

THE PRESSURE AND KINETIC SPECIFIC ENERGY DISTRIBUTION BEHIND THE IMPELLER

M. Haluza*

Summary: *In this article terms for calculation of pressure specific energy in the impeller are derived. Distribution of pressure in the runner outlet is calculated. The influence of local swirl on the pressure blade loading is introduced as well. It is possible to see the negative influence of local swirl in the impeller on production of pressure specific energy by the runner. The total kinetic and pressure specific energy on the outlet of the impeller is obtained by computations.*

1. Úvod

Oběžné kolo odstředivého čerpadla dodává kapalině energii ve formě kinetické a tlakové, dále se ve spirále, případně v difuzoru přeměňuje část měrné energie kinetické na tlakovou. Příspěvek uvádí rozložení tlakové měrné energie přímo na výstupu z oběžného kola, a také si všímá vlivu lokálního víru, který se za některých podmínek utváří v oblasti tlačné strany oběžné lopatky. Všímá si zejména vlivu lokálního víru na zatížení oběžné lopatky a na nerovnoměrnost tlakové měrné energie, která je tímto lokálním vírem způsobena.

2. Lagrangeův integrál

Abychom vyjádřili tlak v libovolném místě v oběžném kole, musíme mezi některým vztažným místem, kde známe tlak a unášivou a relativní rychlost, a tímto libovolným místem napsat Lagrangeův integrál

$$\frac{p - p_0}{\frac{r}{2} c_{mR}^2} = \frac{v_0^2}{c_{mR}^2} - \frac{v^2}{c_{mR}^2} - \frac{u_0^2}{c_{mR}^2} + \frac{u^2}{c_{mR}^2} \quad (1)$$

V tomto zápisu zanedbáváme místní ztráty a jedná se pouze o bilanci mezi tlakem, relativními rychlostmi (v) a unášivými rychlostmi (u). V tomto zápisu se ještě vyskytuje vztažná rychlost

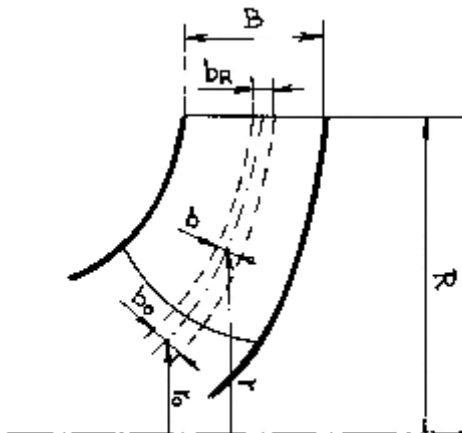
$$c_{mR} = \frac{Q}{2pRB} \quad , \quad \text{jedná se o meridiální rychlost na výstupním poloměru } R \text{ (viz obr.č.1).}$$

Z rovnice kontinuity platí :

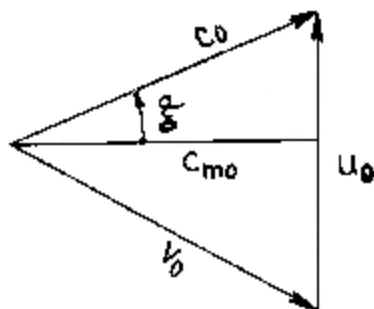
$$Q = \text{konst.} = c_{m0} 2pr_0 b_0 = c_{mR} 2pR b_R \quad , \quad (2)$$

$$u_0 = 2pnr_0, \quad (3)$$

$$u = 2pnr. \quad (4)$$



obr.č.1



obr.č.2

Pro další postup v odvození ještě použijeme bezrozměrné rychlostní číslo $j = \frac{c_{mR}}{u_R}$, kde

$$u_R = 2pnR.$$

Jednotlivé členy ve výrazu (1) lze psát :

$$\frac{v_0^2}{c_{mR}^2} = \frac{c_{m0}^2}{c_{mR}^2} + \frac{u_0^2}{c_{mR}^2} - \frac{2u_0 c_{m0} \operatorname{tga}_0}{c_{mR}^2} + \frac{c_{m0}^2 \operatorname{tga}_0^2}{c_{mR}^2}, \quad (5)$$

protože z obr.č.2 platí $v_0^2 = c_{m0}^2 + (u_0 - c_{m0} \operatorname{tga}_0)^2$. (6)

$$\frac{u_0^2}{c_{mR}^2} = \frac{(r_0 2pn)^2}{c_{mR}^2} = \frac{r_0^2 (2pn)^2}{j^2 u_R^2} = \frac{r_0^2 (2pn)^2}{j^2 R^2 (2pn)^2} = \frac{r_0^2}{R^2 j^2}, \quad (7)$$

$$\frac{u^2}{c_{mR}^2} = \frac{r^2 (2pn)^2}{j^2 R^2 (2pn)^2} = \frac{r^2}{R^2 j^2}. \quad (8)$$

