



Determination of tool point FRF of micro tools under operational conditions using analytical methods

Orkun Özşahin

Middle East Technical University, Department of Mechanical Engineering, Çankaya, Ankara, 06800, Turkey

Highlights:

- Modeling of micro tools using analytical methods
- Effect of spindle speed on stability diagrams
- Calculation of tool vibration during micro milling operations

Keywords:

- Micro tools
- Tool point FRF
- Stability diagrams
- Tool vibrations

Article Info:

Received: 15.11.2016

Accepted: 27.02.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416362

Acknowledgement:

Correspondence:

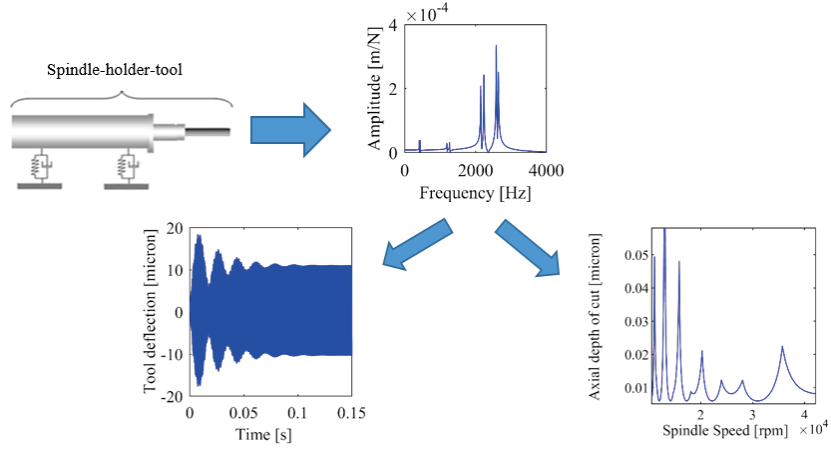
Author: Orkun Özşahin

e-mail:

orkun.ozsahin@atilim.edu.tr

phone: +90 312 586 8091

Graphical/Tabular Abstract



Purpose: Chatter vibrations is an important problem in machining operations and these vibrations can be avoided using stability diagrams. In order to obtain stability diagrams tool point Frequency Response Function (FRF) should be obtained. However, tool point FRF for micro tools cannot be measured using impact testing and modal analysis. In addition, micro machining operations are performed at high spindle speeds and due to the gyroscopic moments and centrifugal forces tool point FRF changes during machining operations. Aim of this study is to develop an analytical model for the prediction of micro tool dynamics including high speed effects and to determine the tool point FRFs of the micro tools without performing any experiment.

Theory and Methods: In the proposed method, micro tool is divided into subsegments and dynamics of each subsegment is obtained by using analytical solution of Timoshenko beam model including speed effects. Then FRFs for each segment is coupled using receptance coupling method. By using this approach, complex cutting edge geometry is also included in the model and micro tool dynamics is determined accurately. Then micro tool receptance matrix is coupled with the spindle dynamics using receptance coupling. Effects of spindle speed on tool point FRFs thus on stability diagrams and tool vibrations are examined through numerical simulations.

Results:

First, accuracy of the analytical model is verified by comparing the results of analytical method with the Finite Element Method. Then, effects of centrifugal and gyroscopic moments on tool point FRF is examined. Results show that due to speed effects, modes in each orthogonal plane separated into backward and forward modes. In addition, dynamics in orthogonal planes become coupled and amplitude of the cross FRFs increase. Finally, effects of the spindle speed on stability and tool vibration are examined through numerical simulations. Simulation results also show that in order to predict chatter stability and tool vibrations of micro tools accurately, dynamic changes in tool point FRF due to spindle speed should be included in the analysis.

Conclusion:

Under operational conditions, micro tool dynamics changes due to centrifugal forces and gyroscopic moments. Deviations in the tool point FRF results with the deviations in the stability diagrams and tool vibration predictions. Using the proposed analytical method, tool point FRF under operational conditions can be predicted and more accurate stability and tool deflection predictions can be made.



