آناليزتنشهاي مكانيكي و حرارتي در اسپيندل ماشينهاي تراش

رمضانعلي مهدوي نژاد*[۱] و محمد غلامي نژاد ثاني آبادي[۲]

[۱]دانشياردانشكده مهندسي مكانيک- پرديس دانشكده هاي فني- دانشگاه تهران

[۲]دانش آموخته كارشناسي ارشد مهندسي مكانيک- پرديس دانشكده هاي فني- دانشگاه تهران

(تاريخ دريافت ۸۲/۱۰/۲۷ , تاريخ دريافت روايت اصلاح شده ۸۵/۱۰/۲ , تاريخ تصويب ۸۶/۳/۱۹)

چكيده

يكي از مشكلات مهم در استفاده دراز مدت از ماشينهاي ابزار، بخصوص حفظ دقت كاري آنها به اثر نيروهاي وارد بر اسپيندل بستگي داشته و تاثير نابجاي اين نيروها، مي‌تواند دقت محور اصلي را تحت الشعاع قرار دهد.لذا مطالعه تنشها وكرنشهاي حاصل در نحوة عملكرد اسپيندل و حفظ دقت آن نقش بسزايي دارد. در اين مقاله نيروهاي وارد بر اسپيندل يک ماشين تراش محاسبه شده و پس از آن اسپيندل به صورت تئوري مورد تحليل قرار گرفته است. سپس اسپيندل را در نرم افزار تحليلي Msc Visual Nastran شبيه سازي نموده و پس از اعمال شرايط مرزي حاكم بر دستگاه مورد تجزيه و تحليل قرار گرفته است. آنگاه مقادير تنش و كرنش در اسپيندل بررسي شده اند. نتايج حاصل نشان ميدهند كه مقطع بحراني اسپيندل ياتاقان جلويي ميباشد و با افزايش مقادير پيشروي و عمق باردهي مقدار تنش و كرنش ايجاد شده در اسپيندل افزايش مي يابند. هر چه مقدار پيشروي و عمق باردهي كمتر مي شود تنشهاي ايجاد شده در دور 22.5rpm بيشتر از دورهاي ديگر مي گردد.

واژه هاي كليدي: محور اصلي - تراشكاري - تنش - كرنش

مقدمه

ماشينهاي ابزار عمومي و مخصوص نقش بسيار مهمي در صحنه توليد دارند. يكي از اجزاي اين ماشينها محور اصلي يا اسپيندل ماشين مي‌باشد. اسپيندل يكي از اجزاء حساس و تاثير گذار بر محصول خروجي ماشين مي‌باشد.

وظايف مهم اسپيندل در ماشينهاي ابزار عبارتند از:

۱- مركزيت بخشيدن به قطعه كار يا ابزار.

۲- نگه داشتن قطعه كار يا ابزار.

۳- ايجاد حركت چرخشي يا انتقالي- چرخشي از ابزار يا قطعه كار.

انجام صحيح و كيفي وظايف فوق توسط اسپيندل تاثير بسزايي در ظرفيت كاري ماشين ابزار در خصوص توليد و نيز دقت و صافي سطح قطعه اي كه ماشين كاري ميشود دارد. درخصوص محورهاي اصلي لازم است موارد ذيل مورد توجه قرار گيرد:

۱- اسپيندل با دقت بالايي بچرخد.

۲- اسپيندل بايستي داراي صلبيت استاتيكي بالايي باشد.

۳- اسپيندل بايستي داراي ميرايي بالايي باشد.

از سوي ديگر دو نكته زير مورد توجه است:

الف) درگيري باسطوح تماس در تكيه گاه ها موجب كاهش عمر اسپيندل مي‌شود.

ب) تغيير شكل بيش از حد اسپيندل منجر به عدم كارايي و نهايتا خرابي آن ميگردد.

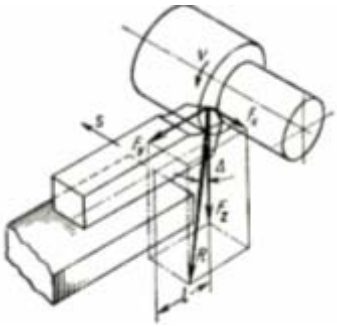
در اين خصوص Week طراحي اسپيندل براي ماشين ابزار را به روشهاي مختلف با استفاده از روابط تئوريک حاكم بر طراحي اجزاء ماشين انجام داده است[۱]. همچنين Mehta نيز در كتاب طراحي ماشين خود، طراحي اسپيندل را به روشهاي ديگر ارائه كرده است[۲]. Chen و همكاران مطالعاتي بر روي طراحي بهينه سردستگاه تراش دقيق انجام داده اند[۳]. آنها براي سردستگاه سه شكل متفاوت را در نظر گرفتند و تغيير شكلهاي حرارتي را نيز مد نظر قرار داده كه هدف آنها كم كردن تغيير شكل نهايي اسپيندل بوده است. Kang و همكاران نيز تاثيرات پارامترهاي استاتيكي و ديناميكي را بر روي كارآيي سيستم ياتاقان بندي اسپيندل مورد مطالعه قرار داده اند[۴]. همچنين Choi و همكارش مشخصات حرارتي ياتاقانهاي اسپيندل را بررسي كرده و آنها را با روشهاي تجربي اندازه گيري كرده و با روشهاي عددي مقايسه كرده اند[۵]. حرارت در مكانيزم حركتي قسمتهاي مختلف ماشينهاي ابزار نقش عمده اي دارد. به عنوان مثال هسته موتور سيستم كه قسمتهاي حركتي را تغذيه مكند بيش از 100ºC گرم ميشود[۶]. امروزه بسياري از سازندگان معتبر ماشينهاي

