

## ИЗПОЛЗВАНЕ НА ЦЕНТРОБЕЖНИ ПОМПИ КАТО ТУРБИНИ В МИННИТЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

Илия Йочев

"Рудметал" АД, 4960 гр. Рудозем

**РЕЗЮМЕ.** В доклада е изследвана възможността за използване на стандартни помпи като турбини. В минните предприятия често се създават условия за изтичане на вода от по-високи към по-ниски хоризонти. Енергията на тази вода поради различни причини остава неизползвана. Посредством стандартни помпи работещи в турбинен режим този проблем се решава с минимални капиталовложения. Става възможно изграждането на мини и микро водни електрически централи. В доклада е показано, че при определени условия помпите могат да работят като турбини с достатъчно висок КПД.

### USING OF CENTRIFUGAL PUMPS AS TURBINES IN THE MINING ENTERPRISES

Ilia Iochev

„Rudmetal” AD, 4960 Rudozem, Bulgaria

**ABSTRACT.** In the report the variant acquisition of standard pumps as turbines is investigated. In mining the enterprises are often created conditions for course of water with top on the bottom horizons. For various reasons energy this water do not use. This problem can a life is solved by means of standard pumps working as turbines about the minimum expenses. On mining the enterprises it is possible will construct small hydraulic power plants. In the report it is shown, that pumps can work as the turbine with high efficiency.

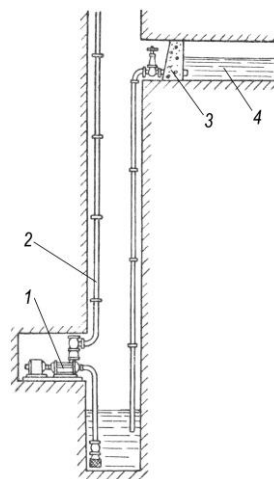
### Въведение

Една от основните дейности съпровождаща добива на полезни изкопаеми в съвременните минните предприятия е рудничния водоотлив. Обикновено водата се акумулира във т. нар. водосборници, които в зависимост от избраната схема на водоотлив са разположени на най-ниския или на няколко хоризонта. По този начин са създадени условия за протичане на немалки количества вода ( $0,05 - 0,2 \text{ m}^3/\text{s}$ ) при височини (наричани още падове)  $50 - 250 \text{ m}$ . Очевидно тази вода притежава енергия, която най-често не се използва.

В днешно време, в условие на недостиг на енергийните източници, въпросът свързан с производството на електрическа енергия от възобновяеми източници (каквото е водата) е особено актуален и екологично целесъобразен.

На фиг. 1 е показана схема на водоотлив на подземен рудник, при която водата се акумулира в камера 4 (стара галерия) с помощта на преградната стена 3. В нощните часове, посредством шибъра монтиран към преградната стена, водата се пропуска в смукателната шахта, а от там чрез помпения агрегат 1 и напорния тръбопровод 2 се изпомпва на повърхността. Това решение е продиктувано от необходимостта изпомпването на рудничната вода да става по възможност само в нощните часове, когато цената на електроенергията е значително по-ниска. Енергията на спускащата се вода

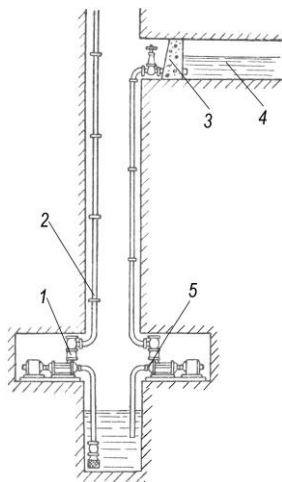
не се оползотворява. За да се избегне този факт са възможни следните варианти:



Фиг. 1. Схема на рудничен водоотлив: 1 – помпен агрегат, 2 – напорен тръбопровод, 3 – преградна стена, 4 – водосбирателна камера.

