



WHITE PAPERS

ASK-RD-ENG-023

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.

مقدمه ای بر طراحی شفت

شفت^{۵۷} یا محور، میله ای با قطرهای مختلف در نواحی مختلف است که با حرکت دورانی خود، حرکت و انرژی را از یک تولید کننده به یک مصرف کننده منتقل می کند. این مصرف کننده معمولاً یکی از موارد زیر است:

۱. یک شفت دیگر (معمولاً به وسیله ی کوپلینگ)

۲. چرخنده

۳. چرخ زنجیر

۴. پولی تسمه

معمولاً روی شفت علاوه بر موارد فوق ادوات دیگری نیز نصب می شوند. از مهمترین آنها می توان به یاتاقان اشاره کرد. به تغییر قطرهایی که در شفت به وجود می آید پله گفته می شود. در واقع در یک شفت طیف قطری از قطر مینیوم تا قطر ماکزیموم وجود دارد که به نواحی مرزی تغییر این قطرها پله می گویند. در شکل ۱ یک شفت با پله های زیاد نشان داده شده است.



شکل ۱

برای طراحی یک شفت نیاز به دانش تحلیل تنش و شکست وجود دارد. برای تحلیل تنش و شکست تئوری های زیادی ارائه شده است که هر کدام شکست را ناشی از یک عامل معرفی کرده اند. در این مقاله تلاش شده است که مختصری از طراحی شفت با تئوری های معمول بیان شود و در انتها روی بهترین آنها تمرکز شود.

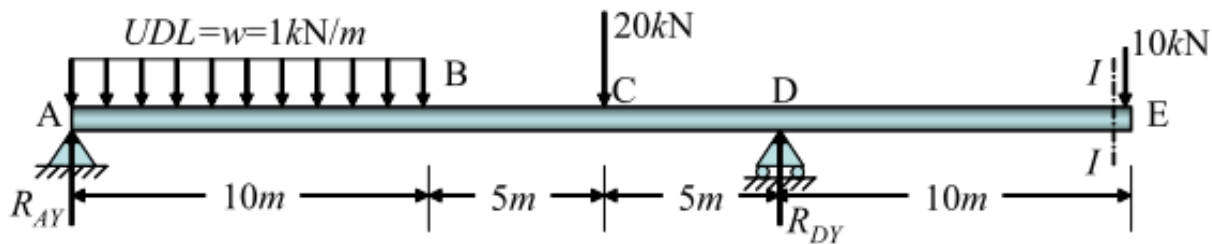
در همه ی روش ها مهمترین بخش طراحی شفت محاسبه ی قطر مینیوم است. قطر مینیوم کمترین اندازه ی قطری است که یک شفت تحت عملکرد مشخص می تواند داشته باشد، بدون اینکه بشکند. معمولاً برای تعیین قطر مینیوم جهت رعایت حاشیه ی امنیت بحرانی ترین نقطه و وضعیت عملکرد شفت را در نظر می گیرند.

همانطور که بیان شد هدف در طراحی شفت تعیین قطر در نقطه ای دلخواه است. به همین منظور مستقل از نوع آنالیز تنش و شکست مورد استفاده قرار گرفته، دو گام اولیه ی زیر باید طی شود:

گام اول) یک شفت حین عملکرد خود تحت دو نوع ممان قرار می گیرد: ممان پیچشی و ممان خمشی. بردار نرمال ممان پیچشی در راستای محور شفت و بردار نرمال ممان خمشی عمود بر محور شفت است. برای تعیین قطر مناسب شفت در نقطه ی دلخواه O باید مقدار ممان پیچشی و ممان خمشی در این نقطه مشخص باشد. به همین منظور رسم دیاگرام های ممان ضروری به نظر می رسد. پس از رسم دو دیاگرام مذکور مقدار گشتاورهای پیچشی و خمشی در هر نقطه ی دلخواهی از شفت مشخص است.

برای رسم دیاگرام های ممان باید شفت را با یک تیر مدل کرد. مدل دقیق این تیر با توجه به محل قرار گرفتن پاناقان ها مشخص می شود که در واقع نقش تکیه گاه های ساده را در یک تیر بازی می کنند. جهت یادآوری نحوه ی رسم دیاگرام های ممان توضیح اجمالی تحت یک مثال پیرامون این مبحث داده شده است.

مثال : دیاگرام ممان تیر نشان داده شده در شکل ۱ را رسم کنید.



شکل ۱

برای رسم دیاگرام ممان تیر فوق باید ابتدا مقدار نیروهای تکیه گاهی را مشخص کنیم. تحلیل استاتیکی تیر ما را در این امر یاری می کند.

ابتدا تعادل را در راستای عمودی بررسی می کنیم:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{DY} - 20 - 10 - (1 \times 10) = 0$$

$$R_{AY} + R_{DY} = 40 \text{ KN} \quad (*)$$

حال ممان را در نقطه ی A بررسی می کنیم. به همین منظور باید بار گسترده را به یک بار متمرکز در مرکز اعمال آن تبدیل کرد. یعنی:

$$F_w = w \times l = 1 \times 10 = 10 \text{ KN}$$

$$x = \frac{l}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ m}$$

ممان در نقطه ی A برابر است با:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow M_w + M_C - M_{RD} + M_E = 0$$

