

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

Nowe dążenia w budowie turbin i maszyn parowych, (dok.) nap. Dr. inż. Wiesław Chrzanowski, prof. Pol. Warsz.
Śmigło, nap. ppłk. Z. Zych-Płodowski, inż.
Siły wstępne w ścięgach wiązania płyt, nap. K. Wolski, inż.
Początki lotnictwa cywilnego w Polsce, nap. J. E.
Ze Stowarzyszeń technicznych.
Słownictwo techniczne.
Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

SOMMAIRE:

Nouvelles tendances dans la construction de turbines à vapeur et machines à vapeur, (suite et fin) par Dr. W. Chrzanowski, professeur.
Sur la théorie de l'hélice aérienne (suite), par Z. Zych-Płodowski, ing.
Sur les tensions préalables dans les tirants et les traverses des ailes d'avion, par K. Wolski, ing.
Développement de l'aviation commerciale en Pologne, par J. E.
Sociétés Techniques.
Divers.
Comptes-rendus du Comité Polonais de Standardisation.

Nowe dążenia w budowie turbin i maszyn parowych.¹⁾

Napisał Prof. Dr. inż. Wiesław Chrzanowski.

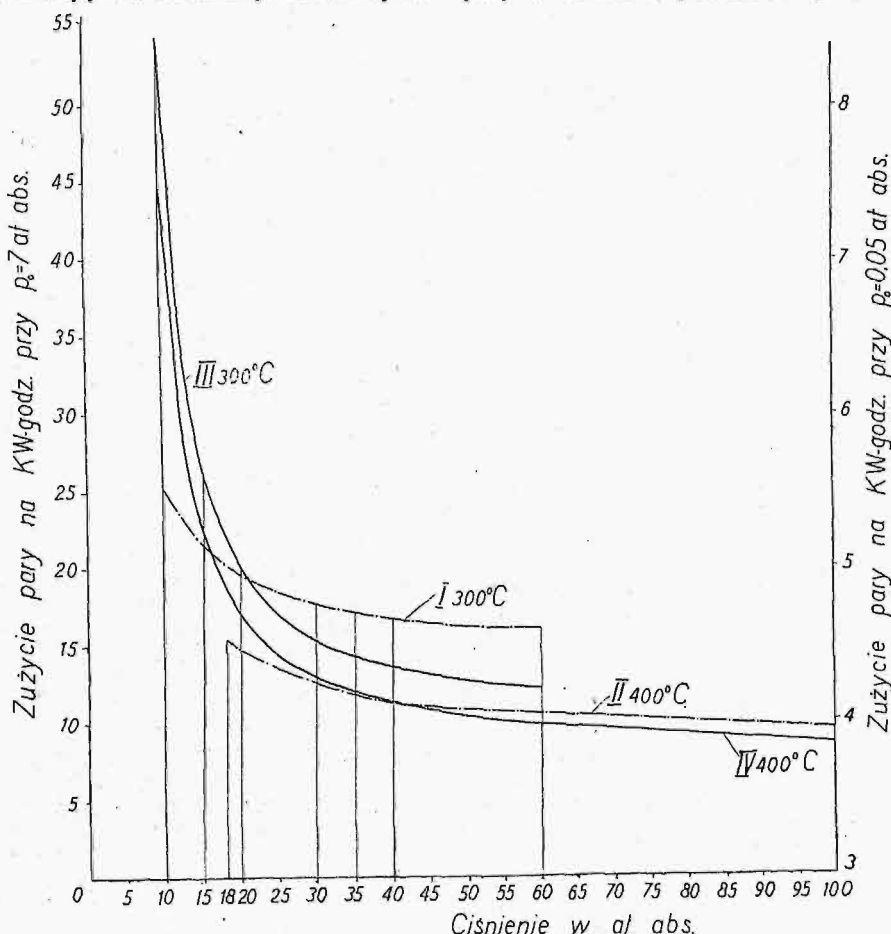
Przystępując do zaprojektowania i wyboru urządzeń instalacji parowej, nie można jednakże kierować się wyłącznie postęпами technicznymi, które mają na celu zmniejszenie zużycia

paliwa. Decydującym przy wyborze musi być, obok niezawodności działania urządzenia, rachunek rentowności, w którym dużą, lecz nie decydującą rolę odgrywają koszty paliwa.

