

آنالیز تحلیلی جوشهای نواری و تعیین مقاومت نهائی آنها

دکتر ابراهیم ثنائی

استادیار دانشکده مهندسی عمران دانشگاه علم و صنعت ایران

چکیده

تعیین مقاومت نهائی جوشهای نواری به منظور طراحی اتصالات جوش در سازه‌های فولادی از دیرباز مورد توجه محققین قرار گرفته است. در این بررسی بر مبنای فرضیات مشخصی (۳) روش تحلیلی نسبتاً ساده‌ای برای تعیین مقاومت جوشهای نواری تحت تاثیر بار خارج از مرکز که با زوایای مختلف بر جوش اثر نماید ارائه گردیده است. معادلات به دست آمده مقاومت جوش را بر حسب بار وارده، خروج از مرکز آن، زاویه تاثیر نیرو، مشخصات هندسی جوش و مقاومت گشش نهائی فلز جوش بیان می‌کند. در حالت خاصی که خروج از مرکز وجود نداشته باشد، روابط کاملاً ساده و کاربردی حاصل می‌شود. همچنین هنگامی که امتداد تاثیر نیرو موازی محور طولی جوش است، معادلات ساده و خلاصه‌ای به دست می‌آید. امتداد تاثیر نیرو نسبت به وضعیت جوش در شرایطی که نسبت خروج از مرکز نیروی وارده به طول جوش بیش از یک است، تاثیر ناچیزی بر مقاومت جوش دارد.

Determination of Ultimate Strength of Loaded Fillet Welds by Analytical Method

E. Sanaei, Ph. D.

Civil. Eng. Dept. of Iran Univ. of Sci. & Tech.

ABSTRACT

Some various methods are used to determine the strength of fillet welded connections. In this paper a simplified theory which expresses the strength of some fillet weld groups subjected to a shearing force applied along an arbitrarily direction is considered.

The equations obtained, define the relationship between the applied force and its eccentricity, orientation, the weld metal tensile strength and the geometry of the weld.

When the eccentricity is null, the formulation to design the weld, become quite simple. It is the same when the direction of the applied force is parallel to the longitudinal axe of the weld. For the general cases plotting some curves may facilitate the design of welds.

ارائه راه حل‌هایی نائل آمده‌اند. جمعی از پژوهشگران آزمایشاتی را نیز انجام داده‌اند، تا بتوانند اعتبار فرضیات نظری و نتایج حاصل از آنها را ارزیابی کنند. مجموعه این تحقیقات منجر به تدوین آئین‌نامه‌های محاسباتی برای محاسبه جوش در اتصالات سازه‌های فولادی گردیده است. لیکن تحقیقات همچنان برای دستیابی به روابط ساده‌تر که بارفتار

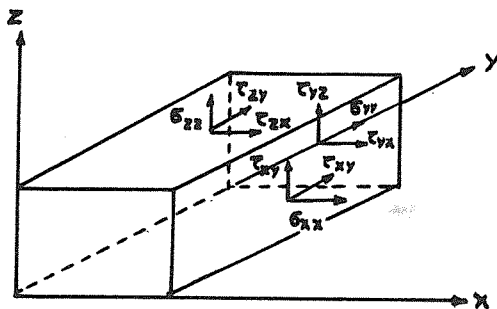
در سالهای اخیر تحقیقات گسترده‌ای برای تجزیه و تحلیل جوشهای نواری صورت پذیرفته است. برخی از محققین از روشهای نظری به کمک تحلیل‌های ریاضی ویا با استفاده از ماشینهای حسابگر (کامپیوتر)، به

مقدمه:

۱۳۴/مهرگیر

قرار داد تنشهای مثبت بر روی یک قطعه جوش در شکل ۲ مشخص شده است
تنشهای موجود در صفحات مختلف را با T_{xx}, T_{yy}, T_{zz} تعریف می‌کنیم. فرض می‌شود در اثر تنشهای مذکور در صفحه‌های با کسینوس دیرکتورهای (n و m و l) تنش اصلی q به وجود بیاید. از تعادل جزء مذکور داریم:

$$\begin{cases} l(\sigma_{xx}-q) + mT_{yx} + nT_{zx} = 0 \\ lT_{xy} + m(\sigma_{yy}-q) + nT_{zy} = 0 \\ lT_{xz} + mT_{yz} + n(T_{zz}-q) = 0 \end{cases}$$



