A-PDF Watermark DEMO: Purchase from www.A-PDF.com to remove the watermark

روان کاری هیدرواستاتیکی

2–1 مقدمه

در روان کاری هیدرودینامیکی ، سطح یاتاقان کاملاً توسط یک فیلم سیال از یکدیگر جدا می شوند. با استفاده از عمل لغزندگی جدایی فیلم به دست آمد تا با مکانیزم تولید فشار گوه فیزیکی ، فشار داخل یاتاقان توسعه یابد. چنین یاتاقانهایی علاوه بر داشتن نیروی بازدارنده از حرکت، اصطکاکی پایین و نیز افت قدرت پایین ،از امتیاز بسیار خوب ساده بودن ،برخوردارند.لذا قابل اعتماد و ارزان بوده و نگهداری آنها راحت است ،یاتاقانهای کشویی روان کاری شونده به صورت هیدرودینامیکی خود عمل کننده هستند ،اگر چه که از معایب مهم و به خصوص زیر ، برخوردارند:

1–اگر سرعت طراحی پایین باشد ،ممکن است تولید فشار هیدرودینامیکی لازم ، مکان پذیر نباشد.

2– روان کاری فیلم سیال ممکن است در زمان شروع ،تغییر جهت داده و یا قطع شود

3– در یاتاقان ژورنال در نظر گرفته شده در فصلهای گذشته ، محور به طور هم مرکزی کار کرده و موقعیت یاتاقان با بار تغییر می کند؛ بنابر این دلالت بر شقی پایین دارد.

در یاتاقانهای روان کاری شونده هیدرواستاتیکی (همچنین «تحت فشار از خارج» نامیده می شود) ، سطوح یاتاقان توسط یک فیلم سیال نگه داشته شده توسط یک منبع فشار در خارج

http://www.mohandes-iran.com

این یاتاقان جدا می شوند . یاتاقانهای هیدرواستاتیکی معایب 1 و 2 را نداشته و تغییرات موقعیت یاتاقان با بار ذکر شده در معایب 3 را تقلیل می دهند . مشخصه های یاتاقانهای روان کاری شونده به صورت هیدرواستاتیکی عبارتند از :

1- اصطکاک خیلی خیلی پایین .

2- ظرفیت حمل بار بسیار بالا در سرعتهای پایین.

3- دقت جایگذاری خیلی بالا در سرعت بالا و کاربرد بار سبک.

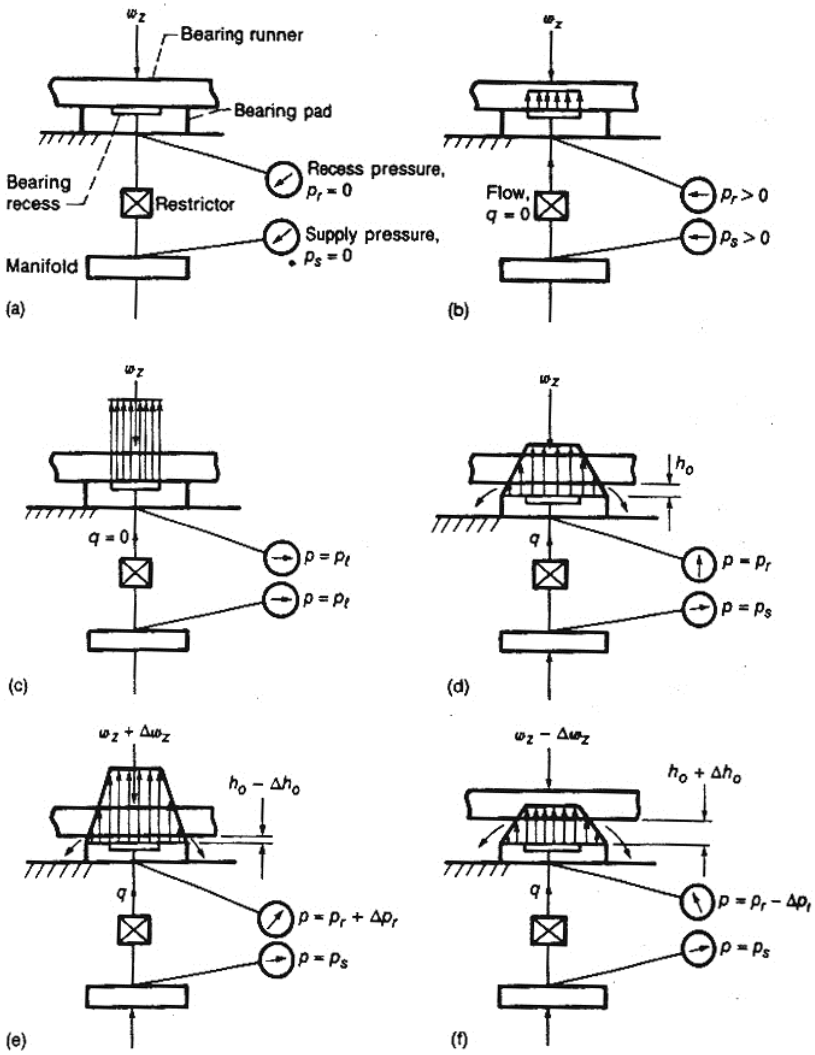
بنابر این یاتاقانهای روان کاری شونده هیدرواستاتیکی زمانی مورد استفاده قرار می گیرند ، که نیاز مبرمی به آنها باشد؛ مثل تلسکوپهای بزرگ و واحدهای جستجو کننده رادار ، که در آنها بار های خیلی خیلی سنگین و سرعتهای خیلی خیلی پایین استفاده می شوند ، یا در ماشین ابزارها و ژیروسکوپها ،که در آنها سرعتهای خیلی بالا ، بارهای سبک و روان کننده های گازی استفاده می شوند .

