

EŞZAMANLI FREZELEME OPERASYONLARININ DİNAMİĞİ VE KARARLILIĞI

Alptunç Çomak ^{a*}, Erhan Budak ^b

^a. Manufacturing Research Laboratory, Sabanci University, Tuzla, Istanbul, Turkey alptunc@sabanciuniv.edu

^b. Manufacturing Research Laboratory, Sabanci University, Tuzla, Istanbul, Turkey ebudak@sabanciuniv.edu

Özet

Eşzamanlı frezeleme operasyonu aynı anda birden çok freze takımının kesme işlemi yapmasıdır. Kullanılan tezgaha da bağlı olarak freze takımları tek bir ya da farklı noktalarda bağlanarak aynı ya da farklı parçalar üzerinde işlem yapabilirler. Eşzamanlı frezeleme operasyonları toplam talaş kaldırma miktarını arttırmanın yanı sıra süreç kararlılığı ve tırlama titreşimleri yönlerinden de avantajlar sunabilirler. Tırlama titreşimlerinin giderilmesi sonucunda yüzey kalitesinde de artış sağlanmakta ve üretim verimliliği artmaktadır. Diğer yandan paralel frezeleme operasyonları, geleneksel tek takımlı frezeleme operasyonlarına nazaran dinamik açıdan daha karmaşık bir yapıdadırlar. Geleneksel frezeleme operasyonunda önemsiz ve ihmal edilen çapraz transfer fonksiyonları, paralel frezeleme operasyonunda büyük önem arz etmektedir. Çapraz frekans tepki fonksiyonları kesme esnasında bir noktadaki dinamik kuvvetlerin tezgahın diğer bir noktasında yarattığı titreşimleri hesaplamada kullanılır. Takımların transfer fonksiyonlarının yanı sıra, iş parçasına ait transfer fonksiyonları da kesme işlemi üzerine etkide bulunmaktadır. Kesilecek olan iş parçasının rijitliği, kesme kuvvetlerini ve buna bağlı olarak tırlama titreşimlerini önemli derecede değiştirebilmektedir. Makale kapsamında paralel frezeleme operasyonunun dinamiği ve tırlama titreşiminin önlenmesi ele alınmıştır. Gerçekleştirilen simülasyonlar, çok maksatlı NTX2000 tezgahında yapılan testler ile doğrulanmış ve uygun hız çiftlerinin seçilmesi sonucunda toplam kararlılık limitinde artış sağlandığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Eşzamanlı frezeleme, Tırlama, Kararlılık Diyagramları, İş parçası Dinamiği

Giriş

Eşzamanlı talaşlı imalat operasyonları sağlamış olduğu çeşitli avantajlar nedeniyle birçok sektörde kullanılmaya başlanmıştır. Paralel frezeleme ve paralel tornalama gibi örnekleri olan eş zamanlı talaşlı imalat operasyonları çok maksatlı takım tezgahlarında uygulanmaktadır. Eşzamanlı frezeleme operasyonu aynı anda birden çok freze kesici takımının aynı ya da farklı yüzeyleri kesme işlemi olarak bilinmektedir. Kesici takımlar aynı ya da farklı taretler veya işmillerine bağlı olabilmektedirler. Uygun kesim şartları sağlandığında paralel frezeleme operasyonlarının üretim verimliliğini artırıcı avantajı vardır. Geleneksel tek takımlı frezeleme operasyonlarında olduğu gibi tırlama titreşimi bu verimliliği kısıtlayan en büyük etkenlerdendir. Öte yandan frezeleme koşulları uygun biçimde seçildiği takdirde kararlı talaş kaldırma oranı artmaktadır. Böyle bir durumda, her iki kesici takımında ortaya çıkan dinamik kesme kuvvetleri birbirlerini sönmülmektedirler. Bunun yanı sıra iş parçası dinamiği, takımlar arasında dinamik etkileşim sağladığı için eş zamanlı frezeleme operasyonlarının dinamiği ve kararlılığı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.

Eş zamanlı frezeleme operasyonlarının dinamiği, kesici takımlar arasındaki dinamik etkileşimin varlığı sonucu geleneksel tek takımlı frezeleme operasyonlarına göre daha karmaşık bir yapıya sahiptir. İş parçası kesici takımlara göre esnek değilse, dinamik etkileşim sadece takım tezgahı üzerinden

gelebilmektedir. Takımlar arasında dinamik etkileşimin olmadığı durumda her iki takım da iki ayrı tek takımlı frezeleme operasyonu gibi kesme işlemi yaparlar. Dinamik etkileşimin iki farklı kaynağı vardır. Birincisi dinamik iş parçası nedeniyle ortaya çıkan etkileşim türü olup herhangi bir takımında oluşan titreşimin iş parçası dinamiğini etkileyip diğer takımında oluşan titreşimi etkilemesidir. Dinamik etkileşimin diğer türü ise takım tezgahı yapısından kaynaklanmaktadır; fakat bu tür dinamik etkileşim kesici takımlar arasındaki yolun uzun ve rijit olması sebebiyle nadiren rastlanmaktadır.

Talaşlı imalat operasyonlarının dinamik ve kararlılığı birçok çalışmada detaylı olarak açıklanmıştır. Talaşlı imalatta tırlama titreşiminin teorisi ilk olarak Tobias, Fishwick [1] ve Tlusty, Polacek [2] tarafından ileri sürülmüştür. Kesme kuvvetleri ve dinamik yer değiştirme arasındaki etkileşim gösterilmiş ve tırlama kararlılığı limitleri tahmin edilmiştir. Ardından, Tlusty ve İsmail [3] zaman kümesinde yaptıkları benzetimler sonucunda kararlılık limitlerini daha doğru bir şekilde elde etmişlerdir. Budak ve Altıntaş [4] frezeleme operasyonlarının kararlılığında, frekans kümesinde kararlılık diyagramlarını daha etkili bir şekilde geliştiren analitik bir metot ortaya çıkarmışlardır. Ayrıca kararlılık cepleri olgusu ise birçok yazar tarafından açıklanmıştır [5],[6].

