

Alper Ertürk
Araş. Gör.

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

H. Nevzat Özgüven
Prof. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Erhan Budak
Doç. Dr.

Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Sabancı Üniversitesi
34956 Tuzla İSTANBUL

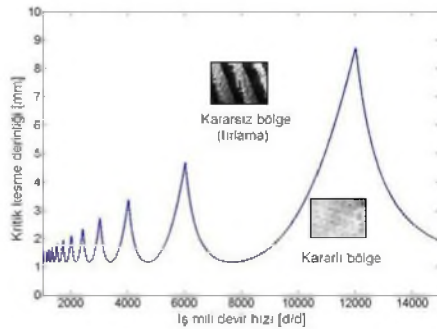
İşleme Merkezlerinin Dinamik Analizi ve Süreçte Kararlılık: Yeni Bir Analitik Modelin Uygulamaları

Talaşlı imalatta karşılaşılan ve süreç verimliliğini olumsuz yönde etkileyen kendinden kaynaklı titreşimler (tırlama), kullanılan sistemin kararlılık diyagramları sayesinde engellenebilmektedir. Kararlılık diyagramlarını oluşturmak için ana gereksinim, sistemin kesici takım ucundaki frekans tepki fonksiyonu (FTF) şeklindeki sistem dinamiği bilgisidir. Bu çalışmada, iş mili – takım tutucu – takım sisteminin dinamik modellemesi ve takım ucu FTF'sinin elde edilmesi için geliştirilen bir analitik modelin özeti ve uygulamaları sunulmuştur. Modelin teorik uygulamaları; rulman ve bağlantı dinamik özellikleriyle sistem kararlılığına etkilerinin analizini içermektedir. Sunulan model sayesinde bir sistemin kararlılık diyagramının oldukça hassas bir şekilde elde edilebileceği ve elde edilen diyagramın istenilen şekilde değiştirilerek kararlılığın artırılacağı, tezgâh üzerinde deneysel olarak gösterilmiştir.

Anahtar kelimeler: Tırlama, Tezgâh Dinamiği, Yüksek Performanslı İşleme, Rulman ve Bağlantı Dinamiği, İş Mili Tasarımı

GİRİŞ

Takım tezgâhlarında parça işleme süreci esnasında karşılaşılan ve tırlama olarak bilinen kendinden kaynaklı titreşimler, kararsız kesme süreci, düşük yüzey kalitesi, azalan talaş kaldırma oranı ve kesici takım ile takım tezgâhının kendinde hasarlarla sonuçlanmaktadır. Tırlamanın temel nedeni olarak bilinen talaş kalınlığı rejenerasyonu, kesme sürecinde iş parçası yüzeyinde oluşan ve birbirini takip eden titreşim dalgalarının arasındaki faz farkına bağlıdır. Kararlılık diyagramları (Şekil 1); bu faz farkının en aza indiği, kesme derinliği – iş mili devir hızı eşleşmelerini sunar ve bu diyagramlar sayesinde kararlı kesme süreçleri elde edilebilir.



Şekil 1. Tipik bir kararlılık diyagramı

Talaş kalınlığı rejenerasyonu, bundan yaklaşık eli yıl önce, Tobias ve Fishwick [1,2] tarafından tanımlanmıştır. Tlusty ve Polacek [3] dikey kesme koşulları ve sabit süreç faktörleri için tırlamasız kesme derinliği ile tezgâh – iş parçası dinamiğini ilişkilendiren bir kararlılık modeli oluşturmuşlardır. Merrit [4] ise Nyquist kararlılık ölçütünü kullanarak yine dikey kesme koşulları ve sabit süreç faktörleri için benzer sonuçlar elde etmiştir. Kesici takımın süreç boyunca dönüyor olması ve zamana bağlı değişen süreç parametreleri nedeniyle frezeleme sürecinin kararlılık analizi bu çalışmalarda ele alınan koşullara göre daha karmaşıktır. Koenisberger ve Tlusty [5] dikey kesme koşulları için sunulan kararlılık modelini [3] ortalama süreç faktörleri kullanarak frezelemeye uygulamışlardır. Tlusty ve diğerleri [6-8] frezelemede kararlılık tahmini için zaman boyutlu benzetimler sunmuşlardır. Minis ve Yanushevsky [9,10] frezeleme sürecinde kararlılık formülasyonu için Floquet teoremi ve Fourier serisini, sayısal çözüm için de Nyquist ölçütünü kullanmışlardır. Frezeleme sürecinin kararlılığı için analitik model Altintas ve Budak [11] tarafından sunulmuş olup, bu model ile, kararlılık diyagramlarının önceki sayısal modellere göre çok daha hızlı bir şekilde elde edilebileceği gösterilmiştir [12].

Söz konusu edilen sayısal ve analitik modellerde kararlılık diyagramlarını oluşturmak için gerekli olan en önemli sistem dinamiği bilgisi, sistemin takım ucundaki dinamik esneklik cinsinden ifade edilen Frekans Tepki Fonksiyonu'dur (FTF). Dikey kesme koşulları

rında kritik kesme derinliğini (b_{im}) veren ilişki şu şekildedir [13]:

$$b_{im} = \frac{-1}{2 \cdot K_f \cdot m \cdot \text{Re}[G(\omega)]}$$

Burada K_f talaş kalınlığı yönündeki kesme kuvveti katsayısı, m kesici takım ucundaki ortalama diş sayısı ve $G(\omega)$ kesme noktasındaki FTF'dir. Denklemden de görüleceği gibi, takım ucu FTF'sinin gerçek kısmı paydada kullanılmaktadır. Kararlılık diyagramlarının hassas ve kolay olarak elde edilmesi için, takım ucu FTF'si $G(\omega)$ 'nin hassas ve kolay olarak elde edilmesi gerekmektedir. Bu FTF'yi elde etmek için kullanılacak en genel yöntem, bir ivmeölçer, darbe çekici ve spektrum analizi yazılımıyla darbe testi yapmaktır. Ancak tezgâhtaki en ufak bir değişiklik sonucu (takım tutucu ya da takım değiştirilmesi gibi) takım ucu dinamiği değişeceğinden ve yeni bir test gerekeceğinden, bu yöntem, uygulamada pahalı olmasının yanı sıra zaman kaybına yol açmaktadır. Takım ucu FTF'sinin elde edilmesinde deneyselliği en aza indirmek için, Schmitz ve diğerleri [14-17] yarı analitik bir yaklaşım önermişlerdir. Buna göre, deneysel olarak elde edilen iş mili – takım tutucu sisteminin FTF'si, analitik bir Euler-Bernoulli çubuğu olarak modellenen kesici takımın FTF'leriyle bağlantı (temas) dinamik parametreleri yardımıyla birleştirilir ve sistemin takım ucu FTF'si elde edilir. Yapısal birleştirme yöntemi olarak dinamik esneklik birleştirilmesi yöntemi kullanılmıştır. Bu yaklaşım, Park ve diğerleri [18] tarafından, iş mili – takım tutucu arasındaki açısız serbestlik derecesi de ilave edilerek geliştirilmiştir. Kıvanç ve Budak [19] ise kesici takımın modellenmesinde eksenel yönde değişen alan atalet momentini de göz önünde bulundurmıştır. Schmitz ve Duncan [20] yöntemin uygulanmasını takım tutucu kademelerinin de birleştirilmesi için geliştirmiştir. Ertürk ve diğerleri [21] takım ucu FTF'sinin elde edilmesi için yapısal birleştirme ve değişiklik yöntemleri kullanan analitik bir model sunmuştur. Bu modelde iş mili – takım tutucu – takım sisteminin tüm bileşenleri analitik olarak modelendiğinden, istenilen FTF'ler, sonlu eleman modellerine göre çok daha hızlı olarak elde edilebilmektedir [21]. Sözü edilen ve bu makaledeki analizlerde de kullanılan analitik model, bir sonraki bölümde özetlenmiştir. Modelin formülasyon detaylarına ilgili kaynaktan [21] ulaşılabilir.