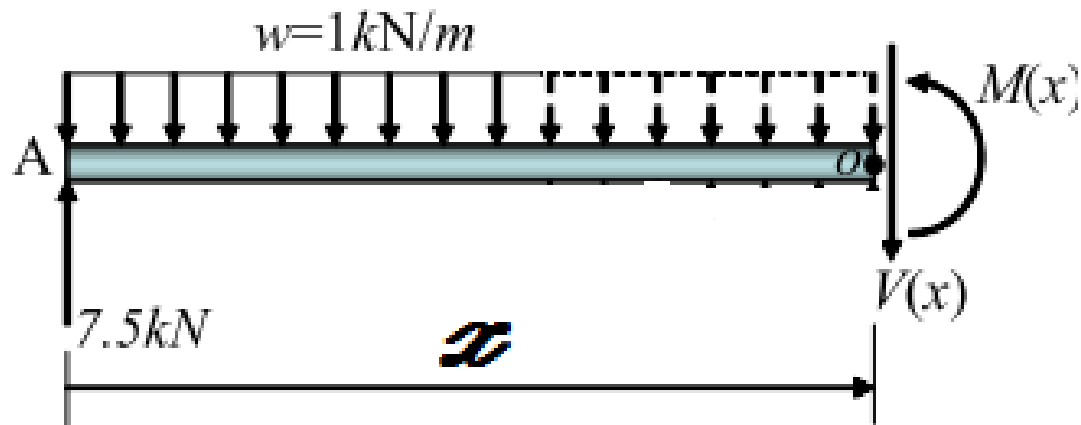
$$(10 \times 5) + (20 \times 15) - (R_D \times 20) + (10 \times 30) = 0$$

$$R_D = \frac{50+300+300}{20} = 32.5 \text{ KN}$$

حال با استفاده از رابطه ی (*) می توان نیروی تکیه گاهی در نقطه ی A را نیز به دست آورد:

$$R_A + 32.5 = 40 \rightarrow R_A = 7.5 \text{ KN}$$

با مشخص شدن مقادیر نیروهای تکیه گاهی، برای رسم دیاگرام ممان باید روی فواصل بین نیرویی تیر برش زد. اولین برش در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲

با اینکه برای طراحی شفت معمولاً نیازی به محاسبه ی نیروی برشی نیست ولی برای تکمیل این مبحث نیروی برشی نیز محاسبه می شود:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 7.5 - (1 \times x) - V(x) = 0$$

$$V(x) = 7.5 - x$$

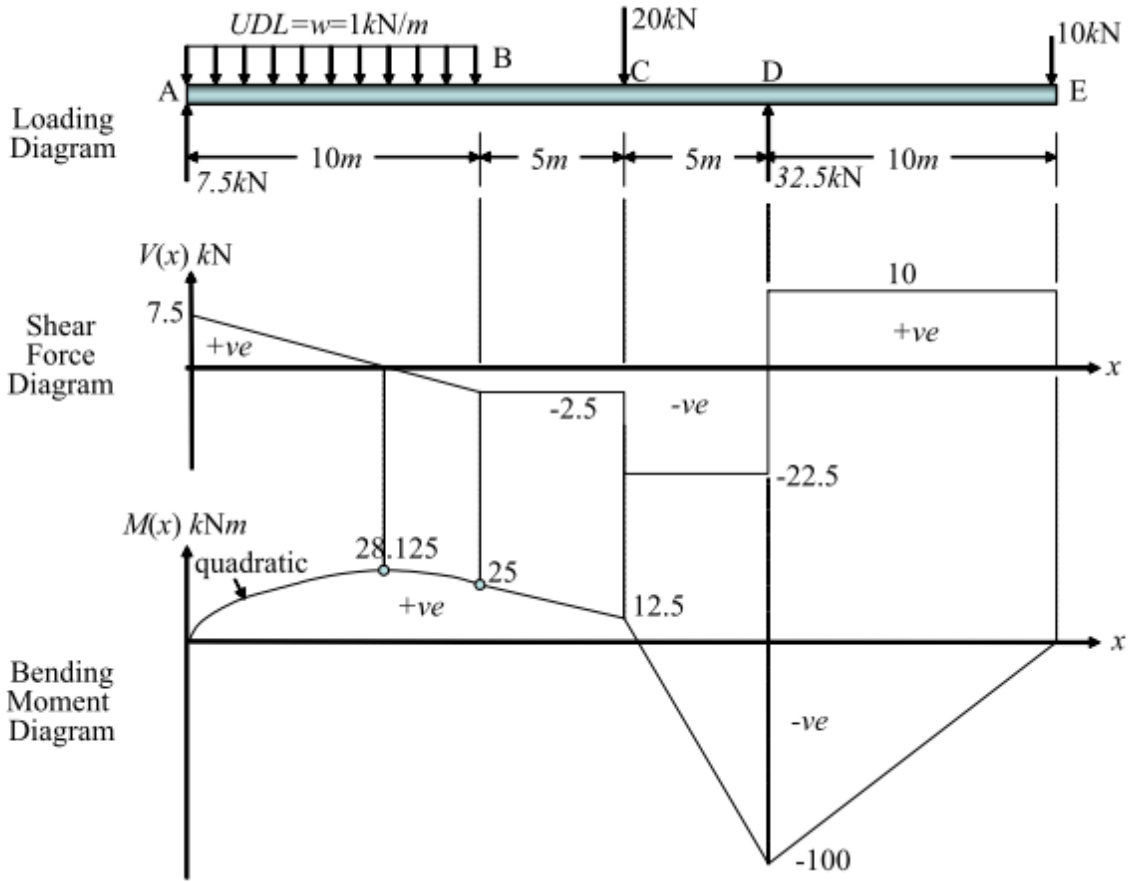
ممان نیز برابر است با:

$$\sum M(x) = 0 \rightarrow M(x) + \left(1 \times x \times \frac{x}{2}\right) - (7.5 \times x) = 0$$

$$M(x) = -0.5x^2 + 7.5x$$

در سایر نقاط تیر نیز از همین روش استفاده می شد و در انتها دیاگرام ممان به صورت شکل ۳ به دست می آید.