* نويسنده مسئول : تلفن : ۶۱۱۱۴۰۱۳ , فاكس : ۸۸۰۱۳۰۲۹ , Email: mahdavin@ut.ac.ir

ابزار توليد ماشينهاي با دور بالا (مثلا بالاي 100000rpm) را مطرح مكنند [۷] . با توجه به اينكه اطلاعات و مدارک مربوط به طراحي ماشين ابزار و به ويژه اسپيندل از پروژه هاي اختصاصي مربوط به شركتهاي سازنده مي باشد لذا هيچ گونه اطلاعات طراحي و يا تحليلي قطعات اصلي دستگاه در اختيار سايرين قرار نمي گيرد. اگر اسپيندل نا مناسب انتخاب شود و يا بنا به هر عللي در شرايط عادي و طراحي خود كار نكند عملا ياتاقانهاي آن از حيظ انتفاع مي افتند[۸]. به دليل اهميت كاركرد صحيح اسپيندل تحليل و بررسي آن مورد توجه بوده و از جايگاه ويژه اي برخوردار است.در اين مقاله پس از محاسبه نيروهاي ماشينكاري، نيروهاي وارد به اسپيندل تعيين شده و با مشخص شدن بارگذاري اسپيندل تنشهاي اصلي در مقطع بحراني محور اصلي يک دستگاه تراش محاسبه شده است. در ادامه نيز اسپيندل در محيط نرم افزار Visual Nastran شبيه سازي شده و با اعمال شرايط مرزي و بارهاي وارده تحليل آن در شرايط مختلف باردهي، دور و ميزان پيشروي انجام شده است.

تحليل تئوري اسپيندل

شكل(۱) سه مولفه اندازه گيري شده نيرو كه به يك ابزار تك لبه وارد مي‌آيد را نشان مي‌دهد.



شكل ۱: مولفه هاي نيروي تراش وارد بر يك ابزار تك لبه.

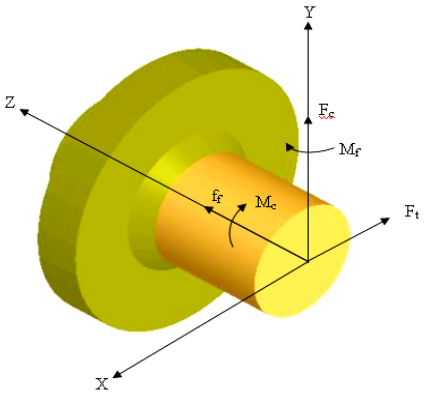
F_x: نيروي تغذيه ابزار

F_z: نيروي برشكاري

F_y : نيروي شعاعي

D: قطر اوليه قطعه كار

نيروهاي نشان داده شده در شكل نيروي تراش كاري، نيروي محوري و نيروي شعاعي مي باشند كه اندازه آنها را از طريق تئوري ارنست و مرچنت مي توان تعيين نمود[۶]. براي محاسبه تنش در ياتاقان جلويي اسپيندل كه به عنوان مقطع بحراني مي‌باشد، ابتدا بايد نيروي تراش را مشخص نمود. سپس نيروي مذكور را به ناحيه جلو اسپيندل انتقال داده و با برش زدن در مقطع ياتاقان جلويي به محاسبه تنشهاي ايجاد شده در اين ناحيه پرداخت. سپس نيروها به مركز قطعه كار انتقال مي يابند.

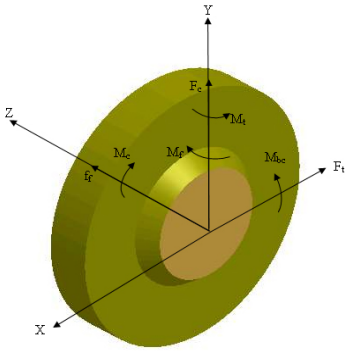


شكل۲: انتقال نيروها به مركز قطعه كار.

$$M_C = F_C \times \frac{D_2}{2} \qquad (۱)$$

$$M_f = F_f \times \frac{D_2}{2} \qquad (۲)$$

حال نيرو و گشتاورهاي محاسبه شده را به دهانه اسپيندل انتقال مي‌دهيم.



شكل ۳: انتقال نيروها و گشتاور به دهان اسپيندل.

$$M_t = F_t.L \qquad (۳)$$

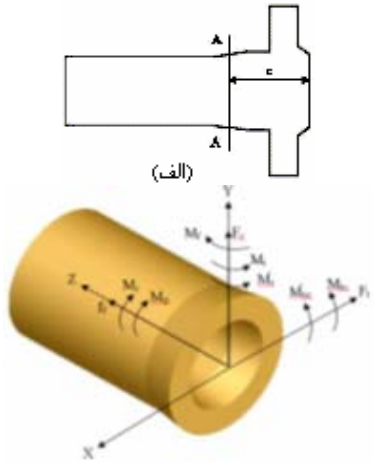
$$M_{bc} = F_C.L \qquad (٤)$$

كه در آن :

L طول قسمت ماشينكاري نشده مي‌باشد

حال به بررسي اسپيندل دستگاه تراش مي‌پردازيم :

شكل (۴) اسپيندل يک ماشين تـراش را از دو نمـا نشـان ميدهد



(ب)

شكل ٤ : موقعيت مقطع A-A (الف) و برش آن (ب) در اسپيندل.

