

VARIATION OF SLIP FACTOR IN MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMPS¹²

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 Klimentov, PhD

Department "Heat, Hydraulics and Environmental Engineering",
"Angel Kanchev" University of Ruse
Phone: +359 82 888 581
E-mail: kklimentov@uni-ruse.bg

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

Abstract: According to Euler's equation, the work done by the impeller vanes of a centrifugal pump depends on the values of the transfer velocity U_2 at the outlet and the its transfer component $V_{U2\infty}$ at an infinite number of vanes. With a finite number of vanes on the impeller, a boundary layer is formed when the vane flows around the rear side, which thickens towards the exit of the vane. This leads to a deviation of the direction of the relative velocity of W_2 from that of the tangent to the blade and a reduction of the transfer component and, accordingly, of the theoretical pump head. It is accepted that the deviation is called "slipping". It results in less energy delivered to the fluid by the impeller and is measured by the so-called "slip factor"

Studies on the slip factor have been published in the available literature, mainly for single-stage volute casing centrifugal pumps. There is no data on the values of the factor in multi-stage centrifugal pumps, where the removal of the liquid after the impeller is made with the use of a guide device and the supply to the next stage with a return device. Since the flow structures are different when the liquid is removed after the impeller, it should be expected that there will be a difference in slip factor values. The results of an experimental study of Bulgarian multistage pumps with $n_s=66$ and 82 min^{-1} were used in the work. The experimental slip factors are determined depending on the operating modes. For these pumps, slip factor calculations were performed using the well-known methods of A. Stodola, Stanitz, Pfleiderer, Wiesner and the newly modeled equations of T. W. von Backström and Xuwen Qiu. The results are presented graphically, establishing a significant difference in the slip factor for the different methods.

Keywords: centrifugal pump, multistage centrifugal pumps, slip factor

ВЪВЕДЕНИЕ

В теорията на турбомашините се приема, че работното колело на машината се състои от безкраен брой, безкрайно тънки лопатки. При тази постановка, течението напълно следва контура на лопатките и ъгълът на течението е равен на ъгъла на лопатката. В действителност работните колела са с краен брой лопатки и това дава отражение върху изходното течение. Може да се приеме, че навътре в колелото посоката на вектора на относителна скорост W е допирателен към лопатките, но към изхода разпределението на относителната скорост между лопатките се променя поради разтоварване на лопатките на изхода и формиране на граничен слой.

¹² Докладът е представен на Научната сесия на Секция „Топлотехника, хидравлика и пневматика“ на 27 октомври 2023 г. с оригинално заглавие на български език: ИЗМЕНЕНИЕ НА ФАКТОРА НА ПРИПЛЪЗВАНЕ ПРИ МНОСТЪПАЛНИ ПОМПИ

При обтичане на лопатката от към тилната страната се образува граничен слой, който се удебелява към изхода на лопатката. Това води до отклонение на посоката на W_2 от тази на лопатката. Прието е отклонението да се нарича „приплъзване“ и то води до по-малко енергия, доставяна на флуида от работното колело. Това отклонение между реалното и теоретичното течение след лопатката е прието да се нарича „недостатъчна ефективност“, а при Плайдерер е определено, като „Намаляване на мощността на помпата, в резултат на крайния брой лопатки“ (Pfleiderer K., (1960). В англоезичната литература се нарича ефект или фактор на приплъзване, т.е. на английски „slip factor“.

