

Turbinę należy obciążać rozpoczynając od biegu luźnego; przy zmniejszaniu obciążenia doprowadzać do biegu luźnego.

Do pomiaru ilości albo zmiany ilości obrotów w czasie regulacji używa się tachometrów, zaś zmiany ciśnień, występujące przy zmianie obciążenia, mierzymy—jak poprzednio—przy pomocy wodowskazów i manometrów. Należy się starać używać przyrządów samopiszących. Duże i szybkie zmiany ciśnień nie dają się pewnie zmierzyć zwykłymi manometrami; do ścisłych pomiarów stosować trzeba specjalne instrumenty o możliwie małej bezwładności, np. indykatory optyczne.

Ponieważ zwykle nie udaje się wykonać pomiarów przy spadzie optymalnym (dla którego istnieją gwarancje), przy określaniu współczynnika sprawności turbiny muszą być wszystkie wartości przeliczone w stosunku do tej wartości optymalnej. Przepływ roboczy Q_n i ilość obrotów n_n są proporcjonalne do H_n ; współczynnik sprawności pozostaje niezmienny. Z tak przeliczonych wartości określa się moc gwarantowaną.

Spad H_x istniejący w czasie pomiarów nie powinien odbiegać od optymalnego spadu użytecznego więcej niż $\pm 10\%$.

Przy określaniu mocy przy różnych spadach H_1 i H_2 należy przeprowadzić doświadczenia dla zbadania gwarancji z następującą ilością obrotów turbiny:

$$n_{x1} = n_n \sqrt{\frac{H_x}{H_1}} \quad \text{dla } H_1$$

$$n_{x2} = n_n \sqrt{\frac{H_x}{H_2}} \quad \text{dla } H_2$$

Jeśli w chwili pomiaru spad wynosi H_x , to moc w kW zmieniała się w stosunku $\left(\frac{H_n}{H_x}\right)^{\frac{3}{2}}$ zaś przepływ odpowiednio do $\sqrt{\frac{H_n}{H_x}}$.

4. Kalorymetryczny sposób określania skutku użytecznego turbin

Barbillon i Poirson¹³⁶⁾ opracowali metodę kalorymetryczną określania skutku użytecznego turbin wodnych, bardzo prostą, gdyż polegającą jedynie na pomiarze różnicy temperatur wody wchodzącej i wychodzącej z turbiny.

Jeżeli przez turbinę przepływa objętość wody Q litr/sek przy

¹³⁶⁾ Barbillon-Poirson. Détermination du rendement des turbines hydrauliques par la méthode calorimétrique. Génie Civil. 23.VI. 1923.

spadzie H m, to moc dostarczona turbinie wynosi $P = \gamma Q H$ kgm/sek. Przy założeniu, że z powodu strat w turbinie część czynnej energii zostaje przemieniona w energię cieplną, która zawarta będzie wyłącznie w wodzie, nagrzanie wody, wyrażone różnicą temperatury wody wchodzącej t_1 i wychodzącej t_2 , będzie proporcjonalne do straty energii p . Można to ująć we wzór

$$p = 427 Q (t_2 - t_1) \text{ kgm/sek} \quad (134)$$

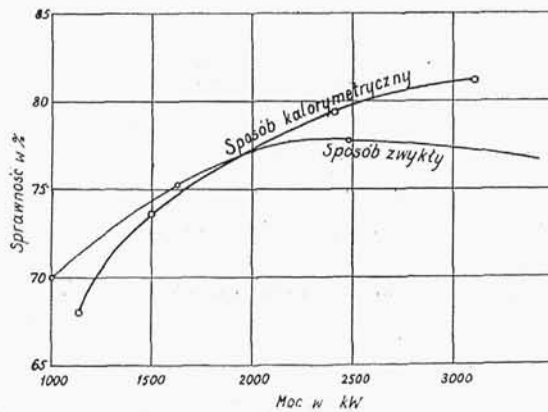
Uwzględniając zależność (134) można skutek użyteczny wyrazić wzorami:

$$\eta = \frac{P - p}{P} = \frac{QH - 427 Q (t_2 - t_1)}{QH}$$

lub

$$\eta = \frac{H - 427 (t_2 - t_1)}{H} = 1 - \frac{427 (t_2 - t_1)}{H}$$

Jest to zależność bardzo wygodna, gdyż nie wchodzi w nią zupełnie wielkość przepływu Q , którego pomiar jest częstokroć bardzo utrudniony, a zawsze dość kłopotliwy. Skutek użyteczny można więc określić bezpośrednio z odczytów temperatur wody i ciśnienia manometrycznego.



Rys. 359.

Badanie skutku użytecznego turbin w zakładzie Lac Fully.

Zastosowane termometry muszą dawać dokładność odczytu $0,01^{\circ}\text{C}$, co obecnie jest w zupełności możliwe do osiągnięcia.

