SAT-9.3-1-HP-02

About the determination of the Impeller outer diameter of a centrifugal pump

Kliment Klimentov, Krasimir Tuzharov, Boris Kostov, Ivaylo Nikolaev

Относно определянето на външния диаметър на работното колело на центробежна помпа

Климент Климентов, Красимир Тужаров, Борис Костов, Ивайло Николаев

About the determination of the Impeller outer diameter of a centrifugal pump: *This work presents an equation, which can be used for the determination of the impeller's outer diameter of a centrifugal pump, given as a function of its specific speed. The relation based on statistic data, concerning 105 centrifugal pumps, produced by different manufacturers, is found by using the dimensionless analysis.*
Key words: *Centrifugal Pump, Impeller Outer Diameter, Specific speed.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Външният диаметър D_2 на работното колело на центробежна помпа е един от параметрите, от които зависи напорът на помпата. Важен етап при проектиране на нова машина е неговото определяне. Известни са различни зависимости, получени на базата на статистически данни, за пресмятане на D_2 на първо приближение. Една от най-разпространените зависимости, дадена в [1], е:

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = \frac{60}{\pi n}\sqrt{\frac{gH_T}{\varphi_{u2}}},\ [m], \tag{1}$$

където: $u_2, [m/s]$ е периферната скорост на изхода на работното колело (преносната скорост на течението при изхода на работното колело); $n, [min^{-1}]$ - номиналната честота на въртене на помпата; $g, [m/s^2]$ - земното ускорение; $H_T, [m]$ - теоретичният напор на помпата за изчислителен режим на работа; $\varphi_{u2} = \frac{\upsilon_{u2}}{u_2} = 0{,}5..0{,}6$ - коефициент, равен на отношението между преносната компонента на абсолютната скорост υ_{u2} и преносната скорост при изхода на работното колело.

В [2] авторите предлагат следните зависимости за определяне на външния диаметър на работното колело на центробежна помпа на първо приближение:

$$D_2 = 19{,}1\frac{(2gH)^{1/2}}{n},\ [m] \tag{2}$$

при $n_s < 100\ min^{-1}$ и

$$D_2 = 19{,}2\left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6}\frac{(2gH)^{1/2}}{n},\ [m] \tag{3}$$

при $n_s > 100\ min^{-1}$, където специфичната честота на въртене n_s на помпата се определя по формулата:

$$n_s = 3{,}65n\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}},\ [min^{-1}]. \tag{4}$$

В горните зависимости $Q, [m^3/s]$ е номиналният дебит на помпата; $H, [m]$ -

номиналният напор на помпата.

В [3] Gulich предлага следната зависимост за определяне на външния диаметър D_2 на работното колело:

$$D_2 = \frac{60}{\pi n}\left(\frac{2gH}{\psi}\right)^{1/2}, [m] \tag{5}$$

където коефициентът на напора $\psi = \frac{2gH}{u_2^2}\left(u_2 = \frac{\pi n D_2}{60}\right)$ се определя в зависимост от специфичната честота на въртене $n_q = n\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$ по формулата:

$$\psi = 1{,}21e^{-0{,}77 n_q / n_{q,Ref}}, \tag{6}$$

където референтната стойност на n_q, предложена от автора в [3], е $n_{q,Ref} = 100\ min^{-1}$.

От разгледаните формули става ясно, че и в двата случая диаметърът D_2 на първо приближение се определя в зависимост от специфичната честота на въртене n_s или n_q и коефициента на напора. Целта на настоящата работа е да се намери зависимост за определяне на D_2, в която да участват основните показатели на помпата – напор и дебит, както и специфичната честота на въртене n_q.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Видът на търсената зависимост е определен с помощта на теорията на подобието на работните турбомашини. Получен е безразмерен комплекс K_{HQ}, който представлява отношение между коефициента на напор K_H и коефициента на дебит K_Q:

$$K_{HQ} = \frac{K_H}{K_Q}. \tag{7}$$

Съгласно [5] коефициентът K_H, наречен още единичен напор, се определя по зависимостта:

$$K_H = \frac{gH}{n^2 D_2^2}. \tag{8}$$

От израза (8) се вижда, че коефициентът K_H представлява видоизменено число на Ойлер $\left(Eu = \frac{p}{\rho u_2^2}\right)$.

Коефициентът K_Q, наречен още единичен дебит в [5], се определя по формулата:

$$K_Q = \frac{Q}{n D_2^3}. \tag{9}$$

Величината K_Q представлява число на Струхал.