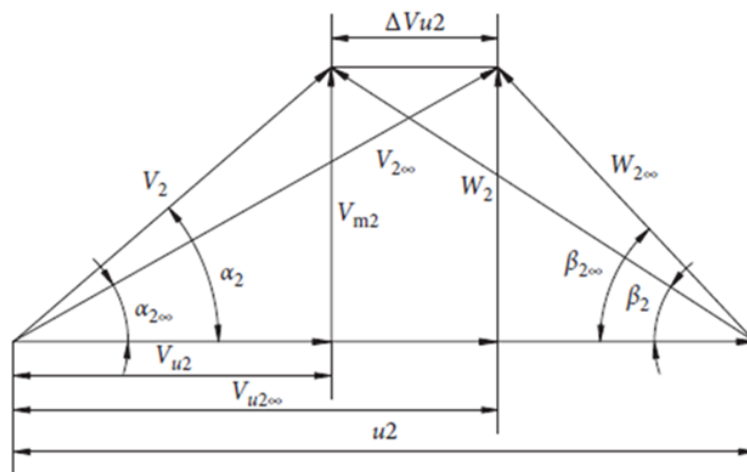
ИЗЛОЖЕНИЕ

Приплъзването е основно явление и няма нищо общо с хидравличните загуби в помпата. По принцип, напорът пресметнат по уравнението на Ойлер, се различава от действително измерения напор на помпата. Тази разлика се дължи на приплъзването и на хидравличните загуби в помпата. Ако приплъзването не е правилно определено, тогава, ще получим грешна престава за хидравличните загуби. Може да се окаже, че при добро проектирано и изработено колело, както и подвеждащи и отвеждащи елементи да се отчитат големи хидравлични загуби и обратно при лоша конструкция - да се регистрират малки хидравлични загуби. Следователно е важно да се знае точната стойност на факторът на приплъзване.

Според (Gulich Gulich J. Fr., 2020), приплъзването на преносната компонента на изхода на работното колело се влияе от следните фактори:

- Разликите в скоростта между коремната и гръбна страни на лопатките поради прехвърлянето на работа;
- Ускорението на Кориолис противодейства на посоката на въртене и причинява вторичен поток, който транспортира течност до повърхността с повишено налягане и по този начин намалява ъгъла на течението;
- Непосредствено след задния ръб, разликите в статичното налягане действащо върху предната и задната части на лопатъчните повърхности изчезват, тъй като течението е свободно. Разликите в налягането в свободното течение могат да се поддържат само при наличие на различна кривина на токовите линии.

На фиг. 1 е показан скоростният триъгълник при изхода на работното колело при безкраен и краен брой лопатки.



Фиг. 1. Скоростен триъгълник при изхода на работното колело.

Използвани са следните означения:

- Ъгъл $\beta_{2\infty}$, е геометричният ъгъл на изхода на лопатката, а ъгъл β_2 – ъгъл на течението;
- Преносна скорост $U_2 = \omega \cdot R_2$ m/s; ω - ъглова скорост на въртене на вала на помпата - s^{-1} ; R_2 – външен радиус на работното колело – m;

- Абсолютна скорост на изхода на работното колело при безкраен брой лопатки е - $V_{2\infty}$, а при краен брой лопатки - V_2 ;
- Меридианна компонента на абсолютната скорост V_{m2} ;
- Преносна компонента на абсолютната скорост при безкраен брой лопатки - $V_{U2\infty}$ и при краен брой лопатки - V_{U2} : Тези скорости се пресмятат по формулите:

$$V_{u2\infty} = U_2 - \frac{V_{m2}}{\operatorname{tg}\beta_{2\infty}} \quad \text{и} \quad V_{u2} = U_2 - \frac{V_{m2}}{\operatorname{tg}\beta_2} \quad (1)$$

Следователно, при отчитане на крайният брой лопатки течението формира по-малка преносна скорост, чиято стойност е ΔV_{u2} , а това води до приплъзване на потока, както е показано на фиг. 1. Според различните дефиниции на фактора на приплъзване, той може да бъде разделен на две форми. Първото определение обикновено се използва в Съединените щати:

$$\sigma = 1 - \frac{\Delta V_{u2}}{U_2} \quad (2)$$

Известните емпирични формули в това определение се представят от Gülich (Gülich J. Fr., 2020; Wiesner, F. J., 1967; Paeng K S and M K Chung; 2001). В книгата на Lewis (Lewis R. I., 1996) се отбелязва, че тази формула важи само за турбомашини с радиални лопатки ($\beta_2 = 90^\circ$). Второто определение се използва обикновено в Европа, Китай, Египет:

$$\mu = \frac{V_{u2}}{V_{u2\infty}} = \frac{V_{u2\infty} - V_{u2}}{V_{u2\infty}} = 1 - \frac{\Delta V_{u2}}{V_{u2\infty}} \quad (3)$$

Тази формула усложнява пресмятането на приплъзването, тъй като преносната компонента на скоростта на флуида зависи от течението през работното колело, освен в случая на радиални лопатки ($\beta_2=90^\circ$), когато двете формули са равни. Това определение противоречи на допускането, направено в извеждането, че индуцираното приплъзване от вихри е независимо от потока.

