie ich lakierem smołowym, jak również przez izolowanie poszczególnych bloków betonu od siebie przy pomocy warstwy bitumicznej. Sposób ten jednak jest dosyć kosztowny ze względu na duże zużycie smoły na chropowatą powierzchnię. Jest to zresztą tylko powierzchowne zabezpieczenie przed szkodliwym działaniem wód i ich składników.

Racjonalniej byłoby zwiększyć odporność cementu, uzupełniając go przez dokładne wewnętrzne zmieszanie z takim materiałem, któryby utrudniał wymieniony proces łągowania wapna z cementu, lub strącania w nim gipsu.

Cement portlandzki ma charakter zasadowy, gdyż stosunek  $\text{CaO}:\text{SiO}_2$  wynosi ok. 3, wszystkie więc dodatki, zawierające te same składniki, co i cement portlandzki, ale w innym stosunku, mianowicie z przewagą składników kwaśnych, a więc krzemionki, będą się przyczyniały do silniejszego wiązania tlenku wapnia, utrudniając w ten sposób jego łągowanie przez wodę z zapraw i betonów; równocześnie zmniejszy się także możliwość tworzenia się rozsadzającego gipsu pod działaniem wód zawierających siarczany.

Stosowane są najrozmaitsze takie kwaśne dodatki, jak żużel wielkopiecowy, mielony piaskowiec, mączka z cegły palonej, tufy wulkaniczne i t. p., które dodaje się przy mieleniu klinkieru na cement portlandzki. Wszystkie tego rodzaju dodatki nie posiadają jednak same własności hydraulicznych, ani wiążących, albo też posiadają je w stopniu bardzo nieznacznym, i skutkiem tego powodują obniżenie wytrzymałości cementu i zaprawy, którego można uniknąć, gdyby ten materiał uzupełniający posiadał własność wiązania, t. j. szybkiego twardnienia pod wodą.

Doświadczenia prowadzone od roku 1926 przez Joachima Hempla przy współudziale inż. F. Tyszowieckiego i autora niniejszego artykułu pozwoliły w roku 1927 zgłosić do patentu na nazwisko J. Hempla właśnie nowy rodzaj cementu, otrzymywany z surowca krajowego, a nazwany w patencie polskim „krzemocementem” w niemieckim zaś zgłoszeniu: „Kieselzement”.

Patent polski (Nr. 12079 kl. 80B<sub>31</sub>, pierwszeństwo zgłoszenia z dnia 1 października 1927 r.), zawiera nast. zastrzeżenia patentowe:

1. Cement o wysokiej zawartości czynnego kwasu krzemowego, wypalany w temperaturze spiekania, zniemienny tem, że składa się z 60—70%  $\text{SiO}_2$ , 25—30%  $\text{CaO}$  oraz 4—5%  $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Fe}_2\text{O}_3$ .
2. Mieszanina cementowa, a zwłaszcza do wyrobu betonu o wysokiej wytrzymałości

i wielkiej odporności na działanie wody morskiej oraz kwasów, zniemienna tem, że składa się ze zwykłego cementu portlandzkiego z dodatkiem 20—30% cementu krzemowego według zastrz. 1.

W związku ze staraniem o patent niemiecki na „krzemocement”, autorzy spotkali się ze sprzeciwem ze strony znanego fachowca cementownictwa d-ra R. Grüna z Düsseldorfu, którego główny zarzut polegał na podobieństwie składu chemicznego krzemocementu i żużla wielkopiecowego oraz na jednoczesnym braku wszelkich własności hydraulicznych u żużla, co według niego przesądzało o własnościach hydraulicznych krzemocementu.

W istocie atoli, choć krzemocement zawiera więcej krzemionki, niż żużel wielkopiecowy, jest jednak między nimi zasadnicza różnica w sposobie i warunkach powstawania, a w szczególności w temperaturze procesów, której wpływ decyduje o tem, czy krzemionka zawarta w produkcie będzie skłonna do wiązania tlenków wapnia i glinu, czy też nie. Gdyby krzemocement był wypalany w tej temperaturze, jaka panuje w wielkim piecu, uległby zupełnemu stopieniu, tak jak i żużel, przyczem straciłby zupełnie własności hydrauliczne, które posiada po wypaleniu w odpowiedniej temperaturze, przy której się go otrzymuje.

To też, po otrzymaniu ze strony polskiej obszernych wyjaśnień, wykazujących bezpodstawność zarzutów, dr. Grün sam swój protest wycofał. W ten sposób niemiecki urząd patentowy udzielił patentu po wszechstronnem zbadaniu sprawy. Równocześnie opatentowano krzemocement również w Belgji (Nr. 288404) i we Francji (Nr. 686455).

Krzemocement otrzymuje się z odmiany wapieniaka, bogatego w krzemionkę, pochodzącego z okresu jurajskiego, którego obfite złoża znajdują się w kamieniołomach w miejscowości Chęciny pod Kielcami. Surowiec ten wypala się w odpowiednio wysokiej temperaturze. Materiał wypalony nie zawiera wolnego wapna, to też nie gasi się przez wodę, lecz musi być zmielony dokładnie w młynach kulowych i rurowych, podobnie jak cement portlandzki, poczem pewien czas magazynuje się w silosach, z których pakuje się gotowy cement.

Krzemocement jest barwy kremowo-bronzowej, ciężar 1 litra luźno usypanego wynosi 0,960 kg, wstrząsanego 1,360 kg; czas wiązania: początek po 4 godzinach, koniec po 14-tu. Dodatek wody do zaprawy normalnej wynosi 34,7%.

Sam krzemocement z piaskiem w stosunku 1:3, zarobiony odpowiednią ilością wody, tworzy dobrą zaprawę murarską. Tynki z krzemocementu są nadzwyczaj trwałe, kolorem zaś przypominają sztuczne zaprawy w rodzaju bronzowych lub różowawych terrazytów.

