

Vplyv geometrie difúzora na parametre diagonálneho čerpadla

Michal Varchola¹, Peter Hlbočan²

- ¹ STU v Bratislave, Strojnícka fakulta,
Nám. slobody 17, Bratislava, michal.varchola@stuba.sk
- ² STU v Bratislave, Strojnícka fakulta,
Nám. slobody 17, Bratislava, peter.hlbocan@stuba.sk

Abstrakt Problematika hydraulického väzby obežného kola a difúzora je dôležitá najmä z pohľadu transformácie energie a výkonových parametrov. Nadväznosť jednotlivých funkčných častí je jedným z dôležitých faktorov, ktorý určuje efektívne vlastnosti čerpadla. Okrem toho ovplyvňuje konštrukčnú koncepciu čerpadla, jeho rozmery a hmotnosť. Na uvedený problém sa možno pozeráť z dvoch hľadísk. Z hľadiska vnútornej štruktúry prúdenia a z hľadiska vonkajších dôsledkov, parametrov čerpadla reprezentovaných priebehom výkonových charakteristík. Príspevok sa zaoberá vplyvom zmeny geometrie meridiálneho rezu difúzora na veľkosť špecifickej energie a účinnosť.

1 Úvod

Vlastnosti hydrodynamického čerpadla vo veľkej miere ovplyvňuje vzájomná väzba na seba nadväzujúcich a spolupracujúcich elementov - obežného kola, difúzora a vstupných priestorov. Geometrickou konfiguráciou obežného kola a difúzora môžeme ovplyvniť prúdový proces v čerpadle t.j. vnútornú štruktúru prúdenia, ktorá do značnej miery sa prejaví na energetických vlastnostiach čerpadla. Preto poznanie vplyvu jedného hydraulického elementu na prácu druhého je veľmi dôležitý. Treba si uvedomiť, že zložitosť tvarov diagonálneho difúzora tuto skutočnosť iba sťažuje. Realizovať iba teoretický výskum vplyvu difúzora diagonálneho čerpadla na výkonové parametre diagonálneho čerpadla je problematické z dôvodu trojrozmerného prúdenia a veľkého počtu geometrických veličín, ktoré ovplyvňujú prácu difúzora aj čerpadla ako celku. Ako jedna z relatívne prístupných možností sa ukazuje cesta experimentálneho výskumu. Ako už bolo uvedené množstvo premenných resp. zložitosť tvarov sú dôvodom, že sa možno zaoberať iba vplyvom niektorých na základe poznania najdôležitejších, charakteristických geometrických veličín. V rámci tohto príspevku uvedieme vplyv geometrie lopatiek a vplyv geometrie meridiálneho rezu. Simulácie boli vykonané na diagonálnom čerpadle s axiálnym rozvádzačom. Dopravná výška čerpadla v optime je od 28,6 m. Čerpadlo dosahuje maximálnu účinnosť pri cca 290 l/s. Bolo navrhnuté na 1850 1/min. Tomu zodpovedajú špecifické otáčky približne $ns = 305$. Hydraulický návrh obežného kola aj difúzora bol realizovaný vlastným digitálne spracovaným postupom.

