

# SÜREÇ MODELLEME TEKNİKLERİYLE KALIP İMALATINDA VERİMLİLİĞİN ARTTIRILMASI\*

**E. ÖZTÜRK, Ö. ÖZKIRIMLI  
B. AKSU**

*Sabancı Üniversitesi, Mühendislik ve  
Doğa Bilimleri Fakültesi,  
Üretim Araştırma Laboratuvarı, İstanbul*

**E. BUDAK\*\***

*Sabancı Üniversitesi, Mühendislik ve  
Doğa Bilimleri Fakültesi,  
Üretim Araştırma Laboratuvarı, İstanbul  
ebudak@sabanciuniv.edu*

**G. SÜREN**

*TOFAŞ, AŞ. Bursa*

## ÖZET

Birçok endüstri için, üretim safhasında kalıp imalatının önemli bir rolü vardır. Kalıbın şekline ve büyüklüğüne göre imalat çok uzun zaman alabilmektedir. Aynı zamanda, çoğu durumda yalnızca tek bir kalıp üretildiğinden üretim için test imkânı kısıtlıdır. Kalıp imalatında kullanılan talaşlı imalat süreçleri birçok etkenden ötürü sınırlanmaktadır. İstenilen kaliteye en kısa sürede ulaşabilmek için gerekli süreç parametrelerini belirlemek için süreç modelleri kullanılabilir. Bu çalışmada, otomotiv kalıp sektöründe kullanılan farklı malzeme ve takım geometrileri için kuvvet, takım esnemesi ve tırlama modelleri geliştirilmiştir. Takım geometrileri matematiksel olarak modellenmiş ve tırlama kararlılık analizleri için farklı tezgâh ve kesme takımları için frekans tepki fonksiyonları (FTF) ölçülmüştür. Geliştirilen modeller kullanılarak, süreç parametreleri iyileştirilmiş ve verimlilik üzerindeki etkileri gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Kalıp imalatı, freze kuvvetleri, tırlama, takım esnemesi

## Increasing Productivity in Die Machining Through Process Modeling

### ABSTRACT

Die manufacturing is a very critical part of the overall production chain in many industries. Depending on shape and size of a die, machining can be very time consuming. Furthermore, since usually one die is manufactured, the chance for testing is very limited. Machining processes in die manufacturing can be limited by many factors. Process models can be used in order to select process conditions which will yield the required quality in the shortest possible time. In this study, force, tool deflection and chatter models are developed for different materials and tool geometries used in an automotive die shop. Tool geometries are modeled and frequency response functions (FRFs) are measured for different combinations of machine tools and cutting tools for the chatter stability analyses. Using the developed models, process parameters are modified and their effects on productivity are demonstrated.

**Keywords :** Die machining, milling forces, chatter stability, tool deflection

\*\* İletişim yazarı

\* Bu makale 8-9 Mayıs 2009 tarihlerinde Makina Mühendisleri Odası'nda düzenlenen 11. Otomotiv Sempozyumu'nda bildiri olarak sunulmuştur

## GİRİŞ

omotiv endüstrisinde kullanılan kalıpların üretimi çok uzun süreler gerektirebilmektedir. Bununla beraber, genellikle sadece bir kalıp üretildiğinden üretimden önce test etme imkânı kısıtlıdır. Kalıpların frezeyle imalatı sırasında yaşanan problemler düşük verimliliğe ve kalite sorunlarına neden olmaktadır. Kesme kuvvetleri kalıbın yüzeyi üzerinde hata oluşumuna sebebiyet veren esnemelere neden olabilmektedir. Yüksek kesme kuvvetleri operasyon esnasında iş milinin durmasına ve kesici takımın kırılmasına beraberinde getirebilir. Diğer yandan, tırlama titreşimleri kalıp yüzeyinde tırlama izleri bırakarak yüzey kalitesinin bozulmasına neden olup, uzun vadede tezgâha dahi zarar verebilir. Bu nedenlerle, süreç planamacısı kesme koşullarını belirlerken dikkatli olmalıdır. Yüksek kesme kuvvetleri ve tırlama titreşimleri düşük kesme parametreleri seçilerek engellenebilmektedir; fakat bu verimliliğin düşmesi anlamına gelir. Öte yandan, süreç modelleri kullanılarak yüksek kesme kuvvetleri ve tırlama titreşimleri verimlilikten ödün vermeden, hatta kimi durumlarda verimliliği artırarak, ortadan kaldırılabilir.

Freze operasyonu için, kesme kuvvetleri ve kararlılık hesaplamaları üzerine birçok araştırma yapılmıştır. Kalıp imalatında genellikle uçlu takımlar kullanılmaktadır. Ancak yalnızca birkaç araştırmada uçlu takım için süreç modellemesi yapılmıştır. Altıntaş ve Lee [1] helisel takımlar için kuvvet ve kararlılık diyagramlarını hesaplamışlardır. Elbestawi [2] süreç parametrelerinin yüksek hızlı kalıp imalatındaki etkisini deneysel olarak göstermiştir. Sonrasında, Li [3] uçlu takımlarda kesme kuvveti hesabı için bir model geliştirmiştir. Uçlu takımlarda, takım gövdesine göre kesici uçların konumları kesici kenar geometrisinin tanımını güçleştirmektedir. Engin ve Altıntaş [4]'ün çalışmasına kadar konum açıları hesaba katılmamıştır. Bu çalışmada yalnızca dikdörtgen uçlar için deneysel sonuçlar bulunmaktadır.

Kuvvet ve kararlılık modellerinin oluşturulmasından önce kesici takımların geometrik modellerinin geliştirilmesi gerekmektedir. İkinci bölümde takım geometrileri modellenmiştir. Kuvvet ve takım esnemesi modelleri üçüncü bölümde anlatılmıştır. Dördüncü bölüm kararlılık modelinin oluşturulmasını içermektedir. Son olarak da, örnek bir kalıp üzerinde modellerinin uygulaması sunulmuştur.

