

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

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

90-91

WARSZAWA—POZNAŃ 1989

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

RADA REDAKCYJNA — EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI
STEFAN PERYCZ · WŁODZIMIERZ PROSNAK
KAZIMIERZ STELLER · ROBERT SZEWAŁSKI (PRZEWODNICZĄCY · CHAIRMAN)
JÓZEF ŚMIGIELSKI

KOMITET REDAKCYJNY — EXECUTIVE EDITORS

KAZIMIERZ STELLER — REDAKTOR — EDITOR
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA — EDITORIAL OFFICE

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

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1989

Printed in Poland

ISBN 83-01-09017-0

ISSN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 350+90 egz.	Oddano do składania 27 X 1987 r.
Ark. wyd. 27. Ark. druk. 19,5	Podpisano do druku w sierpniu 1989 r.
Papier offset. IV kl. B-1	Druk ukończono w styczniu 1990 r.
Zam. nr 2/90	K-8/295

DRUK ZAKŁAD POLIGRAFII WSP W ZIELONEJ GÓRZE

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

ZAGADNIENIA HYDRAULICZNYCH MASZYN WIROWYCH

Gdańsk-Władysławowo, 24-27 września 1985 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

PROBLEMS OF HYDRAULIC TURBOMACHINES

Gdańsk-Władysławowo, September 24-27, 1985

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

ПРОБЛЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБОМАШИН

Гданьск-Владыславово, 24-27 сентября 1985 г.

KAZIMIERZ ŻOCHOWSKI

Katedra Turbin Wodnych i Pomp Politechniki Gdańskiej (Department of Water Turbines and Pumps of the Technical University of Gdańsk)

On the Use of Prerotational Control for Adjusting the Discharge of Medium-Speed Impeller Pumps

Selected results of investigations of a medium-speed impeller pump adjustment (kinematic specific speed 50), using prerotational control, are presented. The influence of the used prerotation guide ring on the velocity distribution in the inlet pipe of the pump is examined. Pump characteristics obtained for this type of adjustment are presented and compared with adjustment characteristics obtained while changing rotational speed of the pump impeller, for different characteristic curves of the pump system.

1. Influence of the Setting Angle of Prerotation Guide Vanes on the Velocity Distribution in the Pump Suction Pipe

The liquid flowing to the impeller was rotated by means of an appropriately constructed vane guide. In order to determine the effectiveness of the influence of the guide ring on the flow, the velocity distributions were measured using type Skk-10 ball sensors. Arrangement of the sensors and position of the guide ring relative to the pump impeller are shown in Fig. 1. Measurements were made for a range of pump discharges and differing impeller speeds.

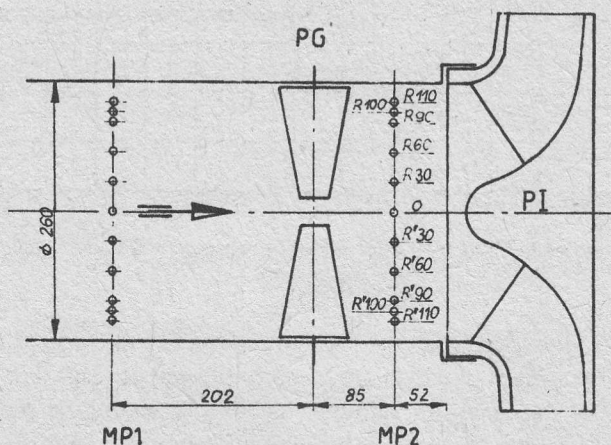


Fig. 1. Arrangement of the prerotation guide and sensors

R, R' — sensing radius, PG — prerotation guide, $MP1$ — measurement plane before the guide, $MP2$ — measurement plane behind the guide, PI — pump impeller