با توجه به شكل ميتوان نوشت:

$$M_t' = F_t \times C$$

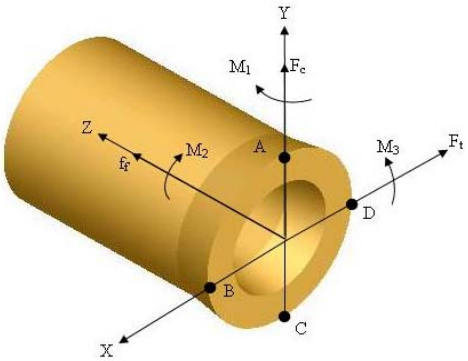
(۵)

$$M_{bc}' = F_C \times C$$

(٦)

C : فاصله مركز پيشاني اسپيندل تا ياتاقان جلويي

با برش اسپيندل از مقطع ياتاقان جلويي و محاسبه نيروها و گشتاورهاي موثر در ايـن مقطـع تنشـهاي مكـانيكي در ناحيه مذكور قابل محاسبه است(شكل ۵):



شكل ۵: نيروها و گشتاورهاي موثر در مقطع ياتاقان اسپيندل.

$$M_1 = M_f + M_t + M_t'$$

(۷)

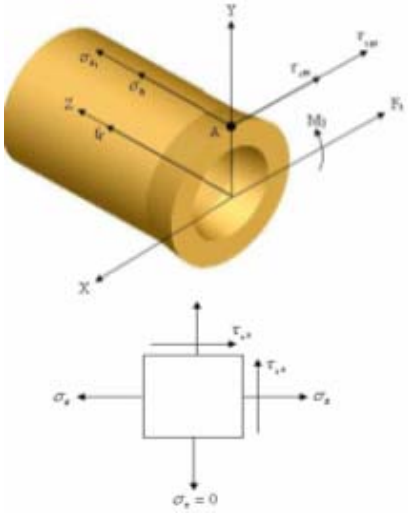
$$M_2 = M_C + M_\varphi$$

(۸)

$$M_3 = M_{bc} + M_{bc}'$$

(۹)

كه در آن M_φ گشتاور پيچشي حـول اسـپيندل ميباشـد. حال به محاسبه تنش در المان A ميپردازيم :



شكل ٦: بردارهاي تنش مكانيكي در موقعيت بحراني.

$$\tau_{1zx} = \frac{4}{3}\frac{F_c}{A}$$

(۱۰)

$$\sigma_{z1} = \frac{f_f}{A}$$

(۱۱)

$$\sigma_{Z2} = \frac{M_3 C}{I} = \frac{M_3(\frac{d_o}{2})}{\frac{\pi}{64}(d_o{}^4 - d_i{}^4)}$$

(۱۲)

$$\tau_{2zx} = \frac{Tr}{j} = \frac{M_2(\frac{d_o}{2})}{\frac{\pi}{32}(d_o{}^4 - d_i{}^4)}$$

(۱۳)

بطوريكه:

σ_{z1} تنش نرمال درراستاي محور Z

σ_{z2} تنش خمشي ناشي از ممان M_3

τ_{1zx} تنش ناشي از نيروي F_t

τ_{2zx} تنش پيچشي ناشي از گشتاور M_2

كه در آن d_o قطر متوسط بيروني ياتاقـان جلـويي و d_i قطر سوراخ داخلي محور مي‌باشد.

$$\sigma_z(total) = \frac{f_f}{A} + \frac{M_3(\frac{d_o}{2})}{\frac{\pi}{64}(d_o{}^4 - d_i{}^4)}$$

(۱۴)

$$\tau_{zx(total)} = \frac{4}{3}\frac{F_t}{A} + \frac{M_2(\frac{d_o}{2})}{\frac{\pi}{32}(d_o^4 - d_i^4)}$$

(۱۵)

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{(\frac{\sigma_x + \sigma_z}{2})^2 + (\tau_{zx})^2}$$

(۱۶)

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_z}{2} + \sqrt{(\frac{\sigma_{zt}}{2})^2 + (\tau_{zxt})^2}$$

(۱۷)

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_z}{2} - \sqrt{(\frac{\sigma_{zt}}{2})^2 + (\tau_{zxt})^2}$$

(۱۸)

σ_1 : تنش اصلي ماكزيمم

σ_2 : تنش اصلي مينيمم

قابل توجه است كه موقعيت A و B از نظر مولفه هاي تنش كاملا يكسان است الا اينكه مولفه تنش حاصل از گشتاور خمشي M_3 در المان A مثبت (در جهت Z) و در المان B منفي (در خلاف جهت Z) بوده و لذا برآيند تنش در المان A بشتر از المان B بوده و اين موضع بحراني خواهد بود. محاسبات مربوط به المانهاي ديگر نظير B,C,D نيز مانند المان A صورت مي‌گيرد.

محاسبه تنشهاي حرارتي

چنانچه دماي ميله اي به طول L به اندازه ΔT افزايش يابد طول ميله به اندازه δ_T زياد ميشود كه با تغيير دماي ΔT و طول اوليه متناسب است [۹] :

$$\delta_T = \alpha(\Delta T)L$$

(۱۹)

كه در آن α مقداري ثابت و از مشخصه هاي فلز است كه ضريب انبساط حرارتي ناميده ميشود. تغيير شكل δ_T بايد با كرنشي برابر با $\varepsilon_T = \delta_T / L$ همراه باشد كه در نتيجه:

$$\varepsilon_T = \alpha\,\Delta T$$

(۲۰)

كه در آن ε_T كرنش حرارتي است. براي حالتي كه دو انتهاي سازه مقيد است (مانند شرايط مسئله) چون برآيند تنشهاي مكانيكي و حرارتي صفر است داريم:

$$\delta = \delta_T + \delta_P = \alpha(\Delta T)L + \frac{PL}{AE} = 0$$

(۲۱)

و از آنجا نتيجه مي گيريم كه:

$$P = -AE\alpha E\alpha(\Delta T)$$

(۲۲)

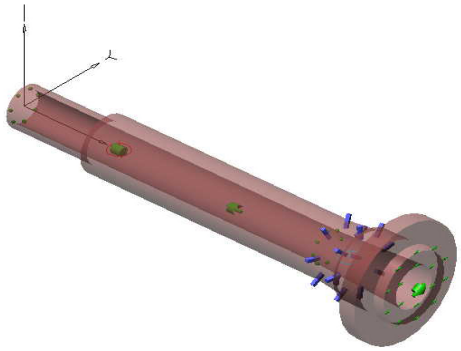
لذا تنش حرارتي ناشي از تغيير دماي ΔT برابر است با:

$$\sigma_T = \frac{P}{A} = -E\alpha\alpha(\Delta T)$$

(۲۳)

