istnieje możność ich racjonalnego wyzyskania na produkcję związków chemicznych a równocześnie i produkcji energji, mogą tam powstać zakłady cieplne, współpracujące z zakładami wodnemi oraz uzupełniające pracę tych ostatnich.

Dla całego obszaru Państwa można stwierdzić, co następuje:

na południowym zachodzie oraz południu podstawowa energja będzie cieplna i będzie czerpana z zagłębi węglowych i gazowych, szczyty będą kryte energją wodną ze zbiorników, udział energji wodnej w kryciu podstawowego zapotrzebowania będzie mały. W centrum Państwa i północnym zachodzie podstawowa energja będzie dostarczana przeważnie z Zagłębia dalekosiężnemi liniami przesyłowemi, szczyty będą kryte enegją zbiorników, czy to przesłaną z podkarpacia, czy też z zakładów i zbiorników na Pomorzu. Udział zakładów wodnych w kryciu podstawowych obciążeń będzie mały.

Na wschodzie i północnym wschodzie prawie całość tak podstawowego jak i szczytowego zapotrzebowania będzie kryta przez zakłady wodne, drobna część podstawowego zapotrzebowania — przez zakłady cieplne, wybudowane na miejscowym torfie.

O wyborze najodpowiedniejszego typu turbin wodnych dla zakładów o spadkach zachodzących w Wileńszczyźnie

Prof. **Stanisław Zwierzchowski**

Streszczenie. Porównanie cech charakterystycznych turbin Francisa, Kaplana i śmigłowych. Sprawność optymalna. Sprawność ogólna. Przeciążalność. Szybkobieżność. Kawitacja. Zużycie wody przez jedną turbinę i przez cztery turbiny w jednym zakładzie. Ogólne wnioski co do wyboru szczególnie między turbinami Francisa i Kaplana.

Postępy techniki na polu budowy turbin wodnych, — a były one w ostatnich kilkunastu latach bardzo wielkie — mogą być wykorzystane w pełni dopiero wtedy, kiedy dla danego zakładu wybrane będą odpowiednie co do typu i wielkości jednostki. To też widzimy, że coraz więcej wkłada się pracy w studja, poprzedzające czy to ustalenie technicznych warunków przetargu i specyfikacji turbin, czy też powzięcie po otrzymaniu ofert ostatecznej decyzji, jakie turbiny zamówić.

I zgóry zaznaczyć trzeba, że studja, których rezultatem jest sprecyzowanie zadania, jakie ma rozwiązać konstruktor i fabrykant turbin wodnych, są niejednokrotnie ważniejsze od tych rozważań, które po otrzymaniu ofert trzeba przeprowadzić. Fabrykant turbin bowiem powinien mieć absolutnie wszystkie dane techniczne, dotyczące zakładu, a mające mieć wpływ na ostateczną decyzję, przed sobą, kiedy opracowuje swoją ofertę, gdyż dopiero wtedy będzie mógł zaproponować rozwiązanie najlepsze, jakie przy jego doświadczeniu i przy jego możliwościach technicznych i warsztatowych może być osiągnięte. Jest to tak zrozumiałe, że wydawać się może całkiem zbędnem o tem mówić — a jednak niejednokrotnie zdarza się, że fabrykant nie zaproponował swego najlepszego rozwiązania jedynie dlatego, że nie miał tych wszystkich danych, kiedy swą ofertę opracowywał i, co gorsze, nie wiedział nawet o tem, że ich nie miał.

Słusznem więc jest, że i inżynierowie elektrycy interesują się tematem niniejszego referatu, gdyż nie mniej od inżynierów wodnych muszą oni także precyzować dane, od których zależy dobranie najlepszej jednostki turbin wodnych. Idzie tu o jasne sprecyzowanie obciążenia, jakiemu podlegać będzie zakład i o dostarczenie fabrykantowi turbin wodnych możliwie dokładnej krzywej obciążeń w zależności od czasu. Pozatem i inżynier elektryk powinien wiedzieć, co można, a czego nie można osiągnąć turbinami wodnemi różnych typów w warunkach, w jakich mają one pracować.

W referacie niniejszym ma być mowa o wyborze turbin wodnych dla zakładów o spadkach takich, jakie się spotyka w tej części kraju, w której się tegoroczny zjazd inżynierów elektryków odbywa, t. j. w Wileńszczyźnie.

O ile idzie o konstruktora turbin wodnych, to trzeba powiedzieć, że spadki te są dla niego *niskiemi*, bo wymagają tych typów turbin, które się buduje na niskie spadki, t. j. turbin o wielkiej pojemności i szybkości. Wchodzą tu w rachubę:

a) szybkobieżne turbiny systemu Francisa,
b) turbiny śmigłowe o łopatkach nieruchomych,
c) turbiny śmigłowe o łopatkach wirnika, nastawnych w ruchu, czyli turbiny systemu Kaplana.

Są to wszystko turbiny szybkobieżne.

Jak wiadomo, miarą szybkobieżności turbin wodnych jest wyraz

$$n_s = n_1\sqrt{HP_1}$$

gdzie $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$ jest zredukowaną do 1 m spadku ilością obrotów, a $HP_1 = \frac{HP}{H\sqrt{H}}$ jest zredukowaną do 1 m spadku mocą wirnika.

Ostatnie 30 lat rozwoju budowy turbin wodnych stały pod znakiem powiększania n_s, a ostatniem posunięciem w tym kierunku były turbiny śmigłowe i turbiny Kaplana. Oczywiście, trudno jest poszczególne typy rozgraniczyć ściśle na podstawie n_s, a mianowicie trudno jest powiedzieć, na jakich wartościach n_s kończą się turbiny Francisa, a rozpoczynają się turbiny śmigłowe i Kaplana, gdyż leży w naturze rzeczy, że wartości te poszczególnych typów na siebie nachodzą.

Wirnik systemu Francisa, uwidoczniony np. na rys. 1, doszedł do $n_s = 520$ przy bardzo dobrej sprawności (93% przy średnicy 750 mm), a wirniki systemu Kaplana (rys. 2), które normalnie buduje się na $n_s = 600$ do 800, a nawet ponad 1000, bardzo często mają n_s mniejsze od 520. Buduje się je już od n_s — 400.

