

MODELING THE CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMPS<sup>8</sup>

Eng. Salaf Ibrahim, PhD Student

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering,

“Angel Kanchev” University of Ruse, Bulgaria

Tel.: +359 82 888 766

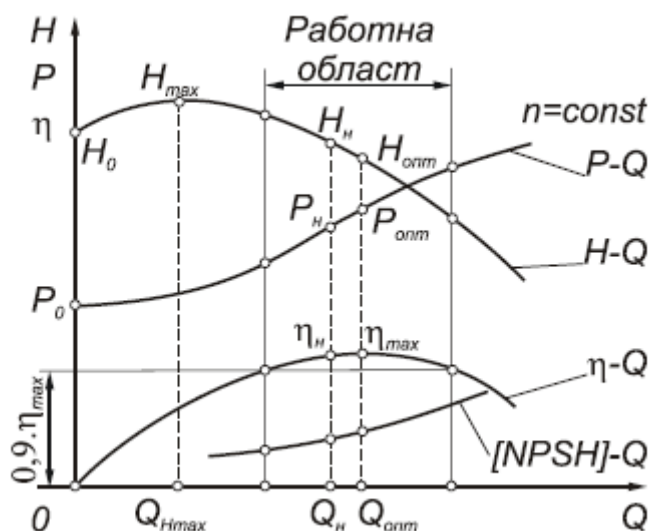
E-mail: salaf\_1992@abv.bg

**Abstract:** This work represents an overview and analysis of various methods for modeling the characteristics of centrifugal pumps, under standard and specific operating conditions: when working with clean water and two-phase mixtures, or if it is used to transport different hydromixtures, as well as in case of working with a trimmed impeller. It has been studied the impact of the pump front seal clearance on the machine volume losses. In addition to that, it has also been analyzed the applying of modern methods for modeling the characteristics of centrifugal pumps by using CFD software products.

**Keywords:** Centrifugal pump, Performance characteristics modelling, Specific speed.

ВЪВЕДЕНИЕ

Центробежните помпи са сред най-широко използваните хидравлични машини в областта на енергетиката, промишлеността и селското стопанство. Те намират приложение във водоснабдяването; за напояване и отводняване; за транспорт на химическо-агресивни течности; за транспорт на хранителни продукти; в циркулационни системи за отопление и охлаждане; в канализационни системи и др.



Фиг. 1. Работни характеристики на центробежна помпа.

Поради широкото им приложение е необходимо познаването на техните характеристики. Те представляват графични зависимости на напора  $H$ , мощността  $P$ , коефициента на полезно действие (КПД)  $\eta$  и кавитационния запас (NPSH), от дебита на помпата  $Q$ , при постоянна честота на въртене  $n = \text{const}$ . (фиг. 1). Формите на тези криви в диапазона от стартиране (или нулев дебит) до максимално възможния дебит са важни за експлоатацията на помпата при работа с инсталации - напр. при паралелна работа или по време на стартиране (Gulich, 2010).

<sup>8</sup> Докладът е представен на онлайн сесията на секция „Топлотехника, хидро и пневмотехника“ на 13 ноември 2020 г. с оригинално заглавие на български език: МОДЕЛИРАНЕ ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ЦЕНТРОБЕЖНИ ПОМПИ

За осигуряване на ефективна работа на помпените агрегати се изисква работният им режим да е в т. нар. работна област на характеристиката  $H=f(Q)$ , която се определя от условието КПД на помпата да не се различава например с повече от 10% от максималната стойност (Klimentov, Popov, Tujarov, 2008).

Работните характеристики на помпите се получават чрез реално изпитване на помпата на изпитателен стенд, чрез промяна на дебита и отчитане на стойностите на напора, мощността и КПД. В редица случаи се налага аналитично изследване работата на помпени агрегати в системи, с цел прогнозно определяне режимите на работа при изследване енергийната ефективност на методите за регулиране, при транспорт на хидросмеси и др. В тези случаи е необходимо да се използват аналитични модели на характеристиките на помпите. В настоящата работа са разгледани различни начини за моделиране характеристиките на съществуващи центробежни помпи, както и за прогнозно построяване характеристиките на помпи, при работа с чиста вода, с подрязано работно колело и с хидросмеси.