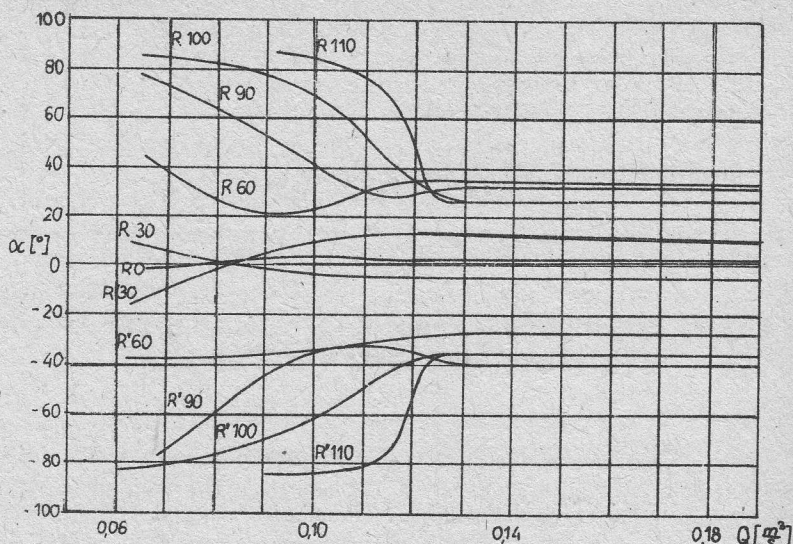


Fig. 2. Angle of rotation of liquid $\alpha = f(Q)$ for constant sensing radii R, R' . Angle of prerotation $\alpha_k = 30^\circ$

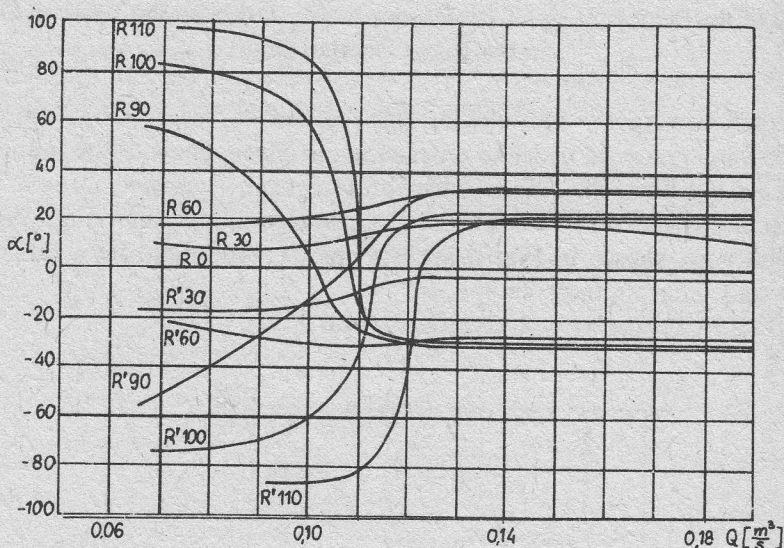


Fig. 3. Angle of rotation of liquid $\alpha = f(Q)$ for constant sensing radii R, R' . Angle of prerotation $\alpha_k = -30^\circ$

Detailed curves obtained from the measurements [1] allowed to draw comprehensive diagrams, two examples of which are given in this paper (Figs 2 and 3). They present the angle α between the absolute velocity vector and the plane passing through the pipeline axis as a function of the flow intensity. The curves obtained were drawn for different constant sensing radii R, R' . The prerotation guide ring setting angle α_k assumed a positive value when rotation generated by the guide ring had the same

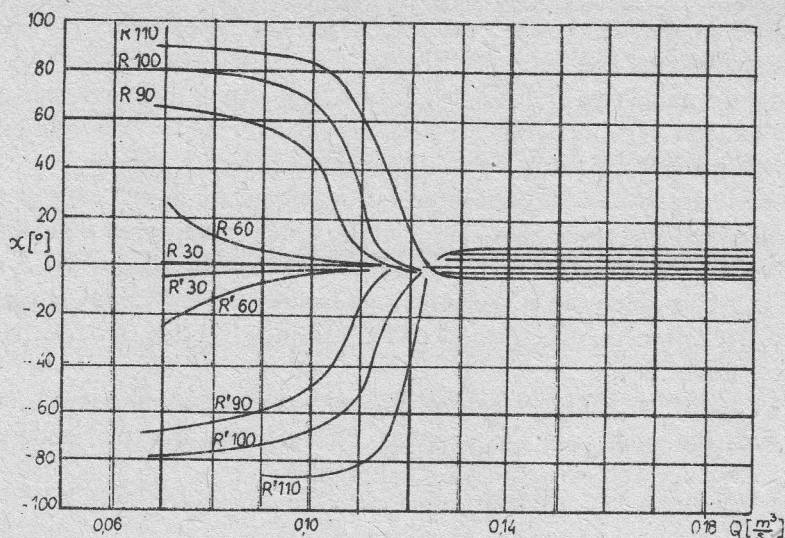


Fig. 4. Angle of rotation of liquid $\alpha = f(Q)$ for constant sensing radii R, R' . Guide dismounted

