



WHITE PAPERS

ASK-RD-ENG-031

R&D Department

ARYA SEPEHR KAYHAN (ASK) | SHAHID SALIMI INDUSTRIAL CITY, TABRIZ, IRAN

شرکت آریا سپهر کیهان با نام اختصاری ASK، طراح و تولیدکننده پمپ های گریز از مرکز و روتاری و ارائه دهنده راهکارهای بهینه سازی سیستم های فرایندی و پمپاژ می باشد.

توجه!

مقالات تخصصی با عنوان White Papers جهت افزایش دانش عمومی پمپ ها در بخش تحقیق و توسعه این شرکت نگارش شده است. استفاده از این مقالات رایگان می باشد و لازم است جهت استفاده از محتویات آن به موارد ذیل توجه فرمایید:

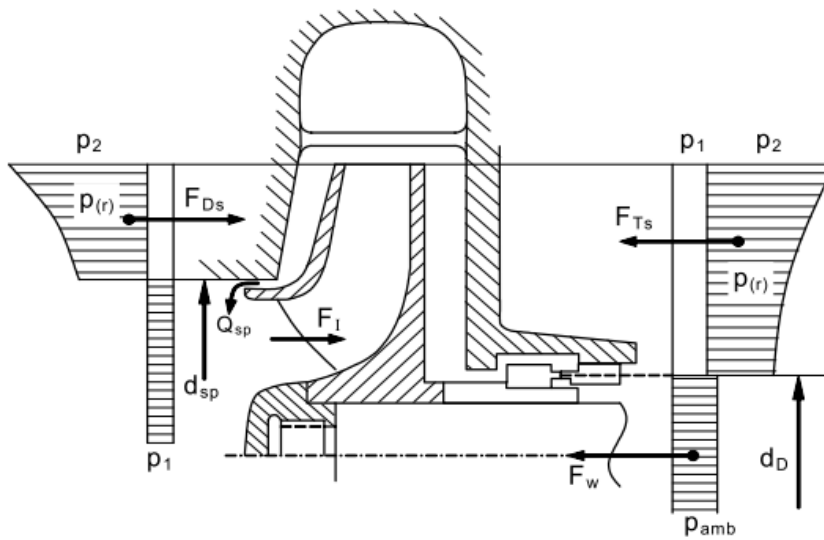
- 1- انتشار مجدد مطالب مقالات (به شکل اولیه و بدون تغییر در ساختار محتوایی و ظاهری) با ذکر منبع، بلامانع است.
- 2- استفاده تجاری از محتویات مقالات در نشریات مجاز نمی باشد.

نیروهای هیدرولیکی وارد بر پمپ

افزایش فشار در پره باعث پیدایش نیرو و ممان هایی می شود که به روتور اعمال می شود. برای انتخاب اندازه ی مناسب شفت و بیرینگ ها به شناخت صحیح این نیروها در جهت های محوری و شعاعی نیاز است. هر کدام از این دو نیرو خاستگاه متفاوتی دارند. نیروهای شعاعی ناشی از توزیع فشار حول محیط پره است. در حالی که نیروهای محوری به دلیل جریان عبوری از فاصله های کناری پره و در نتیجه ی آن توزیع فشاری است که روی شroud به وجود می آید.

۱. تراست محوری

برای انتخاب اندازه ی بیرینگ های محوری یا ادوات خنثی کننده ی نیروی تراست محوری پیش بینی شده، شناخت نیروی محوری وارد شده بر روتور الزامی است. نیروی برآیند شامل نیروهای نشان داده شده در شکل ۱ است.



شکل ۱

در این شکل نیروهای F_{RS} و F_{FS} نیروهای حاصل از توزیع فشار وارد بر شroud هستند. در واقع F_{RS} نیروی محوری وارد بر شroud عقب و F_{FS} نیروی محوری وارد بر شroud جلو است. مقدار این نیروها از روابط زیر محاسبه می شود:

$$F_{FS} = \pi r_2^2 \left\{ (1 - x_{sp}^2) \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 \bar{k}^2 (1 - x_{sp}^2)^2 \right\}$$

$$F_{RS} = \pi r_2^2 \left\{ (1 - x_D^2) \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 \bar{k}^2 (1 - x_D^2)^2 \right\}$$

در روابط فوق پارامترهایی به کار رفته است که هر کدام در جدول ۱ معرفی شده اند.

جدول ۱

نماد	نام	رابطه
r_2	شعاع خارجی	-
u_2	مولفه محیطی سرعت در خروجی پره	-
Δp_{La}	افزایش فشار استاتیکی در پره	$p_2 - p_1$
k	گردش سیال در فاصله ی کناری پره	$\frac{cu}{r\omega} = \frac{\beta}{\omega}$
x_{sp}	-	$\frac{d_{sp}}{d_2}$
x_D	-	$\frac{d_D}{d_2}$
β	سرعت زاویه ای سیال بین پره و حلزونی	-

همانطور که پیداست، برای محاسبه ی نیروی تراست محوری تنها لازم است که اختلاف فشار استاتیکی در پره محاسبه شود. برای محاسبه ی آن روابط زیر ارائه شده است:

$$\Delta p_{La} = \eta_{h,La} \frac{\rho}{2} (u_2^2 - w_2^2 + c_1^2)$$

$$\Delta p_{La} = \rho g H_p = \rho g H R_G$$

$$\Delta p_{La} \approx \rho g H \left(1 - \frac{\Psi}{4\eta_h}\right) \frac{\eta_{h,La}}{\eta_h}$$

در رابطه ی اول محاسبه ی اختلاف فشار نیازمند مولفه های سرعت در خروجی پره است، در صورتی که در دو رابطه ی آخر چنین نیازی وجود ندارد. همچنین برای ساده سازی رابطه ی آخر معمولاً فرض می شود که $\frac{\eta_{h,La}}{\eta_h} = 1$ یعنی افزایش فشار در خروجی پره بسیار ناچیز است.