http://www.mohandes-iran.com

2–2 تشکیل فیلم سیال

در یک سیستم یاتاقان ساده بدون فشار قسمت چرخنده که تحت تأثیر بار $\omega_{\cdot}$ است، روی کفشک یاتاقان قرار داده می شود . ضمن افزایش فشار منبع فشار در تورفتگی کفشک نیز افزایش می یابد . فشار قسمت تورفتگی تا نقطه ای افزایش می یابد که فشار روی قسمت چرخنده بر روی مساحتی برابر با مساحت تورفتگی کفشک به اندازه کافی برای بلند کردن بار باشد . این ، به طو ر متداول (بالابری فشار) p_1 نامیده می شود . درست بعد از این که قسمت چرخنده از کفشک یاتاقان جدا می شود ، فشار تورفتگی کمتر از مقدار لازم برای بلند کردن چرخنده یاتاقان است ($p_r<p_1$) . پس از بلند شدن ، جریان به داخل سیستم وارد می شود . بنابر این یک افت فشار بین منبع فشار و یاتاقان و از (در عرض محدودکننده) تورفتگی تا خروجی یاتاقان وجود دارد . اگر بار بیشتری به یاتاقان اضافه شود ، ضخامت فیلم کاهش یافته و فشار تورفتگی بالا خواهد رفت تا فشار انتگرال گرفته شده در عرض زمین با بار برابر شود . اگر بار سپس به کمتر از مقدار اولیه تقلیل یابد ضخامت فیلم تا مقدار بالاتری افزایش خواهد یافت و فشار تورفتگی مطابق با آن کاهش می یابد . بار بیشینه که می تواند توسط کفشک حمایت شود ، از لحاظ تئوری ، وقتی که فشار تورفتگی برابر با فشار منبع است ، به دست خواهد آمد اگر باری بزرگتر از این به کار گرفته شود ، یاتاقان خواهد نشست ، و همان طور نشسته باقی می ماند تا بار تقلیل یابد و دوباره توسط فشار منبع حمایت می شود.

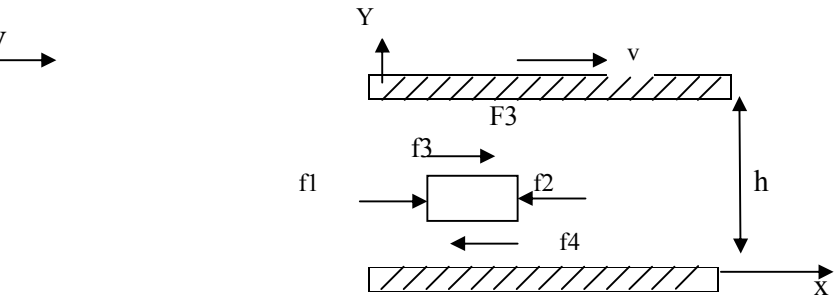
http://www.mohandes-iran.com



شکل 1-2 تشکیل فیلم سیال در یاتاقان هیدرواستاتیک.(الف)پمپ خاموش (ب)فشار در حال افزایش،(ج)فشار ضرب در مساحت تو رفتگی برابر با بار عمودی اعمال شده،(د)یاتاقان در حال عمل،(ه) بار افزوده شده،(و)بار کاهش داده شده

http://www.mohandes-iran.com

2–3 بررسی جریان روغن از میان دو صفحه موازی



شکل 2-2

فرضها:

1- سیال نیوتنی و غیر قابل تراکم است.

2- جریان آرام و یکنواخت است .

3- نیروهای اینرسی ناچیز و نیروهای جسمی نیز کوچک هستند و در مقایسه با نیروهای فشار

4- فرض شود هیچ لغزشی بین روان کار و سطوح مرزی وجود ندارد.

5- ویسکوزیته ثابت است.

6- جریان فقط در امتداد محور x است و نتیجتاً فشار p فقط تابع x و T تابع y است.

اگر عرض المان در امتداد b,z فرض گردد داریم:

$$f_1 = pbdy \qquad f_2 = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x}dx\right)bdx \qquad (2-1)$$

http://www.mohandes-iran.com

$$f_3 = \tau(bdx) \qquad f_4 = (\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dx)bdx \qquad (2\text{-}2)$$

$$\sum f_x = 0 \longrightarrow \frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \qquad (2\text{-}3)$$

برای سیال نیوتنی داریم:

$$\tau = \mu \frac{dy}{dx} \longrightarrow \frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2}{dy^2} \qquad (2\text{-}4)$$

شرایط مرزی :

1- با فرض اینکه هیچ لغزشی بین روان کار و سطوح مرزی وجود نداشته باشد داریم:

$$@\ y = 0\ ,\ u = 0 \longrightarrow \quad c_2 = 0$$

$$@\quad y = h\quad ,\ u = v \longrightarrow \quad c_1 = \frac{-1}{2\mu}\frac{dp}{dx}h + \frac{u}{h}$$

جا گذاری در معادله بالا :

$$u = \frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dx}y^2 + \left(\frac{u}{h} - \frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dx}h\right)y \longrightarrow u = \frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dx}(y^2 - hy) + \frac{v}{h}y \qquad -5)$$

(2

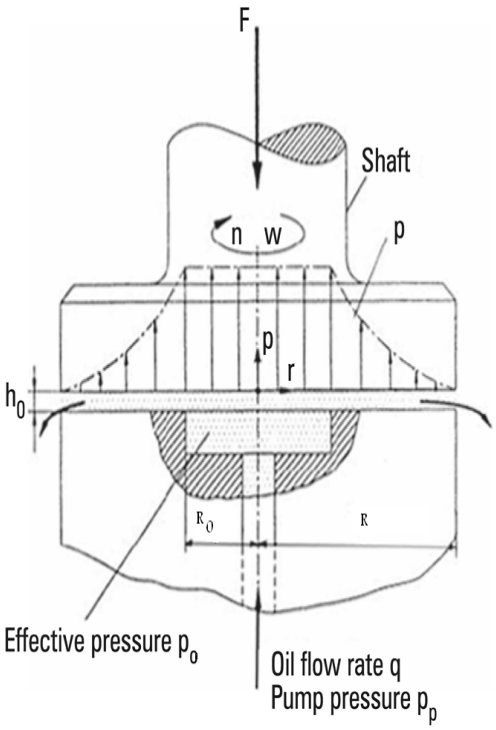
هنگامی که فشار حداکثر است:

http://www.mohandes-iran.com

$$u = \frac{v}{h} y \qquad \text{و} \qquad \frac{dp}{dx} = 0$$

اگر Q حجم روان کار که در جهت x جریان دارد ، تعریف شود ، با استفاده از پهنای b در جهت z ، حجم روان کار را می توان به دست آورد:

$$Q = \int_0^h ubdy \rightarrow Q = -\frac{1}{12}\frac{h^3 b}{\mu}\frac{dp}{dx} + \frac{Vbh}{2}(**) \qquad (2\text{-}6)$$