Cyfry wyżej podane zostały zaczerpnięte z badań nad krzemocementem, przeprowadzonych w „Chemisches Laboratorium für Tonindustrie” przez d-ra H. Saegèr'a i K. Kramer'a w Berlinie.



Biorąc pod uwagę wysoką zawartość chemicznie aktywnej krzemionki w krzemocemencie, można było zgóry przypuszczać, że będzie on stanowił dobre uzupełnienie do cementu portlandzkiego. Hipoteza powyższa nie tylko sprawdziła się, ale wyniki przeszły nawet oczekiwania. Badania wykonane w Tonindustriellaboratorium polegały na sporządzaniu próbek z samego cementu portlandzkiego oraz z mieszanin jego z krzemocementem, z wzrastającą zawartością tego ostatniego. Próbki przechowywane w jednej i tej samej wodzie morskiej poddano następnie zbadaniu wytrzymałości na rozerwanie i zgniatanie po 28, 90, 180, i 280 dniach.

Początkowo cement portlandzki wykazuje większe wytrzymałości, niż jego mieszaniny z krzemocementem, jednakże już po 180 dniach przechowywania w wodzie morskiej mieszaniny cementu portlandzkiego z krzemocementem zaczynają znacznie przewyższać cement portlandzki wytrzymałością.

I tak: wytrzymałość na zgniatanie po 180 dniach przechowania próbek w wodzie morskiej wynosi:

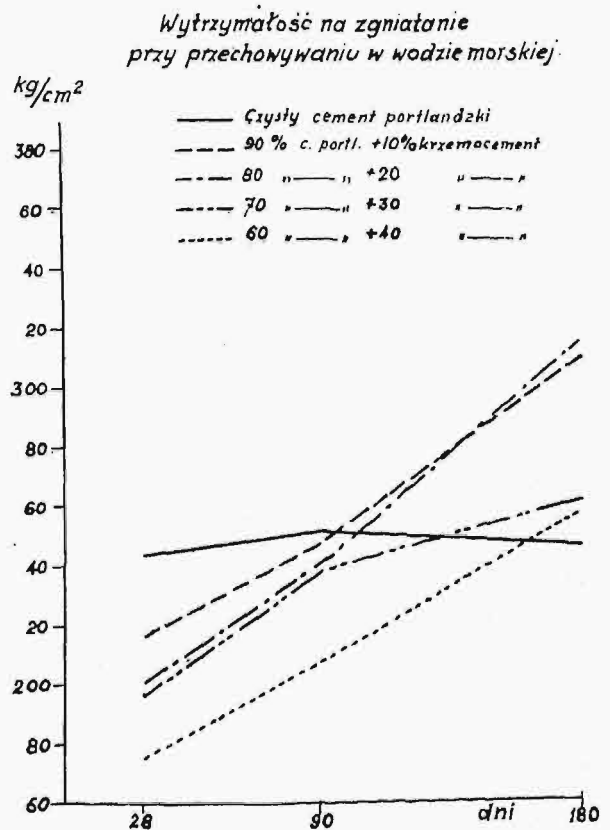
A. Czystego cementu portlandzkiego	252 kg/cm <sup>2</sup>
	245 "
	255 "
	251 "
	243 "
średnio	249,2 kg/cm <sup>2</sup>
B. 90% cementu portlandzkiego oraz 10% krzemocementu	303 kg/cm <sup>2</sup>
	319 "
	292 "
	317 "
	324 "
średnio	311,0 kg/cm <sup>2</sup>
C. 80% cementu portlandzkiego i 20% krzemocementu	321 kg/cm <sup>2</sup>
	316 "
	306 "
	326 "
	313 "
średnio	316,4 kg/cm <sup>2</sup>

Załączony wykres wykazuje wzrost wytrzymałości na zgniatanie w funkcji czasu. Widać z niego, jak krzywa czystego portland-cementu, początkowo szybko biegnąca w górę, później — na skutek działania wody morskiej i jej składników — zaczyna powoli obniżać się, gdy tymczasem krzywe mieszanin cementu portlandzkiego z krzemocementem przecinają tę ostatnią, zdążając szybciej w górę.

Krzemocement stanowi więc pożądane uzupełnienie cementu portlandzkiego, gdyż otrzymany cement mieszany osiąga większe wytrzymałości, niż sam cement portlandzki, szczególnie w wodzie morskiej. Jak już wspomniano, woda morska wywiera specjalny wpływ na beton z cementu portlandzkiego, powodując powstawanie gipsu z wolnego wapna zawartego w cemencie, co pociąga za sobą osłabienie, a często i pękanie betonów.

Tymczasem w mieszaninie krzemocementu z cementem portlandzkim niema już wolnego wapna, gdyż zostaje ono skutecznie związane przez chemicznie czynną krzemionkę krzemocementu, skutkiem czego nie reaguje już z siarczanami, zawartymi w wodzie morskiej.

Temu też faktowi zawdzięcza ten nowy cement mieszany swój stały wzrost wytrzymałości z biegiem czasu przy ciągłym działaniu wody morskiej, podczas gdy wytrzymałość cementu portlandzkiego w tych samych warunkach, za-



Rys. 1.

miast rosnać, zaczyna po pewnym okresie początkowego wzrostu maleć.

Mieszanina 80% cementu portlandzkiego plus 20% krzemocementu, po 180 dniach w wodzie morskiej, posiada wytrzymałość na zgniatanie blisko o 30% większą, niż sam cement portlandzki.

Ten nowy rodzaj cementu, otrzymany przez zmieszanie cementu portlandzkiego z krzemocementem, nadaje się specjalnie do wykonywania wodnych robót betonowych, a zwłaszcza do robót morskich.