نیروهای محوری وارد بر شroud از انتگرال $F = 2\pi \int p r dr$ نتیجه می شود. توزیع فشار مورد نیاز در انتگرال از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$p = p_2 - \frac{\rho}{2} u_2^2 \bar{k}^2 \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2}\right)$$

که در رابطه فوق \bar{k} ضریب متوسط دوران سیال در فاصله ی کناری پره است و بر اساس تفاوت فشار خروجی پره و ورودی آب بند حلقوی در پمپ های چند طبقه اندازه گیری می شود.

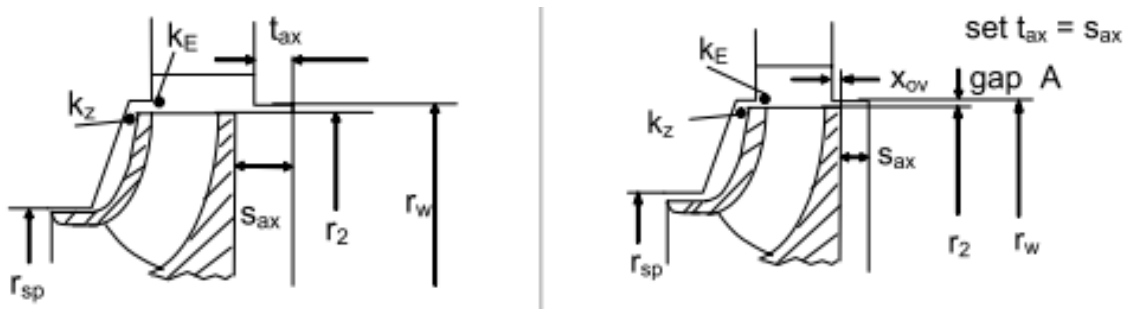
بازه ی انتگرال گیری از r_{sp} یا r_D تا r_2 است. در حالت کلی این انتگرال به صورت مجزا یک بار برای شroud جلویی و یک بار برای شroud عقب محاسبه می شود. به همین منظور دو راه وجود دارد:

A از مقدار متوسط ضریب متوسط دوران استفاده شود. به همین منظور از روابط زیر استفاده می شود:

$$k_0 = \frac{1}{1 + \left(\frac{r_w}{r_2}\right)^2 \sqrt{\frac{\left(\frac{r_w}{r_2} + 5 \frac{t_{ax}}{r_2}\right) c_{f,W}}{c_{f,R}}}}$$

$$\frac{k_{cp}}{k_0} = \exp\left\{300 \varphi_{sp} \left[\left(\frac{r_2}{r_{sp}}\right)^b - 1\right]\right\}$$

در روابط فوق k_0 نشاندهنده ی مقدار دوران جریان در حالتی است که هیچ جریان از کناره ی پره وجود نداشته باشد. جریان کناره ی پره را با φ_{sp} نشان می دهند. یعنی هنگامی که $\varphi_{sp} = 0$ باشد از نماد k_0 استفاده می شود. t_{ax} نشاندهنده ی ضخامت قسمت استوانه ای محفظه است. c_f ها نیز ضرایب اصطکاک می باشند. برای درک بهتر پارامترهای هندسی روابط فوق شکل ۲ ارائه شده است.



شکل ۲

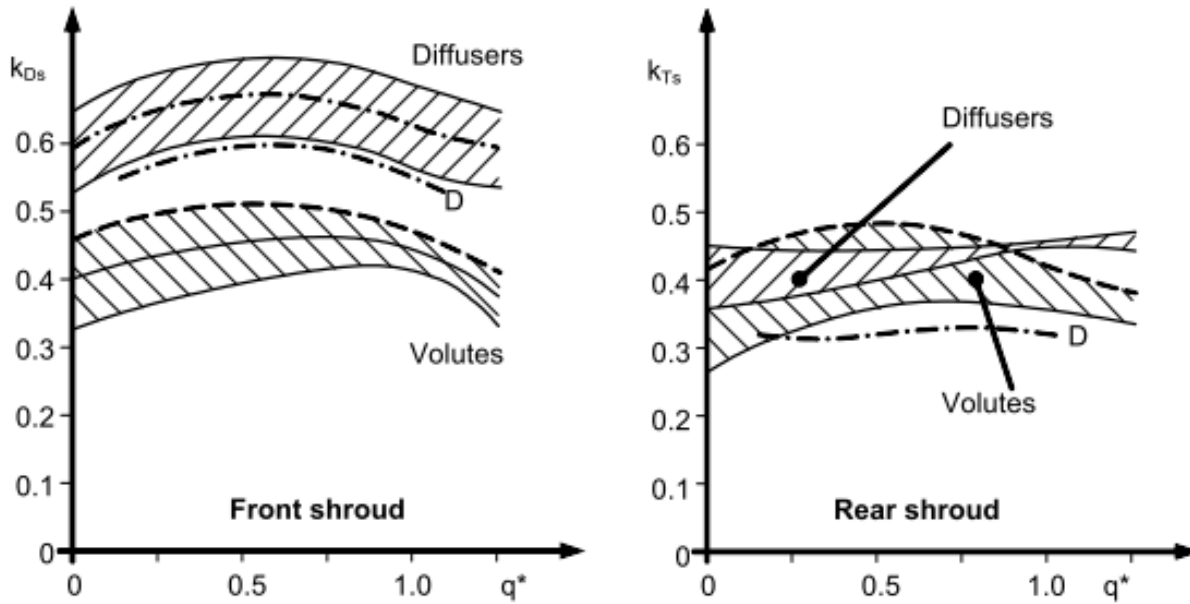
k_{cp} مقدار متوسط ضریب دوران است که تنها هنگامی قابل استنباط از روابط فوق است که $k_E \approx 0.5$ & $\frac{r_{sp}}{r_2} > 0.3$. برای تعیین ثابت b از دستورالعمل زیر استفاده می شود:

- اگر جریان سمت داخل باشد ($\varphi_{sp} > 0$) آنگاه $b=1$
- اگر جریان سمت خارج باشد ($\varphi_{sp} < 0$) آنگاه $b=0.65$

برای محاسبه ی مقدار متوسط ضریب دوران می توان از شکل ۳ نیز استفاده کرد. استفاده از این روش هنگامی مناسب است که نشتی ناچیز است.

B. می توان از ضریب کاهش نیرو (C_A) استفاده کرد. این ضریب همانطور که از اسمش پیداست مقدار کاهش نیروی محوری در حالت واقعی نسبت به حالتی که فشار در دو طرف ثابت باشد ($k=0$) را مشخص می کند. این ضریب به نیروی معادل F_{Ref} اعمال می شود که با فرض توزیع فشار متناسب با $k=1$ به سطح πr_2^2 وارد می شود. با توجه به عبارات فوق :

$$C_A = \frac{\Delta F}{F_{Ref}} = \frac{4 \Delta F}{\pi \rho u_2^2 r_2^2} = \frac{8 \int_{r_2}^r \Delta p r dr}{\rho u_2^2 r_2^2} = 4 \int_1^x c_p x dx$$



شکل ۳

پس از به دست آوردن C_A از رابطه ی زیر نیروی وارد بر یک شروود محاسبه می شود:

$$F = \pi r_2^2 \left\{ (1 - x^2) \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 c_A \right\}$$

همچنین با به دست آوردن مقدار C_A می توان مقدار $\overline{k_A}$ را نیز از رابطه ی زیر محاسبه کرد:

$$\overline{k_A} = \frac{\sqrt{c_A}}{1-x^2}$$

با توجه به نامعینی های موجود و همچنین حاشیه ای که برای بارهای محوری وارد بر یاتاقان های محوری در نظر گرفته می شود، استفاده از روش A در بسیاری از موارد کافی است. اگر تاثیرات نشتی بسیار باشد و یا لقی آب بند حلقوی سایشی باشد باید از روش B استفاده کرد.

مقدار خالص تراست محوری وارده از تفاضل تراست محوری وارد بر شروود جلو و تراست محوری وارد بر شروود عقب حاصل می شود:

$$F_{HY} = F_{RS} - F_{FS}$$

در بعضی از موارد جهت ساده کردن روابط ضریب دوران در شروود جلو و عقب برابر فرض می شود. با این فرض رابطه ی ساده شده برای محاسبه ی تراست محوری به صورت زیر است:

$$F_{HY} = \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_D^2) \left\{ \Delta p_{La} - \frac{\rho}{2} \overline{k^2} u_2^2 \left(1 - \frac{d_{sp}^2 + d_D^2}{2d_2^2} \right) \right\}$$

در رابطه ی فوق d_{sp} قطر آب بند حلقوی، d_D قطر آب بند شفت و d_2 قطر خارجی پره است.

بنا بر قانون بقای ممنتوم نیروی محوری وارد بر پره از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$F_1 = \rho Q(c_{1m} - c_{2m} \times \cos \varepsilon_2)$$

که در آن ε_2 زاویه ی بین خط جریان متوسط خروجی از پره و محور روتور است. برای پره های شعاعی مقدار این پارامتر ۹۰ درجه است.

از طرفی نیروی محوری نامتعادل وارد بر شفت در هر نوع پمپ به صورت متفاوتی محاسبه می شود. در پمپ های OH یک طبقه که در شکل ۱ نشان داده شده است مقدار این نیرو برابر است با:

$$F_w = \frac{\pi}{4} d_D^2 (p_{amb} - p_1)$$

در نتیجه نیروی برآیند محوری وارد بر روتور از جمع نیروهای مذکور به دست می آید:

$$F_{ax} = F_{HY} - F_1 + F_w + F_{coupl}$$

در پمپ های چند طبقه برآیند نیروهای محوری در هر طبقه به صورت جداگانه محاسبه شده و در انتها با یکدیگر جمع می شوند. توضیح دیگر پیرامون F_{coupl} اینکه اگر کوپلینگ مورد استفاده قابلیت انتقال نیروی محوری را داشته باشد این ترم وارد محاسبات می شود و در غیر این صورت از آن صرف نظر می شود. نیرو در جهت نازل مکش مثبت علامتگذاری می شود. اگر فشار مکش بیشتر از فشار محیط باشد، ترم F_w منفی می شود و منجر می شود که در پمپ های OH بار از روی یاتاقان ها برداشته شود.

