



WHITE PAPERS

ASK-RD-ENG-056

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.

ضوابط تخصصی کیفیت در پمپ های سانتریفیوژ

تعدادی از ضوابط تخصصی کیفیت برای انتخاب وجود دارد که با رعایت آنها می توان مصرف انرژی و هزینه ی نگهداری را کمینه و از ضررهای تولید ناشی از عیوب پمپ ها جلوگیری کرد. دستیابی به این ضوابط، به پیشرفت تعادل بوم شناختی نیز کمک می کند. در زیر تنها جنبه های هیدرولیکی این ضوابط مورد تحلیل قرار گرفته اند.

ضوابط هیدرولیکی

جهت انتخاب بهترین گزینه بین پمپ های موجود، ضوابط هیدرولیکی زیر لازم الاجراست:

۱- دبی حجمی نامی (Q_R):

دبی حجمی نامی در واقع مقدار دبی حجمی ای است که پمپ بیشتر اوقات با آن کار می کند. گاهی اوقات دبی حجمی نامی به دبی حجمی تضمینی (Q_g) نیز اطلاق می شود. برای انتخاب پمپ یکی از ضوابط هیدرولیکی رابطه ی زیر است:

$$0.8 < \frac{Q_R}{Q_{opt}} < 1.1$$

هرقدر میزان توان و دبی جریان پمپ بالاتر باشد، نزدیک تر بودن نقطه ی عملکرد پمپ به BEP اهمیت بالاتری پیدا می کند. این اهمیت به خاطر کاهش هزینه ی نگهداری و مصرف انرژی و همچنین عملکرد ملایم و جلوگیری از کاویتاسیون و پوسیدگی می باشد.

۲- دامنه ی پیوسته ی عملکرد:

برای پمپ هایی با سرعت مخصوص کمتر از ۵۰ دامنه ی عملکرد محدود به نامساوی زیر خواهد بود:

$$0.6 < \frac{Q}{Q_{opt}} < 1.2$$

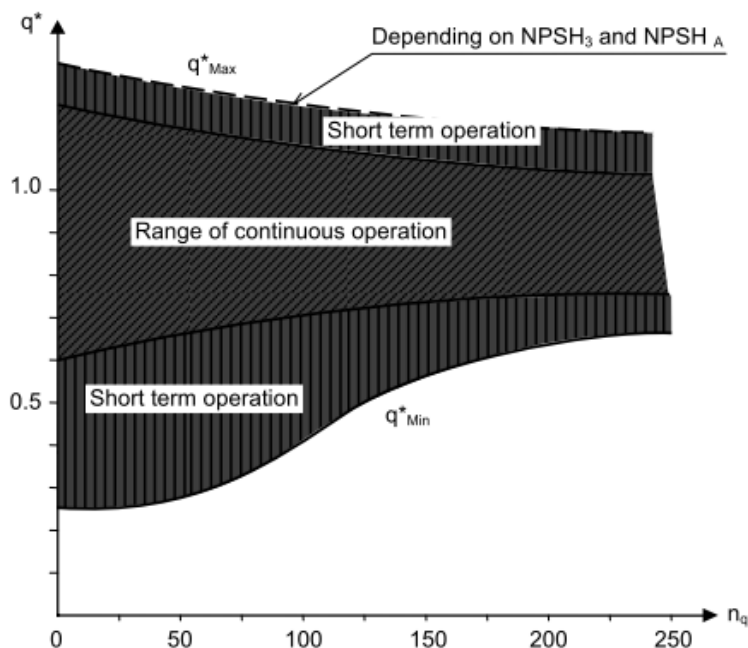
اگر پمپ بزرگ باشد یا در آن احتمال وقوع کاویتاسیون زیاد باشد، نامساوی زیر لحاظ خواهد شد:

$$0.6 < \frac{Q}{Q_{opt}} < 1.1$$

برای پمپ هایی با سرعت مخصوص بیش از ۵۰ دامنه ی عملکرد با توجه به شکل ۱ یا با استفاده از اسناد کارخانه ی سازنده ی

$$.q^* = \frac{Q}{Q_{opt}}$$

پمپ مشخص می شود. شایان ذکر است که



شکل ۱

۳- پایداری منحنی های هد-دبی :

