

FRI-9.2-1-THPE-02

SPECIFICS IN THE OPERATION OF CENTRIFUGAL PUMPS WHEN TRIMMING THEIR IMPELLERS¹⁶

Desislava Nikolova - PhD Student

Department "Heat, Hydraulics and Environmental Engineering"

"Angel Kanchev" University of Ruse

Phone: +359 82 888 766

E-mail: dpnikolova@uni-ruse.bg

Prof. Gencho Popov, PhD

Department "Heat, Hydraulics and Environmental Engineering"

"Angel Kanchev" University of Ruse

Phone: +359 82 888 580

E-mail: gspopov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Kliment Klimenkov, PhD

Department "Heat, Hydraulics and Environmental Engineering"

"Angel Kanchev" University of Ruse

Phone: +359 82 888 581

E-mail: kklimentov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Boris Kostov, PhD

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering

"Angel Kanchev" University of Ruse

Phone: +359 82 888 580

E-mail: bkostov@uni-ruse.bg

Abstract: This paper presents results obtained by studying some operating parameters, such as: power, coefficient of efficiency (effectiveness) and specific speed of rotation (ns) of centrifugal pumps when trimming their impellers. The materials (catalog data) provided by some manufacturers of centrifugal pumps, such as GRUNDFOS, KSB and VIPOM, are studied. It was found that the power index (exponent of power) varies within very wide limits and does not meet the recommendations provided in the well-known literature sources. The lowest coefficient value is obtained for KSB pumps and it mainly varies between 2 and 3, with small exceptions - sometimes values achieved are above 3. For pump produced by GRUNDFOS, the exponent varies in values between 3 and 4. In case of pumps that are manufactured by VIPOM, this index (exponent) varies in a much wider range - from 2 to 4, as values above 4 are also being considered.

In studying the coefficient of efficiency exponent (index), when trimming a pump impeller, a variation in the range from 0 to 0.8 is obtained, however for the main number of pumps this variation is in the range from 0.2 to 0.5. For some rates of trimming, this exponent takes negative values.

When trimming a pump impeller, the specific speed of rotation (ns) increases. The average increase in ns is in the range of 20...50%. This leads to variation in the structure of the flow and makes it very difficult to predict the performance of pumps when trimming their impellers.

Keywords: centrifugal pump, impeller trimming, power, coefficient of efficiency, specific speed of rotation, trimming indexes (power exponents)

ВЪВЕДЕНИЕ

За да се разшири приложението на стандартно произвежданите помпи в инженерната практика се е наложил методът на „подрязване на работното колело“ на помпата. При подрязване на работното колело се намалява външният диаметър D_2 на колелото, но се

¹⁶ Докладът е представен на Научната сесия на Секция „Топлотехника, хидравлика и пневматика“ на 25 Октомври 2024 г. с оригинално заглавие на български език: ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛИТЕ НА ЦЕНТРОБЕЖНИ ПОМПИ ПРИ ПОДРЯЗВАНЕ НА РАБОТНИТЕ ИМ КОЛЕЛА.

запазват размерите на останалите елементи на помпата. В резултат на подрязването на работното колело се променя работната характеристика на помпата (дебит, напор, мощност и к.п.д.) и специфичната ѝ честота на въртене- n_s . При този метод се запазва честотата на въртене на вала на помпата и не се губи допълнителна енергия за регулиране. За пресмятане на новите показатели при подрязване на работното колело, в литературата са дадени различни формули, но те не дават добри резултати. За да се провери пригодността на посочените в литературата формули за пресмятане на мощността, пълният коефициент на полезно действие и специфичната честота на въртене (n_s) са изследвани показателите на едностъпални центробежни помпи, произведени единен стандарт - EN 733 (DIN 24255) от фирмите: GRUNDFOS, KSB и VIPOM. Параметрите на подрязаните работни колела са посочени в работа (Nikolova D. at al, 2024).

ИЗЛОЖЕНИЕ

При намаляване на относителния диаметър на подрязване $\frac{D_2^*}{D_2}$, напора 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, променя се ъгълът β_2 на течението на изхода на работното колело и се увеличават хидравличните загуби. При подрязването на работното колело се нарушава геометричното подобие на помпата, тъй като при намаляване на D_2 , ширината на работното колело и другите размери се запазват. Следователно, законите, които се използват при подрязване на работни колела на центробежни помпи нямат съответствие със законите на подобие използвани при турбомашините. При намаляване на D_2 и запазване на постоянна честота на въртене, в работи (Aizenshchein, M. D., 1957, Plaiderer K., 1960, Stepanov A.I., 1960, Zlatarev. P., 1979, Popov G. at al, 2021) се препоръчва мощността да се пресмята по формулата:

$$\frac{P^*}{P} = \left[\frac{D_2^*}{D_2} \right]^3, \quad (1)$$

където: P и P^* са входящите мощности на вала на помпата при неподрязано и подрязано работно колело; D_2 и D_2^* са диаметри на неподрязаното и подрязано работно колело.