شکل - ۲

معادله درجه سوم بر حسب q حل می‌شود که دارای ریشه‌های حقیقی است و بیاگر تنشهای اصلی q_1, q_2, q_3 ایجاد شده در جوش نواری است تنشهای اصلی ایجاد شده باید با تئوریهای شکست مصالح جوش تطابق داشته باشند. فرض می‌شود در لحظه شکست جوش، فلز جوش دارای تنشهای کششی در حد نهائی باشد، بنابراین بر طبق فرضیه شکست فوق مایز (Von Mises) در تئوری خمیری مصالح (۹) تنشهای اصلی باید در رابطه زیر صدق کنند.

$$2\sigma_u^2 = (q_1 - q_2)^2 + (q_2 - q_3)^2 + (q_3 - q_1)^2 \quad (4)$$

در این رابطه σ_u تنش کششی حدنهائی فلز جوش است.

۱-۲- آنالیز جوش

یک جفت جوش نواری را مطابق شکل ۱ در نظر می‌گیریم. نیروی P با خروج از مرکز r و زاویه θ نسبت به محور عمود بر محور طولی جوش بر تیر اثر می‌کند. تاثیر نیروی P را با دو مؤلفه P_x و P_y نشان می‌کنیم $P_x = P \cos \theta, P_y = P \sin \theta$ مؤلفه‌های نیروی P بر روی جدار ستون دو نیروی افقی و قائم و همچنین دولنگر خمشی $p_x, p_y, p_x \cdot u$ را منتقل می‌کنند. این لنگرها در جوشها ایجاد خمش می‌کنند. موقعیت محور خمشی جوش را در فاصله $L' \eta$ ($0 \leq \eta \leq 1$) از انتهای فوقانی جوش در نظر می‌گیریم، که در آن L' طول جوش است. در ادامه کار از روابط بدون بعد زیر استفاده می‌کنیم:

$$\xi = \frac{e}{L'}, v = \frac{u}{L'}, \psi = \frac{r}{L'}$$

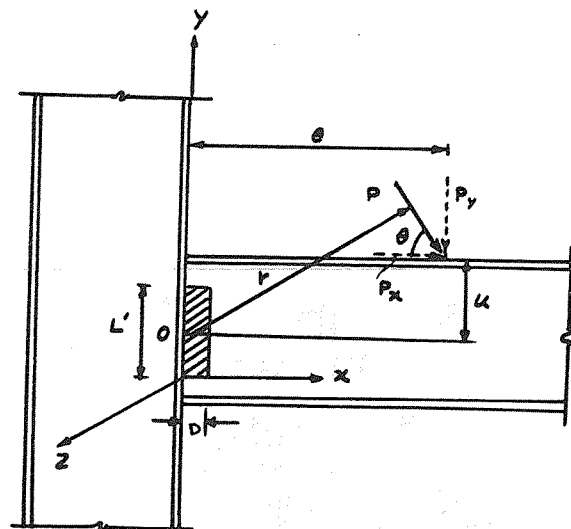
واقعی جوش در مقابل بارهای خارجی تطابق داشته باشد ادامه دارد. این مقاله گزارش نتایج تحقیقاتی است که توسط نویسنده صورت پذیرفته است. در این بررسی سعی شده رابطه تحلیلی جامعی برای محاسبه جوش نواری تحت اثر نیروی با خروج از مرکز و تحت زوایای مختلف تاثیر ارائه گردد. همچنین در جریان این تحقیق برای اولین بار آزمایشاتی برای تعیین مقاومت جوشهای نواری با بار خارج از مرکز با زوایای مختلف تاثیر $0 \leq \theta \leq 90$ انجام گرفت.