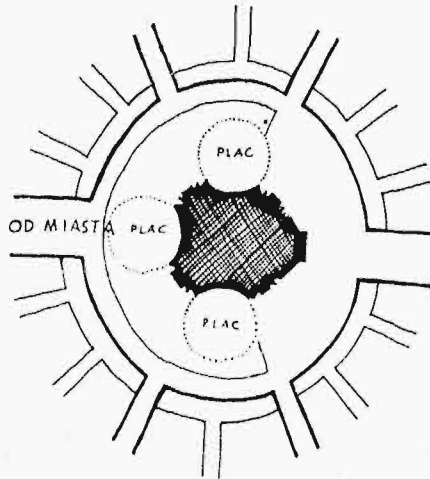
Krzemocement przeszedł już okres próbny i jest od kilku lat wytwarzany na szerszą skalę w kraju, w zakładach przemysłowych „Chęciny” S. A. w woj. Kieleckiem.

# Świątynia Opatrzności w Warszawie.

## Wynik konkursu architektonicznego.

Napisał Inżynier arch. St. Sienicki.

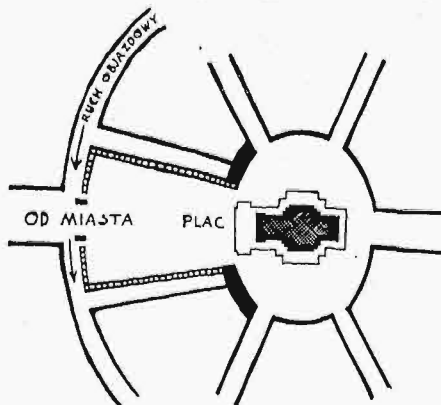
**W** dniu 3 maja został rozstrzygnięty konkurs na projekt szkicowy świątyni pod wezwaniem „Opatrzności Bożej”. Konkurs zapoczątkował wypełnienie ślubu uczynionego przez Sejm Czteroletni — ufundowania kosztem Państwa i składek publicznych — świątyni reprezentacyjnej Narodu Polskiego — miejsca uroczystości i miejsca spoczynku zasłużonych.



Rys. 1. Plan sytuacyjny według projektu (nagr.) arch. Witkiewicza.

Jako świątynia fundowana przez Naród — winna być idealnym tworem plastycznym, najdoskonalszym, na jaki może się Naród zdobyć. Poszukiwanie tej idealnej formy rozpoczęto drogą ogłoszenia konkursu publicznego, dostępnego dla ogółu polskich architektów.

Program konkursu polecał rozstrzygnąć dwie zasadnicze idee — rozwiązania urbanistycznego, t. j. usytuowania świątyni i placów z nią związa-



Rys. 2. Plan sytuacyjny według projektu (nagr.) arch. Mączyńskiego (nagr.).

nych w danym punkcie miasta, i ukształtowania architektonicznego samej świątyni. Złożony program sytuacyjny i architektoniczny dały w wyniku wielką różnorodność prac, które podkreśliły rozbieżność zapatrywań architektów zarówno w

zagadnieniu urbanistycznym, jak i architektonicznym.

Z chwilą rozstrzygnięcia konkursu, plan jego podlega ocenie ogółu, który się interesuje przede wszystkim, jaka praca może być przeznaczona do realizacji, i nas, techników, dla których nie tylko wybór jednej pracy, ale i myśl twórcza architektów zawarta w projektach podlegać winna uwadze i ocenie.

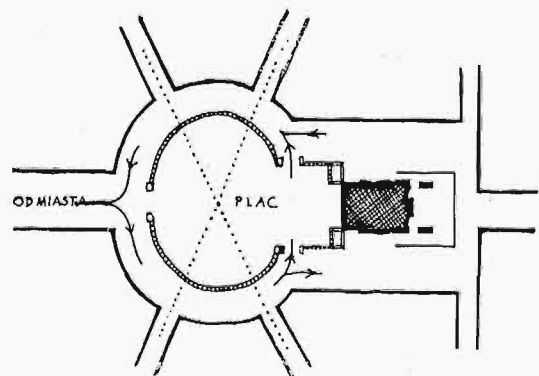
Poniższe uwagi, dotyczące rozwiązania urbanistycznego i architektonicznego świątyni, będą rozpatrywać zarówno prace nagrodzone i wyróżnione, jak i te, które nie zasłużyły na uwagę sądu konkursowego.

Sąd konkursowy z pośród 59 prac nadesłanych nagrodził 3 — arch. Mączyńskiego, arch. Pniewskiego i arch. Witkiewicza, — wyróżnił i zakupił 4 — arch. Kukulskiego i Suzina, arch. Łowińskiego i Tomaszewskiego, arch. Pniewskiego i arch. Tołłoczki, wreszcie obdarzył zaszczytną wzmianką 20 projektów z pośród pozostałych.

Przedewszystkiem omówimy sprawę rozwiązania urbanistycznego.

Plac przeznaczony pod budowę świątyni znajduje się w dzielnicy południowo-zachodniej miasta; stanowi on silny akcent w założeniu regulacyjnym, gdyż jest zakończeniem wielkiej arterji t. zw. „Aleji Sejmowej” i przecięciem dwóch ważnych arterji komunikacyjnych z południową i północną dzielnicą — ulic Uniwersyteckiej i Projektowanej.

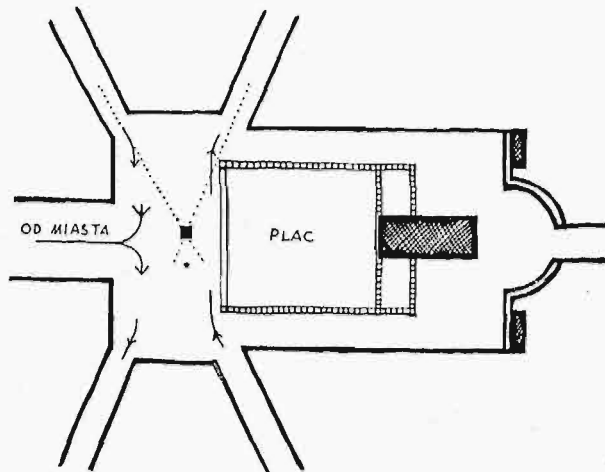
Aleja Sejmowa, której przebieg jest w planie regulacyjnym przewidziane i nietrudne zresztą do zrealizowania, rozpoczyna się przy placu t. zw. „na rozdrożu” — wyregulowanym zbiegu Alei Ujazdowskiej i ulic Szucha i Nowowiejskiej



Rys. 3. Rozwiązanie według projektu (nagr.) arch. Pniewskiego.