نکته ای که در کنار تمامی مطالب فوق بسیار حائز اهمیت است، وجود نامعینی های بسیار در محاسبات نیروی محوری است. زیرا مقادیر زیر را نمی توان با اطمینان مشخص کرد:

۱. جریان دورانی ورودی (K_E) به فاصله ی کناری پره
 ۲. اتلافات پره و در نتیجه مقدار p_2
 ۳. ضرایب دوران K_{FS} و K_{RS} و مقدار نشتی
 ۴. تفاوت احتمالی بین مقادیر p_{2FS} و p_{2RS} در پمپ هایی با پره شعاعی و سرعت مخصوص بالا و پمپ های نیمه جریان محوری
 ۵. تفرانس های هندسی مانند لقی آب بند حلقوی، موقعیت روتور محوری و تفرانس های ناشی از ریخته گری پره
- بین موارد فوق، مورد اول مهمترین نامعینی است زیرا توزیع سرعت در خروجی پره نامشخص بوده و تاثیر بازگردش در حالت بار جزئی بیشتر می شود. به دلیل همین نامعینی ها ضرایب اطمینانی برای نیروی محوری در نظر گرفته می شود تا بیرینگ ها جوابگوی نیرو باشند. با توجه به نامعینی های موجود و وجود این امکان که بعضی از پارامترهای مورد نیاز برای محاسبه ی نیروی محوری در دسترس نباشند روابطی جهت تخمین نیروی محوری ارائه شده است که به صورت طبقه بندی شده در جدول ۲ موجود است.

جدول ۲

نوع پمپ	رابطه تخمینی	توضیحات
پمپ های شعاعی و نیمه محوری	$F_{ax} = (0.7 \text{ to } 0.9)\rho g H_{tot} \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_D^2)$	-
پمپ های دارای سوراخ توازن روی پره	$F_{ax} = (0.1 \text{ to } 0.2)F_{Hy} - F_1 + F_W + F_{coupl}$	-
پمپ های دو ورودی	$F_{ax} = f_{ax} \rho \frac{u_2^2}{2} (d_2^2 - d_{sp}^2)$	برای نیروهای پایا 0.01 to 0.02
		برای نیروهای ناپایا 0.02 to 0.06
پمپ های نیمه جریان محوری (بسته)	$F_{ax} = f_{ha} \rho g H \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_D^2)$	$f_{ha} = \left(\frac{n_q}{n_{q,ref}}\right)^{0.17} (n_{q,ref} = 220)$
پمپ های نیمه جریان محوری (باز)	$F_{ax} = f_{ha} \rho g H \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_D^2)$	$f_{ha} = \left(\frac{n_q}{n_{q,ref}}\right)^{0.28}$ برای $n_q < n_{q,ref} = 220$ 200
پمپ های جریان محوری	$F_{ax} = (1 \text{ to } 1.1) \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_n^2) \rho g H$	-

۲. تراست شعاعی

مشخص کردن مقدار نیروی شعاعی وارد بر پره برای محاسبه بار بیرینگ ها، تنش های وارد بر شفت و تغییر شکل آن لازم است. اصولاً نیروهای شعاعی هنگامی به وجود می آیند که توزیع موثلفه ی محیطی فشار استاتیکی در خرجی پره (P2) به صورت غیر یکنواخت باشد. نامتقارن بودن جریان در کلکتور در کنار عدم تقارن چرخشی جریان ورودی به پره باعث این پدیده می شود.

از آنجا که توزیع فشار در خروجی پره ناپایاست، مجموع آن روی محیط پره یک میانگین زمانی دارد که به آن تراست شعاعی استاتیکی می گویند. از طرفی به طیف موثلفه های نیروی ناپایای شعاعی تراست شعاعی دینامیکی می گویند. نیروهای شعاعی ناشی از توزیع وابسته به زمان فشار در خروجی پره تحت تاثیر عوامل فیزیکی متعددی قرار دارند:

نیروهای تحریک با موثلفه های استاتیکی و دینامیکی که از ارتعاشات روتور مستقل هستند:

- جریان غیریکتا در کلکتور که به عرض خروجی پره و به تصویر شروود وارد می شود مگر اینکه نیروهای مذکور بر محور روتور قائم باشند.
- جریان های غیریکتا در فاصله کناری پره که می تواند ناشی از توزیع غیریکنواخت فشار در کلکتور باشد. علاوه بر این عدم تقارن در نشتی دو طرف پره نیز از دیگر عوامل است که ناشی از لنگ زدن احتمالی آب بند حلقوی است.
- اگر پره در حالتی دوران کند که به علت تغییر شکل شفت، آب بند حلقوی دچار لنگی شده باشد (مثلاً هنگامی که در اثر وزن شفت شکم کرده است) توزیع فشار در آب بند غیریکنواخت می شود و در نتیجه یک نیروی استاتیکی در آب بند حلقوی ایجاد می شود.

نیروهای عکس العملی ناپایا که ناشی از ارتعاشات روتور است:

- برهم کنش هیدرولیکی پره
- نیروهای آب بند حلقوی

جداسازی این اثرات برای محاسبه ی نیروی شعاعی کار ساده ای نیست. زیرا هیچ کدام به صورت دقیق از یک تابع تئوری پیروی نمی کنند و برای محاسبه ی آنها نیاز به مدل سازی سه بعدی جریان در پره و کلکتور است که خود هزینه بر است. لذا استفاده از ضرایب تخمینی برای محاسبه ی تراست شعاعی متداول است که از اندازه گیری های تجربی و داده های آماری به دست می آید.

بیشتر ضرایب معرفی شده برای پره هایی با آب بند حلقوی می باشند و تمامی تاثیرات ذکر شده را شامل می شوند که دو نمونه از آنها در زیر آورده شده است:

$$k_R = \frac{F_R}{\rho g H d_2 b_{2tot}}$$

$$k_{Ru} = \frac{2 F_R}{\rho u_2^2 d_2 b_{2tot}}$$

در واقع تفاوت بین این دو ضریب در اعمال ضریب فشار است. یعنی:

$$k_{Ru} = \Psi \times k_R$$

در روابط فوق F_R نیروی تراست شعاعی و b_{2tot} ضخامت پره در خروجی با در نظر گرفتن ضخامت دیواره های عقبی و جلویی شروود است.