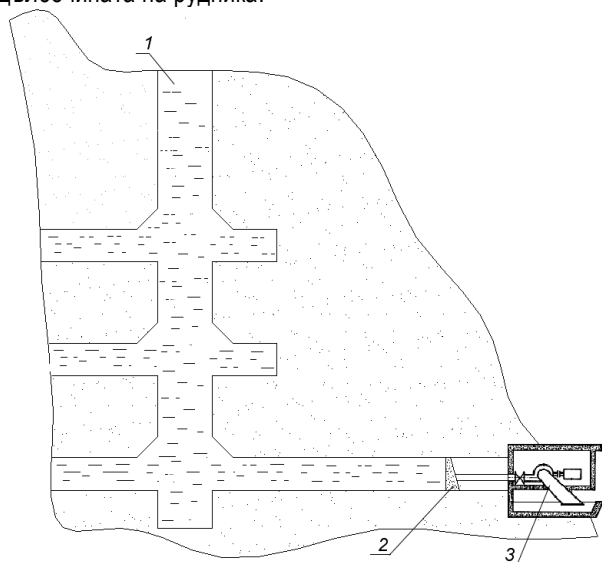
- тръбопроводът, по който се спуска водата се свързва към смукателния фланец на допълнителен помпен агрегат, като енергията, която той ще изразходва ще е приблизително равна (при равни дебити) на разликата от тази на помпен агрегат 1 и енергията на падащата вода;

- тръбопроводът, по който се спуска водата се свързва към турбинен агрегат – фиг. 2, който ще произведе електроенергия съответстваща на дебита и напора на падащата вода – фиг. 2.



Фиг. 2. Схема на рудничен водоотлив с използване на помпен и турбинен агрегат: 1 – помпен агрегат, 2 – напорен тръбопровод, 3 – преградна стена, 4 – водосъбирателна камера, 5 – турбинен агрегат.

Определено време след преустановяване на функционирането на даден подземен рудник, същият се запълва изцяло с вода, чиято енергия е целесъобразно да се оползотвори чрез монтиране на турбинен агрегат в определена напорна част. На фиг. 3 е показана схема на ликвидиран рудник, чието отработено пространство е запълнено с руднична вода. Турбинният агрегат ще работи с дебит приблизително равен на водопритока преди ликвидиране на рудника и напор съответстващ на дълбочината на рудника.



Фиг. 3. Ликвидиран подземен рудник: 1 – запълнено с вода пространство от минни изработки, 2 – преградна стена, 3 – турбинна камера с турбинен агрегат.

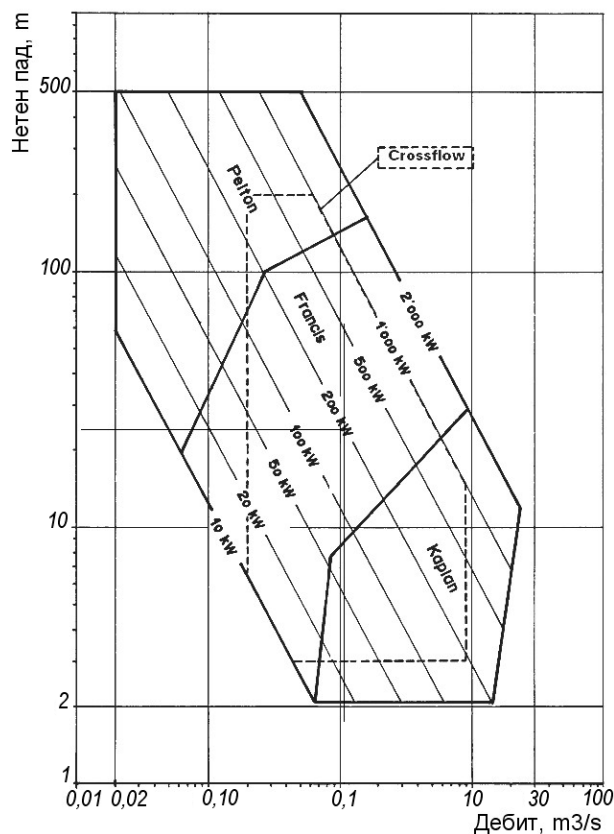
Съществуващите условия за производство на електроенергия в действащи и ликвидиращи рудници са такива, че получените мощности са в границите 10 – 250 Kw. В сравнение с електроцентралите експлоатирани в днешно време, тези мощности са малки и характерни за мини и микро ВЕЦ (водно електрическа централа).

## Условия необходими за работа на центробежните помпи като турбини

Една от основните задачи при изграждане на мини и микро ВЕЦ е свързана с определянето на типа и параметрите на турбинното оборудване. На фиг. 4 е показана схема за избор на типа на турбините в зависимост от нетния (чистия) напор и дебита на водата. Подобен въпрос е разгледан в Chapallaz (2007), както и в Грозев и Обретенов(1991).