در طول نواحی مجاز عملکردی، با افزایش دبی میزان هد باید کاهش یابد. به همین دلیل پمپی که در منحنی هد-دبی خود ناحیه ی نسبتاً صافی دارد (یعنی با افزایش دبی هد تقریباً ثابت بماند) به دلیل افزایش نوسانات در پمپ یا لوله کشی ها مورد قبول نخواهد بود. اگرچه منحنی های ناپایدار هد-دبی در نقاطی با دبی کمتر از دبی مینیموم قابل قبول است. زیرا بنا بر قیده های متعدد پمپ قادر نخواهد بود در چنین نقاطی کار کند. اما تنها دبی مینیموم حد ناحیه ی مورد استفاده نمی باشد. مثلاً در پمپ های مخزنی محدوده ی عملکرد به دبی های بالاتر از دبی ای که در آن هد ماکزیمم اتفاق می افتد محدود می شود و اگر منحنی هد-دبی قبل از این نقطه صاف باشد اشکالی ندارد.

۴- دبی حجمی مینیموم :

رعایت مینیموم دبی حجمی از منظر حرارتی جهت جلوگیری از گرمایش بیش از حد ضروری است. ضابطه ی دیگر در این زمینه مینیموم دبی حجمی از منظر هیدرولیکی است که پیش تر در شکل ۱ نشان داده شده است.

۵- دبی حجمی ماکزیمم :

تعیین دبی حجمی ماکزیمم وابسته به نوع عملکرد و برنامه ریزی صورت گرفته برای استفاده از آن پمپ است. اگر پمپ به گونه ای استفاده می شود که دبی حجمی ماکزیمم در مدت زمان طولانی به کار می رود، باید $NPSH_A$ کافی موجود باشد تا از کلویتاسیون در سطح فشاری^{۵۶} جلوگیری شود. اگرچه با بالا بودن $NPSH_A$ باز هم این خطر وجود دارد. اگر دبی حجمی ماکزیمم تنها در

⁵⁶ Pressure surface

مقاطعی گذرا اتفاق می افتد (مثلا در مواقع سوئیچ در پمپ های موازی) عملکرد پمپ با کاویتاسیون در مدت زمان بسیار کوتاه بلامانع است.

۶- بازده :

بازده تاثیر قابل توجهی بر مصرف انرژی و مسائل بوم شناختی دارد. در عمل، ارزیابی آن به اندازه ای که در تئوری سر راست است، نمی باشد. بازده پیشنهادی باید با اطلاعات شکل های ۲ و ۳ و جدول ۱ مقایسه شود و باند پراکندگی با توجه به رابطه ی زیر محاسبه شود:

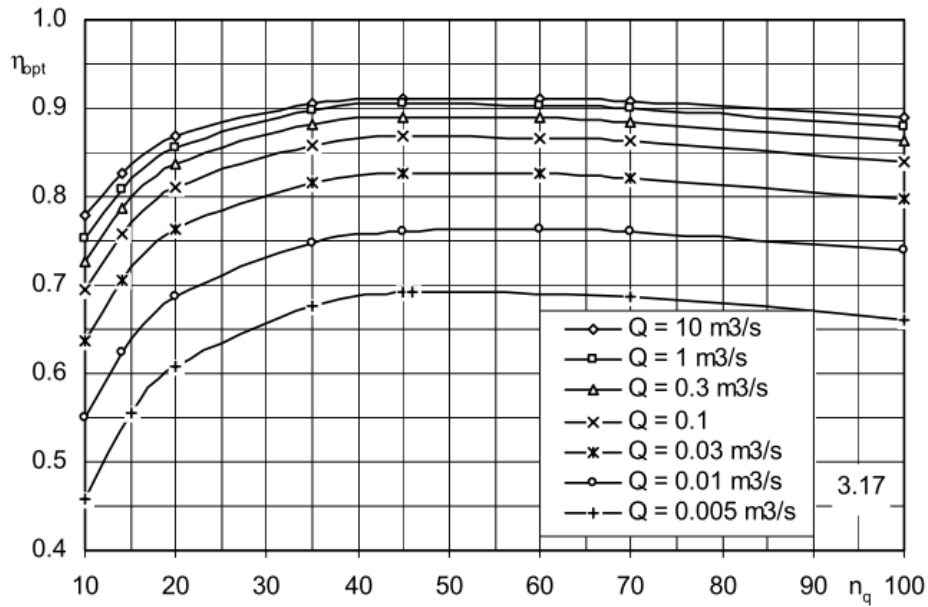
$$\Delta \eta_{Tot} = \pm 0.2 (1 - \eta_{opt})$$

