

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPIYWOYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPIYWOYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

67-68

WARSZAWA-POZNAŃ 1975

P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN,
80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, ul. Gen. Józefa Fiszer 14, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1975

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 380 + 90 egz.	Oddano do składania 10 I 1975 r.
Ark. wyd. 28,5. Ark. druk. 22	Podpisano do druku 20 IX 1975 r.
Pap. druk. sat. kl. V, 70 g 70×100 cm	Druk ukończono we wrześniu 1975 r.
Nr zam. 112/77	R-17/661 Cena zł 86,-

DRUKARNIA UNIwersytetu im. A. Mickiewicza w Poznaniu

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

**WSPÓŁCZESNE PROBLEMY BADAŃ
I EKSPLOATACJI MASZYN HYDRAULICZNYCH**

Gdańsk, 3 - 5 października 1973 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

**MODERN PROBLEMS OF RESEARCH AND
UTILIZATION OF HYDRAULIC MACHINES**

Gdańsk, October 3 - 5, 1973

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

**СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЙ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН**

г. Гданьск, 3 - 5 октября 1973 г.

WŁADYSŁAW BANASZAK

Bydgoszcz*

Wady rozwiązań technicznych elektrowni pompowo-szczytowej Żydowo, ze szczególnym uwzględnieniem maszyn z punktu widzenia eksploatacji

Elektrownia pompowo-szczytowa Żydowo (rys. 1) została wybudowana w latach 1966 - 70 i przekazana do eksploatacji w marcu 1971 r. Jest wyposażona w 3 turbozespoły Francisa w układzie pionowym, produkcji czechosłowackiej, w tym 2 turbozespoły odwracalne i jeden klasyczny, każdy o mocy znamionowej 50,0 MW — razem 150,0 MW mocy turbinowej i 132,0 MW mocy pompowej. Możliwa jest praca kompensatorowa 3 turbozespołów (dla pomp w obu kierunkach ruchu).

W elektrowni wprowadzono pełną automatykę procesu uruchamiania i zatrzymywania turbozespołów oraz przejścia z pracy pompowej do turbinowej.

Z perspektywy przeszło dwóch lat pracy elektrowni, z punktu widzenia eksploatacji, można przedstawić w szerszym ujęciu wady rozwiązań technicznych E.P. Żydowo, ze szczególnym uwzględnieniem maszyn.

W okresie prac rozruchowych wykryto już szereg usterek. Najważniejsze z nich to:

1. Zwiększony o 6,4 MW pobór mocy czynnej turbozespołu w czasie pompowania, w stosunku do mocy znamionowej generatora — silnika. Zamiast 61,6 MW silnik pobiera 68,0 MW, co spowodowało przekroczenia dopuszczalnych prądów stojana i konieczność pracy przy $\cos \varphi = 1,0$ (znamionowy $\cos \varphi = 0,95$) oraz niemożliwość produkcji mocy biernej w czasie pompowania.

2. Niewłaściwa szczelność aparatu kierowniczego. Uszczelnienia gumowe pionowe i poziome aparatu kierowniczego turbin odwracalnych wymieniono na stalowe, zastosowane przed montażem i w okresie rozruchu. Gumowe uszczelnienia aparatu kierowniczego turbiny klasycznej ulegają uszkodzeniu, co powoduje ich okresową wymianę.

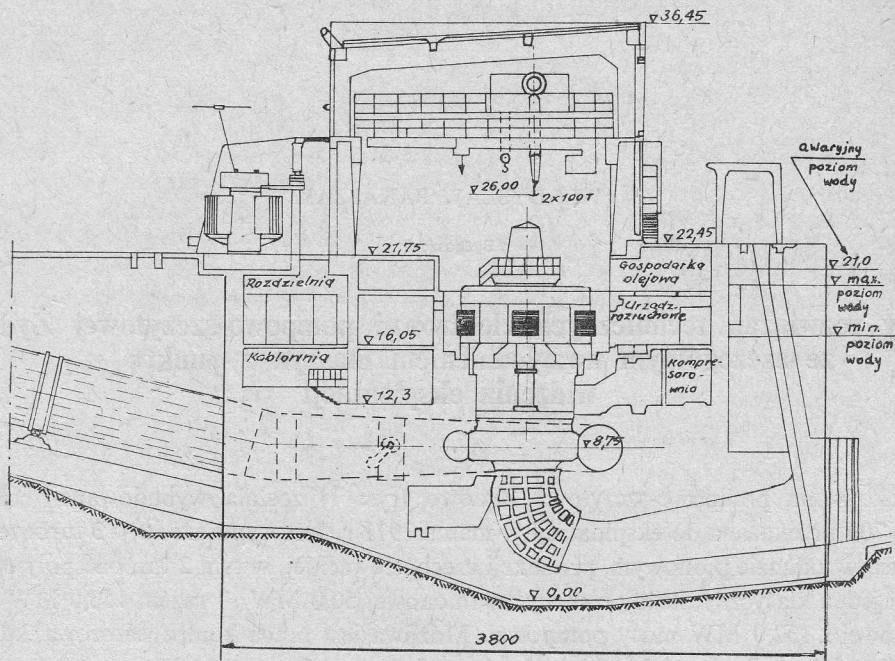
3. Wady fabryczne wirnika generatora nr 2 powodujące pękanie połączeń elastycznych biegunów wirnika.

4. Pękanie blach osłonowych wirników generatorów.

5. Wadliwa praca uszczelnień węglowych wału turbin odwracalnych (uszczelki węglowe były nadmiernie zużyte i powodowały znaczne przecieki wody na pokrywy turbin.)

6. Wady konstrukcyjne łożyska nośnego turbin odwracalnych, powodujące zacieranie

* Zakłady Energetyczne Okręgu Północnego.