Nie wchodząc w szczegóły rachunku rentowności, zaznaczyć można, że w naszych warunkach, z powodu większych kosztów instalacji parowych dla wysokich ciśnień, najracjonalniejsze jest stosowanie przy pracy z kondensacją ciśnień pomiędzy 22 a 30 at abs., a przy pracy z przeciwpężnością i przy pobieraniu pary do celów fabrykacyjnych — ciśnień pomiędzy 25 a 35 at abs. Wyższych ciśnień, ze wzglę-

du na bezpieczeństwo ruchu, nie można chwilowo polecać. Rozważając tylko samą stronę cieplną silników parowych, widzimy z rys. 20, przedstawiającego zużycie pary w turbinie, posiadającej sprawność indykowaną

$\eta_i = 0,57$ że przy pracy z kondensacją zużycie pary zmniejsza się bardzo nieznacznie powyżej 35 at abs., a przy pracy z przeciwcisnieniem 7 at abs. dopiero powyżej 60 at. Na ostatnim rysunku krzywa IV (dla 400° C pary dolotowej) i krzywa III (dla 300° C pary dolotowej), dotyczą pracy z przeciwcisnieniem 7 at abs., a krzywa II (dla 400° C pary dolotowej) i krzywa I (dla 300° C pary dolotowej) — pracy z kondensacją o ciśnieniu 0,05 at abs. Z pierwszych dwóch krzywych wynika, że przy wyższych ciśnieniach dolotowych pożądane jest przy pracy z przeciwpężnością stosowanie możliwie wysokich tem-



Rys. 20. Zużycie pary w turbinie na 1 kWh w zależności od ciśnienia dolotowego, przy przeciwcisnieniach 7 (III i IV) i 0,05 (I i II) kg/cm², temper. przegrz. 300 i 400° C i $\eta_i = 0,75$.

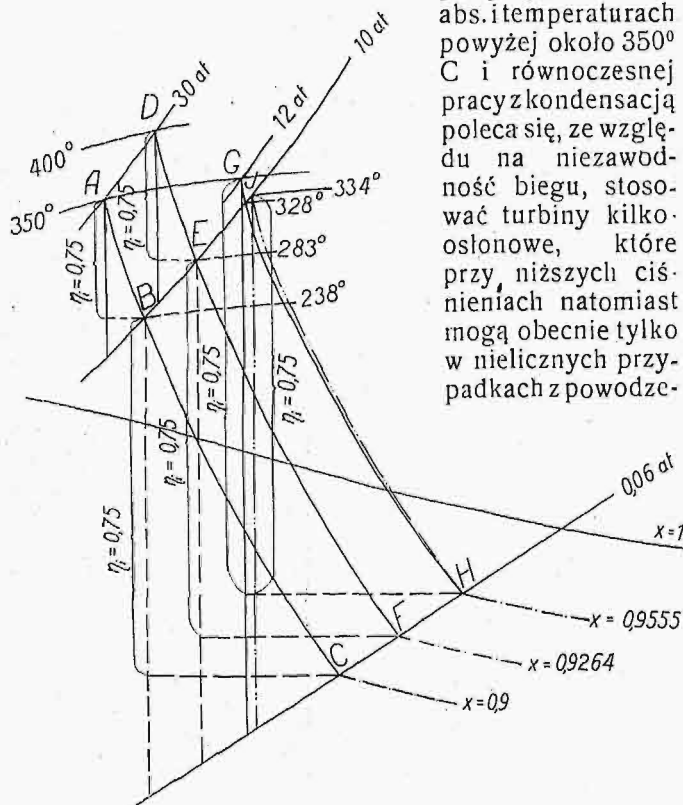
peratur pary dolotowej. Chcąc natomiast w silnikach przeciwpężnych, z których para ma uchodzić bez przegrzania do celów fabrykacyjnych, osiągnąć małe jej zu-

¹⁾ Dokończenie do str. 304, w Nr. 19, r. b. Referat wygłoszony na 2-m Zjeździe Inż. Mech. w dniu 19 kwietnia 1925.

życie, trzeba stosować wyższe ciśnienia pary dołotowej i mniejsze jej przegrzanie, a równocześnie możliwie ilościową regulację w silniku parowym.

Po dokonaniu wyboru ciśnienia dołotowego i kotłów, przystępujemy do wyboru silnika parowego. Przy mocy poniżej około 550 kW i pracy z kondensacją, oraz przy mocy poniżej około 1100 kW i pracy z przeciwpężnością lub z pobieraniem pary, należy porównanie przeprowadzić pomiędzy maszyną i turbiną parową, natomiast przy większej mocy następuje wybór jedynie pomiędzy różnymi rodzajami turbin.

W tym względzie należy rozważyć tak turbiny jedno-jak i kilkuosłonowe. Przy ciśnieniach dołotowych powyżej około 24 at abs. i temperaturach powyżej około 350°C i równoczesnej pracy z kondensacją poleca się, ze względu na niezawodność biegu, stosować turbiny kilkuosłonowe, które przy niższych ciśnieniach natomiast mogą obecnie tylko w nielicznych przypadkach z powodze-



Rys. 21. Wzrost wilgotności pary po jej rozprężeniu.

niem współzawodniczyć z jednoosłonowymi, ponieważ są przeważnie o około 100% droższe, a zaoszczędzają parę tylko do 20%.