Връзката между двата коефициента на приплъзване е следната:

$$\mu = 1 - \frac{1 - \sigma}{1 - \frac{V_{m2} \cdot \operatorname{ctg}\beta_{2\infty}}{U_2}} \quad (4)$$

$$\sigma = \mu + \frac{V_{m2} \cdot \operatorname{ctg}\beta_{2\infty}}{U_2} (1 - \mu) \quad (5)$$

Все още е трудно да се намери модел на фактор на приплъзване, който да се приложи към голямото разнообразие от турбомашини. Повечето корелации свързват фактора на приплъзване с параметрите на геометрията на лопатката: ъгълът на изхода на лопатката, броят на лопатките и понякога съотношението на диаметъра (радиуса) на входа към изхода. Възможно е при разглеждането на тези корелации да липсват някои ключови геометрични параметри.

Един от най-ранните и прости изрази за фактора на приплъзване е получен от A. Stodola (1927). Методологията за определяне на фактора на приплъзване е представен в (Dixon S. L, Hall C. A. 2010; Abdullah H. I. at al. 2019; Backstrom, T. W., 2007 и др). Като основна причина за отклонение на потока в центробежните работни колела основно се счита, че това е относителният вихър. Наблюдател, движещ се с работното колело, може да види относителната циркулация в потока, като потокът се движи радиално от вътре навън от страната на гръбната част на лопатката и от вън на вътре от страната на корема на лопатката. Stodola приема, че това относително движение е причина за намаляването на абсолютната тангенциална скорост на изхода на работното колело. Предполага се, че близо до изхода на работното колело, относителният вихър е с кръгла форма с диаметър d , означен на фиг. 2 и 3 и се върти като твърдо тяло, което може да бъде вписано в изходния канал. Ако броят на лопатките е обозначен с Z , а външният диаметър на работното колело е D_2 , тогава

приблизителния израз за диаметъра на вихъра е: $d = \pi D_2 \sin \beta_{2\infty} / z$. Счита се, че скоростта на приплъзване е произведение на относителния вихър и радиуса $D_2/2$ на окръжността, т. е.

$$\Delta V_{u_2} = \frac{d}{2} \cdot \omega = \frac{\pi D_2 \sin \beta_{2\infty}}{2z} \cdot \omega = \frac{\pi U_2}{z} \sin \beta_{2\infty} \quad (6)$$

Коефициентът на приплъзване ще бъде:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \sin \beta_{2\infty}}{z} \quad (7)$$

Където: z е броят на лопатките на колелото;

$\beta_{2\infty}$ - ъгълът на лопатките при изхода на колелото.

През 1952 г. Stanitz представен в (Dixon S. L, Hall C. A., 2010; Lewis R. I., 1996 и Abdullah H. I at al., 2019), като използва метода на крайните разлики, решава потенциалното поле на течението между лопатките за осем работни колела, с ъгъл на изхода $\beta_2 = 0$ до 45 градуса. Провежда задълбочено теоретично изследване на центробежни компресори и компресори със смесено течение, като се концентрира главно върху машини с радиални назад обърнати лопатки. Предполага, че изчисляваната скорост на приплъзване ΔV_{2u} е независима от ъгъла на лопатката β_2 и зависи само на разстоянието между лопатките (броя на лопатките z). Предлага коефициентът на приплъзване да се определя по уравнението:

$$\sigma = 1 - \frac{0.63 \pi}{z} \quad (8)$$

За пресмятане на теоретичния напор на помпи при краен брой лопатки, в литературата много често се използва формулата на Pfleiderer, (Pfleiderer K., 1960).

$$H_t = \frac{1}{1+p} \cdot H_{t\infty} = \frac{1}{1+p} \cdot \frac{U_2 \cdot V_{u2\infty}}{g} \quad (9)$$

За корекция на напора Плайдерер въвежда поправачен коефициент p , с който отчита крайния брой лопатки, като предполага че:

- Натоварването на единица дължина на лопатката е постоянна по цялата лопата;
- Близко до изхода на лопатката разпределението на налягането и скоростта са неравномерно разпределени.

Тази поправка на Пфлайдерер не е коефициент на приплъзване, а корекция на напора поради крайния брой лопатки. Тя може да се свърже като фактор на приплъзване и да се представи във вида: $\mu = \frac{1}{1+p}$

$$\mu = \frac{1}{1+p}$$

Корекционният коефициент p може да се пресметне по следната формула:

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} / \left(1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right) \quad (10)$$

$$\psi = (0.55 \div 0.68) + 0.6 \sin \beta_{2\infty} \quad (11)$$

Плайдерер отбелязва, че формула (10) за пресмятане на ψ е вярна за радиални работни колела с назад обърнати лопатки и за $R_1/R_2 < 0.5$. За по-големи отношения на радиусите и за радиални и напред обърнати лопатки, предлага ψ да се коригира в следния вид:

$$\psi_{kor} = (1 \div 1.2) \cdot \left(1 + \sin \beta_{2\infty} \right) \frac{R_1}{R_2} \quad (12)$$