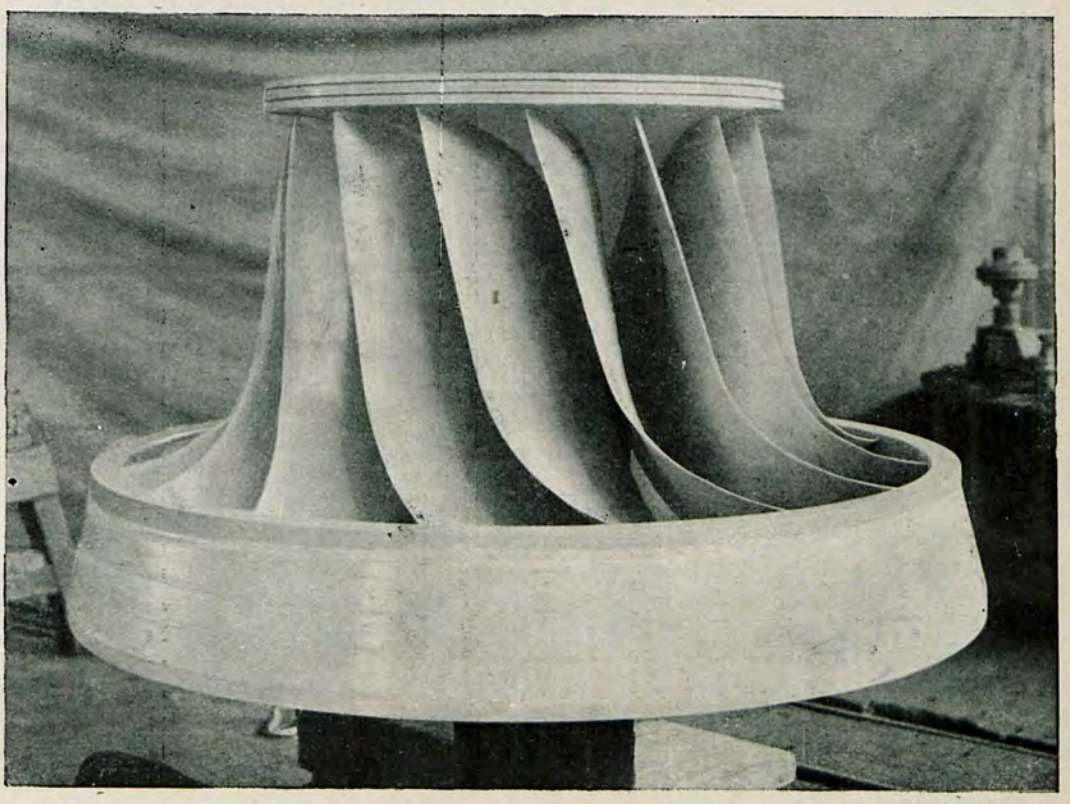
O ile idzie o sprawność optymalną (sprawność przy obciążeniu optymalnem), stwierdzić trzeba, że turbinami Francisa osiąga się lepsze rezultaty. Leży to w naturze rzeczy, gdyż w turbinach śmigłowych i Kaplana woda, opuszczająca wirnik, zawiera w postaci prędkości daleko większą część energji całkowitej spadku, niż w turbinach Francisa, a zatem sprawność ich w daleko wyższym stopniu polega na dobrem działaniu rur ssących, które w tym celu muszą być dłuższe, a zatem powodują większe straty, niż przy turbinach Francisa.

Różnice w optymalnych sprawnościach zacierały się jednak w ostatnich latach, kiedy zaczęto budować turbiny Kaplana z łopatkami, obrabianemi całkowicie mechanicznie według szablonu. Lecz obecnie różnice te są znowu więcej

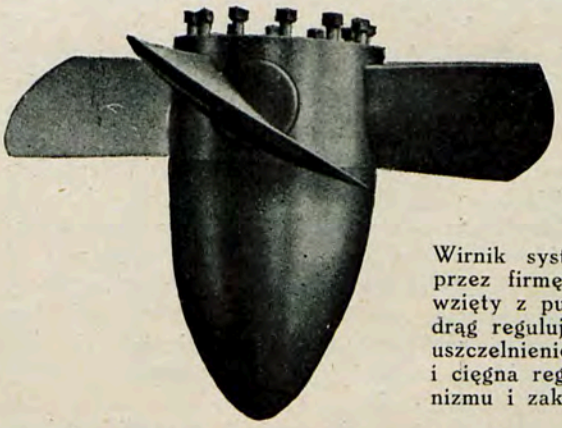
aktualne, bo coraz częściej buduje się i wirniki Francisa całkowicie obrobione, a mianowicie prasuje się łopatki z blachy stalowej i wpawa się je do piasty i wieńca wirnika, poprzednio całkowicie obrobionych, tak że oprócz całkowicie gładkich powierzchni otrzymuje się i w turbinach Francisa kształty precyzyjne i całkowicie zgodne z konstrukcją. W turbinach śmigłowych otrzymuje się w najlepszym razie te same optymalne sprawności, co w turbinach Kaplana, jeżeli i ich łopatki są całkowicie obrobione, co możliwe jest tylko przy konstrukcji wirnika z łopatkami, przyśrubowanemi do piasty.

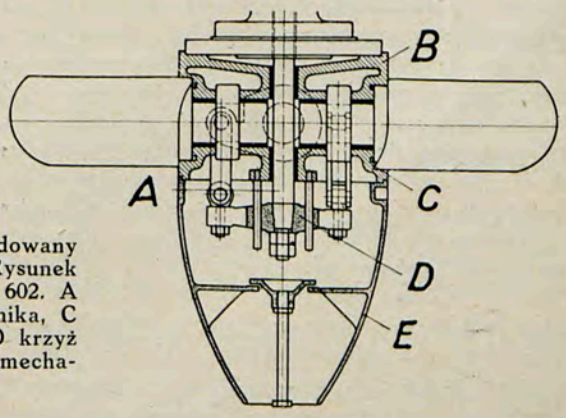
Inaczej przedstawia się sprawa, o ile idzie o sprawność przy obciążeniach nieoptymalnych, czyli o krzywą sprawności w zależności od obciążenia. Różnice tu są bardzo duże i to na korzyść turbin Kaplana.