— stanowić ma główny reprezentacyjny dojazd do świątyni; natomiast ulice Uniwersytecka i Projektowana — są dojazdami o dużo mniejszym znaczeniu. Ten wylot 6-ciu ulic na placu stanowił wielką trudność w rozwiązaniu sytuacyjnym.

Plac na planie regulacyjnym załączonym do konkursu oznaczony został elipsą i miejsce przecięcia się trzech arteryj — oznaczone krzyżem — zostało określone, jako miejsce przeznaczone na świątynię. Kształt placu nie został jednak uznany za ostateczny i program pozwalał na dowolne jego kształtowanie, tembardziej, że wymaganie utworzenia wielkiego (20 000 m<sup>2</sup>) placu przed świątynią i szeregu placów małych dla wojska, postojów i t. p. i tak formę tę przekreślało. Natomiast określenie miejsca świątyni na przecięciu trzech arteryj dla stworzenia widoków na świątynię — stanowiło dla wielu autorów niepotrzebną dyrek-



Rys. 4. Sytuacja wedł. projektu arch. Kukulskiego i Suzina (wyróżn.)

tywę, z którą zresztą sąd następnie zupełnie się nie liczył.

Usytuowanie bryły świątyni na przecięciu nadawało charakter monumentalny całemu założeniu, dawało zamknięcia nie tylko dla głównej arterji — ul. Sejmowej, ale i dla arterji drugorzędnych; stwarzało jednak duże trudności komunikacyjne: świątynia stała się ośrodkiem ruchu objazdowego. Zresztą arterje drugorzędne otrzymywały zbyt silny akcent, nie w skali do swego znaczenia.

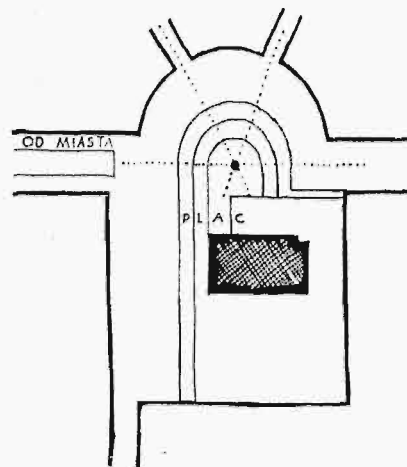
Prawidłowe rozwiązanie sytuacyjne powinno być uwzględnic:

- 1) usytuowanie monumentalne świątyni;
- 2) rozmieszczenie placów przy świątyni i dojazdów funkcjonalnych — dla Prezydenta, duchowieństwa, publiczności i t. p.;
- 3) rozwiązania ruchu ulicznego codziennego i podczas uroczystości.

Sytuację w projektach konkursowych możemy podzielić na cztery zasadnicze rodzaje:

1. Usytuowanie w myśl narzuconej sytuacji na przecięciu arteryj, tem samem na osi Alei Sejmowej.
2. Usytuowanie na osi Alei Sejmowej z przesunięciem w głąb od przecięcia arteryj.
3. Usytuowanie na osi z przesunięciem naprzód, a pozostawieniem przecięcia arteryj poza świątynią.
4. Usytuowanie niesymetryczne t. j. odsunięcie z osi Alei Sejmowej, lub skrócenie osi świątyni.

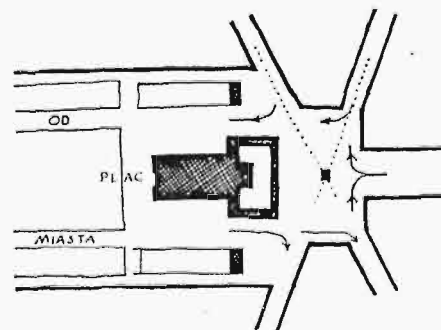
Przykładem pierwszego rodzaju sytuacji są projekty nagrodzone — arch. Witkiewicza (rys. 1) i arch. Mączyńskiego (rys. 2). Projekt arch. Witkiewicza daje usytuowanie monumentalne, pomija natomiast prawidłowy podział placów dla publiczności, postojów i t. p., — place okrągłe złączone ze świątynią są akcentem wyłącznie monumentalnym, bez znaczenia sytuacyjnego. Zupełnie natomiast nie jest rozwiązana sprawa ruchu ulicznego — świątynia staje się ośrodkiem ruchu objazdowego, który specjalnie podczas uroczystości zakłócałby spokój i nie mógłby być prawidłowo ujęty.



Rys. 5. Przykład usytuowania niesymetrycznego (proj. arch. Morawskiego).

Sytuacja arch. Mączyńskiego daje usytuowanie monumentalne, przy poprawnym i funkcjonalnym rozmieszczeniu placów przy świątyni. W celu omięcia świątyni dla ruchu ulicznego, zwłaszcza podczas uroczystości, została zaprojektowana ulica objazdowa, współśrodkowa do placu, która wprowadzie nie rozwiązuje zagadnienia ruchu, ale sam ruch umożliwia.

Przykładem drugiego rodzaju jest projekt nagrodzony arch. Pniewskiego (rys. 3) i wyróżniony arch. Kukulskiego i Suzina (rys. 4).



Rys. 6. Jeden z przykładów innych rozwiązań.