През 1967 год. Wiesner (Wiesner, F. J., 1967), прави изчерпателен преглед на литературата, налична до този момент по отношение на фактора на приплъзване и стига до заключението, че методът на Busemann все още е най-точният. Прави цялостно подреждане и статистически анализ на експериментални резултати получени за 65 работни колела и предлага следния прост емпиричен израз за скоростта на приплъзване:

$$\sigma = 1 - \frac{\Delta V_{u2}}{U_2} = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2\infty}}}{z^{0.7}}, \text{ за } \frac{D_1}{D_2} \leq \varepsilon_{\text{Lim}} \quad (13)$$

$$\sigma = 1\sigma = \left[1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2\infty}}}{z^{0.7}} \right] \cdot \left[1 - \frac{\frac{D_1}{D_2} \cdot \varepsilon_{\text{Lim}}}{1 - \varepsilon_{\text{Lim}}} \right] \text{ за } \frac{D_1}{D_2} \geq \varepsilon_{\text{Lim}} \quad (14)$$

$$\varepsilon_{\text{Lim}} = e^{(-8.16 \frac{\sin \beta_{2\infty}}{z})} \quad (15)$$

След публикуването на модела на Wiesner продължават усилията за разработване на надежден метод за прогнозиране на фактора на приплъзване. Интересен подход редлага Т. W. von Backström (Backstrom, T. W., 2006; 2007; 2019). Посочва, че е разработил метод, който обединява известните методи за прогнозиране на фактора на приплъзване на центробежното работно колело на Busemann, Stodola, Stanitz, Wiesner в едно уравнение. Представа този метод за приложим при прогнозиране на коефициента на приплъзване за работните колела с радиални и назад обърнати лопатки. Разработеният от него аналитичен метод извежда скоростта на приплъзване по отношение на единичен относителен вихър- SRE (single relative eddy). Този вихър е центриран върху оста на работното колело вместо обичайните множество (по един на между лопатачен канал) вихри, приет при Stodola. Той въвежда понятието „коравина на лопатката“, която представлява отношение на дължината на лопатката – L, разделена на разстоянието между лопатките (стъпката) при изхода на колелото – t₂. Тази величина L / t₂ е приета за основна променлива, която определя приплъзването. За определянето на L препоръчва да се отчете хордата на лопатката или да се пресметне по израз:

$$L = \frac{R_2 - R_1}{\sin \beta_{2\infty}} \text{ и } t_2 = \frac{2\pi R_2}{z} \quad (16)$$

$$\frac{L}{t_2} = \frac{(R_2 - R_1) / \sin \beta_{2\infty}}{2\pi R_2 / z} = \frac{(1 - RR) \cdot z}{2\pi \cdot \sin \beta_{2\infty}} \quad (17)$$

Където: z - е броят на лопатките; RR = R₂/R₁ - отношение на радиусите на работното колело.

За определяне на коефициентът на приплъзване, предлага следната формула:

$$\sigma = 1 - \frac{\Delta V_{u2}}{U_2} = 1 - \frac{1}{1 + F \cdot \frac{L}{t_2}} \quad (18)$$

Където: - коефициентът F (коефициент на влияние на твърдостта на лопатката в метода SRE) е съотношението на сумата от средните скорости, предизвикани от вихри върху смукателната и напорната повърхност, към тази по протежение на изходния ръб на работното колело. Коефициентът F е съотношението на сумата от средните скорости,

Този коефициент зависи от β₂ и z и е разработен допълнително в последователни статии от Von Backström и има вида:

$$F = 2 + \left(2.71 + \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2\infty} \right) \cdot \sin \beta_{2\infty} \quad (19)$$

В работа (Paeng K S and M K Chung, 2001) се посочва, че е разработена нова проста, но точна корелация за коефициента на приплъзване на центробежните работни колела. Предложената корелация е функция на броя на лопатките (z), ъгъла на изхода на лопатката (β_2) и съотношението на радиуса на вход-изход на работното колело (R_1/R_2).