Мощността се пресмята по формулата:

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \text{kw} \quad (2)$$

където: ρ е плътността на работната течност (вода) в kg/m^3 ; Q - дебит – в l/s ; напор - H в m ; η - пълнен к.п.д. За определяне на мощността P^* се отчитат показателите: Q^* , H^* и η^* за съответните степени на подрязване.

В работи (Chantasiriwan S., 2011 и Nikolova D., 2022) за пресмятане на мощността е получена подобна формула, но със степенен показател 4, а в (Lomakin D.A., Korotkov V.V., 2017 и Ukhin B. V., 2007) се предлага степенният показател да бъде 2. Фирма KSB и GRUNDFOS не посочват формула за пресмятане на мощността при подрязване.

За да може да се сравнява изменението на показателите мощност и к.п.д. за помпите, произведени от различните фирми и степени на подрязване са определяни степенните показатели за мощността - m_P и к.п.д. - m_η . Тези степенни показатели са пресмятани по изразите:

$$m_P = \frac{\ln \frac{P^*}{P}}{\ln \frac{D_2^*}{D_2}} \quad \text{и} \quad m_\eta = \frac{\ln \frac{\eta^*}{\eta}}{\ln \frac{D_2^*}{D_2}} \quad (3)$$

На фиг. 1 е показано изменението на степенният показател на мощността - m_p в зависимост от специфичната честота на въртене - n_s за помпи от три различни фирми - GRUNDFOS, KSB и VIPOM. Специфичната честота на въртене е пресметната по зависимостта:

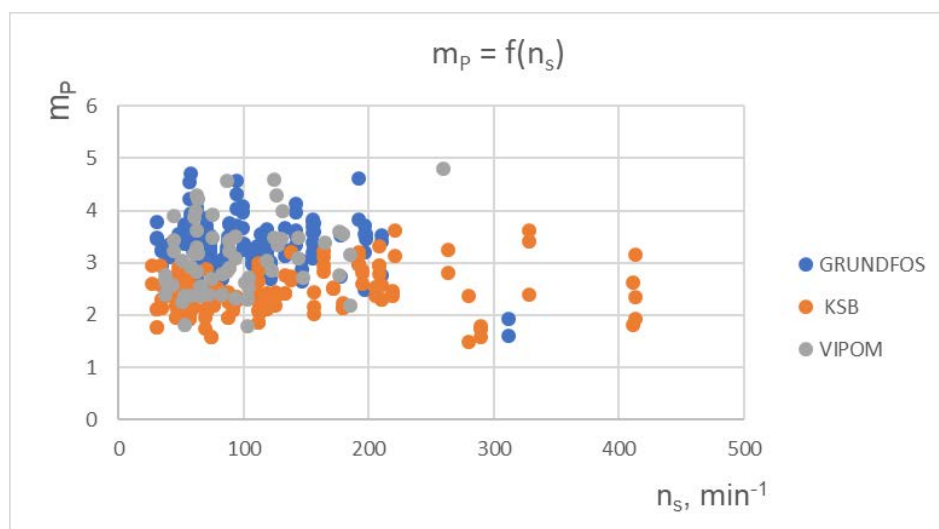
$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (4)$$

където: n е честотата на въртене на вала на помпата.

Мощността е пресмятане при оптималните режими по формулата:

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (5)$$

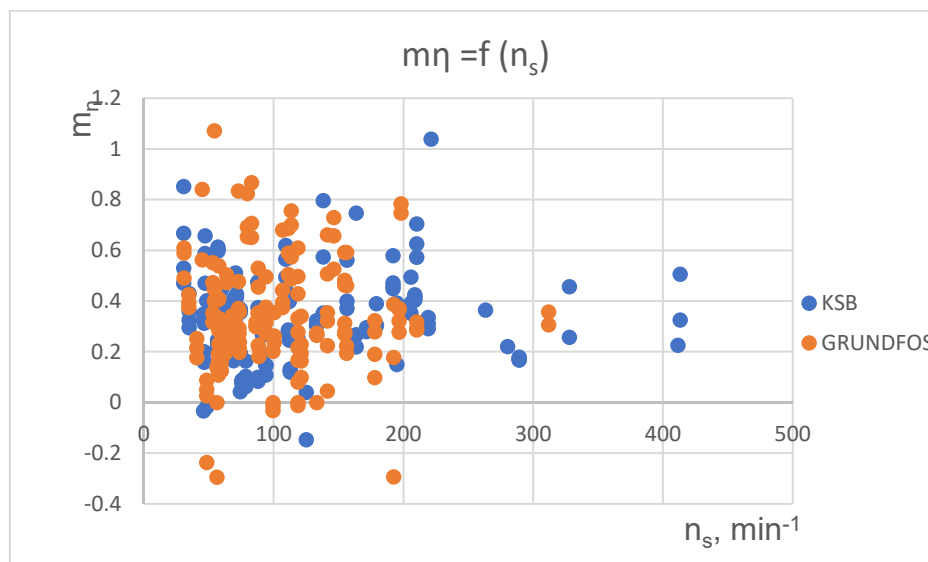
където: ρ е плътността на работната течност(вода) в kg/m^3 ; Q - дебит – в l/s ; напор - H в m ; η - пълнен к.п.д.



Фиг. 1. Изменение на степенния показател за мощност в зависимост от специфичната честота на въртене при помпи GRUNDFOS, KSB и VIPOM

Вижда се че, степенните показатели за трите вида помпи се различават съществено. Най-нисък е коефициентът при помпи *KSB* и той се изменя основно в граници между 2 и 3, като има малки изключения над 3. При помпи *GRUNDFOS*, показателят варира между 3 и 4 и с малки изключения над 4. При българските помпи, произведени от *VIPOM*, този коефициент се променя в много широки граници, от 2 до 4 и има изключения над 4. Причините за тези големи разлики, вероятно се дължат на конструкциите на помпите, технологиите за изработване на заготовките и обработването им.

Интерес представлява изменението на к.п.д. при подрязване работните колела в зависимост от специфичната честота на въртене и в зависимост от степента на подрязване. На фиг. 2 е представено изменението на степенният показател пресметнат за к.п.д. - m_η в зависимост от n_s за помпи *GRUNDFOS* и *KSB*. Помпи от фирма *VIPOM* не са включени, тъй като при тях к.п.д. е даден с точност до втория знак, а за посочените помпи, точността е до третия знак.



Фиг. 2. Изменение на степенният показател за к.п.д. в зависимост от специфичната честота на въртене при помпи GRUNDFOS и KSB.

От фигурата се вижда, че степенният показател се променя в широки граници, от 0 до 0.8, но за основния брой помпи промяната на показателя е в диапазона от 0.2 до 0.5. При някои степени на подрязване степенният показател е отрицателен. Това се дължи на факта, че при някои степени на подрязване на работното колело пълният к.п.д. се повишава спрямо неподрязаното работно колело.

При подрязване на работното колело к.п.д. на помпата намалява. За пресмятането му в работа (Gulich Fr., 2020) препоръчва намалението да се да се пресмята по израза:

$$\Delta\eta = \varepsilon \left(1 - \frac{D_2^*}{D_2} \right) \quad (6)$$

където: $\varepsilon = 0,15$ до $0,25$ за помпи със спирални нагнетателни тела; $\varepsilon = 0,4$ до $0,5$ за помпи с дифузори.