Rys. 1. Przekrój elektrowni w osi rurociągu

Dane charakterystyczne: moc turbin — 3×50 MW, moc pomp — 2×60 MW. Typ i ilość turbozespołów — 2 turbiny odwracalne, 1 turbina Francis. Średnica wirnika — dla turbiny odwracalnej 4500 mm, dla turbiny Francis 2850 mm. Obroty turbiny — 250 obr/min, obroty pomp — 187 obr/min

się segmentów ślizgowych. Niedostateczna grubość podkładek pod segmenty oraz niedostateczne spojenie kompozycji łożyska z segmentami.

7. Niska sprawność działania urządzeń pomocniczych automatyki turbozespołów.

8. Niemożliwość uruchamiania turbozespołu do pracy kompensatorowej.

Większość wymienionych usterek konstrukcyjnych i montażowych ujawnionych w czasie rozruchu i eksploatacji wstępnej została usunięta przez dostawcę.

Problem dopasowania do siebie mocy wirnika pompy oraz generatora — silnika, zdecydowano rozwiązać na drodze przystosowania generatora do zwiększonego obciążenia pompy, ze względu na korzyści, jakie daje zwiększenie wydajności pomp z $69,7 \text{ m}^3/\text{s}$ do $77,8 \text{ m}^3/\text{s}$, przy minimalnej wysokości podnoszenia.

Nie osiągnięto zadowalających wyników uszczelnienia kierownic turbin odwracalnych, pomimo przejścia z uszczelek gumowych (układanych w rowki wyfrezowane w łopatkach kierownicy) na stalowe (pręty stalowe wspawane w łopaty kierownic). Znaczne przecieki przez kierownice uniemożliwiają włączenie hamulców bez uprzedniego zamknięcia kłapy motylowej (obroty turbiny nie schodzą poniżej $30\% n_n$). W obawie przed rozruchem spowodowanym przeciekami przez kierownicę i dla uniknięcia strat energetycznych, wprowadzono po każdym odstawieniu turbozespołów zamykanie kłap motylowych, co wydłużyło czasy procesów ruchowych o około 50 s.

W celu ustalenia wielkości przecieków przez kierownice turbozespołów oraz ich wpływu na ruch i eksploatację turbozespołów przeprowadzono odpowiednie pomiary. Przecieki

przez kierownice turbozespołów określono jako sumę ubytków wody z komory wlotowej danego turbozespołu i przecieków przez zasuwę tego turbozespołu. Według czechosłowackiej normy branżowej CN 736502, dopuszczalne wartości przecieków oblicza się z wzoru:

$$Q = 8 \cdot D^2 \cdot \sqrt{H_{br}} \quad [\text{m}^3/\text{s}],$$

gdzie D – średnica wirnika – dla turbin odwracalnych wynosi 4,5 m, a dla klasycznej 2,85 m, H_{br} – spad brutto w m.

Dla turbin odwracalnych dopuszczalna wartość przecieków wynosi

$$\text{dla } H = 75,0 \text{ m} \quad Q = 1,411 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$\text{dla } H = 82,7 \text{ m} \quad Q = 1,474 \text{ m}^3/\text{s},$$

a dla turbiny klasycznej

$$\text{dla } H = 81,68 \text{ m} \quad Q = 0,587 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$\text{dla } H = 82,20 \text{ m} \quad Q = 0,589 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Według przeprowadzonych pomiarów uzyskano następujące przecieki:

– dla turbin odwracalnych nr 1 i nr 2 po automatycznych zamknięciach kierownic z pracy turbinowej i pompowej $Q = 0,425 - 0,470 \text{ m}^3/\text{s}$, czyli wartości niższe od dopuszczalnych,

– dla turbiny klasycznej po automatycznym zamknięciu kierownicy z pracy turbinowej $Q = 0,611 - 0,676 \text{ m}^3/\text{s}$, czyli wartości wyższe od dopuszczalnych.

(Nie jest wyjaśnione, czy czechosłowacka norma branżowa na dopuszczalne wartości przecieków dotyczy zarówno turbin klasycznych jak i odwracalnych).

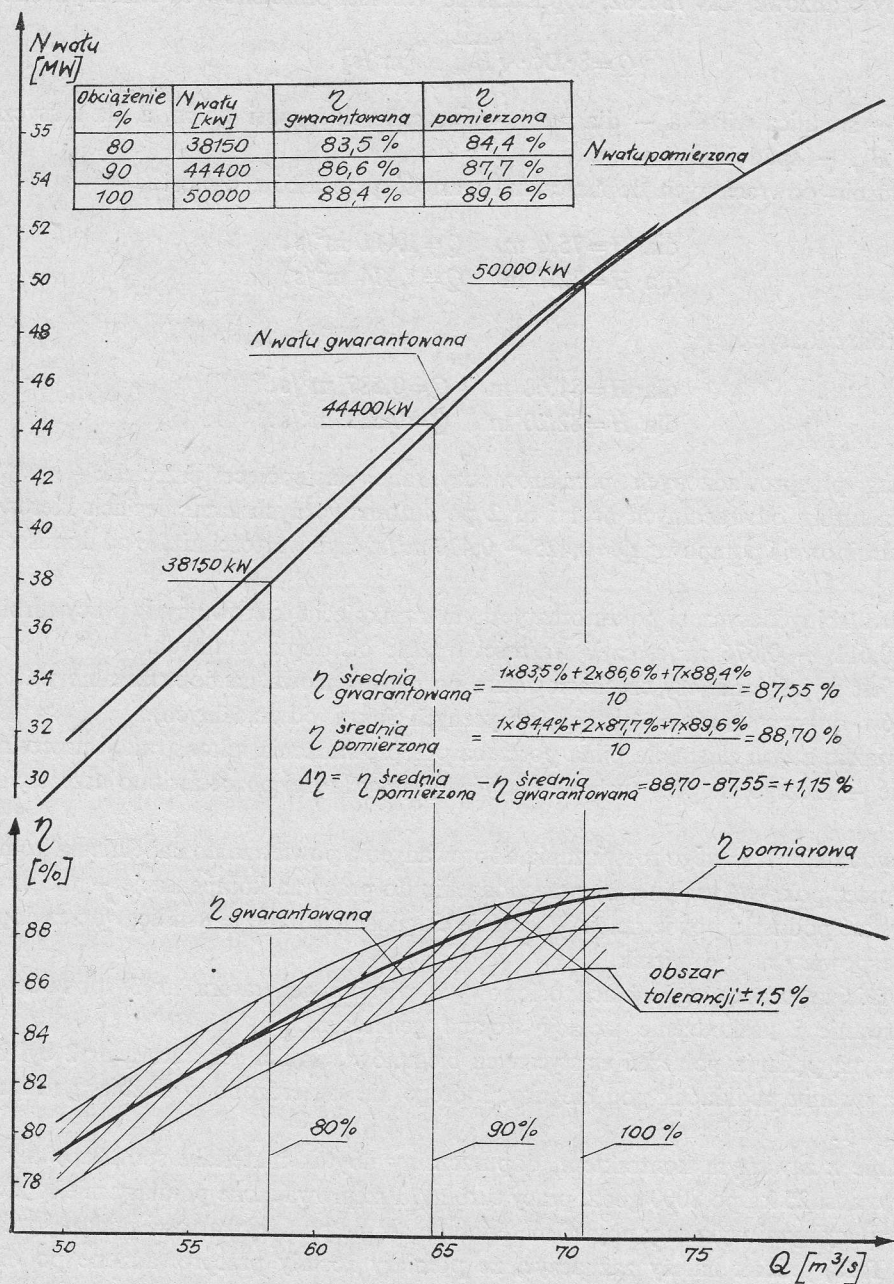
W związku z tym zaistniała pilna potrzeba przeprowadzenia rekonstrukcji uszczelniania kierownic – szczególnie przy turbinie klasycznej, przy której pozostawiono uszczelnienie gumowe.