۱- تجزیه و تحلیل نظری:

یکی از کاربردهای اصلی این تئوری محاسبه اتصالات فولادی تیر به ستون است که نیروی با خروج از مرکز P تحت زوایای مختلف ناشی از بارگذاری استاتیکی یا بارگذاری مایل دینامیکی ناشی از حرکت عرضی جرتقیل سقفی در طول تیر و ... بر آن تاثیر می‌نماید (شکل ۱).

۱- مبانی و اصول تحلیل نظری:

در آنالیز جوش کلیه نیروهای وارده بر جداره جوش شامل نیروی برشی و لنگر ناشی از بار خارجی P مشخص می‌شوند. برای سهولت تجزیه و تحلیل جوش لنگرهای ایجاد شده در سطح آن را با یک جفت نیروی محوری یا برشی (کوپل) معادل جایگزین می‌کنیم. در این صورت نوار جوش به دو قسمت یا قطعه تقسیم می‌شود که بر سطح هر یک تنشهای یکنواختی تاثیر می‌نماید. سپس هر نقطه از جوش را تحت تاثیر تنشهای وارد بر کلیه سطوح آن مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌دهیم. آنگاه تنشهای اصلی ایجاد شده در جوش را با استفاده از تئوریهای موجود به دست می‌آوریم. در اثر عمل جوشکاری در داخل جوش و در امتدادهای مختلف مقداری تنشهای پس ماند ایجاد می‌شود. معمولاً تنش کششی محوری پس ماند قابل توجهی به وجود می‌آید که باید در محاسبات منظور گردد. تنشهای پس ماند ایجاد شده در امتدادهای دیگر کوچک بوده و قابل صرف نظرند.



شکل - ۱

تنش حداکثر ایجاد شده در جوش را با σ نشان می‌دهیم. به طوری که:

$$\sigma = \frac{P}{DL}$$

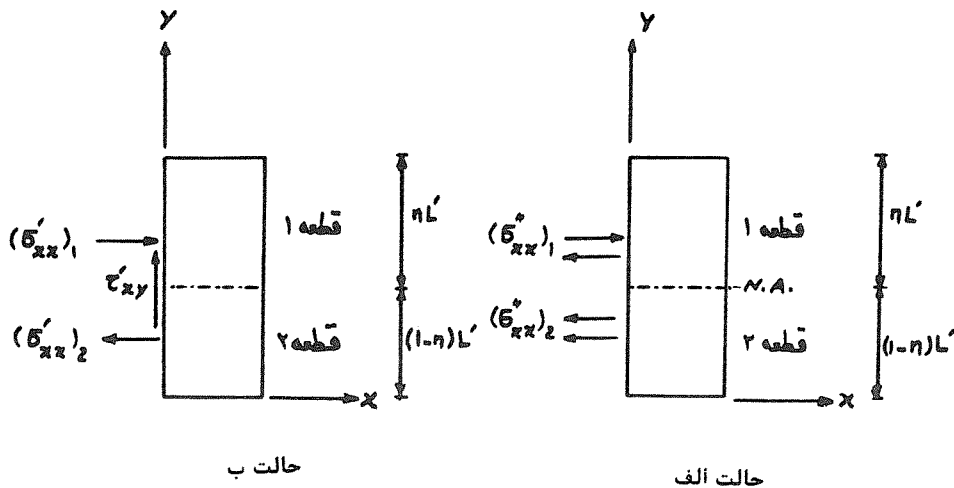
که در آن D بعد جوش نواری است. حال مقدار F_{x2} , F_{x1} را به دست می‌آوریم:

$$F_{x1} = \frac{2Py \cdot e}{L} = 2 \xi p \sin \theta$$

$$F_{x2} = \frac{2Px \cdot u}{L} = 2 \nu p \cos \theta$$

با فرضیاتی که انجام شد، آنالیز جوش منجر به تجزیه و تحلیل نوار جوش در دو حالت (الف) و (ب) می‌گردد که مطابق شکل ۳ بارگذاری شده است، همان طور که اشاره شد به دلیل وجود لنگر خمشی جوش را از محل محور خنثی به دو قطعه ۱ و ۲ تقسیم می‌کنیم.