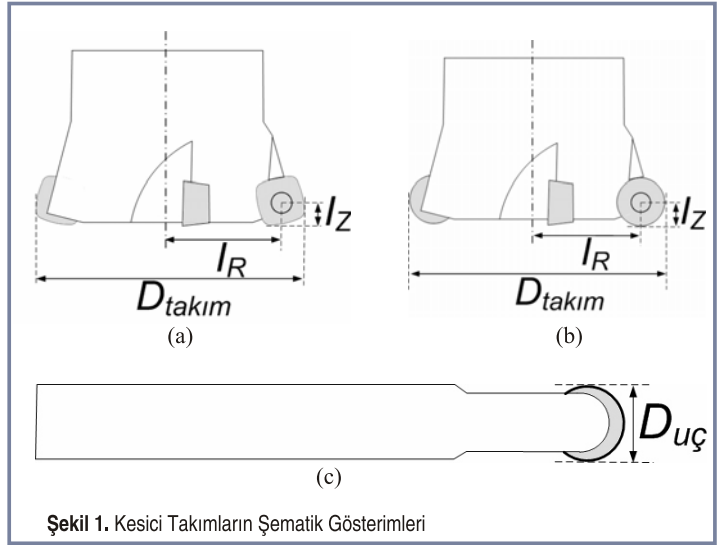
## KESİCİ TAKIMLARIN GEOMETRİK MODELİ

Bu bölümde, kuvvet ve kararlılık modellerinde kullanılacak olan uçlu takımlar için genel matematiksel model

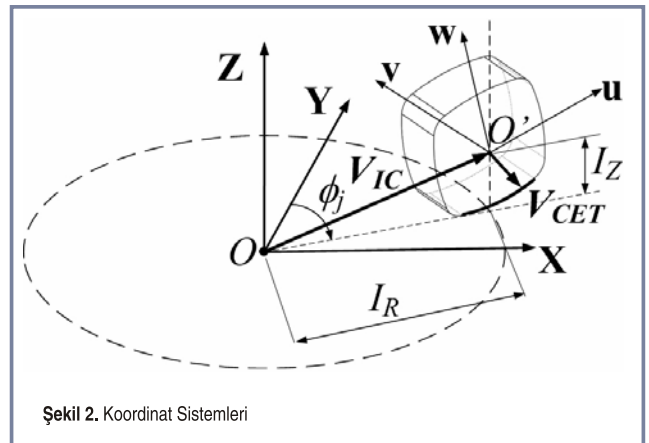
anlatılmaktadır. Kalıp imalatında sıklıkla kullanılan ve bu çalışmada modellenen bazı kesici takımların geometrileri Şekil 1'de sunulmuştur. Modelde, kesici kenar üzerindeki noktaların konumları takım ve uç koordinatları olmak üzere iki koordinat sistemi kullanılarak ifade edilir. Takım koordinat sistemi X, Y ve Z yönlerini kapsar. X yönü ilerleme yönünü gösterirken, Y karşı-ilerleme, Z ise takım ekseninin yönünü ifade eder. Uç koordinat sistemi merkezi kesici kenarın bulunduğu uç yüzeyinin ortasında merkezi olacak şekilde u, v ve w yönleriyle ifade edilir. Şekil 2'de koordinat sistemleri gösterilmiştir. Y eksenine göre saat yönünün tersini yönde j kesici ucunun açısı  $\phi_j$  dalma açısıyla ifade edilir. Takım koordinat sistemine göre j kesici ucunun merkezinin konumu  $V_{IC}$  vektörüyle ifade edilir [4]:

$$V_{IC} = \sin(\phi_j)I_R i + \cos(\phi_j)I_R j + I_Z k \quad (1)$$

$I_R$  radyal,  $I_Z$  ise takım merkezine göre kesici uç merkezinin aksenal mesafesini ifade etmektedir (Şekil 2). i, j, k sırasıyla X, Y ve Z yönlerindeki birim vektörlerdir.



Şekil 1. Kesici Takımların Şematik Gösterimleri



Şekil 2. Koordinat Sistemleri

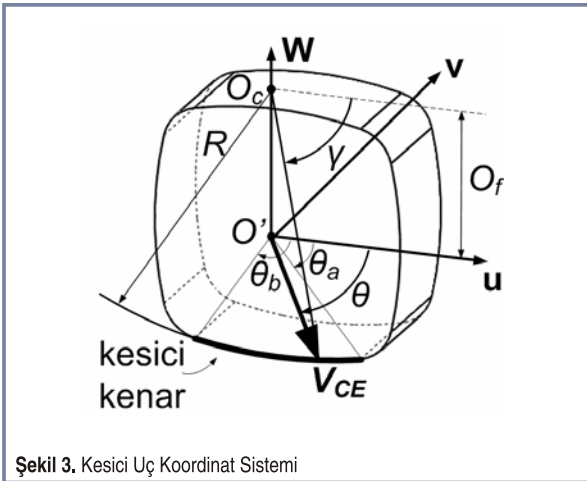
Bu çalışmada incelenilen kesici uçlar uç merkezine göre kesici kenar kavis merkezine çakışık olduğu ya da olmadığı yuvarlak geometrilerdir. Merkez mesafesi ( $O_f$ ) kesici uç merkezi ( $O'$ ) ile kesici kenar kavisinin merkezini ( $O_c$ ) arasındaki mesafedir (Şekil 3). Şekil 4'te merkez mesafeli bir kesici uç gösterilmektedir ancak model yuvarlak kesici uçların geneli için geçerlidir. Kesici kenar üzerindeki bir noktanın kesici uç koordinat merkezine göre konumu  $V_{CE}$  vektörüyle tanımlanır;

$$V_{CE} = xu + yv + zw$$

$$x = R \cos \gamma, \quad y = 0, \quad z = -R \sin \gamma$$

$$\gamma = \theta + \sin^{-1}\left(\frac{O_f}{R} \cos \theta\right) \quad \text{for } \theta_a \leq \theta \leq \theta_b \quad (2)$$

kesici kenar eğrisinin yarıçapı  $R$  ile ifade edilir.  $\theta$  açısı  $u$  yönü ile  $V_{CE}$  vektörü arasındaki açıyı tanımlar. Kesici kenar eğrisinin sınırları  $\theta_a$  ve  $\theta_b$  açıları ile ifade edilir.  $\gamma$  açısının tanımı Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. Kesici Uç Koordinat Sistemi