Bu makalede, yazarlar tarafından geliştirilen analitik modelin tipik iş mili – takım tutucu – takım sisteminin dinamik analizinde kullanılmasıyla elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Dinamik analiz, rulman ve bağlantı parametreleri [22] ile belirli tezgâh tassa-

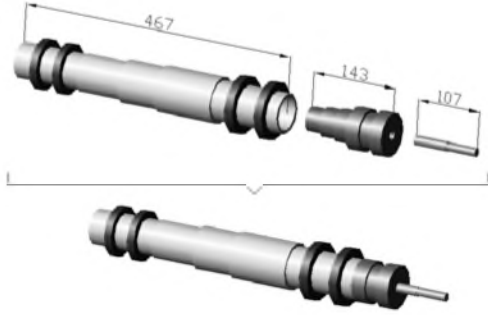
rım ve uygulama parametrelerinin [23] takım ucu FTF'sine ve dolayısıyla sistem kararlılığına etkilerini içermektedir. Geliştirilen modelin tezgâh üzerinde kararlılık tahmini uygulamasına örnekler de verilmiştir.

MATEMATİKSEL MODEL

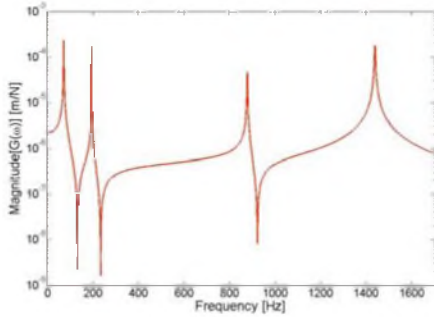
İş mili – takım tutucu – takım sisteminin bileşenleri çok kademeli çubuklar olarak modellenmiştir. Bileşenler, farklı çap ve uzunluktaki ve serbest sınır koşullarındaki düzgün çubukların sınır noktalarındaki dinamik bilgilerinin rijit olarak birleştirilmeleriyle oluşturulmuştur. Sistem bileşenlerinin tknaz yapısından dolayı modellemede kesme kuvveti ve dönel atalet etkileri önemli olabileceğinden [24], önceki çalışmalarda kullanılan Euler-Bernoulli çubuk teorisi yerine Timoshenko çubuk teorisi kullanılmış olup sonuçlarda iyileşmeler gözlenmiştir [21]. Timoshenko çubuk teorisi kullanmanın özellikle önem kazandığı durumlara ilgili kaynaktan [21] değinilmiştir. İş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım arasındaki temas dinamiği nedeniyle bileşenler, bu bağlantı noktalarındaki temas direngenliği ve sönümünü ifade eden açısız ve doğrusal, yay ve sönümleyiciler ile elastik olarak birleştirilmiştir. İş milini, modelde rijit olarak kabul edilen tezgâh yatağına bağlayan rulmanlar yine yay ve sönümleyicilerle modellenerek sisteme Özgüven'in yapısal değişiklik yöntemiyle [25] ilave edilmiştir. Bileşen kademelerinin rijit olarak bir araya getirilerek bileşenlerin elde edilmesinde ve bileşenlerin elastik olarak bir araya getirilmesiyle tüm sistemin oluşturulmasında dinamik esneklik birleştirilmesi yöntemi kullanılmıştır [21]. Bu birleştirme işlemlerinde dinamik esneklik matrisleri yerine dinamik direngenlik matrislerini kullanmak, alternatif bir yöntem olarak yazarların farklı çalışmalarında sunulmuştur [26, 27]. İşlemlerde kullanılan matrislerin boyutları göz önünde bulundurulduğunda, dinamik esneklik matrislerini kullanmak daha uygundur [27].

RULMAN VE BAĞLANTI DİNAMİK PARAMETRELERİNİN FTF ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Şekil 2'de tipik bir iş mili - takım tutucu - takım sistemi verilmiştir. Bu sistemin bileşenlerinin geometrik ve malzeme özellikleriyle rulman ve bağlantı dinamik özellikleri için literatürden alınan ortalama değerlere kaynak [21]'den ulaşılabilir. Şekil 3, bu sistemin geliştirilen model kullanılarak elde edilen takım ucu FTF'sini göstermektedir.



Şekil 2. İş mili – takım tutucu – takım sistemi

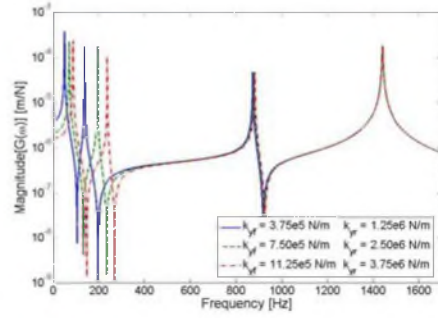


Şekil 3. Sistemin takım ucu FTF'sinin genlik diyagramı

Şekil 2'de verilen sistemin rulman dinamik özellikleriyle iş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım arasındaki bağlantı dinamik özellikleri, nominal değerleri etrafında $\pm 50\%$ oranında değiştirilerek bu parametrelerin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri çalışılmıştır. FTF'nin doğal frekansları, rulman ve bağlantı noktalarındaki sönüm değerlerinden ziyade direngelik değerlerine karşı hassas olacağından, özellikle bu noktaların direngelik değerleri üzerinde durulmuş olup sönüm değerlerinin etkilerinden de özet olarak bahsedilmiştir. Yapılan etki analizinin sonuçlarından yola çıkılarak, rulman ve özellikle bağlantı dinamik özelliklerinin deneysel FTF'lerden elde edilmesinde kullanılabilir hızlı ve hassas bir yöntem önerilmiştir.

Rulman Dinamiği

İş millerinde genellikle kullanılan açısız temaslı rulmanlar moment taşımadığından, rulmanların dinamiğini ifade etmek için doğrusal yay ve sönüm kullanılması yeterlidir. Rulmanların doğrusal direngelik değerleri nominal değerleri etrafında değiştirildiğinde, FTF'deki değişim, sistemin rijit modları olan ilk iki moda gözlenmekteyken, elastik modlarda rulman dinamiğinden bir etkilenme gözlenmemektedir (Şekil 4).

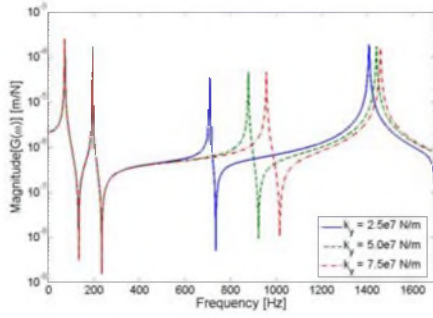


Şekil 4. Ön ve arka rulmanların takım ucu FTF'si üzerindeki ortak etkileri

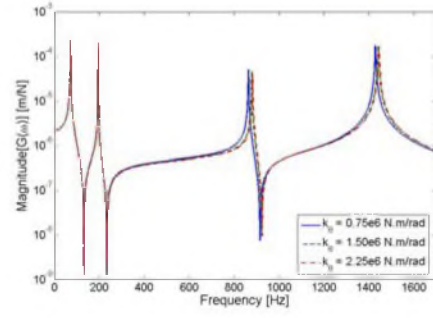
Ön ve arka rulman çiftlerinin FTF üzerindeki etkileri ayrı olarak incelendiğinde, daha az direngen olan çiftin ilk rijit modu, daha fazla direngen olan çiftin ise ikinci rijit modu etkilediği gözlenmiştir [22]. Bu sonuçlara göre, kullanılan sistemin FTF'sinde ilk iki modu belirleyen etkili parametreler iş mili geometrisi ve rulman dinamiğidir. Eğer tırılma bu iki moddan birinde oluşursa daha farklı bir takım tutucu ya da takım kullanmanın sistem kararlılığına bir faydası olmayabilir. Sözü edilen modlar rijit modlar olduğundan, daha farklı bir takım tutucu ya da takım, sistemin bükülme rijitliğindeki değişimden ziyade kütle değişimi etkisinden dolayı bu iki modun frekanslarını çok az değiştirebilir.