مدلسازي هندسي اسپيندل در محيط نرم افزارVisual Nastran به صورت سه بعدي

نخستين گام در تحليل هر قطعه، ايجاد مدل هندسي آن براي كامپيوتر مي‌باشد در اين مقاله ابتدا مدل سه بعدي اسپيندل در محيط نرم افزار مدلساز Solid Works ترسيم شده و سپس اين مدل به محيط نرم افزار تحليلي Visual Nastran انتقال يافته است. اين مدل به عنوان مدل هندسي اسپيندل در شبيه سازي مورد استفاده قرار گرفته است. مدل اسپيندل به همراه ياتاقانهاي جلويي و عقبي در شكل (۷) نشان داده شده است

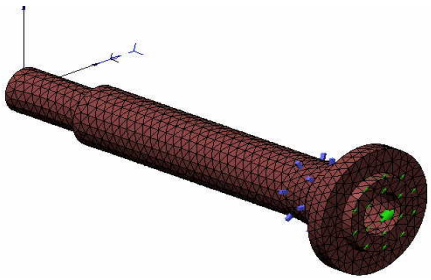


شكل ۷: مدل اسپيندل دستگاه تراش به صورت سه بعدي.

شبكه بندي مدل هندسي اسپيندل

مرحله بعدي شبكه بندي مدل هندسي است. بعد از مدلسازي هندسه، بايد مدل هندسي به اجزاء كوچكتري به نام المان تقسيم شود. اين عمل كه شبكه بندي ناميده مي‌شود، از اهميت خاصي در اجزاء محدود برخوردار است ، بطوريكه اگر مدلسازي المان محدود يك جسم بطور صحيح انجام نگيرد، نتايج حاصل از تحليل نادرست خواهد بود. براي شبكه بندي پوسته عقبي و جلويي از ۱۲۷۶ المان چهار وجهي استفاده شده است. اين المان داراي چهار گره در گوشه ها مي‌باشد. هر گره داراي سه

درجـه آزادي جابجـايي (U_X, U_y, U_Z) مـي‌باشـد. شـكل (۸) شـبكه بنـدي مـدل هندسـي اسـپيندل را نشان ميدهد.



شكل ۸: شبكه بندي مدل هندسي اسپيندل.

نحوه اعمال شرايط مرزي و نيروها به اسپيندل در نرم افزار

بعد ازمدل سازي و شبكه بندي مدل، بايد بارهاي وارد به سازه را به همراه شرايط مرزي موجود روي مدل شبيه سازي شده اعمال نمود نحوه اعمال بار و همچنين شرايط مرزي روي مدل بسيار مهم بوده و جوابهاي خروجي را مستقيما تحت تاثير قرار ميدهد. شرايط مرزي موجود روي اسپيندل عبارتند از:

۱- ياتاقانهـا: بـراي اعمـال اثـر ياتاقانهـا ، درجـات آزادي گـره هـا ي موجـود در موضـع آنهـا در راسـتاي عمودي حذف گرديده است.

۲- حـرارت ناشـي از اصـطكاك: بـراي اعمـال اثـر اصـطكاك كـه منجـر بـه ايجـاد دمـا در ياتاقانهـا مـي‌گـردد، دمـا در هـر دور محاسـبه گرديـده و بـه عنوان يـك دمـاي اوليـه در موضـع ياتاقانهـا قـرار داده شـده اسـت. اگـر ω سـرعت چرخشـي اسـپيندل بـر حسـب rpm و δT_1 و δT_2 افـزايش دمـا در ياتاقانهاي عقبي و جلويي باشند داريم [۵] :

$$\delta T_1 = -1.03\times10^{-9}\omega^3 + 9.25\times10^{-6}\omega^2 - 6.84\times10^{-3}\omega - 1.24\times10^{-1}$$

(۲۴)

$$\delta T_2 = -1.01\times10^{-9}\omega^3 + 6.01\times10^{-6}\omega^2 - 4.59\times10^{-3}\omega - 5.37\times10^{-2}$$

(۲۵)

در ايـن مقالـه نيروهـاي حاصـله از تـراش قطعـه كـار از طريـق فرمولهـاي زيـر محاسـبه شـده سـپس ايـن نيروهـا (f_c, f_t, f_a) بـه دهانـه جلـويي اسـپيندل منتقل شده است. در نتيجـه تركيبـي از سـه نيـرو و سـه گشـتاور (M_1, M_2, M_3) در دهانـه اسـپيندل بـه وجـود مـي‌آيـد. ايـن بارهـا و گشـتاورها دقيقـا در مركـز دهانـه جلـويي اسـپيندل قـرار داده شـده اسـت. سـپس گشـتاور ناشـي از گيـربكس در موقعيـت متنـاظر روي اسپيندل اعمال شده است.

$$F_C = \frac{\tau_S A_C \cos(\beta - \gamma_{ne})}{\sin\varphi in\varphi.co + \beta - \gamma_{ne})}$$

(۲۶)

$$F_t = F_C tg(\beta - \gamma_{ne})$$

(۲۷)

$$F_a = \frac{p_f}{v}$$

(۲۸)