В публикацията (Xiuwen Qiu, 2011) е представен унифициран модел за определяне на приплъзването при аксиални, диаметрални и радиални работни колела. Основното предположение на модела е, че отклонението на течението (скоростта на приплъзване на изхода) на работното колело произтича главно от натоварването на лопатките в близост до изхода и последващото му относително завихряне в канала на работното колело. Натоварването на лопатката се изчислява и след това, за извеждане на скоростта на приплъзване се прилага предположението на Stodola. За определяне на приплъзването, освен традиционни параметри, като ъгъл на лопатката при изхода и броят им, в този модел се включва допълнителна важна геометрична променлива, като „скоростта на завъртане на лопатката“ и коефициента на дебита. За пресмятане на фактора на приплъзване се предлага следната форма:

$$\sigma = 1 - \frac{\Delta V_{u2}}{U_2} = 1 - \frac{F \cdot \pi \cdot \sin \beta_{2\infty} \cdot \sin \gamma_2}{z} - \frac{F \cdot t_2 \cdot \phi_2}{4 \sin \beta_{2\infty}} \left(\frac{d\beta_{\infty}}{dm} \right)_2 + \frac{F \cdot \phi_2 \cdot \rho_2 \cdot \cos \beta_{2\infty}}{4 \rho_2 \cdot b_2} \cdot \left(\frac{dpb}{dm} \right)_2 \quad (20)$$

Където: F е коефициент на формата; γ - ъгъл на меридианното сечение; - коефициент на дебита; $\left(\frac{d\beta_{\infty}}{dm} \right)_2$ - скорост на завъртане на лопатката; t_2 – стъпка п $\phi = \frac{V_{m2}}{U_2}$ при изхода на колелото; δ_2 – дебелина на лопатката при изхода; b_2 – ширина на канала при изхода; ρ_2 – плътност на флуида при изхода; $\left(\frac{dpb}{dm} \right)_2$ - градиент на изменение на ширината на канала в меридианното сечение.

Коефициентът на формата F се пресмята се по израза:

$$F = 1 - \sin \frac{\pi}{z} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{z} + \frac{\pi}{2} - \beta_{2\infty} \right) \cdot \sin \beta_2 \cdot \sin \gamma_2 - \frac{\delta_2}{t_2 \cdot \sin \beta_{2\infty}} \quad (21)$$

Поради наличието на меридианния ъгъл на наклон γ_2 , този модел може да бъде приложен към чистото радиално, диагонално или осево работно колело.

За пресмятане на коефициента на приплъзване по (2.33) са включени следните три компонента:

- Намаление на коефициента , дължащо се на ефекта на радиално въртене;
- Намаление, дължащо се на завъртане на лопатката;
- Намаление, дължащо се на промяната на ширината на канала на работното колело.

При помпите, последният член дава отражение в четвъртия знак и може да отпадне.

За прилагането на този метод, предизвикателство е да се определи скоростта на завъртане на лопатката. Авторът препоръчва, да се използва прост модел за определяне на скоростта на завъртане на лопатките при изхода на работното колело. За помпи се приема линейната промяна на ъгъла на лопатката от предния ръб на работното колело до задния ръб.

Посочените изрази за определяне на фактора на приплъзване, основно са изведени за едностъпални помпи с отвеждащо спирално тяло. Изследване на фактора на приплъзване за такива помпи са публикувани в (Bo Chen at al. 2021; Elsheshtawy H. A., 2012; Mohsen Ghaderi at al. 2015; Mohamad Memardefzouli, Ahmad Nourbakhsh, 2009; Wen-Guang Li, 2013; Yu-Liang Zhang at al. 2014) и др. В достъпната литература не са открити изследвания за изменение на фактора на приплъзване при многостъпални помпи. Би следвало да има разлика в стойностите на коефициентите, тъй като структурата на отвеждане на течението след работното колело е различно при двата вида помпи. В случая се има в предвид, многостпални помпи с отвеждащ

направляващ апарат и подвеждане на течността към работното колело с обратен апарат. За да се проследи изменението на фактора на приплъзване са използвани резултатите получени чрез балансови изследвания за разпределение на мощността на две многостъпални центробежни помпи – 7MT32 и 11MT 32, съответно с $n_3=66$ и 82 min^{-1} – българско производство (Gujgulov G., P. Rusev, 1979; Rusev P. 1985).

При балансовите изследвания за разпределението на мощността, директно може да определи предадената хидравлична мощност на работното колело - P_x за повишаване на енергията на течността, преминала през колелото. Тя се определя по израза:

$$P_x = P_{\text{ст}} - (P_{\text{л+с}} + P_{\text{дтр}}), \text{ kW} \quad (22)$$

Където: $P_{\text{ст}}$ – мощност подадена на стъпалото; $P_{\text{л+с}}$ – мощност от триене в лагерите и салниковото уплътнение; $P_{\text{дтр}}$ – измерено дисково триене на работното колело.