Paralel talaşlı imalatın dinamiği ve kararlılığında ise oldukça az çalışma yapılmıştır. Lazoğlu [7] paralel tornalama operasyonu için zaman kümesinde bir model geliştirmiştir. Ardından Özdoğanlar ve Endres [8] paralel tornalamanın dinamiğini formüle etmişlerdir. Öztürk ve Budak [9] paralel frezeleme operasyonunun dinamiğini zaman kümesi içinde çözümler ve değişik kesme durumlarında kararlılık diyagramlarını ortaya koymuşlardır. Brecher ve Trofimov [10] yine zaman kümesi benzetimlerini kullanmışlar ve kesici dişler arasındaki açıl ofsetin ve iş mili hızının kararlı kesme derinliğine olan etkilerini incelemişlerdir. Shamoto [11] eş zamanlı frezeleme operasyonlarında iş mili hız farkını kullanarak tırlama titreşimlerinin yok edilmesini sağlamıştır.

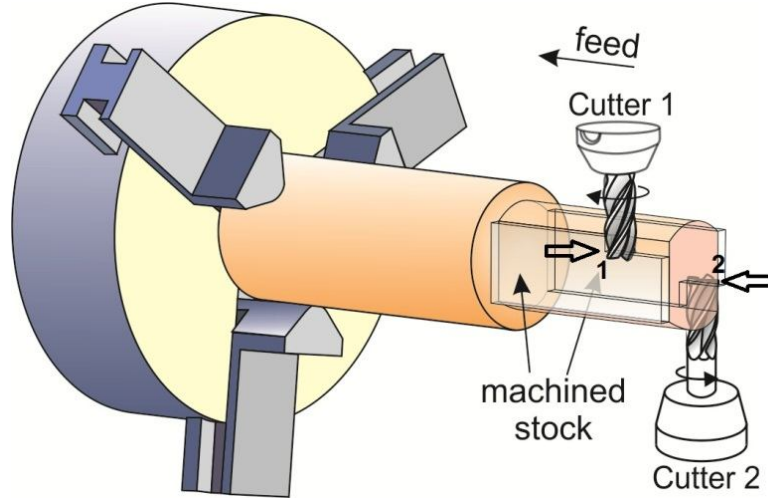
Bu makalede ise, paralel frezeleme operasyonlarında kararlılık diyagramlarının elde edilebilmesi için yeni bir analitik çözüm metodu geliştirilmiştir. İş parçası dinamiğinin süreç kararlılığına olan etkisi gösterilmiştir. Benzetim sonuçları paralel frezeleme testleri ile doğrulanmıştır. Son olarak benzetim ve test sonuçları yorumlanarak birkaç pratik öneri sunulmuştur.

Paralel Frezeleme Operasyonlarının Dinamiği

Geleneksel tek takımlı frezeleme operasyonlarının aksine eşzamanlı frezeleme operasyonlarında kararlılık ceplerinin belirlenmesi için her iki takımın ve iş parçasının çapraz frekans tepki fonksiyonlarının (FTP) belirlenmesi gereklidir. Eşzamanlı frezelemede işlenecek iş parçası her iki takımdan ortaya çıkan dinamik kesme kuvvetleri tarafından tahrik edilmektedir. Bunun sonucunda, her kesici takım, kendi kesme kuvveti ve diğer takımın kesme kuvvetinden etkilenmektedir. Bu noktada eşzamanlı kesme işlemlerinin dinamiği ve tırlama analizleri için çapraz transfer tepki fonksiyonlarının belirlenmesi kritik ve önemlidir. Her iki takımın dinamik kesme kuvvetleri birbirlerine bağımlıdır ve bu yüzden birlikte çözülmesi gerekmektedir.

Dinamik Tepkiler ve Talaş Kalınlığı Hesabı

Dinamik kesme kuvveti ifadesini türetmek için takımlar ile iş parçasının temas noktalarındaki dinamik tepkilerin belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 1'de görüldüğü gibi 1 ve 2 noktaları sırasıyla birinci ve ikinci kesici takımın iş parçası ile temas noktalarını göstermektedir. İş parçası takımlara göre daha esnek olduğundan birinci ve ikinci noktalar arasında dinamik etkileşim bulunmaktadır. Her iki kesici freze takımı eş zamanlı olarak kesim operasyonu yaptıklarında, birinci noktada oluşan kuvvetler ikinci noktanın dinamik tepkisini etkilemektedir ve tersi de doğrudur.



Şekil 1. Paralel Frezeleme Operasyonu

Birinci ve ikinci noktadaki dinamik tepkiler aşağıdaki gibi formüle edilmiştir:

$$\begin{aligned} R_{ix} &= F_{ix} G_{ixx}^T + F_{ix} G_{ixx}^W + F_{iy} G_{iyx}^W + F_{iy} G_{iyx}^T + F_{jx} G_{jxx}^W + F_{jy} G_{jyx}^W + F_{jx} G_{jxx}^{coup} + F_{jy} G_{jyx}^{coup} \\ R_{iy} &= F_{iy} G_{iyy}^T + F_{iy} G_{iyy}^W + F_{ix} G_{ixy}^W + F_{ix} G_{ixy}^T + F_{jy} G_{jyy}^W + F_{jx} G_{jxy}^W + F_{jy} G_{jyy}^{coup} + F_{jx} G_{jxy}^{coup} \end{aligned} \quad (1)$$

Burada i ve $j = (1,2)$ sırasıyla bir ve ikinci temas noktalarını belirtmektedir. F_{ia} terimi i^{th} temas noktasındaki a ($a = x, y$) yönündeki dinamik kesme kuvvetidir. Aynı şekilde, G_{ijab}^W ise "i" noktasından "a" yönünde ölçülen ve "j" noktasının "b" yönünden tahrik edilen iş parçasına ait transfer fonksiyonudur.