İş Mili – Takım Tutucu Bağlantı Dinamiği

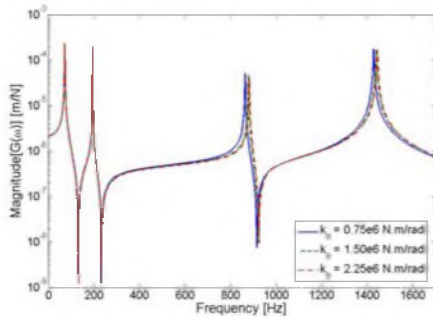
İş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal direngelik, Şekil 5'te görüldüğü gibi öncelikli olarak üçüncü modun, yani sistemin ilk elastik modunun frekansını kontrol etmektedir. Bu bağlantı noktasındaki açısız direngelik değeri, nominal değeri etrafında değiştirildiğinde, takım ucu FTF'si Şekil 6'da verildiği şekilde değişmektedir. Görüldüğü gibi, açısız direngelik değerindeki değişiklikler FTF'yi doğrusal direngelikteki değişiklikler (Şekil 5) kadar etkilememektedir. Buradan çıkarılacak önemli bir sonuç, elde edilecek takım ucu FTF'sinin hassas olarak elde edilebilmesi için, iş mili – takım tutucu arasındaki açısız direngeliğin hassas olarak bilinmesinin çok önemli olmadığı ve literatürden alınacak ortalama değerlerin kararlılık diyagramlarını önemli ölçüde etkilemeyeceğidir.



Şekil 5. İş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal direngenliğin takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi



Şekil 8. Takım tutucu – takım arasındaki açısıl direngenliğin takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi



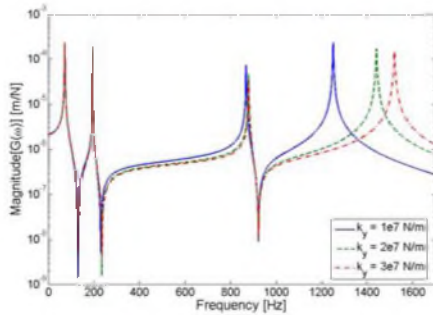
Şekil 6. İş mili – takım tutucu arasındaki açısıl direngenliğin takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi

Rulman ve Bağlantı Sönüm Değerleri

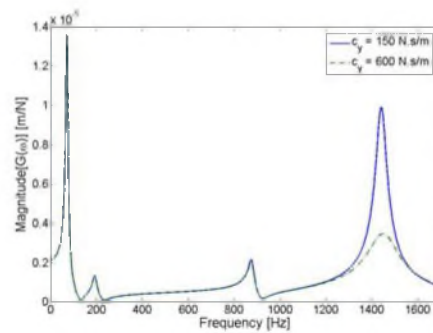
Takım ucu FTF'sinin doğal frekansları, direngenliklerle ilişkili olacağından ve sönüm sistemin doğal frekanslarını etkilemeyeceğinden, öncelikle rulman ve bağlantı direngenlikleri ele alınmıştır. Sözü edilen noktalardaki sönüm değerleri için yapılan bir etki analizi, direngenlik değerleriyle yapılan etki analizine mod-bağlantı noktası ilişkisi bakımından son derece paralel sonuçlar vermektedir. Bir bağlantı noktasındaki doğrusal direngenlik ilgili modun frekansını kontrol ederken, aynı bağlantı noktasındaki doğrusal sönüm ise o modun titreşim genliğinin tepe noktasını kontrol etmektedir. Sönüm etki analizi sonucunda, FTF'nin açısıl dinamik parametrelere doğrusal dinamik parametrelerden çok daha az hassas olduğu sönüm değerleri için de gözlenmiştir. Sönüm etki analizine örnek olarak Şekil 9 ve Şekil 10'da takım tutucu – takım arasındaki sönüm değerlerindeki değişimlerin, takım ucu FTF'sine yansımaları verilmiştir. Genlikteki değişimlerin daha iyi anlaşılması için bu iki grafik doğrusal ölçekte sunulmuştur. Görüldüğü gibi doğrusal sönümdeki değişim, açısıl sönümdeki aynı oransal değişime göre çok daha fazla etkilidir.

Takım Tutucu – Takım Bağlantı Dinamiği

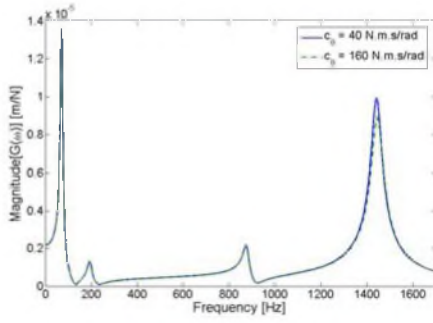
Aynı oransal değişiklik ($\pm 50\%$) takım tutucu – takım arasındaki doğrusal direngenlik değerine uygulandığında, FTF'de etkilenen ana modun ikinci elastik mod olduğu gözlenmektedir (Şekil 7). Tıpkı bir öncekinde olduğu gibi, bu bağlantı noktasındaki açısıl direngenlik değerinin değişimi de FTF'yi önemsenmeyecek ölçüde etkilemektedir (Şekil 8).



Şekil 7. Takım tutucu – takım arasındaki doğrusal direngenliğin takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi



Şekil 9. Takım tutucu – takım arasındaki doğrusal sönümün takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi



Şekil 10. Takım tutucu – takım arasındaki açısız sönümün takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi

Deneysel Ölçümlerden Rulman ve Bağlantı Dinamiğinin Elde Edilmesinde Yeni Bir Yaklaşım

Rulman dinamiğinin ve özellikle farklı bileşen kombinasyonları için bağlantı dinamiğinin sağlıklı olarak bilinmesi, takım ucu FTF'sinin ve kararlılık diyagramlarının hassas olarak elde edilmesi için önemlidir. Literatürdeki [14-17] temel yaklaşımda, iş mili – takım tutucu – takım sisteminin takım ucu FTF'si deneysel olarak elde edildikten sonra, takım tutucu – takım arasındaki bağlantı parametreleri, yarı analitik model ve deneyin verdiği FTF'ler aynı olacak şekilde eşitlenerek elde edilmektedir. Bu yaklaşımda, eldeki denklemlerin sayısı bilinmeyen bağlantı parametrelerinin sayısından çok daha fazla olduğu için, ilgili bağlantı noktasındaki dirençlik ve sönüm parametreleri, modelden bulunan FRF değerlerindeki hatayı, en küçük kareler yöntemiyle en aza indirerek elde edilir. Ortak çözülmesi gereken denklemlerin doğrulluktan çok uzak olması nedeniyle, parametrelerin bulunmasında kullanılan hatanın en küçük kareler yöntemiyle en aza indirilmesi yaklaşımı her zaman tek bir çözüm vermemektedir ve bu süreç çok fazla hesaplama zamanı gerektirmektedir. Bu nedenle bu yaklaşım kullanışlı olmamaktadır.