Теоретичният напор се пресмята по формулата:

$$H_T = \frac{1000 \cdot P_x}{\rho \cdot g \cdot (Q + \Delta Q)}, \text{ m} \quad (23)$$

Където: ΔQ - са измерените обемни загуби през предното, задното и междустъпалното уплътнения.

За пресмятане на опитният фактор на приплъзване ще се използва формула (3), т.е. по Европейския метод, т.е.

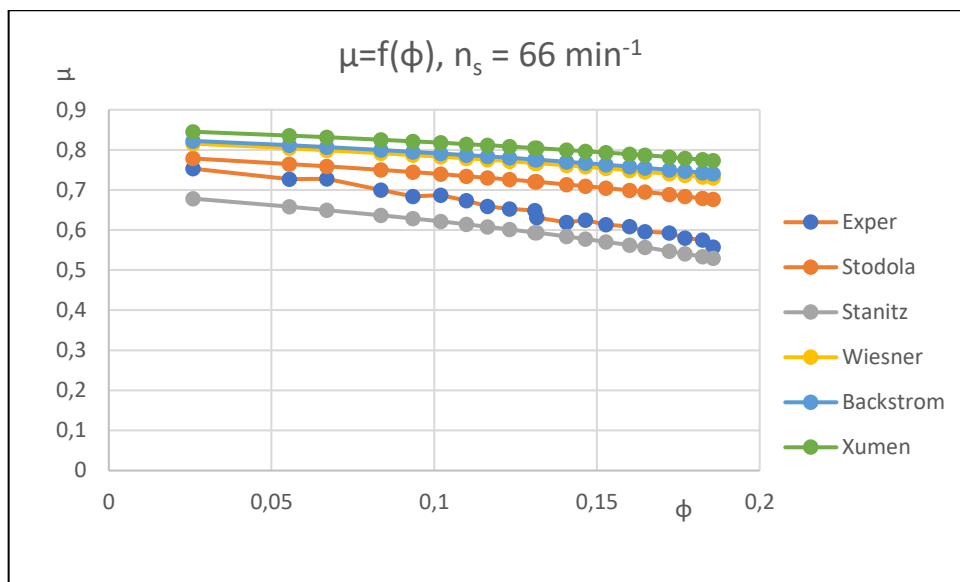
$$\mu_{\text{Exper.}} = \frac{V_{u2}}{V_{u2\infty}} = \frac{g \cdot H_T}{U_2 \left(U_2 - \frac{V_{m2}}{\tan \beta_{2\infty}} \right)} = \frac{g \cdot H_T}{U_2^2 \left(1 - \frac{\phi_2}{\tan \beta_{2\infty}} \right)} \quad (24)$$

За сравняване на резултатите е необходимо формулите, предложени от цитираните по-горе автори да се приведат също към Европейският метод, като се използва формула (4).

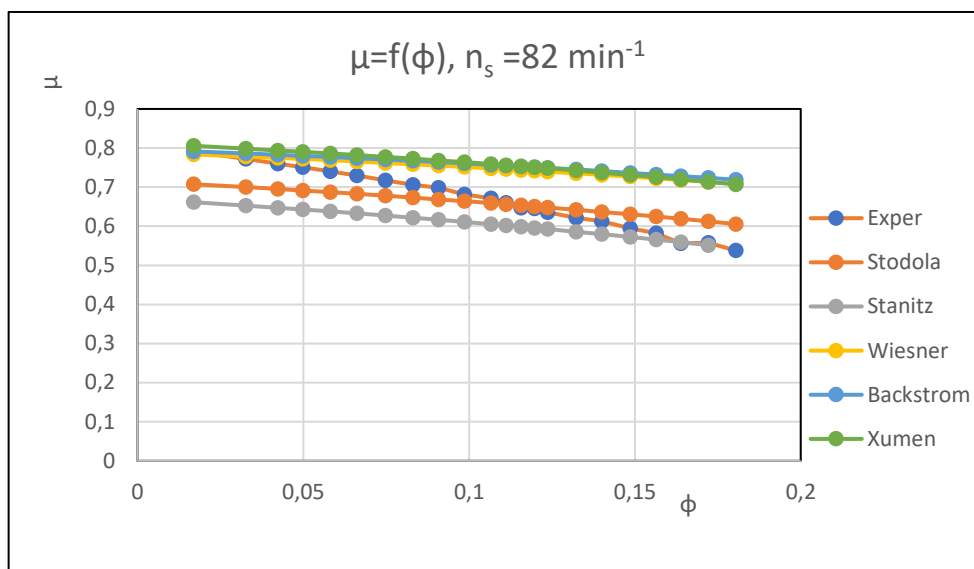
На фиг. 2 са показани резултатите от опитното изследване на коефициента на приплъзване на стъпало от тристъпална центробежна помпа 7MT32 с размери: диаметър на работното $D_1=67 \text{ mm}$ и $D_2=169 \text{ mm}$; ъгли на лопатките при входа $\beta_1=28^\circ$ и изхода- $\beta_2=28^\circ$; честота на въртене $n=2920 \text{ min}^{-1}$. Показано е изменението на фактора на приплъзването, пресметнат с основните препоръчвани методи в зависимост от коефициента на дебита ϕ . От фигурата се вижда, че всички коефициентите на приплъзване намаляват при увеличаване дебита на стъпалото. При тази помпа опитният коефициент има по-високи стойности от коефициента, пресметнат по метода на Stanitz. Коефициентите, пресметната по методите на Wiesner и Backstrom са много близки и се различават в третия знак. Най-високи са стойностите, пресметнати по метода на Xumen.