Birinci noktadaki dinamik tepki, birinci ve ikinci kesici takımların dinamik kuvvetlerinden (F_1 ve F_2) etkilenmektedir. Bir ve iki noktaları arasındaki dinamik etkileşim ise G_{12}^W ve G_{21}^W çapraz transfer fonksiyonları ile ifade edilmektedir. G_{ijxy}^{coup} ise takım tezgahı yapısından kaynaklanan dinamik etkileşimi ifade çapraz transfer fonksiyonudur.

İki kesici takımın yarattıkları dinamik kuvvetler sonucu takım ve iş parçasının titreşimlerini içeren bir ve iki noktalarındaki dinamik tepkiler aşağıdaki gibi gösterilmektedir.

$$\begin{aligned} \Delta x_1 &= [x_1^T(t) - (x_1^W(t) + x_2^W(t))] - [x_1^T(t - \tau_1) - (x_1^W(t - \tau_1) + x_2^W(t - \tau_2))] \\ \Delta y_1 &= [y_1^T(t) - (y_1^W(t) + y_2^W(t))] - [y_1^T(t - \tau_1) - (y_1^W(t - \tau_1) + y_2^W(t - \tau_2))] \end{aligned} \quad (2)$$

$x_1^T(t)$ ve $x_2^W(t)$, birinci takımın ve iş parçasının (birinci takım dolayısıyla) x yönündeki dinamik yer değiştirme terimleri olup $x_2^W(t)$ ise ikinci kesici takımın iş parçası üzerindeki etkisi nedeniyle oluşan x yönündeki dinamik yer değiştirme terimidir. Dinamik talaş kalınlığı ifadesinin ikinci kısmı aynı yüzeydeki bir önceki tura ait olan terimleri ifade etmektedir. Böylece birinci takıma ait dinamik talaş kalınlığı ifadesi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$h_1 = \Delta x_1 \sin \theta_{j1} + \Delta y_1 \cos \theta_{j1} \quad (3)$$

h_1 terimi birinci noktadaki dinamik talaş kalınlığını ifade etmekte olup θ_{j1} terimi ise birinci takımın girişim açısını göstermektedir.

İkinci kesici takımın dinamik talaş kalınlığı ifadesi de θ_{j2} girişim açısına bağlı olarak benzer şekilde yazılabilir.

Bir başka önemli nokta ise eşitliklerdeki gecikme terimleridir. Geleneksel frezeleme operasyonlarının aksine, paralel frezelemede takımların iş mili dönme hızları farklı olabileceğinden birden fazla gecikme

terimi vardır (τ_1 ve τ_2). Tüm dinamik tepkiler bu iki gecikme teriminden etkilenmekte olup birbirlerine bağımlı hale gelmektedir.

Freze Kuvvet Denklemleri

Paralel frezelemede kuvvet denklemlerinin çıkarılışı geleneksel frezeleme yöntemiyle benzerlik göstermektedir. Teğetsel, radyal ve aksel yöndeki dinamik kesme kuvvetleri aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$F_{Ti} = K_{Ti} a_i h_i, \quad F_{Ri} = K_{Ri} a_i h_i, \quad F_{Ai} = K_{Ai} a_i h_i \quad (4)$$

K_{Ti} , K_{Ri} ve K_{Ai} sırasıyla teğetsel, radyal ve aksel yöndeki kesme kuvvet katsayıları olup a_i ise aksel kesme derinliğidir. Ardından, x ve y yönlerindeki freze kesme kuvvetleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned} F_{Xi} &= -F_{Ti} \cos \theta_{ji} - F_{Ri} \sin \theta_{ji} \\ F_{Yi} &= F_{Ti} \sin \theta_{ji} - F_{Ri} \cos \theta_{ji} \end{aligned} \quad (5)$$

Son olarak her iki takıma ait olan kuvvet denklemleri aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_{X1} \\ F_{Y1} \end{Bmatrix} &= \frac{1}{2} K_{T1} a_1 \begin{bmatrix} \alpha_{XX1} & \alpha_{XY1} \\ \alpha_{YX1} & \alpha_{YY1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta_{X1} \\ \Delta_{Y1} \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} F_{X2} \\ F_{Y2} \end{Bmatrix} &= \frac{1}{2} K_{T2} a_2 \begin{bmatrix} \alpha_{XX2} & \alpha_{XY2} \\ \alpha_{YX2} & \alpha_{YY2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta_{X2} \\ \Delta_{Y2} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

α_{XXi} terimi birinci ve ikinci takıma ait olan yönsel dinamik kuvvet katsayısıdır ($i = 1,2$). Yönsel dinamik kesme kuvvet katsayıları geleneksel frezeleme operasyonunda hesaplandığı gibi paralel frezeleme operasyonu için de hesaplanabilmektedir [12].

Denklemlerde iki farklı gecikme teriminin olması geleneksel frezelemeye göre çözümü daha karmaşık ve zor bir hale getirmektedir. 1 ve 2 noktaları arasında dinamik etkileşim olduğu için kuvvet denklemlerinin birlikte çözülmesi gerekir.