Dále lze použít úpravu :

$$\frac{c_{m0}^2}{c_{mR}^2} = \frac{R^2 b_R^2}{r_0^2 b_0^2} \text{ ze vztahu (2).}$$

S použitím rychlostního čísla j lze (pomocí vztahů (5), (6) a (7)) upravit vztah (1) na tvar

$$\frac{p - p_0}{\frac{r}{2} c_{mR}^2} = \frac{R^2 b_R^2}{r_0^2 b_0^2} (1 + \operatorname{tg}^2 a_0) - \frac{b_R}{b_0} \frac{2 \operatorname{tg} a_0}{j} + \frac{r^2}{R^2} \frac{1}{j^2} - \frac{v^2}{c_{mR}^2} \quad (9)$$

Ze vztahu (9) můžeme na základě znalosti hodnoty poměrné relativní rychlosti $\frac{v}{c_{mR}}$ určit

poměrný tlakový rozdíl (rozdíl např. k místu 0 před oběžným kolem).

Většinou čerpadla pracují bez předrotace, takže úhel a_0 je 0^0 . Vztah (9) se potom zjednoduší na tvar

$$\frac{p - p_0}{\frac{r}{2} c_{mR}^2} = \frac{R^2 b_R^2}{r_0^2 b_0^2} + \frac{r^2}{R^2} \frac{1}{j^2} - \frac{v^2}{c_{mR}^2} \quad (10)$$

Poslední člen výrazu (10) je možno získat výpočtem (např. metodou singularit).

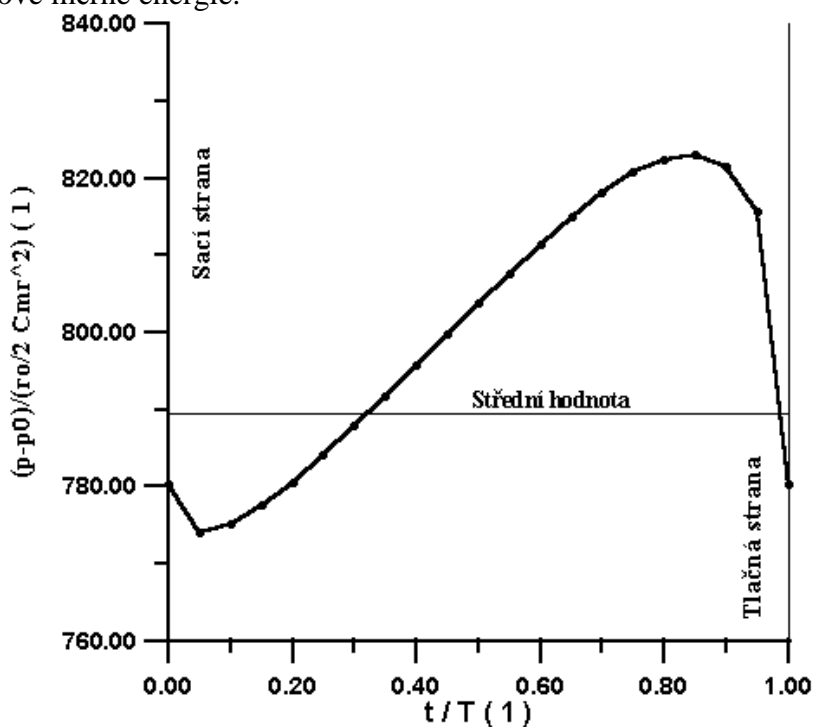
3. Výsledky výpočtu - rozdělení tlakové měrné energie na výstupu z oběžného kola

Při vývoji oběžného kola odstředivého čerpadla na parametry $Q = 22,22$ l/s, $H = 50$ m při otáčkách $n = 1450$ /min byl uvedený vztah (10) aplikován na zjištění rozložení měrné energie na výstupu z oběžného kola. Výpočet byl proveden pro prvkové kolo, které bylo tvořeno celým kanálem oběžného kola, takže platí právě pro oblast, ležící v polovině mezi krycím a

nosným diskem na výstupu z oběžného kola. Poměrné relativní rychlosti $\frac{v}{c_{mR}}$ byly určeny

upraveným singularitním výpočtem profilové mříže [1].