Wykres na rys. 359 podaje rezultaty badań w zakładzie Lac Fully otrzymane metodą opisaną oraz zwykłą; są one dość zgodne. Powstały co prawda zarzuty, że różnicę temperatur mogą wywoływać także inne przyczyny. Metoda kalorymetryczna jest wygodna zwłaszcza wtedy, gdy nie chodzi specjalnie o określenie faktycznego skutku użytecznego, jedynie o kontrolę zmian tego skutku.

5. Określenie przepływu na podstawie obserwacji różnicy ciśnień

Inżynierowie amerykańscy Kennedy i Winter¹³⁷⁾ podają metodę pomiaru przepływu turbiny w zakładach o małym spadzie i krótkich przewodach. Metoda ta polega na zmierzeniu ciśnienia piezometrycznego w spirali doprowadzającej wodę.

Doświadczenia nad modelami spiral wykazały, że różnice ciśnień, które istnieją na ścianach przeciwległych, mogą służyć za podstawę do określenia przepływu turbin. Ciśnienia te odpowiadają pewnym prawom, pozwalającym ustalić zależność między ciśnieniem a przepływem. Dokładność pomiaru nie ustępuje dokładności innych metod.

Istnieją trzy podstawowe zasady, według których zmieniają się przekroje normalne spirali: zasada zachowania jednostajnego przyspieszenia prędkości (według której przekroje zmieniają się progresywnie w stosunku do ubytku przepływu), zasada zachowania prędkości stałej (przekrój maleje proporcjonalnie do ubytku przepływu) i zasada przyspieszenia malejącego, wedle której powierzchnia przekroju zmniejsza się wolniej niż maleje przepływ. Trzy te kryteria są oparte na zasadzie zachowania momentu obrotowego.

Ze względów konstrukcyjnych przebieg spirali nie może stosować się do linii prądu. Badania nad przepływem wewnątrz spirali stwierdzają, że ruch ma charakter promienisty przy powierzchni dolnej i górnej spirali, gdy tymczasem wzdłuż osi wirnika odchylenia kątowe są większe od kierunku nastawienia łopatek koła kierowniczego. Ta kombinacja przepływów powoduje w rezultacie, że w różnych punktach przekroju występują różne ciśnienia. Oznaczmy (rys. 360) przez R odległość pewnego punktu przekroju spirali od osi turbiny a przez v — składową styczną prędkości w tym punkcie; w dalszych rozważaniach oprzemy się na następujących zależnościach.

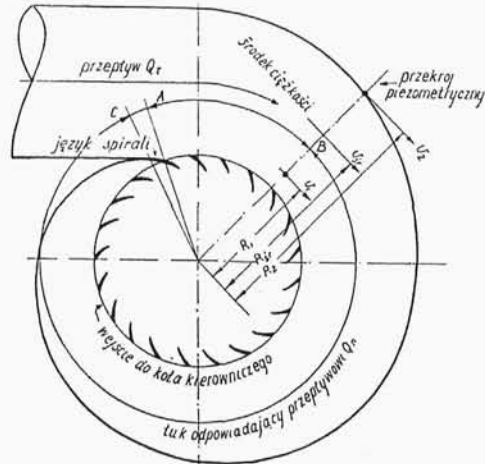
1. Dla przepływów promienistych ciśnienie w każdym punkcie jest funkcją

$$R_1 v_1 = R_2 v_2 \quad (a)$$

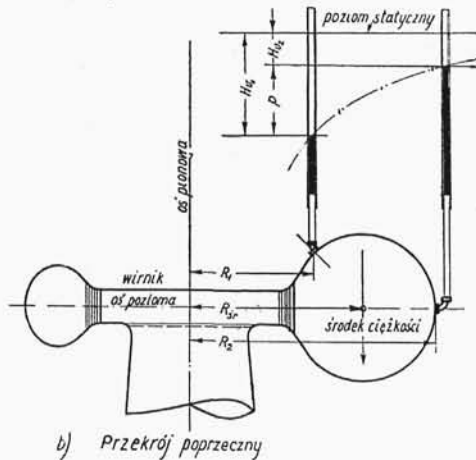
2. Podobnie dla masy wody w ruchu, dla której linie prądu są koncentrycznymi liniami i cała wysokość ciśnienia dla każdej linii prądu jest taka sama, wysokość ciśnienia w każdym punkcie jest również funkcją (a).

¹³⁷⁾ I. A. Winter. Improved type of flow meter for hydraulic turbines. Proceedings of the American Society of Civil Engineers, 1933, Nr 4.

3. Także dla masy wody, której ruch jest ruchem wypadkowym z dośrodkowego i stycznego, ciśnienie w każdym punkcie jest funkcją (a) dla obydwu składowych ruchu, przy dodatnim lub ujemnym przyspieszeniu.



a) Spirala i koło kierownicze



b) Przekrój poprzeczny

Rys. 360.

Umieszczenie punktów pomiarowych w spirali.