## ИЗЛОЖЕНИЕ

### Прогнозно определяне характеристиките на центробежни помпи при работа с чисти течности.

Поради сложните процеси в центробежните помпи, прогнозирането на техните характеристики е възможно само с помощта на емпирични или числени методи. В (Gulich, 2010) е предложена методика за прогнозно определяне характеристиките на турбопомпи. Оптималните стойности на дебита  $Q_{opt}$ , напора  $H_{opt}$  и на коефициента на плъзгане  $\gamma_{opt}$ , при максимален КПД  $\eta_{max}$  ( $\eta_{h,max}$ ), се определят от предварителни проектни изчисления. Според която напорът на помпата се определя с израза:

$$H = \frac{\eta_h u_2^2}{g} \left[ \gamma - \frac{Q_{La}}{f_q A_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left( \tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right) \right], \quad (1)$$

където:  $\eta_h$  е хидравличният КПД на помпата;  $u_2$  - преносната скорост при изхода на работното колело;  $g$  - земното ускорение;  $\gamma$  - коефициент на плъзгане, отчитащ влиянието на осовия вихър върху теоретичния напор на помпата, при краен брой на лопатките;  $Q_{La}$  - теоретичният дебит на помпата;  $f_q = 1$  - при едностранно засмукващо работно колело;  $f_q = 2$  - при двустранно засмукващо работно колело;  $A_1 = \pi D_1 b_1$ ;  $A_2 = \pi D_2 b_2$ ;  $D_1$  и  $D_2$  са диаметрите при входа и изхода на работното колело, при които ширините на междулопатъчния канал са съответно  $b_1$  и  $b_2$ ;  $\alpha_1$  - ъгъл между абсолютната и преносната скорост пред входа на работното колело;  $\beta_{2B}$  - ъгъл на лопатката при изхода на работното колело;  $d_{1m}^* = \frac{\sqrt{0.5(D_{1i}^2 + D_{1a}^2)}}{D_2}$  - относителен диаметър при входа на работното колело;  $D_{1i}$  - диаметър на входящия ръб на лопатката при задния диск на работното колело;  $D_{1a}$  - диаметър на входящия ръб на лопатката при предния диск на работното колело.

За хидравличния КПД от уравнение (1), в (Gulich, 2010) е предложена емпиричната зависимост:

$$\frac{\eta_h}{\eta_{h,max}} = 1 - 0.6(q^* - 0.9)^2 - 0.25(q^* - 0.9)^3, \quad (2)$$

$$\text{където } q^* = \frac{Q}{Q_{\text{opt}}}.$$

За определяне на  $\gamma$ , в (Gulich, 2010) е предложена графична зависимост от вида  $\gamma = f(q^*)$ , получена на базата на статистически данни от опитно изследвани помпи. Предложени са и зависимости за определяне на останалите видове загуби на енергия в помпата – обемни, от дисково триене и механични, така че да е възможно определянето на пълния КПД в зависимост от относителния дебит  $q^*$ .

В (Тсакаров, Т., Р. Русев, К. Климентов, И. Николаев, 2002) е предложен подробен подход за определяне хидравличните загуби в работното колело на многостъпална центробежна помпа. Предложената методика дава възможност по числен път да се избере подходяща форма на работните лопатки на колелото и да се определят общите загуби.

Относно определянето на обемните загуби в центробежни помпи, в (Klimentov, K., G. Popov, K. Tujarov., P. Rusev, 2010) са представени резултати от опитно изследване на протечката през предното уплътнение на едностъпални центробежни помпи при различни режимни параметри. Изведени са емпирични зависимости, които дават възможност за определяне на протечката в зависимост от пада на напор в предното уплътнение и честотата на въртене на работното колело.

#### **Аналитично представяне характеристиките на съществуващи центробежни помпи при работа с чисти течности.**

Изследването на енергийната ефективност на турбопомпени системи е актуална задача, свързана с оптимизиране на работата им, с цел намаляване на разходите за транспортиране на единица обем течност в системата. Такъв вид изследвания са свързани с определяне на работните режими при индивидуална и съвместна (паралелна и последователна) работа на помените агрегати, при работа с подрязано работно колело, както и при различните методи за регулиране дебита в системите. Удобно е такъв вид изследвания да се провеждат аналитично. За тази цел е необходимо работните характеристики на помпите да бъдат представени по подходящ начин. Такъв начин на представяне е предложен в (Klimentov, Popov, Tujarov, 2008). В работата са използвани каталожните характеристики  $H-Q$  и  $\eta-Q$ , построени при постоянна честота на въртене  $n = \text{const.}$ , на 55 центробежни помпи, произведени във ВИПОМ АД, град Видин. Зависимостите  $H = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$  са представени с уравнения от вида:

$$H = a + bQ + cQ^2 \quad (3)$$

и

$$\eta = d + eQ + fQ^2. \quad (4)$$

Напорните характеристики на разглежданите помпи са апроксимирани, в работната област, с непълни полиноми от вида:

$$H = a_1 - b_1Q^2. \quad (5)$$

Коефициентите  $a, b, c, d, e, f, a_1$  и  $b_1$  са определени и дадени в работата (Klimentov, Popov, Tujarov, 2008). Показано е, че с помощта на получените уравнения могат да се преизчисляват характеристиките на центробежни помпи при честоти на въртене, различни от номиналната. Резултатите са сравнени с опитни данни. В заключение може да се добави, че уравнения (3), (4) и (5) дават възможност за бърз и лесен анализ на съвместната работата на турбопомпи със система, изследване на енергийната ефективност при паралелна и