Sytuacja arch. Pniewskiego pozwala na prawidłowe rozwiązanie ruchu ulicznego, który normalnie może być przepuszczony przez plac przed świątynią, jednak podczas uroczystości może być odseparowany. Ujęcie placów przed świątynią parawanem słupów w celu odgródnienia od ruchu



ulicznego — w założeniu wzorowane na klasycznej kolumnadzie św. Piotra — w skali od niego bardzo odbiega; dwa bliskie rzędy słupów nie osiągnęłyby celu odgradzenia i nie nadałyby skali całemu założeniu.

Teoretycznie najbardziej prawidłowa jest sytuacja arch. Kukulskiego i Suzina: prawidłowy ruch uliczny, prawidłowe place, nawet prawidłowo zróżniczkowane akcenty dla ulic; dla arterji głównej — bryła świątyni, dla drugorzędnych — akcent pomnika na ich przecięciu; ale pomimo prawidłowości — może właśnie z jej powodu — sytuacja jest sucha i mało monumentalna.

Przykładem trzeciego rodzaju jest sytuacja proj. Nr. 38 (rys. 6); prawidłowe akcenty monumentalne dla arterji głównej i drugorzędnej są osiągnięte, natomiast rozdział placów na plac dojazdowy główny przed świątynią i plac dojazdowy drugorzędny za świątynią, rozbija sytuację i nie rozwiązuje jej prawidłowo.

Przykładem czwartego rodzaju sytuacji jest projekt arch. Morawskiego (rys. 5). Sytuacja jedna z wielu wśród prac konkursowych o zasadzie niesymetrycznej, które już w samym założeniu są sprzeczne z naczelną zasadą ujęcia monumentalnego sytuacji. Najbardziej prawidłowe rozwiązanie ruchu, usytuowanie placów i t. d. nie może zrównoważyć tego zasadniczego błędu.

Powyższa sytuacja jeszcze najmniej rażąco ilustruje zasadę niesymetryczną — wskutek niepozbawionego wartości wzajemnego sytuowania bryły i placów, odpowiedniego dla mniejszego założenia, natomiast wśród prac innych spotkać można było projekty, których sytuacja była dziwołagiem urbanistycznym, jak skrócenie osi świątyni na wschód, w myśl przestarzałej zasady, dobrej w czasach zupełnej nieznamośności urbanistyki, lub otoczenie świątyni słupami przypominającymi amerykańskie silosy, które, odbierając świątyni, sobie nadawały charakter monumentalny.

(d. n.)

## PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

### BUDOWNICTWO.

#### Żelazo „Isteg” do żelbetu.

Nośność elementów zginanych żelazobetonowych zależy od 4-ech czynników: odporności żelaza na rozciąganie, betonu na ściskanie, całości belki na ścinanie i od związania części żelaznych z betonem.

Najważniejszym z tych czynników jest odporność żelaza na rozciąganie, ograniczona granicą płynności, po której przekroczeniu następuje nagle wydłużenie się prętów, dzięki czemu strefa rozciągana przekroju żelbetowego znacznie się powiększa, a ściskana maleje; naprężenia ścisające skupiają się na małej powierzchni betonu, powodując załamanie się belki.

Ponieważ granica płynności wynosi dla zwykłej stali miękkiej około 2400 kg/cm<sup>2</sup>, a dopuszczalne naprężenie 1200 kg/cm<sup>2</sup>, więc współczynnik bezpieczeństwa w żelazie jest zaledwie 2-krotny, wobec znacznie większego, bo 4-ro lub 5-ciokrotnego współczynnika pewności w betonie na ściskanie.

Wynika stąd, że pożądanym jest stosowanie do belek zginanych uzbrojenia o większej granicy płynności, a więc stali wysokowartościowej, np. St. 48, lub też nawet zwykłej miękkiej stali ze sztucznie podniesioną granicą płynności. Najprostszym sposobem podniesienia granicy płynności, a nawet i wytrzymałości w żelazie polega na wyciąganiu lub skręcaniu pręta na zimno powyżej pierwotnej granicy płynności. Tym sposobem można zwiększyć granicę płynności o 50%, a wytrzymałość o 20%, przyczem zmniejsza się przydłużenie i różnica między wytrzymałością a granicą płynności.

Jednakowoż sposób zwykłego wyciągania lub skręcania prętów nie może mieć zastosowania w żelbecie z następujących powodów:

1) przy zwykłym wyciąganiu wydłużenie pręta nie jest jednakowe na całej jego długości, dzięki czemu obok siebie mogą się znajdować przekroje o różnej, mniej lub więcej podniesionej granicy płynności;

2) przez wyciąganie zmniejsza się pierwotny przekrój pręta, co komplikuje rachunek i obliczenia statyczne;

3) przy skręcaniu zewnętrzne cząstki inaczej się odkształcają niż wewnętrzne — otrzymujemy tworzywo o niejednorodnym przekroju;

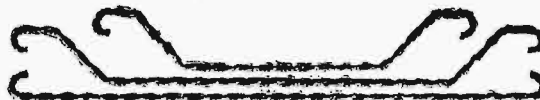
4) pręty wyciągnięte w sposób zwykły nie odróżniają się swym wyglądem od zwykłego żelaza, co może spowodować zamieszanie na budowie.

Wielki krok naprzód w uzbrojeniu żelazobetonu stanowi żelazo z podniesioną granicą płynności systemu „Isteg”, opatentowane w Austrii. Żelazo to pozbawione jest wad wyżej wymienionych.

System „Isteg” polega na następującym: 2 okrągłe pręty ze stali St 37, ułożone obok siebie, zamocowuje się końcami w uchwytych ustawionych na niezmienną odległość: jeden z uchwytów obraca się tak, że pręty owijają się śrubowo dookoła osi środkowej. Przy takim owinięciu wydłużenie prętów jest równomierne na całej długości, a przekrój pozostaje wszędzie ten sam. Wydłużenie prętów określone jest przez skok linii śrubowej.

Cała operacja skręcania i wyciągania wykonywa się na zimno, zazwyczaj zaraz po walcowaniu w hutach.