4. Jeżeli nie ma żadnych zmian kierunku lub wielkości względnej przepływu w spirali, różnica P ciśnień w dwóch dowolnych punktach jest określona równaniem

$$P = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad (b)$$

W konsekwencji przepływ Q_n odpowiadający temu przekrojo-
wi, gdzie umieszczono piezometry, jest funkcją pierwiastka kwadra-
towego z P . Doświadczenia przeprowadzone w laboratorium i w spi-
ralach wybudowanych zakładów potwierdzają ten ostatni wniosek.

Za podstawę projektu urządzenia pomiarowego przyjęto poda-
ną relację (a). Prędkości v_1 i v_2 są to składowe styczne bezwzględ-
nej wartości prędkości, a promienie R_1 i R_2 są odległościami pun-
któw umieszczenia piezometrów od osi turbiny. Rozpatruje się tyl-
ko składową styczną, gdyż kierunek bezwzględny prędkości nie jest
znany. Po oznaczeniu przez k współczynnika korekcji wzór (b) moż-
na napisać

$$P = k \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (c)$$

Przepływ w przekroju obranym do pomiaru otrzymuje się za-
kładając, że suma otworów w świetle wejścia na koło kierownicze
jest równa polu przekroju odpływu ze spirali (rys. 360). Tę dłu-
gość łuku (obwodu koła kier.), która odpowiada sumie otworów
wejściowych, przez które przechodzi całkowity dopływ Q , określa
się przez odjęcie od całkowitej długości obwodu takiego odcinka,
który odpowiada grubości języka spirali na linii obwodowej czub-
ków łopatek kierowniczych. Jeśli wykreślimy obwód koncentrycz-
ny do koła kierowniczego (rys. 360), to pole przepływu całkowitego
będzie proporcjonalne do światła kanałów koła kierowniczego na
obwodzie „A B C”. Ponieważ dopływ do wirnika rozdziela się
równomiernie wzdłuż całego obwodu, więc przepływ Q_n w rozpa-
trywanym przekroju będzie w takiej proporcji do całego dopływu,
jak światło otworów łuku „B C” do światła otworów całego łuku
„A B C”. Dla przepływu mierzonego Q_n i pomiarowego przekroju
poprzecznego spirali A średnia prędkość wyniesie

$$v_{sr} = \frac{Q_n}{A} \quad (d)$$

Z zależności (a) widać, że prędkości zmieniają się odwrotnie
proporcjonalnie do długości promieni. Dla stałości ruchu masa wo-
dy, znajdująca się w ruchu wirowym, musi mieć w każdym prze-
kroju niezmienny środek ciężkości, za który można uważać śro-
dek ciężkości przekroju spirali. Z zasady zachowania ilości ruchu

$$R_1 m v_1 = R_2 m v_2 \quad (e)$$

wynika, że punktem prędkości średniej (R_{sr}) jest środek ciężkości
przekroju. Przy tak oznaczonej prędkości średniej, prędkość w każ-

dym innym punkcie da się określić ze stosunku jego odległości od środka turbiny (R_1 , R_2 itd.) do promienia R_x .

Na rys. 360 (szkic b) pokazano poziomy piezometryczne i statyczne wody płynącej w przekroju spirali. Wysokość prędkości potrzebna do określenia ciśnienia piezometrycznego w punkcie R_1 wynosi $H_{v_1} = \frac{v_1^2}{2g}$;

podobnie w R_2 będzie $H_{v_2} = \frac{v_2^2}{2g}$. Różnica ciśnień piezometrycznych wynosi