На фиг. 3 са показани резултатите от опитното изследване на коефициента на приплъзване на стъпало от тристъпална центробежна помпа 11MT32 с размери: диаметър на работното $D_1=67 \text{ mm}$ и $D_2=170 \text{ mm}$; ъгли на лопатките при входа $\beta_1=18^\circ$ и изхода- $\beta_2=33^\circ$; честота на въртене $n=2900 \text{ min}^{-1}$. Показано е изменението на фактора на приплъзването, пресметнат с основните препоръчвани методи в зависимост от коефициента на дебита ϕ . От фигурата се вижда, че всички коефициентите на приплъзване намаляват при увеличаване дебита на стъпалото, като опитния коефициент намалява с по-голяма степен.

При понижени дебити, опитния коефициент има стойности близки до този пресметнат по метода на Wiesner, а в зоната на номинални режим, стойността му се приближава до тази, пресметната се метода на Stodola. При тази помпа, коефициентите пресметнати по методите на Wiesner, Backstrom и Xumen са много близки и при работните режими имат високи стойности в сравнение и опитния коефициент.



Фиг. 2. Изменение на фактора на приплъзване за помпа 7MT32, в зависимост от коефициента на дебита ϕ .



Фиг. 3. Изменение на фактора на приплъзване за помпа 11MT32, в зависимост от коефициента на дебита ϕ .

Стойностите на опитния коефициент на приплъзване и пресметнатите стойности по различните методи за номиналния режим са дадени в табл. 1. При помпа 7MT32, опитния коефициент има средна стойност, между коефициентите, определени по методите на Stodola и Stanitz. При помпа 11MT32, опитния коефициент има по-близки стойности, до този определен по метода на Stodola и значително по-големи от стойностите определени по метода на Stanitz. Останалите методи водят до пресмятане на значително по-високи стойности на коефициента на приплъзване за изследваните многостъпални помпи.

Таблица 1. Изменение на коефициента на приплъзване при номинален режим на помпите

Помпа	ϕ_n	Опитно	Stodola	Stanitz	Wiesner	Backstrom	Xumen	Pfleiderer
7MT32	0.116	0,659	0,73	0,608	0,775	0,784	0,83	0.727-0.743
11MT32	0,107	0,672	0,659	0,606	0,748	0,757	0,759	0.767-0.780

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изследвани са стъпала на две многостъпални помпи и опитните резултати показват, че коефициентът на приплъзване зависи от промяната на коефициента на дебита. Получените опитни коефициенти имат по-близки стойности с коефициентите, пресметнати по методите на Stodola и Stanitz. Коефициентите пресметнати по методите на Wiesner, Backstrom и Хумен дават значително по-високи стойности от опитните. Причина може да бъде това, че тези методи са отработени за едностъпални помпи със спирално тяло. Тъй като процеса на обмяна на енергията между работното колело и отвеждащите елементи е сложен, то е необходимо изследванията да продължат, за да се отработи по-точна формула за пресмятане на коефициента на приплъзване.

БЛАГОДАРНОСТИ

Статията отразява резултати от работата по проект 2023-АИФ-03, финансиран от фонд „Научни изследвания“ на Русенския университет.