W politechnice Wiedeńskiej wykonano (według wskazań prof. Saligera) szereg prób z uzbrojeniem Isteg<sup>\*</sup>), a więc badania granicy płynności, wytrzymałości, wydłużenia i współczynnika sprężystości w żelazie; jednocześnie wykonano badania przyczepności, próby zginania belek żelbetowych i stropów systemu „Isteg”.



Rys. 1. Widok prętów skręconych.

Do prób użyto żelaza o średnicy  $d = 7, 12$  i  $20$  mm. Skok zwojów wynosił od  $5d$  do  $20d$ .

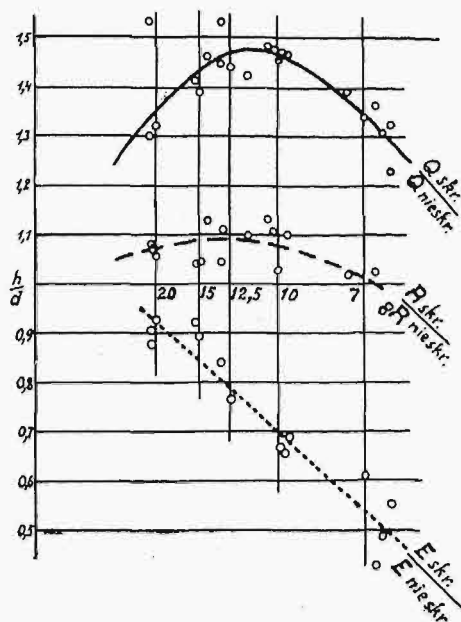
Wyniki prób żelaza uwidocznione są na rys. 2.

Z wykresu tego daje się zauważyć, że granica płynności i wytrzymałość początkowo rosną wraz ze zwiększeniem ilości skręceń, t. j. ze zmniejszeniem skoku, aż do pewnej maksymalnej wartości dla stosunku  $h = 12,5 d$ , przy którym wzrost granicy płynności wynosi średnio 46%, a zwiększenie wytrzymałości — średnio 8%; przy dalszym skręcaniu wartości te maleją. Współczynnik sprężystości maleje w sposób ciągły wraz ze zmniejszeniem skoku; przy  $h = 12,5 d$  spadek wynosi 20%. Zmniejszenie się współczynnika sprężystości daje się objaśnić tem, że zwinięte obok pręty

<sup>\*</sup>) Saliger. Beton u. Eisen, zes. 13, 1928 r.

nie przylegają do siebie ściśle i zaczynają pracować jak jednolity pręt dopiero przy większych naprężeniach.

Ponieważ przyrost granicy płynności jest od 3-ch do 4-ch razy większy od przyrostu wytrzymałości, przeto w prętach skręconych różnica między wytrzymałością a granicą płynności jest mniejsza niż w zwykłym żelazie, a co za tem idzie — maleje również przydłużenie, które dla  $h = 12,5 d$  wynosi od 8 do 14%.



Rys. 2. Badania granicy płynności, wytrzymałości i współczynnika sprężystości żelaza „Isteg”.

$\frac{Q_{skr.}}{Q_{nieskr.}}$	średnia wartość stosunku granicy płynności w prętach skręconych i nieskręconych;
$\frac{R_{skr.}}{R_{nieskr.}}$	średnia wartość stosunku wytrzymałości na rozciąganie w prętach skręconych i nieskręconych;
$\frac{E_{skr.}}{E_{nieskr.}}$	średnia wartość stosunku współczynników sprężystości w prętach skręconych;
$\frac{h}{d}$	— stosunek skoku linii śrubowej do średnicy pręta.

Wartość granicy płynności otrzymana przy powyższych próbach wynosiła od 33 do 40,7 kg/mm<sup>2</sup>, średnio 35,1 kg/mm<sup>2</sup>, była zatem większą niż w stali St 48, dla której ta granica wynosi od 30 do 40 kg/mm<sup>2</sup>. Badania przyczepności do betonu żelaza Isteg, wykonane przez wyciąganie żelaza z kostek i przez zginanie belek, wykazały, że przyczepność żelaza Isteg jest nieznacznie, ale jednak o kilka procent mniejsza niż żelaza zwykłego; przyczyna tego polega na tem, że pręty zwinięte obok działają na beton przy wyciąganiu na sposób klinów.

Przy próbach zginania 12 belek (6 z uzbrojeniem zwykłym, 6 z uzbrojeniem Isteg) załamanie nastąpiło, z wyjątkiem jednej belki, przez przekroczenie granicy płynności uzbrojenia. Próby te wykazały, że nośność belek aż do załamania wzrasta w belkach z uzbrojeniem Isteg prawie dokładnie w tym samym stosunku, w jakim wzrasta granica płynności żelaza, t. j. średnio o 46%.

Na podstawie tych badań, austriackie przepisy dopuszczają w żelazie „Isteg” naprężenie 1700 kg/cm<sup>2</sup> (dla stali St. 37 naprężenie dopuszczalne wynosi 1200 kg/cm<sup>2</sup>); dzięki tak wysokiemu przyjętemu naprężeniu, zaoszczędza się około 30% ilości żelaza. Przecinanie i zginanie żelaza „Isteg” dozwala się wykonywać w ten sam sposób, co dla zwykłego żelaza. Wyginanie żelaza Isteg wymaga r. wet. mniejszej siły, ponieważ przekroje są mniejsze.

W ostatnich czasach wydano w Wiedniu szereg konstrukcyj z uzbrojeniem Isteg.

W konstrukcjach tych zaoszczędzono, jak wspomniano wyżej, 30% na ilości żelaza; ponieważ jednak cena 1 kg żelaza Isteg jest w Wiedniu o 17% droższa od ceny żelaza zwykłego, więc ogólną oszczędność na koszcie żelaza w budowach wiedeńskich wynosiła około 17%<sup>2)</sup>.