Bu çalışmada özetlenmiş olan etki analizinin sonuçları, deneysel ölçümlerden rulman ve bağlantı dinamik parametrelerinin hızlı ve hassas bir şekilde elde edilmesinde kullanılabilir. Geliştirilen yöntemle, ilgili iş mili – takım tutucu – takım sistemi modellenir ve bağlantı dinamik özelliklerinin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri incelenebilir. Mod – bağlantı noktası ilişkileri elde edildikten sonra, dirençlik ve sönüm olarak ifade edilen bağlantı parametreleri ilgili modlardan elde edilebilir.

Örneğin, bu çalışmada kullanılan, tipik geometrik ve dinamik özelliklere sahip olan sistemin etki analizi sonucunda; iş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal bağlantı dinamiğinin takım ucu FTF'sinin birinci elastik modunu, takım tutucu – takım arasındaki doğrusal bağlantı dinamiğinin ise takım ucu FTF'sinin ikinci elastik modunu kontrol ettiği gözlemlenmiştir.

Ayrıca bağlantı noktalarındaki açısız dinamik özelliklerdeki değişimlerin, takım ucu FTF'sini önemli ölçüde etkilemediği görülmüştür. Dolayısıyla, deneysel olarak elde edilmiş olan takım ucu FTF'sinden iş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım arasındaki bağlantı dinamik parametrelerini elde etmek için sistematik olarak izlenecek adımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Bağlantı noktalarındaki açısız dinamik parametreler (dirençlik ve sönüm) için literatürdeki benzer sistemlerden elde edilen ortalama değerler kullanılır.
2. İş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal dirençlik için modele tahmini (ortalama) bir ilk değer girilir. Bu değer, modelden ve deneysel olarak elde edilen FTF'lerin ilk elastik mod frekansları aynı olana kadar azaltılır ya da artırılır. Bu şekilde iş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal dirençlik değeri elde edilir.
3. İş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal sönüm için modele tahmini bir ilk değer girilir. Bu değer, modelden ve deneysel olarak elde edilen FTF'lerin ilk elastik mod genliklerinin tepe noktaları aynı olana kadar azaltılır ya da artırılır. Bu şekilde iş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal sönüm elde edilir.
4. Takım tutucu – takım arasındaki doğrusal dirençlik için modele yine tahmini bir ilk değer girilir. Bu değer, modelden ve deneysel olarak elde edilen FTF'lerin ikinci elastik mod frekansları aynı olana kadar azaltılır ya da artırılır. Bu şekilde takım tutucu – takım arasındaki doğrusal dirençlik değeri elde edilir.
5. Takım tutucu – takım arasındaki doğrusal sönüm için modele yine tahmini bir ilk değer girilir. Bu değer, modelden ve deneysel olarak elde edilen FTF'lerin ikinci elastik mod genliklerinin tepe noktaları aynı olana kadar azaltılır ya da artırılır. Bu şekilde takım tutucu – takım arasındaki doğrusal sönüm elde edilir.

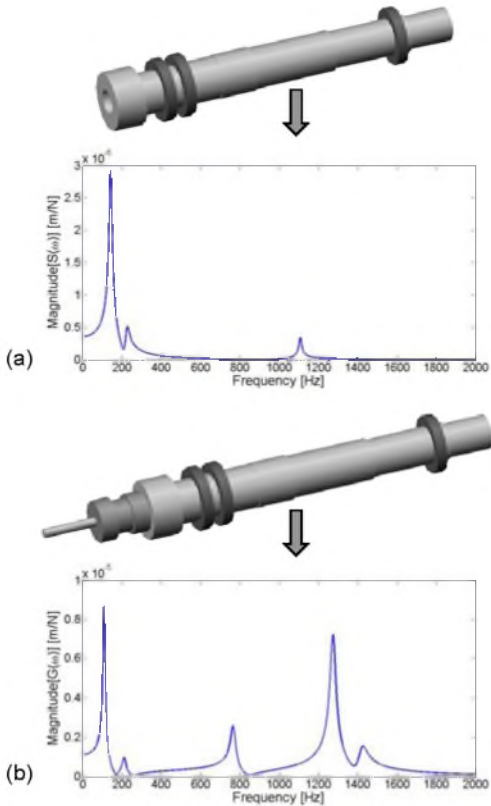
Yukarıdaki adımlar, bu çalışmada sunulan tipik iş mili – takım tutucu – takım sistemine benzer sistemlerde başarıyla kullanılabilir. Geometrik ve/veya dinamik olarak farklı olan sistemlerde yeni bir etki analizi uygulanarak mod – bağlantı noktası ilişkileri elde edilmeli ve bağlantı dinamik özelliklerinin deney sonuçlarından elde edilmesi için yukarıdaki benzer bir algoritma oluşturulmalıdır.

TASARIM VE UYGULAMA PARAMETRELERİNİN FTF ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Bu bölümde, takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri incelenen parametreler, tasarım ve uygulama parametreleri olarak ikiye ayrılmıştır. Tasarım parametreleri; iş mili geometrisi, rulman direngenliği gibi tezgâh tasarımı sürecinde belirlenen parametreleri içerirken, uygulama parametreleri ise takım / takım tutucu geometrisi, bağlama dinamiği gibi uygulamada kullanıcı tarafından değiştirilebilen parametreleri içermektedir.

İş Mili Geometrisi ve Rulmanlar

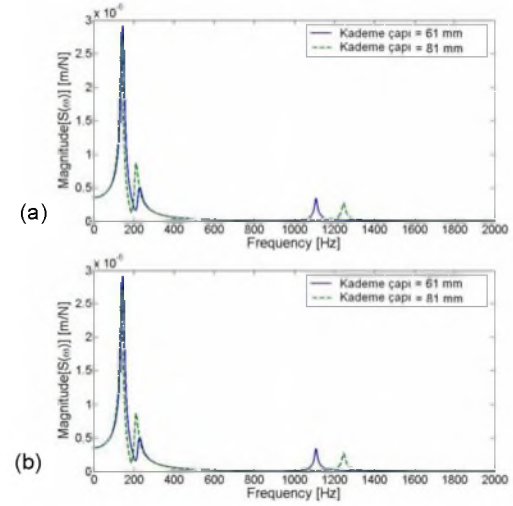
İş mili geometrisi, sistemin genel frekans cevabı açısından büyük önem taşımaktadır. İş mili kademelerinin çap ve uzunlukları iş milini eniyilemek için kullanılabilir. Şekil 11a'da bir iş milinin uç noktasındaki FTF verilmiştir. Şekil 11b, aynı iş milinin takım tutucu ve takım eklendikten sonraki takım ucu FTF'sini göstermektedir.



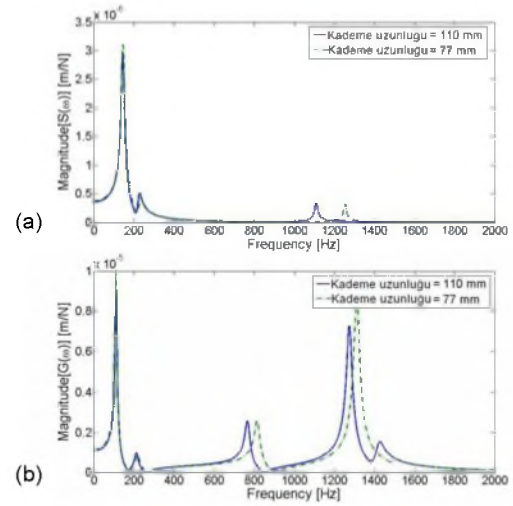
Şekil 11. (a) İş mili ve uç noktası FTF'si, (b) İş mili – takım tutucu – takım sistemi ve takım ucu FTF'si

Örneğin belirli bir süreç için, eniyileme amaçlı olarak, iş milinin Şekil 11a'da görülen birinci elastik

mod frekansını rulmanların ortasındaki kademelerin geometrisini değiştirerek 1250 Hz değerine çıkarmak gerektiğinde, geliştirilen model [21] yardımıyla bu amaç için sözü edilen kademelerin çapının 61 mm'den 81 mm'ye çıkarılması gerektiği kolaylıkla bulunabilir (Şekil 12a, Şekil 12b). Alternatif olarak, ilgili kademelerin çapı değiştirilmeden, 110 mm olan boyu 77 mm'ye indirilerek de benzer bir sonuç elde edilebilir (Şekil 13a,13b).