گام دوم) در این گام با توجه به دیاگرام ممان های به دست آمده در گام اول، تنش های نرمال و برشی وارد بر هر نقطه از شفت به دست می آید. به همین منظور المانی روی پوسته ی خارجی شفت انتخاب می شود و با استفاده از روابط زیر تنش های وارد بر آن المان محاسبه می شود:



شکل ۳

تنش نرمال:

$$\sigma(x) = \frac{M(x) c(x)}{I}$$

در رابطه ی فوق $M(x)$ گشتاور خمشی در نقطه ی x ، $c(x)$ فاصله ی شعاعی المان انتخاب شده از مرکز شفت در نقطه ی x و I ممان اینرسی شفت است. با توجه به این نکته که شفت هندسه ای دایروی دارد ممان اینرسی آن از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$I = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d}{2} \right)^4 = \frac{\pi}{64} d^4$$

از طرفی با توجه به این نکته که طراحی شفت بر اساس بحرانی ترین نقطه صورت می گیرد، فاصله ی شعاعی و در واقع المان انتخاب شده را روی پوسته ی شفت در نظر می گیریم. لذا:

$$c(x) = \frac{d}{2}$$

در نتیجه رابطه ی نهایی برای محاسبه ی تنش نرمال به صورت زیر خواهد بود:

$$\sigma(x) = \frac{32 M(x)}{\pi d^3}$$

تنش برشی :

$$\tau = \frac{T(x) c(x)}{J}$$

در رابطه ی فوق $T(x)$ گشتاور پیچشی در نقطه ی x ، $C(x)$ فاصله ی شعاعی المان انتخاب شده از مرکز شفت در نقطه ی x و J ممان اینرسی قطبی شفت است. با توجه به این نکته که شفت هندسه ای دایروی دارد ممان اینرسی قطبی آن از رابطه ی زیر محاسبه می شود:

$$J = \frac{\pi}{2} \left(\frac{d}{2}\right)^4 = \frac{\pi}{32} d^4$$

در نتیجه رابطه ی نهایی برای محاسبه ی تنش برشی به صورت زیر خواهد بود:

$$\tau(x) = \frac{16 T(x)}{\pi d^3}$$

تئوری های تحلیل شکست و طراحی شفت

تئوری های تحلیل شکست متنوعی معرفی شده اند که در زیر به بررسی مهمترین آنها و کاربرد آنها در طراحی شفت پرداخته می شود.

معيار ترسکا^{۵۸}

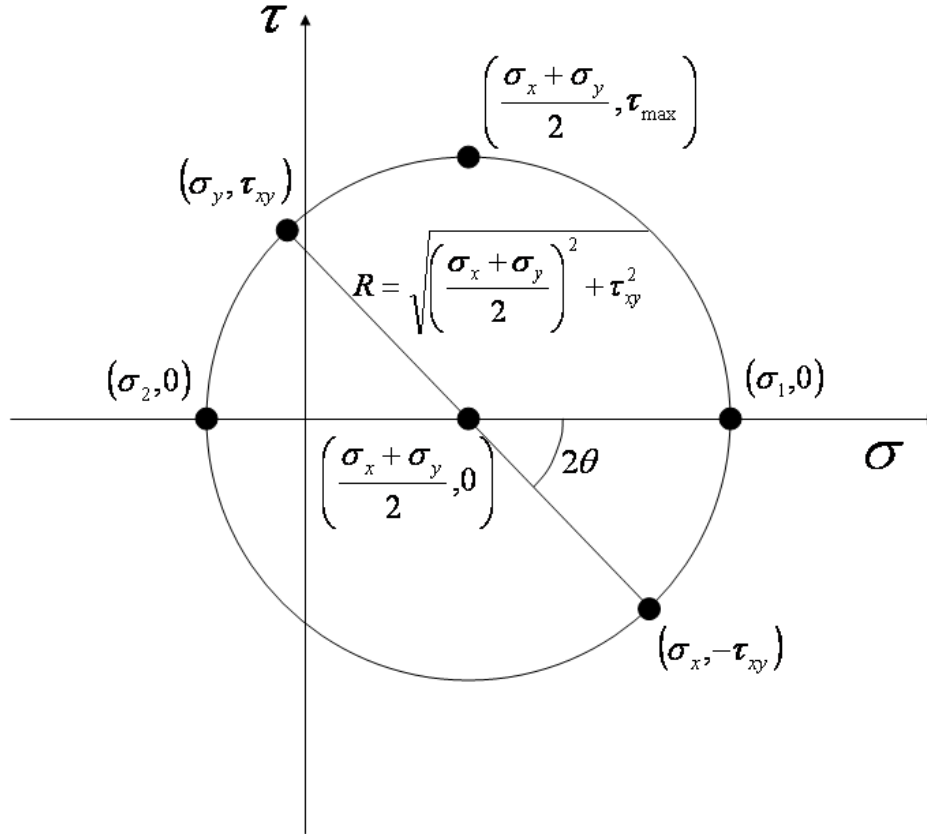
در این معیار عامل اصلی شکست شفت تنش برشی عنوان شده است. به همین دلیل گام بعدی در طراحی شفت از این روش به دست آوردن بیشترین مقدار تنش برشی است. برای به دست آوردن تنش برشی ماکزیمم از دایره ی مور^{۵۹} استفاده می شود. دایره ی مور، دایره ای است که در دستگاه مختصات تنشی رسم می شود. در این دستگاه مختصات محور افقی تنش نرمال و محور عمودی تنش برشی است. توضیحات کامل دایره ی مور از حوصله ی این مقاله خارج است ولی نمونه ای از این دایره در شکل ۴ مشاهده می شود.