Z powodu niewłaściwego rozwiązania doprowadzenia powietrza do napełnienia komory wirnika przez pokrywę turbin przy przechodzeniu do pracy na kompensację – nie można było uzyskać poduszki powietrznej. W okresie eksploatacji wadę tę usunięto przez doprowadzenie powietrza pod wirnik.

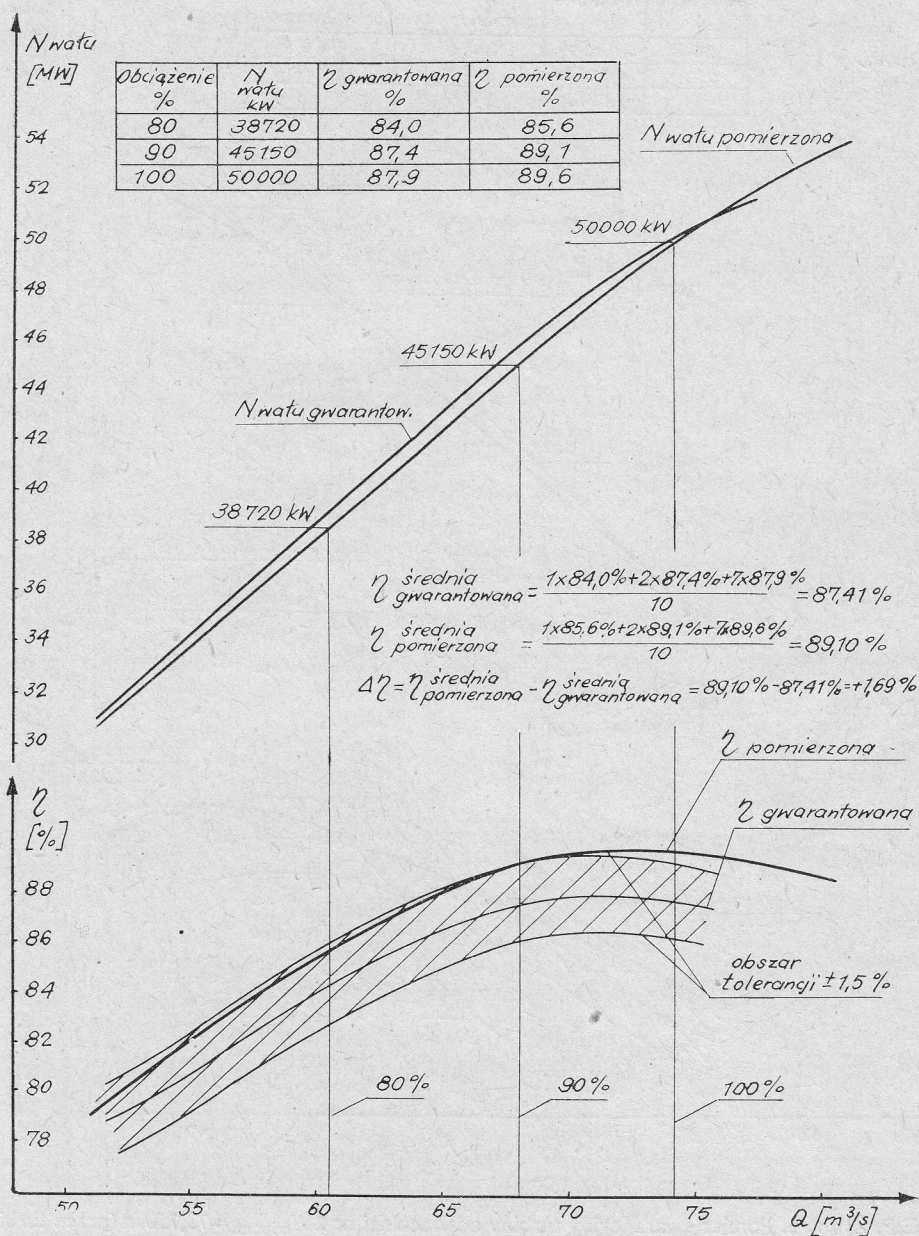
Niewłaściwe umocowanie blach osłonowych wirnika generatora nr 3 spowodowało ich oderwanie i uszkodzenie izolacji stojana generatora.