Oczywiście postępy, urzeczywistnione w kilkuosłonowych turbinach, powinny być w miarę możliwości zastosowane także w turbinach jednoosłonowych, w których należałoby w szczególności ulepszyć część wysokoprężną oraz dobór materiału na łopatki. Ostatnie sprawiają bowiem, tak samo jak odkształcanie się wirników o dużych średnicach, w ruchu turbiny dużo kłopotu i przyczyniają się do stopniowego zwiększania się zapotrzebowania pary.

Nadmiernemu zdzieraniu łopatek w części niskoprężnej turbiny trzeba szczególną poświęcić uwagę przy wysokich ciśnieniach dołotowych. Para nie powinna bowiem zawierać zbyt dużej ilości wody, która, posiadając mniejszą prędkość od pary, uderza o grzbieity łopatek, zdiera je (patrz długie łopatki rys. 13) i wywiera jednocześnie wpływ hamujący. Z rys. 21 widzi-

my, że w turbinie kondensacyjnej (0,06 at abs.) posiadającej sprawność indykowaną $\eta_i = 0,75$, przy ciśnieniu dołot. 12 at abs. i 350°C, para wylotowa posiada $x = 0,9555$, zaś przy ciśnieniu 30 at abs. i 400°C — $x = 0,9264$, a przy ciśnieniu 30 at abs. i 350°C — $x = 0,9$ czyli, że w ostatnim wypadku para musiałaby być ogrzana za częścią wysokoprężną turbiny z 238°C do 334°C, aby posiadać przy wylocie turbiny tę samą jakość. Przegrzewanie pary przy ciśnieniu 10 at za częścią wysokoprężną przynosi pod względem cieplnym niezaprzeczane korzyści (przy niższych ciśnieniach byłoby one mniejsze), a niezależnie od tego jest bardzo wskazane ze względu na trwałość łopatek. Możliwość zastosowania tego przegrzewania należy więc rozważyć przy wysokim ciśnieniu pary dołotowej.

W celu znacznego zmniejszenia strat, spowodowanych nieuniknioną stratą w kondensacji, można przy stosunkowo niewielkich kosztach inwestycyjnych przeprowadzić stopniowe podgrzewanie wody zasilającej kotły parą, pobieraną z różnych stopni ciśnienia turbiny. W takich wypadkach trzeba oczywiście gazów spalinyowych z kotłów używać do ogrzewania powietrza, służącego do spalania paliwa w kotłach. Stopniowe podgrzewanie komplikuje jednakże całość instalacji parowej, przez co zmniejsza się stopień niezawodności jej ruchu, skutkiem czego mało znajduje zwolenników wśród inżynierów ruchu, tak samo jak i podwójne przegrzewanie.

Po przedstawieniu ulepszeń, dokonanych w budowie silników parowych a mogących zmniejszyć koszty wytwórcze towarów, nie mogą pominąć jednego faktu, który w przeciwstawieniu do zagranicy dotkliwie daje się we znaki niektórym gałęziom naszego przemysłu, w szczególności w takich ośrodkach jak Łódź. Mam na myśli udzielanie elektrowniom koncesji w sposób, który nie dozwala przeprowadzania prądu elektrycznego przez ulicę z jednej części przedsiębiorstwa do drugiej. Zakaz ten uniemożliwia również prawidłową gospodarkę mocą i ciepłem w tych przedsiębiorstwach, które do celów fabrykacyjnych w pewnych oddziałach potrzebują wielkiej ilości ciepła. Również nie pozwala on na łączenie się kilku fabryk, z których jedne potrzebują dużo mocy, a drugie dużo ciepła do wytwarzania towaru, w jedną całość pod względem gospodarki cieplnej.

Celem zmniejszenia kosztów wytwórczych towarów tego rodzaju, należałoby wprowadzić w najkrótszym czasie zasadnicze zmiany. Jako najmniejsze żądanie możnaby tu postawić, że elektrownie musiałyby odbierać prąd z tych fabryk, które do celów fabrykacyjnych mają duże zapotrzebowanie pary i przy dobrych instalacjach parowych mogłyby oddawać prąd elektryczny po niskiej cenie, na czym zyskałyby nie tylko przemysł, lecz i elektrownie. Korzystne warunki w tym względzie znajdujemy tak w przemyśle włókienniczym i papierniczym, jak i częściowo w cukrowniczym.

Niezależnie od tego, należałoby rozważyć, czy w takich ośrodkach przemysłowych jak Łódź nie byłoby wskazane ustawić w elektrowni centralnej kotły o ciśnieniu 35 at i pracować z dużą przeciwpężnością, aby móc dostarczać przedsiębiorstwom przemysłowym nie tylko prądu elektrycznego do napędu fabryk, lecz także i parę do celów fabrykacyjnych.