همانطور که در شکل ۴ مشاهده می شود، مرکز دایره ی میانگین دو تنش نرمال است و شعاع آن ماکزیمم تنش برشی است. لذا برای محاسبه ی تنش برشی ماکزیمم مورد نیاز در معیار ترسکا باید شعاع دایره ی مور به دست آید.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

⁵⁸ Teresca

⁵⁹ Mohr



شکل ۴

برای المان انتخاب شده در شفت، تنش های وارده به شرح زیر است:

$$\sigma_x = \frac{32 M(x)}{\pi d^3}$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T(x)}{\pi d^3}$$

با استفاده از تنش های فوق و رابطه ی تنش برشی ترسکا مقدار تنش برشی ماکزیمم اینگونه به دست می آید:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\frac{32 M(x)}{\pi d^3} + 0}{2}\right)^2 + \left(\frac{16 T(x)}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M(x)^2 + T(x)^2}$$

لذا:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \sqrt{M(x)^2 + T(x)^2}}{\pi \tau_{max}}}$$

از طرفی تنش برشی ماکزیمم با ضریب اطمینان به تنش برشی تسلیم مرتبط است:

$$n_d = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = \frac{S_{sy}}{n_d}$$

با قرار دادن تنش برشی ماکزیمم در رابطه ی قطر ترسکا:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16n_d \sqrt{M(x)^2 + T(x)^2}}{\pi S_{sy}}}$$

ضعف معیار ترسکا در این نکته نهفته است که شفت طراحی شده برای حالت استاتیکی در نظر گرفته شده است. به همین دلیل هنگامی که شفت دوران می کند و انرژی را انتقال می دهد استفاده از این شیوه چندان قابل قبول نیست.

معیار ون میسس^{۶۰}

معیار ون میسس نیز مانند معیار ترسکا شفت را در حالت استاتیکی بررسی می کند و در نتیجه مشکلات آن معیار را نیز خواهد داشت. تفاوت این معیار با معیار ترسکا در عامل شکست معرفی شده است. در معیار ترسکا عامل شکست تنش برشی ماکزیمم معرفی شده بود ولی در معیار ون میسس عامل شکست تنش موثر^{۶۱} است. تنش موثر از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\sigma_{eff}^{von} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}$$

که در آن σ_1 و σ_2 از دایره ی مور و از روابط زیر به دست می آید:

$$\sigma_1 = C + R$$

$$\sigma_2 = C - R$$

که در آن C مرکز دایره و R شعاع آن است. با جاگذاری مقادیر تنش ها در رابطه ی تنش موثر رابطه ای ساده تر به دست می آید:

$$\sigma_{eff}^{von} = \sqrt{(C + R)^2 + (C - R)^2 - (C + R)(C - R)}$$

$$\sigma_{eff}^{von} = \sqrt{C^2 + 3R^2}$$

همانطور که در بخش معیار ترسکا شرح داده شده بود، المان انتخابی برای طراحی شفت روی پوسته ی آن قرار دارد. لذا مرکز و شعاع دایره ی مور برای المان مذکور به شرح زیر خواهد بود:

$$C = \frac{\sigma_x + 0}{2} = \frac{16 M(x)}{\pi d^3}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + 0}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M(x)^2 + T(x)^2}$$

پس:

⁶⁰ Von-mises

⁶¹ Effective stress

$$\sigma_{eff}^{von} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4M(x)^2 + 3T(x)^2}$$

از طرفی برای طراحی شفت ضریب اطمینانی در نظر گرفته می شود:

$$n_d = \frac{S_y}{\sigma_{eff}^{von}} \rightarrow \sigma_{eff}^{von} = \frac{S_y}{n_d}$$

با جایگذاری مقادیر فوق در رابطه ی به دست آمده، مقدار قطر از معیار ون میس به دست می آید:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n_d}{\pi S_y} \sqrt{M(x)^2 + \frac{3}{4}T(x)^2}}$$

ترکیب معیار ترسکا و سودربرگ^{۶۲}

همانطور که پیش تر در معرفی دو معیار ترسکا و ون میس بیان شد، مشکل بزرگ این معیارها استاتیکی بودن آنهاست. در واقع طراحی شفت با معیارهای فوق واقعیت عملکردی یک شفت را به صورت کامل تحت پوشش قرار نمی دهد. برای درک بهتر این موضوع به شکل ۵ توجه شود که در آنها سه نوع از اعمال تنش های واقعی معمول به شفت در حال دوران نشان داده شده است.

در این اعمال تنش ها مقدار ثابتی که در معیار های استاتیکی فرض شده بود وجود ندارد. علاوه بر تغییر در ظاهر نمودارهای تنش، نکته ی مهم تری در این تفاوت وجود دارد. اعمال تنش های اینچنین منجر به خستگی^{۶۳} می شود. خستگی یکی از متداول ترین عوامل شکست شفت ها در صنعت است که در طراحی بر اساس معیارهای استاتیکی در نظر گرفته نشده بود.