اگر بازده پیشنهادی به طرز قابل ملاحظه ای پایین تر از باند پراکندگی باشد، باید دلیل این تفاوت را بررسی کرد. بازده بسیار کم منجر به طراحی هیدرولیکی ضعیفی می شود که موارد زیر را در پی دارد:

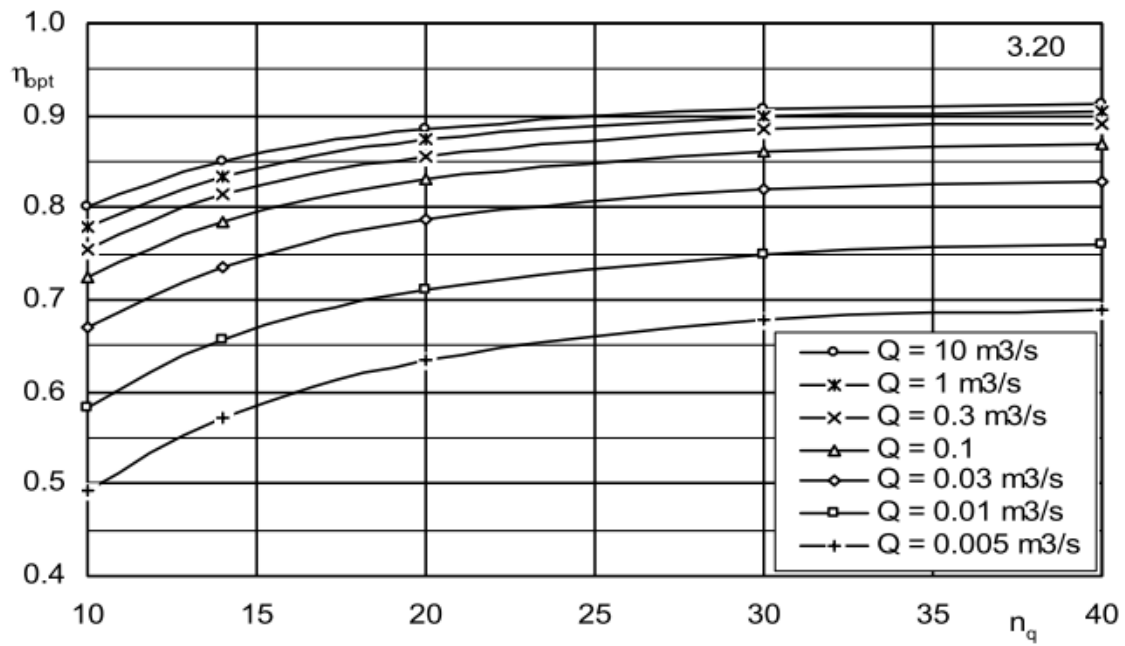
۱. پره ای با طراحی ناکافی که پروفیل سرعت یکتایی ندارد.
۲. کلکتوری غیر بهینه
۳. طراحی بیش از حد فشرده
۴. بازگردش جریان در نقاط بسیار نزدیک به نقطه ی BEP
۵. زاویه ی حمله ی بالا برای پره یا دیفیوزر
۶. چینش ضعیف دیفیوزر و نازل تخلیه در پایین دست گلوبی حلزونی
۷. کیفیت سطح نامناسب
۸. به دلیل عدم وجود ساینز پمپ مناسب دچار تراش بیش از حد پره می شود.

اگر بازده پیشنهادی به طرز قابل ملاحظه ای بالاتر از باند پراکندگی باشد، این تردید پیش می آید که «آیا مقادیر طراحی شده قابل اطمینان است؟» یا «آیا بازده تنها نتیجه ی لقی جزئی موجود در آب بندی است که در حین عملکرد قابل کنترل نیست؟»

برای پمپ هایی با توان کمتر از ۱۰ کیلو وات و سرعت مخصوص پایین، بازده کل معمولا چندان به ارزیابی طراحی هیدرولیکی مرتبط نمی باشد. مخصوصا در مواردی که اتلافات مکانیکی سهم قابل توجهی از توان در کوپلینگ را شامل می شود. البته در مواردی که تعداد قابل ملاحظه ای پمپ و هزینه ی انرژی کل تمامی پمپ ها تعیین شده اند، ارزیابی تفاوت دارد. در این حالت چه پمپ پیوسته کار کند و چه تنها چند ساعت در روز، بازده باید مورد ارزیابی قرار گیرد.