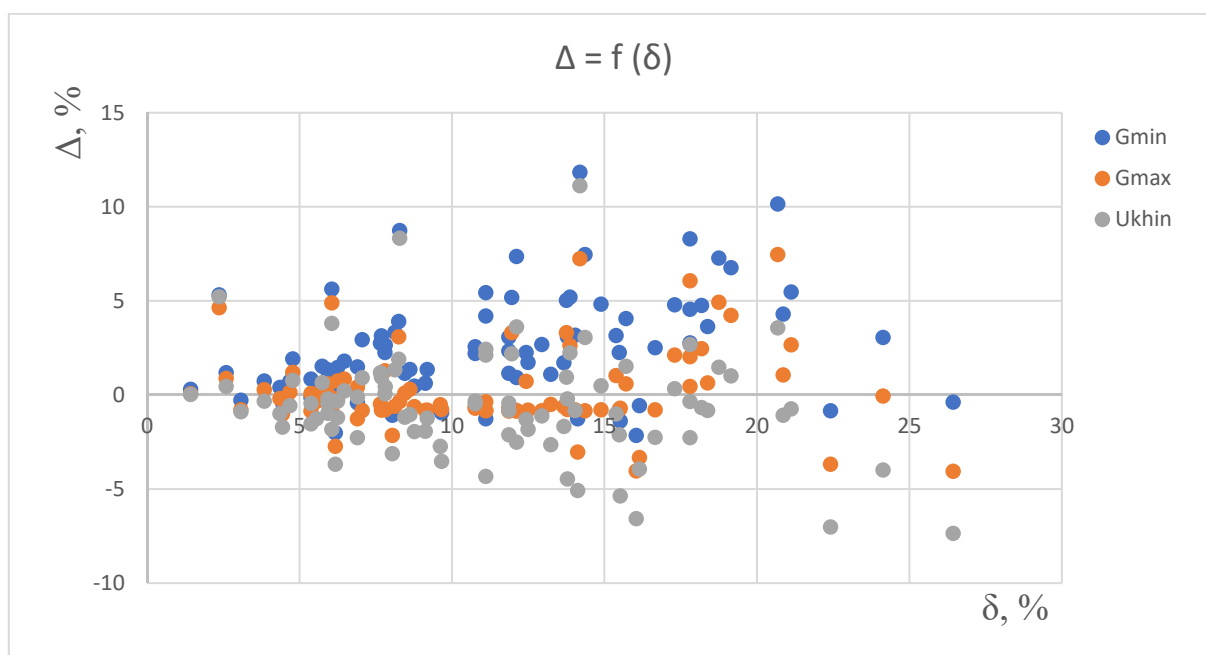
В работа (Ukhin B. V., 2007) е изследвал промяната на показателите при подрязване на 4 помпи ($n_s = 95, 105, 120$ и 170) и препоръчва, при подрязване на работните им колела до 18%, $\eta_{\max}$ да се определя по формулата:

$$\eta_{\max}^* = \eta_{\max} \left(0.45 \frac{D_2^*}{D_2} + 0.55 \right) \quad (7)$$

В работа (Mikhailov A.K., Malyushenko V.V., 1977) се посочва, че при степен на подрязване до 10-15 % и при първоначално $n_s = 60 - 120 \text{ min}^{-1}$, подрязването не оказва влияние на к.п.д.

На фиг. 3. са показани резултатите, получени при проверка на пригодността на формулите (6 и 7), предлагани от Gulich и Ukhin за определяне на к.п.д. на помпата при подрязване на работното колело. Пресметнати са отклоненията - Δ в % от действителната стойност на к.п.д. за помпи, произведени от KSB за съответната степен на подрязване, която е определена по израза:

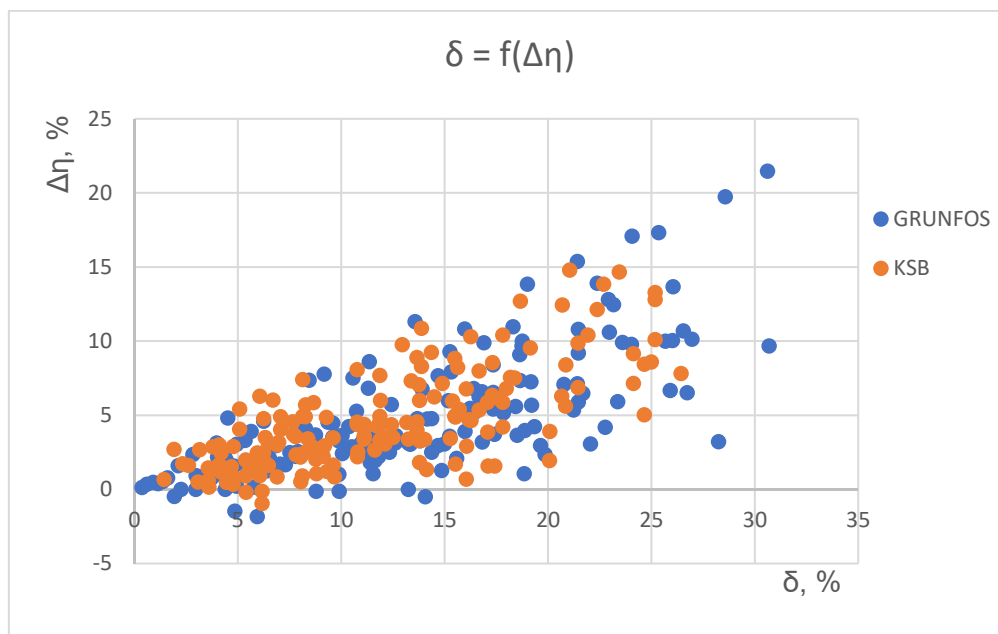
$$\delta = \left[1 - \frac{D_2^*}{D_2} \right] \cdot 100, \% \quad (8)$$