اگر در شعاع r ، المانی با عرض dr و به طول $2\pi r$ در نظر بگیریم ، از فرمولی که قبلاً برای محاسبه حجم روان کار بین دو صفحه موازی به دست آمده استفاده کنیم، به جای dx مقدار dr و به جای b ، $2\pi r$ را قرار دهیم و برای فیلم روان

شکل 3-2-یاتاقان هیدرواستاتیکی

کار مقدار ثابت h_0 در نظر بگیریم و سرعت سطح متحرک را صفر در نظر بگیریم ، (v=0) داریم:

http://www.mohandes-iran.com

$$Q = -\frac{h_0^{\,3} 2\pi r}{12\mu}\frac{dp}{dr} \longrightarrow dp = -\frac{12\mu}{2\pi h_0^3} Q\frac{dr}{r} \qquad (2\text{-}7)$$

و برای مقدار ثابت Q داریم:

$$P = -\frac{6\mu Q}{\pi h_0^3}\ln r + c \qquad (2\text{-}8)$$

شرایط مرزی:

$$@\, r = R; P = 0 \Rightarrow C = \frac{6\mu Q}{\pi h_0^3}\ln R \Rightarrow p = -\frac{6\mu Q}{\pi h_0^3}(\ln r - \ln R) \rightarrow P = \frac{6\mu Q}{\pi h_0^3}\ln\frac{R}{r}$$

در سطح حوضچه تا سطح R_0 فشار برابر فشار ورودی P_0 فرض گردد.

$$P_0 = \frac{6\mu Q}{\pi h_0^3}\ln\frac{R}{R_0} \qquad (2\text{-}9)$$

$$Q = \frac{P_0 \pi h_0^3}{6\mu \ln\frac{R}{R_0}} \qquad (2\text{-}10)$$

2-3-2 **محاسبه ظرفیت تحمل بار**:

$$w = \int p da \Rightarrow w = p_0(\pi R_0^2) + \int_{R_0}^{R} p(2\pi R)dr = p_0(\pi R_0^2) + \int_{R_0}^{R}(\frac{6\mu Q}{\pi h_0^{\,3}}\ln\frac{R}{r})2\pi r dr$$

$$\Rightarrow w = \frac{p_0\pi}{2}\left[\frac{R^2 - R^2{}_0}{Ln\frac{R}{R_0}}\right] \qquad (2\text{-}11)$$

http://www.mohandes-iran.com

2–3–4 **بهینه سازی قطر حوضچه**:

$$w=\frac{p_0\pi}{2}\left[\frac{R^2-R_0^2}{Ln\frac{R}{R_0}}\right] \longrightarrow \frac{W}{A}=\frac{P_0}{2R^2}\left[\frac{R^2-R_0^2}{Ln\,R/R_0}\right]\rightarrow P_0=\frac{W}{A}\frac{2Ln(R/R_0)}{1-R_0^2/R^2}$$

$$\rightarrow P=\frac{W}{A}(K_{1P}) \qquad (2\text{–}12) \qquad K_{1P}=\frac{2\pi K_{1P}}{Ln\,R/R_0}\rightarrow Q=\frac{W}{A}\frac{h_0^3}{12\mu}k_{1q} \qquad (2\text{–}13)$$

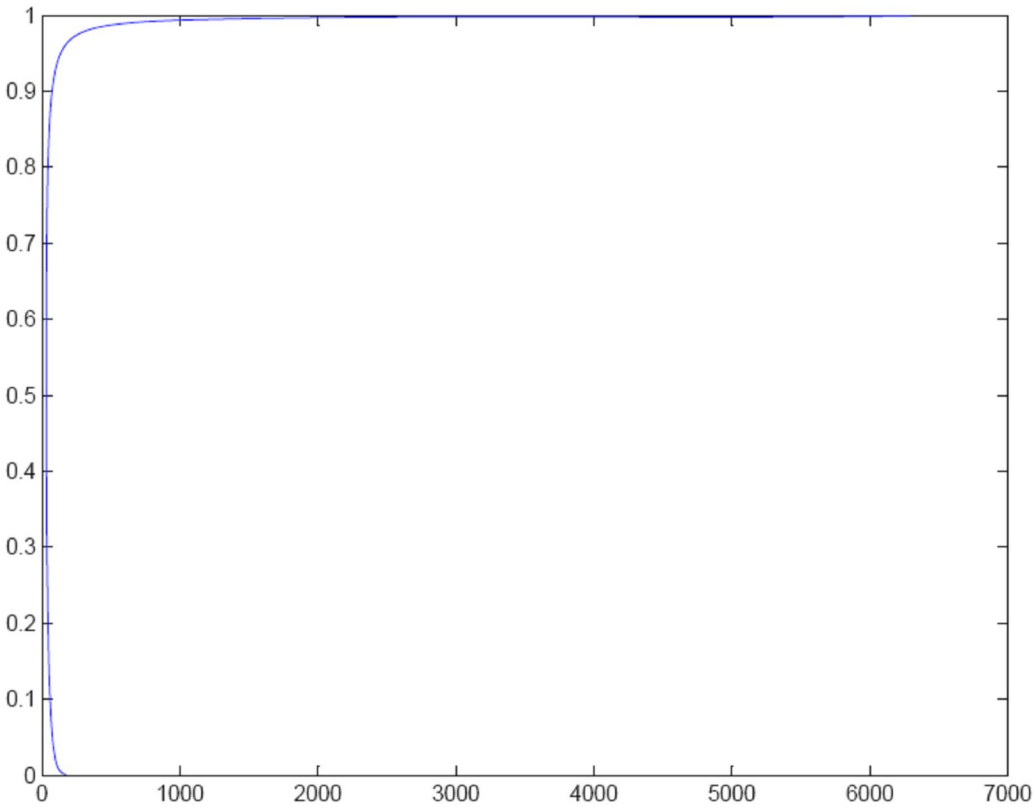
2–3–5 **توان لازم برای پمپ کردن روان کار (قدرت پمپ)** (E_{1P}):

$$E_{1P}=P_0Q=K_{1P}K_{1q}\frac{w^2}{A^2}\frac{h_0^3}{12\mu}=k_{pq}\frac{w^2}{A^2}\frac{h_0^3}{12\mu} \qquad (2\text{–}14)$$

$$k_{pq}=k_{1p}\times k_{1q}=\frac{8\pi\ln(R/R_0)}{\left[1-R_0^2/R^2\right]^2}$$

اگر رابطه توان پمپ را برای A، w، h_0 ، معین بررسی کنیم می توان حداقل قدرت پمپ را نسبت به قطر حوضچه به دست آوریم. دیده می شود که قدرت پمپ وقتی حداقل است که ضریب k_{pq} حداقل باشد . اگر برای مقادیر مختلف $\frac{R_0}{R}$ تغییرات ضریب k_{pq} را بررسی کنیم ، می توانیم نسبت حدی $\frac{R_0}{R}$ جهت حداقل کردن قدرت پمپ را مشخص کنیم .

http://www.mohandes-iran.com



شکل 4-2

وقتی نسبت $\frac{R_0}{R}$ برابر 0/5 است ، مقدار k_{pq} حداقل می باشد . برای حالت هندسی خاص مزبور، قدرت پمپ حداقل است .