شکل ۲- بازده پمپ شعاعی تک ورودی تک طبقه



شکل ۳- بازده پمپ دو ورودی تک طبقه

جدول ۱- اطلاعات آماری بازده و مقیاس بازده

	نوع پمپ	n_q	$Q = 1 \frac{m^3}{s}$ معتبر برای $Q \geq 0.005 \frac{m^3}{s}$	
بازده کل	نما		$m = 0.1a \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q}\right)^{0.06}$	$Q \leq 1 \frac{m^3}{s}$ a=1
				$Q > 1 \frac{m^3}{s}$ a=0.5
	پمپ های شعاعی یک طبقه	≤ 100	$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^m - 0.3 \left\{0.35 - \log \frac{n_q}{23}\right\}^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.05}$	
	پمپ های شعاعی چند طبقه	≤ 60	$\eta_{opt} = 1 - 0.116 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^m - 0.4 \left\{0.26 - \log \frac{n_q}{25}\right\}^2$	
	پمپ های نیمه محوری و محوری	≥ 45	$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^m - 0.09 \left\{\log \frac{n_q}{45}\right\}^{2.5}$	
	پمپ هایی با پره های دو ورودی	≤ 50	$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^m - 0.35 \left\{0.35 - \log \frac{n_q}{17.7}\right\}^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.05}$	
	بازده تئوری قابل دسترسی	$\eta_{ther} = \eta_{opt} + 0.35 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.08} (1 - \eta_{opt})$		
بازده هیدرولیکی	نما		$m = 0.08a \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q}\right)^{0.06}$	$Q \leq 1 \frac{m^3}{s}$ a=1
				$Q > 1 \frac{m^3}{s}$ a=0.5
	پمپ های شعاعی یک طبقه	≤ 100	$\eta_{opt} = 1 - 0.055 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^m - 0.2 \left\{0.26 - \log \frac{n_q}{25}\right\}^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.1}$	
	پمپ های نیمه محوری و محوری	≥ 45	$\eta_{opt} = 1 - 0.055 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^m - 0.09 \left\{\log \frac{n_q}{45}\right\}^{2.5}$	
	پمپ های شعاعی چند طبقه	≤ 60	$\eta_{opt} = 1 - 0.065 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^m - 0.23 \left\{0.3 - \log \frac{n_q}{23}\right\}^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0.05}$	
	اتلافات ناشی از حفره های بالانس	$\Delta \eta_{EL} = 0.018 \left(\frac{25}{n_q}\right)^{1.6} \quad n_q < 40$		$n_q > 40 \quad \Delta \eta_{EL} = 0.01$
	نامعینی بازده	$\Delta \eta_{Tot} = \pm 0.2 (1 - \eta_{opt})$		
مقیاس گذاری بازده	مقیاس گذاری بازده هیدرولیکی	$\frac{\eta_{h,a}}{\eta_{h,M}} = \left\{1 - \eta_{h,M} \frac{\xi_{R,M}}{\psi} \left(1 - \frac{c_{f,a}}{c_{f,M}}\right)\right\}^{-1}$		$\frac{\xi_{R,M}}{\psi} = b \left(\frac{12}{n_q}\right)^{0.83} \quad b = 0.06 \text{ to } 0.1$
	مقیاس گذاری بازده طبقه	$\frac{1 - \eta_{St,a}}{1 - \eta_{St,M}} = V + \frac{1-V}{2} \left(\frac{c_{f,a}}{c_{f,M}} + \frac{k_{RR,a}}{k_{RR,M}}\right)$		$V = 0.3 + 0.4 \frac{n_q}{200}$
	مقیاس گذاری بازده	$\eta_{hR} = \frac{\rho g H_{tot}(Q + Q_{sp} + Q_E)}{P - P_m} = \frac{\eta}{\eta_v \eta_m}$		$\eta_a = \eta_{hR,a} + \Delta \eta$ η_{hR} شامل اتلافات هیدرولیک و اصطکاک دیسک می شود.
	$\Delta \eta = (0.4 \text{ to } 0.6) \left(1 - \eta_{hR,M}\right) \left\{1 - \left(\frac{Re_M}{Re_a}\right)^{0.2}\right\}$			