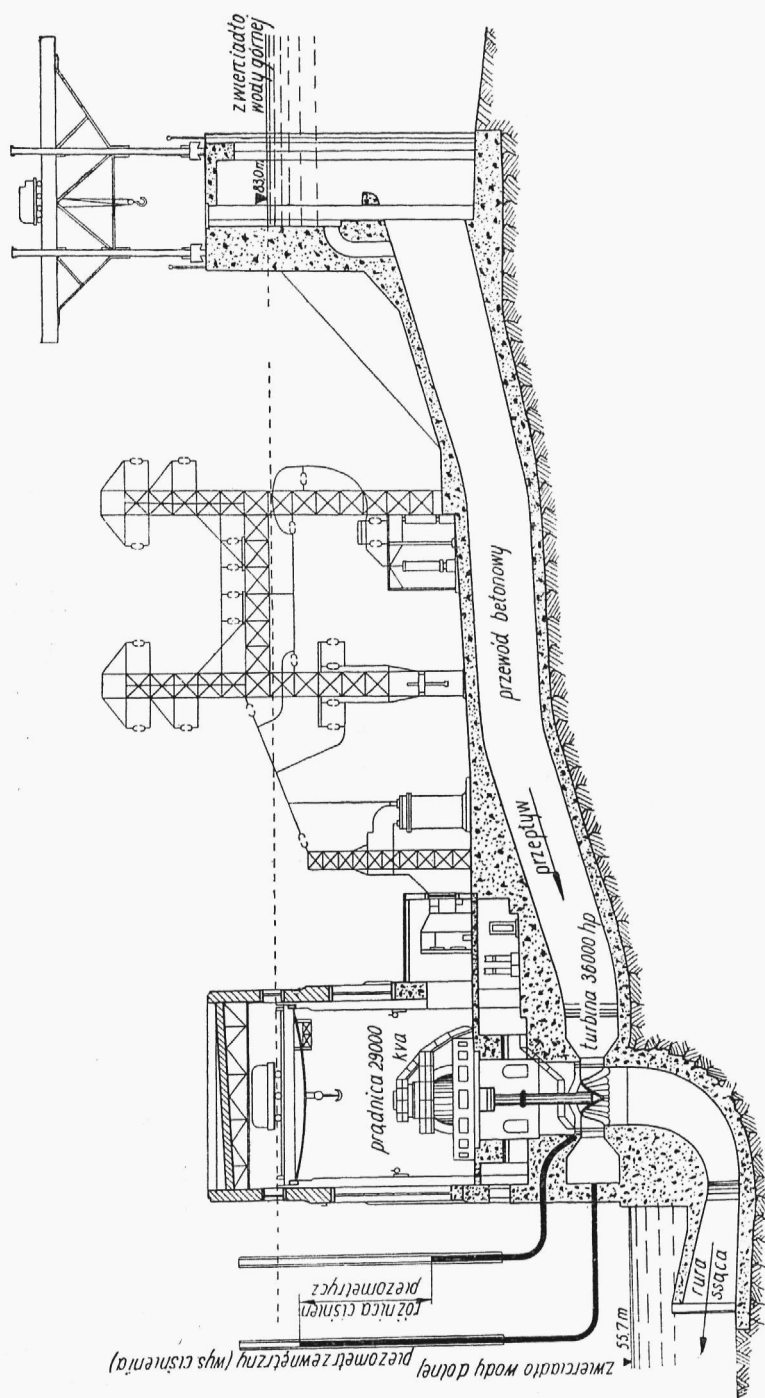
$$P = H_{v_1} - H_{v_2}.$$

Przepływ w zależności od różnicy ciśnień w różnych punktach przekroju poprzecznego określa się z relacji:

$$Q = KP^z \quad \text{m}^3/\text{sek.}$$

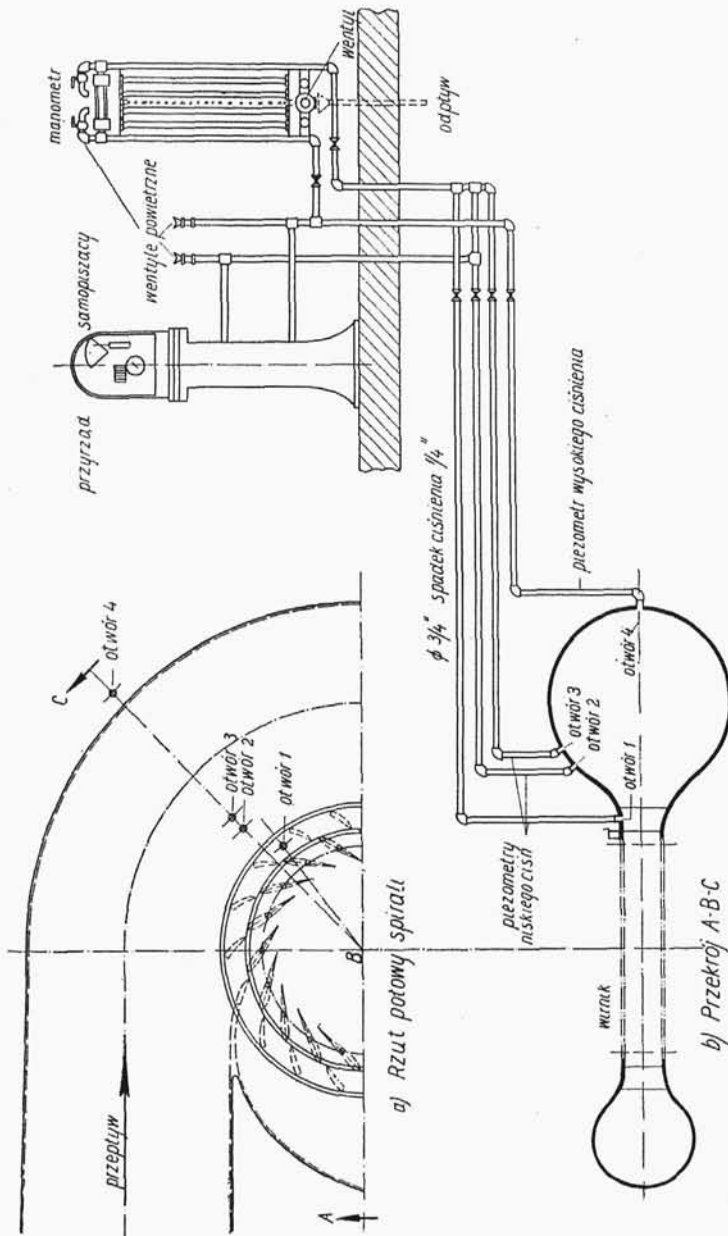
Z szeregu doświadczeń nad trzema rodzajami spiral, wykonanych każda według innej zasady (o których była już mowa), wartość wykładnika potęgi z znaleziono prawie równą 0,5. Współczynnik K jest stałą doświadczalną. Współczynnik k w równaniu (c) zmienia się odwrotnie proporcjonalnie do stosunku wysokości spirali w miejscu R_{sr} do wysokości łopatek kierujących turbiny. Wartość absolutna k waha się w granicach od 0,75 na początku spirali do 1,25 przy ostatniej ćwiartce spirali. Współczynnik k jest stały przy podobieństwie ruchów, co umożliwia korzystanie z jego wartości określonych doświadczalnie na modelach. Nie daje się odczuwać, przy odpowiednim umieszczeniu, wpływu na współczynnik kąta rozwarcia łopatek kierujących i zmiany spadu turbiny.