Krzywe *F* i *K* na rys. 3 są wzięte z praktyki, a mianowicie są to krzywe dla turbiny Francisa i Kaplana, zaprojektowanych dla tego samego zakładu i przeliczone z krzywych, osiągniętych z homogenicznych wirników wzorcowych według znanych i ogólnie stosowanych wzorów, lecz, o ile idzie o turbinę Francisa bez stuprocentowego wyzyskania polepszenia się sprawności, wynikającego z powiększenia wymiarów. O ile idzie o turbinę Kaplana, autorowi nie jest wiadomem, czy i tu zachowano pewną rezerwę. Krzywa S, dla wirnika śmigłowego, wpunktowana, nie jest wzięta z życia, lecz tak mniejwięcej przedstawiałaby się w w rzeczywistości w porównaniu z krzywemi F i K. Z rys. 3 widzimy, że turbina systemu Kaplana ma znacznie lepsze sprawności przy częściowych obciążeniach i jest więcej przeciążalną od turbiny Francisa i śmigłowej. Są to zalety turbiny Kaplana bardzo wielkiej wagi, i odrazu można stwierdzić, że turbiny Kaplana wysuwają się na pierwsze miejsce tam, gdzie się ma do czynienia z takiemi warunkami pracy zakładu, że turbiny przez dłuższe okresy czasu pracować będą przy obciążeniach, które znacznie odbiegają od obciążenia optymalnego (znaczna zmienność mocy i spadku). Ma to duże znaczenie szczególnie dla zakładów zbiornikowych, dla których ekonomiczne zużycie zapasów wody jest pierwszorzędnej wagi. Lecz błędnem byłoby wyciągnąć stąd wniosek ogólny, że wobec tego turbiny Francisa lub śmigłowe zgóry wyeliminować trzeba jako od turbin Kaplana gorsze dla wszystkich zakładów wodnych o zmiennych obciążeniach i spadkach — bo trzeba brać pod uwagę szereg innych ważnych względów poza tym oczywistym względem, czy zmienność ta jest tak wielką, że całkowicie zrównoważy ekonomiczny skutek lepszej sprawności optymalnej turbin Francisa, lub większą prostotę konstrukcji turbin śmigłowych. Tem się też tłomaczy, czemu w wielu wypadkach, w których turbiny Kaplana mogłyby być użyte, instaluje się jednak turbiny Francisa lub śmigłowe. Bardzo ciekawy jest tu przykład ogromnego zakładu „Wheeler Dam" w Stanie Tennesse, obecnie budowanego przez rząd Stanów Zjedno-



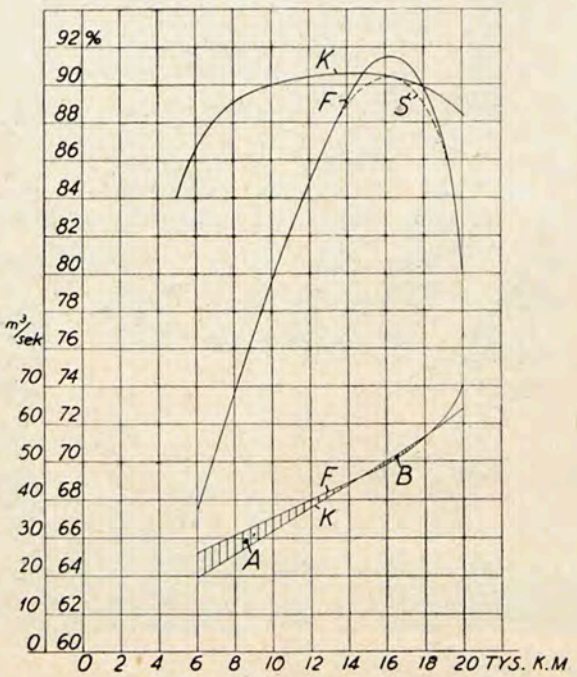
Rys. 1.
Szybkobieżny wirnik systemu Francisa, konstrukcji autora, budowany w Polsce przez firmę Lilpop, Rau i Loewenstein, a w Ameryce przez firmę The James Leffel and C°.





Rys. 2.
Wirnik systemu Kaplana, budowany przez firmę J. M. Voith. Rysunek wzięty z publikacji firmy Nr. 602. A drąg regulujący, B piasta wirnika, C uszczelnienie osiek łopatek; D krzyż i cięgna regulujące, E osłona mechanizmu i zakończenie piasty.

czonych. W zakładzie tym będzie zainstalowanych 8 turbin śmigłowych o 45 000 KM każda przy spadku 14,6 m i 85,7 obrotach $n_s = 664$ (patrz rys. 4). Jak już wspomniano, turbiny śmigłowe, a więc i turbiny Kaplana, są niejako końcową ewolucją turbin w kierunku dużych n_s. Znaczy to praktycznie, iż z pewnemi zastrzeżeniami, o których będzie mowa później, można przy tej samej mocy osiągnąć większą ilość obrotów temi turbinami, niż turbinami Francisa. Dla tego też generatory elektryczne są mniejsze, ważą i kosztują mniej, a w zakładach wielojednostkowych można obyć się mniejszą ilością jednostek przy turbinach śmigłowych i Ka-



Rys. 3.
Krzywe sprawności i wydatku turbiny Francisa i Kaplana.

plana, niż przy turbinach Francisa. Lecz cena turbiny Kaplana będzie zawsze wyższa ze względu na jej więcej skomplikowaną konstrukcję. Turbina Kaplana ma bowiem oprócz aparatu kierowniczego, jaki ma turbina Francisa i śmigłowa, jeszcze drugą regulację, a mianowicie łopatki wirnika regulowane są w ruchu równocześnie z łopatkami aparatu kierującego. To wymaga całego dodatkowego mechanizmu regulującego, umieszczonego w wale wydrążonym i w piaście wirnika wraz z serwomotorem olejowym i wentylem rozdzielczym oraz precyzyjnego skojarzenia tego mechanizmu z mechanizmem aparatu kierowniczego i z wspólnym regulatorem. Umieszczenie serwomotoru olejowego w piaście wymaga też dość trudnego do skonstruowania uszczelnienia osi łopatek wirnika, co wszystko znacznie podraża konstrukcję i to do tego stopnia, że podwyżka ta więcej, niż zrównoważa oszczędności na generatorze, tak że cały turbozespół kaplanowski jest droższy od zespołu Francisa lub śmigłowego (rys. 5). Pozatem i koszty budowlane zakładu, o czem mowa będzie później, są większe przy użyciu turbin Kaplana (i turbin śmigłowych), niż przy użyciu turbin Francisa.