جدول ۲- راهنمای علائم و اختصارات به کار رفته در جدول ۱

نوع	معنی	نماد
زیروند	نمونه آزمایشی	a
زیروند	مدل	M
علامت	ضریب اتلاف	ξ
علامت	ضریب هد	Ψ
علامت	پهنای کانال در سطح مقطع مریدونالی	b
علامت	ضریب اصطکاک صفحه ی صاف	c_f
علامت	بازده طبقه	η_{St}
علامت	ضریب اصطکاک دیسک	k_{RR}
علامت	دبی نشستی از آب بند در ورودی پره	Q_{sp}
علامت	دبی نشستی از قطعه ی بالانس محوری تراست	Q_E
علامت	اتلاف توان مکانیکی	P_m

۷- مقیاس گذاری بازده

اجرای تست عملکرد در بیشترین سرعت و دمای بالا غیرعملی است. به همین دلیل میزانی غیرمعینی بازده در اثر تفاوت شرایط تست عملکرد و عملکرد واقعی پمپ به وجود می آید. تحلیل افت ها نیز فارغ از این نامعینی ها نیست. زیرا محاسبه ی دقیق هندسه زبری و تاثیر آن بر اتلافات پمپ غیرممکن است. بنا به همین دلایل اپراتور دستگاه با گزینه های زیر روبرو است:

۱. به کار بردن یک گارانتی برای بازده با توجه به شرایط مورد قبول در تست عملکرد.
۲. اعمال تست عملکرد اضافی که نیازمند زمان و هزینه ی زیاد است.
۳. اعمال کنترل سختگیرانه بر کیفیت تولید و روش های اندازه گیری برای کنترل عوامل تاثیر گذار بر بازده.

۸- آب بند های حلقوی

بازده بالای اندازه گیری شده در حین تست، برای اپراتور دستگاه بی استفاده است. زیرا در حین عملکرد واقعی به دلیل سایش در لقی آب بند حلقوی و پره و در قطعه ی بالانس محوری نیروی تراست به سرعت کاهش می یابد. لقی آب بند حلقوی، طول آب بند حلقوی، ساختار سطح و جنس آن باید بر اساس عبارت فوق ارزیابی شوند. برای آب بند های حلقوی نازک، استفاده از متریکال non-galling و non-seizing از پر اهمیت ترین ضوابط است.

۹- بیش از حد بزرگ بودن پمپ

بیش از حد بزرگ بودن پمپ در عملکرد بار جزئی مضرات خود را نشان می دهد و منجر به سائیدگی زودرس، نویز، ارتعاشات و کاهش بازده خواهد شد. بسیار بزرگ فرض کردن حاشیه ی امنیت، خود عملکرد امن را به خطر می اندازد.

۱۰- $NPSH_A$

همواره باید حاشیه ی امنیتی برای $NPSH_A$ در نظر گرفت تا از بروز ارتعاشات ناشی از کاویتاسیون جلوگیری شود. در جدول ۳ ضوابط حاشیه ی امنیت $NPSH_A$ نشان داده شده است. هر قدر که سرعت جانبی در ورودی پره بزرگتر باشد، فاصله ی بین $NPSH_3$ و $NPSH_A$ باید بیشتر باشد. برای سرعت های جانبی بزرگتر از ۵۰ متر بر ثانیه تنها حجم حباب های بسیار کوچک برای عملکرد آب زیر ۲۰۰ درجه سانتیگراد مورد قبولند.