По своята същност центробежната помпа работеща в турбинен режим представлява турбина тип Францис без направляващи лопатки на входа на работното колело, служещи за регулиране на режима на работа. Ето защо, приложението на центробежните помпи в турбинен режим в общи линии се припокрива с това на турбините тип Францис, но за дебита до около  $1\text{ m}^3/\text{s}$ .

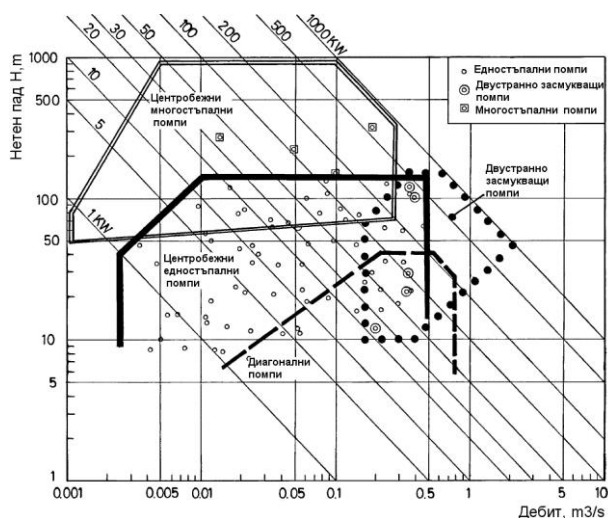
Известен е принципа за обратимост на всяка лопаткова хидромашина (турбомашина) (Грозев и Обретенов 1991), т.е. тя може да работи както като помпа, така и като турбина. Освен това помпеното работно колело е приспособено да работи в турбинен режим, отколкото турбинното в помпен.



Фиг. 4. Избор на типа на турбината за конкретни условия на работа

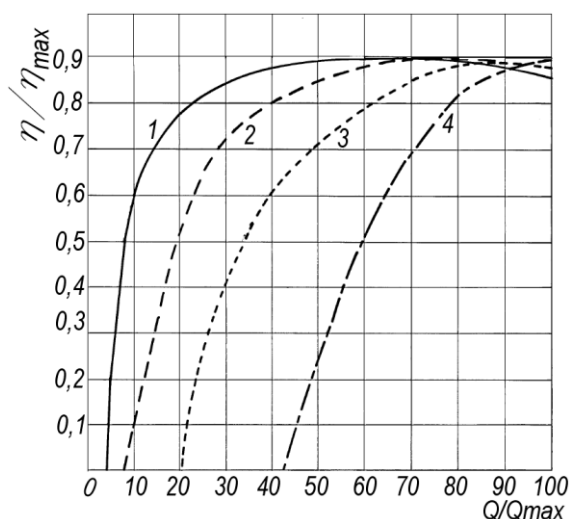
На фиг. 5 е показано приложението на различни типове помпи в турбинен режим. Подобен резултат е публикуван в Shafer (1981). Трябва да бъде отбелязано, че в практиката се използват като турбини най-вече едностъпалните едно и двойновтичащи центробежни помпи, поради простото си устройство и лесна поддръжка. Най-често получаваните мощности от помпите работещи като турбини са в границите до 500 Kw при нетни падове от 5 – 90 м в ст. и дебита 0,01 – 1

m<sup>3</sup>/s. Приложението на центробежни многостъпални помпи е ограничено поради сложното им устройство и трудните им поддържане и ремонт.



Фиг. 5. Избор на типа на помпите работещи като турбини за конкретни условия на работа

На фиг. 6 са изобразени зависимостите на КПД от дебита за различни типове турбини и помпи работещи като турбини. Подобни резултати са публикувани в Shafer и Agostinelli (1981). От фигурата се налага извода, че помпите могат да работят в турбинен режим с достатъчно висок КПД, който успешно се конкурира със стандартните типове турбини. Това твърдение, обаче е вярно за твърде тесни граници на дебитното поле. Вижда се, че при по-съществена промяна на дебита от проектните стойности, КПД на помпата в турбинен режим рязко намалява. Този факт налага ограничение на използването на помпи като турбини само за тези участъци, при които водният дебит има относително постоянен характер. Водният дебит в руднични условия (фиг. 2 и фиг. 3) е постоянен или лесно може да се поддържа в необходимите граници в рамките на едно денонощие.