Powiększona szybkobieżność turbin Kaplana (i śmigłowych) stoi w ścisłym związku z prędkością, z jaką woda przepływa przez wirnik i z niego wychodzi. Prędkość ta jest w najwięcej szybkobieżnych turbinach Francisa ekwiwalentem jakichś 15% spadku $\left(\frac{C^2}{2g} = 0{,}15\ \mathrm{H}\right)$. W turbinach Kaplana (i śmigłowych) ekwiwalent ten dochodzi do 40% i wyżej. To zaś ma ten skutek, że turbiny Kaplana (i śmigłowe) są daleko więcej narażone na zjawisko kawitacji, niż turbiny Francisa. To zjawisko, jeżeli zachodzi, nawet gdyby odrazu nie miało wywołać gwałtownego zżerania się łopatek i górnej części rury ssącej, w każdym razie obniży krzywą sprawności znacznie i tak zniweczy jedną z zalet i to najgłówniejszą turbin Kaplana.

To też firmy, budujące turbiny Kaplana, badają od szeregu lat zjawisko kawitacji w swych, specjalnie dla tych celów urządzonych laboratorjach i nauczyły się w wielkiej mierze, jak mu przeciwdziałać przez odpowiednią konstrukcję co do kształtów, wymiarów i ilości łopatek wirnika, oraz przez precyzyjną obróbkę, lecz mimo wszystko stwierdzić trzeba, że ostatecznie zapobiega się kawitacji przez zrezygnowanie w znacznym stopniu z wielkiej szybkobieżności oraz przez ulokowanie turbiny na znacznie niższym poziomie. Im większy jest spadek, tem więcej do tych, jako jedynie skutecznych zabiegów, uciekać się trzeba. To też widzimy, że przy wyższych spadkach — a doszło się już do 32 m — n_s turbin Kaplana (i śmigłowych) coraz więcej się obniża — do 400 i poniżej — a turbiny umieszcza się nawet pod lustrem dolnej wody.

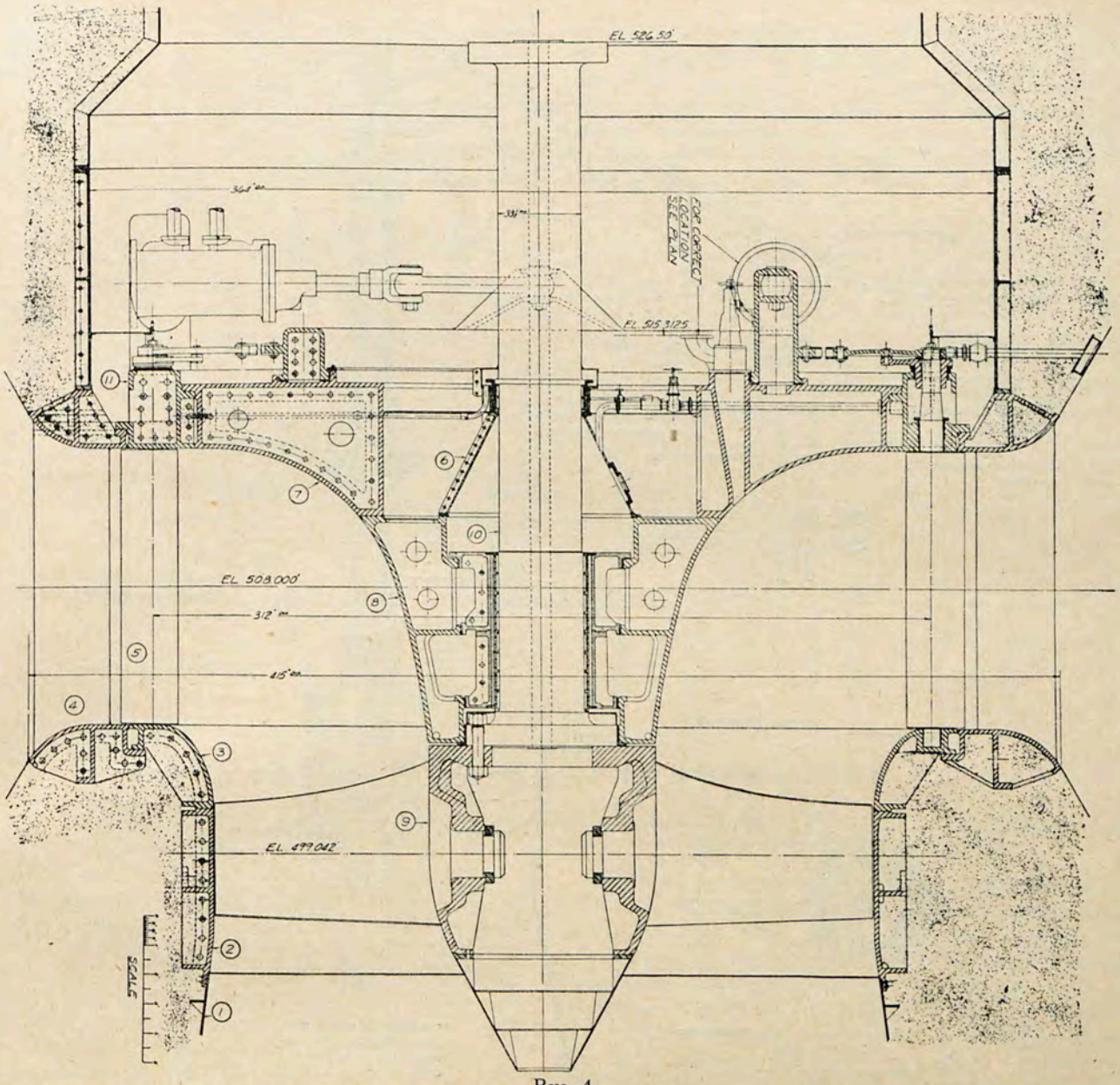
Są zakłady, w których ekskawacja i fundamentowanie muszą być o kilka metrów głębsze przy zastosowaniu turbin Kaplana, niżby były przy stosowaniu turbin Francisa. W takich wypadkach, w celu uzyskania odpowiedniej długości rury ssącej, trzeba ją przedłużyć w kierunku poziomym i przewidzieć możność szczelnego jej zamykania i wypompowywania z niej wody w celu udostępnienia turbiny dla inspekcji. To wszystko podnosi koszt budowy zakładu znacznie.