همچنین k_R را می توان از رابطه ی زیر نیز به دست آورد:

$$k_R = \frac{\Delta p_{La}}{\rho g H}$$

که در آن Δp_{La} تفاوت فشار متوسطی است که روی صفحه ی تصویر شده ی $d_2 \times b_{2tot}$ اعمال می شود.

در تمامی مواردی که از ضریب k_R استفاده شده است، منظور ضریب تراست شعاعی استاتیکی پایا است مگر اینکه زیروند dyn به نشانه ی ضریب تراست شعاعی دینامیکی یا زیروند tot به نشانه ی ضریب تراست مجموع وجود داشته باشد. از آزمایشات تجربی اینگونه بر می آید که ضریب تراست شعاعی مستقل از سرعت روتور یا رینولدز جریان است. همچنین برای پمپ های مشابه از نظر هندسی، اندازه ی پره تاثیری بر مقدار ضریب تراست شعاعی ندارد. در واقع برای پمپی مشخص، مقدار این ضریب وابسته به مقدار دبی مخصوص (q^*) است.

روش های متنوعی جهت محاسبه ی مقدار تراست شعاعی معرفی شده است که در زیر به برخی از آنها مختصراً پرداخته شده است:

❖ انتگرال گیری از توزیع فشار

نیروی شعاعی را می توان با انتگرال گیری از توزیع فشار روی محیط در خروجی پره به وسیله ی فشار سنج در محفظه ی پمپ به دست آورد. استفاده از فشارسنج روی دیواره ی محفظه ی پمپ بسیار ساده است و نیاز به وسیله ی دیگری نیست. دقت این روش به تعداد فشار سنج های نصب شده روی دیواره وابسته است.

❖ اندازه گیری نیروهای بیرینگ

در بیشتر مواقع، نیروهای بیرینگ توسط کشش سنج ها یا نیروسنج ها اندازه گیری می شوند. کشش سنج ها به دسته های بیرینگ^۱ ها متصل می شوند. دسته ها باید آنقدر ارتجاع پذیر باشند که به کشش سنج های متصل به خود کشش الاستیک کافی را اعمال کنند تا نیروی شعاعی با دقت بالا اندازه گیری شود. اینگونه دسته هایی فرکانس های ویژه اجزای تست را کاهش می دهند، در نتیجه سرعت تست باید به گونه ای انتخاب شود که به دلیل رزونانس نتایج خلاف واقع گزارش نشود. این امر با نصب یک ناتوانی مکانیکی معلوم به جای پره قابل اجرا است. به گونه ای که در دامنه ای که نیرو با مربع سرعت متناسب است رزونانس اتفاق نیفتاده و نتیجه ی تست قابل قبول است.

با اندازه گیری نیروی وارد بر بیرینگ برآیند نیروهای وارد بر روتور مشخص می شود. اینکه تراست شعاعی از نیروهای ایجاد شده توسط آب بند قابل تمایز باشد ممکن نیست و در نتیجه تراست محوری با استفاده از مشخصه های آب بند حلقوی، لقی و سطح آب بند مشخص می شود.

❖ اندازه گیری خمشی شفت

اگر به وسیله ی ادوات سنجش، مقدار خیز خمشی شفت اندازه گیری شود با استفاده از آن و با در نظر گرفتن خیز آن در اثر وزن روتور می توان مقدار تراست شعاعی را به دست آورد. برای در نظر گرفتن خیز استاتیکی باید تست کالیبره شود و به همین منظور می توان از ناتوانی مکانیکی با محاسبه ی وزن مرده استفاده کرد. در این روش نیز کالیبره کردن سیستم به صورت دینامیکی جهت جلوگیری از وقوع رزونانس ضروری است. این روش چندان دقیق نیست.

❖ اندازه گیری تنش های وارد بر شفت

برآیند تمامی نیروها و ممنتوم های ناشی از پره و آب بند را می توان با نصب یک کشش سنج در نزدیکی پره ی آویخته بر روی شفت اندازه گیری کرد. این روش بسیار سخت و پرهزینه است و به همین دلیل از آن تنها در مواردی استفاده می شود که تمرکز بررسی ها بر روی نیروهای ناپایا باشد. کالیبره کردن این تست به وسیله ی ناتوانی مکانیکی انجام می پذیرد. همچنین به دلیل اجتناب از رزونانس، باید تمامی مشخصه های دینامیکی اجزای تست بررسی شود.

❖ اندازه گیری نیروهای به وسیله ی بیرینگ های مغناطیسی

از بیرینگ های فعال مغناطیسی جهت اندازه گیری نیروهای وارد بر روتور می توان استفاده کرد. این روش بدین گونه است که دو میدان مغناطیسی ایجاد شده توسط آهنربای الکتریکی روی روتور متمرکز می شود. جریان الکتریکی در آهن ربا به گونه ای تنظیم می شود که روتور در موقعیت مرکزی خود قرار گیرد. مقدار نیروی بیرینگ ها از اندازه گیری شدت جریان و همچنین مقدار هوای میان آهن ربا و روتور به دست می آید. مزیت این روش این است که پمپ تحت تست را می توان به گونه ای ساخت که سختی لازم برای اجتناب از رزونانس را دارا باشد.