۱۱- جریان تقرب:

در ورودی پره باید توزیع سرعت یکتایی وجود داشته باشد تا از افت بازده، ارتعاشات، نویز و خسارات ناشی از کاویتاسیون احتمالی جلوگیری شود. چینش صحیح پایپینگ سمت مکش و یا تشک (کارتل) آن ضروری به نظر می رسد. علاوه بر این در پمپ های BB باید از مناسب بودن شرایط جریان تقرب در ورودی محفظه نیز اطمینان حاصل کرد. به همین دلیل، باید شتاب جریان از نازل ورودی تا چشمی پره به اندازه ی کافی بزرگ باشد. تولید کنندگان پمپ معمولاً جهت کاهش هزینه ها از طرح هایی استفاده می کنند که ریسک وجود مشکلات عملکردی (مانند نویز، ارتعاش، کاویتاسیون، جریان تقرب غیر یکتا و ...) در آنها وجود دارد. اگر مضرات موارد فوق در مرحله ی برنامه ریزی درک شود، می توان با ارائه ی طرحی مناسب، هزینه ها را کمی افزایش داد و در ازای آن از ساختار های مناسب (مانند هدایتگر جریان، دمپر نوسان در خمیدگی ها، اجزای گوشه ای و میله در طراحی wet pit) استفاده کرد.

۱۲- زاویه ی حمله

برای سرعت های جانبی در ورودی ۵۰ متر بر ثانیه یا کمتر از آن، زاویه ی حمله در ورودی پره یا دیفیوزر نباید از حد ۴ تا ۶ درجه تجاوز کند. هر قدر که سرعت جانبی بیشتر باشد اهمیت این زاویه بیشتر می شود.

۱۳- تراش قطر خارجی پره

در عمل معمولاً قطر خارجی پره را تراش می دهند تا پمپ استاندارد موجود محدوده ی عملکردی دلخواه را پوشش دهد. هر قدر سرعت مخصوص و توان پمپ کمتر باشد، استفاده از این شیوه محدوده ی استفاده ی بیشتری خواهد داشت. با افزایش سرعت مخصوص محدوده ی قطر پره تراشیده شده با توجه به رابطه ی زیر محدود می شود:

$$d'_2 = \begin{cases} (0.8 \text{ to } 0.85)d_2 & n_q < 40 \\ (0.8 \text{ to } 0.85)d_2 + 0.0025(n_q - 40)d_2 & 40 \leq n_q < 100 \end{cases}$$

جدول ۳- انتخاب $NPSH_A$ مطمئن

تضمین می کند که پمپ در تمام دامنه ی عملکرد و بخصوص در ماکزیمم دبی به خوبی کار می کند: C1				
نویز و ارتعاشات ناشی از کاویتاسیون را محدود می کند: C2				
از خوردگی ناشی از کاویتاسیون جلوگیری می کند: C3				
$u_1(\frac{m}{s})$	سیال	ضابطه	تعیین $NPSH_A$ لازم	
< 10	همگی	C1 (C2)	$NPSH_A \geq 1.25 NPSH_3$ minimum : $NPSH_A = NPSH_3 + 0.6 m$	
< 20	هیدروکربن ها (به جز نفت سفید و مواد مشابه)		دامنه ی عملکرد را تضمین کند- تلورانس ها و نامعینی ها را پوشش دهد	
10-50	آب	C2, C3	$\sigma_A \geq \sigma_3 + F_R F_F \{0.05 + 2 \left(\frac{u_1}{100}\right)^3\}$	
			ضریب سیال	F_F
			آب $\alpha < 5 \text{ ppm}$, $T < 200^\circ\text{C}$	1
20-60	هیدروکربن ها	C2, C3	آب دریا و سایر خورنده ها	≥ 1.15
			هیدروکربن با $\Delta T_u > 5^\circ\text{C}$	0.75
			ضریب ریسک	F_R
			$0.8 < \frac{Q}{Q_{opt}} < 1.1$	1
			عملکرد در بار جزئی یا کاویتاسیون در سطح فشار در $Q > Q_{SF}$	1.2
			جریان غیر یکتا	≥ 1.1
50-75	آب	C3	طول حفره، نویز ناشی از کاویتاسیون یا تجربه ی عملکرد در شرایط مشابه باید جهت بررسی عمر پره موجود باشد.	
	فولاد نیکل - کروم	C1		
>60	آب	C1	حجم حفره باید محدود شود تا از نویز، ارتعاشات و پالس های بیش از حد جلوگیری شود.	
	فولاد نیکل - کروم	C2		
>75	آب زیر ۲۰۰ درجه سانتیگراد	C1	باید $NPSH_A \geq NPSH_i$ باشد و عملکرد بی حباب نیز ضروری است.	
	فولاد نیکل - کروم	C3		
10-25	آب هواگیری شده	C2	$\sigma_A \geq \sigma_3 + F_R F_F \{0.05 + 2 \left(\frac{u_1}{100}\right)^3\}$	
>25	$\alpha < 5 \text{ ppm}$, $T < 200^\circ\text{C}$ فولاد نیکل - کروم	C3	حجم حفره یا نویزهای ناشی از کاویتاسیون محدود شود.	
minimum : $NPSH_A = NPSH_3 + 0.6 m$ $NPSH_A \geq 1.25 NPSH_3$				
ضریب اطمینان برای $NPSH_3$: $F_{NPSH} = \frac{NPSH_A}{NPSH_3} = \frac{\sigma_A}{\sigma_3}$				
$NPSH_A$ به دست آمده از جدول فوق تنها در صورتی معتبر است که: <ol style="list-style-type: none"> پره طوری طراحی شود که زاویه ی حمله : $(3^\circ \text{ to } 5^\circ) < i$ و جریان یکتا باشد. تشکیل ورتکس به صورت عمده وجود نداشته باشد. $NPSH_A$ به دست آمده برای ماکزیمم دبی پیوسته هم کافی باشد. 				

