

DETERMINING THE VALUES OF A CENTRIFUGAL PUMPS OPERATING PARAMETERS WHEN TRIMMING THEIR IMPELLERS¹²

Desislava Nikolova - PhD Student

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering,
University of Ruse "Angel Kanchev"

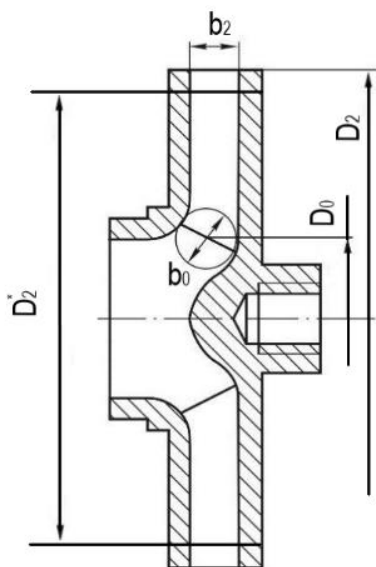
Tel.: 082 -888-766

E-mail: dpnikolova@uni-ruse.bg

Abstract: In order to change the flow rate and head of the centrifugal pump, the reduction of the outer diameter D_2 of the impeller (also called "trimming the impeller") is often used. By trimming the impeller, the geometric similarity of the pump is violated, since only the outer diameter of the impeller is reduced while the width of the channel impeller and the other dimensions are preserved. The dimensions of the inlet and outlet elements of the pump are also preserved. Therefore, the scientific laws used in trimming the impeller of the centrifugal pumps do not correspond with the laws for similar applications of turbo machines. In this case, in order to find a mathematical solution to the process that's being reviewed, in particular the movement of liquid in pumps, dimensional analysis can be used. It makes it possible to model physical phenomena without detailed consideration of physical equations. As a result of using the dimensional analysis, equations for calculating the flow rate, head and power of the pump in trimming the impeller, were obtained

Keywords: centrifugal pump, cutting of the impeller, dimensional analysis

ВЪВЕДЕНИЕ



Фиг. 1

Подрязването при центробежните помпи е свързано с намаляване на външния диаметър на работното колело, например от D_2 на D_2^* - фиг. 1. То се използва за трайно изменение на работните характеристики на този вид помпи с цел изменение на работния режим. Това най-често се налага за постигане на необходимите технологични изисквания на дадена система, както и за подобряване на енергийната ефективност на помпената уредба. Както е известно изменението на работните режими с цел подобряване на енергоефективността се постига по различни методи. За количествена оценка на ефективността от регулиране дебита на помпени системи.

В литературата съществуват няколко подхода за получаване на зависимости за пресмятане показателите на центробежни помпи при подрязване на работното колело (Plaiderer K., 1960, Stepanov A.I. 1960, Zlatarev P. 1979).

В много случаи не са указани базовите предпоставки за получаване на такива зависимости, както и границите за тяхното прилагане. Важна особеност е фактът, че при подрязване не са в сила уравненията на подобие при турбопомпите, с помощта на които да се реши поставената задача. Причината е това, че се нарушава се геометричното подобие между изходната геометрия на дадената помпа и тази с подрязано работно колело.

В настоящата работа е направен опит за изясняване на подходите при извеждане на подходящи зависимости, свързващи едноименните показатели на дадена помпа при изменение на външния диаметър на работното колело.

¹² Докладът е представен на научната сесия на секция „Топлотехника, хидравлика и пневматика“ на 28 октомври 2022 г. с оригинално заглавие на български език: ПРЕСМЯТАНЕ ПОКАЗАТЕЛИТЕ НА ЦЕНТРОБЕЖНА ПОМПА ПРИ ПОДРЯЗВАНЕ НА РАБОТНОТО КОЛЕЛО