F_C: نيروي عمودي — γ_{ne}: زاويه براده

F_t: نيروي شعاعي — τ_S: تنش برشي قطعه كار

F_a: نيروي محوري — P_f: توان پيشروي

β: زاويه اصطكاك — v: سرعت پيشروي

ϕ: زاويه برش

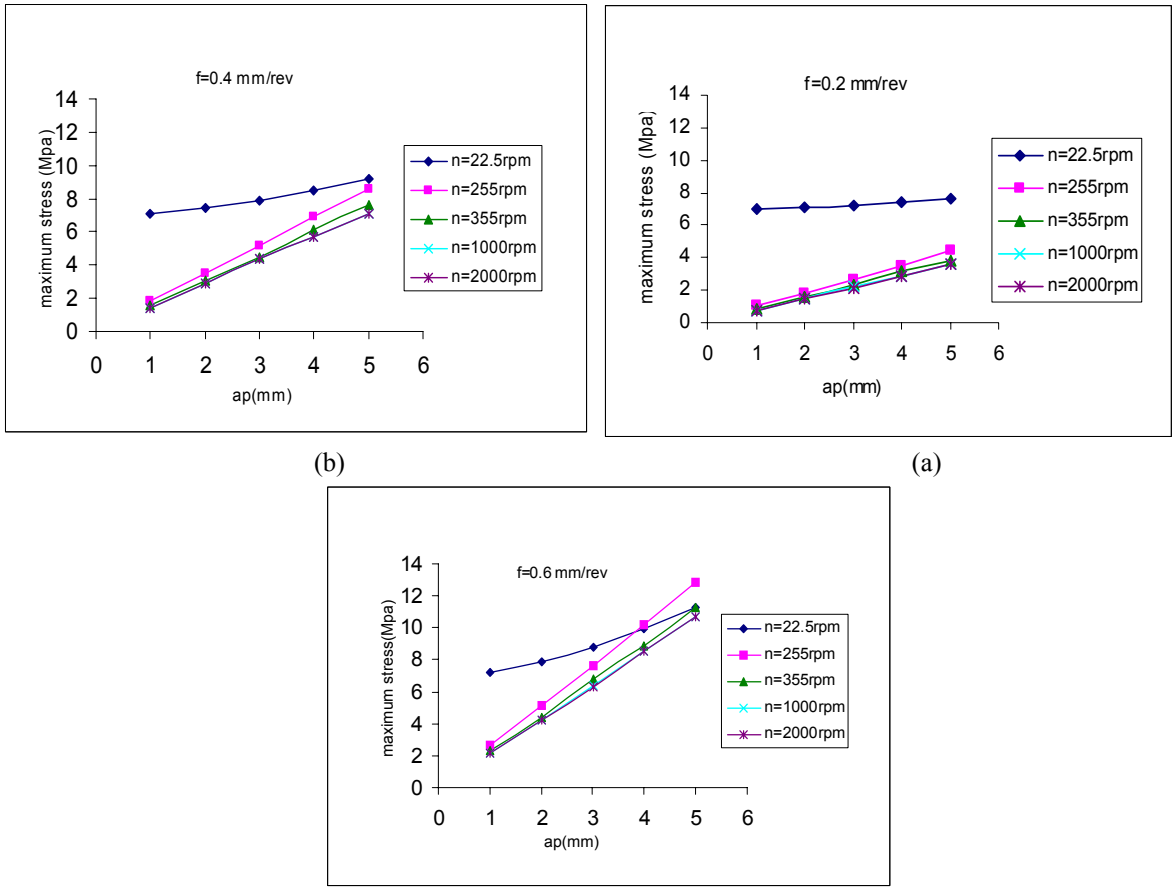
A_C: سطح مقطع براده برداشته نشده

بـراي هـر مـدل المـان محـدود بايـد خـواص مـاده بـراي المانهـا تعريـف گـردد. مشخصـات مكـانيكي مـاده اسـپيندل و شـرايط آن در جـدول (۱) آمـده اسـت. ضمنا قطعـه كـار مـورد مطالعـه بـه طـول L=300mm و قطر D=100mm مي باشد.

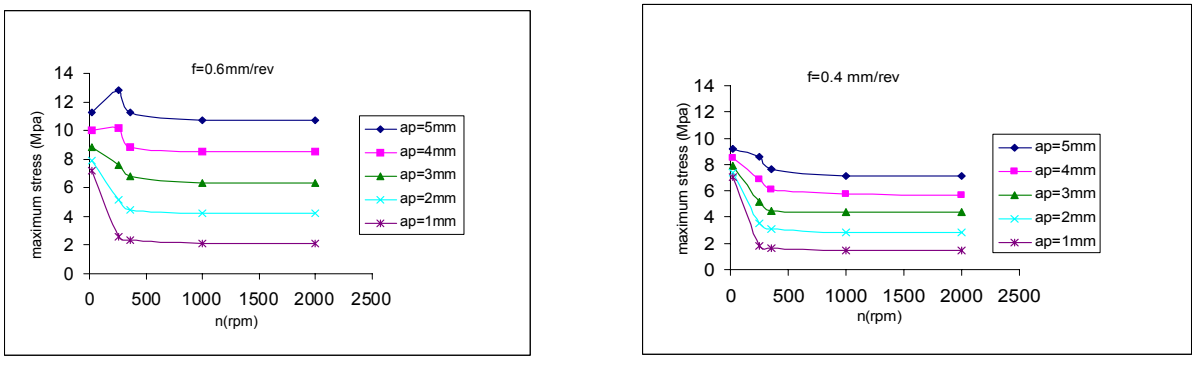
جدول ۱: مشخصات اسپيندل و شرايط كاري آن.

مشخصات اسپيندل	جنس	مدول الاستيسيته	ضريب پواسون
	Steel 4340	210 (Gpa)	υ=0.3
دوراسپيندل n (rpm)	22.5 , 255 , 355 , 1000 , 2000		
پيشروي (mm/rev)	0.2 , 0.3 , 0.4 , 0.5 , 0.6		
عمق باردهي a_p(mm)	1 , 2 , 3 , 4 , 5		

در ايـن قسـمت بـا توجـه بـه آناليزهـاي انجـام شـده، نمودارهايي از توزيع تنشها و كرنشهاي حاصل از حالتهـاي ذكر شده بر حسب پيشروي و مقـدار عمـق بـاردهي رسـم شده است.



شكل ۹: نمودارهاي تنش بيشينه (حرارتي و مكانيكي) بر حسب عمق باردهي در پيشروي و دورهاي مختلف.