Şekil 12. Kademe çapının değişmesi sonucu FTF'lerde oluşan değişiklikler; (a) İş mili ucundaki FTF ve (b) Takım ucundaki FTF

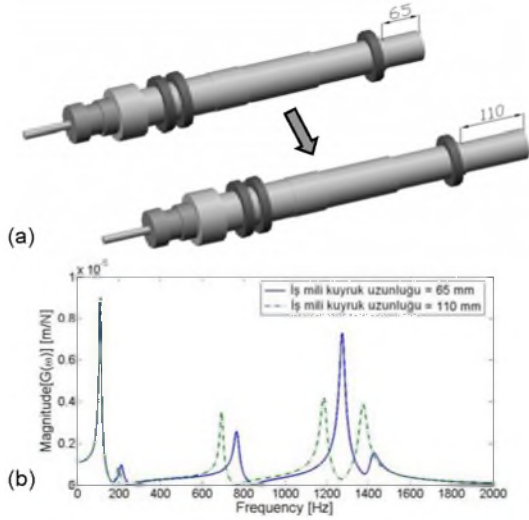


Şekil 13. Kademe uzunluğunun değişmesi sonucu FTF'lerde oluşan değişiklikler; (a) İş mili ucundaki FTF ve (b) Takım ucundaki FTF

İş milinin dinamik direngenliğini değiştirmek için kademelerin iç çapları da değiştirilebilir. Görüldüğü gibi, iş mili eniyilemesinde istenilen belirli bir sonuç birden fazla yolla elde edilebilir. Tezgâh üreticisi,
MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

tasarım ve yer sınırlamalarına bağlı olarak iş milinin geometrik özelliklerine, kademe çap ve boylarından hangilerinin değiştirilebileceğine karar vermelidir.

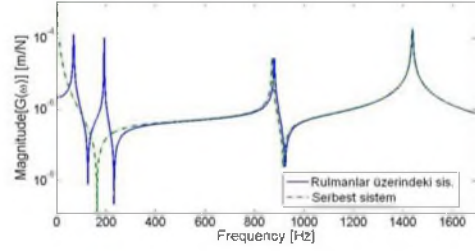
İş milinin *kuyruk uzunluğu* (arka rulmanların gerisinde kalan bölüm), iş milini eniyileme amaçlı kullanılacak ilginç bir parametredir. Bu uzunluk, kesici takım titreşim modunun¹ genliğini “dinamik titreşim sönmüleyici” etkisiyle azaltmak amaçlı olarak, özellikle tezgâhın belirli takım tutucu ve takımlar için tasarlandığı uygulamalarda kullanılabilir (Şekil 14).



Şekil 14. (a) İş milinin kuyruk uzunluğundaki değişiklik ve (b) değişikliğin takım ucu FTF'sine etkisi

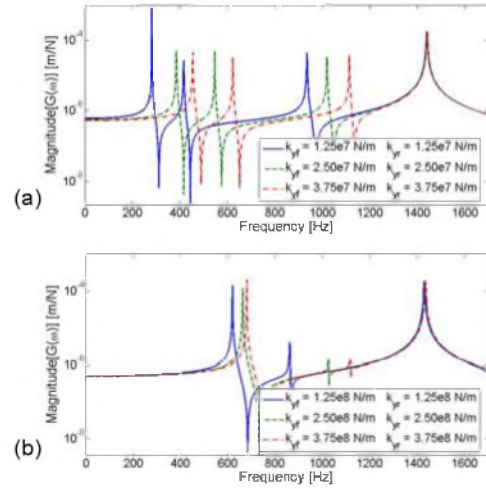
İş milini, bu modelde rijit olduğu varsayılan tezgâha bağlayan rulmanların dinamik özellikleri, iş mili dinamiğini büyük ölçüde etkileyen diğer bir parametredir. “Rulman ve Bağlantı Dinamiğinin FTF Üzerindeki Etkileri” bölümünde kullanılan sistemin rulman dinamik özellikleri (direngenlikleri) için, Araker ve diğerlerinin [28] yakın geçmişteki bir çalışmasındaki değerler kullanılmış olup, bu çalışmadaki direngenliklerin düzeyi 10^5 - 10^6 N/m'dir. Şekil 4'te görülmüş olduğu gibi bu düzeydeki değerler için sistemin rijit elastik modları birbirlerinden bağımsız olduğundan, rulman dinamiğindeki değişimler FTF'nin elastik modlarını etkilememektedir. Öyle ki, rulmanlar tümüyle kaldırıldığında elastik mod frekanslarında önemli bir değişim gözlenmemektedir (Şekil 15). Eğer rulmanların direngenlikleri ve dolayısıyla üzerlerindeki önyükler bu denli düşükse, rulmanların iş mili ekseninde yerleri etkili tasarım parametreleri olmayacaktır.

¹ Verilen örnekte ikinci elastik modun kesici takım tarafından kontrol edildiği ilerde gösterilmiştir.



Şekil 15. 10^5 - 10^6 N/m rulman direngenlik düzeyi için rulmanlarla desteklenmiş haldeki ve serbest haldeki sistemin takım ucu FTF'si

Literatürdeki rulman direngenlik değerleri bu düzeylerle kısıtlı değildir. Cao ve Altintas [29] geliştirdikleri rulman modeliyle 10^7 - 10^8 N/m düzeyinde direngenlikler elde etmişlerdir. Dolayısıyla rijit ve elastik modlar arasındaki davranışı gözlemlemek için farklı rulman direngenlik düzeyleri için analizi tekrar etmek gerekmektedir. Bu incelemenin sonucunda, rulman dinamiğinin takım ucu FTF'sindeki elastik modları, 10^7 N/m düzeyinden sonra etkilemeye başladığı gözlenmiştir (Şekil 16a). Şekil 16b ise, 10^8 N/m düzeyi için FTF'deki değişimleri göstermektedir. Dikkat edilirse, ikinci elastik mod, rulman direngenliklerindeki değişimlerden etkilenmemektedir.



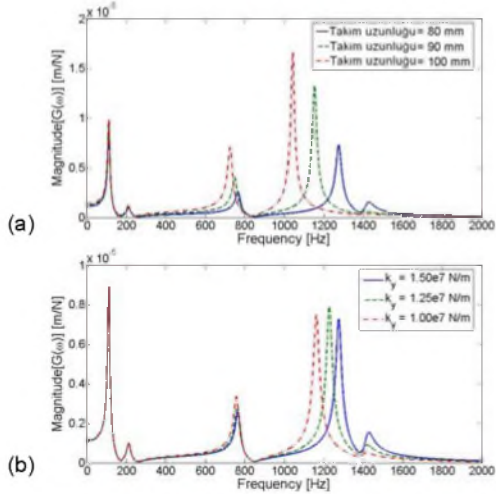
Şekil 16. (a) 10^7 N/m ve (b) 10^8 N/m değer düzeylerindeki rulman direngenliklerinin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri

Buradan çıkarılacak önemli bir sonuç da şudur: Eğer rulmanların direngenlik değerleri bu düzeylerde (10^7 - 10^8 N/m) ise rulmanların yerleri ve sayıları, sistemin elastik modlarını (özellikle iş mili modlarını) etkiler ve bu parametreler, sistemin takım ucu frekans cevabını şekillendirmek için kullanılabilir.