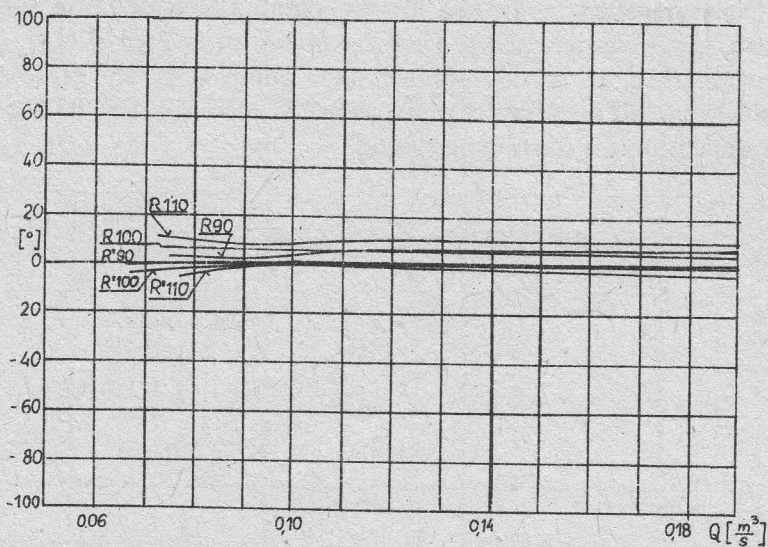


Fig. 5. Angle of rotation of liquid $\alpha = f(Q)$ for constant sensing radii R, R' . Plane of measurement before the guide

direction as the direction of the impeller rotation and the value was negative for the opposite direction. The pump ratings were: $Q_n = 0.17 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_n = 16 \text{ m}$, $n_n = 975 \text{ r.p.m.}$ For comparison, similar curves obtained with dismounted guide ring are shown in Fig. 4. Also velocity distributions in a plane situated before the guide were measured. This allowed evaluating the character of the flow before it was disturbed by the vanes of the prerotation device (Fig. 5).

Analysis of the detailed curves presented in [1] and of summary curves allows to formulate some general conclusions.

a) Setting the guide ring at an angle α_k causes rotation of the liquid delivered to the pump impeller, the angle between the absolute velocity vector of the liquid and the plane passing through the suction pipe axis approaching the angle α_k .

b) In each case tested, natural prerotation appeared in the area between the pump impeller and the guide ring. The time at which it appeared depended only in a small degree on the setting of the guide vanes and corresponded to the flow intensity $Q = 0.7 Q_n$. This value did not change significantly also when the guide ring was dismounted. Therefore, the effectiveness of a guide ring is limited to a relatively narrow range of flow intensities.

c) As it appears from Fig. 5, natural prerotation does not propagate beyond the plane in which the guide ring was installed. This suggests that the guide ring exerts a screening influence and brings order into the flow.

2. Influence of the Preliminary Rotation Angle on the Pump Characteristics

Energy measurements performed for the pump [2] allowed to plot its flow, efficiency and power characteristics. They are presented in Figs 6, 7, 8.

The curve marked BK was determined for a pump without a prerotation guide ring. The efficiency hill for prerotational control is shown in Fig. 9. The curves are drawn in a dimensionless coordinate system.