Výsledek výpočtu je znázorněn na obr.č.3, a je i v porovnání s určenou střední hodnotou poměrné tlakové měrné energie.



obr.č. 3

Z obrázku č.3 je patrné rozložení tlaku na výstupu z oběžného kola, maximum i minimum tlakové měrné energie a její průběh v závislosti na místě od odtokové hrany jedné lopatky po odtokovou hranu lopatky sousední. Je vidět celková nerovnoměrnost rozložení této složky měrné energie, která souvisí s nerovnoměrností rychlostního pole na výstupu z oběžného kola.

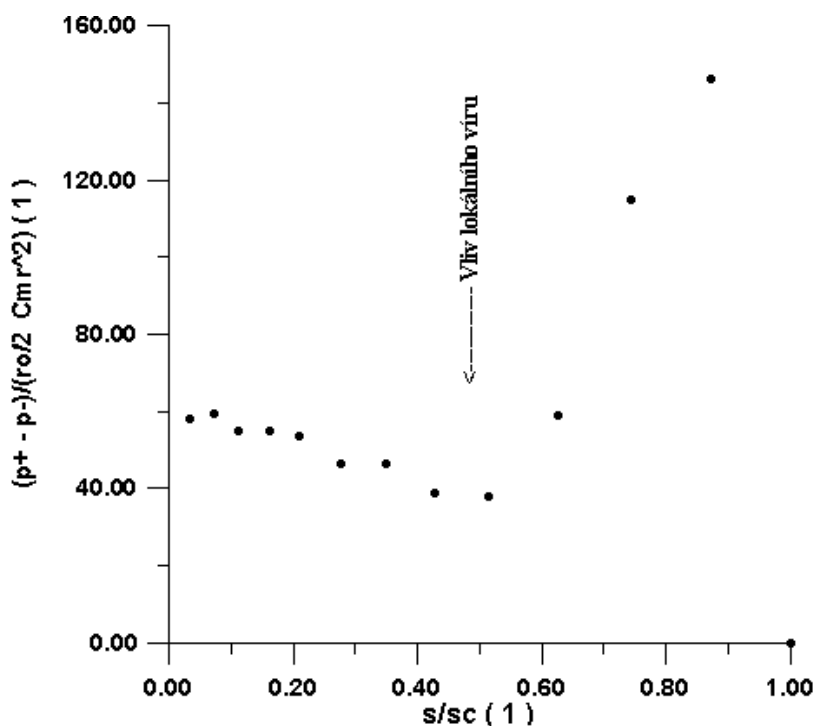
4. Vliv lokálního víru na tlakové zatížení lopatky

Při výskytu lokálního víru v oblasti sací strany lopatky dochází k jejímu odlehčení, a tím i ke snížení nárůstu tlakové měrné energie.

Výraz pro poměrné tlakové zatížení oběžné lopatky určíme pomocí výrazu (10), hodnotou p_+ označíme tlak na tlakové straně lopatky, hodnotou p_- označíme tlak na sací straně lopatky. Poměrné tlakové zatížení lopatky budeme definovat jako rozdíl těchto měrných tlaků , tedy

$$\frac{\Delta p}{\frac{r}{2} c_{mR}^2} = \frac{p_+ - p_-}{\frac{r}{2} c_{mR}^2} = \frac{p_+ - p_0}{\frac{r}{2} c_{mR}^2} - \frac{p_- - p_0}{\frac{r}{2} c_{mR}^2} = \frac{v_-^2 - v_+^2}{\frac{r}{2} c_{mR}^2} . \quad (11)$$

V obr.č.4 je uveden tento poměrný tlakový rozdíl od vstupní hrany lopatky ($s/s_c = 0$) po výstupní hranu ($s/s_c = 1$). Souřadnice s/s_c je poměrná délka po střední čáře lopatky od její náběžné hrany po hranu odtokovou, s_c je celková délka střední čáry lopatky.



obr. č. 4

Z obrázku č.4 je patrný vliv lokálního víru na celkovém zatížení lopatky a na porušení výroby tlakové měrné energie oběžným kolem čerpadla.