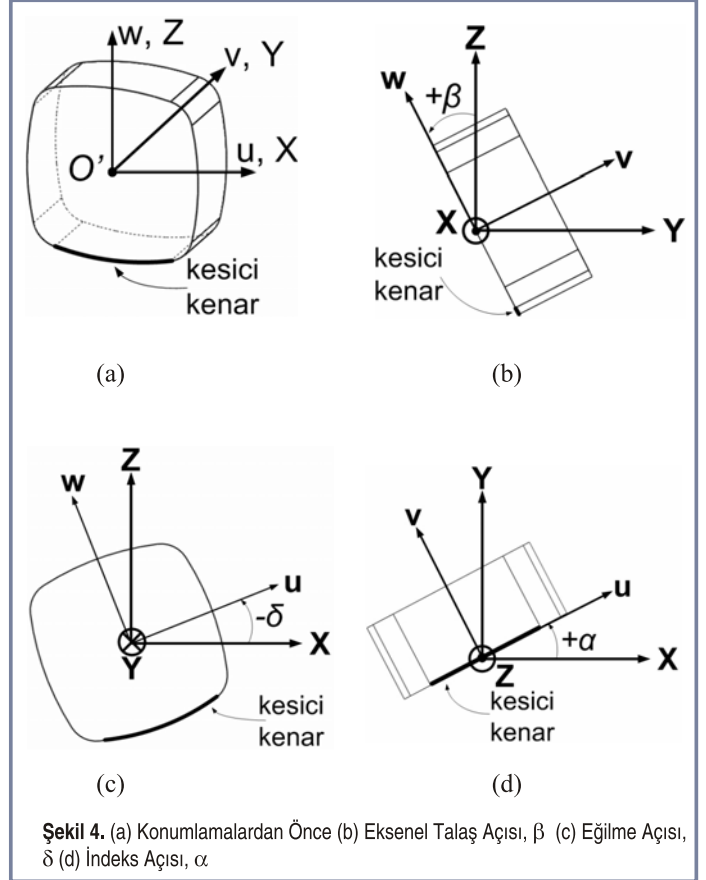
Kesici uçlar kesme oyuklarına yerleştirmek üzere farklı konumlarda tasarlanabilmektedir. Kesme uçlarının konumu üç dönme açısıyla ifade edilebilir: X eksenine etrafındaki aksel talaş açısı ( $\beta$ ), Y eksenine etrafındaki eğilme açısı ( $\delta$ ) ve Z eksenine etrafındaki indeks açısı ( $\alpha$ ) (Şekil 4).

Dönme açılarının ve kesici uç üzerinde dalma açısının etkisi beraber düşünüldüğünde  $V_{CE}$  vektörü takım koordinat merkezine göre dönüştürülebilir:

$$V_{CET} = T_M V_{CE}$$

$$T_M = R_Z(\phi_j') R_Z(\alpha) R_Y(\delta) R_X(\beta) \quad (3)$$

$T_M$  dönüşüm matrisi kesici ucun dönme matrislerinin çarpımından oluşmaktadır.  $\phi_j'$  açısı kesici ucun pozisyonunu  $\phi_j$ 'e göre aşağıdaki şekilde ifade edilir:



Şekil 4. (a) Konumlamalardan Önce (b) Aksel Talaş Açısı,  $\beta$  (c) Eğilme Açısı,  $\delta$  (d) İndeks Açısı,  $\alpha$

$$\phi_j' = 90 - \phi_j \quad (4)$$

Kesici kenar üzerindeki bir noktanın takım merkezine göre konumu  $V_p$  vektörü ile tanımlanır;

$$V_p = V_{IC} + V_{CET} \quad (5)$$

Sonuç olarak, sunulan yöntem kullanılarak kesici kenar üzerindeki bir noktanın takım koordinat sistemine göre koordinatları hesaplanabilir. Bu koordinatlar kesme kuvveti ve tirlama modellerinde kullanılmaktadır.

## KESME KUVVETİ VE TAKIM ESNEMESİ MODELİ

Bu bölümde öncelikle kuvvet modeli anlatılmıştır. Sonrasında, gerekli kesme kuvveti katsayılarının hesap yöntemine değinilmiştir. Kuvvet modelinin geçerliliğini doğrulamak için, hesaplanan kesme kuvvetleri örnek bir durum için deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Son olarak takım esnemesi modeli anlatılmıştır.

### Kuvvet Modeli

Freze operasyonunun mekaniği kesme kenarı boyunca

değişmektedir. Bu değişimleri hesaplayabilmek için kesici kenar  $dZ$  yüksekliğine sahip parçalara bölünür. Buna göre radyal, teğet ve eksenel yöndeki diferansiyel kuvvetler hesaplanabilir;

$$\begin{aligned} dF_{rj}(\phi_j(Z)) &= K_{re} db + K_{re}(ct) db \\ dF_{tj}(\phi_j(Z)) &= K_{te} db + K_{te}(ct) db \\ dF_{aj}(\phi_j(Z)) &= K_{ae} db + K_{ae}(ct) db \end{aligned} \quad (6)$$

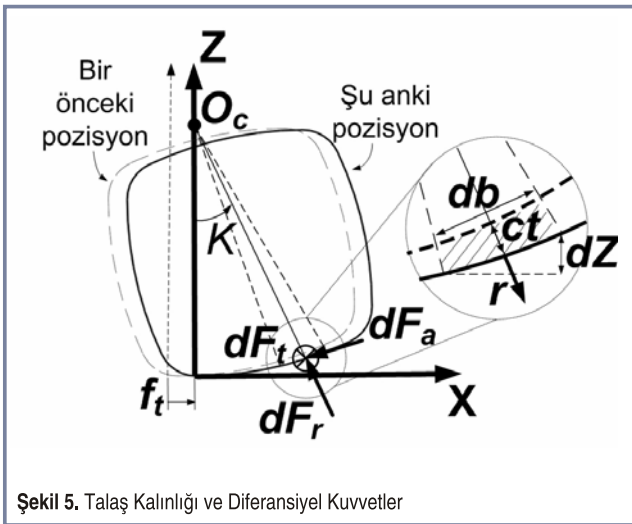
$K_{re}$ ,  $K_{te}$  ve  $K_{ae}$  kenar kuvvet katsayılarını ve  $K_{re}$ ,  $K_{te}$  ve  $K_{ae}$  ise kesme kuvvet katsayılarını radyal, teğet ve eksenel yönlerde ifade etmektedir.