Przyczyną pęknięcia połączeń elastycznych biegunów wirnika generatora nr 2 był błąd w wymiarowaniu podkładek pod bieguny, którego nie stwierdzono w bliźniaczym turbozespole nr 1.

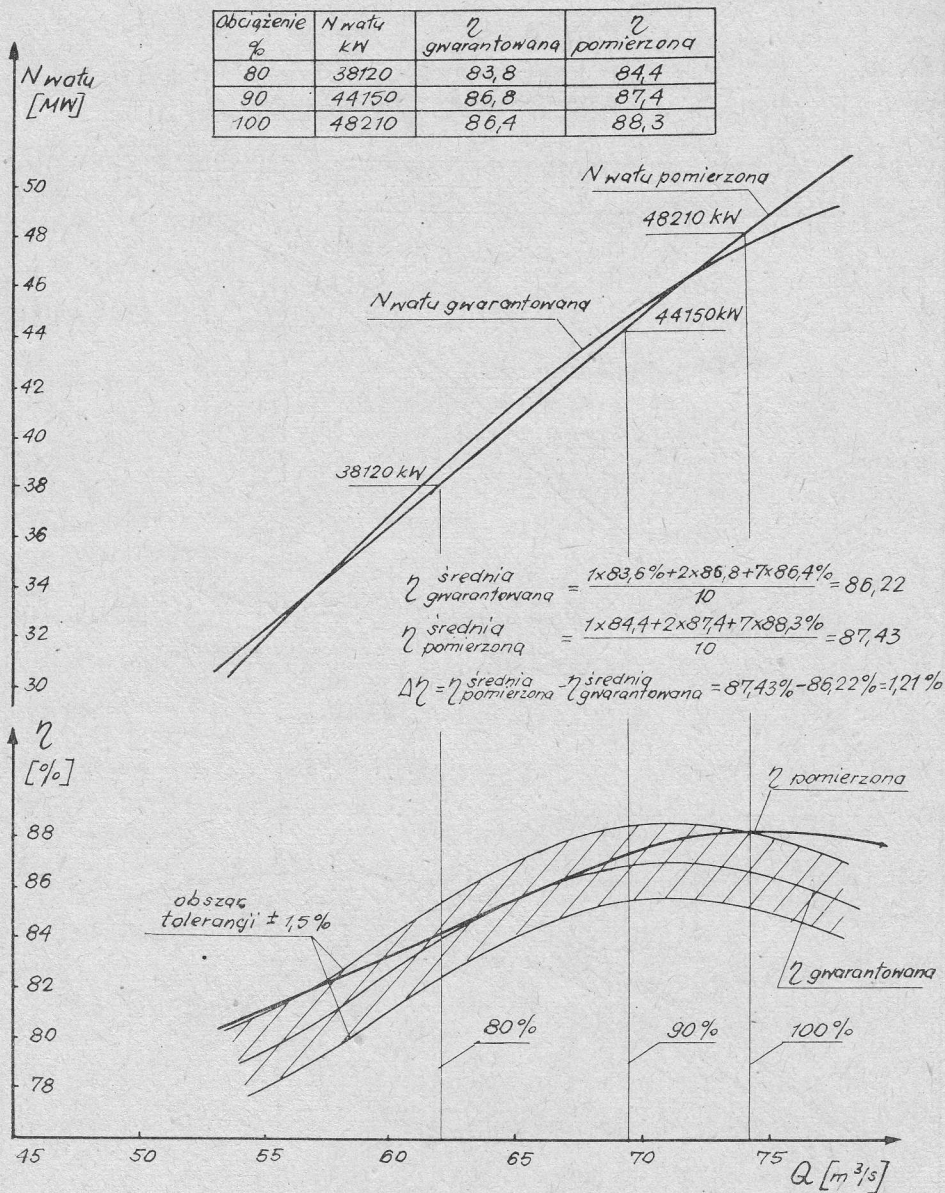
Zgodnie z zawartym kontraktem, dopuszczalny ubytek materiału spowodowany kawitacją wynosi 25 kg po 8000 godz. pracy turbiny. Przeprowadzone pomiary miejsc z wżerami kawitacyjnymi wykazały ubytki materiału znacznie poniżej wartości podanej w kontrakcie. Tutaj jednak należy zaznaczyć, że pomiary zostały przeprowadzone po około 2500 godz. pracy turbiny, a więc po czasie znacznie krótszym od czasu objętego gwarancją. Z kolei przewidywanie ubytków dopuszczalnych na podstawie wykonanych pomiarów nie jest możliwe, gdyż ubytek materiału w czasie nie jest zależnością liniową. Mimo że kawitację na wirnikach wszystkich turbin należało uważać za dopuszczalną, to jednak