Takımlara ve İş Parçasına Ait Gecikme Terimi Matrisi ve Transfer Fonksiyonları

Her noktadaki dinamik tepkiler farklı gecikme terimlerinden etkilendiğinden dolayı hepsi gecikme terimleri matrisi adı verilen tek bir matris içinde toplanabilir. Matris içindeki her bir gecikme terimi genel kuvvet denklemi içinde eşlenik olan kuvvet ve transfer fonksiyonu çiftine karşılık gelmektedir.

$$\begin{bmatrix} 1 - e^{-j\omega\tau_1} & 1 - e^{-j\omega\tau_1} & 1 - e^{-j\omega\tau_2} & 1 - e^{-j\omega\tau_2} \\ 1 - e^{-j\omega\tau_1} & 1 - e^{-j\omega\tau_1} & 1 - e^{-j\omega\tau_2} & 1 - e^{-j\omega\tau_2} \\ 1 - e^{-j\omega\tau_1} & 1 - e^{-j\omega\tau_1} & 1 - e^{-j\omega\tau_2} & 1 - e^{-j\omega\tau_2} \\ 1 - e^{-j\omega\tau_1} & 1 - e^{-j\omega\tau_1} & 1 - e^{-j\omega\tau_2} & 1 - e^{-j\omega\tau_2} \end{bmatrix}_{4 \times 4} \quad (7)$$

Dinamik etkileşim sonucu çapraz transfer fonksiyonları paralel frezeleme operasyonlarının dinamiği üzerinde önemli bir rol oynamaktadır. Transfer fonksiyonu matrisi tüm direk ve çapraz transfer fonksiyonlarını içermekte olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} G_{1,xx}^T + G_{1,xx}^W & G_{1,xy}^T + G_{1,xy}^W & G_{2,1,xx}^W + G_{2,1,xx}^{OQMP} & G_{2,1,yy}^W + G_{2,1,yy}^{OQMP} \\ G_{1,yy}^T + G_{1,yy}^W & G_{1,yy}^T + G_{1,yy}^W & G_{2,1,xy}^W + G_{2,1,xy}^{OQMP} & G_{2,1,yy}^W + G_{2,1,yy}^{OQMP} \\ G_{12,xx}^W + G_{12,xx}^{OQMP} & G_{12,yy}^W + G_{12,yy}^{OQMP} & G_{1,xx}^T + G_{1,xx}^W & G_{1,xy}^T + G_{1,xy}^W \\ G_{12,xy}^W + G_{12,xy}^{OQMP} & G_{12,yy}^W + G_{12,yy}^{OQMP} & G_{2,1,yy}^T + G_{2,1,yy}^W & G_{2,1,yy}^T + G_{2,1,yy}^W \end{bmatrix}_{4 \times 4} \quad (8)$$

Eşitlik 7'de gösterilen gecikme terimleri, transfer fonksiyonu matrisi içindeki uygun transfer fonksiyonlarına karşılık gelmelidir.

Paralel Frezeleme Genel Kuvvet Denklemi

Eşitlik 2'da türetilen Δ_{x1} ve Δ_{y1} terimleri denklem 6'da yerine konulduğu takdirde karakteristik kuvvet denkleminin genel hali aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$\begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{Bmatrix} e^{i\omega_c t} = \frac{1}{4\pi} \begin{pmatrix} K_{r1} N_{r1} a_1 \\ K_{t1} N_{t1} a_1 \\ K_{r2} N_{r2} a_2 \\ K_{t2} N_{t2} a_2 \end{pmatrix} * \begin{bmatrix} \text{Gecikme} \\ \text{Terimleri} \\ \text{Matrisi} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \text{Yönlendirilmiş} \\ \text{Transfer} \\ \text{Fonksiyonu} \\ \text{Matrisi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{Bmatrix} e^{i\omega_c t} \quad (9)$$

Yönlendirilmiş transfer fonksiyonu matrisi 4'e 4 bir matris olup transfer fonksiyonu matrisi ile yönlendirilmiş dinamik kuvvet katsayılarının çarpımından elde edilmektedir. Gecikme ve yönlendirilmiş transfer fonksiyonu matrisler skaler çarpım ile çarpılmaktadır.

Denklem 9, geleneksel frezeleme operasyonunda olduğu gibi bir özdeğer problemidir. Öte yandan, özdeğer problemini çözebilmek için önceden belirlenmiş iş mili dönme hızına karşılık gelen kararlı kesme derinliğini çıkaran yeni bir analitik çözüm metodu geliştirilmiştir.

Paralel Frezeleme Operasyonlarının Tırlama Kararlılığı

Eşzamanlı frezeleme operasyonlarının doğası olan birden çok kesici takım ve farklı iş mili dönme hızlarının varlığı sebebiyle kararlılık diyagramlarının çıkarılması geleneksel yöntemlere göre daha güçtür. Bir başka problem ise iki ayrı iş mili dönme hızı olması sebebi sonucu, tırlama frekansının iş mili dönme hızı ile direkt bağıntılı olamamasıdır. Diğer yandan, tırlama frekansı tektir; yani iki farklı iş mili dönme hızına karşılık gelen tek bir tırlama frekansı vardır.

Kararlılık probleminin çözümü için 3 farklı durum düşünülebilir. Birincisi, iki iş milinin de dönme hızları olan n_1 ve n_2 ve derinlik oranı olarak kullanılan a_r 'nin verilmesi ile iki takıma ait kararlı kesme derinliklerinin bulunduğu durumdur. İkinci durumda ise herhangi bir takıma ait kesme parametreleri sabitlenerek diğer takımın kesme derinliği ve iş mili dönme hızı hesaplanabilir. Takımlardan birinin iş mili dönme hızı bilinmediği için gecikme terimi matrisi tam olarak oluşturulamaz ve çözüm için iterasyon yöntemi gerekir. Son durumda ise iki takıma ait kesme derinlikleri belirlenip bu derinliklere karşı gelen iş mili dönme hızları hesaplanabilir. Fakat bu durumda da, sonsuz ya da sıfır çözüm halleri ortaya çıkmaktadır. Önceden belirlenen kesme derinlikleri takımların kararlı kesme derinliklerinden küçükse tüm iş mili dönme hızlarını içeren sonsuz bir çözüm kümesi elde edilecektir. Diğer yandan, belirlenmiş olan kesme derinliği takımların mutlak kararlılık limitinden çok yüksek ise, hangi iş mili dönme hızında operasyon gerçekleştirilirse gerçekleştirilsin, hiçbir zaman kararlı bir süreç elde edilemeyecektir ve çözüm boş küme olacaktır. Tüm bu koşullar göz önünde alınarak ilk çözüm önerisinin uygulanması en mantıklı ve doğru yol olduğu kararına varılmıştır. Sonuç olarak bu makalede ilk durum koşulları göz önünde bulundurularak çalışma yapılmıştır.