REFERENCES

- Abdullah H. I. Aboelnil, Mohamed A. Abdellatifa, Ibrahim Shahinb, Mohamed A. Moawadb, Mohamed F., (2019). Abd Rabbo Performance and Slip Factor Prediction for Radial and Mixed Flow Pum International Journal of Scientific & Engineering Research Volume 10, Issue 7, July-2019 10 ISSN 2229-5518ps.
- Backstrom, T. W., (2006). “Unified Correlation for Slip Factor in Centrifugal Impellers, ASME J. Turbomach., 128, pp. 1–10.
- Backstrom, T. W., (2007). Relative-eddy Induced Slip tn Cenffigal Impellerslfor Engineering Studens. R & D Journal, 2007, 23 (1) of the South African Institution of Mechanical Engineering.
- Backstrom, T. W., (2019). Factor Prediction for Impellers with Straight, Back-swept Blades. R & D Journal of the South African Institution of Mechanical Engineering 2019, 35, 55-63.
- Bo Chen, Baolin Song, Bicheng Tu, Yiming Zhang, Xiaojun Li, Zhigang Li, and Zuchao Zhu, (2021). Effect of Rotation Speed and Flow Rate on Slip Factor in a Centrifugal Pump Hindawi Shock and VibrationVolume 2021, Article ID 6614981, 14 pag.
- Dixon S.L, Hall C.A., (2010) Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery. Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford Sixth edition p. 459.
- Elsheshtawy H.A., (2012). Numerical Study of Slip Factor in Centrifugal Pumps and Study Factors Affecting its Performance Proceedings of 2012 International Conference on Mechanical Engineering and Material Science (MEMS).
- Gulich J. Fr., (2020). Centrifugal Pumps, Fourth Edition, Springer-Villeneuve, Switzerland, 2020, ISBN 978-3-030-14787-7.
- Gujgulov G., P. Rusev. Some results of the study of the step multistage pump 11MT32. Scientific works of VIMMES, vol. XXI, series 11, R. (*Оригинално заглавие: Гужгулов Г., П. Русев, (1979). Някои резултати от изследване на стъпало от многостъпална помпа 11MT32. Научни трудове на ВИММЕС, т .XXI, серия 11, Р.).*
- Lewis R. I., (1996). Turbomachinary performance analysis Publisher: Elsevier Science & Technology Books Pub. Date: May 1996, 335, ISBN: 0340631910.
- Mohsen Ghaderi, Amir F Najafi and Ahmad Nourbakhsh, (2015). Improving slip factor prediction for centrifugal pumps using artificial neural networks. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy June 2015.
- Mohamad Memardezfouli, Ahmad Nourbakhsh, (2009) Experimental investigation of slip factors in centrifugal pumps. Experimental Thermal and Fluid Science 33 (2009) 938–945.
- Paeng K S and M K Chung, (2001). A new slip factor for centrifugal impellers. Proc Instn Mech Engrs Vol 215 Part A 2001.

Pfleiderer K., (1960). Blade machines for liquids and gases. MASHGIZ, M. (*Оригинално заглавие: Пфлайдерер К.,(1960) Лопаточные машины для жидкостей и газов. МАШГИЗ, М. (превод. от немски).*

Rusev P. (1985). Distribution of energy losses in a stage of a centrifugal sectional pump 7MT32. UNS 40 years VMEI "Lenin", S. (*Оригинално заглавие: Русев П., (1985), Разпределение на загубите на енергия в стъпало на центробежна секционна помпа 7MT32. ЮНС 40 години ВМЕИ „Ленин“, С.).*

Wen-Guang Li, (2013). Effects of Flow Rate and Viscosity on Slip Factor of Centrifugal Pump Handling Viscous Oils. Hindawi Publishing Corporation International Journal of Rotating Machinery Volume 2013, Article ID 317473, 12 p.

Wiesner, F. J., 1967, A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers. Trans. ASME: J. Eng. Gas Turbines Power **89**, pp. 558–572.

Xuwen Qiu, (2011). David Japikse, Jinhui Zhao, Mark R. Anderson Analysis and Validation of a Unified Slip Factor Model for Impellers at Design and Off-Design Conditions. Journal of Turbomachinery, OCTOBER 2011, Vol. 133 / 041018-1.

Yu-Liang Zhang, Zu-Chao Zhu, Hua-Shu Dou, Bao-Ling Cui, Yi Li and Jun-Jian Xiao, (2014). A Method to Determine the Slip Factor of Centrifugal Pumps through Experiment. International Journal of Turbo and Jet Engines January 2014 DOI: 10.1515/tjj-2014-0014.