Na rysunku 361 pokazano typowy przekrój przez zakład wodno-elektryczny. Schematycznie oznaczono umieszczony manometr. Urządzenie pomiarowe przedstawione jest na rysunku 362. Pozwala ono na śledzenie pracy jednostki. Przyrząd zapisujący automatycznie wskazuje objętość przepływu i jego zmiany oraz sumuje ilości wody przechodzącej przez turbinę. Posiadając te liczby, można określić sprawność turbiny w dowolnym okresie czasu. Prócz aparatu rejestrującego włączony jest również manometr do bezpośredniego odczytywania różnicy ciśnień. Manometr wykonany jest w formie rurki U, której ramiona są połączone z punktami wysokiego i niskiego ciśnienia. Jest on zaopatrzony u dołu w zamknięcie kompensujące i kurki powietrzne u góry. Prócz tego na przewodach dołączeniowych są zamknięcia dla amortyzacji gwałtownych oscylacji słupa rtęci, wypełniającej ramiona manometru.



Rys, 361.

Przekrój przez zakład wodno-elektryczny z urządzeniem pomiarowym Kennedy i Wintara.



Rys. 362.
Urządzenie pomiarowe Kennedy i Wintera.

Na rysunku 362 widać trzy otwory „1”, „2”, „3” dla piezometru niskiego ciśnienia. Otwór „1” służy do otrzymania specjalnie dużych różnic ciśnień. W miejscu tym daje się zwykle bardzo znacznie odczuwać wpływ siły odśrodkowej. Ta dodatkowa siła ma

wielkie znaczenie i przy dużych przepływach może osiągnąć taką wartość, że z nie będzie się równało 0,5. Otwory „2” i „3” są otworami normalnymi. We wszystkich wypadkach powinny być dwa otwory tak zaprojektowane, aby 20-procentowa zmiana przepływu powodowała taką samą zmianę ciśnienia. Jest to konieczne z uwagi na możliwy wzrost przeliku turbiny. Jeśli zainstalowany będzie jeden otwór dla piezometru, to może być przekroczony zasięg rejestracyjny instrumentu i trzeba będzie instalować nowy przyrząd zapisujący.

Specjalnie staranne powinno być umieszczenie wejść do piezometrów w spirali, aby nie wywołać zaburzeń przepływu. Ze względów konstrukcyjnych, gdy komora jest betonowa, piezometr nie powinien mieć kierunku normalnego, lecz odchyłać się w kierunku równoległym na długości około 1,5 m. Należy się zabezpieczyć przed stratami na całej długości piezometru; również winna być zwrócona uwaga na ułożenie przewodów w pewnym nachyleniu, aby uniknąć niebezpieczeństwa tworzenia się baniek powietrza.

Z doświadczeń Kennedy i Wintera uzyskano następujący wzór na przepływ turbiny:

$$Q = 3839,53 (H_g)^{0,495} \text{ litr/sek} \quad (135)$$

gdzie różnica ciśnień H_g w cm jest mierzona na manometrze rtęciowym. Stwierdzono również, że różnica w piezometrach wynosząca 15....20 cm jest wystarczająca w każdym przypadku pomiaru. Jeśli instalacja ma dawać wyniki ścisłe, musi być uprzednio wycechowana przy pomocy innych metod.