اثر تنشهای پس ماند را نیز باید منظور کنیم. فرض می‌کنیم که تنشهای پس ماند در امتداد طولی جوش کششی بوده و مقدار آن در طول جوش ثابت بوده و در لحظه‌ای که $(p=0)$ است مقدار آن برابر تنش حد جاری شدن فولاد جوش باشد. با افزایش نیروی P مقدار تنش پس ماند طولی (γ) تغییر می‌کند، لکن در هر لحظه مقدار آن در طول جوش ثابت فرض می‌شود. وضعیت تنشهای مؤثر بر جوش ناشی از ترکیب حالات (الف) و (ب) در شکل ۴ نشان داده شده است. تعادل استاتیکی جوش ایجاب می‌کند. که تنشهای دیگری از نوع تنش محوری و برشی در سطوح مختلف جوش وجود داشته باشد. مقدار این تنشها را با توجه به تنشهای موجود در شکل ۴ می‌توان بدست آورد.



شکل - ۳

تنشهای ایجاد شده در صفحه yz در دو حالت ذکر شده برابرند:

$$(\sigma'_{xx})_1 = \frac{F_{x1}}{\eta DL}, (\sigma'_{xx})_2 = \frac{F_{x1}}{(1-\eta)DL}$$

تنشهای کل ایجاد شده در هر قطعه از جمع تنشهای حالتی (الف) و (ب) حاصل می‌شود:

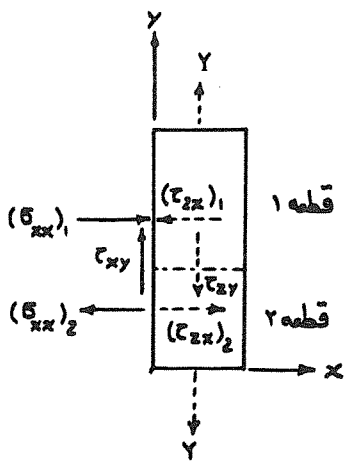
$$(\sigma_{xx})_1 = (\sigma'_{xx})_1 + (\sigma''_{xx})_1 = \sigma \left(\frac{S}{\eta} - \cos \theta \right) = Q_1 \quad (\text{الف})$$

$$(\sigma_{xx})_2 = (\sigma'_{xx})_2 + (\sigma''_{xx})_2 = \sigma \left(\frac{S}{1-\eta} + \cos \theta \right) = Q'_1 \quad (\text{ب})$$

$$S = 2 (\xi \sin \theta + \nu \cos \theta) = \frac{2}{L} (\epsilon \sin \theta + u \cos \theta) \quad \text{که در آن}$$

$$r = \epsilon \sin \theta + u \cos \theta \quad \text{و چون:}$$

$$S = \frac{2r}{L} = 2 \psi \quad \text{پس (ب):}$$



شکل - ۴

الف - محاسبه تنشهای اصلی در قطعه ۱:

$$\lambda = \frac{\sigma}{\sigma_u} = \frac{1}{\sqrt{4[4\psi^2 \frac{3\eta^2 - 3\eta + 1}{\eta^2(1-\eta)^2} - 6\psi \cos\theta \frac{1-2\eta}{\eta(1-\eta)} + 3\cos^2\theta] + 6\sin^2\theta}} \quad (۸)$$

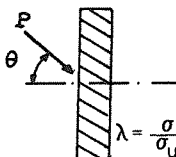
برای استفاده عملی از روابط فوق می توان به ازاء مقادیر مختلف θ و ψ نمودارهایی را ترسیم کرد و مقدار تنش ماکزیمم جوش را بدست آورد.

۳-۱- بررسی حالات خاص:

معادلات (۷) و (۸) برای حالات عمومی بارگذاری با خروج از مرکز و تحت زوایای مختلف است. از این معادلات می توان به سهولت روابطی برای حالات خاص بارگذاری که کاربرد زیادی دارند را نتیجه گرفت.