Co do niebezpieczeństwa kawitacji zaznaczyć również trzeba, że laboratoryjne stwierdzenie na homogenicznym modelu danej turbiny, że ono nie zachodzi, nie jest zawsze niezawodnem, bo nie zawsze można model ten wypróbować przy pracy pod takim samym spadkiem, pod jakim turbina rzeczywista będzie pracowała, lecz pod spadkiem, jaki się ma do dyspozycji w laboratorjum, który nieraz jest niższy od rzeczywistego maksymalnego spadku zakładu.

O ile zaś ustalenie charakterystyki turbiny co do mocy, ilości obrotów i sprawności przy różnych obciążeniach próbami na modelu jest całkowicie pewne, przy jakimkolwiekby spadku model badano — dzięki obowiązującym prawom proporcjonalności i podobieństwa — to nie jest to możliwe, o ile idzie o charakterystykę danej turbiny co do kawitacji, gdyż tu żadne prawa proporcjonalności ani podobieństwa nie obowiązują.

Pozatem liczyć się trzeba jeszcze z istotnemi warunkami pracy w zakładzie, a mianowicie z tem, że przy dużych i nagłych zmianach obciążenia i przy automatycznem szybkiem doregulowaniu wydatku powstają w turbinie mniejsze lub większe falowania ciśnień, spowodowane inercją wody, zawartej w dość długich przewodach doprowadzających i w rurach ssących. Jeżeli zaś już przy normalnem stałem obciążeniu ciśnienie w turbinie jest bliskie tego, przy któremby nastąpiła kawitacja — a wiele turbin Kaplana pracuje właśnie w takich warunkach, to te falowania doprowadzą do chwilowych stanów kawitacyjnych, przy których może nie zauważy się jeszcze zżerania łopatek, a które z całą pewnością zniekształcą krzywą sprawności, obniżając ją okresowo znacznie, co oczywiście wpłynie ujemnie na ogólną ekonomję w zużyciu wody.

Szczególną uwagę trzeba zwrócić na możliwość kawitacji w takich zakładach, w których w pewnych okresach czasu zachodzą znaczne spiętrzenia lustra wody górnej, czyli znaczne powiększenia spadku. Jeżeli — a ze względu na generator będzie to regułą — turbina nie ma powiększyć swej mocy odpowiednio do podniesionego spadku, to łopatki koła kierowniczego będą tak mocno przymknięte, że mimo



Rys. 4.
Turbina śmigłowa, budowana przez firmę J. P. Morris z Philadelfji dla zakładu Wheeler Dam w stanie Tennessee. Spadek 14.6 m. Moc 45 000 KM. Ilość obrotów 85.7 $n_s = 664$.
Rysunek wzięty z artykułu inż. F. H. Rogers i R. E. B. Sharp, ogłoszonego w Mechanical Eugineering z sierpnia r. 1935.

zredukowanego przepływu prędkość wody przy wejściu na wirnik będzie większa, niż przy normalnej pracy, a to dzięki powiększonej składowej wiru, wywołanej większem pochyleniem łopatki kierującej. To zaś może obniżyć ciśnienie na wejściu do wirnika do granicy kawitacji. O tym stanie rzeczy i konstruktorzy turbin często nie myślą, koncentrując całą swą uwagę na stan rzeczy przy wyjściu z wirnika.

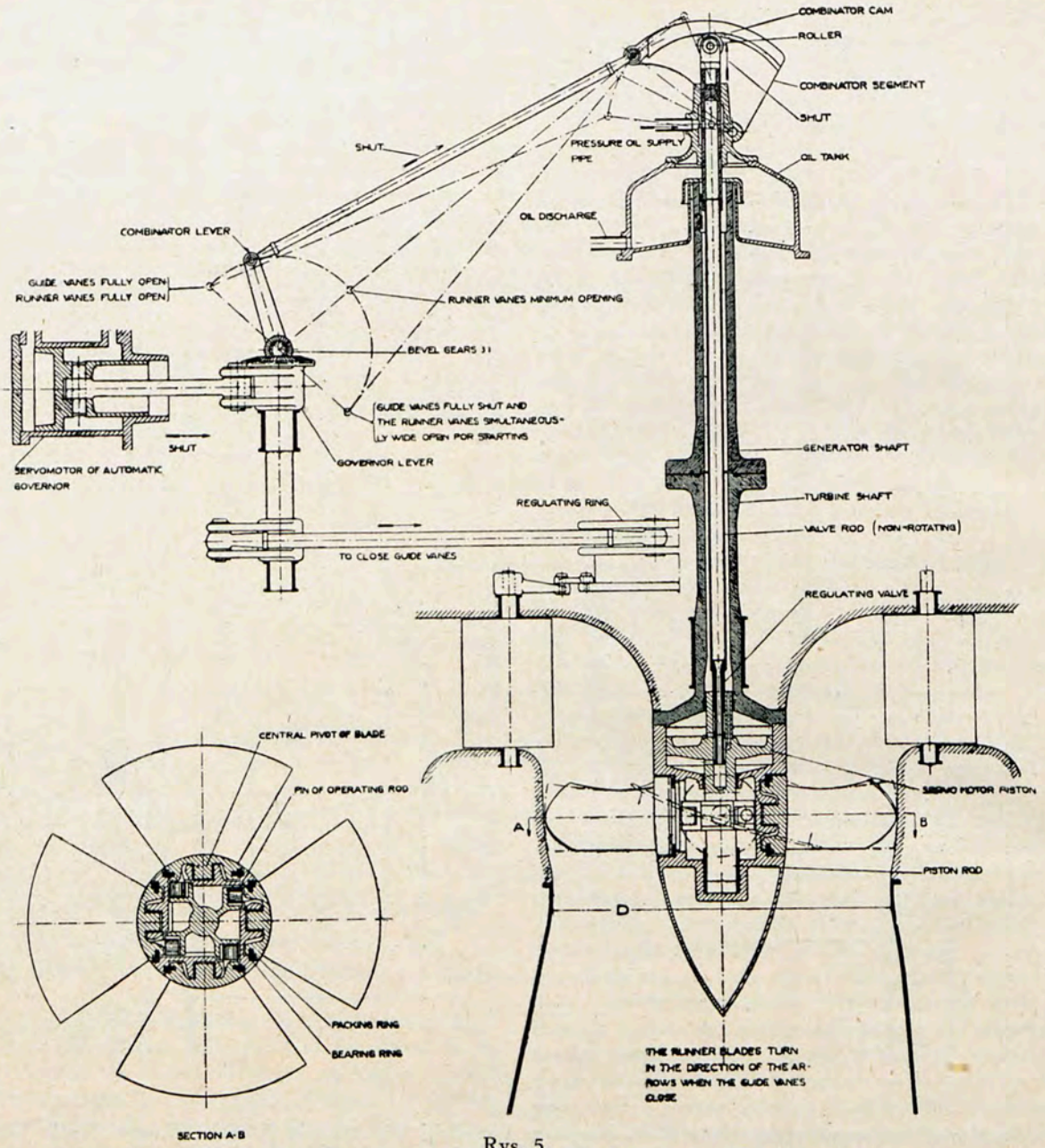
Widzimy więc, że w praktyce przy rzeczywistej pracy turbin Kaplana zachodzić mogą różne okoliczności, dzięki którym choćby przejściowo zjawiska kawitacji są możliwe, co uczyni iluzorycznemi wszelkie oszczędności w zużyciu wody w porównaniu z turbinami Francisa, wyliczone na podstawie krzywej sprawności, co do której jako takiej zresztą nie można mieć żadnych zastrzeżeń. W zakładach, w których spadek dochodzi do jakichś 25 m lub je przewyższa, odnosić się trzeba z wielkim sceptycyzmem do takich obliczeń, nawet gdyby turbiny były ulokowane pod lustrem dolnej wody.