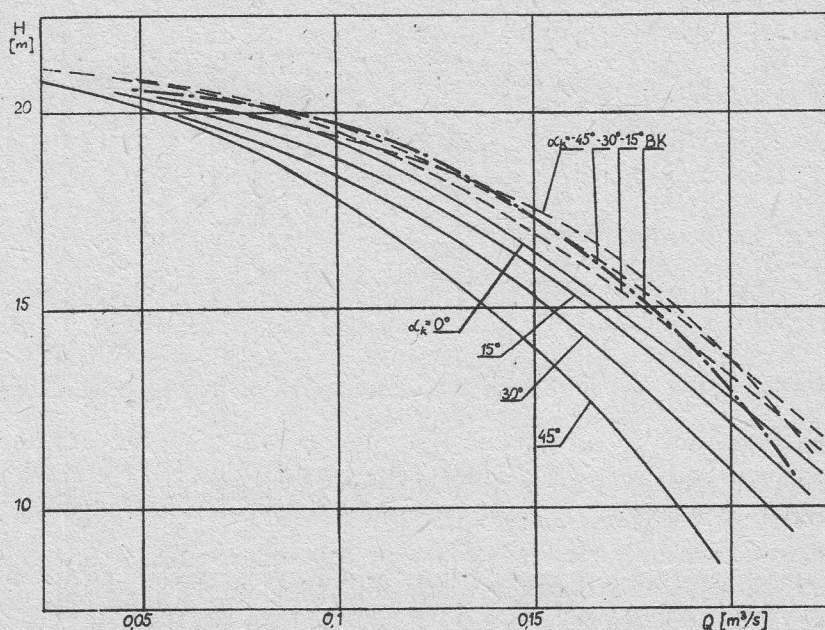


Fig. 6. Characteristics $H = f(Q)$ for different guide angles at constant speed $n = 975$ r.p.m.

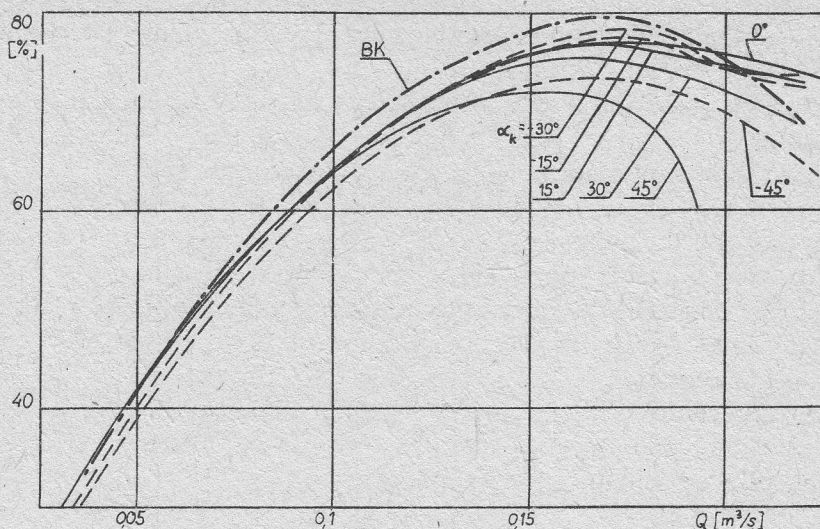


Fig. 7. Curves $\eta = f(Q)$ for different guide setting angles at $n = 975$ r.p.m.

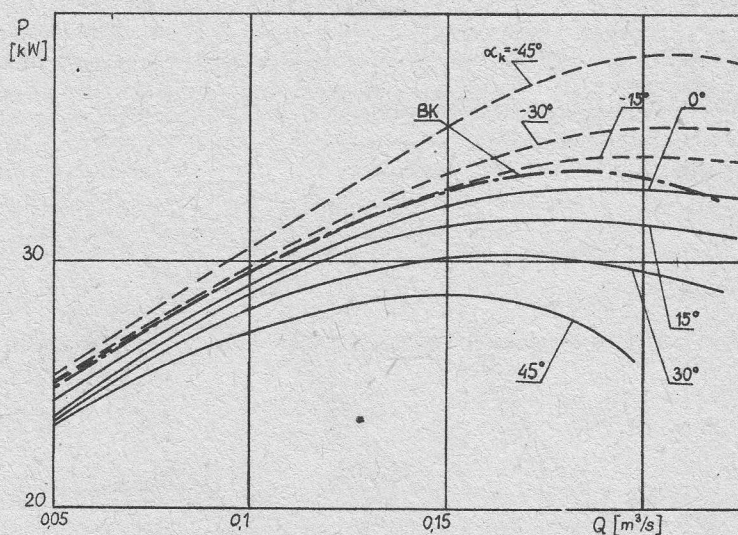


Fig. 8. Curves $P = f(Q)$ for different guide setting angles at $n = 975$ r.p.m.