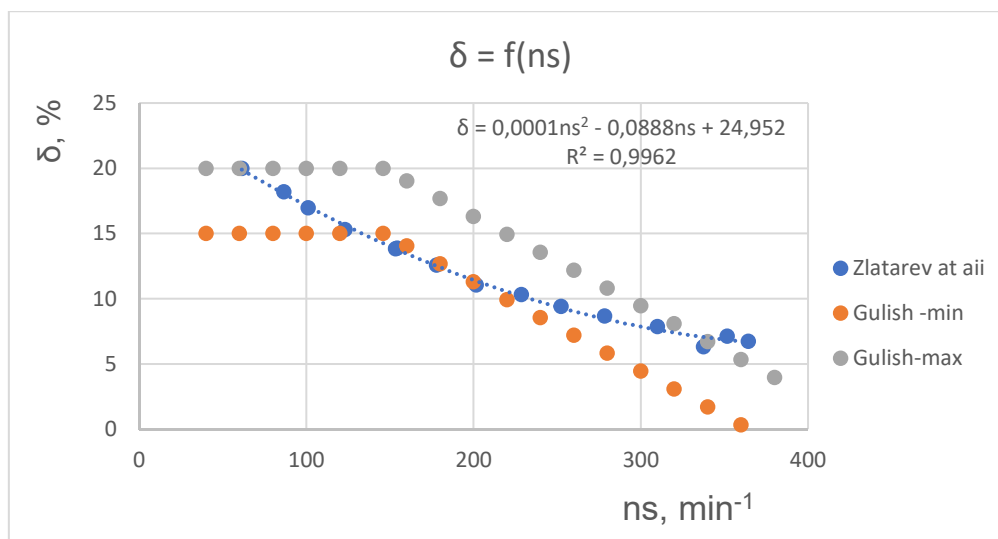
Фиг. 3. Отклонения Δ на к.п.д. в %, пресметнати по формули (6 и 7) в зависимост от степента на подрязване – δ в %.

Отклонението Δ на к.п.д. - G_{min} от действителната стойност е пресметнато с коефициент $\varepsilon = 0,15$, а отклонението - G_{max} е определено с коефициент $\varepsilon = 0,25$. От графиката се вижда, че до степен на подрязване-15%, има по-добро съвпадение с опитните резултати, ако к.п.д. се пресмята по формулата предложена от Gülich с коефициент $\varepsilon = 0,25$. При увеличаване на степента на подрязване се отчитат по-високи стойности на к.п.д. Ако промяната на к.п.д. се пресмята с коефициент $\varepsilon = 0,15$ се получават завишени стойности на к.п.д. при всички степени на подрязване. При пресмятане намалението на к.п.д. по формулата на Ukhin, разликата в к.п.д. се увеличава при увеличаване на степента на подрязване и се движи в граници от -5 до +4 %.

На фиг. 4. е показано изменението на к.п.д.- $\Delta\eta$ в зависимост от степента на подрязване – δ в % за помпи произведени от фирмите GRUNDFOS и KSB. Забелязва се, че при някои степени на подрязване намалението на к.п.д. е отрицателно или нулево. Това показва, че при някои помпи к.п.д. се запазва или повишава при определени степени на подрязване. От фигурата се вижда, че до 10 % подрязване на работните колела и за двата вида помпи, намалението на к.п.д. с малки изключения е под 5 %, а до 20 % подрязване намалението на к.п.д. основно е под 10%. При по-големите степени на подрязване, намалението на $\Delta\eta$ е по-голямо. Показаните стойности на намаление на к.п.д. се вписват в допустимите граници, дадени в уравнение (6), предложено от Gulish.



Фиг. 4. Намаление на к.п.д.- $\Delta\eta$ в зависимост от степента на подрязване – δ в %