¹ Bearing brackets

برای درک بهتر ماهیت تراست شعاعی، به بررسی مکانیزم فیزیکی پدید آورنده ی این نیرو در یک پمپ تک حلزونی پرداخته می شود:

در پمپ های تک حلزونی توزیع فشار و شرایط جریان در سه حالت امکان پذیر است:

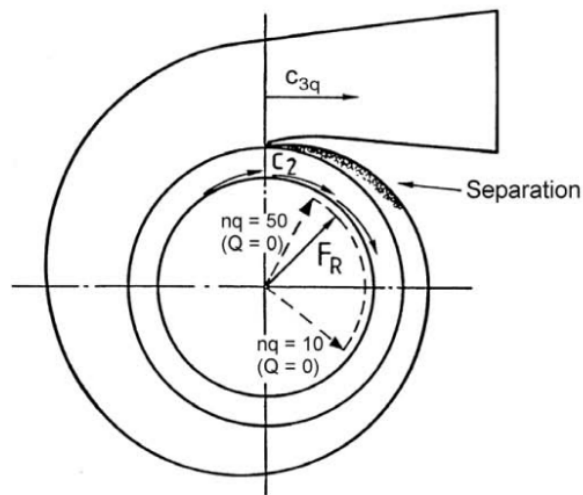
۱. در نزدیکی نقطه ی بهترین عملکرد (BEP) زاویه ی جریان در خروجی پره تقریباً با زاویه ی α_2 (زاویه ی کاتواتر) برابر است. از این رو کاهش شتاب جریان با دقت زیادی از قانون بقای ممنتوم تبعیت می کند و توزیع فشار یکنواخت است مگر در نزدیکی کاتواتر که به دلیل اغتشاشات محلی این رژیم به هم می خورد. هنگامی که پمپ در نقطه BEP خود کار می کند، فشار استاتیکی در محیط پره نوسانات کمی دارد و این باعث می شود که برآیند نیروهای شعاعی در این حالت بسیار کوچک باشد (در واقع اگر کاتواتر را بسیار نازک در نظر بگیریم برآیند نیروها صفر می شود).
۲. در بار جزئی ($q^* \ll 1$) در تمامی نقاط محیطی مساحت جریان بسیار بزرگ است. جریان خروجی از پره با سرعت مطلق C_2 دچار کاهش سرعتی می شود تا سرعت جریان را به سرعت میانگین حلزونی C_{sp} برساند. سرعت میانگین حلزونی برابر است با:

$$C_{sp} = \frac{Q}{A}$$

که در آن A نشاندهنده ی مساحت حلزونی در محل مورد نظر است.

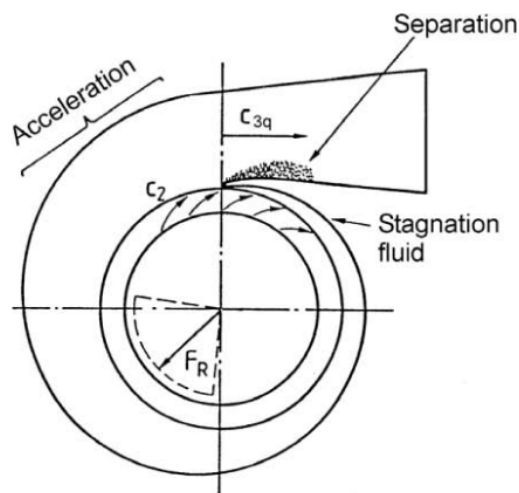
با فشار استاتیکی از فشار مینیموم در پایین دست جریان کاتواتر تا فشار ماکزیمم در نواحی نزدیک گلویی افزایش می یابد تا سرعت جریان از C_2 به C_p برسد. در دبی های بسیار کم (دبی های نزدیک $Q=0$) تفاوت میان دو سرعت مذکور بسیار است و خروج جریان از پره و ورود به حلزونی مانند ورود یک جت به محفظه بزرگ است. از طرفی به دلیل چرخش پره با وجود دبی کم (حتی دبی صفر) سیال نمی تواند بی حرکت بماند و در نتیجه جریان در محفظه می چرخد. کاتواتر مانع این چرخش می شود و جدایش جریان سبب افزایش مینیموم فشار می شود.

هنگامی که پمپ در حالت بار جزئی کار می کند، نوسانات بسیار شدید فشار در محیط پره به وجود می آید. این نوسانات شدید منجر به نیروی شعاعی بزرگی می شود که در حالت دبی $Q=0$ بیشترین مقدار خود را دارد. به دلیل جدایش جریان، مقدار فشار بلافاصله در پایین دست کاتواتر کمتر از این مقدار برای داخل حلزونی است. در نتیجه جهت نیروی شعاعی به سوی این مکان این فشار مینیموم هدایت می شود. برای درک بهتر عبارات فوق به شکل ۴ توجه شود.