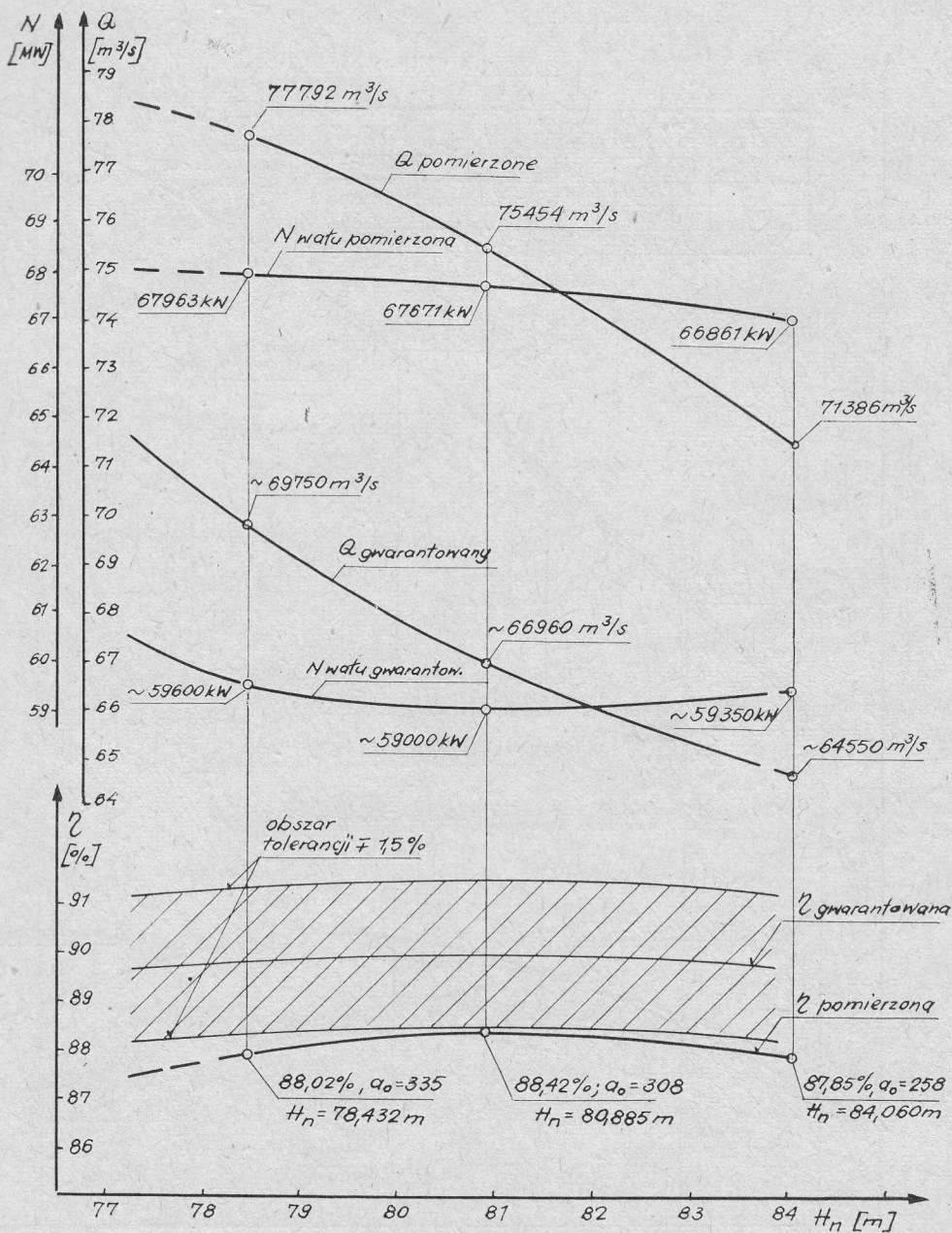
Rys. 2. E.P. Żydowo. Pomiar gwarancyjny turbiny odwracalnej nr 2 $H_{\text{sr.pom.}} = 80,369$ m (praca turbino-
wa). Charakterystyki $N=f(Q)$ i $\eta=f(Q)$ gwarantowane i pomierzone



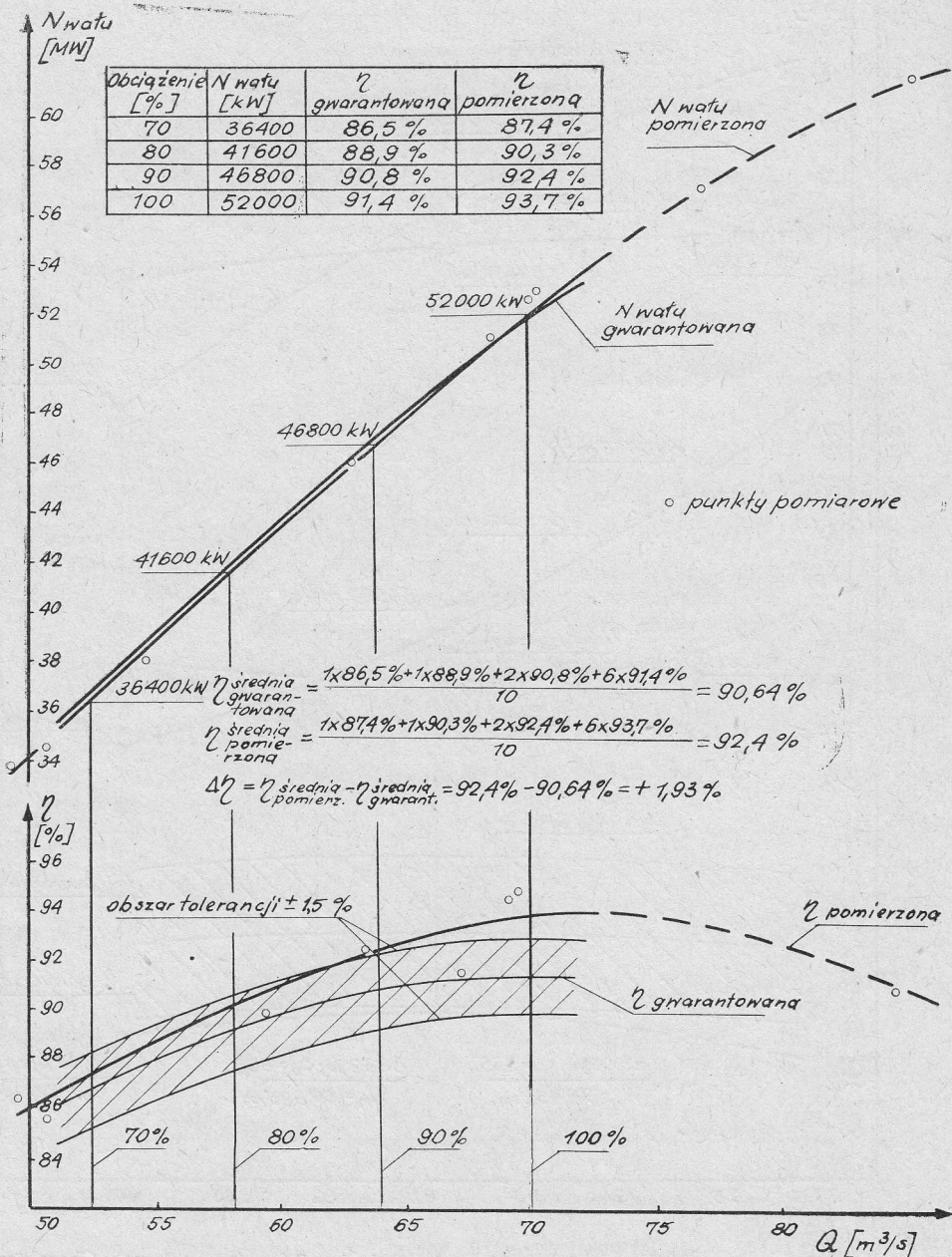
Rys. 3. E. P. Żydowo. Pomiar gwarancyjny turbiny odwracalnej nr 2 $H_{\text{sr.pom.}} = 76,821$ m (praca turbino-wa). Charakterystyki $N=f(Q)$ i $\eta=f(Q)$ gwarantowane i pomierzone