اگر پمپ مورد نظر پمپ بزرگی باشد، اتلافات بازده و افزایش انرژی مورد نیاز باید با هزینه ی طراحی یک محفظه و شاید پره ی جدید، با استفاده از رابطه ی زیر، مورد مقایسه قرار گیرد:

$$\Delta K_E = z_{pp} k_{KW} \frac{P'}{\eta_0} \varepsilon \left(1 - \frac{d'_2}{d_2}\right)$$

که در آن :

جدول ۴

نماد	مفهوم
ΔK_E	افزایش انرژی
z_{pp}	تعداد پمپ های موازی فعال که پره ی آن قطع شده است.
k_{KW}	هزینه ی انرژی بر حسب مصرف هر کیلووات
P'	توان بعد از قطع پره
η_0	بازده پمپ قبل از قطع پره
ε	ضریبی با مقدار ۰/۴ تا ۰/۵ برای پمپ دیفیوزری و ۰/۱۵ تا ۰/۲۵ برای پمپ حلزونی

۱۴- ارتعاش و نویز

ملاحظات تئوری ارتعاشاتی فراوانی برای طراحی پمپ موجود است. ولی از این بین تنها موارد زیر از نظر عملی اهمیت دارند:

۱. فاصله ی بین پره و دیفیوزر و یا *cutwater* حلزونی از قاعده ی زیر تبعیت کند:

برای دیفیوزر:

$$n_q < 40 \rightarrow \frac{d_3}{d_2} \geq 1.015 \text{ for } H_{stage} < 100m$$

$$\frac{d_3}{d_2} \geq 1.015 + 0.08 \left(\frac{\rho H_{stage}}{1000 \times 1000} - 0.1 \right)^{0.8}$$

$$n_1 > 40 \rightarrow \frac{d_3}{d_2} \geq 1.04 + 0.001(n_q - 40)$$

برای حلزونی:

$$\frac{d_z}{d_2} \geq 1.03 + 0.1 \frac{n_q}{40} + 0.07 \frac{\rho H_{stage}}{1000 \times 1000}$$

۲. پرهیز از انتخاب تعداد پره (Z_{La}) و تیغه ی دیفیوزر (Z_{Le}) به گونه ای که معادله ی زیر برقرار شود:

$$v_3 Z_{Le} = v_2 Z_{La}$$

۳. پرهیز از هرگونه شتاب منفی بیش از حد در ورودی پره در نقطه ی BEP تا سرعت متوسط در گلوگاه (w_{1q}) به صورت