Фиг. 6. Зависимости между КПД и дебита на различни типове турбини: 1 – Пелтон турбина, 2 – Каплан турбина, 3 – Францис тирбина, 4 – помпа в турбинен режим.

Основната причина за употребата на центробежни помпи като турбини е високата цена на проектиране и

изработване на класически турбини за конкретни условия. Когато получените мощности са малки (до 500 Kw) използването на турбини е икономически необосновано, а срокът за откупуването на съоръжението е много голям.

В днешно време са разработени и се произвеждат множество типоразмери помпи, които покриват всички изисквания на промишлеността. В действителност може да се подбере стандартна помпа за всякакви съчетания на напор и дебит. Това серийно производство на помпи прави себестойността им значително по-ниска от тази на турбините и ги превръща в сериозна алтернатива за малки мощности.

## Основни зависимости при помпите работещи в турбинен режим

Основните параметри на помпа работеща като турбина се различават съществено от тези при помпа работеща като помпа. Заводите производители дават в техническите характеристики данни за помпи, а не за такива работещи в турбинен режим. Ето защо е необходимо при използване на центробежните помпи като силови машини да бъдат извършени някои проектни изчисления, които обуславят ефективната работа на машината.

Изразходваната мощност  $P_p$  на помпата работеща в помпен режим се определя съгласно израза:

$$P_p = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_p \cdot H_p}{\eta_p}, W \quad (1)$$

където  $\eta_p$  е коефициентът на полезно действие на помпата работеща в помпен режим;

$\rho$  - плътността на водата, kg/m<sup>3</sup>;

$g$  - земното ускорение, m/s<sup>2</sup>;

$Q_p$  - обемният дебит на помпата работеща в помпен режим, m<sup>3</sup>/s;

$H_p$  - напорът на помпата работеща в помпен режим, получен като сума от геодезичната височина и загубите в тръбопровода, m.

Мощността  $P$ , която ще се получи на вала на помпа работеща в турбинен режим се определя по формулата:

$$P = \eta_t \cdot \rho \cdot g \cdot Q_t \cdot H_t, W \quad (2)$$

където  $\eta_t$  е коефициентът на полезно действие на помпата работеща в турбинен режим, приблизително равен на този на помпата работеща в помпен режим;

$\rho$  - плътността на водата, kg/m<sup>3</sup>;

$g$  - земното ускорение, m/s<sup>2</sup>;

$Q_t$  - обемният дебит на помпата работеща в турбинен режим, m<sup>3</sup>/s;

$H_t$  - напорът на помпата работеща в турбинен режим, получен като разлика от геодезичната височина и загубите в тръбопровода, m.

Под специфична честота  $n_q$  на въртене на помпата в турбинен режим (този въпрос е разгледан в Shafer и Agostinelli 1981) се разбира честотата на въртене на помпа работеща в турбинен режим при напор 1m и дебит  $1\text{m}^3/\text{s}$  и се определя съгласно израза:

$$n_q = \frac{n_T \sqrt{Q_T}}{H_T^{\frac{3}{4}}} \quad (3)$$

където  $n_T, \text{min}^{-1}$  е честотата на въртене на помпата в турбинен режим. При синхронен генератор това е синхронната честота, а при асинхронен генератор – синхронната честота завишена с 2-3% .

Специфичната честота на въртене  $N_s$  на помпа работеща в турбинен режим при напор 1m и освобождаваща мощност  $P = 1\text{kW}$  се определя съгласно израза:

$$N_s = n_T \frac{P^{\frac{1}{2}}}{H_T^{\frac{5}{4}}} \quad (4)$$

Специфичната скорост  $v$  се определя по формулата:

$$v = \omega \frac{(Q_T / \pi)^{\frac{1}{2}}}{(2 \cdot g \cdot H_T)^{\frac{3}{4}}} \quad (5)$$

където  $\omega$  е ъгловата скорост,  $\text{rad/s}$ .

При прилагане на помпи като турбини са в сила следните зависимости:

- $N_s = 15-300$ ;
- $n_q = 5-100$ ;
- $v = 0,032 - 0,634$ .