6-3-2بهینه سازی ضخامت فیلم :

نیروی اصطکاکی متعلق به المان سطح $2\pi rdr$

$$\tau = \frac{df}{dA} = \mu \frac{du}{dy} \rightarrow df = \mu \frac{u}{h} dA = \mu \frac{u}{h} 2\pi r dr \qquad (2-15)$$

http://www.mohandes-iran.com

$$u=rw \longrightarrow dM=\frac{2\pi\mu w r^3}{h}dr$$

گشتاوردر اصطکاکی کل ، عمدتاً به ناحیه خارج از سطح حوضچه می شود:

$$(h=h_0) \longrightarrow M=\frac{2\pi}{h_0}\mu w\int_{R_0}^{R} r^3 dr \rightarrow M=\frac{2\pi\mu w}{h_0}\left[\frac{R^4}{4}-\frac{R_0^4}{4}\right] \qquad (2\text{–}16)$$

2–3–4قدرت اصطکاکی : E_{1f}

$$E_{1f}=wM \rightarrow E_{1f}=\frac{2\pi\mu w^2}{h_0}\left[\frac{R^4}{4}-\frac{R_0^4}{4}\right] \qquad (2\text{–}17)$$

کل توان لازم : با جمع کردن توان پمپ و توان اصطکاکی داریم:

$$E_{1t}=E_{1f}+E_{1p} \Rightarrow E_{1t}=\frac{2\pi\mu w^2}{h_0}\left[\frac{R^4}{4}-\frac{R_0^4}{4}\right]+K_{pq}\frac{w^2}{A^2}\frac{h_0^3}{12\mu} \qquad (2\text{–}18)$$

اگر مشتق E_{1t} را نسبت به h_0 برابر صفر قرار دهیم h_0=0/004167 in ، به دست می آید. لازم به ذکر است که عملاً ضخامت فیلم در حدود 0/006 in نگه داشته می شود . در این صورت ازدیاد دما در فیلم کمتر است.

http://www.mohandes-iran.com

2–3–5 ازدیاد دمای روغن

برای تخمین بالا رفتن دمای روغن فرض میکنیم کل توان اصطکاکی به گرما تبدیل می شود:

$$E_f = \rho c Q \Delta t \quad \rightarrow \quad \Delta t = \frac{E_f}{\rho c Q} \qquad (2\text{–}19)$$

2–6 تنظیم کننده های جریان

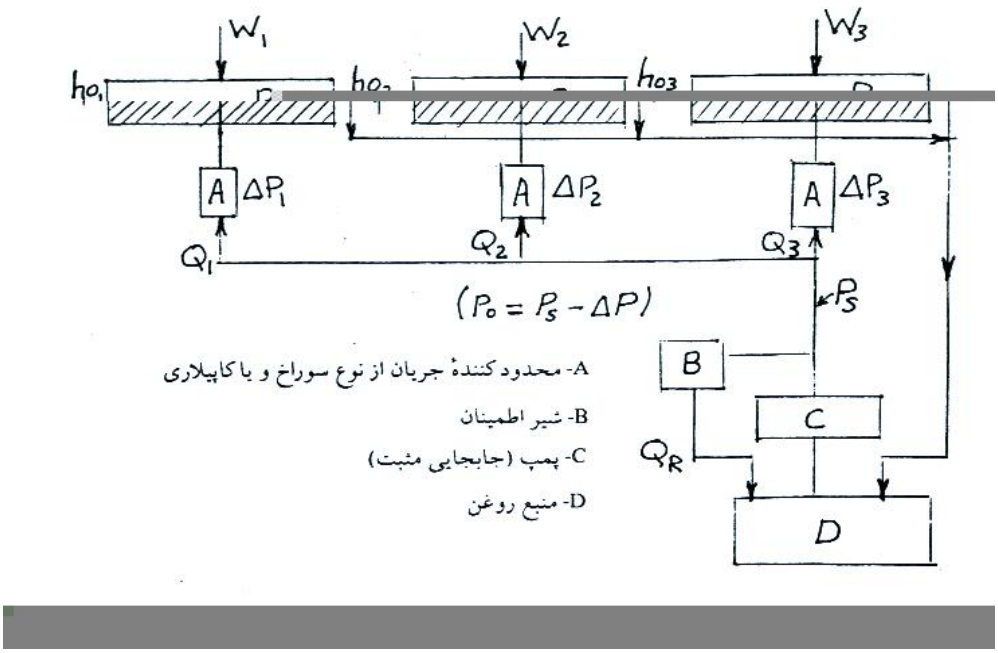
در یک سیستم روانکاری اکثراً چندین یاتاقان از یک پمپ تغذیه می کنند . همچنین حوضچه های متعدد روغن اکثراً از یک پمپ تغذیه می کنند ، زیرا استفاده از پمپ مستقل برای هر یاتاقان و یا هر حوضچه مستلزم هزینه زیادی می باشد . البته در این صورت لازم است نسبت به توزیع روغن تدابیر فنی لازم به عمل آید تا به هر قسمت به اندازه کافی روغن برسد . برای این منظور محدود کننده جریان در انشعابات فرعی نصب می شود که ساده ترین نوع آنها شامل عبور و یا پاشش از سوراخ و یا از یک لوله کم قطر ظریف (کاپیلاری) می باشد . در این دو نوع محدود کننده افت فشار با مقداردبی متناسب است . وقتی بار یاتاقان افزایش پیدا کند ضخامت فیلم کاهش می یابد و در نتیجه مقدار دبی پایین می آید و این افت فشار کمتری را در تنظیم کننده به دنبال خواهد داشت . در نتیجه فشار