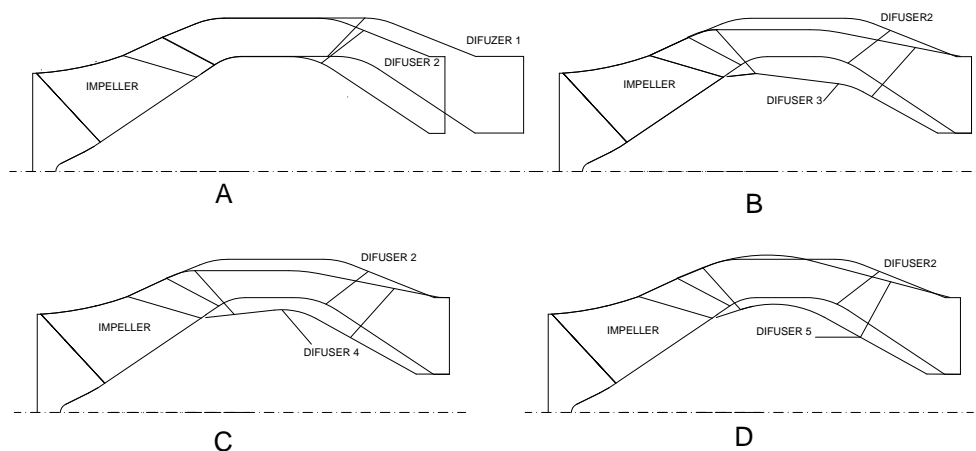


Obr.1 Celková koncepcia čerpadla

2 Skúmané meridiálne rezy difúzorov

Otázka geometrie difúzora je veľmi zložitá. Priestorové zakrivené lopatky a meridiálny rez odpovedajúci špeciálnym konštrukčným požiadavkám sú vstupnými podmienkami na vytvorenie reálnej geometrie difúzora. Otázka ako ovplyvňuje geometria difúzora vlastnosti čerpadla a aké sú možnosti racionalizácie celkového riešenia je skrytá v tom ako závisia parametre od celkovej geometrie. Geometria difúzora je daná tvarom jeho meridiálneho rezu a tvaru lopatiek v tomto meridiálnom reze. V tabuľke sú najdôležitejšie geometrické parametre difúzorov, ktoré boli simulované. Porovnanie meridiálnych rezov voči difúzoru 2. je na obr. 2. Treba konštatovať, že tvar lopatiek všetkých difúzorov sa líši nepodstatne. Základ tvoril difúzor 2 a skúmali sme zmenu celkovej dĺžky difúzora, jeho vonkajší priemer a difúziu v horizontálnom smere zmenou meridiálnej zložky rýchlosti (difúzor 3 a 4). Difúzor 5 sa vyznačuje tým, že difúzia sa realizuje v odstredivom aj meridiálnom smere. Treba tiež konštatovať, že uvedené zmeny meridiálneho rezu difúzora sú dôležité predovšetkým z pohľadu technológie výroby difúzora (zváraný, odlievajú a pod.), jeho rozmerov (váhy čerpadla), prípadne iných konštrukčných dôvodov ovplyvňujúcich celkovú koncepciu čerpadla.

	D_{4s} [mm] Input blade diameter	D_{max} [mm] Max. diameter of diffuser	D_{5s} [mm] Output blade diameter	D_v [mm] Output diameter of diffuser	l_s [mm] Blade length	Ψ [°] Blade range
DIF 1	314.3	400	350	300	210	39.75
DIF 2	314.3	400	325.6	300	210	37.84
DIF 3	312.5	376	259	300	210	42.14
DIF 4	312.5	376	259	300	210	37.88
DIF 5	322.6	410	264	300	210	40.95

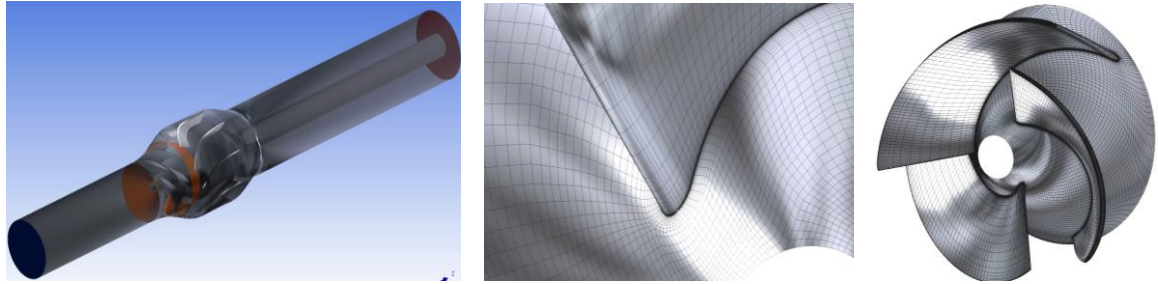


Obr.2 Meridiálne rezy porovnávaných difúzorov

3 CFD simulácia prúdenia v čerpadle

Výpočtová doména CFD simulácie zahrňovala časť sacieho potrubia medzi - lopatkové kanály obežného kolesa a difúzora a časť výtlačného potrubia. Obežné koleso čerpadla je otvorené t.j. bez predného disku, takže bolo simulované aj prúdenie medzi špičkou lopatky obežného kolesa a telesom čerpadla. Alternatívny prístup k výberu jednotlivých prietochných častí výpočtovej domény je založený na implementovaní periodických okrajových podmienok vo výpočte. V takomto prípade sa do výpočtovej domény zaradi niekoľko kanálov obežného kolesa a niekoľko kanálov lopatkového rozvádzača tak, aby rozstupový uhol výpočtovej domény rotora a statora bol približne rovnaký, pričom na okrajových zónach výpočtovej domény sú uplatnené periodické okrajové podmienky. Hlavná slabina tohto prístupu spočíva v tom, že nestacionárne interakcie