УРАВНЕНИЯ НА ПОДРЯЗВАНЕ

Получаване уравненията за подрязване чрез метода на анализа на размерностите

За да се получат необходимите уравнения за пресмятане на показателите на центробежни помпи при подрязване е необходимо първо да се получат уравненията за подобие, приложими за турбопомпите при неподрязани колела. В случая, за да се намери математическо решение на разглеждания процес е използвана теорията на размерностите (Bridgman P. 1932, Georgiev R.K., Tyanev D.S). Тази теория прави възможно моделирането на физическите явления без подробно разглеждане на физическите уравнения. Като се използва този подход в работа (Pоров G. at al, 2020) е представено проектирането на тръбопроводи чрез използване на критериални хидравлични уравнения. Чрез анализа на размерностите в работа (Pоров G. at al, 2020) е извършен анализ на енергийната ефективност на вентилаторни системи, а в друга публикация (Pоров G. at al, 2021) е представено изследване на енергийната ефективност на помпени системи. Методът на размерностите е приложен и в публикация (Nikolaev I., E. Raeva, 2022), в която е разработен математически модел за изследване на обемни загуби на обемна трироторна хидравлична машина с двустранно цевно зацепване. От цитираните приложения на теорията на размерностите следва, че тя има широк обхват на действие и би могло да се приложи при турбопомпите.

Основните величини, оказващи съществено влияние върху изменението на енергетичните характеристики на центробежните помпи при подрязване, с техните размерности в SI, са:

- Показатели на помпата.
 - Дебит Q в $[m^3/s]$ с уравнение на размерностите $[M]^0[L]^3[T]^{-1}$;
 - Специфична енергия, предавана на течността gH в $[m^2/s^2]$ – $[M]^0[L]^3[T]^{-2}$;
 - Мощност на вала на P в $[kg.m^2/s^3]$ – $[M]^1[L]^2[T]^{-3}$;
 - Честота на въртене на вала на помпата n в $[s^{-1}]$ – $[M]^0[L]^0[T]^{-1}$.
 - Пълен коефициент на полезно действие η – $[M]^0[L]^0[T]^0$.
- Основни геометрични размери на работното колело.
 - Външен диаметър D_2 – $[M]^0[L]^1[T]^0$;
 - Ширина на междуплатъчния на изхода b_2 – $[M]^0[L]^1[T]^0$.

Общата функционална зависимост има вида

$$f(Q, gH, P, n, D_2, b_2, \eta) = 0. \quad (1)$$

При седем величини и три основни единици се получава, че броят търсени безразмерни комплекси ще бъде $k=4$ бр. С използване на добре познатите методите на подобие за тези безразмерни комплекси се получава:

$$\pi_1 = \frac{Q}{n D_2^3}; \quad (2)$$

$$\pi_2 = \frac{gH}{n^2 D_2^2}; \quad (3)$$

$$\pi_3 = \frac{P}{\rho n D_2^5}; \quad (4)$$

$$\pi_4 = \frac{b_2}{D_2}; \quad (5)$$

$$\pi_5 = \eta. \quad (6)$$

Анализът на получените безразмерни комплекси показва, че първите три величини отговарят по структура на познатите критерии, получени при изследване на хидродинамичното подобие на флуидните течения при турбомашините, които най-често се наричат коефициенти, съответно на дебита, на напора и на мощността:

- Коефициент на дебита

$$\varphi = \pi_1 = \frac{Q}{n D_2^3}; \quad (7)$$

- Коефициент на напора

$$\psi = \pi_2 = \frac{gH}{n^2 D_2^2}; \quad (8)$$

- Коефициент на мощността

$$\phi = \pi_3 = \frac{P}{\rho n D_2^5}. \quad (9)$$

Като се следва горния подход, могат да се запишат съответните коефициенти (π -критерии) и за дадената помпа с подрязано работно колело, при което на неговия изход външният диаметър е D_2^* , а ширината на междупатъчния канал – b_2^* . Ако се означат съответните величини на тази помпа при дадената честота на въртене n съответно с Q^* , gH^* , P^* и η^* следва

$$\varphi^* = \pi_1^* = \frac{Q^*}{n D_2^{*3}}, \quad \psi^* = \pi_2^* = \frac{gH^*}{n^2 D_2^{*2}}, \quad \phi^* = \pi_3^* = \frac{P^*}{\rho n D_2^{*5}}, \quad \pi_4^* = \frac{b_2^*}{D_2^*}, \quad \pi_5^* = \eta^*. \quad (10)$$