последователна работа на помпи, както и на методите за регулиране дебита на турбопомпени системи.

### Моделирание характеристиките на центробежни помпи при работа с хидросмеси.

Двуфазни течения от течност и неразтворен въздух (газ) се срещат в редица отрасли на енергетиката и промишлеността. За транспорт на такъв вид двуфазни смеси се използват основно центробежни помпи. За прогнозиране характеристиките на помпите при такива условия на работа са разработени различни, най-вече CFD модели. В (Klimentov, K., I. Georgiev, P. Rusev, G. Popov, B. Kostov, 2010) е представен двуфазен модел за предсказване напора на работното колело на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес, базиран на модел Minemura и Uchiyama. Моделът е приложен върху центробежна помпа 6E20 и на базата на опитни данни са получени коефициенти на модела, за изследваната помпа.

В (Gulich, 2010) е предложена методика за преизчисляване характеристиките на центробежни помпи при работа с двуфазна смес от течност и газ, с помощта на опитно получени коефициенти. В (Klimentov, K., G. Popov, B. Kostov, 2011) с помощта на тази методика, са определени коефициентите за преизчисляване характеристиките на центробежна помпа 12E20, с общо предназначение и специфична честота на въртене  $n_q = 33.6 \text{ min}^{-1}$ , при работа с двуфазна смес от вода и въздух. Характеристиките на помпата са апроксимирани с уравнения от вида:

$$\psi_{TP} = a - b\varphi^2 \quad (6)$$

и

$$\eta_{TP} = c + d \cdot \varphi + e \cdot \varphi^2, \quad (7)$$

където коефициентите на напора и дебита се пресмятат по зависимостите:

$$\psi_L = \frac{g \cdot H_L}{u_2^2}, \quad \psi_{TP} = \frac{g \cdot H_{TP}}{u_2^2} \quad (8)$$

и

$$\varphi = \frac{Q_L}{\pi \cdot b_2 \cdot D_2 \cdot u_2}. \quad (9)$$

В горните формули  $H_L$ , [m] е напорът на помпата при работа с чиста вода;  $H_{TP}$ , [m] - напорът на помпата при работа с двуфазна смес от течност и газ;  $Q_L$ , [m<sup>3</sup>/s] - обемният дебит на течната фаза;  $b_2$ , [m] - ширината на междулопатъчния канал при изхода на работното колело;  $D_2$ , [m] - външният диаметър на работното колело;  $u_2 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_2}{60}$ , [m/s] - преносната скорост при изхода на работното колело;  $n$ , [min<sup>-1</sup>] - честотата на въртене на помпата.

Обемната концентрация на газовата фаза се определя по зависимостта:

$$\alpha = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L}, \quad (10)$$

където  $Q_G$ , [m<sup>3</sup>/s] е обемният дебит на газовата фаза.

Определени са коефициентите:

- за преизчисляване на напора:

$$k_{\psi} = \frac{\Psi_{\text{TP}}}{\Psi_L} \quad (11)$$

- за преизчисляване на КПД:

$$k_{\eta} = \frac{\eta_{\text{TP}}}{\eta_L} \quad (12)$$

при различни стойности на обемната концентрация  $\alpha$  и постоянен безразмерен дебит  $\Phi$ .

С помощта на получените коефициенти е възможно да се определят приблизително характеристиките на помпа със същата конструкция и подобна специфична честота на въртене  $n_q$ .

В (Gulich, 2010) е предложена методика за преизчисляване характеристиките на центробежни помпи при транспорт на хидросмеси от течност и твърди частици, както и на смес от вода и високовискозна течност. В (Popov, G., K. Klimentov, B. Kostov, C. Puscasu, L. R. Voicu, 2011) методиките са приложени за центробежна помпа 6E32. Получени са коефициентите за преизчисляване на характеристиките на помпата при работа с хидросмес „вода-пясък“, „вода-петрол“ и „вода-въздух“. От анализа на резултатите става ясно, че най-значително изменение на вида на характеристиките се наблюдава при работа на помпата с водо-въздушна смес.