Powracając jeszcze do zalet turbin Kaplana, zwrócić uwagę trzeba na ich przeciążalność, która jest znacznie lepsza, niż u turbin Francisa lub śmigłowych. Ta zaleta ma w wielu wypadkach większą jeszcze wartość praktyczną, niż lepsza sprawność przy częściowem obciążeniu.

Pozwala ona bowiem konstruktorowi przyjąć normalne obciążenie zakładu jako normalne także dla turbiny, czyli konstruować turbinę na najlepszą sprawność przy normalnem obciążeniu zakładu.

To nie byłoby możliwe przy szybkobieżnych turbinach Francisa lub przy turbinach śmigłowych, gdyby maksymalna ich moc miała być większa od 12% do 15% ponad mo normalną.

Pozatem pozwala ona w zakładach wielojednostkowych na instalowanie lub utrzymywanie w ruchu mniejszej ilości jednostek, niżby to było możliwe przy turbinach Francisa lub śmigłowych, kiedy normalnie zakład nie byłby obciążony całkowicie, a wahania obciążenia byłyby znaczne. To zaś miałoby dodatni wpływ na średnie zużycie wody, bo gdyby dla pokrywania chwilowych znaczniejszych wzrostów obciążenia trzeba było utrzymywać stale większą ilość jednostek w ruchu, to, dzieląc obciążenie regularne między uruchamiane jednostki, każda pracowałaby przy tem mniej-



Rys. 5.
Schemat regulacji turbiny Kaplana, wzięty z referatu inż. E. Englesona p. t. „Kaplan and Propeller Turbines compared" — Publikacja firmy Verkstaden, Kristinehamn, Szwecja.

szem obciążeniu, co — jak wynika z krzywej sprawności — daje turbinom Kaplana w porównaniu z turbinami Francisa i śmigłowemi stanowisko uprzywilejowane.

Powracając do krzywych sprawności turbiny Francisa *F* i Kaplana *K* na rys. 3, dodać należy, że turbiny te pracować mają przy spadku normalnym, wynoszącym 26,5 m, przyczem turbina Francisa ma ilość obrotów 166,7, a turbina Kaplana 214.

Uznając moc 18 000 jako moc pełną — obciążenie 100% — wyliczyć możemy, że przy tej mocy n_s wynosi 361 dla turbiny Francisa, a 478 dla turbiny Kaplana. Wyeliminujmy obciążenia mniejsze od 6 000 KM, czyli mniejsze od $^1/_3$ obciążenia pełnego.

Gdybyśmy teraz na podstawie tych krzywych twierdzili, że różnica w zużyciu wody na korzyść turbiny Kaplana przedstawiona jest różnicą pól A i B, lub też stosunek zużycia wody jest równy stosunkowi pól pod krzywemi *F* i K, czyli równy stosunkowi ilości średnich, to byłoby to słuszne jedynie tylko wtedy, gdyby obie turbiny pracowały przy różnych obciążeniach od 6 000 do 18 000 KM przez równą ilość godzin przy każdem obciążeniu. Znaczyłoby to naprzykład, że obie turbiny pracują, powiedzmy, na każde 49 godzin po 7 godzin przy obciążeniu 6 000, 8 000, 10 000, 12 000, 14 000, 16 000 i 18 000 KM.

Łatwo jest wyliczyć z krzywych, że przy takiej pracy średnie zużycie wody wynosiłoby dla turbin Franicisa 40,4 m³/sek, a dla turbiny Kaplana 37,7 m³/sek, a zatem, że turbina Francisa zużyłaby 8,2% więcej wody, niż turbina Kaplana przy tej samej użytecznej pracy.

Lecz w praktyce takie obciążenia zakładu chyba nigdy nie zachodzą, natomiast zawsze takie, że przy obciążeniach w okolicy optymalnych turbina pracuje przez znacznie większą ilość godzin, niż przy obciążeniach innych. Gdybyśmy dla przykładu przyjęli, że na 100 godzin pracować będą turbiny:

przy	obciążeniu	średniem	6 000	KM	przez	5	godzin,
„	„	„	8 000	„	„	5	„
„	„	„	10 000	„	„	10	„
„	„	„	12 000	„	„	15	„
„	„	„	14 000	„	„	20	„
„	„	„	16 000	„	„	30	„
„	„	„	18 000	„	„	15	„

to również łatwo możemy wyliczyć, że średnie zużycie wody wynosiłoby przez te 100 godzin przy turbinie Francisa 44,4 m³/sek., a przy turbinie Kaplana 43,3 m³/sek. W tym wypadku więc, a jest to wypadek napewno więcej zbliżony do rzeczywistości od wypadku poprzedniego — turbina Francisa zużyłaby tylko 2½% więcej wody, niż turbina Kaplana. Już ten przykład dowodzi, jak łatwo ulec można „optycznemu", że tak się wyrażę, złudzeniu, kiedy ekonomję względną obu typów turbin szacuje się z wyglądu krzywych sprawności obu turbin, tak widocznie wysuwających na pierwsze miejsce turbiny Kaplana.