Безразмерните величини π_1 могат да се комбинират със съответните величини π_4 , при което модифицираните коефициенти на дебита приемат вида

$$k_Q = \frac{\pi_1}{\pi_4} = \frac{Q}{n b_2 D_2^2} \quad \text{и} \quad k_Q^* = \frac{\pi_1^*}{\pi_4^*} = \frac{Q^*}{n b_2^* D_2^{*2}}.$$

Отношението на тези две величини дава:

$$\frac{k_Q^*}{k_Q} = \frac{Q^*}{Q} \frac{b_2}{b_2^*} \frac{D_2^2}{D_2^{*2}},$$

откъдето за връзката между дебитите следва зависимостта:

$$\boxed{\frac{Q^*}{Q} = \frac{k_Q^*}{k_Q} \frac{b_2^*}{b_2} \frac{D_2^{*2}}{D_2^2}}. \quad (11)$$

Зависимостта за напорите се получава от отношението $\frac{k_H^*}{k_H} = \frac{\psi^*}{\psi} = \frac{H^*}{H} \frac{D_2^2}{D_2^{*2}}$:

$$\boxed{\frac{H^*}{H} = \frac{k_H^*}{k_H} \frac{D_2^{*2}}{D_2^2}}. \quad (12)$$

По аналогичен начин за отношението на мощностите следва:

$$\boxed{\frac{P^*}{P} = \frac{k_P^*}{k_P} \frac{D_2^{*5}}{D_2^5}}. \quad (13)$$

Зависимостта за мощността на помпата при подрязване може да се получи чрез тези за дебита (11) и напора по следния начин

$$\frac{P^*}{P} = \frac{k_H^* k_Q^*}{k_H k_Q} \frac{Q^*}{Q} \frac{H^*}{H} \frac{\eta^*}{\eta} = \frac{k_H^* k_Q^*}{k_H k_Q} \left(\frac{D_2^*}{D_2} \right)^2 \left(\frac{D_2^*}{D_2} \right)^2 \frac{\eta^*}{\eta}$$

или

$$\frac{P^*}{P} = \frac{k_P^*}{k_P} \left(\frac{D_2^*}{D_2} \right)^4 \frac{\eta^*}{\eta} \quad (14)$$

Добре се вижда, че при този подход отношението на мощностите зависи от четвъртата степен на отношението на диаметрите. Може да се каже, че в литературата не се препоръчва използването на формули (13) и (14).

Получените зависимости (11), (12) и (13) дават в най-общ вид връзката между показателите на дадена помпа при подрязване на работното колело.

Ако на първо приближение се приеме, че ширината на междуплощадния канал остава постоянна при подрязването, както и че коефициентите на дебита и напора не се изменят съществено, то ще бъдат в сила равенствата

$$b_2 \approx b_2^*, \quad k_Q^* \approx k_Q \quad \text{и} \quad k_H^* \approx k_H, \quad (15)$$

и уравненията за дебита и напора при подрязване приемат вида

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{D_2^{*2}}{D_2^2} \quad \text{и} \quad \frac{H^*}{H} = \frac{D_2^{*2}}{D_2^2}. \quad (16)$$

Получените формули (16) в този си вид се препоръчват от (фирма KSB, Lomakin D.A., Korotkov V.V, 2017), както и в други литературни източници. В координатната система $H = f(Q)$ линията на подрязване, свързваща работните режими при различни подрязани работни колела, при които КПД е приблизително еднакъв, представлява права линия.

Получаване уравненията за подрязване чрез използване на лицата на характерни сечения на работното колело

За тази цел се използва коефициентът на дебита φ (7). Като се отчете че размерността на лицето S на дадено сечение съвпада с тази на D^2 , може да се запише

$$\varphi = \pi_1 = \frac{Q}{n D_2 D_2^2} = \frac{Q}{n D_2 S}. \quad (17)$$

Както добре е известно от теорията на турбопомпите две са характерните сечения за дадено работно колело, а именно:

– Лице на изходящото сечение S_2 при диаметър D_2 и ширина b_2 , което за модела на РК с безкраен брой, безкрайно тънки лопатки има вида:

$$S_2 = \pi D_2 b_2. \quad (18)$$

– Лице на входящото сечение S_0 , което при диаметър на входа на РК D_0 има ширина b_0 :

$$S_0 = \pi D_0 b_0. \quad (19)$$

При използване лицето на изходящото сечение (16), за двата случая на РК се получава:

$$\varphi = k_Q = \frac{Q}{n D_2 S_2} = \frac{Q}{\pi n D_2^2 b_2} \quad \text{и} \quad \varphi = k_Q^* = \frac{Q^*}{\pi n D_2^{*2} b_2^*}$$

Отношението на двата коефициента на дебита дава

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{k_Q^* b_2^* D_2^{*2}}{k_Q b_2 D_2^2}.$$

Добре се вижда че този резултат напълно съвпада с полученото съотношение (11) на дебитите при използване анализа на размерностите.