شكل ۱۰: نمودار تنش بيشينه (حرارتي و مكانيكي) بر حسب دور اسپيندل و عمق باردهي در دو پيشروي متفاوت.

بحث

پس از انجام تحليل براي تمام حالتهاي ذكر شده، تنشها و كرنشهاي بيشينه به دست آمده و نمودارهاي حاصل از آنها رسم شده است (اشكال۹تا۱۴). بيشترين تنش و كرنش در مقطع ياتاقان جلويي بوده و لذا از لحاظ طراحي تنش و كرنش ياتاقان جلويي نقش مهمي را ايفا مي‌كند. شكل (۹) ماكزيمم تنش را بر حسب عمق باردهي در پيشروي و دورهاي مختلف نشان مي دهد. در اين شكل چون تنش مكانيكي و حرارتي با همديگر در نظر گرفته شده اند لذا نمودارهاي دورهاي 1000و 2000

تقريبا بر روي هم قرار گرفته اند. از نمودارهاي تنش بيشينه بر حسب عمق باردهي در پيشرويهاي متفاوت مي‌توان به اين نتيجه رسيد كه هر چه عمق باردهي افزايش پيدا كند، تنش بيشينه نيز افزايش مي يابد (شكل٩). زيرا با افزايش عمق برش عكس العمل نيروهاي وارد بر اسپيندل نيز زياد شده و متعاقبا تنش بيشينه افزايش ميابد. حداكثر مقدار تنش بيشينه در پيشروي f=0.6mm/rev و در دور n=255rpm ميباشد كه اين مقدار با افزايش عمق باردهي زياد مي شود. علت اينكه حداكثر تنش بيشينه در اين دور اتفاق مافتد اين است كه در عمقهاي كم (مثلا تا حدود ٣ ميليمتر اثر نيروهاي استاتيكي ناچيز است و با افزايش سرعت از همان اول نيروهاي ديناميكي غالب شده و تنش مي افتد و لذا منحني تغييرات تنش بيشينه سير نزولي دارد (شكل 9a,b,c). در عمقهاي بالا براي غلبه نيروهاي ديناميكي بر استاتيكي به افزايش سرعت بيشتري نياز است. همانطوريكه از پيشرويهاي ۴ و ۵ ميليمتر مشخص است (شكل 9a,b,c).در حقيقت با رسيدن به دورهاي بالاتر از n=255rpm اثر نيروهاي استاتيكي كاهش يافته و در نتيجه تنش بيشينه كم ميشود. لذا دور n=255rpm پيك منحنيهاي تنش است. در شكل (١٠) نمودار تنش بيشينه بر حسب دور اسپيندل و عمق باردهي در دو پيشروي متفاوت ترسيم شده است. در اين نمودارها نيز تاثير تنش مكانيكي و حرارتي با همديگر در نظر گرفته شده است. شكل (١١) نمودار تنش مكانيكي بيشينه بر حسب عمق باردهي در دورهاي مختلف و به ازاي سه پيشروي را نشان مي دهد. در نمودارهاي تنش بيشينه بر حسب پيشروي با افزايش مقدار پيشروي مقادير تنشها افزايش مي‌يابد(شكل١١).

شكل (١٢) نمودار تغييرات مجموع تنشهاي مكانيكي و حرارتي (١٢a) و نيز تغييرات تنش مكانيكي به تنهايي (١٢b) را بر حسب سرعت پيشروي در دورهاي مختلف اسپيندل و در حداكثر عمق انتخابي نشان ميدهد. روند كلي تغييرات اين منحنيها نشان ميدهد كه با افزايش سرعت پيشروي مقادير اين تنشها نيز زياد ميشود. تغييرات اين تنشها بر حسب افزايش سرعت اسپيندل سير نزولي دارد كه دليل آن غلبه كردن نيروهاي ديناميكي بر نيروهاي استاتيكي در دورهاي بالا ميباشد. اين اثر بخاطر حرارت زياد ايجاد شده در دورهاي بالاي اسپيندل در منحني (١٢a) كه تنش حرارتي نيز در آن منظور شده نسبت به شكل (١٢b) كه تنها نمايانگر تنش مكانيكي است كم رنگ تر است.

شكل (١٣) نمودار تغييرات تنش مكانيكي را بر حسب سرعت اسپيندل در دو عمق پيشروي و درسرعتهاي پيشروي مختلف نشان ميدهد. با توجه به اين شكل اولا- تنش بيشينه در عمق پيشروي بيشتر (١٣b) در مقايسه با عمق كمتر (١٣a) زيادتر است. ثانيا- اين تنش بيشينه در دورهاي پايين اسپيندل (كمتر از n=255rpm) نسبت به دورهاي بالا (بيشتر از n=255rpm) بشتراست كه دليل آن قبلا ذكر شد. آناليز قطعه اي با قطر 300mm, 500mm, 900mm و طولهاي متفاوت 1500mm, 1200mm , 600mm , نشان ميدهد كه :

با افزايش طول قطعه كار به دليل افزايش ممانهاي حاصله ، تنش و كرنش بيشينه افزايش پيدا ميكند (شكل14a,b). توجيه روند كلي تغييرات تنش و كرنش بيشينه بر حسب دورهاي مختلف اسپيندل همانند منحنيهاي قبلي است.

نتيجه گيري

با توجه به آناليز تئوري و نرم افزاري انجام شده روي اسپيندل نتايج ذيل حاصل شد:

١- مقطع ياتاقان جلويي ناحيه بحراني در اسپيندل ميباشد.

٢- با افزايش پيشروي و ميزان عمق باردهي نيروهاي تراش و در نتيجه گشتاورهاي حاصله افزايش مي يابند و به همين دليل مقدار تنش ها وكرنش هاي حاصله افزايش مي يابند .