Talaş kalınlığı ( $ct$ ) hem radyal hem de eksenel yönde değişkenlik göstermektedir. Şekil 5'te talaş kalınlığı şematik olarak gösterilmiştir ve aşağıdaki ilişki ile hesaplanabilir:

$$ct = f_t \sin \phi_j(Z) \sin K(Z) \quad (7)$$

Eşitlik (7)'de  $f_t$  diş başına ilerleme miktarını ve  $K$  eksenel dalma açısını belirtmektedir. Benzer şekilde, bir diferansiyel elemanın talaş genişliği ( $db$ ) eleman yüksekliğine ( $dz$ ) ve eksenel dalma açısına göre hesaplanabilir:

$$db = \frac{dz}{\sin K} \quad (8)$$



Şekil 5. Talaş Kalınlığı ve Diferansiyel Kuvvetler

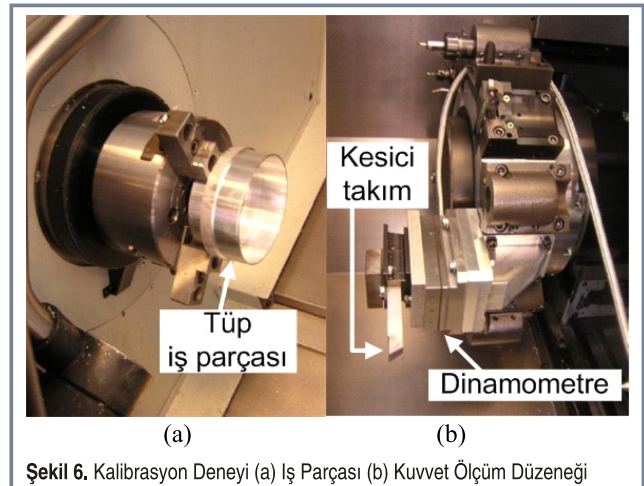
Radyal, teğet ve eksenel yöndeki diferansiyel kuvvetler  $T_{xyz}$  dönüşüm matrisi kullanılarak X, Y ve Z yönlerine taşınabilirler [5]. Her kesici uç üzerindeki kesme kuvvetleri takım ile malzeme arasındaki kesişim bölgesi içinde diferansiyel kuvvetlerin integrali alınarak hesaplanır. Toplam kesme kuvvetleri ise her kesici ucun etkisini toplamak suretiyle elde edilir;

$$\begin{aligned} F_X(\phi) &= \sum_{j=1}^n \int_{Z_1}^{Z_2} dF_{xj}(\phi_j(Z)) \\ F_Y(\phi) &= \sum_{j=1}^n \int_{Z_1}^{Z_2} dF_{yj}(\phi_j(Z)) \\ F_Z(\phi) &= \sum_{j=1}^n \int_{Z_1}^{Z_2} dF_{zj}(\phi_j(Z)) \end{aligned} \quad (9)$$

Eşitlik (9)'da n toplam kesici uç sayısını göstermektedir. Her bir dalma açısı için integral sınırları,  $Z_1$  ve  $Z_2$ , bir kesişim modeli kullanılarak bulunur. Kesici kenarın üzerindeki bir noktanın kesim yapmasına dair iki tane ölçüt mevcuttur; noktanın Z ölçüsü eksenel kesme derinliğinden küçük ya da eşit olmalı ve noktanın dalma açısı  $\phi_j(Z)$  başlangıç ( $\phi_{bas}$ ) ve bitiş açıları ( $\phi_{bit}$ ) arasında olmalıdır [6].

#### Kesme Kuvvet Katsayılarının Belirlenmesi

Bu çalışmada, çeşitli kesme takımları ve beş değişik iş parçası malzemesi incelenmiştir. Birçok kesici takım ve iş parçası malzemesi ikilisi bulunduğundan kesme kuvveti katsayılarının belirlenmesinde freze mekanikliği yöntemi [7] kullanılmıştır. Bu yöntemde, mekanistik metotta[8] olduğu gibi her kesme geometrisi ve malzeme ikilisine göre ölçümleme deneyi yapmak yerine, farklı kesme ve ilerleme hızlarında yapılan dik kesme deneyleri ile yapılan ölçümlerden faydalanılır. Deneyler sırasında, tüp şeklindeki iş parçası tornada kesilip kesme kuvvetleri ve talaş kalınlıkları ölçülür (Şekil 6). Sonuçta her durum için kayma açısı, sürtünme açısı ve kayma gerilmesi hesaplanır ve farklı durumlardaki verilere dayanarak her biri için kesme hızı ve ilerleme miktarına bağlı olan bir denklem bulunur. Bu denklemler ilgili malzemenin dik kesme veritabanı olarak adlandırılır. Bu çalışmada kayma açısı, sürtünme açısı ve kayma gerilmesi için aşağıdaki gibi bir ifade kullanılmıştır:



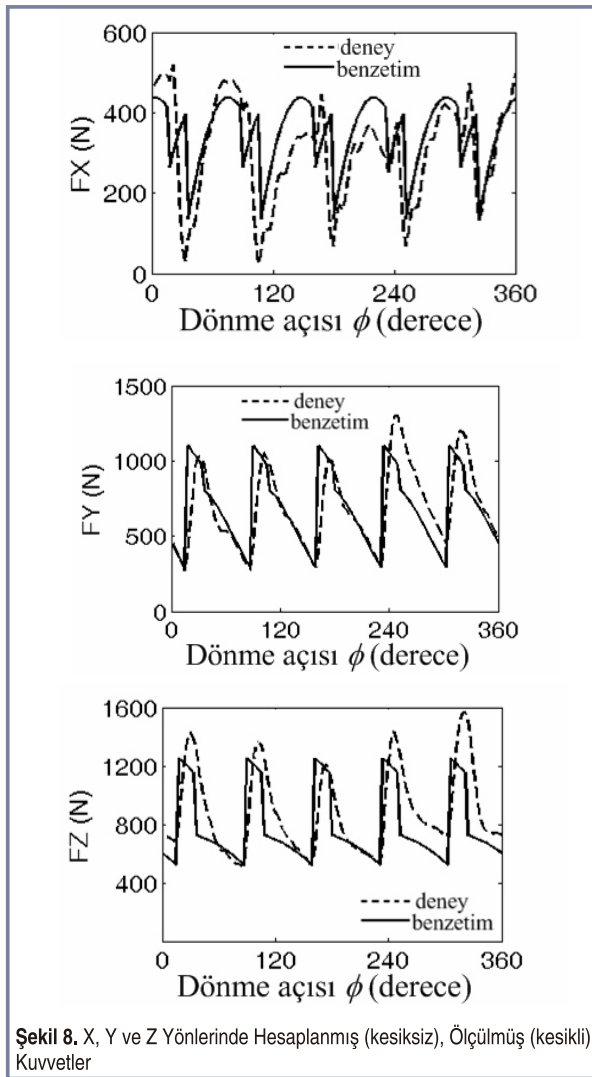
Şekil 6. Kalibrasyon Deneyi (a) İş Parçası (b) Kuvvet Ölçüm Düzeneği

$$y = a + bV_{cut} \quad (10)$$

Eşitlik (10)'da a ve b malzemeye bağlı sabitlerdir ve  $V_{cut}$  kesme hızını ifade etmektedir.



Şekil 7. Freze Kuvvet Ölçüm Düzenəđi



## Kuvvet Modelinin Doğrulaması

Kuvvet modeli doğrulama testi bu bölümde gösterilmektedir. GH210 çeliği kesilmiş ve kesme kuvvetleri ölçülmüştür (Şekil 7). Kesici takım 66 mm çapındadır ve beş adet 16 mm çapında merkez mesafesiz kesici uca sahiptir. Kesici uçlarda aksel talaş açısı ( $\beta$ )  $7^\circ$ , indeks açısı ise ( $\alpha$ )  $18^\circ$  derecedir. Radyal kesme derinliği, aksel kesme derinliği, ilerleme hızı ve işmili hızı sırasıyla 33 mm, 0.5 mm, 4000 mm/dk ve 1200 rpm olarak belirtilmiştir. Operasyon aşağı kesme olarak seçilmiştir. Freze kesme kuvveti katsayıları, belirtilen malzemenin dik kesme veritabanından elde edilmiştir.

Örnek durumda kesme takımının tam bir turu için ölçülen ve hesaplanan kuvvetlerin karşılaştırılması, kesme kuvvet modelini doğrulamak için Şekil 8'de gösterilmektedir. Şekilde, kesiksiz çizgiler hesaplanan kuvvetleri gösterirken kesikli çizgiler deneysel sonuçları göstermektedir. Her bir uçtaki ölçülen maksimum kesme kuvvetleri karşılaştırıldığında, bu değerler arasındaki fark nedeniyle eksen kaçıklığının bu durumdaki etkisi kolaylıkla görülebilir. Simülasyonda eksen kaçıklığı etkisi göz önünde bulundurulmamıştır. Ama sunulan modelin, kesme kuvvetlerini makul bir hassasiyetle öngörebildiği söylenebilir.

## Takım Esnemesi Modeli

Oluşturulan model kullanılarak yüzey oluşum noktalarında kesme kuvvetleri belirlenir [9]. Bulunan kuvvetler kesici takımın yapısal modelinde kullanılarak takım esnemeleri hesaplanır [9]. Kesici takımlar takım tutuculara doğrusal ve burulma yay elemanlarıyla bağlı kirişler olarak modellenirler. Yay sabitleri her takım için ölçülmelidir. Bunun için, önceden belirlenmiş kuvvetler kesici takımın üzerine uygulanır ve komparatör yardımıyla oluşan esnemeler ölçülür. Ölçümlerde kullanılan düzenek Şekil 9'da gösterilmektedir.



Şekil 9. Yay Sabitlerinin Ölçümlendirilmesi

## KARARLILIK MODELİ

Tırlama dinamik kesme kuvvetleri ile talaş kalınlığı arasındaki kararsız etkileşimden kaynaklanan bir çeşit kendini tetikleyen bir titreşim türüdür. Kesme kuvvetleri talaş kalınlığının sürekli olarak değişmesine neden olacak şekilde kesici takımın titreşmesine neden olur. Bunu izleyerek, dinamik talaş kalınlığı değişimi dinamik kesme kuvvetlerini etkiler. Bu dinamik kapalı döngü bir etkileşimdir ve bu durumun kararlılığı sürecin kararlı ya da kararsız olmasını belirler. Bu bölümde, öncelikle dinamik talaş kalınlığı sonrasında ise kararlılık modeli hesaplanmıştır. Frekans tepki fonksiyonu (FTF) ölçüm düzeneği kısaca anlatılmıştır. Son olarak ise, örnek bir durum için, model kullanılarak hesaplanan kararlılık grafiği deneylerle karşılaştırılmıştır.