medzi rotorom a statorom (v prípade uplatnenia časovo neustáleného modelu prúdenia) nie sú zachytené v plnom rozsahu najmä v režimoch s menším prietokom ako Q_{opt} . Výpočtová doména obsahuje rovné úseky potrubia na saní (pred vstupom do obežného kolesa) a na výtlaku z dôvodu korektného zadania okrajových podmienok. Najmä v sacej rúre dochádza v mimo - optimálnych režimoch prevádzky ku vzniku silných sekundárnych javov. Preto musí mať rovný úsek potrubia dostatočne veľkú dĺžku, z dôvodu korektného zadania okrajových podmienok. Jednotlivé výpočtové domény sú zobrazené na **Obr. 3**

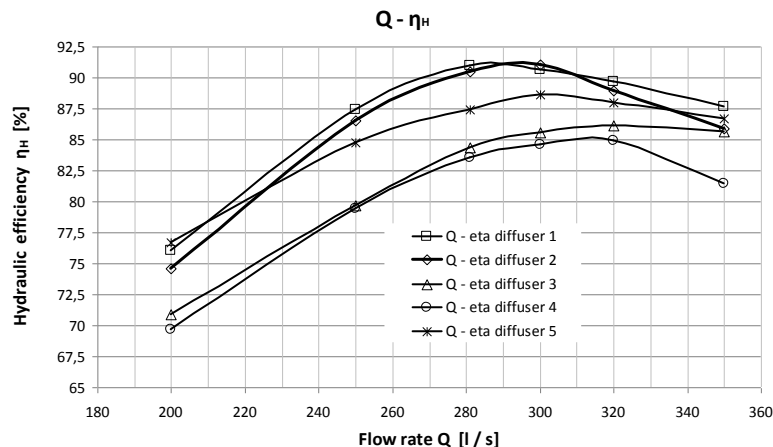


Obr. 3 Výpočtová sieť a výpočtový model čerpadla

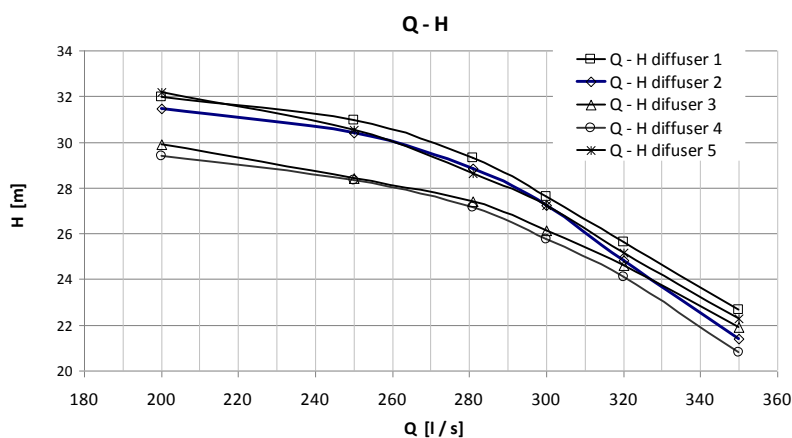
Výpočtová sieť obsahovala cca 2 300 000 prevažne šesťstenových elementov. Malá časť výpočtovej siete pozostávala z prizmových elementov. V oblastiach blízko stien a v medzerách medzi špičkou lopatky rotora a telesom čerpadla bola výpočtová sieť výrazne zhustená. Výpočtová sieť je zobrazená na Obr.3. Uplatnený bol model časovo neustáleného prúdenia. Veľkosť časového kroku zodpovedala pootočeniu rotora o 2° . V literatúre [1] sa autor zmieňuje, že pre daný režim prúdenia dochádza k stabilizovaniu rýchlostného poľa v kanáloch čerpadla po vypočítaní cca dvoch otočení rotora a obvykle sa simulácia neuskutočňuje pre viac ako päť otočení rotora. V tomto prípade simulovaný časový úsek zodpovedal trom otočeniam rotora. Rozhrania medzi rotorovou časťou a statorovými časťami výpočtovej domény boli typu GGI. V simulácii bol implementovaný SST model turbulencie a automatická stenová funkcia. Tento model je bližšie charakterizovaný napr. v [6]. Za hlavné prednosti tohto modelu sa vo všeobecnosti považuje schopnosť relatívne presne zachytiť prúdenie s opačným tlakovým gradientom a odtrhmi, ktoré je charakteristické pre turbostroje.