٣- شيب نمودارهاي تنش و كرنش بيشينه بر حسب عمق بار دهي در دور $n = 22.5\,rpm$ كم مي باشد كه به دليل تأثير زياد گشتاور گيربكس در اين دور مي باشد.

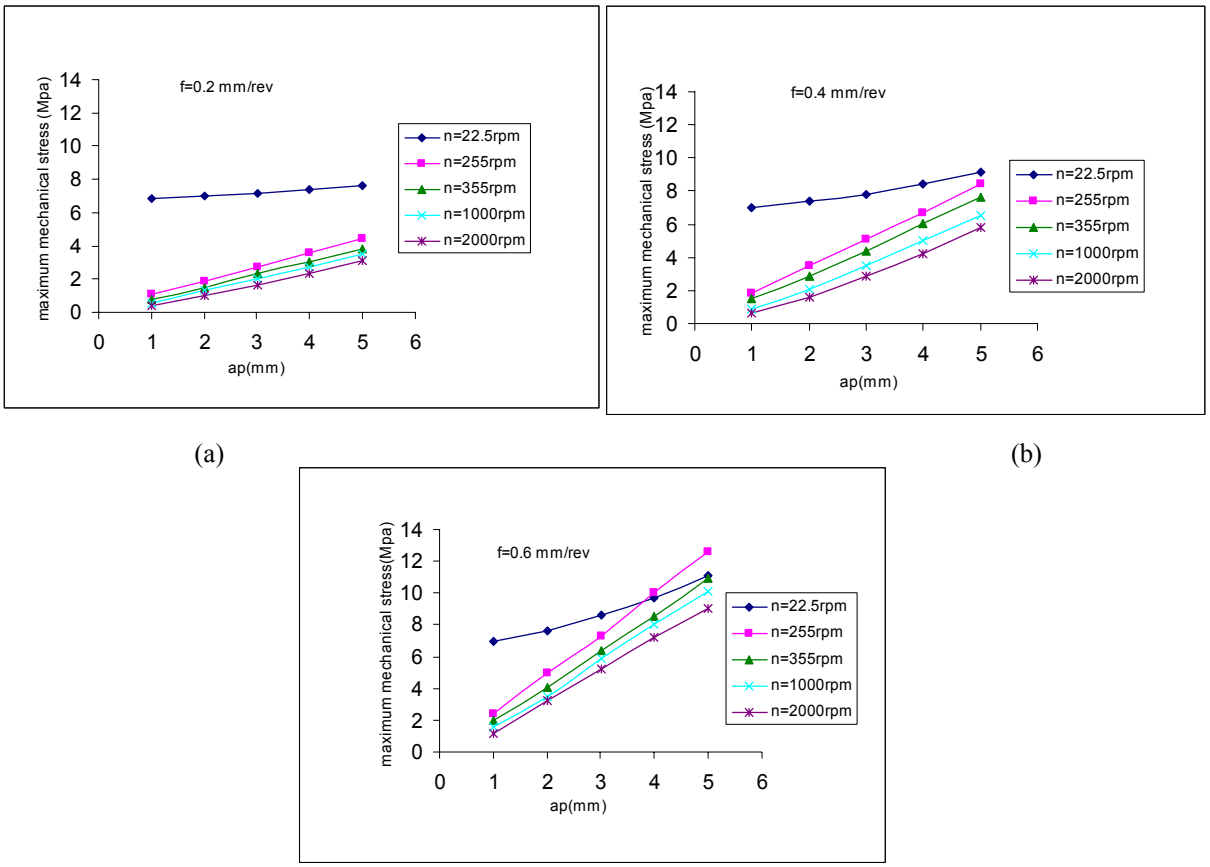
٤- شيب نمودارهاي تنش و كرنش بيشينه بر حسب عمق باردهي در دورهاي ديگر به دليل كم شدن اثر گشتاور گيربكس زياد مي باشد.

٥- هر چه مقدار عمق باردهي كم مي شود تنشها و در نتيجه كرنشهاي بيشينه در دورهاي (255,355,1000,2000) به همديگر نزديكتر مي شوند.

۶- هر چه مقدار پيشروي کاهش پيدا مي کند فاصله تنشها و کرنشهاي دور $22.5\ rpm$ از دورهاي ديگر بيشتر مي شود.

۷- واضح است که هر چه طول قطعه کار افزايش پيدا مي کند تنشها و در نتيجه کرنشهاي بيشينه زياد ميشوند. حداکثر اين مقادير در دور $n = 255rpm$ اتفاق مي افتد.

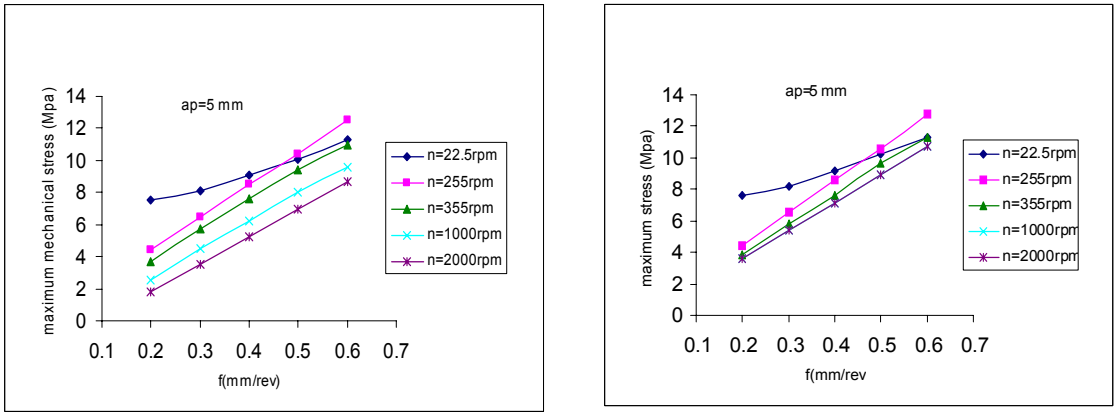
۸- حرارت حاصل در اسپيندل عامل افزايش تنش است. که در دورهاي پايين مقادر تنشهاي حرارتي حاصل در مقايسه با تنشهاي مکانيکي کم رنگ است ولي در دورهاي بالا (1000,2000 rpm) اين مقادير قابل توجه است.