طراحی دینامیکی شفت دو گام اولیه برای تبدیل دیاگرام گشتاور- زمان داده شده به اطلاعات قابل استفاده نیاز دارد:

گام اول) محاسبه ی گشتاور های تناوبی و میانگین

گشتاورهای تناوبی با زیروند a و گشتاورهای میانگین با زیروند m نشان داده می شوند. روابط مربوط به آنها به صورت زیر است:

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

گام دوم) محاسبه ی تنش های نرمال و برشی تناوبی و میانگین

نحوه ی علامت گذاری تنش های تناوبی و نرمال مانند گشتاورهای متناظر آنهاست:

⁶² Soderberg

⁶³ Fatigue

$$\sigma_m = \frac{M_m c}{I} = \frac{32 M_m}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{M_a c}{I} = \frac{32 M_a}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{T_m c}{J} = \frac{16 T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = \frac{T_a c}{J} = \frac{16 T_a}{\pi d^3}$$

بر اساس معیار سودربرگ رابطه ی بین تنش تسلیم و تنش های وارده بر شفت به صورت زیر است:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n_d}$$

$$\frac{\tau_m}{S_{sy}} + \frac{\tau_a}{S_{se}} = \frac{1}{n_d}$$

با فرض اینکه زوج مرتب تنشی (σ', τ') منجر به شکست شود، با استفاده از معیار ترسکا تنش برشی حداکثر برابر خواهد بود با:

$$\tau'_{Tresca} = \sqrt{\left(\frac{\sigma'+0}{2}\right)^2 + \tau'^2} = \frac{S_{sy}}{n_d}$$

با جایگذاری مقادیر تنش های تناوبی و میانگین رابطه ای برای قطر به دست می آید:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n_d}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_m}{S_y} + \frac{M_a}{S_e'}\right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S_e'}\right)^2}}$$

برای بهبود رابطه ی فوق دو تغییر زیر به آن اعمال می شود:

۱. اضافه کردن چند ترم به رابطه ی اولیه که شامل اثرات تمرکز تنش باشد:

$$T_a \xrightarrow{\text{تبدیل}} K_{fs} T_a$$

$$M_a \xrightarrow{\text{تبدیل}} K_f M_a$$

۲. اعمال تغییراتی در مقدار تنش حد دوام برای حالت های مختلف. (این قسمت در بخش S_e شرح داده خواهد شد.)

$$S_e' \xrightarrow{\text{تبدیل}} S_e$$

لذا رابطه ی نهایی برای تعیین قطر شفت به صورت زیر خواهد بود:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32n_d}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_m}{S_y} + \frac{K_f M_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{K_{fs} T_a}{S_e}\right)^2}}$$

تعیین ضرایب تمرکز تنش

هنگامی که در یک قطعه ناپیوستگی یا غیر یکپارچگی مانند سوراخ یا شیار یا شکاف رخ دهد، افزایش ناگهانی در مقدار تنش در آن نقطه اتفاق می افتد که اصطلاحاً به آن تمرکز تنش می گویند. برای تبیین مقدار افزایش در تنش های متمرکز شده دو ضریب تمرکز تنش تعریف می شود:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0}$$

تعیین مقادیر تنش نامی σ_0 و τ_0 بسیار دشوار است. به همین دلیل در اکثر مواقع از نمودارهای رسم شده برای این منظور استفاده می شود. در شکل های ۶ تا ۱۴ نمودارهای تمامی تمرکز تنش های ممکن در یک شفت ارائه شده است. شایان ذکر است که ضرایب تمرکز تنش به دست آمده استاتیکی است.

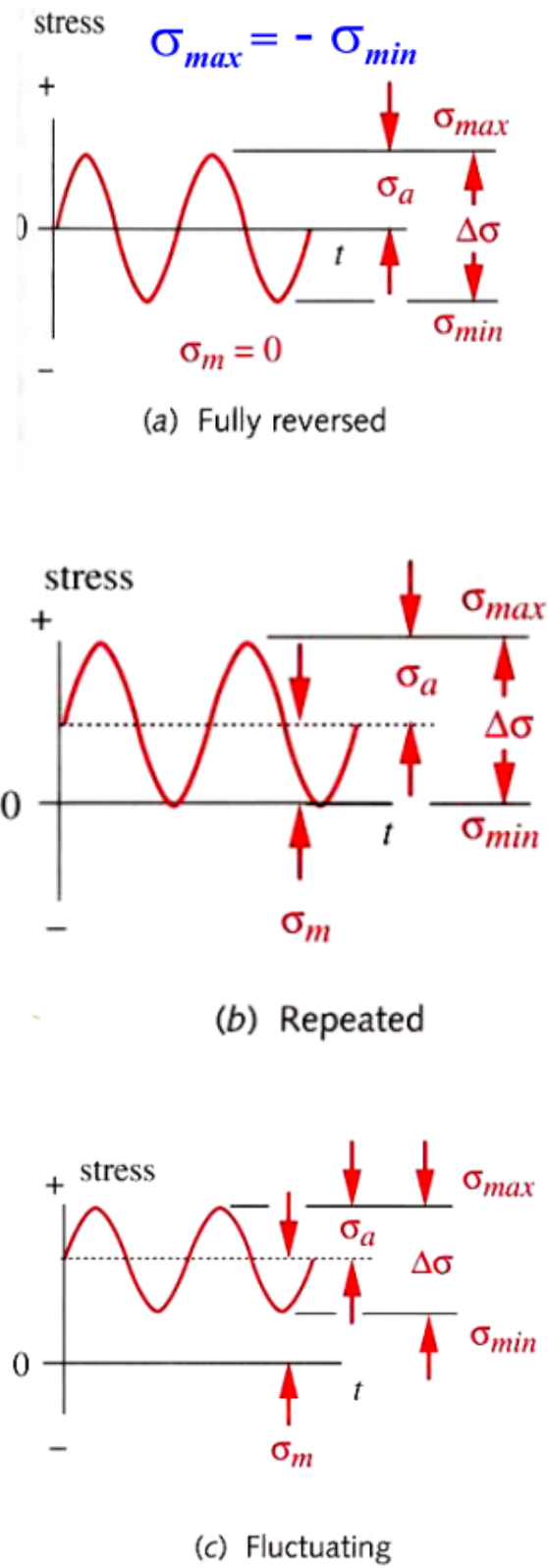
تمرکز تنش ناشی از خستگی با ضرایب K_f و K_{fs} نشان داده می شود. برای به دست آوردن این ضرایب نیاز به معلوم بودن ضرایب تمرکز تنش استاتیکی است. ضرایب تمرکز تنش خستگی به صورت زیر تعریف می شوند:

$$K_f(K_{fs}) = \frac{\text{حداکثر تنش در قطعه شکاف دار}}{\text{حداکثر تنش در قطعه بی شکاف}}$$