5. Energetická bilance oběžného kola , podíl tlakové a kinetické měrné energie

Pro stanovení rozdílu měrné energie mezi vstupem (bod 0) na oběžné kolo a jeho výstupem byl použit vztah

$$\Delta Y = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{r} - \frac{c_0^2}{2} - \frac{p_0}{r} . \quad (12)$$

Tlak i rychlost před oběžným kolem (index 0) jsou známy, v místě 2 (výstup z kola) se jedná o veličiny stanovené pomocí věty o střední hodnotě

$$p_2 = \frac{1}{t} \int_0^t p_{2(i)} R dj_{(i)} , \quad (13)$$

$$c_2 = \frac{1}{t} \int_0^t c_{2(i)} R dj_{(i)} . \quad (14)$$

Jak tlak, tak i rychlost je obecně funkcí polohy bodu v místě výstupního poloměru (R). Pro navrhované oběžné kolo na parametry $Q = 22,22 \text{ l/s}$, $H = 50 \text{ m}$ při otáčkách $n =$

$1450/\text{min}$ byly zjištěny hodnoty $\frac{p_2 - p_0}{r} = 423,5 \text{ (J kg}^{-1} \text{)}$, $\frac{c_2^2 - c_0^2}{r} = 231,7 \text{ (J kg}^{-1} \text{)}$,

tedy změna měrné energie dosahuje $655,2 \text{ (J kg}^{-1} \text{)}$. Výpočet byl proveden bez uvažování ztrát, nyní je můžeme zavést pomocí hydraulické účinnosti oběžného kola. Ta dle statistického odhadu (v závislosti na specifických otáčkách) dosahuje u této rychloběžnosti $75,5 \%$ a výsledkem je reálná změna měrné energie kapaliny mezi vstupem do oběžného kola a výstupem z oběžného kola, dosahující hodnoty $\Delta Y = 494,4 \text{ (J kg}^{-1} \text{)}$, jde tedy o dosažení

dopravní výšky $H = \frac{\Delta Y}{g} = 50,4 \text{ (m)}$.

Veškeré hydraulické ztráty se hradí z tlakové měrné energie, takže ve skutečnosti platí hodnoty

$\frac{p_2 - p_0}{r} = 262,7 \text{ (J kg}^{-1} \text{)}$, $\frac{c_2^2 - c_0^2}{r} = 231,7 \text{ (J kg}^{-1} \text{)}$. Na výstupu z oběžného kola je tedy

podíl tlakové měrné energie a kinetické měrné energie 53% a 47% . Následuje spirála a hrdlo, kde se difuzí mění dále kinetická měrná energie na tlakovou.

Experimentálně byla na tomto oběžném kole naměřena pro průtok $Q = 22,22 \text{ l/s}$ dopravní výška $H_{\text{mer.}} = 55 \text{ (m)}$.

6. Závěr

Příspěvek uvádí na konkrétním příkladu návrhu radiálně-axiálního oběžného kola rozložení tlakové měrné energie na výstupu z oběžného kola, negativní vliv lokálního víru na tvorbu tlakové měrné energie a v důsledku toho nutnost prodlužování oběžné lopatky k získání potřebné energie na zadané parametry u kol, jejichž návrhy jsou prováděny do typových velikostí, zapadajících do tzv. řady. Ukazuje také podíl tlakové měrné energie na celkové měrné energii vytvořené oběžným kolem pro rychloběžnost $n_s = 42 /\text{min}$.

7. Poděkování

Tento příspěvek vznikl za podpory výzkumného záměru „Ekologicky a ekonomicky přijatelné moderní energetické technologie“ CZ 300004.

8. Literarura

[1] Fleischner, P., Nechleba, M. : Hydromechanika lopatkových strojů, VUT v Brně, SNTL, Praha, 1976.

[2] Bláha, J., Brada, K. : Příručka čerpací techniky, ČVUT, Praha, 1997.