http://www.mohandes-iran.com

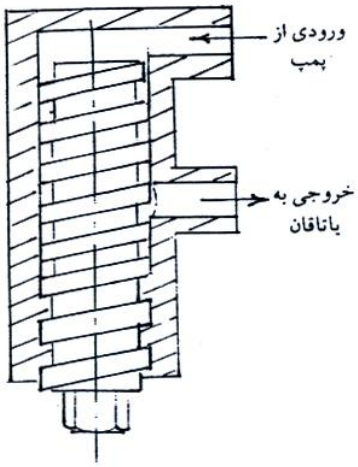
فیلم در یاتاقان بالا خواهد رفت (فشار انشعاب اصلی p_s یعنی فشار ورودی تنظیم کننده ثابت می باشد) این عمل نقش یک تنظیم کننده را در جبران فشار نشان می دهد. هر گاه به فرض جریان روغن در یاتاقان متوقف باشد ، فشار فیلم با فشار p_s برابر خواهد بود ، زیرا که در تنظیم کننده افت فشار نداریم . پس در این حالت فرضی هم فشار روغن در حوضچه وضع خوبی خواهد داشت .برای سیستم نشان داده شده در شکل (4-2) یک پمپ برای چندین یاتاقان فعالیت می کند . شیر اطمینان B فشار ثابت p_s تأمین می کند . وقتی فشار پمپ بیش از اندازه بالا باشد ، بدیهی است که مقدازی از روغن خروجی پمپ به منبع برمی گردد که با Q_R نشان داده شده است . در بیشتر اوقات Q_R صفر است . همان طور که قبلاً گفته شد محدود کننده های جریان برای توزیع سهم هر یاتاقان به کار می رود و اگر فقط یک یاتاقان داشته باشیم دیگر این وسیله لازم نخواهد بود . در این حالت معمولاً از شیر کنترل جریان استفاده می شود . یکی از امتیازات محدودکننده جریان از نوع سوراخ و یا کاپیلاری است که ذرات معلق روغن آزادانه از آن عبور می کنند و گرفتگی پیش نمی آید ، در صورتی که در مورد شیر کنترل جریان وضع چنین نیست . این وسیله به ذرات

http://www.mohandes-iran.com

معلق روغن حساسیت داشته و در صورت استفاده از آن وجود یک فیلتر مناسب ضروری است .



شکل 4-2-سیستم یاتاقان هیدرواستاتیکی با خوضچه متعدد روغن



شکل 5-2-محدود کننده جریان از نوع کاپیلاری قابل تنظیم

http://www.mohandes-iran.com

یک نوع محدود کننده کاپیلاری قابل تنظیم در شکل (2-5) ملاحظه می شود . در این وسیله از پیچ با رزوه مستطیلی استفاده شده است و فضای ایجاد شده بین استوانه و پیچ یک کاپیلاری مارپیچی ایجاد می کند . با پیچاندن این پیچ طول کاپیلاری تغییر می کند . از این وسیله می توان در مواردی که با یک پمپ به چندین محل روغن فرستاده می شود استفاده کرد .

2-7 مشخصات سفتی فیلم هیدرواستاتیکی

منظور از مشخصات سفتی یعنی نحوه تغییرات ضخامت فیلم نسبت به بار کلی وارده . محاسبات را روی یاتاقان پاشنه ای برای شرایط مختلف انجام می دهیم ابتدا حالت ساده ای شامل یک حوضچه گرد را بررسی می کنیم .

بین روابط (2-10) و (2-9) مربوط به این حالت وقتی $\ln(R/R_0)$ حذف گرددخواهیم داشت:

$$W = Q\frac{3\mu(R^2 - R_0^2)}{h_0^3} \qquad (2\text{-}20)$$

http://www.mohandes-iran.com

در حالت دبی ثابت رابطه فوق را به صورت زیر می نویسیم (حالت دبی ثابت با استفاده از پمپ جابجایی مثبت و یا شیر کنترل جریان قابل دستیابی است) :

$$W = \frac{C}{h_0^3} \qquad (2\text{-}21)$$

در این رابطه C ترکیب کمیتهای ثابت است . حال از W نسبت به h_0 مشتق گرفته و برای ضریب سفتی k_1 خواهیم داشت :

$$K1 = \frac{dw}{dh_0} = -\frac{3C}{h_0^4} = -3\frac{W}{h_0} \qquad (2\text{-}22)$$

علامت منفی حاکی است که با ازدیاد W ضخامت h_0 کاهش پیدا می کند . با استفاده از رابطه (3-19) در حالت دبی ثابت هر گاه بار W دو برابر گردد ضخامت فیلم طبق رابطه زیر تغییر می کند :

$$h_{02} = h_{01}\sqrt[3]{\frac{1}{2}} = 0/794h_{01} \qquad (2\text{-}23)$$

یعنی اگر بار کلی وارده دو برابر گردد ، تنها 21% از ضخامت فیلم کاسته می شود . با استفاده از رابطه های قبل می توان نوشت :

http://www.mohandes-iran.com

$$h_0 = C_1 \sqrt[3]{\frac{Q}{W}}$$

بر اساس رابطه بالا اگر در صورت امکان بتوان سیستم کنترل خاصی طرح کرد که با ازدیاد بار دبی هم متناسباً بالا برود . در این صورت h_0 ثابت می ماند یعنی ضریب سفتی فیلم بی نهایت می شود .