در واقع ضریب تمرکز تنش خستگی میزان حساسیت قطعه به وجود شکاف را نشان می دهد. برای تبیین بهتر این مفهوم ضریب به نام میزان حساسیت به شکاف معرفی شده است که اینچنین تعریف می شود:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

$$q_{shear} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$



شکل ۵

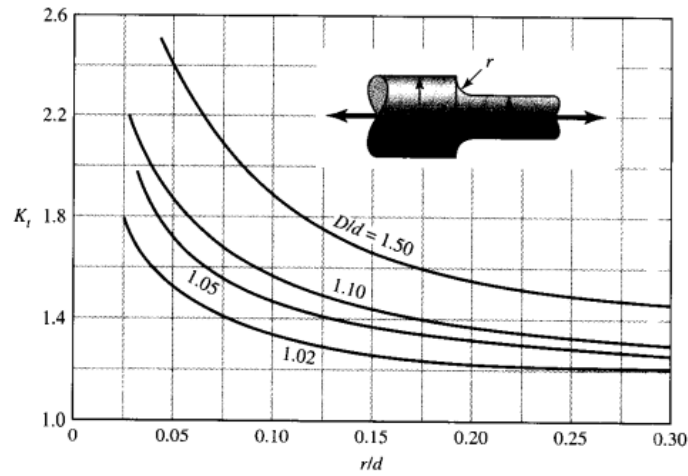
برای فولاد ریخته گری توصیه می شود که از مقدار $q=0.2$ استفاده شود. کلا برای فولادها می توان از رابطه ی زیر استفاده کرد:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

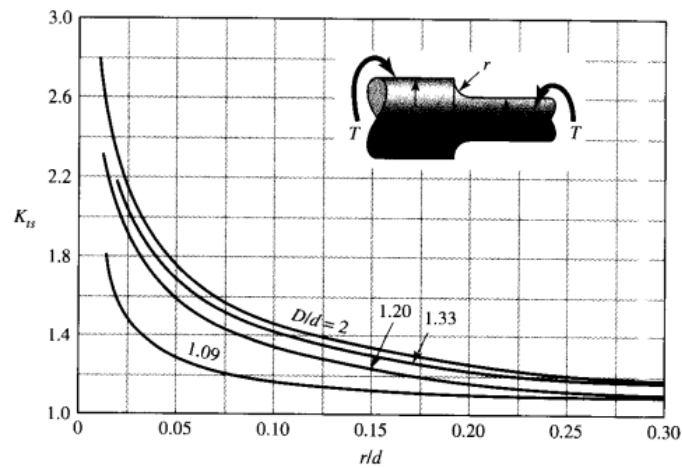
که در آن \sqrt{a} ثابت عددی نام دارد و با رابطه ی درجه سوم زیر تقریب زده می شود:

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3$$

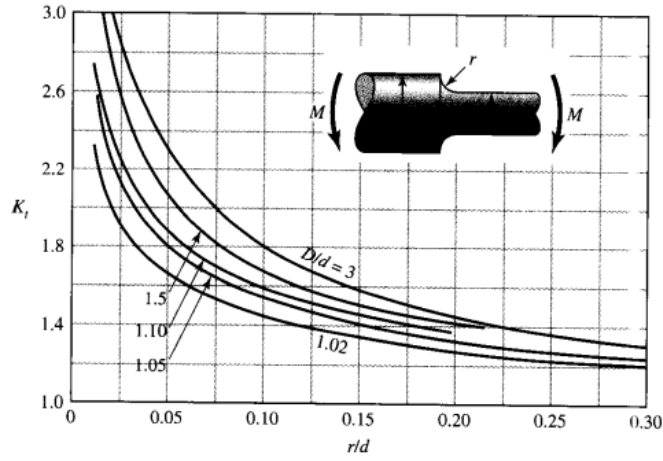
که در آن S_{ut} تنش نهایی فولاد مذکور در واحد kpsi است.