#### **Моделиране характеристиките на центробежни помпи при подрязване на работното колело.**

Много често, при необходимост от трайна промяна режима на работа на турбопомпени системи, се прилага намаляване на външния диаметър на работното колело (подрязване). В литературата съществуват различни зависимости за преизчисляване характеристиките на помпите при работа с подрязано работно колело. Най-често използваните са:

$$\frac{Q}{Q_{\Pi}} = \frac{D_2}{D_{2\Pi}}; \frac{H}{H_{\Pi}} = \left(\frac{D_2}{D_{2\Pi}}\right)^2 \quad (13)$$

и

$$\frac{Q}{Q_{\Pi}} = \left(\frac{D_2}{D_{2\Pi}}\right)^2; \frac{H}{H_{\Pi}} = \left(\frac{D_2}{D_{2\Pi}}\right)^2, \quad (14)$$

където  $Q$  и  $H$  са дебитът и напорът при работа на помпата с работно колело с диаметър  $D_2$ ;  $Q_{\Pi}$  и  $H_{\Pi}$  са дебитът и напорът при работа на помпата с работно колело с диаметър  $D_{2\Pi}$ . В (Popov, G., B. Kostov, K. Klimentov, 2010) е разработена методика за сравнително изследване точността на преизчисляване показателите на центробежни помпи, с помощта на уравненията на подобие. Обект на изследване са едностъпални, едностранно засмукващи помпи (тип E), произведени във ВИПОМ АД. За целите на изследването са използвани каталожните характеристики на помпите, публикувани на сайта на фирмата. Анализът на получените резултати показва, че теоретичното преизчисляване на характеристиките при подрязване, в някои случаи е свързано със значителни грешки.

Развитието на изчислителната техника и появата на специализирани софтуерни продукти дават възможност за моделиране характеристиките на турбопомпите, с цел получаване на зависимости между основните показатели на помпата при работа с подрязано работно колело. В (Ibrahim, S., G. Popov, K. Klimentov, B. Kostov, 2020) са създадени модели на основните елементи от проточната част на центробежна помпа 6E20 – работното колело и спиралното тяло, в средата на ANSYS-CFX, и чрез числени симулации са прогнозираны работните характеристики на помпата при работа с неподрязано и с подрязано работно колело.

Получените, след числени симулации, характеристики са сравнени с каталожни. При работа с подрязано работно колело се наблюдава добро съвпадение на напорните характеристики от 3 до 8 l/s (от 0,55 до 1,6 от номиналния дебит; при работа с подрязано работно колело  $Q_H = 5,5$  l/s). За получаване на по-точни резултати е необходимо да се моделират обемните загуби през предното уплътнение, както е демонстрирано в (Babayigit, O., M. Aksoy, M. Ozgoren, O. Kocaaslan, 2017).

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Моделирането на характеристиките на центробежни помпи е актуална задача, тъй като дава възможност за аналитично изследване работата на турбопомпените системи. В настоящата работата са разгледани различни методи за моделиране характеристиките на помпи, работещи при различни условия – с чиста вода, с хидросмеси, с подрязано работно колело. По-голямата част от моделите са емпирични, базирани на резултати от експериментални изследвания. Развитието на изчислителната техника и CFD софтуерите позволява провеждането на числени експерименти, което е свързано с пестене на разходи и време. Моделирането на процесите в елементите на центробежни помпи с помощта на CFD, при наличие на надеждни опитни данни за валидиране на резултатите, е основна цел на бъдещи изследвания.

## REFERENCES

Babayigit, O., M. Aksoy, M. Ozgoren, O. Kocaaslan. (2017). Experimental and CFD investigation of a multistage centrifugal pump including leakages and balance holes. Article in Desalination and water treatment, January 2017.

Gulich J.F. Centrifugal pumps, (2010). Second edition. Springer.