Mikro takımların operasyon şartları altındaki uç nokta FTF'lerinin analitik yöntemler kullanılarak belirlenmesi

Orkun Özşahin*

Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Çankaya, 06800, Ankara, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Mikro takımlar analitik yöntemler ile modellenmesi
- İş mili devir hızının kararlılık üzerindeki etkileri
- Mikro frezeleme işleminde takım titreşiminin hesaplanması

Makale Bilgileri

Geliş: 15.11.2016

Kabul: 27.02.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416362

Anahtar Kelimeler:

Mikro takımlar,
takım uç nokta FTF'si,
kararlılık diyagramları,
takım titreşimi

ÖZET

Mikro takımların uç nokta Frekans Tepki Fonksiyonları (FTF) darbe testi ve modal (biçim) analizi vasıtası ile belirlenmemektedir. Ayrıca, mikro işlemler yüksek hızlarda gerçekleştirilmekte ve jiroskopik momentler ve merkezkaç kuvvetleri nedeniyle takım uç nokta FTF'sinde değişimler meydana gelmektedir. Bu çalışmada, mikro takımlar kesici uç geometrisini ve operasyon etkilerini içerecek şekilde analitik olarak modellenmiştir. Ayrıca, iş mili geometrisinin bilinmediği durumlar için deneysel olarak elde edilen durağan iş mili dinamiği ve analitik olarak hesaplanan dönen takım ve tutucu dinamiğinin birleştirilmesini mümkün kılan yeni bir yöntem geliştirilmiştir.

Determination of tool point FRF of micro tools under operational conditions using analytical methods

H I G H L I G H T S

- Modeling of micro tools using analytical methods
- Effect of spindle speed on stability diagrams
- Calculation of tool vibration during micro milling operations

Article Info

Received: 15.11.2016

Accepted: 27.02.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416362

Keywords:

Micro tools, tool point FRF,
stability diagrams,
tool vibrations

ABSTRACT

Tool point Frequency Response Function (FRF) for micro tools cannot be measured using impact testing and modal analysis. In addition, micro machining operations are performed at high spindle speeds and due to the gyroscopic moments and centrifugal forces tool point FRF changes during machining operations. In this study, micro tools are modeled analytically including the fluted geometry of the tool and operational effects. Moreover, for the machining centers where spindle geometry is unknown, a new coupling method is proposed which enables to couple experimentally obtained idle spindle dynamics with analytically calculated rotating holder-tool dynamics.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Talaşlı imalat sırasında ortaya çıkan sorunlardan en önemlisi tırlama türü titreşimlerdir ve bu titreşimler takım kırılmasına, yüzey kalitesinde kabul edilemeyecek hatalara neden olmaktadır. Tırlama türü titreşimler kararlılık diyagramlarının belirlenmesiyle engellenebilir [1]. Kararlılık diyagramlarının belirlenmesine yönelik geliştirilen yöntemlerin ortak noktası ise tezgâh dinamiğine (takım uç noktasındaki Frekans Tepki Fonksiyonuna (FTF)) ihtiyaç duyulmasıdır. Makro boyutta gerçekleştirilen işlemlerde tezgâh dinamiği darbe çekici ve modal (biçim) analizi ile deneysel olarak kolaylıkla ölçülebilmekte ya da analitik yöntemler kullanılarak hesaplanabilmektedir. Mikro işlemlerde ise takımların minyatür yapısından dolayı darbe çekici ve modal (biçim) analizi kullanılarak yapılan deneysel ölçümler mümkün olmamaktadır. Ayrıca mikro işlemler yüksek iş mili hızlarında gerçekleştirildiği için hıza bağlı oluşan dinamik değişimleri ihmal eden mevcut analitik yöntemler sağlıklı sonuçlar vermemektedir.