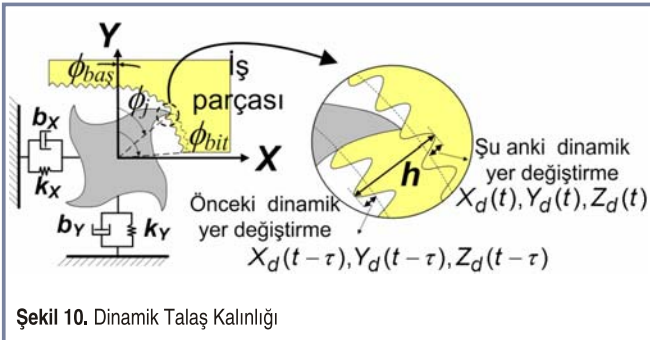
### Dinamik Talaş Kalınlığı

Bir kesme noktasındaki talaş kalınlığı statik ve dinamik olmak üzere iki bölümden oluşur. Ancak, talaş kalınlığının statik bölümünün (ct) yenilenme mekanizması üzerinde etkisi yoktur. Bu durumda, yalnızca dinamik kısım ( $h_d$ ) değerlendirilir.  $h_d$  radyal yöndeki birim vektörü  $r$  ile dinamik yer değiştirme vektörü  $d$ 'nin takım koordinat sisteminde sayıl çarpımı ile bulunur.

$$h_d = r \cdot d \quad (11)$$

Otomotiv endüstrisinde kullanılan kalıplar kesici takıma göre büyük ve rijit olduklarından, iş parçası kararlılık incelemesinde rijit kabul edilir. Dolayısıyla, yer değişiklikleri yalnızca kesici takımın titreşiminden kaynaklı yer değişiklikleri olarak değerlendirilir. Dinamik yer değiştirme vektörü  $d$  şu anki yer değişiklikleri  $[X_d(t), Y_d(t), Z_d(t)]$  ile bir diş periyodu ( $\tau$ ) önceki yer değişikliğinin  $[X_d(t-\tau), Y_d(t-\tau), Z_d(t-\tau)]$  farkı olarak ifade edilir (Şekil 10).

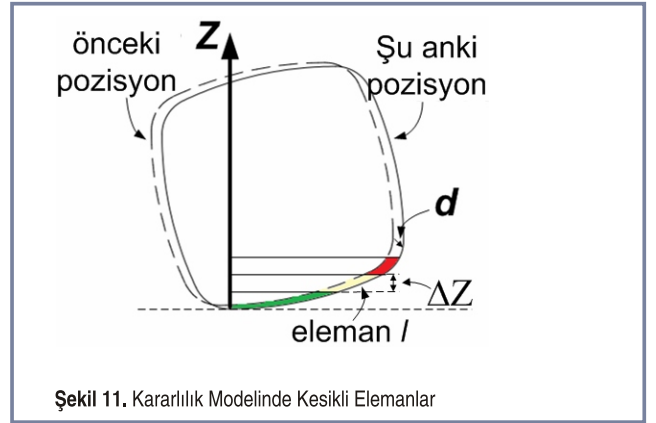
$$d = \begin{bmatrix} \Delta X_d \\ \Delta Y_d \\ \Delta Z_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_d(t) - X_d(t-\tau) \\ Y_d(t) - Y_d(t-\tau) \\ Z_d(t) - Z_d(t-\tau) \end{bmatrix} \quad (12)$$



Şekil 10. Dinamik Talaş Kalınlığı

### Freze Kararlılık Modeli

Kesici takım geometrisi kesici uç geometrisindeki değişimleri hesaba katabilmek için takım eksenli yönünde kesikli parçalara ayrılır (Şekil 11). Kararlılık sınırlarını hesaplamak için tekrarlamalı bir yöntem izlenir. Tekrarlamalarda, aksel kesme derinliği ( $a$ ),  $\Delta Z$  adımlarla artırılır. Her tekrarlamada, tırlama frekansı ( $\omega_c$ ) doğal frekansa yakın değerlerde olduğundan doğal frekansa yakın frekanslar taranır. Her  $\omega_c$  için sınır kesme derinliği  $a_{lim}$  hesaplanır. Tekrarlama, hesaplanan bütün sınırlayıcı aksel kesme derinlikleri ( $a_{lim}$ ), o anki kesme derinliğinden ( $a$ ) küçük oluncaya kadar devam eder.



Şekil 11. Kararlılık Modelinde Kesikli Elemanlar

Dinamik kesme kuvvetleri dinamik yer değiştirme vektörü cinsinden ve dinamik kesme kuvvetleri de frekans tepki fonksiyonları ile dinamik kuvvetler cinsinden yazıldığında aşağıdaki ilişki elde edilir [10]:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} e^{i\omega_c t} = \Delta Z (1 - e^{-i\omega_c \tau}) \left( \sum_{l=1}^m B_o^l \right) G(i\omega_c) \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} e^{i\omega_c t} \quad (13)$$

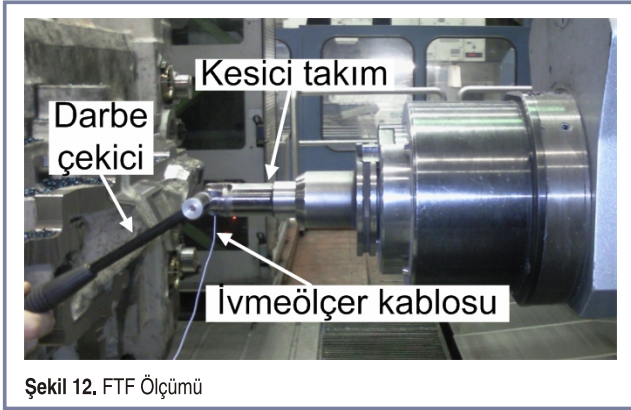
Bu ilişki düzenlendiğinde bir özdeğer problemine dönüşür. Bulunan özdeğerler kararlılık sınır değerlerinin bulunmasında kullanılır [10].

Kararlılık diyagramında her tırlama frekansı  $\omega_c$  birçok iş mili hızına karşılık gelmektedir. Bu iş mili hızlarının hesap yöntemi [10]'da sunulmuştur. Sonuç olarak, kararlılık diyagramları belirlenen kararlılık limitlerinin hesaplanan iş mili hızlarına göre çizdirilmesiyle elde edilir.