الف- محدود کننده از نوع کاپیلاری

با استفاده از رابطه (2-9) برای دبی روغن یاتاقان داریم :

$$Q_B = \frac{P_0 \pi h_0^3}{6\mu \ln R / R_0} = B h_0^3 P_0 \qquad (2\text{-}24)$$

$$B = \frac{\pi}{6\mu \ln R / R_0}$$

برای جریان روغن از یک کاپیلاری به طول l_c و شعاع مقطع R_c خواهیم داشت :

$$Q_c = \frac{\Delta P \pi R_c^4}{8\mu l_c} = K_c \Delta P \qquad (2\text{-}25)$$

واضح است که :

$$K_c = \frac{\pi R_c^4}{8\mu l_c} \qquad (2\text{-}26)$$

در حالی که داریم:

http://www.mohandes-iran.com

$$\Delta P = P_s - P_0$$

پس با توجه به روابط قبل:

$$Q_c = K_c(P_S - P_0) = K_c P_S\left(1 - \frac{P_0}{P_S}\right) = Bh_0^3 P_0 \qquad (2\text{-}27)$$

چون بر طبق اصل پیوستگی $Q_B=Q_C$ است ، نتیجه زیر حاصل می شود :

$$\frac{P_0}{P_S} = \frac{K_C}{(Bh_0^3 + K_C)} \qquad (2\text{-}28)$$

در این رابطه P_S فشار ورودی محدودکننده و P_0 فشار خروجی آن است. حال رابطه (3-4) را در مورد ظرفیت تحمل بار یاتاقان مجدداً تحت بررسی قرار می دهیم

$$W = \frac{P_0\pi}{2}\left[\frac{R^2 - R_0^2}{\ln(R/R_0)}\right] = P_0 \times A \qquad (2\text{-}29)$$

واضح است که :

$$A = \frac{\pi}{2}\left[\frac{R^2 - R_0^2}{\ln(R/R_0)}\right] \qquad (2\text{-}30)$$

با حذف P_0 خواهیم داشت :

$$W = \frac{AK_C P_S}{Bh_0^3 + K_C} \qquad (2\text{-}31)$$

حال اگراز W نسبت به h_0 مشتق بگیریم ، ضریب سفتی فیلم روغن حاصل می شود :

http://www.mohandes-iran.com

$$K_2 = \frac{dw}{dh_0} = -\frac{3AP_S K_C B h_0^2}{(Bh_0^3 + K_C)^2} \qquad (2\text{-}32)$$

علامت منفی حاکی است که با ازدیاد بار w ، ضخامت h_0 کاهش پیدا می کند و لزومی به حفظ علامت منفی نیست . حال با جایگزینیهای مناسب از روابط قبلی خواهیم داشت:

$$K_2 = \frac{3AP_0}{h_0}\left(1 - \frac{P_0}{P_S}\right) = \frac{3AP_0}{h_0}(1-K) \qquad (2\text{-}33)$$

در حالیکه $K = \frac{P_0}{P_S}$ رابطه اخیر را می توان به صورت زیر نوشت:

$$K_2 = \frac{3AP_S}{h_0}(K - K^2) \qquad (2\text{-}34)$$

ضریب سفتی k_2 به ازاء $K = \frac{1}{2}$ حداکثر است . برای اثبات موضوع از k_2 نسبت به k مشتق گرفته ،برابر صفر قرار دهید . بنابر این در شرایطی که p_0 نصف p_s باشد ، سفتی فیلم روغن حداکثر است .

در رابطه (2-33) به ازاء $K = \frac{1}{2}$ و نیز با استفاده از رابطه (2-29) خواهیم داشت:

$$K_2 = \frac{3W}{2h_0} = \frac{K_1}{2} \qquad (2\text{-}35)$$

پس وقتی از محدودکننده کاپیلاری استفاده شود ضریب سفتی نصف حالت قبلی (دبی ثابت) خواهد بود.

http://www.mohandes-iran.com

باید توجه داشت که این نتیجه گیری برای یک ضخامت فیلم h_0 معین صادق است .

ب- محدود کننده از نوع سوراخ

برای جریان از یک سوراخ با لبه تیز داریم :

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} C_D \left[\frac{2}{\rho} (P_S - P_0) \right]^{\frac{1}{2}} \qquad (2\text{-}36)$$

در این جا Q_0 دبی ، d_0 قطر سوراخ ،ρ جرم مخصوص سیال و C_D ضریب تخلیه است ، و مثل
حالت قبل برای جریان یاتاقان از رابطه (2-24) استفاده می کنیم . پیوستگی جریان ایجاب می کند که :

$$Q_B=Q_0$$

و یا :

$$Bh_0^3 p_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} C_D \left[\frac{2}{\rho} (P_S - P_0) \right]^{\frac{1}{2}} \qquad (2\text{-}37)$$

با معرفی ضریب k_0 به صورت :

$$K_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} C_D \left(\frac{2}{P} \right)^{\frac{1}{2}} \qquad (2\text{-}38)$$

معادله (2-37) به صورت زیر نوشته می شود :

http://www.mohandes-iran.com

$$\frac{P_0}{P_S}=\frac{K_0^2}{B^2h_0^6P_0+K_0^2} \qquad (2\text{-}39)$$

با توجه به بحث قبلی داریم: $w=p_0A$

با استفاده از این رابطه و با حذف P_0 از رابطه (2-37) خواهیم داشت :

$$B^2h_0^6W^2+Ak_0^2W-A^2P_SK_0^2=0 \qquad (2\text{-}40)$$

ریشه قابل قبول معادله فوق برای w بر حسب h_0 به صورت زیر است :

$$W=\frac{A}{2B^2h_0^6}\left[-K_0^2+K_0\sqrt{K_0^2+4B^2h_0^6P_S}\right] \qquad (2\text{-}41)$$

برای به دست آوردن ضریب سفتی k_3 فیلم از w نسبت به h_0 مشتق می گیریم و بهتر است

محاسبات را به صورت زیر ادامه دهیم :

$$K_3=-\frac{dW}{dh_0}=\frac{A}{2B^2}\left[-\frac{3K_0^2}{h_0^7}+\frac{3K_0}{h_0^7}\sqrt{k_0^2+4B^2h_0^6P_S}\right]\left(2-\frac{4B^2h_0^6P_S}{K_0^2+4B^2h_0^6P_S}\right) \qquad (2\text{-}42)$$

وقتی از رابطه (2-37) استفاده شود خواهیم داشت :

$$K_3=\frac{3W}{h_0}\left(\frac{2(K^2+2-2K)}{(2-K)^2}\right) \qquad (2\text{-}43)$$

$$K=\frac{P_0}{P_S}$$

رابطه (2-43) با استفاده از $w=p_0A$ بر حسب P_S (P_S معمولاً ثابت در نظر گرفته می شود) به صورت زیر نوشته می شود:

http://www.mohandes-iran.com

$$K_3 = \frac{3AP_S}{h_0}\left(\frac{2K(K^2+2-2K)}{(2-K)^2}\right) \qquad (2\text{-}44)$$