(a) (b)

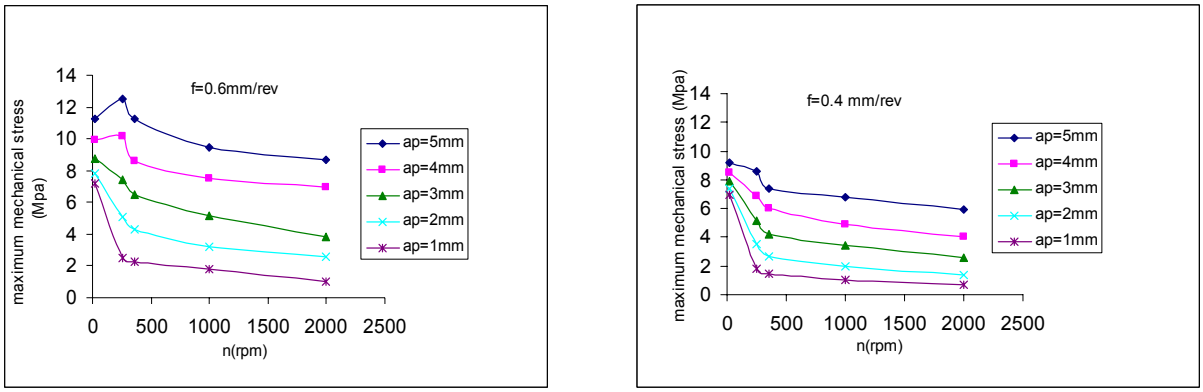
(c)

شکل ۱۱ : نمودار تنش مکانيکي بيشينه بر حسب عمق باردهي در دورهاي مختلف و به ازاي سه پيشروي.



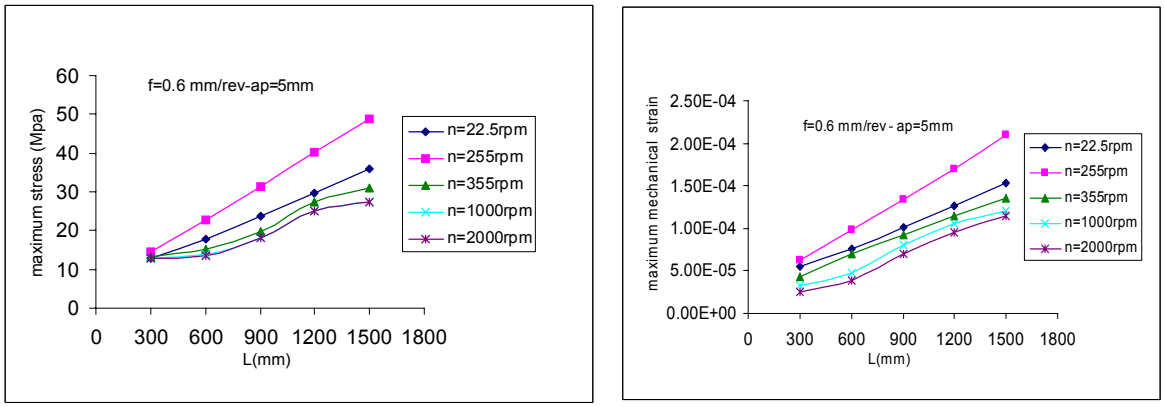
(b) (a)

شکل ۱۲: نمودار تنش بيشينه حرارتي و مکانيکي (a) و مکانيکي (b) بر حسب پيشروي.



(b) (a)

شكل ۱۳: نمودار تنش مكانيكي بيشينه بر حسب دور اسپيندل براي دو پيشروي مختلف.



(b) (a)

شكل۱۴: نمودار تنش و كرنش بيشينه (حرارتي و مكانيكي) بر حسب طول قطعه كار.

مراجع

1 - Week, M., Bibring, H. (1984). *Handbook of Machine Tools*, Volume 2, Jhon Wiley, new yourk.

2 - Mehta, N. K. (1984). *Machine Tool Design*, Tata McGrow-Hill, New Delhi.

3 - Chen, T. U., Wei, W. J. and Tsai, J. C. (1999). "Optimum design of headstock of precision lathes." *Int. J. of Machine Tool & Manufacture,* Vol. 39, PP.851-865.

4 - Kang, Y., Chang, Y. P., Tsai, J. W., Chen, S. C. and Yang, L. K. (2001). "Integrated “CAE” strategies for the design of machine tool spindle-bearing system." *Finite Element in Analysis and Design*, Vol. 37, PP.485-511.

5 - Choi, J. K. and Lee, D. G. (1998). "Thermal characteristics of the spindle bearing system with a gear located on the bearing span." *Int. J. of Machine Tools & Manufacture,* Vol. 38, PP.1017-1030.

6 - Jong-Jin Kim, Young Hun Jeony. And Dong-Woo Cho. (2004). "Thermal behavior of a machine tool equipped with linear motors." *International Journal of Machine Tools & Manufacture,* Vol. 44, No. 7-8, PP. 749-756.

7 - Honggi, Li. and Yung, C. Shin. (2004). "Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermo-mechanical spindle model." *International Journal of Machine Tools & Manufacture,* Vol. 44, No. 4, PP. 347-364.

8 - Pruvot, F. C. (1980). "High speed bearing for machine tool spindles." *Ann. CIRP.*, Vol. 29, No. 1, PP. 293-297, 1980.

9 - Arshinov, V. and Alekseev, G. (1979). *Metal Cutting Theory and Cutting Tool Design*, Fourth Printing.