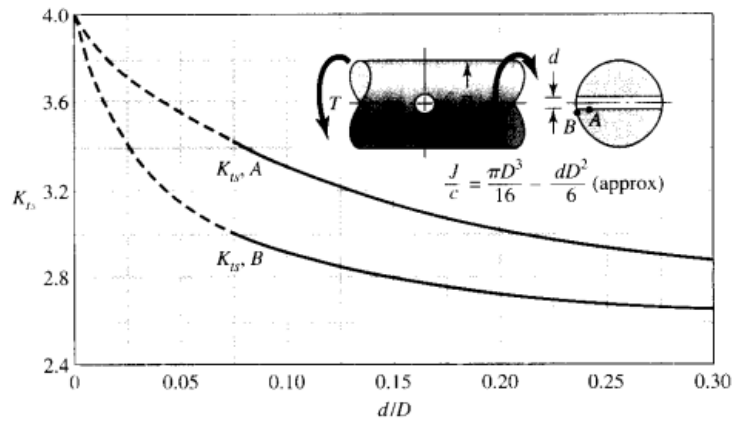
شکل ۶



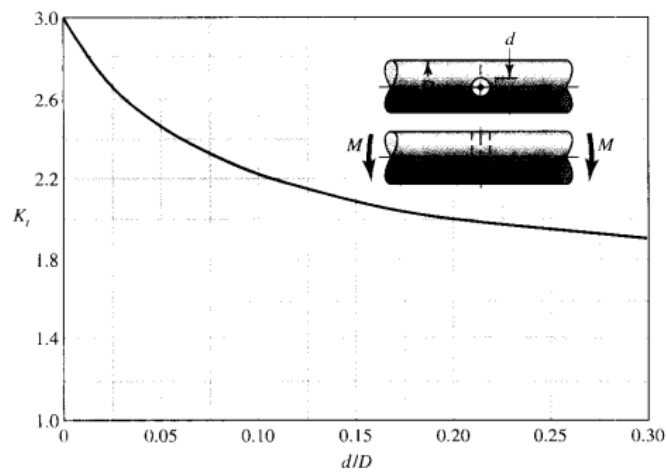
شکل ۷



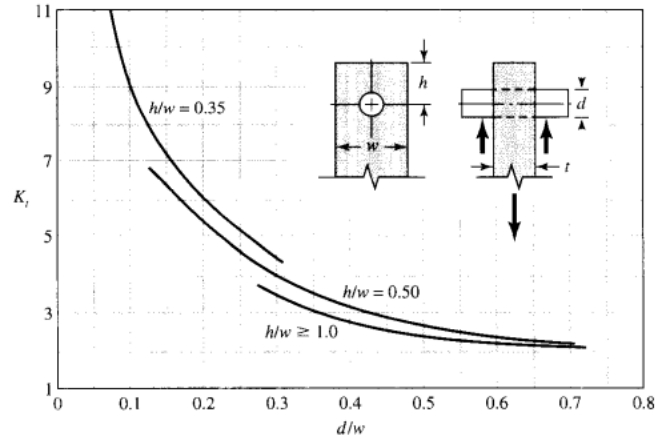
شکل ۸



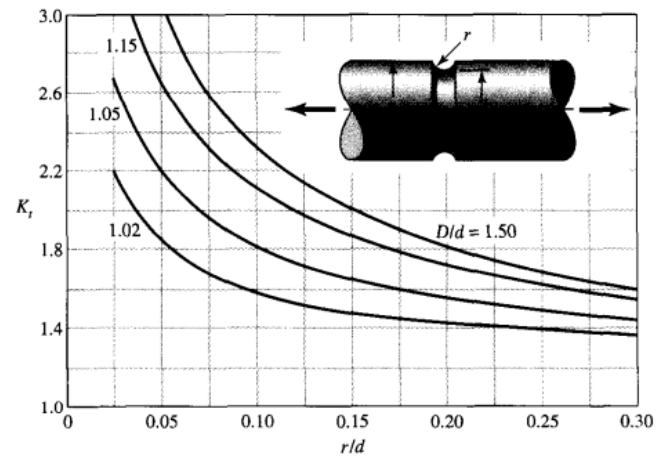
شکل ۹



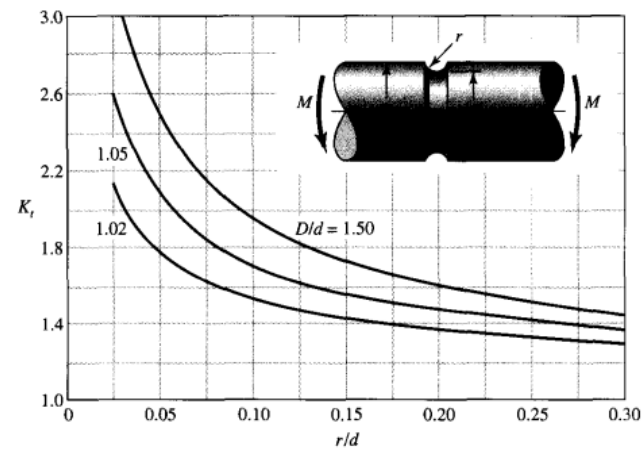
شکل ۱۰



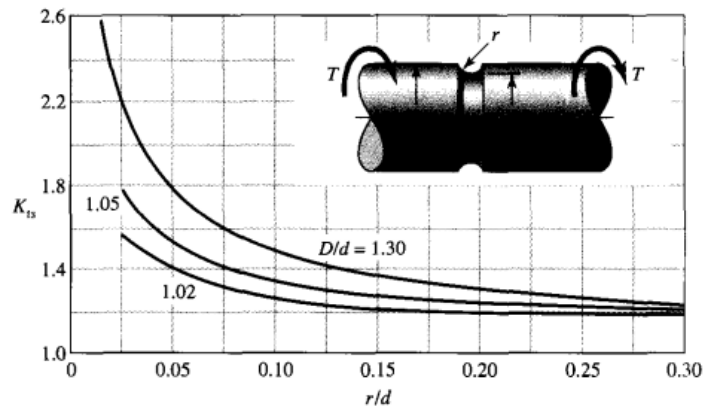
شکل ۱۱



شکل ۱۲



شکل ۱۳



شکل ۱۴

تنش حد دوام تصحیح شده

تنش حد دوام در آزمایشگاه و با انجام تست خستگی مشخص می شود. مقدار به دست آمده از تست را با S_e نشان می دهند. در عمل مقدار تنش حد دوام به دست آمده با مقدار به دست آمده در تست یکسان نیست. از دلایل این اختلاف می توان به موارد زیر اشاره کرد:

- جنس مواد اولیه (متریال): ترکیب، اصول شکست، تغییر پذیری و ...
- فرآیند ساخت: روش، عملیات حرارتی، خوردگی و سایش، شرایط سطح، تمرکز تنش و ...
- محیط: خوردگی، دما، حالت تنش، مدت زمان استراحت و ...
- طراحی: سایز، فرم، عمر، حالت تنش، تمرکز تنش، سرعت، سائیدگی و ...