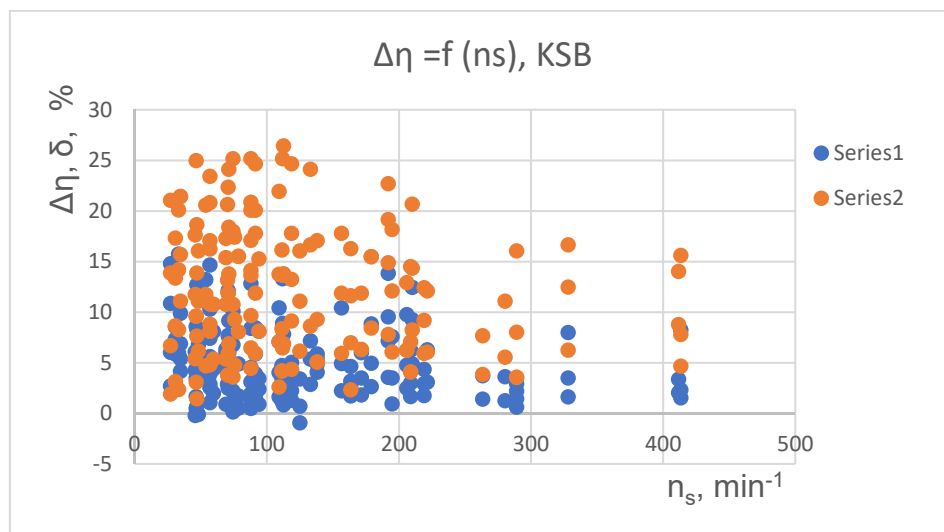


Фиг. 5. Препоръчвани степени на подрязване в зависимост от специфичната честота на въртене.

Както се вижда от фиг. 4 намалението на к.п.д. на помпата при подрязване, пряко зависи от степента на подрязване- δ . Затова на фиг. 5 е представена графика за препоръчваните степени на подрязване в зависимост от специфичната честота на въртене. Дадена е зависимост, предлагана от (Zlatarev. P.,1979 и други автори), която е обобщена в работа (Popov G. Aat al, 2021) и се описва с уравнението:

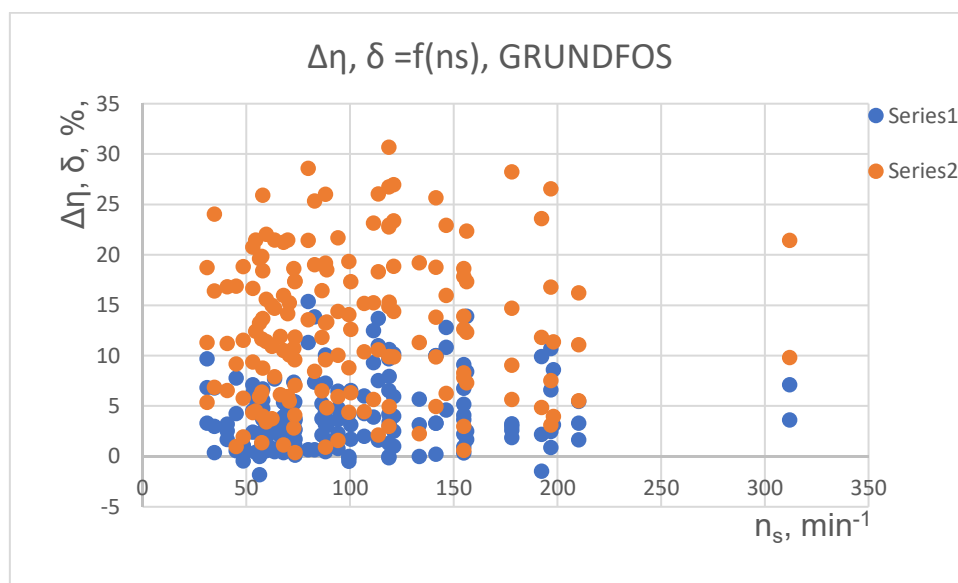
$$\delta = 24,952 + 0,0001n_s^2 - 0,0888n_s, \% \quad (9)$$

Представени са и препоръчваните минимални и максимални степени на подрязване от (Gulich Fr., 2020). До специфична честота $n_s = 146 \text{ min}^{-1}$ тези стойности остават постоянни, а след това бързо намаляват. Стойностите на подрязване, пресметнати по уравнение (9) влизат в границите на минималните и максимални препоръчвани степени на подрязване от Gulish. За да се проследят реалните степени на подрязване - δ и намалението на пълния к.п.д. - $\Delta\eta$ на реализирани помпи са дадени получените резултати за помпи KSB на фиг. 6, а на фиг. 7 за помпи GRUNDFOS в зависимост от n_s .



Фиг. 6. Намаление на к.п.д. и степени на подрязване в зависимост от специфичната честота на въртене:

- series 1 -намаляние на к.п.д. - $\Delta\eta$ в %;
- series 2 - степен на подрязване - δ в %



Фиг. 7. Намаление на к.п.д. и степени на подрязване в зависимост от специфичната честота на въртене:

- series 1 -намаляние на к.п.д. - $\Delta\eta$ в %;
- series 2 - степен на подрязване - δ в %

От двете фигури се вижда, че степените на подрязване до около $n_s = 210 \text{ min}^{-1}$ са значително по-високи от препоръчаните стойности. При помпи KSB, степените на подрязване са до 25%, като намаляването на к.п.д. основно е под 10%. При помпи GRUNDFOS максималната степен на подрязване е до 30%, намаляването на пълният к.п.д. - $\Delta\eta$ е също основно е под 10 %. За основната част от помпите, намаляването на к.п.д. е в границите до 5 %, като при някои помпи е наблюдавано и увеличаване на пълния к.п.д. при подрязване на колелото. Има и няколко изключения, при които намаляването на к.п.д. достига до 10-15 %, но при по-високи степени на подрязване – над 25 %.