Öncelikle, kesme oranı olarak nitelenen a_r değeri belirlenerek matrisler tekrar düzenlenmeli ve böylece özdeğer problemi daha basit hale getirilmelidir. Denklem 9'un gerçek çözümünün olabilmesi için determinantının sıfır olması gerekmektedir.

$$\det[I - \lambda(A)] = 0 \quad (10)$$

burada "I" 4'e 4 birim matris olup, A matrisi yönlendirilmiş transfer fonksiyonu matrisi ile gecikme terimleri matrisi ve oran matrisinin çarpımıdır. Oran matrisi ise aşağıdaki biçimde ifade edilmektedir.

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ r & r & r & r \\ r & r & r & r \end{bmatrix} \quad (11)$$

r terimi kesme parametrelerinin oranı olup, $(K_{r1}N_{r1}/K_{r2}N_{r2})a_r$ şeklinden ifade edilmektedir.

Denklem 10'da verilen λ aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$\lambda = \frac{1}{4\pi} [K_{r1}N_{r1}a_1] \quad (12)$$

Son olarak, karakteristik özdeğer problemi, önceden sabitlenmiş bir a_r değeri için çözülür ve birinci takıma ait kararlı kesme derinliği aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$a_1 = (4\pi\lambda/K_{r1}N_{r1}) \quad (13)$$

Denklem 10'un özdeğer problemi çözümü 4 tane karmaşık kök vermektedir. Ancak Denklem 12'de yapılan λ tanımına bakılacak olursa, çözüm için özdeğerlerin sanal kısımlarının sıfır olduğu noktalardaki gerçek kısımları kullanılacaktır. Farklı iş mili dönme hızlarına karşılık gelen kararlı kesme derinlikleri hesaplanarak birinci takıma ait kararlılık diyagramı oluşturulabilir. Kesme oranı değerleri kullanılarak ikinci takıma ait kararlı kesme derinliği ve iş mili dönme hızı da böylece bulunmuş olmaktadır.

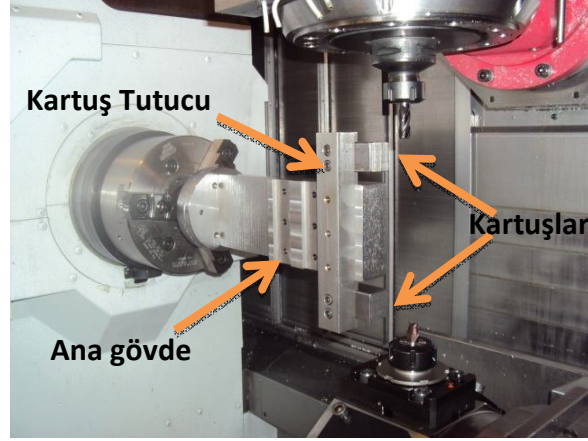
Benzetim ve Deneysel Doğrulama Sonuçları

Eşzamanlı frezeleme tırlama kararlılığı metodunun farklı durumları için benzetimler yapılmıştır. İlk olarak, iş parçası esnekliğinin kararlı kesme derinliğine olan etkisi analiz edilmiş ve kararlılık diyagramları oluşturulmuştur. Takımın transfer fonksiyonlarının yanı sıra iş parçasının çapraz ve direk transfer fonksiyonları göz önüne alınmıştır. Sadece takım tezgahının transfer fonksiyonları olan $G_{11}^{(1)}$ çapraz transfer fonksiyonları çok küçük oldukları için ihmal edilmişlerdir. İki kesici takım için de aynı kesme kuvveti katsayısı kullanılmış olup takımlar birbirleriyle özdeştir ve 4 ağızlı ve 12 mm çapa sahiptir. İlk takım saat yönünde dönerek zıt yönlü frezeleme operasyonu yaparken diğer takım ise saat yönünün tersine dönerek eş yönlü frezeleme operasyonu gerçekleştirmektedir. Kenar kuvvetleri tırlama mekanizmasına etkisi olmadığı için sıfır olarak alınmışlardır.

Tüm benzetim ve deneysel doğrulama çalışmaları iki kesici diş arasındaki açıl pozisyon ofsetinin sıfır olduğu durum göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Ancak bu açıl ofset kararlılık diyagramlarını değiştirebilecek özelliğe sahiptir. Bazı açıl ofset değerleri için benzetimler yapılmış olup, bu konuda çalışmalara devam edilmektedir.