Mikro takımların dinamiğinin belirlenmesi amacıyla yapılan ilk deneysel çalışma Filiz ve Özdoğanlar [2, 3] tarafından yapılmıştır. Deneysel olarak geliştirilen bu yaklaşımda mikro takım piezoelektrik başlatım ile tahrik edilmekte ve uygulanan tahrik kuvveti ayrıca kuvvet algılayıcıları ile ölçülmektedir. Uygulanan tahrik sonucu oluşan titreşim ise lazer ölçüm sistemleri ile ölçülerek mikro takım dinamiği belirlenmektedir. Geliştirilen bu yöntem sonrasında Altıntaş ve Jin [4] tarafından mikro takımların kesici uç yuvarlamasının modellendiği çalışmada kullanılmıştır. Ayrıca Altıntaş ve Jin [5] mikro işlemlerde süreç sönümünü inceledikleri çalışmada yine bu deneysel yaklaşımı kullanmış ve takım dinamiğini deneysel olarak belirlemiştir. Uygulanan deneysel yöntemler incelendiğinde, 2 farklı temel sorunla karşılaşıldığı görülecektir: i) takım uç nokta FTF'sinin karmaşık ve pahalı deney düzenekleri kullanılarak belirlenmeye çalışılmaktadır, ii) takım uç nokta FTF'si tezgâhın çalışmadığı durum için belirlenmektedir. Mikro işlemlerin çok yüksek hızlarda yapıldığı ve artan iş mili hızı ile birlikte jiroskopik moment ve merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle tezgâh dinamiğinde değişimler olacağı göz önüne alındığında kullanılan deneysel yöntemlerin yetersiz kaldığı görülecektir. Mikro tezgâh ve takım dinamiğinin yüksek iş mili hızında ölçülmesine yönelik literatürde yer alan tek çalışma ise Bediz vd. [6] tarafından yapılmış ve hıza bağlı olarak tezgâh dinamiğinde önemli değişimler gözlenmiştir. Ayrıca uygulanan bu yaklaşımın en sıkıntılı yanı ise her mikro takım için deneysel ölçümün tekrarlanması zorunluluğudur. Literatürde yer alan deneysel çalışmalar değerlendirildiğinde, öne çıkan en önemli sorun ise deneysel ölçümlerin oluşturduğu zaman kaybıdır. Makro düzeyde yapılan işlemlere benzer bir şekilde takım uç nokta FTF'si deneysel olarak belirlense bile, kullanılan her takım tutucu-takım kombinasyonu için tekrar deney yapmak oldukça büyük bir zaman kaybına neden olacaktır. Özellikle mikro takımların dinamiğinin ölçülmesi amacıyla hazırlanan ölçüm sistemleri göz önüne alındığında tamamının pahalı ölçüm

sistemlerinden oluştuğu ve karmaşık bir yapıya sahip oldukları görülecektir. Takım ucundaki tezgâh dinamiğinin her takım tutucu-takım için tekrar deney yapılmadan belirlenebilmesi uygulamada büyük faydalar sağlayacaktır. Dolayısı ile deneysel yaklaşımda karşılaşılan kısıtlama ve yetersizlikler, analitik yöntemlerin önemini daha da arttırmaktadır. Ancak mikro tezgâh ve takımların dinamiğinin analitik yöntemler kullanılarak belirlenmesine yönelik literatürde sınırlı sayıda çalışma mevcuttur. Bu konudaki ilk çalışma Mascardelli vd. [7] tarafından yapılmıştır ve analitik olarak modellenen takım dinamiği ve deneysel olarak elde edilen tezgâh dinamiği dinamik esneklik birleştirme yöntemi vasıtası ile birleştirilmiş ve takım uç nokta FTF'si elde edilmiştir. Uygulanan bu yöntemde mikro takımın kesici ucu eşdeğer bir çap varsayılarak tezgâhın durağan durumu için modellenmiştir. Geliştirilen bu yöntemin mikro işlemler açısından kısıtlayıcı yanı ise hıza bağlı etkilerin ihmal edilmesi ve mikro takımın kesici uç geometrisinin yaklaşık olarak hesaplanmasıdır. Mevcut sorunlara rağmen bu yöntem daha sonra Jun vd. [8] tarafından yapılan ve mikro işlem mekaniğinin modellendiği çalışmada kullanılmıştır. Ayrıca Malekian vd. [9] mikro işlemlerdeki kesme kuvvetlerinin hesaplanmasına yönelik yaptıkları çalışmada bu yöntemi kullanmıştır. Geliştirilen analitik modelin bir diğer kullanım alanı ise mikro işlemlerdeki kararlılık çalışmaları olmuştur. Park ve Rahnama [10] kararlılık hesaplamaları için gerekli takım dinamiğini Mascardelli vd. [7] tarafından geliştirilen analitik yöntem ile hesaplamıştır. Mikro takımların dinamiğinin hesaplanmasında kesici uç geometrisinin dikkate alındığı ilk çalışma ise Filiz ve Özdoğanlar [11] tarafında yapılmıştır. Bu çalışmada mikro takımın kesici uç geometrisi 3 boyutlu bir model kullanılarak modellenmiş ve bu dinamik model spektral-Tchebychev yöntemi kullanılarak nümerik olarak çözülmüştür. Son dönemde yapılan bir başka çalışmada ise Bediz vd. [12] mikro takımlar için geliştirilen bu modeli kullanarak mikro takımları modellenmiş ve takım dinamiğini deneysel olarak elde edilen tezgâh dinamiği ile birleştirerek takım uç nokta FTF'sini hesaplamıştır. Ancak sunulan bu yöntemde de takım uç nokta FTF'si durağan durum için elde edilmiş ve hıza bağlı etkiler ihmal edilmiştir. Mikro tezgâh ve takım dinamiğinin belirlenmesine yönelik yapılan bu çalışmalar incelendiğinde mikro tezgâhların hız etkilerini de içeren dinamiğinin hesaplanmasını sağlayan bir modelin henüz geliştirilmediği görülecektir.