Както бе отбелязано в началото, при подрязване на работното колело се нарушават законите на подобие. При намаляване на диаметъра на работното колело, напорът на помпата

намалява в по-голяма степен в сравнение с намалението на дебита, а това води до повишаване на първоначалната стойност на специфичната честота на въртене- n_s . С увеличаване на специфичната честота се променя структурата на течението, като кинематичните показатели не отговарят на конструктивните елементи на помпата. В достъпната литература няма публикувани данни за изменението на n_s при подрязване, с изключение на (Mikhailov A. K., Malyushenko V.V., 1977), където се предлага, специфичната честота при подрязване да се определя по израза:

$$n_s^* = n_s \left[\frac{D_2}{D_2^*} \right]^{3/2} \quad (10)$$

Този степенен показател е много голям и се приема еднакъв за всички специфични честоти на въртене. На практика, увеличението на n_s зависи от много фактори. За да се изясни как се променя n_s при подрязване е проучено изменението му при помпи KSB. За целта е определен степенният показател, - m_s , в зависимост от степента на подрязване - δ , по зависимостта:

$$m_s = \frac{\ln \frac{n_s^*}{n_s}}{\ln \delta} \quad (11)$$

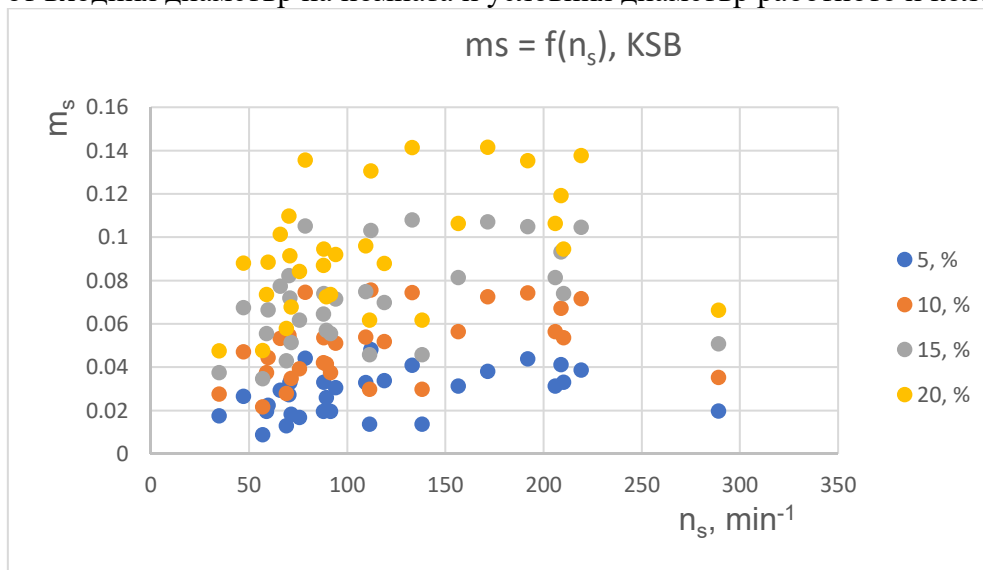
където: m_s е специфичната честота на въртене на неподрязано работно колело; n_s^* - специфична честота на въртене при съответната степен на подрязване - δ , в %.

Новата специфичната честота на въртене при съответната степен на подрязване, може да се пресметне по формулата:

$$n_s^* = n_s(\delta)^{m_s} \quad (12)$$

За всички KSB помпи са получени линейни уравнения за връзката между степенния показател m_s и степента на подрязване δ при съответни: входящият диаметър на помпата - D_s и условен диаметър на работното колело – D_2 . Чрез тези уравнения са пресметнати степенните показатели - m_s , при различни степени на подрязване. Получените резултати са представени на фиг. 8.