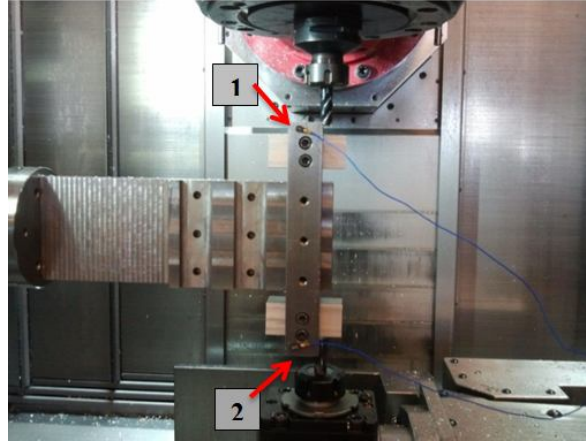
Darbe Testi

İş parçası sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak kesici takımlardan daha esnek olarak tasarlanmıştır. Deneysel çalışmalarda kullanılan iş parçası Şekil 2'de görülmekte olup parçaları şekil üzerinde işaretlenmiştir. İş parçası malzemesi olarak ana gövde soğuk çekme çelik olup kartuşlar için de alüminyum malzeme seçilmiştir. İş parçasının dinamiğini değiştirebilmek için kartuş, tutucu gövde içinde farklı yuvalara girebilmektedir. İş parçasını bu şekilde tasarlamadaki en önemli amaç kesim esnasında iş parçası dinamiğinin değişmesine engel olmaktadır. Kesici takımlar sadece kartuşları kesiyor olup, iş parçasına esnekliğini veren ana kısım dinamik açıdan korunmuş olmaktadır ve kesme süreci esnasında iş parçası dinamiği değişmemektedir.



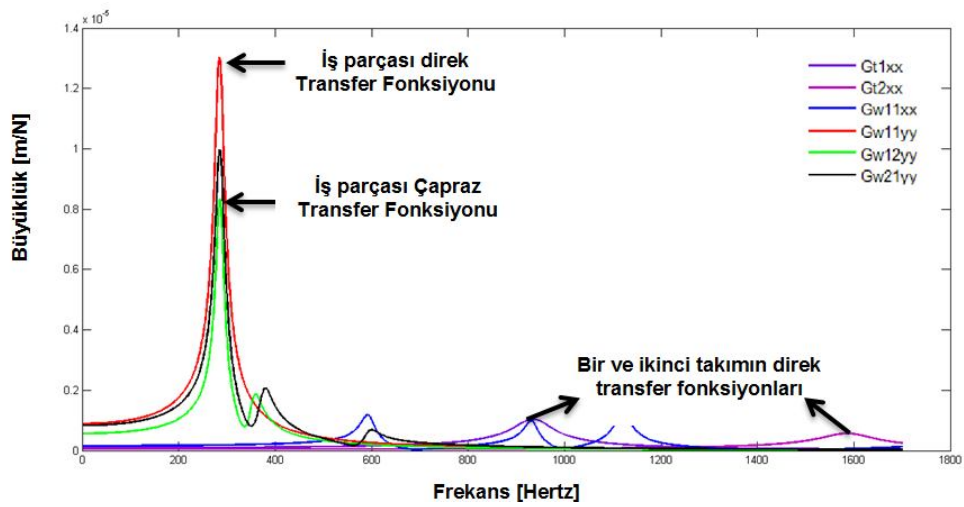
Şekil 2. Tasarlanan İş Parçası

Takımların ve iş parçasının dinamiğini belirlemek için darbe testi Şekil 3'te görüldüğü gibi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3. Çekiç Testi Düzeni

Darbe testinde 1 ve 2 noktalarındaki transfer fonksiyonlarını belirlemek için ivmeölçerler yerleştirilmiş ve takım ve iş parçası modal çekiç ile tahrik edilmiştir. Takımlar ve iş parçasının frekans tepki fonksiyonları Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Takım ve iş parçasının Transfer Fonksiyonları

Darbe testi sonucunda iş parçasının ve takımların önemli transfer fonksiyonları Tablo 1 ve 2'de verilmiştir.

Tablo 1. Takımların Modal Parametreleri

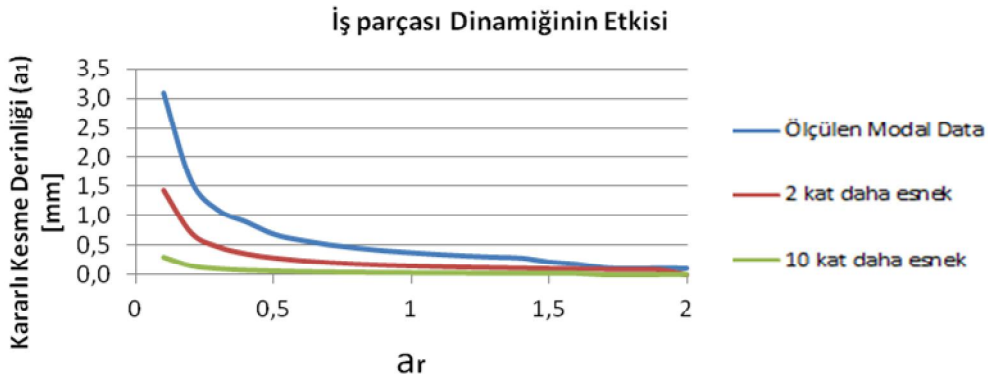
Takımların Modal Parametreleri	Takım 1		Takım 2	
	X	Y	X	Y
Doğal Frekans [Hz]	935	940	1587	1594
Rijitlik [m/N]	1.09e+07	1.18e+07	2.43e+07	2.41e+07
Sönüm Oranı [%]	4.363	4.352	3.633	3.412

Tablo 2. İş parçasının Modal Parametreleri

Mod Adı	Frekans [Hz]	Rijitlik [m/N]	Sönüm [%]
Gw11xx	593	1.73e+07	2.487
Gw11yy	284	1.12e+06	3.430
Gw12yy	285	2.19e+06	2.766
Gw22yy	278	1.14e+06	4.052

İş parçası Esnekliğinin Süreç Kararlılığına Etkisi

İlk örnek çalışmada iş parçası esnekliğinin tırlama kararlılığına olan etkisi incelenmiştir. İş parçasının esnekliği rijit, esnek ve ara durumlar için değiştirilmiştir. Teğetsel kesme kuvveti katsayısı her iki takım için de 877 MPa olarak ölçülmüştür. İlk takımın iş mili dönme hızı 8000 rpm olup ikinci takım ise 4000 rpm'de dönmektedir. Radyal kesme derinliği iki takım için de 4 mm olarak seçilmiştir.