6. Odbiór pomp odśrodkowych

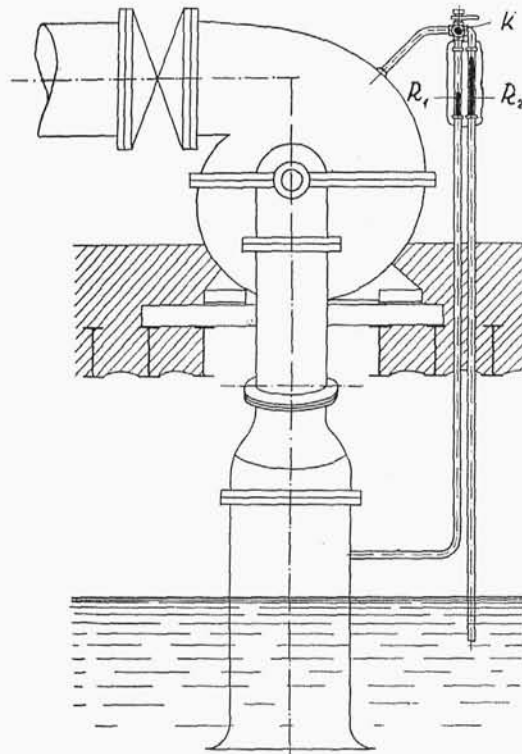
Określenie sprawności pompy polega na pomiarach:

1. całkowitej manometrycznej wysokości podnoszenia (H),
2. wydajności pompy (Q),
3. mocy doprowadzonej do motoru (N),
4. ilości obrotów pompy (n).

Wysokość manometrycznego podnoszenia składa się z dwóch wartości: wysokości ssania H_s i wysokości tłoczenia H_t . Wartości te mierzymy przy pomocy manometru próżniowego i zwykłego, odpowiednio umieszczonych na przewodach przed i za pompą, przy czym należy uwzględnić różnicę wysokości miejsc pomiaru.

Wydajność pomp mierzymy jednym z poprzednio omówionych sposobów. Uzupełniam je jeszcze następującymi uwagami.

Prosty sposób pomiaru podaje F. Iterson: używa się dwóch rurek manometrycznych „ $R_1 R_2$ ” (rys. 363), jedną z nich przyłącza się do przewodu ssącego, druga kończy się w wodzie. U góry mają one połączenie przez czterokanałowy kurek „K” z przewodem tłocznym, z powietrzem i między sobą. Połączenie z częścią tłoczną służy do napełniania rurek lub do ich przepłukania. Po napełnieniu przewodów pomiarowych wodą odcina się połączenie z pompą przez



Rys. 363.

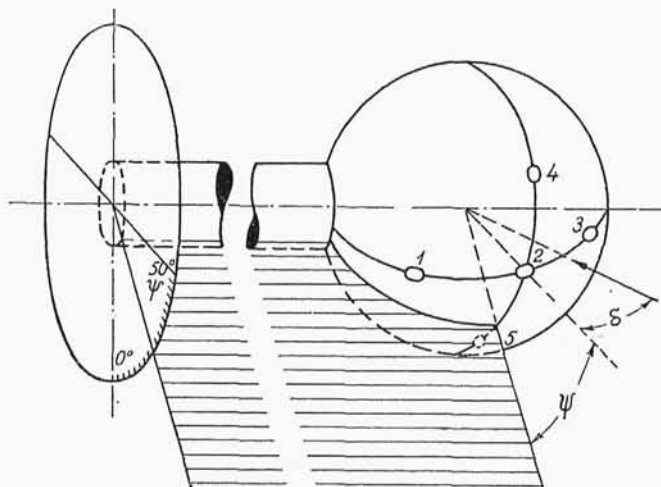
Sposób pomiaru Itersona.

przestawienie kurka, pozostawiając połączenie między obydwiema rurkami. Wentylem „K” wpuszcza się nieco powietrza i wówczas między słupami wody w obu rurkach ustala się pewna różnica odpowiednio do prędkości przepływu wody w przewodzie ssącym. Z różnicy wysokości łatwo określić prędkość wzorem $v = \sqrt{2gh}$. Znając zaś przekrój rury ssącej obliczymy bez trudności przepływ.

Należy tu zwrócić uwagę, że mimo dużego skutku użytecznego przewodu ssącego zawsze istnieje pewna strata, tak że obliczenie przepływu z obserwowanej różnicy ciśnień daje wartości za duże

i należy, jak wykazują doświadczenia, wprowadzić współczynnik 0,98....0,99.

Firma Sulzer zastosowała do pomiaru wydatku pomp przyrząd skonstruowany przez Hegge Zijnena, tzw. sondę kulową¹³⁸⁾ (sonde sphérique, Staukugel), wprowadzaną w przewód ssący. Pozwala ona przez porównanie ciśnień w pięciu punktach kuli średnicy 12 mm (rys. 364) określić z dość dużą dokładnością prędkość przepływu,

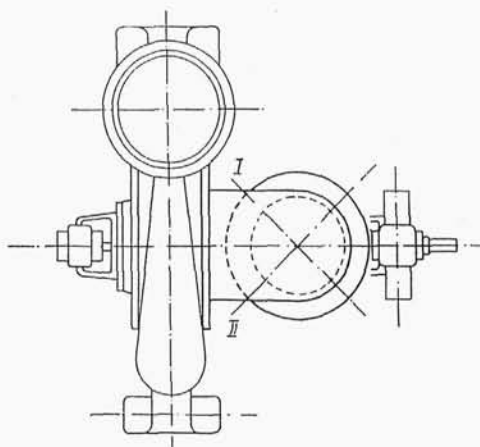


Rys. 364.