Ibrahim, S., G. Popov, K. Klimentov, B. Kostov. (2020). CFD Modeling the characteristics of a centrifugal pump working with a trimmed impeller. Proceedings, volume 59, book 1.3. Agricultural Machinery and Technologies, Agrarian Science and Veterinary Medicine & Maintenance and Reliability & Thermal, Hydro- and Pneumatic Equipment & Ecology and Conservation & Industrial Design, 2020, University of Ruse “Angel Kanchev”, ISSN 1311-3321, pp 15-21. **(Оригинално заглавие:** *Ибрахим С., Г. Попов, Кл. Климентов, Б. Костов. CFD моделиране характеристиките на центробежна помпа при работа с подрязано работно колело. Научни трудове, том 59, серия 1.3. Земеделска техника и технологии, аграрни науки и ветеринарна медицина & Ремонт и надеждност & Топлотехника, хидравлика и пневматика & Екология и опазване на околната среда & Промислен дизайн (2020), Русенски университет „Ангел Кънчев“, ISSN 1311-3321, стр. 15-21).*

Klimentov, K., G. Popov, B. Kostov. (2011). Modeling the characteristics of centrifugal pumps when they work with air-water two-phase mixture, Proceedings, volume 50, book 1.2, Heat transfer, hydraulics and pneumatic engineering. Ecology and environmental protection. Design and ergonomics, 2011, University of Ruse “Angel Kanchev, Ruse, ISSN 1311-3321, pp 35-39. **(Оригинално заглавие:** *Климентов, Кл., Г. Попов, Б. Костов. Моделиране на характеристиките на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес (2011), Научни трудове, Том 50, серия 1.2, Топлотехника, хидро- и пневмотехника. Екология и опазване на околната среда. Дизайн и ергономия, Русенски университет „Ангел Кънчев“, Русе, ISSN 1311-3321, стр. 35-39).*

Klimentov, K., G. Popov, K. Tujarov. (2008). Equations of centrifugal pumps' characteristics. Energetica, 2008, value 6-7, Sofia, pp 60-63. **(Оригинално заглавие:** *Климентов, Кл., Г. Попов, Кр. Тужаров (2008). Уравнения на характеристиките на центробежни помпи // Сп. Энергетика, бр. 6-7, София, 2008, стр. 60-63).*

Klimentov, K., G. Popov, K. Tujarov., P. Rusev. (2010). About volumetric flow rate losses in centrifugal pump. Mechanics of machines 88, ISSN 0861-9727, pp 27-30. **(Оригинално заглавие:**

*Климентов, Кл., Г. Попов, Кр. Тужаров. Относно обемните загуби в центробежните помпи // Механика на машините, брой 88, ISSN 0861-9727, стр. 27-30).*

Klimentov, K., I. Georgiev, P. Rusev, G. Popov, B. Kostov. (2010). Process modeling of the centrifugal pump impeller operating with air-water-two phase flow, Toplotechnica 1, book 1, Varna, ISSN 1314-2550, pp 27-30. (**Оригинално заглавие:** *Климентов, Кл., И. Георгиев, П. Русев, Г. Попов, Б. Костов. Моделиране на процесите в работното колело на центробежни помпи при работа с водо-въздушна смес // Сп. Топлотехника 1, Варна, 2010, брой 1, ISSN 1314-2550, стр. 27-30).*

Popov, G., B. Kostov, K. Klimentov. (2010). Characteristics of Bulgarian centrifugal pump with a trimmed impeller, Toplotechnica 1, book 1, Varna, 2010. ISSN 1314-2550, pp 31-34. (**Оригинално заглавие:** *Попов, Г., Б. Костов, Кл. Климентов. Относно характеристиките на български центробежни помпи при подрязване на работното колело // Сп. Топлотехника 1, Варна, 2010, брой 1, ISSN 1314-2550, стр. 31-34).*

Popov, G., K. Klimentov, B. Kostov, C. Puscasu, L. R. Voicu. (2011). Characteristics of centrifugal pumps working with hidro mixtures, Agricultural engineering, book 6, Sofia, 2011, ISSN 0037-1718, pp 43-50. (**Оригинално заглавие:** *Попов, Г., Кл. Климентов, Б. Костов, К. Пушкашу, Л. Р. Войку. Характеристики на центробежни помпи при транспорт на хидравлични смеси // Сп. Селскостопанска техника, София, 2011, брой 6, ISSN 0037-1718, стр. 43-50).*

Tsakarov, T., P. Rusev, K. Klimentov, I. Nikolaev. (2002). Study of hydraulic losses in the impeller of a centrifugal pump, Proceedings, volume 39, book 4.2, Agricultural machinery and technologies. Chemical technologies and Biotechnologies. Ecology, University of Rousse "Angel Kanchev", Rousse, 2002, ISSN 1311-3321, pp 50-53. (**Оригинално заглавие:** *Чакъров, Т., П. Русев, Кл. Климентов, И. Николаев. Изследване на загубите в работното колело на центробежна помпа (2002), Научни трудове, Том 39, серия 4.2, Земеделска техника и технологии. Химични технологии и биотехнологии. Екология, Русенски университет „Ангел Кънчев“, Русе, ISSN 1311-3321, стр. 50-53).*