Şekil 5. İş parçası esnekliğinin kararlı kesme derinliğine etkisi

Benzetim sonuçlarının verildiği Şekil 5'den de görüleceği üzere iş parçası dinamiğinin kararlı bir kesme sürecine etkisi çok büyüktür. İş parçası çok rijit olursa, kesme operasyonu birbirinden bağımsız iki farklı, tek takımlı frezeleme operasyonuna dönüşmektedir. İlk örnek durumda modal test sonucu ölçülen değerler kullanılmış ve kararlı kesme derinliği 3.08 mm olarak elde edilmiştir. Ardından iş parçasının dinamik esnekliği 2 katına çıkartılmış ve bu durumda kararlı kesme derinliğinin 1.49 mm'ye düştüğü gözlemlenmiştir. Son durumda ise iş parçası çok esnek hale getirilmiş ve kararlı kesme derinliği 0.33 mm olarak hesaplanmıştır. İlk durumda iş parçası takımlara göre 12,5 kat daha esnek ve son durumda bu esnekliğin yaklaşık 145 kat daha esnek olduğunu göz önünde bulundurmak gerekir. Bir başka benzetim sonucu olarak da kesme oranı olan a_p 'nin artması haline kararlı kesme derinliğinin önemli ölçüde azaldığı Şekil 5'de görülmektedir.

Kararlılık Diyagramları

Denklem 12'deki karakteristik eşitliği çözerek ilk takım için kararlılık diyagramları elde edilmektedir. Kesme oranı a_{pr} önceden sabitlendiği için ikinci takıma ait kesme koşulları da kolayca elde edilmektedir. Kararlılık benzetimlerinde a_{pr} değeri 0,2 olarak alınmış ve diğer kesme parametreleri ilk örnek durumla aynı alınmıştır. Benzetim sonucunda elde edilen kararlılık diyagramı Şekil 7'de görülmektedir. Mutlak kesme derinliği 0,5 mm olarak görülmekte olup, bazı kararlılık ceplerinde 3 mm'yi geçtiği gözlemlenmiştir.

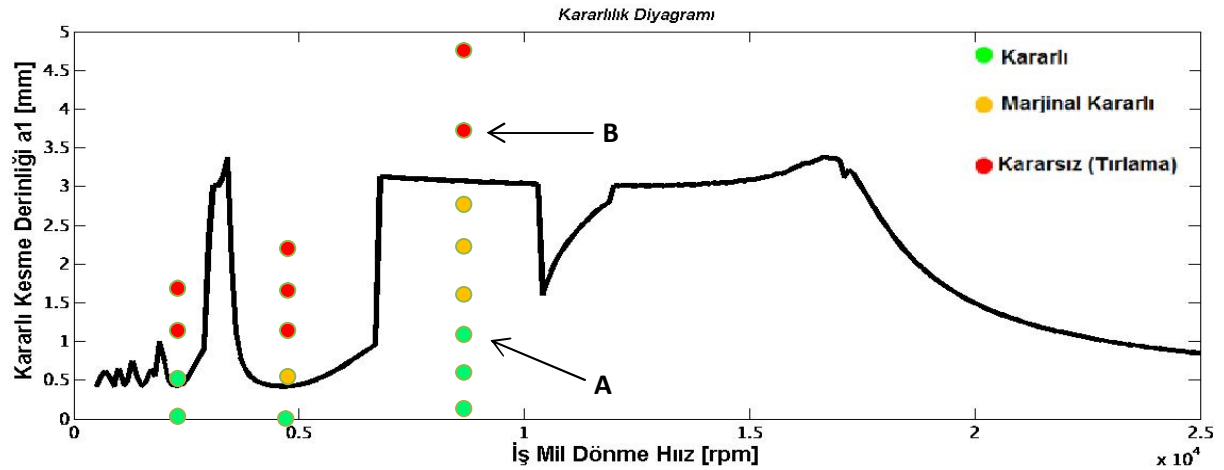
DeneySEL Doğrulama

Benzetim sonuçlarında elde edilen sonuçlar Şekil 6'da gösterilen Mori Seiki NTX2000 adlı çok maksatlı takım tezgahında doğrulanmıştır.