To make possible the analysis of the pump operation together with a pipeline, also several curves characterizing the pipeline are drawn in the diagram. They differ between each other by the participation of the geometrical delivery head in the total head H_2/H .

The curves had such a shape that their working point was situated at pump discharge $Q = 0.8 Q_n$, $1.0 Q_n$ and $1.2 Q_n$ (valve opening a_1 , a_2 , a_3).

Pump shaft power curves obtained for such characteristics are shown in Fig. 10.

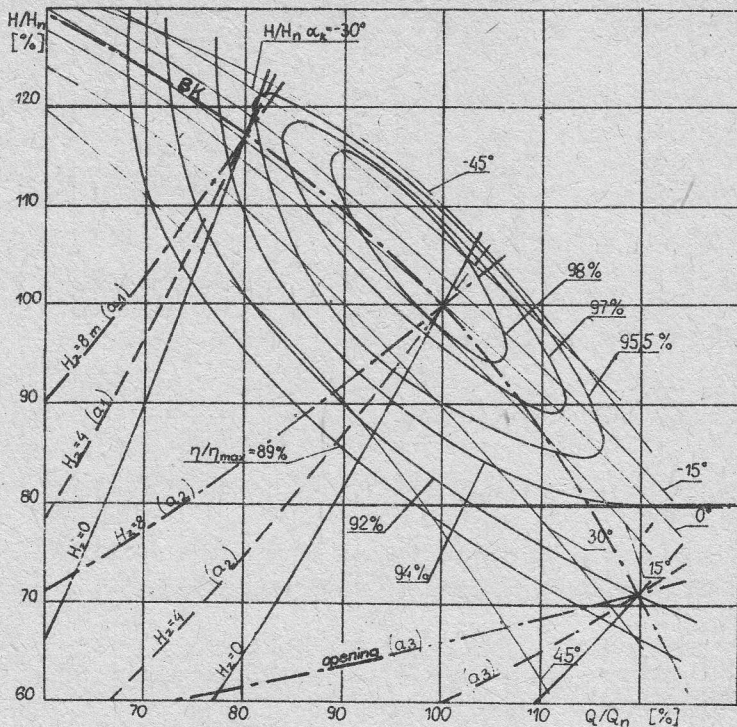


Fig. 9. Efficiency hill for prerotational control at 975 r.p.m.

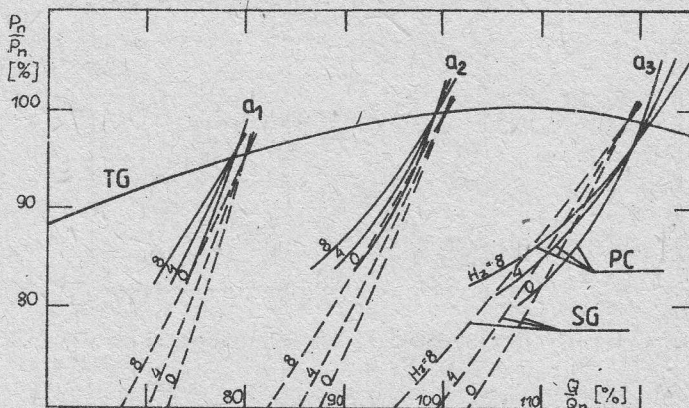


Fig. 10. Pump shaft power for prerotational, throttling and speed control for different pump system characteristics

a_1, a_2, a_3 — guide opening, TG — throttle governing, PC — prerotational control, SG — speed governing

For comparison, corresponding curves for speed and throttle governing are also shown.