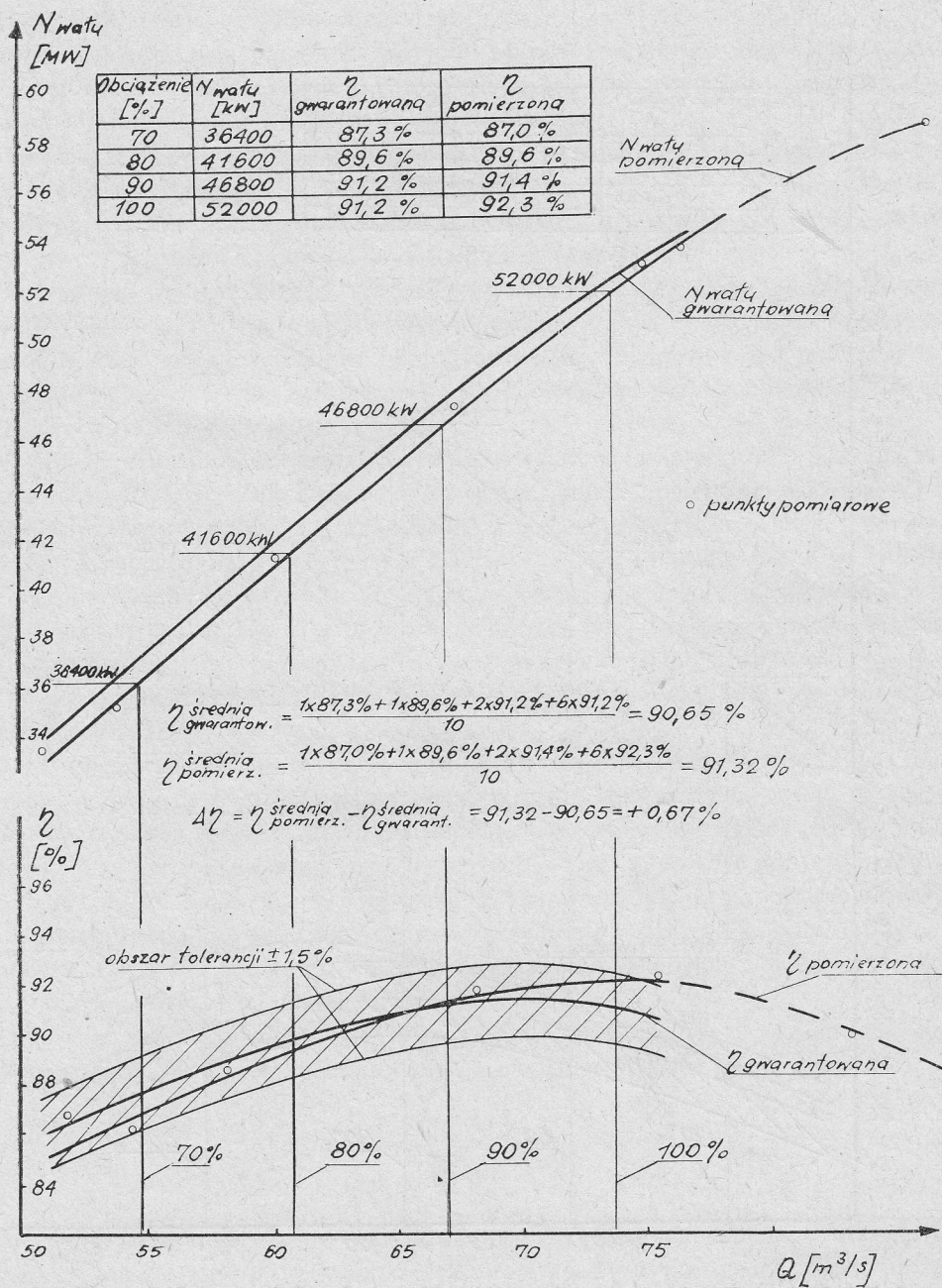
Rys. 4. E.P. Żydowo. Pomiar gwarancyjny turbiny odwracalnej nr 2 $H_{\text{śr.pom.}} = 73,750$ m (praca turbino-wa). Charakterystyki $N=f(Q)$ i $\eta=f(Q)$ gwarantowane i pomierzone