Sonda kulowa do pomiaru prędkości wody.

jego kierunek oraz ciśnienie statyczne. Sposób pomiaru jest bardzo prosty; wprowadza się przyrząd do przewodu ssącego (rys. 365) i ustawia w różnych punktach dwóch prostopadłych do siebie średnic. Ustawia się go najpierw tak, aby otwór „2” znajdował się w kierunku prądu, a następnie obraca się przyrząd koło jego osi aż do osiągnięcia równości ciśnienia w punktach „4” i „5”. Mierzy się wtedy kąt ψ , który tworzy powierzchnia koła środkowego, przechodzącego przez punkty „1, 2, 3”, z płaszczyzną o znanym i ustalonym kierunku, oraz ciśnienie h w otworach „1, 2, 3, 4”. Do obliczenia kąta δ (dla określenia kierunku przepływu), prędkości v i ciśnienia statycznego służą współczynniki ustalone z cechowania przyrządu (rys. 366). Krzywą cechowania dla kąta δ określa równa-

¹³⁸⁾ Mesure du débit d'une installation de pompage à l'aide d'une sonde sphérique. Revue Technique Sulzer. 1935. Nr 2.

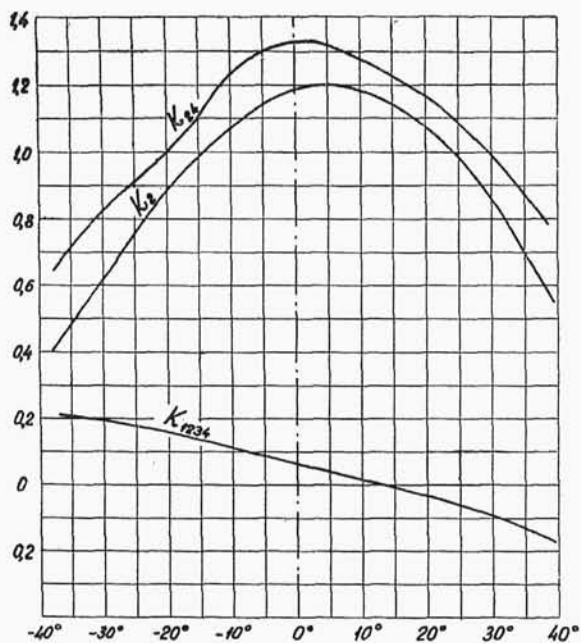


Rys. 365.

Umieszczenie sondy kulowej w przewodzie.

nie $k_{1234} = \frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_4}$, a dla prędkości $k_{24} = \frac{h_2 - h_1}{\frac{\rho v^2}{2}}$, gdzie $\rho = \frac{\gamma}{g}$

oznacza gęstość właściwą cieczy.



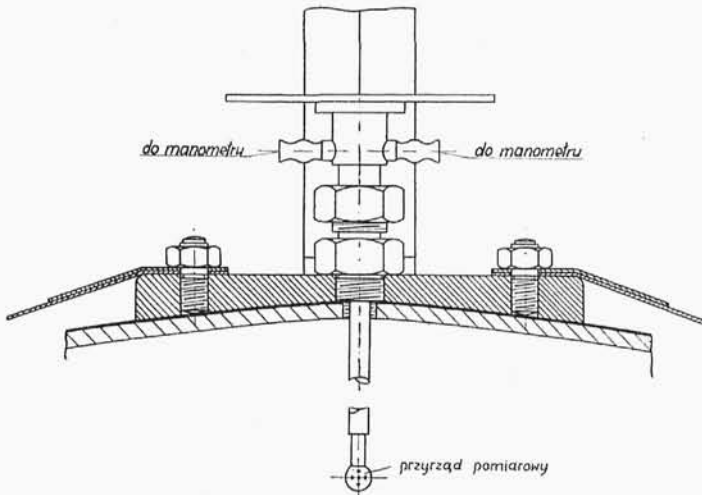
Rys. 366.

Krzywa cechowania sondy kulowej.

Prędkość oblicza się ze wzoru $v = \sqrt{\frac{h_2 - h_1}{\frac{k_{24} \rho}{2}}}$ m/sek, zaś ciśnienie statyczne przy pomocy jednego ze współczynników odpowiadających ogólnemu wzorowi $k_n = \frac{h_n - p}{\frac{\rho v^2}{2}}$, a więc z równania

$$p = h_2 - k_2 \frac{\rho}{2} v^2.$$

Sonda użyta po raz pierwszy do pomiarów przez firmę Sulzer została wykonana przez fabrykę R. Fuess i wycechowana w instytucie aerodynamicznym w Getyndze; następne cechowanie wykonano w laboratorium wodnym Politechniki w Zurychu. Mierzone prędkości wynosiły około 3,0 m/sek. Pomiar wykonano w przewodzie ssącym o średnicy 600 mm w punktach odległych od siebie o 60 mm. Czas pomiaru trwał 1,5 godziny. Na podstawie pomiarów wykreślono i obliczono przepływ: $Q = \sum v_{sr} dA$ m³/sek. Wynik skontrolowano wykonując pomiar przy pomocy przelewu; różnice nie dochodziły do 1%. Podobny pomiar wykonano dla określenia wydatku pomp dużej stacji przepompowania wody w Dolnym Egipcie ($v_{sr} = 3,5$ m/sek, $\phi = 1500$ mm), gdzie pomiary młynkami wobec specjalnych miejscowych warunków nie dawały zadowalających rezultatów.