Na rys. 6 przedstawione są krzywe pracy czterech turbin Francisa i Kaplana dotąd rozpatrywanych. Z wykresu widzimy, że zakład jako całość najlepiej będzie pracował, jeżeli przy turbinach Francisa uruchomione będą:

aż do obciążenia 20 000 KM jedna turbina,

przy obciążeniach od 20 000 do 38 000 dwie turbiny,

przy obciążeniach od 38 000 do 55 300 trzy turbiny,

a przy turbinach Kaplana:

przy obciążeniach ponad 55 300 MK litery turbiny,

aż do obciążenia 18 400 — jedna turbina,

przy obciążeniach od 18 400 do 33 800 dwie turbiny,

przy obciążeniach od 33 800 do 48 000 trzy turbiny.

przy obciążeniach ponad 48 000 cztery turbiny.

Gdybyśmy znowu zrobili założenie, że zakład pracuje przy każdem obciążeniu od 6 000 KM do 72 000 KM przez równą ilość godzin, to stosunek średnich wydatków lub pól pod krzywemi wydatków *F* i *K* byłby stosunkiem ekonomji uzyskanej. Stosunek ten wynosiłby 123.5:122.5 = 1 008, czyli przy zainstalowaniu turbin Francisa zakład zużyłby tylko 0,8% więcej wody na tę samą wykonaną pracę użyteczną, niż przy instalowaniu turbin Kaplana.

Widzimy stąd, że im większą instalujemy ilość jednostek w danym zakładzie, tem więcej zanika różnica w zużyciu wody przez turbiny Francisa i Kaplana.

Lecz takie obciążenie zakładu, jakie założyliśmy, nigdy nie zachodzi w praktyce.

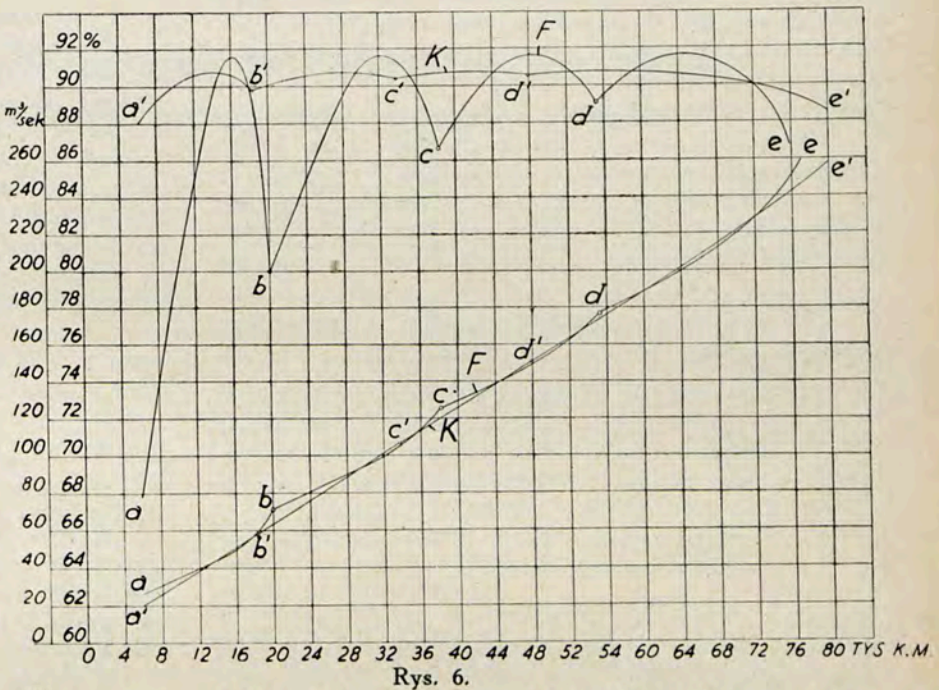
Gdybyśmy założyli tak samo, jak to uczyniliśmy przy jednej turbinie, że zakład będzie pracował na 100 godzin

przy obciążeniu średniem			24 000	KM	przez	5	godzin
„	„	„	32 000	„	„	5	„
„	„	„	40 000	„	„	10	„
„	„	„	48 000	„	„	15	„
„	„	„	56 000	„	„	20	„
„	„	„	64 000	„	„	30	„
„	„	„	72 000	„	„	15	„

to wyliczylibyśmy, że średnie zużycie wody pzez te 100 godzin wynosiłoby przy turbinach Francisa 173.55 m³/sek., a przy turbinach Kaplana 173.66 m³/sek.

A więc w tym wypadku jużby się obie turbiny całkowicie zrównały co do ekonomji w zużyciu wody. Dzieje się to dzięki temu, że przy wielojednostkowych zakładach lepsza optymalna sprawność turbin Francisa daje się więcej we znaki.

Założony przez nas rozkład obciążeń napewno jest więcej zbliżony do praktyki, niż poprzedni. Gdybyśmy nawet założyli, że zakład będzie miał obciążenia jeszcze mniejsze — powiedzmy 8 000 KM przez 5 godzin i 16 000 KM także przez 5 godzin, a więc, że byłyby okresy, kiedy tylko jedna jednostka byłaby w ruchu — to zużycie wody wynosiłoby średnio przez okres 110 godzin przy turbinach Francisa 161.72 m³/sek., a przy turbinach Kaplana — 161.64 m³/sek.



Rys. 6.

Krzywe sprawności i zużycia wody przez cztery turbiny Francisa i Kaplana, zainstalowane w jednym zakładzie.