وقتی به ازاء مقادیر مختلف k مقدار k_3 را مورد بررسی قرار دهیم ، ملاحظه خواهدشد که با ازدیاد k مقدار k_3 هم بالا می رود .به عبارت دیگر هر قدر افت فشار در محدودکننده از نوع سوراخ کمتر باشد ، سفتی فیلم روغن بالاتر خواهد رفت . وقتی به فرض $K = \frac{1}{2}$، $(P_0 = P_S/2)$ باشد . داخل پرانتز رابطه (2-44) مساوی 0/555 است . در مقایسه با حالت مشابه در محدودکننده از نوع کاپیلاری ، ضریب سفتی فیلم در این نوع محدودکننده بالاتر است.

http://www.mohandes-iran.com

2–8 ضرایب کفشک

. بدون در نظر گریری شکل یا اندازه ظرفیت حمل بار یک کفشک یاتاقان را میتوان به شکل کلی تری بیان کرد :

$$w_z = a_b A_p P_r \qquad (2\text{-}45)$$

که در آن a_b = ضریب بارکفشک یاتاقان بدون بعد

A_p = کل تصویر مساحت کفشک ، بر حسب m^2

مقدار جریان روان کننده در عرض یک کفشک و از میان لقی یاتاقان ، می شود :

$$q = q_b \frac{w_z}{A_P} \frac{h_0^3}{\eta_0} \qquad (2\text{-}46)$$

که در آن q_bضریب بدون بعد جریان کفشک یاتاقان است . قدرت پمپاژ لازم برای کفشک هیدرواستاتیکی را می توان توسط حاصل ضرب تورفتگی و جریان به دست آورد .

فرض کنید که سرعت زاویه ای صفر است به ترتیب که افت لزجت به خاطر افت توان صفر است :

$$\overline{H}_p = p_r q = H_b \left(\frac{w_z}{A_p} \right)^2 \frac{h_0^3}{\eta_0} \qquad (2\text{-}47)$$

که در آن $H_b = q_b / a_b$ ضریب بعد قدرت کفشک یاتاقان است .

بنابراین طراح یاتاقان هیدرواستاتیکی در ابتدا سه ضریب بدون بعد یاتاقان (H_b, q_b, a_b) را مورد بررسی قرار می دهد . مقادیر هر دو ضریب از این ضرایب برای تعیین سومی کافی است . ضرایب یاتاقان ، کمیتهای بدون بعدی هستند که مشخصه های عملکرد بار ، جریان

http://www.mohandes-iran.com

و قدرت را به پارامترهای فیزیکی مربوط می کنند . ضرایب یاتاقان برای چندین نوع کفشک یاتاقان در نظر گرفته خواهد شد .

http://www.mohandes-iran.com

2–8–1 کفشک یاتاقان پله ای مدور

با دوباره نویسی معادلات (2-10) ، (2-11) ، و (2-14) بر حسب معادلات (2-45) تا (2-47) ، به ترتیب داریم :

$$a_b = \frac{1-(r_i/r_o)^2}{2\ln(r_o/r_i)} \qquad (2\text{-}48)$$

$$q_b = \frac{\pi}{3[1-(r_i/r_o)^2]^2} \qquad (2\text{-}49)$$

$$H_b = \frac{2\pi\ln(r_o/r_i)}{3[1-(r_i/r_o)^2]^2} \qquad (2\text{-}50)$$

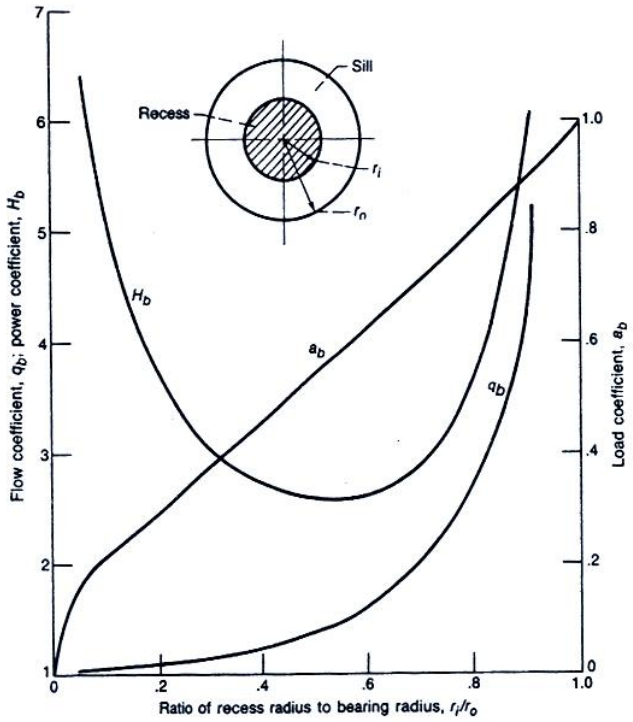
مساحت تصویر شده کلی کفشک ، عبارت است از : $A_p = \pi r_0^2$

در شکل2-6 سه ضریب کفکشک یاتاقان برای نسبتهای مختلف شعاع تورفتگی به شعاع یاتاقان برای یک یاتاقان کف گرد پله مدور نشان داده می شود . ضریب بار کفشک یاتاقان از صفر برای تورفتگیهای خیلی کوچک تا واحد برای یاتاقانهای دارای تورفتگیهای بزرگ نسبت به ابعاد کفشک تغییر می کند . در واقع اندازه گیری راندمان یاتاقان در استفاده از فشار تورفتگی برای حمایت از باز اعمالی است .

ضریب جریان کفشک یاتاقان q_b از مقدار واحد برای تورفتگی های نسبتاً کوچک تا مقداری نزدیک به بی نهایت برای یاتاقانهای با تورفتگیهای خیلی بزرگ ، تغییر می کند . به طور فیزیکی ضمن بزرگ شدت تورفتگی نسبت به یاتاقان ، مقاومت هیدرولیکی به جریان سیال کاهش می یابد و لذا جریان افزایش پیدا می کند . همچنین از شکل (2-6) ، ضریب قدرت H_b برای تورفتگیهای خیلی خیلی کوچک به سمت بی نهایت میل می کند و ضمن

http://www.mohandes-iran.com

افزایش تورفتگی به یک مقدار کمینه کاهش می یابد ، و سپس برای تورفتگیهای خیلی بزرگ دوباره به سمت بی نهایت میل می کند . برای یک یاتاقان کف گرد پله ای مدور ، مقدار کمینه H_b در $r_i / r_o = 0.53$ اتفاق می افتد .