От фигурата се вижда, че степенният показател, се изменя в много широки граници при изменение на степента на подрязване. Той зависи, както от специфичната честота на въртене, така също от входния диаметър на помпата и условия диаметър работното и колело



Фиг. 8. Изменение на степенния показател – m_s , в зависимост от специфичната честота на въртене

При изследваните помпи, най-високо увеличение на специфичната честота на въртене n_s е получено при помпа KSB 65-40-160, където n_s от 78,5 е увеличено на 136,03 min^{-1} , т.е. увеличението е 1,733 пъти, при степен на подрязване – $\delta = 26.44\%$. Най-малко е увеличението на n_s при помпа KSB 50-32-250 от 34,75 min^{-1} до 39,78 min^{-1} (увеличение 1,146), при степен на подрязване $\delta = 21,46\%$. Средното увеличение на n_s при изследваните помпи се движи от 20 до 50%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Предложените формули в литературата за пресмятане на мощността при подрязване не се потвърждават. Степенния показател за мощността се изменя в много широки граници. Получен е най-нисък степенен показател при помпи KSB и той се изменя основно в граници между 2 и 3, като има малки изключения и над 3.

- При помпи GRUNDFOS, степенният показател варира между 3 и 4 и с малки изключения над 4.

- При българските помпи, произведени от VIPOM, този показател се променя в много по-широки граници, от 2 до 4, като са отчетени стойности и над 4.

- Даваните препоръки в литературата за ограничаване и намаляване на степента на подрязване при увеличаване на n_s не се потвърждава. При изследваните помпи е достигната степен на подрязване до 30%. При степен на подрязване от 20 – 25 % в широк диапазон от n_s , намалението на к.п.д. е основно под 10 %.

- При подрязване на работното колело к.п.д. на помпата намалява и зависи от n_s и степента на подрязване - δ . Новата стойност на к.п.д. може да се пресмята със степенният показател- m . За основния брой помпи промяната на показателя е в диапазона от 0.2 до 0.5.

- Формула (6), предложена от Gulch има добро съвпадение с опитните резултати.

при коефициент $\varepsilon = 0,25$ и степен на подрязване до 15 %. При по-големи степени на подрязване, се получават завишени стойности на к.п.д.

- При подрязване на работните колела се увеличава специфичната честота на въртене- n_s . Установено е, че увеличението зависи от диаметъра при входа на помпата D_s , условния диаметър на работното колело D_2 и от n_s . Средното увеличение на n_s е от 20 -50 %. Това променя структурата на течението и силно затруднява прогнозирането на показателите на помпите при подрязване на работните им колела.

REFERENCES

Aizenshchein, M. D. (1957). Centrifugal pumps for oil industry. Gostoptekhizdat. M. 1957 (*Оригинално заглавие: Айзенщейн, М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. Гостоптехиздат. М. 1957*).

Chantasiriwan S. (2011). Energy Saving in Centrifugal Pumps by Impeller Trimming, Engineering, Environmental Science, 2011.

GRUNDFOS <https://www.lenntech.com/Data-sheets/Grundfosliterature-NB-NBE-NK-NKE-GB-L.pdf>.

Gulich J. Fr.(2020), Centrifugal Pumps, Fourth Edition, Springer-Villeneuve, Switzerland, 2020, ISBN 978-3-030-14787-7.

KSB Calculation of parameters of centrifugal pumps (*Оригинално заглавие: Расчёт параметров центробежных насосов. KSB*) <https://www.rsnaos.ru/info/ksb-rassch-param-centrobej-nasosov.pdf>.

KSB Shanghai Pump Co., Ltd <https://www.agrolinkirriga.com.br/pdf/motobombas/KSB-ETANORM.pdf>.

Lomakin D.A., Korotkov V.V. (2017). Correction of characteristics of centrifugal pumps by cutting the impeller. MSTU them. 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).

Mikhailov A.K., Malyushenko V.V. (1977). Vane pumps. Mechanical Engineering, M. 1977 (**Оригинално заглавие:** Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Машиностроение, М. 1977).

Nikolova D. (2022). Calculating the performance of a centrifugal pump when cutting its impeller. PROCEEDINGS OF UNIVERSITY OF RUSE - 2022, volume 61.

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., Klimenntov Kl., Nikolova D. (2021). Analysis of the methods for trimming the impellers of Centrifugal Pumps. 60th Science Conference of Ruse University - SSS, Bulgaria, 2021.

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

Ukhin B. V. (2007). Effect of variation in the diameter of a centrifugal dredge impeller on its characteristics. Power Technology and Engineering Vol. 41, No. 1, 2007, Translated from Gidrotekhnicheskoe Stroitel'stvo, No. 11, November 2006, pp. 26 – 31.

VIPOM AD. Centrifugal single-stage pumps, type E, E-M. Catalog (**Оригинално заглавие:** Помпи центробежни едностъпални, тип E, E-M. Каталог – ВИПОМ- АД).

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

БЛАГОДАРНОСТИ

Докладът отразява резултати от работата по проект № 2024-АИФ-03, финансиран от фонд „Научни изследвания“ на Русенския университет.