Widzimy więc, że jużby to żadnej radykalnej zmiany w stosunku ekonomji obu systemów nie oznaczało. Możnaby tu słusznie zrobić zastrzeżenie, a mianowicie to, o czem już była mowa, że ilość jednostek, jaka w danych okresach utrzymywana musi być w ruchu, nie może być oparta na *regularnych* obciążeniach zachodzących w tych okresach, lecz, że zakład musi być przygotowany na chwilowe, czasem znaczne przeciążenia, które wymagać będą utrzymywania w ruchu większej ilości jednostek. W tym wypadku, dzieląc regularne obciążenie między większą ilość jednostek, sprawność turbin Francisa otrzymamy gorszą. Tak jest istotnie i uwzględniając to, rachunek otrzymamy na korzyść turbin Kaplana.

W celu oświetlenia tej sprawy przyjmijmy, że zakład musi być gotów na pokonanie obciążenia o 25% większego od obciążeń regularnych, zachodzących w danych okresach. Ustalmy ilość jednostek turbin Francisa, jaką w danych okresach musimy mieć w ruchu. Dla turbin Kaplana nie potrzebujemy w tym wypadku rachunku nowego przeprowadzać ze względu na prawie że prostolinijną krzywą zużycia wody.

Zakład pracuje przy średniem obciążeniu	Musi być przygotowany na maksymalne obciążenie	przy ilości godzin	Ilość jednostek, która musi być utrzymana w ruchu
8 000	10 000	5	1
16 000	20 000	5	1
24 000	30 000	5	2
32 000	40 000	5	3
40 000	50 000	10	3
48 000	60 000	15	4
56 000	70 000	20	4
64 000	72 000	30	4
72 000	72 000	15	4

Widzimy, że w okresach, kiedy obciążenia średnie wynoszą 32 000 i 48 000 KM, dla których wystarczyłyby 2 względnie 3 jednostki, musielibyśmy utrzymywać w ruchu 3 względnie 4 jednostki.

Możemy z łatwością wyliczyć, że średnio turbiny Francisa zużyłyby 163.8 m^3/sek. Zakładając, że turbiny Kaplana zużywać będą tę samą ilość wody, co poprzednio, t. j. 161.64 m^3/sek. (w rzeczywistości i one nieco więcej zużyją) widzimy, że stosunek zużycia wody będzie 163.8 : 161.64 = 1.015. A zatem nawet w tym dla turbin Francisa niekorzystnym wypadku zużyłyby one tylko 1½% więcej wody, niż turbiny Kaplana.

Oczywiście stosunek ten przesunąłby się na korzyść turbin Kaplana więcej, gdyby momentalne przeciążenia były znacznie większe i zakład może w każdym okresie musiałby mieć uruchomioną większą ilość jednostek, niżby było potrzebnych dla regularnych średnich obciążeń danych okresów.

Na podstawie powyższych rozważań i porównanych obliczeń możnaby postawić następujące tezy:

1) Dla zakładów na spadki aż do 15 m, w których obciążenie będzie bardzo zmienne, a które mają otrzymać jedną lub dwie jednostki, turbinę Kaplana trzeba postawić na pierwszem miejscu. Jeżeli zakład ma mieć trzy lub więcej jednostek turbiny Francisa, względnie śmigłowe mogą się okazać równie ekonomiczne i rentowne.
2) Przy zakładach na spadki (dochodzące do 25 m) niema już tej pewności, że turbiny Kaplana okażą się więcej ekonomiczne od turbin Francisa, a jeżeli zakład ma otrzymać trzy lub więcej jednostek, wskazane jest przeprowadzić bardzo szczegółowy rachunek, uwzględniając ewentualne straty na sprawności turbin dzięki możliwości kawitacji.
3) Przy zakładach na spadki, przewyższające 25 m, wskazana jest bardzo wielka ostrożność, a ewentualne wyliczenia poważnych oszczędności na zużyciu wody przy turbinach Kaplana brać z wielkim sceptycyzmem, szczególnie, jeśli idzie o zakłady wielojednostkowe, i być przygotowanym na to, że w praktyce rezultaty będą znacznie się różniły od rachunku, opartego na krzywej sprawności turbiny, wyliczonej z modelu wirnika wzorcowego, wypróbowanego w laboratorjum.
4) W celu uniknięcia nierównego traktowania turbin poszczególnych typów wskazane jest zażądać od fabrykanta krzywych, otrzymanych na modelu, i samemu przeliczyć je na wirnik o wymiarach prawdziwych, jak to się obecnie prawie wyłącznie czyni w Ameryce przy zamawianiu turbin dla wielkich zakładów.

Na zakończenie wypada rzucić na całą sprawę światło jeszcze ze specyficznego polskiego punktu widzenia. Jak wiadomo, budowa turbin Kaplana jest chroniona patentami, któremi dysponuje Konsorcjum niemiecko - szwajcarskie. Turbiny te dotąd nie są w Polsce budowane, a starania jednej z polskich firm, budujących turbiny wodne, o uzyskanie licencji na budowę turbin Kaplana w Polsce dotąd nie odniosły żadnego skutku. Znaczy to, że decydując się na instalowanie turbin Kaplana, decyduje się na budowanie ich zagranicą. Ponieważ zaś przy polskich warunkach hydrologicznych niemal dla wszystkich większych zakładów trzebaby brać pod uwagę instalację turbin Kaplana, tem większa spoczywa na inżynierze polskim, decydującym o ostatecznym wyborze typu turbin, jakie mają być w danym zakładzie instalowane, *odpowiedzialność* za wybór *roztropny i właściwy* z szerszego punktu widzenia interesów państwa.

Wszelka pochopność w decyzji musi być potępiona, gdyż każde oddanie zamówienia na turbiny większe zagranicę hamuje rozwój budowy wielkich turbin w Polsce, a zatem szkodzi idei rozbudowy przemysłu rodzimego, tak słusznie i koniecznie przez wszystkich wyznawanej.

Niech zatem będzie wolno polskiemu konstruktorowi turbin wodnych dodać jeszcze jedną tezę:

5) W specyficznych polskich warunkach nie decydować się zbyt pochopnie na turbiny Kaplana, jeżeli się nie ma absolutnej pewności, że oszczędności w zużyciu wody, wyliczone na podstawie krzywych sprawności turbin i znanych obciążeń zakładu, będą w rzeczywistości osiągnięte i są dość wielkie, aby zrównoważyły szkodę, jaką przemysł rodzimy, a przez to gospodarka kraju poniesie skutkiem niebudowania danych turbin w Polsce.