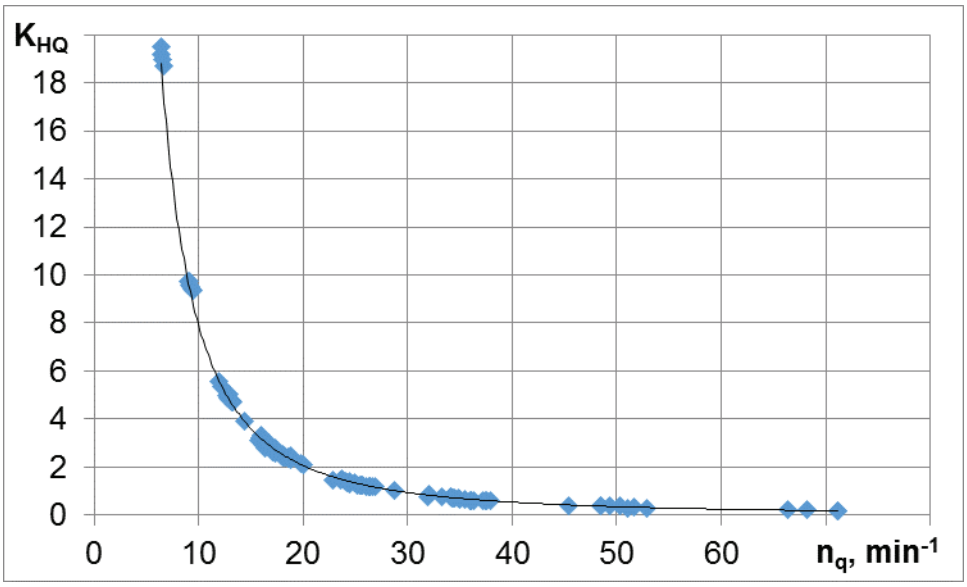
От (7), (8) и (9) следва:

$$K_{HQ} = \frac{g D_2 H}{nQ}. \tag{10}$$

От (10) се вижда, че комплексът K_{HQ} съдържа в себе си двата основни показателя на турбопомпите – напор и дебит, както и двата основни параметъра, от

които те зависят – външен диаметър и честота на въртене на работното колело.

В настоящата работа са събрани и обработени каталожни данни за 105 центробежни помпи от български и чуждестранни производители със специфична честота на въртене n_q от 6 до 71 min^{-1}. За всяка една помпа е пресметнат комплексът K_{HQ} по зависимост (10), както и специфичната честота на въртене n_q. Построена е графичната зависимост $K_{HQ} = f(n_q)$, показана на фиг. 1.



Фиг. 1. Зависимост на комплекса K_{HQ} от специфичната честота на въртене n_q, получена на базата на статистически данни от 105 центробежни помпи.

От фиг. 1 се вижда, че всички точки от графичната зависимост $K_{HQ} = f(n_q)$ се намират върху една крива. Това дава основание да се смята, че съществува функционална зависимост между комплекса $K_{HQ} = \frac{gD_2H}{nQ}$ и специфичната честота на въртене n_q при центробежните помпи. Удобно е тази зависимост да се апроксимира с уравнение от вида:

$$K_{HQ} = \alpha \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^{-\beta}, \tag{11}$$

където референтната стойност $n_{q,Ref}$ се въвежда, за да се получи безразмерна стойност на коефициента α.

Зависимост (11) може да се представи във вида:

$$\frac{gD_2H}{nQ} = \alpha \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^{-\beta}, \tag{12}$$

от където за диаметъра D_2 следва:

$$D_2 = \frac{nQ}{gH} \alpha \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^{-\beta}. \tag{13}$$

Полученото уравнение (13) дава възможност за определяне на диаметъра D_2 на работното колело на центробежни помпи със специфична честота на въртене до $71\,min^{-1}$ на първо приближение, при известни стойности на номиналния дебит,

напор и честота на въртене.

След статистическа обработка на данните в средата на програмата Matlab с инструмента Cftool, при $n_{q,Ref} = 70\ min^{-1}$, са получени следните стойности на коефициентите от уравнение (11): $\alpha = 0{,}168$ и $\beta = 2$.

За проверка на резултатите от уравнение (13) са изчислени диаметрите $D_{2изч}$ на изследваните помпи с помощта на същото уравнение, както и с уравненията (2) или (3), предложени в [2] и с помощта на уравнение (5), предложено в [3]. За всеки от трите случая е пресметната относителната разлика δD_2 по уравнението:

$$\delta D_2 = \left| \frac{D_2 - D_{2изч}}{D_2} \right| \cdot 100\%, \qquad (14)$$

където D_2 е действителния външен диаметър на работното колело на съответната помпа, а $D_{2изч}$ - изчисленият по една от трите зависимости диаметър. В таблица 1 са дадени максималните стойности на относителната разлика $(\delta D_2)_{max}$, както и средноаритметичните стойности $(\delta D_2)_{ср}$, пресметнати по зависимостта:

$$(\delta D_2)_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^{N} \delta D_{2i}}{N}, \qquad (15)$$

където $N = 105$ е броят на изследваните помпи.

Таблица 1.

Уравнение	$(\delta D_2)_{max}$ %	$(\delta D_2)_{ср}$ %
(2) или (3)	16,4	3,8
(5)	15,5	3,7
(13)	19,8	3,9

От данните, показани в таблица 1, се вижда, че резултатите, получени с уравнение (13) се доближават до тези от уравнения (2), (3) и (5) по отношение на средноаритметичната разлика $(\delta D_2)_{ср}$. По отношение на максималната разлика $(\delta D_2)_{max}$, уравнение (13) дава с 3,4% по-голяма разлика от уравнение (3) и с 4,3% по-голяма разлика от уравнение (5).