Rys. 367.

Sposób wmontowania sondy kulowej do rurociągu.

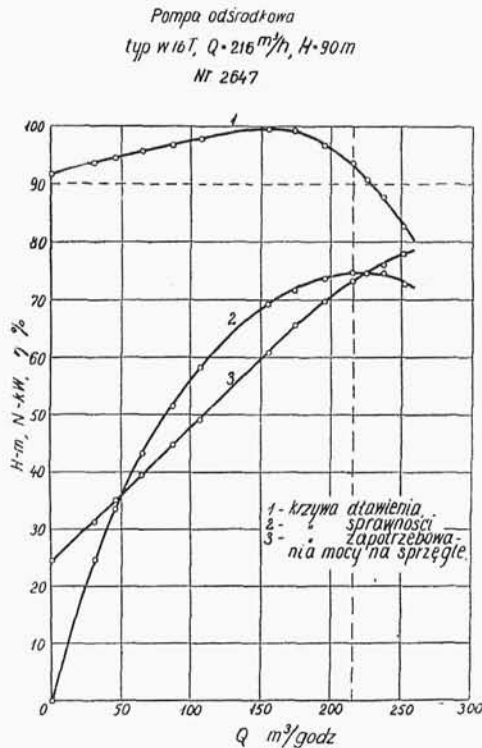
Pomiar sondą jest o tyle wygodny, że—dając wyniki z dokładnością, odpowiadającą dokładności pomiaru młynkowego—pozwała

na użycie instrumentu w zupełnie dowolnych przekrojach. Wmontowanie aparatu jest bardzo proste, wymaga otworu średnicy zaledwie 26 mm (rys. 367).

* *

Moc doprowadzoną do motoru określamy przy pomocy amperomierzy, woltomierzy i watomierzy. Należy znać albo zmierzyć współczynnik sprawności motoru.

Ilość obrotów mierzy się tachometrem.



Rys. 368.

Krzywe charakterystyczne pompy.

Po przeprowadzeniu opisanych pomiarów współczynnik sprawności pompy η określamy z zależności $\eta = \frac{0,00273 Q H}{N}$, gdzie Q w m^3/godz , H w m, N w kW.

Badanie przeprowadzamy przy różnym wydatku pomp, przykając przewód tłoczny. Wyniki badań układamy w tabeli:

L. p.	n obr/min	H_t m	H_s m	H m	Q m ³ /godz	N_{mot} kW	N_p kW	η %

i wykreślamy w postaci trzech krzywych (rys. 368):

krzywej dławienia (zależność Q i H)

„ sprawności (zależność Q i η)

„ zapotrzebowania mocy na sprzęgle (zależność Q i N).

Z tych zależności odczytujemy, czy—przy nominalnych wartościach wydajności pompy—całkowita manometryczna wysokość podnoszenia oraz sprawność turbiny (lub zapotrzebowanie mocy na wale pompy) odpowiadają wartościom gwarantowanym.

7. Określenie przepływu ze wskazań tablicy rozdzielczej zakładu wodno-elektrycznego

Przy istniejącym zakładzie wodno-elektrycznym na rzece możemy przepływy wody określić z dostateczną dokładnością ze wskazań umieszczonych w zakładzie na tablicy rozdzielczej woltomierzy i amperomierzy oraz na podstawie znanej zależności skutku użytecznego turbiny η od spadu H .

Moc w kW wyrazi się w zależności od przepływu i spadu następująco:

$$N = \eta \frac{1000 H Q}{75 \cdot 1,36} \quad \text{kW}$$

$$Q = \frac{0,102 N}{H \eta} \quad \text{m}^3/\text{sek} \quad (136)$$

Jeżeli na tablicy rozdzielczej odczytamy wskazania woltomierza V oraz amperomierza A , to $N = \frac{V A}{1000} \text{ kW}$, zaś $Q = 0,000102 \frac{V A}{H \eta} \text{ m}^3/\text{sek}$.

Pomiar jest bardzo prosty: polega na odczytaniu wartości napięcia i natężenia prądu elektrycznego oraz na zmierzeniu spadu H . Współczynnik η sprawności turbiny i generatora razem bierzemy z wykresu gwarancyjnego (fabrycznego).

Jeżeli niecały przepływ wykorzystywany jest w zakładzie, to tę niewykorzystaną część przepływu trzeba dodatkowo zmierzyć, by dodać jej wartość do przepływu użytkowanego w zakładzie.