Kesici Takım Geometrisi ve Takım Tutucu – Takım Bağlantı Dinamiği

Kesici takımın takım tutucu dışında kalan 80 mm'lik orijinal uzunluğu önce 90 mm'ye, ardından da 100 mm'ye çıkarılmıştır ve sistemin takım ucu FTF'sinde Şekil 17a ile verilen değişim elde edilmiştir. Görüldüğü gibi takımın dışarıdaki uzunluğu sistemin ikinci elastik modunu baskın olarak kontrol etmektedir. İleriki bölümlerde de deneysel olarak doğrulanacağı gibi bu mod, sistemin takım modudur. Pratik uygulamalarda takımın dışarıda kalan boyu ya da takımın türü değiştirilerek bu modun frekansı ve sistemin kararlılık diyagramı istenildiği gibi değiştirilebilir.

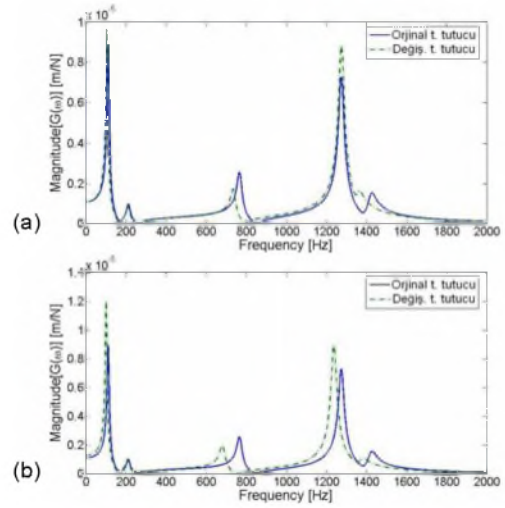
Şekil 7'den hatırlanacağı gibi, tipik bir iş mili – takım tutucu – takım sisteminde, takım tutucu – takım arasındaki doğrusal bağlantı direngeliği, sistemin takım modu olan ikinci elastik mod frekansını kontrol etmektedir. Bu bilgiyle, bu çalışmada odaklanılan örnek sistemin takım tutucu – takım bağlantı doğrusal direngeliği azaltılarak, takım modunun frekansı azaltılmak istenmiş ve Şekil 17b elde edilmiştir. Dolayısıyla, bu bağlantı noktasının doğrusal direngeliği, bağlama torkunun fonksiyonu olarak modellenebilir ve kontrollü olarak değiştirilebilirse takım modunun frekansı, takım uzunluğunu değiştirmek yerine bağlama torkunu değiştirerek artırılabilir ya da azaltılabilir.



Şekil 17. (a) Takım uzunluğunun ve (b) takım tutucu – takım bağlantı direngeliğinin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri

Şekil 9'dan hatırlanacağı gibi bu bağlantı noktasının doğrusal sönümü aynı modun titreşim genliğini kontrol etmektedir ve bu bilgi de benzer bir yaklaşımla kullanılabilir.

Takım tutucuların iş mili içinde kalan konik yapıları farklı takım tutucu tipleri için genellikle aynıyken, iş mili dışında kalan kademelerin geometrileri farklılaşmaktadır. Ele alınan örnekte, takım tutucunun iş mili dışında kalan kademelerinin her birinin çapı 10 mm artırılarak FTF'de, Şekil 18a ile verilen değişim elde edilmiştir. Takım tutucunun iş mili dışında kalan bölümü sistemde kütle görevi gören oldukça tıknaz bir yapı olduğundan, kademe çaplarındaki artış, kütle ilavesi nedeniyle iş mili mod frekanslarını daha düşük değerlere kaydırmaktadır. Dikkat edilirse, takım tutucu geometrisindeki bu değişimden takım modu yalnızca genlik bazında etkilenmiş olup, bu modun frekansında herhangi bir değişim gözlenmemiştir. Takım tutucunun orta kademesinin boyu 40 mm artırıldığında, kütle ilavesi nedeniyle iş mili mod frekansının azalmasının yanı sıra, Şekil 18b'de görüldüğü gibi, takım modunun frekansı da takım tutucudaki esnekliğin artışı nedeniyle azalmıştır.



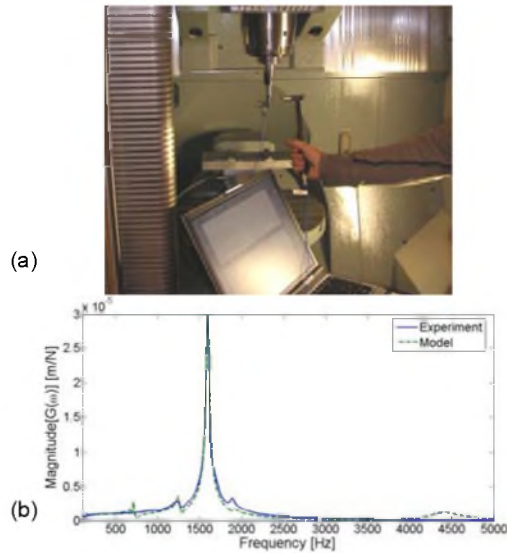
Şekil 18. Takım tutucunun (a) kademe çaplarındaki artışın ve (b) orta kademesindeki boy artışının takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri

DENEYSEL DOĞRULAMALAR

Bu bölümde, 5 eksenli bir CNC tezgâhı (DMU 50evo, Şekil 19a) üzerinde modelin uygulamaları sunulmuştur. Belirli bir iş mili – takım tutucu – takım sistemi için öncelikle takım ucu FTF'si elde edilmiş, ardından da takımın takım tutucu dışında kalan boyu değiştirilerek sistemin frekans cevabındaki değişimler gözlenmiştir. Elde edilen FTF'ler kararlılık analizinde de kullanılarak sistemin kararlılık diyagramlarının model sayesinde farklı koşullar için başarıyla tahmin edildiği gösterilmiştir.

Takım Ucu FTF'sinin Tahmini

Sözü edilen işleme merkezine, SK40 türü bir takım tutucu, içinde 4 dişli 12 mm çap ve 110.7 mm uzunluktaki HSS kesici takımınla birlikte bağlanmıştır. Takımın takım tutucu dışında kalan uzunluğu 60 mm'dir. Sistemin takım ucu FTF'si düşük kütleli bir ivmeölçer ve bir darbe çekici yardımıyla darbe testi yapılarak elde edilmiştir. 60 mm'lik ilk takım boyu için takım tutucu – takım arasındaki bağlantı parametreleri bu çalışmada özetlenen ve detayları kaynak [22]'de sunulan yaklaşım kullanılarak elde edilmiştir. Açısal bağlantı parametreleri için literatürden alınmış olan ortalama değerler kullanılmıştır. Bu ilk takım uzunluğu (60 mm) için deneysel olarak elde edilmiş olan takım ucu FTF'si ve model benzetim FTF'si Şekil 19b'de, sözü edilen yaklaşımla elde edilen bağlantı dinamik parametreleri ise Tablo 1'de verilmiştir.