۳-۱-۱- حالت بارگذاری جوش بدون خروج از مرکز تحت زوایای مختلف ($\psi=0$):

معادله (۷) می دهد: $\eta = 0, 1$
از معادله (۸) خواهیم داشت:



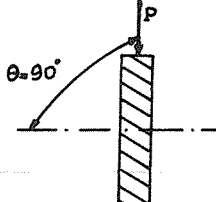
$$\lambda = \frac{\sigma}{\sigma_u} = \frac{P}{DL\sigma_u} = \frac{1}{\sqrt{3\cos^2\theta + 6\sin^2\theta}} = \frac{1}{\sqrt{6-3\cos^2\theta}} \quad (۹-الف)$$

و یا:

$$P = \frac{DL\sigma_u}{\sqrt{6-3\cos^2\theta}} \quad (۹-ب)$$

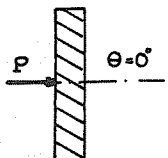
P بار نهایی جوش است. در این حالت برای دو وضعیت خاص جوش، تحت تاثیر نیروی محوری $\theta = 90^\circ$ و تحت تاثیر نیروی برشی عرضی ($\theta = 0^\circ$) نیز می توانیم به نتایج جالبی دست یابیم.

$\theta = 90^\circ$: رابطه (۹-الف) می دهد:



$$\lambda = \frac{\sigma}{\sigma_u} = \frac{1}{\sqrt{6}} \quad (۱۰-الف)$$

از رابطه (۹-ب) به دست می آوریم:



$$P = \frac{DL\sigma_u}{\sqrt{6}} \quad (۱۰-ب)$$

$\theta = 0^\circ$: از رابطه (۹-الف) داریم:

$$\lambda = \frac{\sigma}{\sigma_u} = \frac{1}{\sqrt{3}} \quad (۱۱-الف)$$

$$\sigma_{xx} = -Q_1 \quad T_{xy} = T_{yz} = -\sigma \sin\theta$$

$$\sigma_{yy} = Y \quad T_{yz} = T_{zy} = +\sigma \sin\theta$$

$$\sigma_{zz} = -Q_1 \quad T_{xz} = T_{zy} = +Q_1$$

با جایگزینی مقادیر فوق در معادله ۱ و حل آن نتیجه می گیریم:

$$q [2\sigma^2 \sin^2\theta - (r-q)(-2Q_1 - q)] = 0 \quad (ت)$$

با حل معادله (ت) تنشهای اصلی برای قطعه ۱ به دست می آیند:

$$\begin{cases} q_1 = 0 \\ q_2, q_3 = \frac{1}{2} [(Y - 2Q_1) \pm R_1] \end{cases} \quad (ث)$$

$$R_1^2 = (Y + 2Q_1)^2 + 8\sigma^2 \sin^2\theta \quad \text{که در آن}$$

حال تنشهای اصلی (ث) را در معادله (۲) قرار می دهیم:

$$\sigma_u^2 = Y^2 + 2YQ_1 + (2Q_1)^2 + 6\sigma^2 \sin^2\theta \quad (۳)$$

ب - محاسبه تنشهای اصلی در قطعه ۲:

اگر به طریق مشابه برای این قطعه عمل کنیم در نتیجه خواهیم داشت:

$$\sigma_u^2 = Y^2 - 2YQ_1 + (2Q_1)^2 + 6\sigma^2 \sin^2\theta \quad (۴)$$

با توجه به فرض اولیه مبنی بر این که تمام قسمتهای جوش همزمان به حد خرابی می رسند، بدیهی است که معادلات (۳) و (۴) با یکدیگر برابرند. با برابر قرار دادن آنها خواهیم داشت:

$$Y = 2(Q_1 - Q_1) = -4\sigma \psi \frac{1-2\eta}{\eta(1-\eta)} + 4\sigma \cos\theta \quad (۵)$$

حال معادله (۵) را در یکی از دو معادله (۳) یا (۴) قرار می دهیم و مقدار σ را به دست می آوریم:

$$\sigma_u^2 = 4\sigma^2 \left[\frac{3\eta^2 - 3\eta + 1}{\eta^2(1-\eta)^2} \cdot 4\psi^2 - 6\psi \cos\theta \frac{1-2\eta}{\eta(1-\eta)} + 3\cos^2\theta \right] + 6\sigma^2 \sin^2\theta \quad (۶)$$