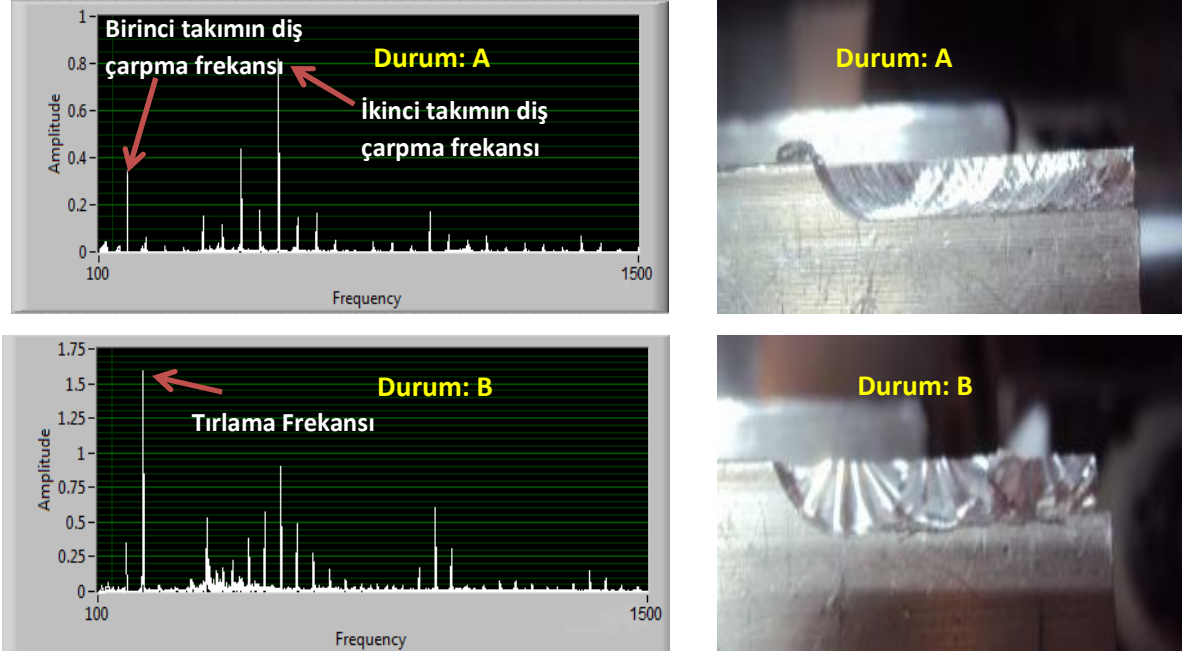
Şekil 6. Mori Seiki NTX2000 Takım Tezgahı

DeneySEL doğrulama testleri ilk takımın farklı iş mili dönme hızları ve farklı (a_{p1} , a_{p2}) kombinasyonları için gerçekleştirilmiştir. Testler esnasında ses ve ivmeölçer verisi her test için toplanmıştır. Ek olarak, işlenmiş iş parçası yüzeyi de sürecin kararlı ve kararsız olduğunu anlamak için incelenmiştir. Test sonuçları kararlı, marjinal kararlı ve kararsız (tırlama) durumları olarak üçe ayrılmıştır. Şekil 7'den görülebileceği gibi deneySEL çalışmalar ile benzetim sonuçları makul derecede uyumluluk göstermiştir.



Şekil 7. Birinci Takıma Ait Kararlılık Diyagramı ve Test Sonuçları

Testler sonucunda ivmeölçer verisi ve yüzeyler incelenmiş, Şekil 7'de işaretli olan A ve B testleri için örnek FFT verisi ve yüzey resimleri Şekil 8'de verilmiştir. Tırlama, en esnek mod olan iş parçası doğal frekanslarından 280 Hz'de ortaya çıkmıştır.



Şekil 8. A ve B Noktasından 1 Noktasından Alınan İvmeölçer Verisinin FFT Grafiği ve Yüzey Resimler

Sonuçlar

Eşzamanlı frezeleme operasyonunun tırlama kararlılığının çözümü için frekans kümesinde yeni bir metod geliştirilmiştir. Benzetim sonuçları deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır. Takımlar arasındaki dinamik etkileşime dikkat çekilerek iş parçası dinamiğinin süreç kararlılığına olan etkisi gösterilmiştir. Bir sonraki çalışma olarak eşzamanlı frezeleme operasyonu için geliştirilen bu yöntem dişler arasındaki açılal pozisyon farkını göz önüne alarak genişletilecektir.

Bilgilendirme

Yazarlar, Mori Seiki Şirketi'nin NT4250DCG/1500SZ çok maksatlı takım tezgahı desteği, TÜBİTAK (Proje No:110M522) ve Pratt & Whitney Canada'ya yardımlarından dolayı teşekkürlerini sunarlar.

Kaynaklar

- Tobias, S.A., Fiswick, W., (1958), Theory of Regenerative Machine Tool Chatter, The Engineer, London, 205
- Tlusty, J., Polacek, M., (1963), The Stability of Machine Tools Against Self Excited Vibrations in Machining, Int. Research in Production Engineering, ASME, 465-474.
- Tlusty, J. and Ismail, F., (1981), Basic non-linearity in machining chatter, Annals of the CIRP. 30: 21-25.
- Budak, E., Altintas, Y., (1998), Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling. Part I: General Formulation, Journal of dynamic systems, measurement, and control, 120, 22-30.
- Merdol, S., D., Altintas, Y., (2004), Multi Frequency Solution of Chatter Stability for Low Immersion Milling, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 126 459-466.
- Davies, M. A., Pratt, J. R., Dutterer, B., Burns, T., J., (2002), Stability Prediction for Low Radial Immersion Milling, Journal of Manufacturing Science and Eng., 124, 217-225.

- Lazoglu, I., Vogler, M., Kapoor, S.G., DeVor, R.E, (1998), Dynamics of the Simultaneous Turning Process, Transactions of the North American Manufacturing Research Conference, NAMRC XXVI, pp. 135-140
- Ozdoganlar, O. B., Endres, W. J., (1999), Parallel-Process (Simultaneous) Machining and Its Stability, presented at ASME IMECE.99, Nashville, TN, and in Proc., Symp. on Mach. Sci. and Tech., MED-10, 361-368.
- Ozturk, E., Budak, E., (2010), Modeling Dynamics of Parallel Milling Processes in Time- Domain, 2nd International CIRP Conference on Process Machine Interactions Vancouver, Canada.
- Christian Brecher, Yuri Trofimov, Stephan Baumler, (2011) Holistic modeling of process machine interactions in parallel milling, CIRP Annals - Manufacturing Technology 60 387–390
- E. Shamoto, T. Mori, K. Nishimura, T. Hiramatsu, Y. Kurata, (2010) Suppression of regenerative chatter vibration in simultaneous double-sided milling of flexible plates by speed difference, CIRP Annals - Manufacturing Technology 59 387– 390
- Kai Cheng, (ed.) (2009), *Machining Dynamics, Fundamentals, Applications and Practices*, Springer: London, England.