В случая на използване лицето на входа на РК (17)

$$\varphi = k_Q = \frac{Q}{n D_2 S_0} = \frac{Q}{\pi n D_2 D_0 b_0} \quad \text{и} \quad \varphi = k_Q^* = \frac{Q^*}{\pi n D_2^* D_0 b_0}.$$

Ясно е, че в този случай геометричните размери на входа на РК (D_0 и b_0) не се променят при подрязване и за отношението на дебитите следва:

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{k_Q^* D_2^*}{k_Q D_2}. \quad (20)$$

И в давата разгледани случая формулата за напорите има вида (12). За втория случай отношението на мощностите може да се получи по следния начин:

$$P = \frac{\rho g H Q}{\eta} \quad \text{и} \quad P^* = \frac{\rho g H^* Q^*}{\eta^*},$$

откъдето следва

$$\frac{P^*}{P} = \frac{k_H^* k_Q^* \left(\frac{D_2^*}{D_2}\right)^3 \eta^*}{k_H k_Q \left(\frac{D_2^*}{D_2}\right)^3 \eta}.$$

Ако се използват приближенията (14) и се отчете, че на първо приближение може да се приеме $\eta^* \approx \eta$, то уравненията за подрязване приемат вида

$$\boxed{\frac{Q^*}{Q} = \frac{D_2^*}{D_2}}; \quad \boxed{\frac{H^*}{H} = \left(\frac{D_2^*}{D_2}\right)^2}; \quad \boxed{\frac{P^*}{P} = \left(\frac{D_2^*}{D_2}\right)^3} \quad (21)$$

Тези уравнения са най-често препоръчаните в учебната литература, както и в редица класически книги по турбопомпи, като (Plaiderer K., 1960, Stepanov A.I. 1960, Zlatarev P. 1979).

Уравнения на подрязване, препоръчвани в литературата

В работа (Gulich Fr., 2020) се предлага зависимост, с еднакъв показател m за дебита и напора, ни различен от получените по-горе:

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{H^*}{H} = \left(\frac{D_2^*}{D_2}\right)^m \quad (22)$$

За пресмятане на степенния показател при подрязване m се предлагат следните формули:

$$m = 2,08 + 1,1 \exp\left(15 \frac{D_2^*}{D_2} - 1\right). \quad (23)$$

Показателят m може да се определи и чрез намалението на напора при подрязване по израза:

$$m = 2,08 + 1,1 \exp\left(7,5 \frac{H^*}{H} - 1\right). \quad (24)$$

Пресмятанията по предлаганите от Gulich формули (23) и (24) за българските помпи показват, че степенният показател m при подрязване на работното колело има стойности в границата от $m = (2,20 \div 2,65)$. При пресмятане на дебита и напора при подрязване, се оказва, че тези стойности на степенния показател са много високи.

ИЗЛОЖЕНИЕ (АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ)

Анализът на получените по-горе резултати показва, че за пресмятане на показателите на помпа при подрязване се получават формули, които не са еднозначни. Има съществени разлики във формулите за пресмятане на дебита и мощността. При проверка за българските помпи, произведени от ВИПОМ, няма добро съвпадение на степенните показатели за пресмятане на дебитите и напорите при подрязване на работните колела. Предлаганите формули (22 и 23) от (Gulich Fr., 2020) за определяне на степенния показател m при подрязване на работното колело се получават стойности за m в границата от 2.20- 2.65. При пресмятане на дебита и напора при подрязване на българските помпи този степенен показател е много висок.