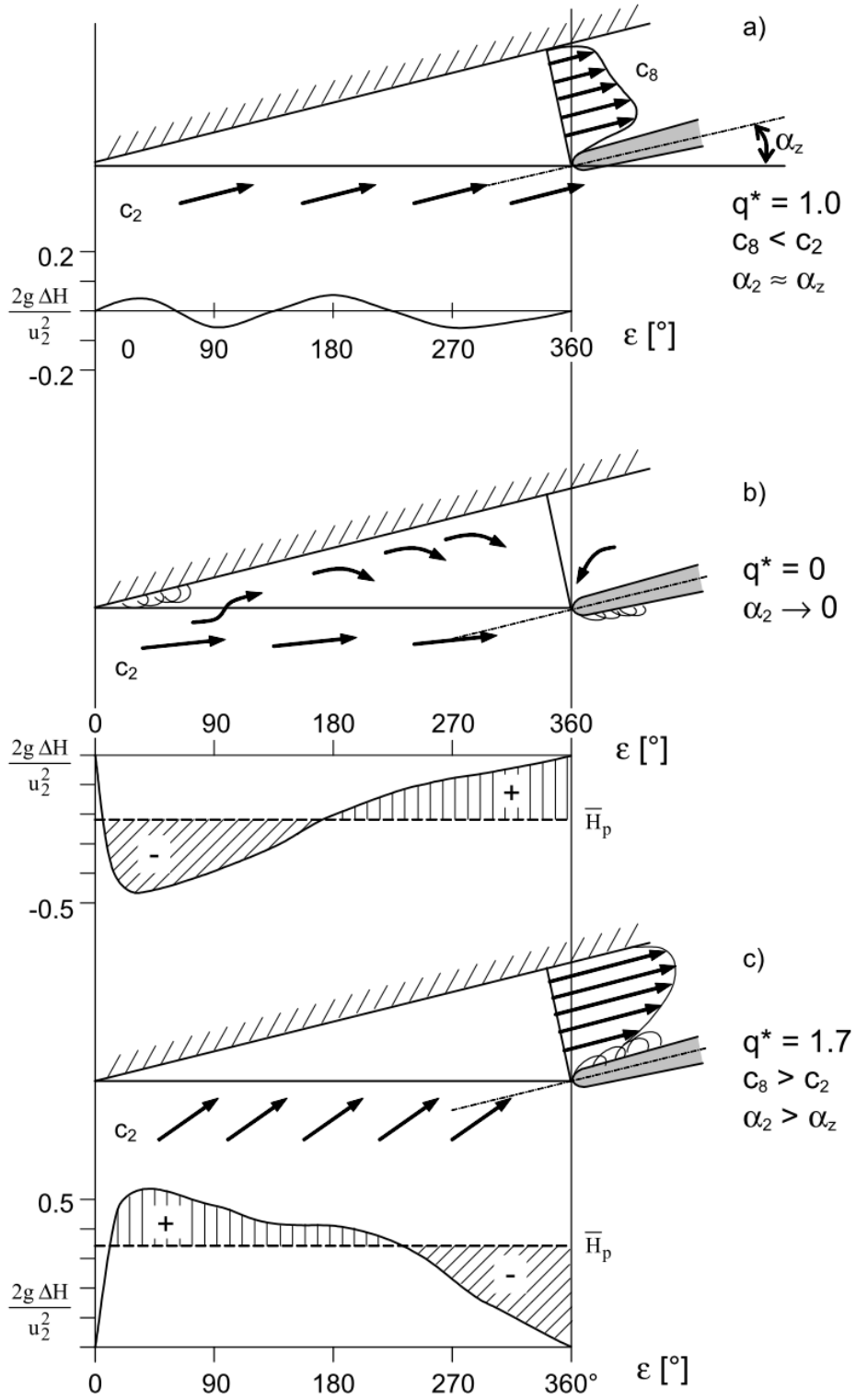
شکل ۴

۳. در دبی های بالا ($q^* \gg 1$) سطح مقطع حلزنی کوچک است و در نتیجه جریان در پایین دست پره جران می گیرد. به دلیل بزرگی زاویه ی حمله جریان به کاتواتر، در نازل تخلیه جدایش جریان اتفاق می افتد. پایین دست کاتواتر نقطه ی سکونی به وجود می آید که فشار ماکزیمم در این محل وجود دارد. بردار نیروی شعاعی برآیند به سمت مخالف این نقطه هدایت می شود. به شکل ۵ توجه شود.



شکل ۵

نمودارهای مربوط به سه حالت بحث شده در فوق در شکل ۶ آورده شده است.



شکل ۶

برای محاسبه ی تراست شعاعی با توجه به نوع پمپ روابطی معرفی شده است. جدول ۳ و شکل‌های ۷ و ۸ برای استفاده از این روابط مفیدند.