2.

## GOSPODARKA ENERGETYCZNA.

### Siły wodne Wileńszczyzny.

Przed wejściem w życie ustawy wodnej (która wydana została w r. 1922) budowa zakładów wodnych na Wileńszczyźnie postępowala b. wolno. Istniało około 300 zakładów o łącznej mocy około 7000 KM. Były to zakłady o niewielkim spadzie, większość ich posiadała moc od 10 do 60 KM, kilka tylko zakładów miało silniki wodne, których moc przekraczała 100 KM.

Warunki naturalne Wileńszczyzny są bardzo dogodne dla wyzyskania sił wodnych. Teren stanowi szereg wzgórz, na których położone są jeziora, zasilające wodami rzeki, będące dopływami Dźwiny i Niemna. Jeziora Wileńszczyzny mają ogólną powierzchnię przeszło 70 000 ha (około trzeciej części powierzchni wszystkich jezior w Polsce), przyczem wśród nich znajdują się największe w Polsce jeziora: Narocz, o powierzchni 8000 ha, Dryświaty 4500 ha, Świr 2100 ha i in.

Materiały do projektów wyzyskania sił wodnych Wileńszczyzny do celów elektryfikacji są przygotowane i projekty te, jak niżej zobaczymy, zakrojone są na dość szeroką skalę.

Z pośród zakładów będących w budowie wymienić można: zakład w Landwarowie — 350 KM, w Ornianach — 500 KM i w Zejmianie—1000 KM, oraz zakład na rzece Meczance ok. wsi Żegaryno — moc 2000 KM. Wśród projektów wyzyskania na większą skalę sił wodnych Wileńszczyzny, na pierwsze miejsce wysuwają się projekty, dotyczące wyzyskania siły wodnej rzeki Wilji; przewiduje się możliwość budowy następujących zakładów: 1) przy granicy z Litwą o mocy 8400 KM (przy spadzie 7 m); 2) przy miasteczku Szyłany o mocy 11500 KM (przy spadzie 9,5 m); 3) w Grzegorzewie o mocy 8800 KM (przy spadzie 8 m); 4) około Werek o mocy 6500 KM (przy spadzie 6,5 m); 5) przy ujściu rzeki Zelosy — o mocy 5400 KM (przy spadzie 6 m); 6) o 10 km poniżej ujścia Zejmiany — o mocy 5100 KM (przy spadzie 6 m); 7) koło wsi Bajraszuny — o mocy 8000 KM (przy spadzie 13,5 m); 8) około wsi Nieszczaniszkki — o mocy 2500 KM (przy spadzie 6,5 m).

Ogólna zatem moc wyzyskana w tych zakładach wynosiłaby około 56 000 KM.

Teoretycznie możnaby w tych zakładach uzyskać roczną produkcję 350 miljn. kWh.

Powyższe dane zostały opracowane i zebrane przez p. inż. H. Jensza, który wygłosił na temat wyzyskania sił wodnych Wileńszczyzny obszerny referat na ostatnim Zjeździe Związku Elektrowni Polskich (Zjazd ten odbył się w dn. 30—31 maja b. r. w Wilnie).

Dalsze źródła sił wodnych, na które, zdaniem im. Jensza, należałoby zwrócić uwagę, są: 1) rzeka Dźwina, na której możnaby zbudować w okolicach Hermanowicz zakład o mocy do 15 000 KM; 2) grupa jezior Brasławskich, z których wypływa rzeka Druja; moc zakładu mogłaby być do 10 000 KM; 3) jeziora Narocz i Świr — moc zakładu mogłaby wynieść do 2000 KM; 4) rzeka Wilejka, dopływ Wilji; teoretycznie obliczona możliwa moc byłaby 1500 KM; zakład mógłby być zaprojektowany w ten sposób, aby w odle-

<sup>2)</sup> Zft u. Ö. Ing. u. Arch. Ver., zeszyt 17/18, 1930 r.

głości 7 km od Wilna zbudowana była tama o wysokości ok. 10 m i by woda przeprowadzona była tunelem długości 3 km do miasta Wilna. Przy spiętrzeniu wody na 10 m powstałby zbiornik o powierzchni ok. 40 ha; spadek użyteczny byłby 42 m; zbiornik o powierzchni 40 ha dałby możliwość akumulowania energii w celu pokrywania szczytów lub też — stosownie do potrzeby — w celu pokrywania podstawowego zapotrzebowania, gdy moc na pokrywanie szczytów byłaby dostarczana przez inne zakłady — ciepłe, czy wodne; w pierwszym przypadku, przy pracy zakładu w ciągu ok. 5 godzin, moc zakładu wyniosłaby 8000 KM; 5) wreszcie autor referatu zwraca uwagę na możliwość budowy całego szeregu zakładów drobniejszych, o mocy 100 — 1000 KM, na rzekach Zejmianie, Mniucie, Wiacie, Miadziołce, Dryświacicy i t. p., przyczem ogólną produkcję tych zakładów ocenia na 30 miljn. kWh.

Ogólna produkcja omówionych zakładów wodnych w Wileńszczyźnie wyniosłaby ok. 460 miljn. kWh, czyli na 1 mieszkańca (Wileńszczyzna posiada ok. 1 100 000 mieszk.) wypadałoby 420 kWh.

Zużytkowanie tej energii elektrycznej autor wyobraża sobie następująco: przemysł drzewny (przeróbka głównie papierówki i drzewa osikowego) mógłby zużyć ok. 160 miljn. kWh; do elektryfikacji rolnictwa oraz do użytku domowego mogłoby być zużytych ok. 50 miljn. kWh, a zatem jeszcze ok. 250 miljn. kWh mogłoby być oddawane poza granicę Wileńszczyzny na zaspokojenie potrzeb życia gospodarczego ludności dwóch sąsiednich województw — Nowogródzkiego i Poleskiego.