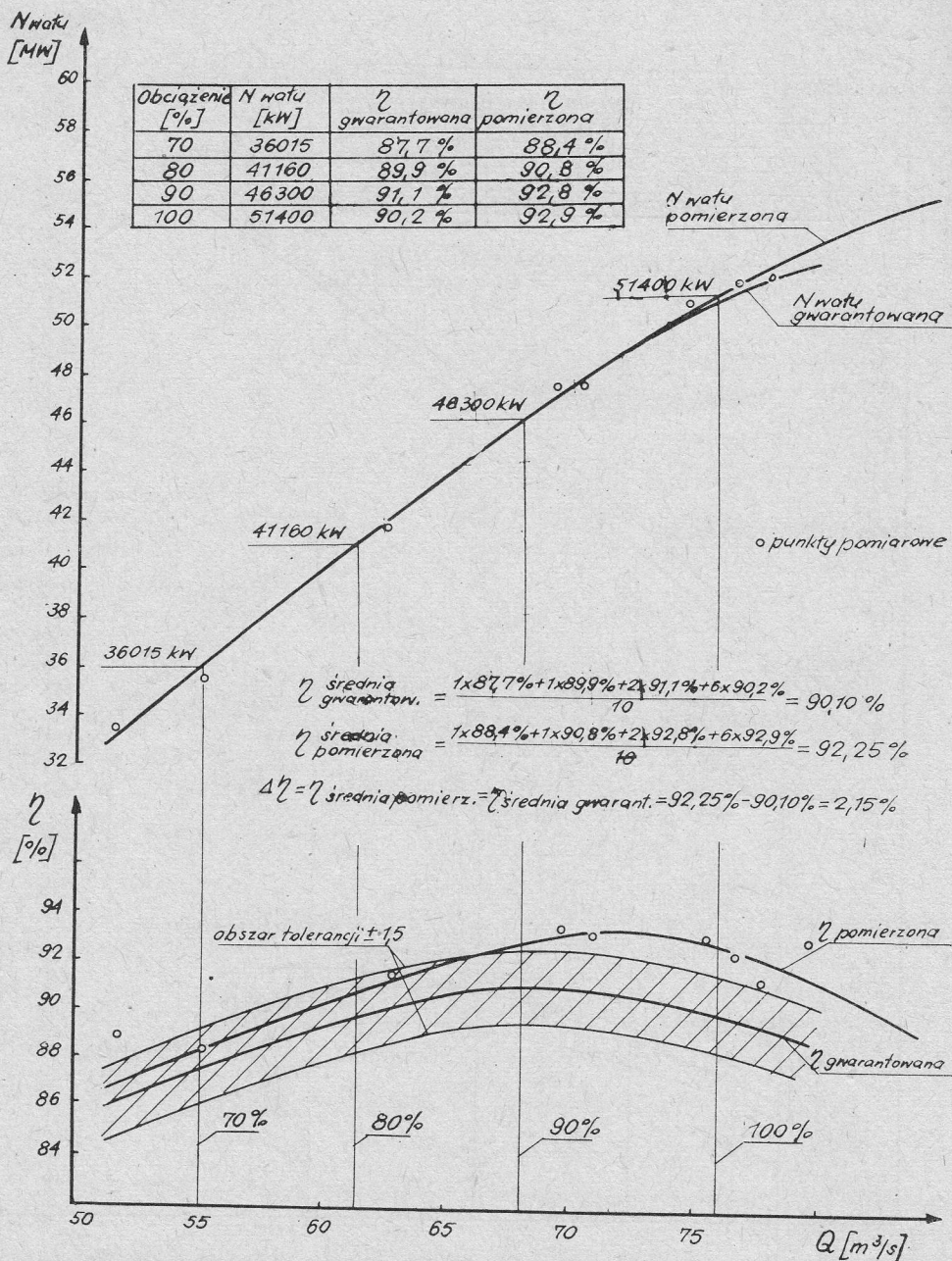
Rys. 5. E.P. Żydowo. Pomiar gwarancyjny turbiny odwracalnej nr 2 (praca pompowa). Charakterystyki $Q=f(H_n)$; $N=f(H_n)$ i $\eta=f(H_n)$ gwarantowane i pomierzone



Rys. 6. E.P. Żydowo. Pomiar gwarancyjny turbiny klasycznej nr 3 $H_{\text{sr.pom.}} = 81,0 \text{ m}$. Charakterystyki $N=f(Q)$ i $\eta=f(Q)$ gwarantowane i pomierzone



Rys. 7. E.P. Żydowo. Pomiar gwarancyjny turbiny klasycznej nr 3 $H_{\text{sr.pom.}} = 78,0$. Charakterystyki $N=f(Q)$ i $\eta=f(Q)$ gwarantowane i pomierzone



Rys. 8. E.P. Żydowo. Pomiar gwarancyjny turbiny klasycznej nr 3 $H_{sr.pom.} = 74,6$ m. Charakterystyki $N=f(Q)$ i $\eta=f(Q)$ gwarantowane i pomierzone

wżery kawitacyjne i korozja na piaście wirników turbin odwracalnych wymagały pilnej naprawy. Regeneracja wirników została przeprowadzona w okresie letnim 1973 r. pod nadzorem Zakładu Dynamiki Cieczy Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Przyczyną wżerów kawitacyjnych i korozji na piaście jest niewłaściwy materiał piasty; nie zastosowano tu stali nierdzewnej.

Doświadczenia wstępnego okresu eksploatacji elektrowni narzuciły konieczność zmodernizowania urządzeń sterujących zasuwy awaryjne oraz urządzeń pomocniczych na górnej wodzie. Tą drogą uzyskano większą pewność ich działania, a w szczególności bezpieczeństwa tak ważnej budowli jak obwałowanie komory wlotowej.

Ograniczony dostęp do łożysk nośnych wszystkich turbozespołów, uszczelnień wałów turbin (zwłaszcza turbozespołu nr 3) i pokrywy turbiny nr 3 bardzo utrudnia dokonywanie przeglądów ruchowych i remontów tych urządzeń (np. niemożliwy jest pomiar zużycia uszczelnień węglowych wału turbiny nr 3 i ich konserwacja bez demontażu łożyska prowadzącego turbiny).