Допустимата смукателна височина  $H_c$  на помпата в турбинен режим е важен параметър защото е свързан с явлението кавитация – фиг. 7. Изчислява се съгласно зависимостта (Viana, 1987):

$$H_c \leq 10 - 0.00122 \cdot A - 0,025(1 + 10^{-4} \cdot n_{qA}^2) H_T, \text{m} \quad (6)$$

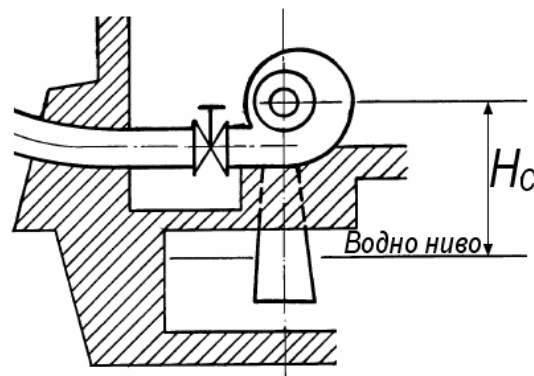
където  $A$  е надморската височина на мястото, където работи турбината, m;

$n_{qA}$  - специфична честота, определяща се съгласно израза:

$$n_{qA} = \frac{n_T \cdot \sqrt{Q_T}}{(g \cdot H_T)^{\frac{3}{4}}} 10^3 \quad (7)$$

където  $n_T, \text{s}^{-1}$  е честотата на въртене на помпата в турбинен режим, но за разлика от зависимости (3) и (4) е с друга дименсия.

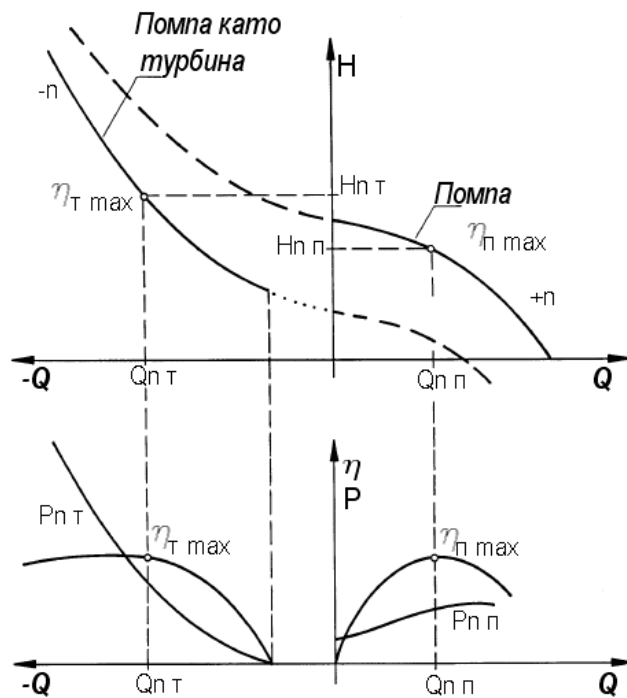
Съществува подобна зависимост за определяне на смукателната височина на помпата работеща като турбина (Chapallaz, 1992), която дава приблизително същия резултат.



Фиг. 7. Определяне на допустимата смукателна височина на помпа работеща като турбина

### Избор на помпа за работа като турбина при конкретни условия

Задачата се свежда да се определят каталожните параметри на центробежна помпа по зададени дебит  $Q_T$  и нетен напор  $H_T$  за определен участък за работа на турбината. На фиг. 8 са показани характеристики на центробежна помпа работеща като помпа и като турбина (Chapallaz, 1995).



Фиг. 8. Характеристики на центробежна помпа работеща като помпа и като турбина

След анализ на характеристиките илюстрирани на фиг. 8 се налагат следните изводи:

- При равни обороти за помпата и турбината, напорът  $H$ , дебитът  $Q$  и мощността  $P$  на помпата работеща в турбинен режим са по-големи от тези в помпен режим;
- КПД на помпа работеща в турбинен режим е равен на този в помпен режим.