### Frekans Tepki Fonksiyonlarının (FTF) Ölçümü

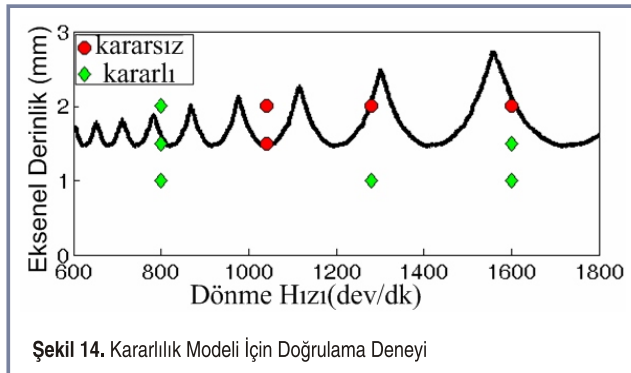
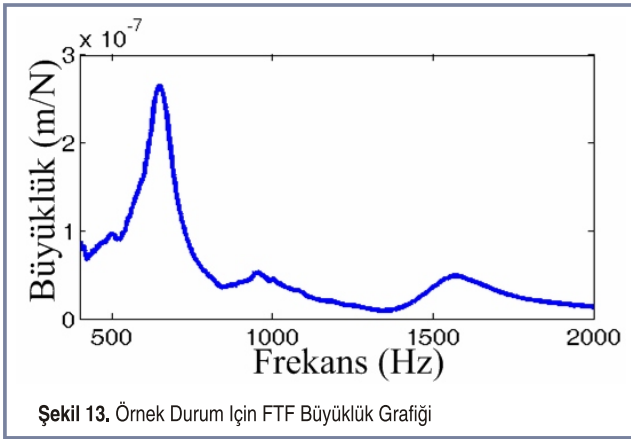
Kesici takımların dinamik özellikleri çekic testi ile ölçülür. Üzerinde piezoelektrik kristal bulunan bir darbe çekici kesici takımı takımın ucundan tahrik etmek için kullanılır ve takımın ucundaki tepki bir ivmeölçer ile ölçülür (Şekil 12). Kuvvet ve ivme sinyalleri kullanılarak X ve Y yönlerindeki frekans tepki fonksiyonları (FTF) elde edilir. Kesici takımlar Z yönünde X

ve Y yönlerine göre daha rijit olduklarından ötürü, bu yöndeki esneklik ihmal edilebilir. Örnek bir durum için, bir takımın X yönündeki transfer fonksiyonunun büyüklüğü Şekil 13'te grafiksel olarak gösterilmiştir.



## Doğrulama Deneyi

Bu bölümde, modelin kararlılık diyagramı tahminlerini doğrulamak için bir deney sonucu gösterilmektedir. Operasyon radyal kesme derinliği 40 mm olan bir yukarı kesme sürecidir ve iş parçası malzemesi GS47 çeliğidir. Kesme takımının özellikleri kuvvet modelinin doğrulanması konusunda anlatılmıştır. X yönündeki ölçülmüş frekans tepki fonksiyonu Şekil 13'te gösterilmiştir. Öngörülen kararlılık grafiği ve



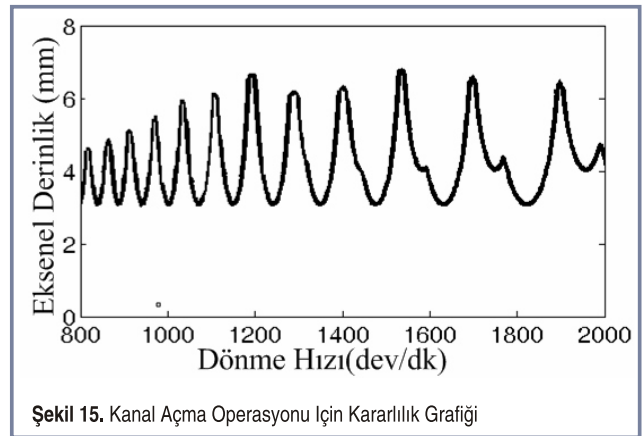
tırlama testi sonuçları Şekil 14'te verilmiştir. Deneyler ve benzetimlerde, uyumsuzluk olsa da, bu kabul edilebilir bir farktır ve FTF'lerdeki ölçüm hataları ve kesme kuvveti katsayılarının tahmindeki hatalardan kaynaklanmaktadır.

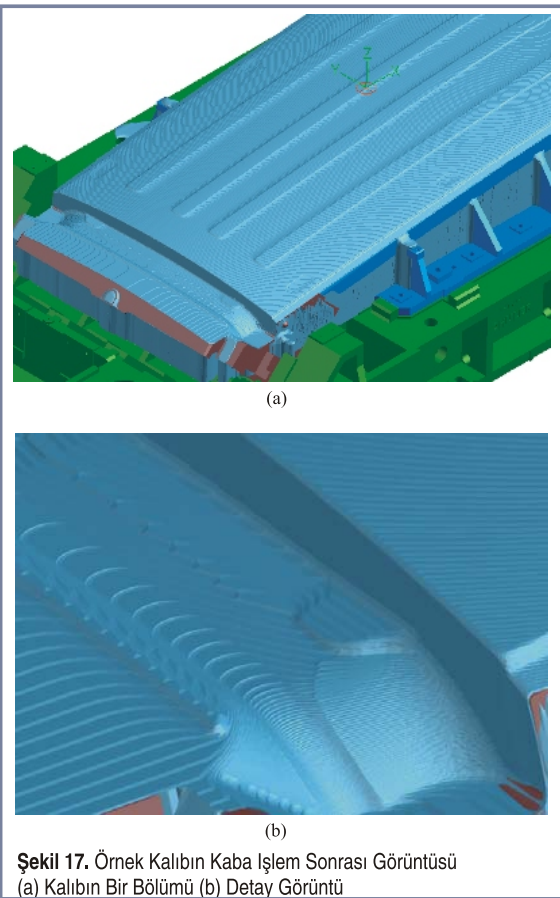
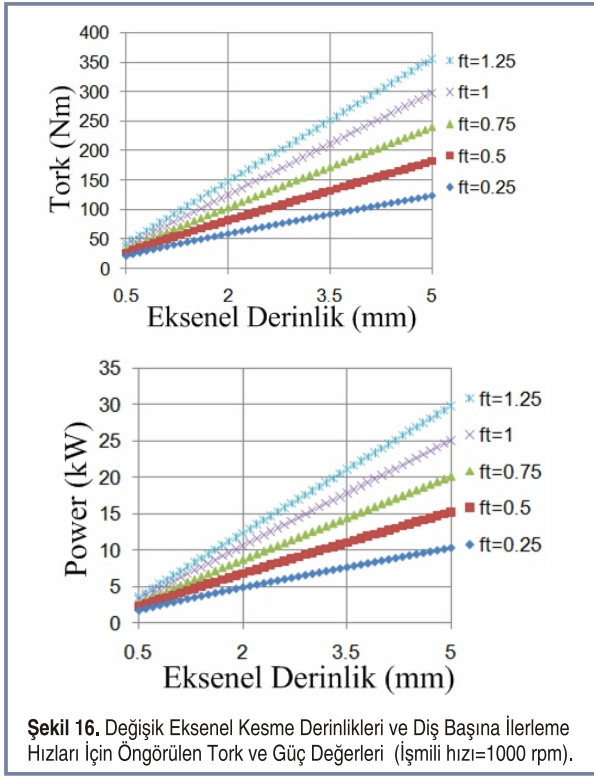
## UYGULAMALAR