За получаване на по-точни резултати е добре помпите да се групират в зависимост от специфичната честота на въртене.

Според [1] центробежните помпи се делят на бавноходни $(n_q = 11..22\ min^{-1})$, нормални $(n_q = 22..41\ min^{-1})$ и бързоходни $(n_q = 41..82\ min^{-1})$.

Според [3] центробежните помпи се делят на помпи за напори до $800\ (1200)$ m $(n_q = 7..30\ min^{-1})$, за напори до 400 m $(n_q = 30..50\ min^{-1})$ и за напори до 60 m $(n_q = 50..100\ min^{-1})$.

Според [4] центробежните помпи се делят на помпи за високи напори $(n_q < 25\ min^{-1})$, за средни напори $(n_q = 25..40\ min^{-1})$ и за ниски напори $(n_q = 40..70\ min^{-1})$.

Таблица 2.

Граници на n_q:	α	β
$n_q < 25\ min^{-1}$, $n_{q,Ref} = 25\ min^{-1}$	1,30	2,0
$25\ min^{-1} < n_q < 40\ min^{-1}$, $n_{q,Ref} = 40\ min^{-1}$	0,53	1,9

$40\ min^{-1} < n_q < 70\ min^{-1}$, $n_{q,Ref} = 70\ min^{-1}$	0,20	1,7

Посочените граници в трите класификации са ориентировъчни, а тези според [1] и [4] са близки помежду си. Изследваните в настоящата работа помпи са със специфична честота на въртене от 7 до $71\ min^{-1}$ и добре се вписват в рамките на класификацията, предложена в [4]. Поради това помпите са групирани в три групи, съгласно [4]. За референтни стойности на специфичната честота на въртене за всяка една група е избрана горната гранична стойност на n_q, а именно:

- при $n_q < 25\ min^{-1}$, $n_{q,Ref} = 25\ min^{-1}$;
- при $25\ min^{-1} < n_q < 40\ min^{-1}$, $n_{q,Ref} = 40\ min^{-1}$;
- при $40\ min^{-1} < n_q < 70\ min^{-1}$, $n_{q,Ref} = 70\ min^{-1}$.

Стойностите на коефициентите α и β, получени за трите групи помпи, са дадени в таблица 2, а стойностите на величините $(\delta D_2)_{max}$ и $(\delta D_2)_{cp}$ - в таблица 3.

Таблица 3.

Уравнение	$n_q < 25\ min^{-1}$		$25\ min^{-1} < n_q < 40\ min^{-1}$		$50\ min^{-1} < n_q < 70\ min^{-1}$	
	$(\delta D_2)_{max}$ %	$(\delta D_2)_{cp}$ %	$(\delta D_2)_{max}$ %	$(\delta D_2)_{cp}$ %	$(\delta D_2)_{max}$ %	$(\delta D_2)_{cp}$ %
(2) или (3)	11,5	3,1	9,9	3,7	16,4	6,4
(5)	10,1	3,1	9,0	3,5	15,5	6,1
(13)	9,2	2,5	6,0	2,7	12,1	5,6

Сравнителният анализ на резултатите от таблица 3 показва, че диаметърът $D_{2изч}$, пресметнат по уравнение (13), се доближава в най-голяма степен до действителния диаметър на работното колело D_2. Това важи за трите групи помпи, като най-малка средно аритметична разлика $(\delta D_2)_{cp} = 2{,}5\%$ се получава при $n_q < 25\ min^{-1}$. С увеличаване на n_q, стойността на $(\delta D_2)_{cp}$ нараства и при трите разгледани начина за определяне на диаметъра $D_{2изч}$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В резултат на проведено статистическо изследване на 105 центробежни помпи от различни производители е получена зависимост от вида $\frac{gD_2H}{nQ} = \alpha\left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}}\right)^{-\beta}$. Тази зависимост може да се използва за определяне външния диаметър на работното колело D_2 на първо приближение при проектиране на центробежни помпи с $n_q \le 71\ min^{-1}$.

Литература

[1] Златарев, П. Турбопомпи и вентилатори. София, Техника, 1979.
[2] Михайлов, А. К., В. В. Малюшенко. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование, Москва, Машиностроение, 1977.
[3] Gulich, J. F. Centrifugal pumps 2-nd edition, Springer, 2010.
[4] KSB. Selecting Centrifugal Pumps. Technical information. KSB Aktiengesellschaft, D-67225 Frankenthal (Pfalz) / Germany.
[5] Srinivasan, K. M. Rotodynamic pumps (Centrifugal and Axial), New age international

(p) limited, publishers, 2008.

За контакти:

Доц. д-р Климент Климентов, Катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, тел.: 082-888 580, e-mail: kklimentov@uni-ruse.bg

Докладът е рецензиран.