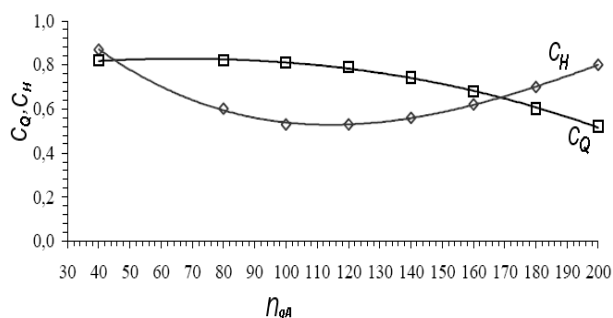
Понастоящем съществуват различни теории за определяне на каталожните параметри на помпа работеща в турбинен режим. Те се различават по своя алгоритъм, но дават приблизително еднакви резултати. Според една от теориите (Viana, 1987) са в сила следните зависимости:

$$H_{II} = c_H \cdot H_T \quad (8)$$

$$Q_{II} = c_Q \cdot Q_T \quad (9)$$

където  $c_H$  е коефициент на напора определящ се съгласно фиг. 9;

$c_Q$  - коефициент на дебита, който също се определя съгласно фиг. 9.



Фиг. 9. Определяне на коефициента на напора и коефициента на дебита в зависимост от специфичната честота  $n_{qA}$  определена съгласно зависимост (7) (Viana, 1987).

Изчисленията за избор на помпата напор и дебит съгласно зависимостите (8) и (9) биха били достатъчни за избора на помпа за работа като турбина от заводски каталог, при положение, че помпата в нормални условия се върти със синхронна или надсинхронна честота. Известно е обаче, че заводите производители на помпи изчисляват и окомплектоват произвежданите от тях стандартни помпи с асинхронни двигатели, които се въртят с честота малко по-ниска от синхронната. С други думи помпа, предназначена да работи с асинхронна честота ще увеличи дебита и напора си при по-високата синхронна или надсинхронна честота. Ето защо е необходимо напорът и дебитът определени съгласно (8) и (9) да се занижат като се преизчислят съгласно известните зависимости:

$$H_{ПК} = \left( \frac{n_{ПК}}{n_T} \right)^2 \cdot H_{II}, m \quad (10)$$

$$Q_{ПК} = \frac{n_{ПК}}{n_T} Q_{II}, m^3 / s \quad (11)$$

където  $H_{ПК}$  е каталожният напор на помпата изчислявана за работа като турбина;

$n_{ПК}$  – каталожната честота на въртене на помпата изчислявана за работа като турбина;

$Q_{ПК}$  – каталожният дебит на помпата изчислявана за работа като турбина.

По получените стойности на напора и дебита съгласно зависимостите (10) и (11) се избира по заводски каталог центробежната помпа за работа като турбина.

## Резултати и изводи

След извършване на анализ на данните изложени в настоящия доклад се налагат следните изводи:

- В минните предприятия нерядко съществуват условия за изграждане на малки ВЕЦ, което има икономически и екологичен ефект свързан с производството на електроенергия от възобновяеми източници;
- В условия на малки мощности ефективен вариант за турбинно оборудване е използване на центробежни помпи като турбини;
- Центробежните помпи при работа в турбинен режим увеличават значително напора, дебита и следователно мощността си в сравнение с помпния режим на работа;
- При правилно оразмеряване на центробежни помпи като турбини се постига висок КПД на работа в турбинен режим, който е равен или незначително по-малък от този при помпен режим;

Трябва да бъде отбелязано, че в периода 1992-1999г. в „Горубсо Лъки“ АД са изградени две малки ВЕЦ при които като турбини работят центробежни помпи тип „550 Д 22“ и „300 Д 70“.

През 2006 г. в „Горубсо Златоград“ АД е въведена ВЕЦ с три турбинни агрегата съставени от стандартни центробежни помпи „450Д32“ и асинхронни двигатели.

Независимо от своята относително малка мощност 300 – 400 kW, тези централи са съществено приходно перо за минните предприятия, чиято собственост са те.

## Литература

- Грозев Г. И., В. С. Обретенов. 1991. Хидро и пневматични съоръжения. С., Техника.
- Chapallaz J. M. 1995. Petites Centrales Hydrauliques. <http://www.smallhydro.ch/web/francais/biblio/publiPacer.html> ISBN 3-905232-54-5
- Chapallaz, J. M., P Eichenberger, G Fischer. 1992. Manual on Pumps Used as Turbines; MHPG Series, Vol. 11, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Germany.
- Shafer L., A. Agostinelli. 1981. Hydraulic pump in reverse makes a good low-cost hydroturbine. McGraw-Edison Co, USA.
- Viana, A.N.C. 1987. Comportamento de Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas Hidráulicas, Dissertação de Mestrado EFEI, Itajubá.

Препоръчана за публикуване от Редакционен съвет