به همین دلیل با در نظر گرفتن موارد فوق باید تغییراتی در تنش حد دوام به دست آمده در تست اعمال شود. تنش حد دوام تصحیح شده با اعمال ضرایب گوناگون به صورت زیر به دست می آید:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

که در آن:

k_a : ضریب تصحیح پرداخت سطح

k_b : ضریب تصحیح اندازه

k_c : ضریب تصحیح مقدار بار

k_d : ضریب تصحیح دما

k_e : ضریب اطمینان پذیری

k_f : ضریب تصحیح متفرقه

در زیر به معرفی هر کدام از ضرایب تصحیح پرداخته شده است.

K_a

ضریب تصحیح پرداخت سطح به دلیل تفاوت در کیفیت پولیش سطح و همچنین وابستگی به تنش استحکام کششی متریال مورد استفاده به تنش حد دوام اعمال می شود. رابطه ی این ضریب به صورت زیر است:

$$K_a = a S_{ut}^b$$

که در آن a و b مقادیر ثابتی اند که به نحوه ی پولیش سطح دارند و مقادیر آن در جدول ۱ آورده شده است.

مثلا برای شفتی که سطح آن ماشین کاری شده باشد و جنس آن ck45 باشد ضریب تصحیح پرداخت سطح برابر است با:

جدول ۱

کیفیت سطح	ضریب a		نمای b
	$S_{ut} (kpsi)$	$S_{ut} (MPa)$	
سمباده زده	1.34	1.58	-0.085
ماشینکاری	2.70	4.51	-0.265
نورد گرم	14.4	57.7	-0.718
آهنگری	39.9	272	-0.995

$$k_a = 4.51 \times 600^{-0.265} = 0.828$$

K_b

مقدار ضریب تصحیح اندازه با آزمایش روی تعداد زیادی نمونه های غیرمشابه اندازه گیری شد. این ضریب وابسته به قطر قطعه و نوع بارگذاری صورت گرفته روی آن است. برای بارگذاری خمشی یا پیچشی، با توجه به قطر شفت مقدار ضریب اندازه در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲

بازه ی قطر	K_b
$0.11 \leq d \leq 2 \text{ in}$	$0.879 d^{-0.107}$
$2 < d \leq 10 \text{ in}$	$0.91 d^{-0.157}$
$2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$	$1.24 d^{-0.107}$
$51 < d \leq 254 \text{ mm}$	$1.51 d^{-0.157}$

برای بارگذاری محوری نیز $k_b = 1$ در نظر گرفته می شود.

K_c

مقدار ضریب بار وابسته به تنش استحکام کششی قطعه است ولی در این ضریب تنها نوع بارگذاری در نظر گرفته شده است و تاثیر استحکاک کششی در سایر ضرایب اعمال شده است. جدول ۳ مقدار این ضریب را با توجه به نوع بارگذاری مشخص می کند.

جدول ۳

نوع بارگذاری	K_c
خمشی	1
محوری	0.85
پیچشی	0.59

K_d

هنگامی که دمای کارکرد از دمای اتاق پایین تر باشد، امکان وقوع شکست ناشی از تردی بسیار بالاست. اگر دمای کارکرد بالاتر از دمای اتاق باشد، امکان تسلیم بالا می رود زیرا تنش تسلیم با افزایش دما کاهش می یابد. در جدول ۴ مقدار این ضریب در دماهای مختلف داده شده است.

جدول ۴

دما (سانتیگراد)	k_d
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943
400	0.900
450	0.843
500	0.768
550	0.672
600	0.549

برای دما در مقیاس فارنهایت رابطه ای ارائه شده است که در بازه ی دمایی $70 \leq T \leq 1000$ قابل استفاده است:

$$k_d = 0.975 + 0.432 (10^{-3})T - 0.115(10^{-5})T^2 + 0.104 (10^{-8})T^3 - 0.595 (10^{-12})T^4$$

K_e

بحث اطمینان پذیری بحثی آمار و احتمالاتی است که از حوصله ی این مقاله خارج است. برای تعیین تقریبی این ضریب نیاز به تسلط به مباحث آمار و احتمالاتی نیست و تنها کافی است که با توجه به میزان اهمیت قطعه، مقدار تقریبی مورد اطمینان بودن طراحی را برآورد کرده و از جدول ۵ استفاده شود.

برای کسب اطلاعات بیشتر و تعیین دقیق ضریب اطمینان پذیری مطالعه ی مبحث تابع توزیع تراکمی توزیع گوسین^{۶۴} در آمار و احتمالات توصیه می شود.

K_f

ضریب تصحیح متفرقه برای عواملی که روی تنش حد دوام تاثیر گذارند و در ضرایب دیگر وارد نشده اند تعریف شده است. در واقع، این ضریب تنها تعریف شده است تا به یاد طراح بیاورد که عوامل دیگری نیز وجود دارند که در طراحی لحاظ نشده است و گرنه تعیین مقدار دقیق این ضریب تقریباً نشدنی است.

جدول ۵

اطمینان (%)	ضریب اطمینان پذیری
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

در بسیاری از طراحی ها مقدار ضریب تصحیح متفرقه را برابر با ۱ فرض می کنند. این بدان معناست که اثرات سایر عوامل ناچیز است.

منابع و مراجع

- *Mechanical engineering design, Joseph.E Shigly, 8th edition, McGraw-Hill*
- *Mechanics of materials, Beer, Johnson & DeWolf, 3rd edition, Tata McGraw-Hill*

⁶⁴ Cumulative distribution function of Gaussian Distribution