Geliştirilen modeller kalıpların imalatında uygulanmıştır. Kuvvet ve kararlılık modelleri kullanılarak, kalıpların süreç parametrelerinde değişiklikler yapılmıştır. Burada, örnek olarak bir kalıp uygulaması gösterilmektedir.

Bu örnek, kuvvet modelinin doğrulanması konusundaki kesme takımının kullanıldığı bir kaba işlemdir. Malzeme olarak 39NiCrMo3 çeliği kullanılmıştır. Radyal kesme derinliği değişkendir ve takımın çapının % 70'i ile %100 arasında bir değer alabilmektedir. Ayrıca, kesme yönü de değişkendir. Örneğin; süreç, takım yolunun bir kısmında yukarı kesme şeklinde iken geri kalanında aşağı kesme şeklindedir. Kanal açma durumunda, kesme kuvvetleri yüksek ve kararlılık sınırları düşük olduğundan, süreç parametreleri bu durum göz önünde bulundurularak tüm süreç boyunca güvenli tarafta kalacak şekilde seçilmiştir.

Kanal açma durumu için model tarafından öngörülen kararlılık grafiği Şekil 15'te gösterilmektedir. Öngörülen mutlak kararlılık değeri 3.1 mm'dir. Radyal kesme derinliği ve diş başına ilerlemenin kesme torku ve kesme gücü üzerindeki etkisi hesaplanmıştır ve Şekil 16'da gösterilmektedir. Kullanılabilir radyal kesme derinliği ve diş başına ilerleme aralığı için, kullanılan tezgâhın tork ve güç limitleri Şekil 16'daki değerlerden daha yüksektir. Şekil 15 ve Şekil 16'da gösterilen sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda, model öngörülerinden önce kullanılan bazı parametreler değiştirilmiştir. Kalıbın bir kısmının kaba işlemden sonraki hali Şekil 17'de gösterilmektedir. Bu değiştirilen parametrelerin kullanımının sonucu olarak, işlem süresi asıl sürenin üçte birine indirilmiştir. Dolayısıyla, modellerin kullanımı, sürecinin verimliliği konusunda önemli bir etkiye sahiptir.





## SONUÇ

Kalıp imalatında çok uçlu takımalarla yapılan işlemlerde, kesme kuvvetleri, takım esnemeleri ve kararlılık grafikleri süreç modelleri kullanılarak öngörülebilir. Oluşturulan süreç modellerinin detayları bu makalede sunulmuştur. Öngörülen kesme kuvveti ve kararlılık diyagramları deneylerle örtüşmektedir ve modellerin hassasiyeti makul düzeydedir. Modeller kullanılarak, kesici takımların kesme torku ve kesme gücü sınırları gibi kısıtlar imalattan önce süreç değişkenlerinin seçilmesi aşamasında dikkate alınmıştır. Sonuç olarak, süreç modellerinin verimlilik üzerindeki olumlu etkisi örnek bir kalıp uygulaması üzerinde gösterilmiştir.

## TEŞEKKÜR

Yazarlar, TOFAŞ'taki kalıphane personeline ve Üretim Araştırma Laboratuvarı (MRL) çalışanlarına deneylerdeki yardımlarından dolayı teşekkür ederler. Gamze Koca'ya (MRL) ölçümlerin veri incelemesindeki yardımları için ayrıca teşekkür ederler.

## KAYNAKÇA

1. Altıntaş, Y., Lee, P. 1996. A General Mechanics and Dynamics Model for Helical End Mills, CIRP Annals, 45/1: 59-64.
2. Elbestawi, M.A., Chen, L., Becze, C.E., El-Wardany, T.I. 1997. High-Speed Milling of Dies and Molds in Their Hardened State, CIRP Annals, 1: 57-62.
3. Lia, X.P., Zhenga, H.Q., Wonga, Y.S., Neea, A.Y.C. 2000. An Approach to Theoretical Modeling and Simulation of Face Milling Forces, Journal of Manufacturing Processes, Vol. 2, Issue 4: 225-240
4. Engin, S., Altıntaş, Y. 2001. Mechanics and Dynamics of General Milling Cutters, Part II: Inserted Cutters, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 41: 2213-2231.
5. Ozturk, E. and Budak, E. 2007. Modeling of 5-Axis Milling Processes, Machining Science and Technology, Vol. 11, Issue 3, 287-311.
6. Altıntaş, Y. 2000. Manufacturing Automation Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, Cambridge University Press.
7. Budak, E., Altıntaş, Y., Armarego, E. J. A. 1996. Prediction of Milling Force Coefficients from Orthogonal Cutting Data, Journal of Manufacturing Science and Engineering., 118, 216-224.
8. Gradisek, J., Kalveram, M., Weinert, K. 2004. Mechanistic Identification of Specific Force Coefficients for a General End Mill, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 44: 401-414.
9. Budak, E. 2006. Analytical Models For High Performance Milling. Part I: Cutting Forces, Structural Deformations and Tolerance Integrity, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 46: 14781488.
10. Budak, E., Altıntaş, Y. 1998. Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling. Part I: General Formulation, Part II: Application of the General Formulation to Common Milling Systems, Transactions of ASME, Vol. 120, pp 22-36.