Както се вижда от изложеното по-горе, характеристиките на помпите при подрязване на работното колело не могат да бъдат изчислени съгласно законите за подобие. При пресмятане на дебита резултатите са различни, тъй като подрязаното работно колело не е геометрично

подобно на работното колело с пълния си диаметър. Ширината на изхода на работното колело остава еднаква или леко се увеличава. Ъгълът на изхода на лопатката може да се промени и лопатките стават по-къси. Намалването на лопатката води до по-голямото ѝ натоварване и по-малко отклонение на течението.

При даден дебит на течението, скоростта V_{m2} се увеличава приблизително пропорционално на намалването на диаметъра D_2 , тъй като ширината при изхода се променя по-малко в сравнение с D_2 . Това води до по-малка промяна на дебита при подрязване. Намалението на D_2 води до по-бързо намалване на напора. Ъгълът на течението на абсолютната скорост се увеличава от α_2 на α^* . При подрязване на работното колело, характеристиката на нагнетателното тяло остава непроменена, докато напора от работното колело е намален. В този случай изместването на $\eta_{\max}$ е по-малко, отколкото в случай на геометрично подобно намалване на работното колело и нагнетателното тяло. При подрязване лопатките, както бе отбелязано те стават по-къси, има по-голямо натоварване, а от там и по-малко отклонение на ъгъл β_2 на течението и намалване на фактора на приплъзване („slip faktor“).

При намалване на относителния диаметър на подрязване D_2^*/D_2 напорът на помпата намалява в по-голяма степен, в сравнение с намалението на дебита, а това води до увеличаване на специфичната честота на въртене - n_s . Коефициентът на полезно действие (к.п.д.) също намалява, тъй като се запазват механичните загуби в лагерите и уплътненията и се увеличават хидравличните загуби. Законите, които се използват при подрязване на работни колела на центробежни помпи нямат съответствие със законите на подобие. Затова при пресмятане на показателите на турбомашините при подрязване на работното колело не дават добри резултати. За да се провери адекватността на получените формули за пресмятане на дебита в работа (Роров G. et al, 2010) са изведени уравненията на едностъпални центробежни помпи със спирални тела, произвеждани от фирма ВИПОМ – Видин. Характеристиките при подрязване на работните колела за дебита и напора са пресметнати по двете препоръчвани зависимости (15 и 20). Определени са грешките, които се получават за пресмятане на показателите при подрязвания на работните колела за всичките 22 вида произвеждани помпи

със специфична честота $n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ ($n_s = 40 - 260$). Получените относителни грешки Δ в % при пресмятане на дебита Q , по двете формули са в граници от 2 до 19 %. За помпите на фирма ВИПОМ е проведено и числено изследване за изменение на показателите на помпите при подрязване на работните им колела (Klimentov Kl., B. Kostov, 2021). Получените формули за напора и за мощността също не се потвърждават.

При анализа за изменението на коефициента на полезно действие $\Delta\eta$ се установява, че намалението на η е в диапазона 1- 2 %. Изключение има при високите стойности на n_s , като намалението достига до 4 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От направения преглед за пресмятане на показателите на помпа при подрязване се вижда, че предлаганите формули не са еднозначни. Има съществени разлики във формулите за пресмятане на дебита, напора и мощността. При проверка за българските помпи, произведени от ВИПОМ, няма добро съвпадение на степенните показатели за пресмятане на дебитите и напорите при подрязване на работните колела. Предлаганите формули (23 и 24) от (Gulich Fr., 2020) за определяне на степенния показател m при подрязване на работното колело се получават стойности за m в границата от 2.20- 2.65. При пресмятане на дебита и напора при подрязване на българските помпи този степенен показател е много висок.