زیر شود:

$$\frac{w_{1q}}{w_1} > 0.75 \quad (\text{محوری ورودی})$$

$$\frac{w_{1q}}{w_1} > 0.65 \quad (\text{محوری شعاعی})$$

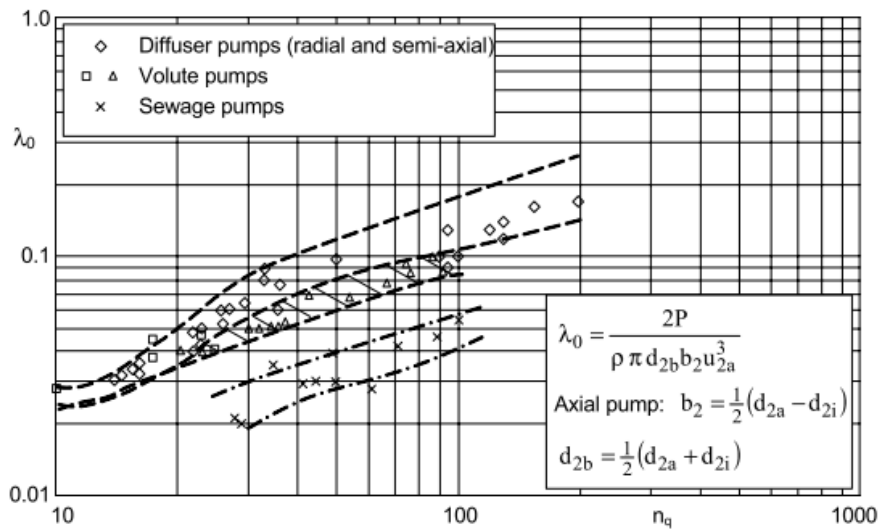
۴. پرهیز از شتاب منفی در دیفیوزر تا محدوده ی زیر رعایت شود:

$$\frac{c_{1q}}{c_1} > 0.75$$

۱۵- بازگردش در بار جزئی

بازگردش در بار جزئی در همه ی پمپ ها وجود دارد و حد معینی از آن برای رسیدن به حالت عملکردی پایدار مناسب است. ولی انرژی بازگردش تحت آشفتگی هایی با مقیاس بزرگ تلف می شوند و باعث ایجاد نویز، ارتعاشات و سایش می شود. به همین دلیل باید از بازگردش اضافی غیرضروری جلوگیری شود. علائم غیرمستقیم بازگردش اضافی عبارتند از:

۱. مصرف توان بیش از حد هنگامی که دبی صفر است. در شکل ۴ مرجع مناسبی برای مصرف توان استاندارد است.
۲. منحنی صاف $NPSH_3-Q$ برای $\frac{Q}{Q_{opt}} > 1$.
۳. افزایش یا ماکزیمم منحنی $NPSH_3-Q$ در عملکرد بار جزئی نشان می دهد که قطر چشمی بیش از حد بزرگ طراحی شده است یا زوایای ورودی پره بزرگ است. پرهیز از این مسئله بدون اتلاف در ظرفیت مکش امکان پذیر است. این نکته حائز اهمیت است که سرعت مخصوص مکش که معمولا معیاری جهت سنجش بازگردش اضافی است، ضابطه ی مناسبی جهت ارزیابی مسئله ی فوق نیست.



شکل ۴- مصرف انرژی هنگامی که شیر تخلیه بسته باشد

۱۶- موازنه ی تراست شعاعی:

استفاده یا عدم استفاده از حلزونی دابل وابسته به نوع پمپ، هد و سرعت مخصوص است. تصمیم گیری در این باره وابسته به میزان بار روی بیرینگ ها و خمش شفت در نواحی آب بند حلقوی و آب بند شفت نیز هست. ذکر این نکته ضروری است که در حلزونی دابل با زاویه ی پوشش کمتر از ۱۸۰ درجه نیروی تراست شعاعی به شدت افزایش می یابد و باید جوانب احتیاط را رعایت کرد.

۱۷- عملکرد پمپ در واحد صنعتی

تنها انتخاب خوب یک پمپ ضامن عملکرد مناسب آن نیست بلکه باید تمامی شرایط کارکردی پمپ در واحد صنعتی و چینش آن نیز لحاظ شود. موارد حائز اهمیت در این باره عبارتند از:

۱. جریان تقرب مناسب
۲. انتخاب درست شیرها و فیتینگ ها به گونه ای که منجر به نوسانات شدید فشاری نشوند.
۳. تجهیزات کافی
۴. کنترل و مونیتورینگ مناسب جهت کاهش لحظات گذار، لحظات آشفته گی و ضربه ی آب.

مراجع و منابع

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