Gdyby chodziło o regulację mocy zakładów na rzece Wilji, to może być w tym celu wyzyskane jezioro Świr; należałoby wtedy skierować doń wody całego szeregu rzek (Straczy, rzeki Narocz i Wilji), czy to zapomocą naturalnego spadku w rzekach, czy zapomocą pompowania wody w nocy, w czasie najmniejszego zapotrzebowania energii.

Tak więc np. wody rzeki Straczy mogą być skierowane do jeziora Świr bądź zapomocą spiętrzenia o 2 m, bądź przez ustawienie stacji pomp (o mocy ok. 160 KM) w celu pompowania na wysokość 2 m.

Pozatem możliwe jest ujęcie wód rzeki Wilji przy miasteczku Wilejce, z pompowaniem na wysokość ok. 8 m (stacja pomp o mocy ok. 2000 KM). (Przegląd Elektryczny, 1930, zes. 13).

## METALOZNAWSTWO.

### Nowy stop glinowy: R. R. 50.

Stop nosi nazwę firmy Rolls Royce, w której laboratorium w Derby został opracowany przez H. C. Hall'a i T. F. Bradbury'ego. Skład stopu jest następujący: Cu = 0,5—5,0%, Mg = 0,1—5,0%, Si = 0,2—5,0%, Fe = 0,6—1,5, Ni = 0,2—1,5%, Ti = 0,5% (max.) Al — reszta. Stop R. R. 50 ma b. szerokie zastosowanie, mianowicie:

- 1) na rozmaite odlewy w piasku i w kokilach,
- 2) na odlewy tłoków w kokilach,
- 3) na różne części kute,
- 4) na wysokowartościowe tłoki kute.

Skład jego jest podobny do stopu Y, od którego różni się tylko obecnością Ti i Si. Podobnie jak Y, nadaje się RR50 do wykonywania odlewów, do obróbki na zimno i na gorąco oraz poddaje się obróbce termicznej. Ostatnia jest odmienna dla przedmiotów obrabianych i odlanych. Stop obrabiany hartuje się od temp. 520—540°, potem ulega odpuszczaniu w ciągu 14—20 godz. w temp. 175° (podobnie jak Y). Odlewy zaś tylko wyżarza się w niższych temp. naprz. przy

175°, w ciągu 16 godz. W większości wypadków odlewy RR50 nie są ulepszone. Stop posiada dobre własności odlewnicze i daje się dobrze kuć. Temp. kucia jest wysoka, mianowicie 520° (Y — 480—500°). Początek topienia leży przy 580° (Y—560). RR50 posiada wyższą od Y wytrzymałość przy wyższych temperaturach. Używa się go przeważnie na części silników: tłoki, nawet cylindry i skrzynki korbodowode. (Met. Ind., 1930, t. 32, str. 117—119).

E. P.

### Badania „constructalu“.

Do badań użyto stopu o następującym składzie chemicznym: Zn—5,88%, Mg—1,40%, Mn—1,35%, Fe—0,28%, Si—0,20%, Al—reszta. Stop ten zawiera około 7% wagi MgZn<sub>2</sub>. Druć z powyższego stopu był wyżarzany w ciągu 2 godzin przy temperaturze 460—465° C, następnie zahartowany i zestarzony w temp. pokojowej, względnie przy +80° C. Wpływ starzenia się na własności mechaniczne przedstawia się następująco:

Temp. starzenia się	20°		80°		
	Czas starzenia się	R kg/mm <sup>2</sup>	A <sub>0</sub> %	R kg/mm <sup>2</sup>	A <sub>0</sub> %
0 godz.		22,8	20	—	—
½ "		—	—	31,6	17
1 "		23,7	18	33,9	19
2½ "		26,2	16	—	—
3 "		—	—	37,8	21
4 "		28,1	17	—	—
6 "		29,2	18	39,2	19
7½ "		30,0	17	40,0	17
21 "		32,0	18	42,1	19
25 "		32,9	19	43,2	19
2 dni		35,2	19	43,9	18
3 "		—	—	44,9	19
4 "		36,9	20	—	—
8 "		38,7	18	—	—

Powyższe polepszenie własności mechanicznych podczas starzenia się zachodzi, według teorii Guertlera, Sander'a i Meissner'a, dzięki wydzielaniu się związku chemicznego MgZn<sub>2</sub>.

Przeprowadzone następnie badania roentgenograficzne wykazały zmiany parametru siatki przestrzennej; zmiany powyższe są mniejsze od zmian w stopach glin—miedź, gdyż tu wzajemnie przeciwdziałają sobie cynk i magnez. Parametr siatki przestrzennej stopu zawierającego około 5,5% MgZn<sub>2</sub> jest tylko o 0,002 Å większy od parametru czystego glinu. Parametr badanego „constructalu“ w stanie wyżarzonym wykazał wartość równą wartości parametru czystego glinu. Próby po hartowaniu mają parametr o 0,0027 Å większy, zaś przy starzeniu się znowu następuje spadek wartości parametru o 0,0015 Å. Dla stopu zestarzonego w zwykłych temperaturach zmniejszenie zachodzi w ciągu pierwszego dnia, zaś dla stopu zestarzonego w temp. 480° — w ciągu ½ godziny. Powyższą zmianę przypisuje autor wydzielaniu się związku MgZn<sub>2</sub>. Obecność Si i ewentualnie Mg<sub>2</sub>Si nie może wpływać, ze względu na małą ilość powyższego składnika.

Poza tem zbadano występowanie MgZn<sub>2</sub> na wykresie Debey-Scherrera. Linja MgZn<sub>2</sub> wystąpiła wyraźnie w wypadku drutu wyżarzonego; mniej wyraźnie — po ½ godzinnym starzeniu się przy temp. +80°, i zupełnie nie była zaobserwowana w wypadku starzenia się przy normalnych temperaturach nawet po kilku tygodniach. (Wassermann, Z. Metallkunde, 1930, str. 160—162).

E. P.