جدول ۳

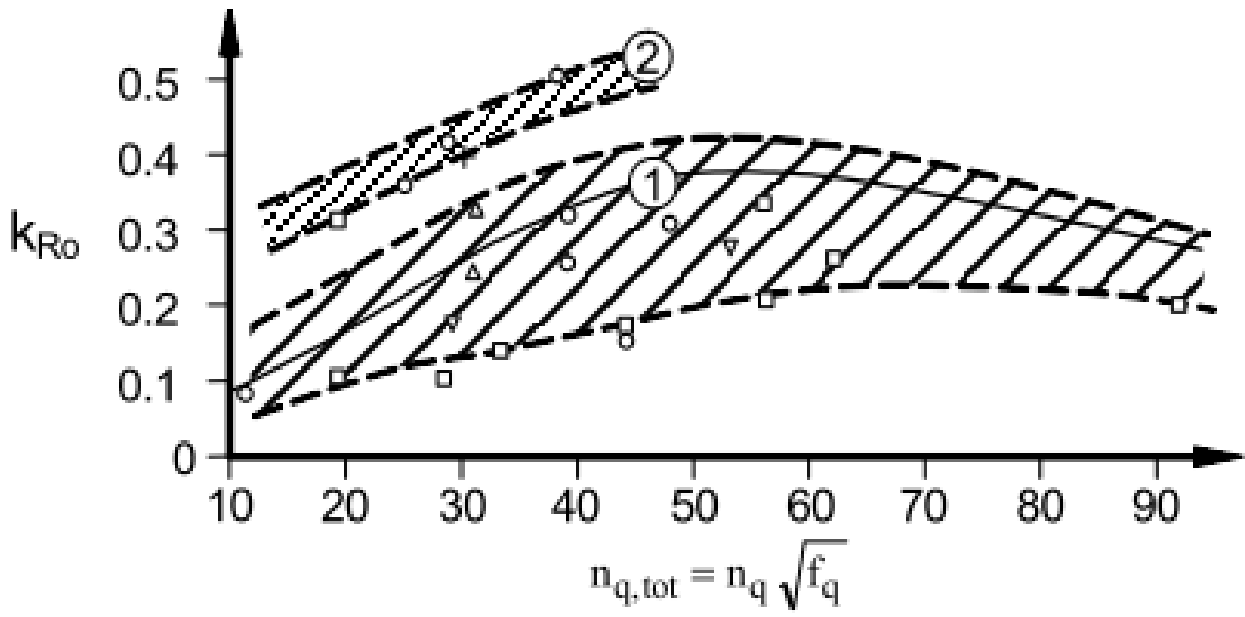
نیروی شعاعی	$F_R = K_R \rho g H d_2 b_{2tot}$		
نیروهای شعاعی پایا			
تک حلزونی	$q^* = 0$	از شکل ۷ به دست می آید	
	$0 < q^* < 1$	$K_R = (K_{R0} - K_{R,opt})(1 - q^{*2}) + K_{R,opt}$	
	$q^* = 1$	$K_{R,opt} = 0.03 \text{ to } 0.08$	
	$q^* > 1$	$K_R = 0.09 q^{*2}$	
دو حلزونی	$K_{R,Dsp} = F_{Dsp} K_{R0}$	از شکل ۸ به دست می آید $F_{Dsp} = (1.75 - 0.0083 \varepsilon_{sp}^0)$	
حلزونی دوقلویی	$K_{R,zsp} = (0.3 \text{ to } 0.5) K_{R,Dsp}$		
محفظه حلقوی	$K_R = K_{R0}(1 + q^* + a q^{*2})$	$K_{R0} = 0.03 \text{ to } 0.1$	a وابسته به هندسه پمپ است
دیفیوزر	$q^* = 0; K_{R0} = 0.02 \text{ to } 0.09$		$q^* = 1; K_{R,opt} = 0.01 \text{ to } 0.06$
نیروهای شعاعی ناپایا	$q^* < 0.5$		$q^* = 1$
تمامی انواع حلزونی ها و محفظه حلقوی	$K_{R,dyn} = 0.07 \text{ to } 0.012$		$K_{R,dyn} = 0.01 \text{ to } 0.05$
دیفیوزر	$K_{R,dyn} = 0.04 \text{ to } 0.016$		$K_{R,dyn} = 0.01 \text{ to } 0.09$
پمپ های جریان محوری			
$F_R = K_{R,D} \rho g H d_2^2$	$K_{R,D} = : q^* < 1.2$ نیروی پایا و 0.02		نیروی ناپایا: $K_{R,D} = 0.01$

توضیحات ضروری پیرامون شکل ۷:

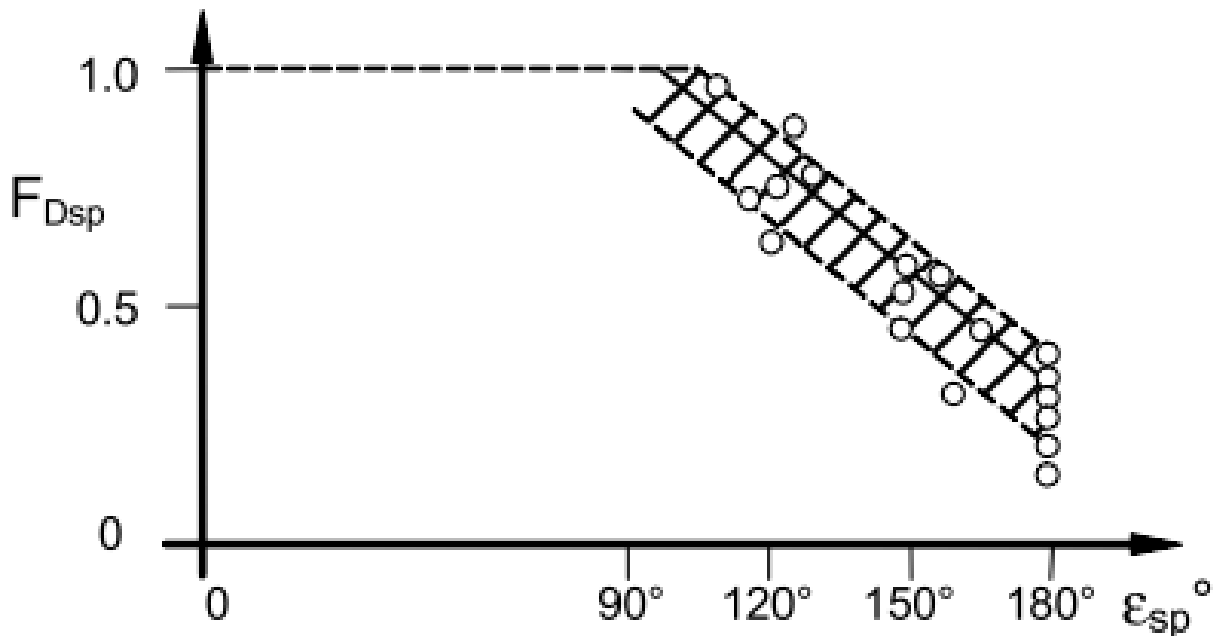
- منحنی ۱ مربوط به لقی آب بند با توجه به معادله ی زیر است:

$$\frac{\Delta d}{d_{sp}} = 0.004 \left(\frac{100}{d_{sp}} \right)^{0.53} \quad (d \text{ (mm)})$$

- منحنی ۲ مربوط به لقی آب بند دوبل است.
- برای پره های تک ورودی $f_q = 1$ و برای پره های دو ورودی $f_q = 2$ می باشد.



شکل ۷



شکل ۸

منابع و مراجع

- Centrifugal pumps, Johhan F.Gulich, Springer, Leipzig, 2007.