شکل 6-2–جدول برای تعیین ضرایب کفشک یاتاقان کفگرد پله ای مدور

http://www.mohandes-iran.com

2–8–2 یاتاقان کف گرد حلقه ای

شکل (2-7) یک یاتاقان کف گرد حلقه ای با چهارشعاع مختلف برای تعریف تورفتگی و کفی را نشان می دهد .در این یاتاقان ، روان کننده از تورفتگی حلقه ای روی کفیهای داخلی و خارجی جریان پیدا می کند .یک تجزیه و تحلیل مشابه با قسمتهای قبل برای یک یاتاقان کف گرد پله مدور ، عبارات زیر را برای ضرایب کفشک به دست می دهد :

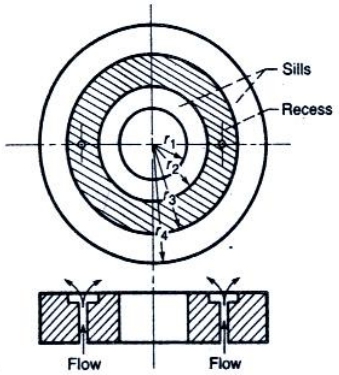
$$a_b = \frac{1}{2(r_4^2 - r_1^2)}\left[\frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln(r_4 / r_3)} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2 / r_1)}\right] \qquad (2\text{-}51)$$

$$q_b = \frac{1}{2(r_4^2 - r_1^2)}\left[\frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln(r_4 / r_3} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2 / r_1)}\right] \qquad (2\text{-}52)$$

$$H_b = \frac{q_b}{a_b} \qquad (2\text{-}53)$$

برای این نوع یاتاقان مساحت تصویر شده کفشک عبارت است از :

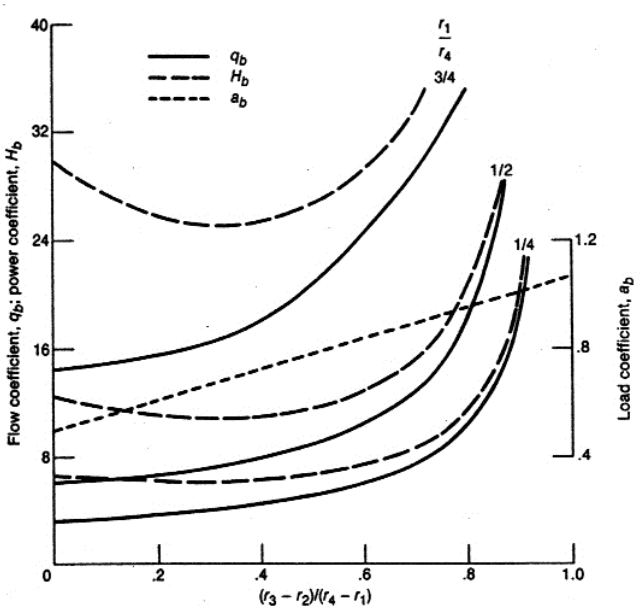
$$A_p = \pi(r_4^2 - r_1^2)$$



شکل 2-7

http://www.mohandes-iran.com

شکل 8-2 ضرایب کفشک برای یک یاتاقان کفشک کف گرد حلقه ای برای $r_1/r_4=\frac{1}{4}$,$\frac{1}{2}$,$\frac{3}{4}$را نشان می دهد . این نتایج مستقیماً توسط محاسبه معادلات (2-51) تا (2-53) به دست مس آیند . برای این شکل فرض می شود که تورفتگی حلقه ای به صورت مرکزی در داخل عرض یاتاقان واقع می شود . بنابراین دلالت بر این دارد که $r_1+r_4=r_2+r_3$ است . توجه کنید که منحنی برای ضریب بار a_q برای تمام نسبتهای $r_1/r_4=r_2+r_3$ است . توجه کنید که منحنی برای ضریب بار a_b برای تمتم نسبتهای r_4/r_4 به کارگرفته می شود .



شکل 8-2-جدول برای تعیین ضرایب کفشک برای

یاتاقان کفشکی کف گرد حلقه ای

http://www.mohandes-iran.com

3–8–2 قطاعهای مستطیلی

اگر افت فشار در عرض کفی قطاع مستطیلی خطی باشد ، ضرایب کفشک را می توان محاسبه کرد . شکل 9–2 یک قطاع مستطیلی همراه با توزیع فشار خطی را نشان می دهد .

ضرایب کفشک برای قطاع مستطیلی عبارتند از :

$$a_b = \frac{1}{2}\left(1+\frac{A_r}{A_s}\right) = 1-\frac{b}{B}-\frac{l}{L}+\frac{2bl}{BL} \qquad (2\text{–}54)$$

$$q_b = \frac{1}{6a_b}\left(\frac{B-b}{l}+\frac{L-l}{b}\right) \qquad (2\text{–}55)$$

$$H_b = \frac{q_b}{a_b} \qquad (2\text{–}56)$$

مساحتهای یاتاقان ، تورفتگی و کفی عبارتند از :

$$A_r = (L-2l)(B-2b)$$

$$A_s = A_b - A_r$$

$$A_b = LB$$

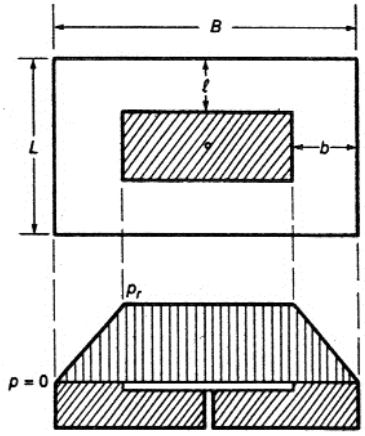
معادله (2–55) یک نرخ جریان پاینده و بارهای بزرگتر از آنچه که عملاً تجربه می کند را تولید می کند . معادله (2–54) بارهایی تولید می کند که کمی کوچکتر هستند .

با فرض این که چهار گوشه نقشی ندارند :

$$a_b = 1-\frac{l}{L}-\frac{b}{B} \qquad (2\text{–}57)$$

$$q_b = \frac{1}{6a_b}\left(\frac{B-2b}{l}+\frac{L-2l}{b}\right) \qquad (2\text{–}58)$$

http://www.mohandes-iran.com



شکل 9-2-کفشک هیدرواستاتیکی مستطیلی

http://www.mohandes-iran.com