W zakresie elementów automatyki należy stwierdzić, że np. przekąźniki poziomu wody w komorach wirników, poziomu oleju w łożyskach i kontroli przepływu wody chłodzącej, wyłączniki krańcowe i pomocnicze oraz zasuwy z napędem elektrycznym ulegają zacięciom względnie uszkodzeniom. Przyczyną jest zła jakość wymienionych elementów, które powinny być wykonane z materiałów odpornych na korozję, na drgania mechaniczne i w wykonaniu hermetycznym. Ma to duże znaczenie dla pewności działania w warunkach pracy elektrowni wodnej, gdzie występują duża wilgotność i drgania maszyn.

Od czasu przekazania turbozespołów do eksploatacji (marzec 1971) do dnia dzisiejszego są one bardzo intensywnie eksploatowane.

Pomiary gwarancyjne poszczególnych turbin zostały przeprowadzone w 1971 r. Celem ich było sprawdzenie wartości gwarantowanych kontraktem przez dostawcę. W wyniku pomiarów uzyskano charakterystyki dla turbiny odwracalnej nr 2 i klasycznej nr 3. Charakterystyki te podano na załączonych wykresach — rys. 2, 3, 4 i 5 dla turbiny odwracalnej i rys. 6, 7 i 8 dla turbiny klasycznej. Z charakterystyk turbiny odwracalnej nr 2 wynika, że wartości sprawności gwarantowanej przy pracy turbinowej zostały dotrzymane, natomiast przy pracy pompowej wartości te nie zostały dotrzymane w całym obszarze wysokości podnoszenia od $H=80,00$ m do $H=84,06$ m.

Dla całego zakresu spadów, przy których pracuje turbina nr 3, uzyskano dobry przebieg charakterystyk, a nawet przekroczenie wartości sprawności gwarantowanej.

Wnioski

1. Pomimo znacznej ilości wad konstrukcyjnych i usterek (w większości usuniętych), których całkowicie nie da się uniknąć przy prototypowych maszynach, pracę turbozespołów należy ocenić pozytywnie.

2. Nieznaczne niedotrzymanie sprawności gwarantowanej dla turbin odwracalnych przy pracy pompowej zostało skompensowane wysoką sprawnością turbiny klasycznej oraz zwiększoną wydajnością pomp, co umożliwia skrócenie czasu napełniania zbiornika górnego o 30 min. w stosunku do czasu projektowanego, to jest 7 godzin.

3. Zagadnieniem dotychczas nie rozwiązany przez dostawcę maszyn jest sprawa właściwego uszczelnienia kierownic wszystkich turbin. Konieczna jest rekonstrukcja.

4. Z doświadczeń pracy E.P. Żydowo wynika konieczność dostosowania wszystkich turbozespołów odwracalnych do pracy kompensatorowej w obu kierunkach.

5. Wszystkie elementy mechaniczne wiążące się z automatyzacją pracy turbozespołu powinny się odznaczać największą pewnością działania. Mając na uwadze szczególnie znaczenie automatyki w elektrowni pompowej i wyjątkową intensywność jej wykorzystania, elementy automatyki powinny odpowiadać najwyższym wymaganiom. Zachodzi potrzeba opracowania nowych konstrukcji niektórych elementów oraz podwyższania związanych z tym norm.

6. W klasycznej elektrowni pompowej wyposażonej w turbozespoły o jednakowej mocy, należy uznać za celowe ustawienie wszystkich jednostek jako odwracalnych w celu zwiększenia elastyczności pracy elektrowni pompowej.

7. Z uwagi na przekroczone wartości dopuszczalnego natężenia hałasu w budynku elektrowni (wg przeprowadzonych pomiarów natężenie hałasu w elektrowni na poziomie generatorów wynosi 110 dB), istnieje konieczność przeprowadzenia specjalnych badań i zabiegów, mających na celu zmniejszenie hałasu.

8. Zagadnieniem dotychczas nierozwiązanym jest sprawa zabezpieczenia rurociągów od pęknięć. Sprawa ta jest w trakcie rozpracowywania przez Zakład Dynamiki Ciecży IMP PAN w Gdańsku.

9. Do gwarantowanych przez dostawcę parametrów turbin odwracalnych należy podchodzić z rezerwą i przed podpisaniem kontraktu muszą być przeprowadzone badania modelowe z udziałem nabywcy.

10. Wydaje się celowe stosowanie do turbin odwracalnych generatorów o większej mocy niż moc projektowanej pompy, w celu stworzenia marginesu mocy w wypadku prze-wymiarowania turbiny.

Defects of the Design of Pumped-Storage Peaking Power Plant at Żydowo with Special Assessment of the Turbine Performance

Summary

More important defects of the design of the pumped-storage power plant (Fig. 1) at Żydowo as seen from the viewpoint of the operating experience are presented.

Figures 2 - 8 show the operating characteristics of the turbines (reversible turbines and a conventional one).

Increase in the active power consumption by reversible turbines sets when operating as pumps, leakage of the guide apparatuses of turbines, cavitation erosion and condition of the automatic control system elements are the more important problems mentioned.

At the end an opinion is advanced that the experience gained during the over two years' operation of the Żydowo power plant should be used for the design and construction of new pumped-storage peaking power plants.

Недостатки технических решений насосно-пиковой электростанции Жыдово с особым учетом машин с точки зрения их эксплуатации

Резюме

В сообщении перечисляются важнейшие недостатки технических решений насосно-пиковой электростанции Жыдово (рис. 1), на основании накопленного до сих пор эксплуатационного опыта.

Эксплуатационные характеристики установленных машин (реверсивных турбин и классической турбины) представлены на рис. 2 - 8.

В частности обращается внимание на увеличенное потребление активной мощности реверсивными турбоагрегатами во время накачивания, на неплотность направляющего аппарата турбин, явление кавитационной эрозии, состояние элементов автоматики.

Отмечается, что выводы, сделанные на основе свыше двухлетней эксплуатации насосно-пиковой электростанции Жыдово, необходимо учитывать при проектировании и постройке новых насосно-пиковых электростанций.