4 Dosiahnuté výsledky

Na základe vypočítaných rýchlostných a tlakových polí boli vo vybraných profiloch (na vstupe a na výstupe) vypočítané integrálne hodnoty celkového tlaku. Kvôli tomu, že bol použitý model časovo neustáleného prúdenia bol celkový tlak vyhodnocovaný ako časovo stredná hodnota resp. aritmetický priemer za dobu simulácie. Z týchto hodnôt bola vyhodnotená špecifická energia čerpadla Y resp. dopravná výška. Okrem toho bol vyhodnotený podobne M_k a z neho aj hydraulická účinnosť. Podrobne možno o vyhodnotení nájsť napr. [6]. Výsledkom sú porovnané hodnoty špecifickej energie jednotlivých difúzorov s tým istým obežným kolesom. Ako z porovnania priebehu Q-H vidieť meridiálny rez vplyva na hodnotu dopravnej výšky a adekvátne aj na hydraulickú účinnosť čerpadla. Z odsimulovaných difúzorov vidno, že difúzia v meridiálnom reze (postupné znižovanie meridiálnej zložky rýchlosti nepriaznivo vplyva na hodnotu dopravnej výšky. Medzi difúzorom 1 a 2 je rozdiel v celkovej axiálnej dĺžke difúzora. Ako vidno na dopravnej výške sa to prejavilo len veľmi málo. Samozrejme, ďalšie znižovanie axiálnej dĺžky už má veľmi nepriaznivý vplyv na charakteristiku čerpadla. Difúzory 3 a 4 sa rozširujú (dif. 3) resp. zužujú (dif.4) v radiálnom smere. Ako vidno z výsledkov ani spomaľovanie ani zrýchľovanie v axiálnom smere (meridiálnej zložky rýchlosti) nemá priaznivý vplyv na charakteristiku a účinnosť čerpadla.



Obr.4 Porovnanie hydraulickéj účinnosti čerpadla



Obr.5 Porovnanie dopravnej výšky čerpadla

5 Záver

Z výsledkov simulácie prúdenia toho istého obežného kola s difúzormi rôznych tvarov v meridiálnom reze možno vyvodit' tieto závery:

- tvar meridiálneho rezu nepodstatne vplýva na polohu optimálneho prietoku čerpadla.
- Rozširovanie meridiálneho rezu difúzora nepriaznivo ovplyvňuje hodnotu hydraulickéj účinnosti a tým aj dosiahnutú dopravnú výšku.
- Axiálna dĺžka difúzora od určitej veľkosti neovplyvňuje hydraulickú účinnosť čerpadla

Literatura

- [1] GÜLICH, J.F.: Centrifugal Pumps, Springer Berlin, Heidelberg, New York, 2000
- [2] Menter, F. R., Kuntz, M., Langtry, R.: Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, Otterfing Germany, 2004
- [3] Hlbočan, P.: Hydraulický návrh obežného kola v 3D prostredí. Bratislava: Sjf STU, 2010. Diplomová práca.
- [4] Varchola, M., Hlbočan, P.: Prime geometry solution of e centrifugal impeller within 3D setting. In: MARCINKOVSKIJ, V. -- TVERDOCHLEB, I. -- SAVČENKO, E. Teorija i praktika nasoso i kompressorostroenija : monografija. Sumy: Sumskij gosudarstvennyj universitet, 2011, s. 170--176. ISBN 978-966-657-384-4.
- [5] Strýček, O.: Hydrodynamické čerpadlá, 2.Vydanie, Vydavateľstvo STU, Bratislava 1992
- [6] Hlbočan, P., Varchola, M.: Vplyv počtu lopatiek diagonálneho čerpadla na jeho charakteristiky. In: AEaNMiFMaE 2012, ŽU Žilina