REFERENCES

- Bridgman P. 1932. Dimensional analysis. New Haven, Yale University press, 1932
(**Оригинално заглавие:** Бриджмен П. Анализ размерностей, Ижевск, НИЦ „Регулярная и хаотическая динамика”, 2001, 148 стр., прев. от англ.).
- Bogun V. S. 2011. Ways to increase the efficiency and resource of feed pumps for thermal power plants with power units with a capacity of 250÷1200 MW, St. Petersburg, 2011, abstract of Ph.D. (**Оригинално заглавие:** Богун В. С. Способы повышения экономичности и ресурса питательных насосов для ТЭС с энергоблоками мощностью 250÷1200 МВт, Санкт-Петербург – 2011, автореферат к.т.н.).
- Calculation of KSB centrifugal pumps (**Оригинално заглавие:** Расчёт параметров центробежных насосов KSB). <https://www.proektant.org/index.php?topic=9531.0>.
- Georgiev R. K., Tyanev D. S. Programmed application of the method of dimensions. (**Оригинално заглавие:** Георгиев Р. К., Тянев Д. С. Програмирано приложение на метода на размерностите. http://www.tyanev.com/resources/docs/Document_V_7.pdf).
- Gulich J. Fr.(2020) Centrifugal Pumps, Fourth Edition, Springer-Villeneuve, Switzerland, 2020, ISBN 978-3-030-14787-7.
- Klimentov Kl., B. Kostov (2021). CFD modeling of the characteristics of centrifugal pumps when working with a trimmed impeller. Mechanics of Machines, 125, Year XXIX, Book I, 2021, ISSN 0861-9727 (**Оригинално заглавие:** Климентов Кл., Б. Костов. CFD моделиране характеристиките на центробежни помпи при работа с подрязано работно колело. Механика на машините, 125, година XXIX, книга I, 2021, ISSN 0861-9727).
- Lomakin D.A., Korotkov V. V. 2017. Correction of the characteristics of centrifugal pumps due to trimming the impeller. MSTU im. N.E. Bauman, 2017 (**Оригинално заглавие:** Ломакин Д.А., Коротков В.В. Корректировка характеристик центробежных насосов за счёт подрезки рабочего колеса. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017).
- Nikolaev I., E. Raeva. 2022. Mathematical Model for Studying Volumetric Losses of a Three-Rotor Hydraulic Machine with Bilateral Lantern Meshing, Taking into Account Internal and External Leakages. Application of Mathematics in Technical and Natural Sciences, AIP Conference Proceedings, Vol. 2522, ISSN: 0094243X, 15517616.
- Plaiderer K.. 1960. Blade machines for liquids and gases, M., Mashgiz, 1960, 683 (**Оригинално заглавие:** Плайдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов, М., Машигиз, 1960-683, прев. от немски).
- Popov G., B. Kostov, Cl. Klimentov. 2010. Regarding the characteristics of Bulgarian centrifugal pumps when cutting the impeller. Heat engineering, Book I, 2010, ISSN 1314-2550 (**Оригинално заглавие:** Попов Г., Б. Костов, Кл. Климентов. Относно характеристиките на български центробежни помпи при подрязване на работното колело. Топлотехника, Книга I, 2010, ISSN 1314-2550).
- Popov G., Kl. Klimentov, B. Kostov. Methods to estimate the energy consumption in regulating the flow rate of pump systems. 10th Anniversary international conference an accomplishment in Electrical and Mechanical Engineering and Information Technology, DEMI'2011.
- Popov G., Kl. Klimentov, B. Kostov. Investigation of the energy consumption in regulating the flow rate of pump systems. 10th Anniversary international conference an accomplishment in Electrical and Mechanical Engineering and Information Technology, DEMI'2011.
- Popov G., Kl. Klimentov, B. Kostov (2020). Pipelines Designing By Using Hydraulic Criteria Equations. 9th International Conference on Thermal Equipments, Renewable Energy and Rural Development (TE-RE-RD 2020) ISSN: 00-00-00, doi:10.1051/e3sconf/202018001007.
- Popov G., Kl. Klimentov, B. Kostov, R. Dimitrova (2020). Analyzing the Energy Efficiency of Fan Systems by Using the Dimensional Analysis (DA) Method Symmetry II, 12(4), 1-13, doi: 10.3390/sym12040537.

Popov, G., S. Legutko, K. Klimentov, B. Kostov (2021). Applying criteria equations in studying the energy efficiency of pump systems *Energies*, 2021, 14, 5256, 1-13, doi: 10.3390/en14175256.

Stepanov A.I. (1960) Centrifugal and axial pumps. М., Mashgiz, 1960, 463 (Оригинално заглавие: Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. М., Машгиз, 1960, 463, прев. от англ.).

Zlatarev P. (1979) Turbopumps and Fans. *Technique*, S. 1979 (Оригинално заглавие: Златарев П. Турбопомпи и вентилатори. Техника, С. 1979).