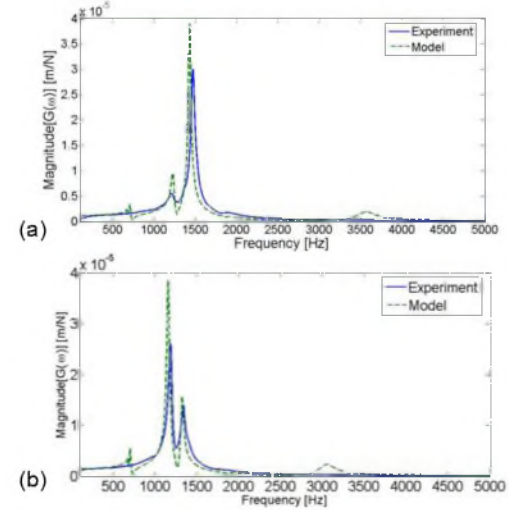
Şekil 19. (a) 5 Eksenli işleme merkezi ile modal analiz düzeneği; (b) 60 mm takım uzunluğu için deneysel olarak ve modelle elde edilen takım ucu FTF'leri

Tablo 1. İş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım arasındaki doğrusal ve açısal bağlantı dinamik parametreleri

Bağlantı noktası	İş mili – takım tutucu	Takım tutucu – takım
Doğrusal diren. [N/m]	8.0×10^7	1.5×10^6
Doğrusal sönüm [N.s/m]	250	32
Açısal diren. [N.m/rad]	1.5×10^6	1.5×10^6
Açısal sönüm [N.m.s/rad]	40	40

FTF'nin Takım Boyu ile Değişimi

Şekil 19b'de verilen sistemin takım ucu FTF'sinde 1594 Hz'te görülen baskın mod, sistemin takım modudur ve önceden de bahsedildiği gibi bu modun frekansı, takımın takım tutucu dışında kalan boyu değiştirilerek kolaylıkla kaydırılabilir. Takımın takım tutucu dışında kalan boyu, 60 mm'den önce 70 mm'ye, sonra da 80 mm'ye çıkarılmıştır. Her üç takım uzunluğunda da takım, takım tutucuya aynı torkla (40 N.m) bağlanmıştır. Bağlantı dinamik özelliklerinin bu farklı koşullar için aynı olduğu kabul edilmiştir (Tablo 1). Şekil 20a ve Şekil 20b, sırasıyla 70 mm ve 80 mm'lik takım uzunlukları için sistemin, ölçülmüş ve modelden teorik olarak bulunmuş takım ucu FTF'lerini göstermektedir.



Şekil 20. (a) 70 mm ve (b) 80 mm takım uzunlukları için deneysel olarak ve modelle elde edilen takım ucu FTF'leri

Şekil 20a'da görüldüğü gibi takımın dışarıda kalan uzunluğu 70 mm'ye çıkarıldığında, takım modu, 1220 Hz civarındaki düşük genlikli iş mili moduna yaklaşmakta ve bu etkileşim, takım modunun titreşim genliğini düşürmektedir. Takımın dışarıda kalan boyundaki 10 mm'lik ilave bir artış, Şekil 20b'de gö-

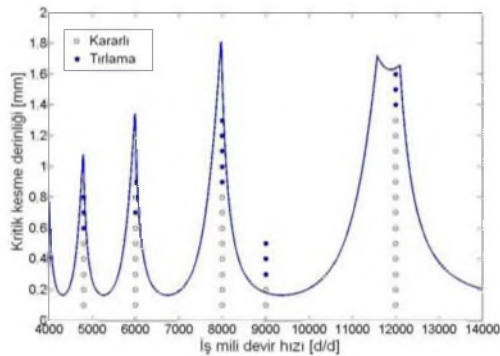
rüldüğü gibi takım modunu iş mili moduna daha da yaklaştırmakta ve takım modunun titreşim genliği, 80 mm'lik takım uzunluğu için daha da azalmaktadır.

Takım tutucu ve takım arasındaki bağlantı dinamik parametrelerinin (özellikle sönümün) hassas olarak bilinmesi model benzetimlerinin hassasiyetini arttıracaktır. Diğer bir deyişle, takım tutucu – takım arasındaki temas direngenliğinin ve sönümünün matematiksel bir modelle bulunması, ya da bu dinamik parametreleri, değişik bağlama koşulları ve sınırlı sayıda deney yaparak veren bir yöntemin olması, model FTF'lerinin daha hassas elde edilmelerini sağlayacaktır.

Kararlılık Diyagramlarının Geliştirilen Model Yardımıyla Bulunması

Bu bölümde, sözü edilen sistemin, alüminyum bir iş parçasının işlenmesi durumundaki kararlılık diyagramlarının elde edilmesi gösterilmiş ve deneysel çalışmalarla karşılaştırmaları yapılmıştır. Ertürk ve diğerleri [21] tarafından sunulmuş olan modelle analitik olarak elde edilen FTF'ler, Altıntaş ve Budak [12] tarafından sunulmuş olan analitik frezeleme kararlılık modelinde kullanılarak sistemin kararlılık diyagramları elde edilmiştir. Kararlılık diyagramları için gerekli bazı parametrelerin (kesme kuvveti katsayıları vs.) elde edilmiş detaylarına ilgili kaynaktan [23] ulaşılabılır.

60 mm takım uzunluğu için elde edilen takım ucu FTF'si (Şekil 19a), frezeleme kararlılık modelinde kullanıldığında, sistemin kararlılık diyagramı Şekil 21'deki gibi elde edilmiştir.

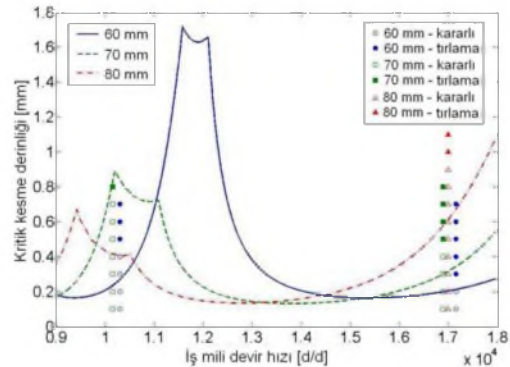


Şekil 21. 60 mm takım uzunluğu için analitik modelle tahmin edilen ve deneysel olarak elde edilen kararlılık sınırları

Diyagramdaki geniş hız aralığı göz önünde bulundurulduğunda (ki bu durum kuvvet katsayılarında değişikliklerle sonuçlanır) ve kararlılık ceplerinin düşük sönüm nedeniyle dar oluşuna dikkat edilirse, deneysel ve analitik sonuçların oldukça uyumlu olduğu söylenebilir.

İkinci olarak takımın, takım tutucu dışında kalan uzunluğunun kararlılık diyagramına etkisi incelenmiştir. Pratikte bu uzunluk, uygulama gereksinimleri nedeniyle değiştirilebileceği gibi, kararlılık diyagramında belirli hızlardaki kesme derinliklerini artırmak için de değiştirilebilir. 60, 70 ve 80 mm takım uzunlukları için elde edilen kararlılık diyagramları Şekil 22'de verilmiştir. Dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta, analitik FTF modeli sayesinde farklı takım uzunlukları için ilave testlerin gerekmediği ve FTF'lerin çok hızlı olarak elde edilebileceğidir.

Şekil 22'de görüldüğü gibi 60 mm'lik takım uzunluğu 12000 d/d civarında oldukça büyük bir kararlılık cebi oluşturmaktadır. Ancak kullanılan takım tezgâhındaki en yüksek hız bundan düşükse, örneğin 10000 d/d ise, bu kararlılık cebi kullanılmaz. Beklenenin aksine takım uzunluğunu 10 mm artırarak 70 mm'ye çıkarmak, bu hız (10000 d/d) civarında çok daha geniş bir kararlılık cebi oluşturmakta ve bu sayede 0.2 mm olan kesme derinliği, 0.8 mm'ye çıkarılarak talaş kaldırma oranında önemli bir artış sağlanmaktadır. Eğer tezgâhın hız sınırları dahilindeyse, benzer bir durum 17000 d/d civarında oluşmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi, 60 mm'lik takım uzunluğu bu hız civarında oldukça küçük kesme derinlikleri ile sonuçlanmaktadır. Ancak 70 mm'lik takım uzunluğu da bu hız civarındaki kararlılık sınırlarında önemli bir artış sağlamamaktadır. Takım uzunluğu bir 10 mm daha artırılarak 80 mm'ye çıkarıldığında, 17000 d/d civarında geniş bir kararlılık cebi oluşmakta ve buradaki talaş kaldırma oranı 3 katına çıkabilmektedir. Sunulan analitik model sayesinde tahmin edilen bu sonuçlar tirlama testleri ile doğrulanmıştır ve Şekil 13'te görüldüğü gibi kesme deneyleri ile model tahminlerinin uyumu oldukça iyidir. Bütün bu uygulama örneklerinden çıkarılabilecek en önemli sonuç, analitik FTF ve kararlılık modellerinin birleştirilmesinin deney gereksinimini en aza indiren, sanal ortamda kararlı ve en iyi uygulama koşullarının elde edilmesinde kullanılabilir bir model oluşturduğudur.