رابطه (۶) مقدار تنش σ ایجاد شده در جوش را بر حسب η می دهد برای تعیین ماکزیمم مقدار σ مشتق $\frac{d\sigma}{d\eta}$ را محاسبه کرده برابر صفر قرار می دهیم:

$$\frac{d\sigma}{d\eta} = 2(-6\eta^4 + 15\eta^3 - 16\eta^2 + 9\eta - 2)\psi - (-6\eta^5 + 18\eta^4 - 21\eta^3 + 12\eta^2 - 3\eta) \cos\theta \quad (۷)$$

بنابراین بازاء مقادیر معلوم برای θ و خروج از مرکز ψ از معادله (۷) به دست می آید. با قرار دادن σ در معادله (۶) مقدار

حداکثر تنش مقاوم جوش (σ) در لحظه شکست تعیین می گردد.

رابطه (۶) را می توان به صورت بی بعد زیر تنظیم کرد.

از رابطه (۹-ب) خواهیم داشت:

$$P = \frac{DL\sigma_u}{\sqrt{3}} \quad (۱۱-ب)$$

نتایج در جدول شماره (۱) منعکس است و با نتایج به دست آمده از فرمول نظری (۸) مقایسه شده است.

$P =$ بار نهایی جوش

مقایسه دو رابطه (۱۰-ب) و (۱۱-ب) نشان می‌دهد که مقاومت یک جوش تحت تاثیر بار عرضی $\sqrt{2}$ برابر مقاومت آن تحت اثر بار طولی (محوری) است.

جدول شماره ۱- نتایج آزمایشهای انجام شده بر روی جوش و مقایسه آن با نتایج بدست آمده از روابط نظری

λ	ψ		D (mm)	درجه θ	شماره نمونه آزمایش
	تجربی	تئوری			
۰/۵۷۷	۵/۹۰	۰/۰۰	۷/۹	۰	A001R
۰/۵۱۶	۰/۵۲۰	۰/۰۰	۸/۵	۳۰	B301
۰/۵۱۶	۰/۵۶۰	۰/۰۰	۷/۸	۳۰	B301R
۰/۴۳۶	۰/۴۸۶	۰/۰۰	۸/۰	۶۰	C601
۰/۴۳۶	۰/۴۹۹	۰/۰۰	۷/۹	۶۰	C601R
۰/۴۰۸	۰/۵۰۱	۰/۰۰	۷/۹	۹۰	D901
۰/۴۰۸	۰/۵۰۱	۰/۰۰	۷/۱	۹۰	D901R
۰/۵۰۰	۰/۴۸۸	۰/۰۷	۷/۸	۰	A001
۰/۴۲۱	۰/۴۴	۰/۱۵	۷/۹	۰	A002
۰/۳۶۶	۰/۳۷۱	۰/۱۵	۷/۶	۹۰	D902
۰/۱۲۱	۰/۱۴۲	۱/۰۰	۸/۸	۰	A003
/۱۲۰	۰/۱۰۷	۱/۰۰	۸/۵	۳۰	B303
۰/۱۲۰	۰/۱۱۵	۱/۰۰	۷/۷	۶۰	C603
۰/۱۲۰	۰/۱۱۳	۱/۰۰	۸/۰	۹۰	D903
۰/۰۶۲	۰/۰۶۹	۲/۰۰	۷/۷	۳۰	B305
۰/۰۶۲	۰/۰۷	۲/۰۰	۷/۷	۶۰	C605

۱-۳-۲- حالت بارگذاری جوش با خروج از مرکز r تحت اثر بار قائم ($\theta = 90^\circ$)

در این حالت $r=e$ است. از معادله (۷) داریم:

$$\eta = 0, 1, \frac{1}{2}$$

از سه مقدار به دست آمده $\eta = \frac{1}{2}$ پاسخ مساله است. معادله (۸) در این شرایط به صورت زیر در می‌آید:

$$\lambda = \frac{\sigma}{\sigma_u} = \frac{1}{\sqrt{16\psi^2 \frac{3\eta^2 - 3\eta + 1}{\eta^2(1-\eta)^2} + 6}} \quad (۱۲-الف)$$