From the comparison of the obtained curves with the characteristics of a pump without a prerotation device the following conclusions may be drawn.

a) Providing the pump with a prerotation guide ring results in a very small decrease of maximum efficiency (1%), with simultaneous flattening of the curves and shifting of the maximum efficiency point.

b) Prerotational control is characterized by a relatively narrow range of changes of the pump working point. However, it is wider than suggested by available literature [3] and equal to 10-15% Q/Q_n , depending on the characteristics of the pump system. The flatter the curve, the wider is the range of prerotational control.

c) The pump shaft power changes during control through prerotation in a way depending on the pipeline characteristic (ratio $H_x(H)$) and on the working point position. At certain positions, e.g. $Q = 1.2 Q_n$, it is possible to obtain smaller power consumption by the pump than during speed governing. The power saving of 2-6% obtained then is attainable within a fairly narrow range of discharges. Because of this, a prerotational control of this type of pumps may be useful in exceptional cases only.

References

- [1] K. Żochowski, *Badanie regulacji wydajności pomp wirowych średniobieżnych* (Investigations of discharge control of medium-speed impeller pumps). Praca doktorska (Doctor's dissertation), Politechnika Gdańska 1983.
- [2] S. Dąbrowski, K. Żochowski, *Regulacja dławieniowa wydajności pomp wirowych odśrodkowych, średniobieżnych i regulacja zmianą prędkości obrotowej przy zastosowaniu sprzęgła hydrokinetycznego* (Throttle governing of medium-speed centrifugal impeller pumps capacity and control by changing the rotational speed with a fluid coupling). Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej nr 315, Mechanika XXXIX, Gdańsk 1980.
- [3] K. Saalfeld, *Vergleichende Darstellung der Regelung von Pumpen durch Vordrall and durch Laufschaufelverstellung*. KSB Technische Berichte, Heft 7, Frankenthal 1964.

Użyteczność prerotacyjnej regulacji wydatku pomp o średnim wyróżniku szybkobieżności

Streszczenie

W pracy podaje się niektóre wyniki badań regulacji prerotacyjnej pomp o wyróżniku szybkobieżności równym około 50.

W pierwszej części przedstawia się zależność rozkładu prędkości w rurze ssawnej przed i za wlotową kierownicą łopatkową od kąta nastawienia łopatek. Wykazano, że w obszarze między kierownicą a wirnikiem występuje silne naturalne zawirowanie wstępne niezależne od ustawienia łopatek kierownicy wlotowej. To naturalne zawirowanie wstępne ogranicza skuteczność działania kierownicy do wąskiego przedziału natężeń przepływu. Nie obserwuje się jednak naturalnej prerotacji przed kierownicą wlotową, co dowodzi jej własności ekranujących.

W drugiej części artykułu omawia się wpływ położenia regulatora (kąta ustawienia łopatek) na kształt charakterystyk pompy mierzonych przy stałej prędkości obrotowej. Pełne charakterystyki pompy dla różnych położenia regulatora oraz przykładowe krzywe strat w rurze ssawnej umożliwiły określenie zakresu regulacji prerotacyjnej. Wykazano, że zakres ten zależy od charakterystyk strat w rurze i może dochodzić nawet do 15% Q_n . Z charakterystyk energetycznych wynika, że przy wydatku $Q > Q_n$ można obniżyć moc napędu stosując regulację prerotacyjną zamiast zmiany prędkości obrotowej.

Полезность преротационного регулирования расхода насосов средней быстроходности

Резюме

В работе представлены некоторые результаты исследования преротационного регулирования насосов характеризующихся коэффициентом быстроходности равным около 50.

В первой части представлена зависимость распределения скорости во всасывающей трубе перед и за входным лопаточным направляющим аппаратом от угла установки лопаток. Доказывается, что во всасывающей трубе выступает сильное, натуральное, вступительное завихрение, независимое от установки лопаток входного направляющего аппарата. Не наблюдается однако натуральная преротация перед входным направляющим аппаратом, что показывает на её экраняющие свойства.

Во второй части статьи обсуждается влияние положения регулятора (угла установки лопаток) на форму характеристик насоса, измеряемых при постоянной скорости вращения. Полные характеристики насоса для различных положений регулятора, а также примерные кривые потерь во всасывающей трубе позволили определить диапазон преротационного регулирования. Доказано, что этот диапазон зависит от характеристик потерь в трубе и может достигать значения даже до 15% Q_n . Из энергетических характеристик следует, что при расходе $Q > Q_n$ можно уменьшить мощность привода применяя преротационное регулирование вместо изменения скорости вращения.