Şekil 22. 60, 70 ve 80 mm takım uzunlukları için analitik modelle tahmin edilen kararlılık sınırları

SONUÇLAR

Bu çalışmada, işleme merkezlerinde iş mili – takım tutucu – takım sisteminin dinamik modellemesi için yakın zamanda yazarlar tarafından sunulan analitik bir modelin uygulamaları sunulmuştur. Rulman ve bağlantı dinamik özelliklerinin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri özetlendikten sonra bu dinamik parametrelerin deneysel FTF ölçümlerinden elde edilmesi için önerilen yeni sistematik yaklaşım anlatılmıştır. İş mili – takım tutucu – takım sistemindeki önemli parametreler, tasarım ve uygulama parametreleri olarak ikiye ayrıldıktan sonra, bu parametrelerin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri incelenmiştir. Geliştirilen yöntem sayesinde takım ucundaki FTF'nin oldukça hassas ve hızlı olarak tahmin edilebileceği gösterilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Bu şekilde elde edilen FTF'ler kararlılık diyagramlarında başarı ile kullanılabilmiş ve deneysel değerlere yakın sonuçlar alınmıştır. Ayrıca, yöntemin frezeleme kararlılığının artırılması için en iyi parametrelerin seçimindeki uygulamaları da gösterilmiştir. Bunlar tezgâh tasarımı aşamasında iş mili geometrisinin, uygulama aşamalarında ise takım tutucu ve takımın eniyilemesi olarak örneklerle gösterilmiştir. Takım ucu FTF'sinde ve dolayısı ile kesme kararlılığında önemli etkisi olan takım boyunun en yüksek kararlı talaş kaldırma koşullarını elde edecek şekilde bu yöntem yardımıyla seçilebildiği gösterilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Özetle, bu çalışmada geliştirilen yöntem süreç kararlılığını belirlemek ve arttırmak için gerek tezgâh tasarımında gerekse frezeleme sırasındaki değişkenlerin seçiminde başarı ile kullanılabilir.

KAYNAKLAR

1. S.A. Tobias, W. Fishwick, The chatter of lathe tools under orthogonal cutting conditions, Transactions of ASME 80 (1958) 1079-1088.
2. S.A. Tobias, Machine Tool Vibration, Blackie and Sons Ltd, 1965.
3. J. Tlustý, M. Polacek, The stability of machine tools against self-excited vibrations in machining, Proceedings of the ASME International Research in Production Engineering, Pittsburgh, USA, (1963) 465-474.
4. H. Merrit, Theory of self-excited machine tool chatter, Transactions of ASME Journal of Engineering for Industry 87 (1965) 447-454.
5. F. Koenisberger, J. Tlustý, Machine Tool Structures – vol. I: Stability Against Chatter, Pergamon Press, Englewood Cliffs, NJ, 1967.
6. J. Tlustý, F. Ismail, Basic nonlinearity in machining chatter, Annals of the CIRP 30 (1981) 21-25.
7. J. Tlustý, Dynamics of high-speed milling, Transactions of ASME Journal of Engineering for Industry (1986) 108 (2) 59-67.
8. S. Smith, J. Tlustý, Efficient simulation programs for chatter in milling, Annals of the CIRP 42 (1) (1993) 463-466.
9. I. Minis, T. Yanushevsky, R. Tembo, R. Hocken, Analysis of linear and nonlinear chatter in milling, Annals of the CIRP 39 (1990) 459-462.
10. I. Minis, T. Yanushevsky, A new theoretical approach for prediction of machine tool chatter in milling, ASME Journal of Engineering for Industry 115 (1993) 1-8.
11. Y. Altintas, E. Budak, Analytical prediction of stability lobes in milling, Annals of the CIRP 44 (1995) 357-362.
12. E. Budak, Y. Altintas, Analytical prediction of chatter stability in milling – part I: general formulation; part II: application to common milling systems, Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 120 (1998) 22-36.
13. J. Tlustý, Manufacturing Processes and Equipment, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 2000.
14. T. Schmitz, R. Donaldson, Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis, Annals of the CIRP 49 (1) (2000) 303-308.
15. T. Schmitz, M. Davies, M. Kennedy, Tool point frequency response prediction for high-speed machining by RCSA, Journal of Manufacturing Science and Engineering 123 (2001) 700-707.
16. T. Schmitz, M. Davies, K. Medicus, J. Synder, Improving high-speed machining material removal rates by rapid dynamic analysis, Annals of the CIRP 50 (1) (2001) 263-268.
17. T. Schmitz, T. Burns, Receptance coupling for high-speed machining dynamics prediction, Proceedings of the 21st International Modal Analysis Conference, February 3-6, 2003, Kissimmee, FL (CD' de).
18. S.S. Park, Y. Altintas, M. Movahhedy, Receptance coupling for end mills, International Journal of Machine Tools and Manufacture 43 (2003) 889-896.
19. E.B. Kivanc, E. Budak, Structural modeling of end mills for form error and stability analysis, International Journal of Machine Tools and Manufacture 44 (2004) 1151-1161.
20. G.S. Duncan, T. Schmitz, An improved RCSA model for tool point frequency response prediction, Proceedings of the 23rd International

- Modal Analysis Conference, January 30 – February 3, 2005, Orlando, FL (CD'de).
21. A. Ertürk, H.N. Özgüven, E. Budak, Analytical modeling of spindle-tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2006, in press.
 22. (doi:10.1016/j.ijmachtools.2006.03.032)
 23. A. Ertürk, H.N. Özgüven, E. Budak, Effect analysis of bearing and interface dynamics on tool point FRF for chatter stability in machine tools by using a new analytical model for spindle-tool assemblies, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2006, in press.
 24. (doi:10.1016/j.ijmachtools.2006.03.001)
 25. A. Ertürk, E. Budak, H.N. Özgüven, Selection of design and operational parameters in spindle-holder-tool assemblies for maximum chatter stability by using a new analytical model, *Proceedings of the 2nd CIRP Conference on High Performance Cutting*, 12-13 June 2006, Vancouver, BC Canada (CD'de).
 26. W. Weaver, S.P. Timoshenko, D.H. Young, *Vibration Problems in Engineering*, Wiley Interscience, NY, 1990.
 27. H.N. Özgüven, Structural modifications using frequency response functions, *Mechanical Systems and Signal Processing* 4 (1) (1990) 53-63.
 28. A. Ertürk, E. Budak, H.N. Özgüven, İşleme merkezlerinde iş mili – takım tutucu – takım sisteminin dinamik modellenmesi, 12. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu Bildiriler Kitabı, cilt 1, 15-26, 9-11 Haziran 2005, Kayseri.
 29. A. Ertürk, İşleme merkezlerinde iş mili – takım sisteminin dinamik modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mayıs 2006, Ankara.
 30. N. Arakere, T. Schmitz, C. Cheng, Rotor dynamic response of a high-speed machine tool spindle, *Proceedings of the 23rd International Modal Analysis Conference*, January 30 – February 3, 2005, Orlando, FL (CD'de).
 31. Y. Cao, Y. Altintas, A general method for the modeling of spindle-bearing systems, *ASME Journal of Mechanical Design* 126 (2004) 1089-1104.