با قرار دادن $\eta = \frac{1}{2}$ در رابطه بالا به دست می‌آوریم.

$$\lambda = \frac{\sigma}{\sigma_u} = \frac{1}{\sqrt{6+64\psi^2}} = \frac{t}{\sqrt{6+64\psi^2}} \quad (۱۲-ب)$$

و یا:

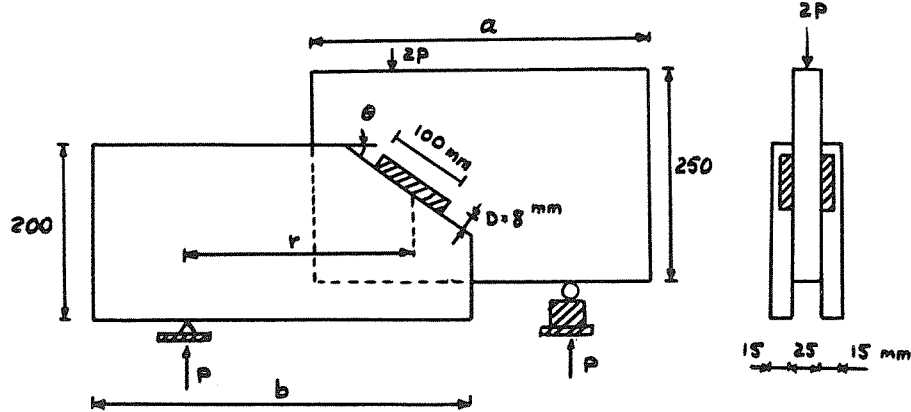
$$P = \frac{DL\sigma_u}{\sqrt{6+64\psi^2}} \quad (۱۲-پ)$$

۲- بررسی آزمایشگاهی جوشها:

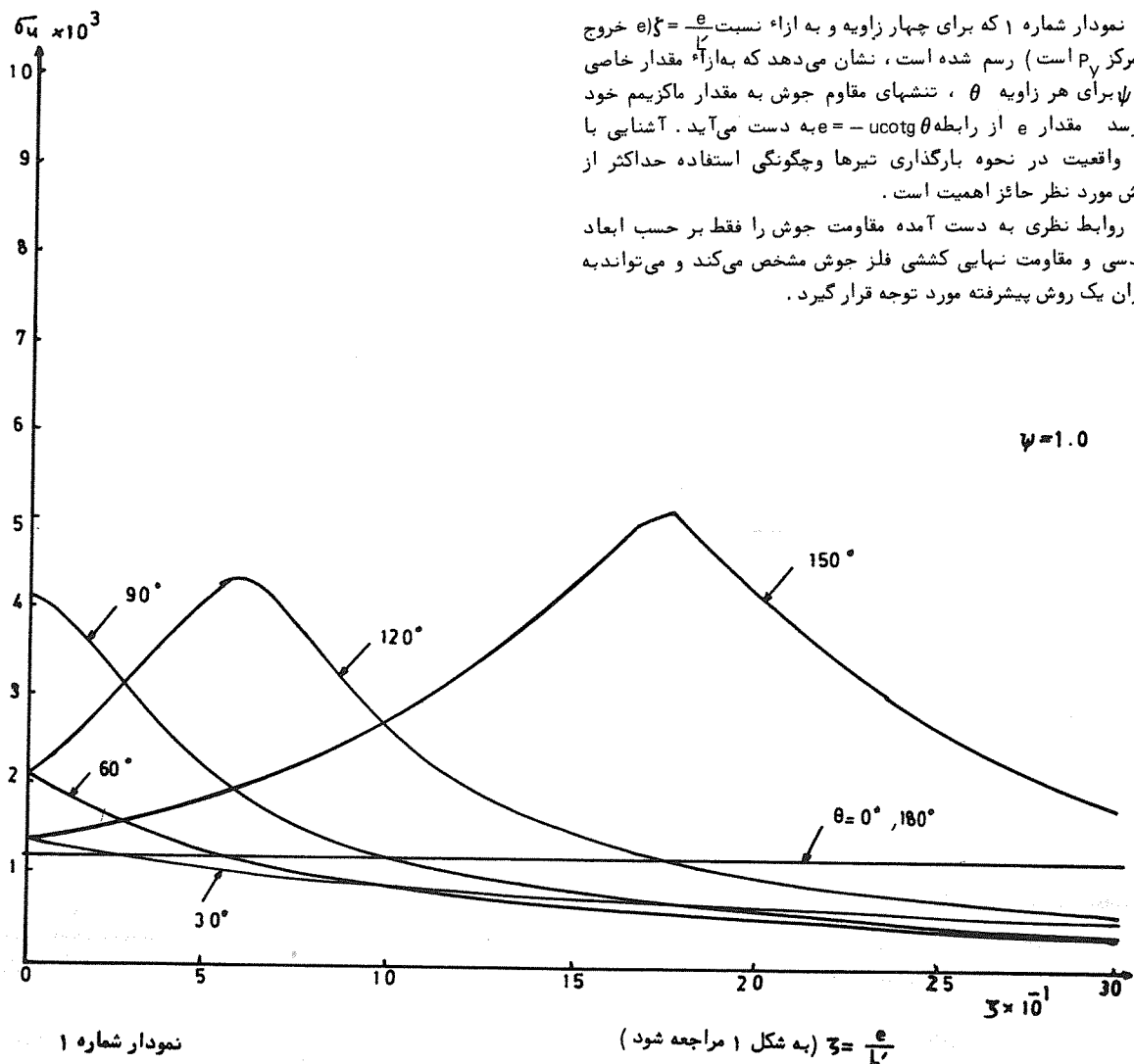
برای تعیین اعتبار روابط نظری، آزمایش روی نمونه‌های با ابعاد واقعی تحت تاثیر بار خارج از مرکز با زوایای مختلف ($0 \leq \theta \leq 90$) انجام گرفت. در مجموع تعداد ۱۶ آزمایش بر روی نمونه‌ها انجام گرفت خروج از مرکز های انتخابی با توجه به وضعیت منحنی‌های تغییرات تنش $\psi = 0, 0.15, 1, 2$ در نظر گرفته شدند.

۳- نتیجه گیری:

مقایسه نتایج تئوری و تجربی مؤید اعتبار قابل قبول روابط نظری است، و می‌توان با کمک آنها نمودارها یا جداولی را برای استفاده سریع مهندسين محاسب تنظیم کرد.



شکل - ۵



منابع :

1. Sanaei E., Kamtekar, A.G. Experiments on some arbitrarily loaded fillet welds, welding Journal, May 1988, PP. 103 – 109.
2. Kamtekar, A.G. and Sanaei, E., The strength of some arbitrarily loaded fillet weld groups. proc. of the Intconf. on recent Research Advances in steel structures part 1, Budva, Yugoslavia, Sept. 1986.
3. Kamtekar, A.G. The strength of planar fillet weld groups subjected to a shearing force applied outside their planes. J. of Construct. Steel Research 4, (1984), PP. 163–199.
4. Archer, F.E., Fischer, H.K. and kitchen E.M., Fillet welds subjected to bending and shear, Civ. Eng. pub. wks. Review, 54(634), April 1959, PP. 455–458.
5. Butler, L.J., Pal, S. and kulak, G.L., Eccentrically Loaded Welded Connections, proc. ASCE, J. Struct. Div., 98(ST 5), May 1972, pp. 988 - 1005.
6. Swannell, P., Rational design of fillet weld groups, proc. ASCE, J. struct. Div. 107, (ST 5), May 1981, PP. 789–802.
7. Specification for covered electrodes for the manual metal - arc welding of carbon and carbon manganese steels, B.S. 639; 1976.
8. South well R.V. An introduction to the theory of elasticity for engineers and physicists, 2nd edn. Oxford, Oxford University press, 1941 Chapter VIII.
9. Mendelson, A., Plasticity: theory and application, New York Macmilan Co, 1968.