Literatürde mikro tezgâhların dinamiğinin hıza bağlı değişiminin modellenmesine yönelik bir çalışmanın bulunmaması etkisini kararlılık, yüzey kalitesi ve takım titreşimi ile ilgili çalışmalarda da göstermiştir. Mikro işlemlerin verimliliği ile ilgili yapılan çalışmalarda sadece kesme dinamiğinden kaynaklanan sorunlara odaklanılmış ve tezgâh dinamiğinden kaynaklanan sorunlar yapılan çalışmalarda ihmal edilmiştir. Örneğin durağan durumda tezgâhın farklı düzlemleri arasındaki çapraz dinamik özellikleri ihmal edilebilir seviyelerde olurken yüksek dönme hızlarında çapraz dinamik özellikler belirgin bir şekilde artmaktadır. Literatürde çapraz dinamik özelliklerin

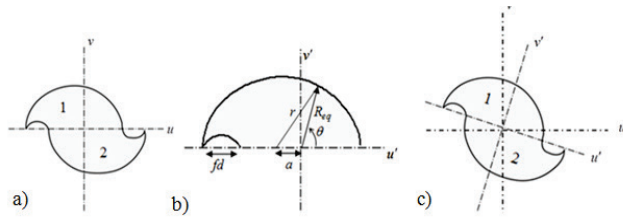
kesme kararlılığı ve takım titreşimi üzerindeki etkisini inceleyen bir çalışma bulunmamaktadır. Takım esnemesi ile ilgili olarak ise Dow vd. [13] küçük freze takımları için kuvvet hesaplamaları yapmış ve takım esnemesinin telafii edilmesine yönelik çalışmalar yapmıştır. Rodriguez ve Labarga [14] mikro frezelemede takım esnemesin modellemştir. Benzer şekilde Mamedov vd. [15] mikro frezelemede anlık olarak takım esnemesinin hesaplanmasına yönelik bir model geliştirmiştir. Ancak yüzey pürüzlülüğü ve takım titreşimi ile ilgili olarak yapılan çalışmalarda mikro takımlar çıkma kiriş modeli varsayılarak modellenmekte ve takım tutucu-takım temasından kaynaklanan dinamik esneklikler ve hıza bağlı dinamik değişiklikler ihmal edilmektedir.

Bu çalışmada, mikro tezgâhlarda takım uç nokta ve çapraz FTF'lerinin hız etkilerini de içerecek şekilde hesaplanmasını mümkün kılan bir yöntem geliştirilmiştir. Ayrıca hıza bağlı olarak meydana gelen dinamik değişimlerin kararlılık ve takım titreşimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca, iş mili geometrisinin bilinmediği durumlar için deneysel olarak elde edilen durağan iş mili dinamiği ve analitik olarak hesaplanan dönen takım ve tutucu dinamiğinin birleştirilmesini mümkün kılan yeni bir yöntem geliştirilmiştir.

2. TEORİK METOT (THEORETICAL METHOD)

2.1. Mikro Takımların Modellenmesi (Modeling of Micro Tools)

Freze takımların dinamiğinin belirlenmesinde karşılaşılan başlıca zorluk karmaşık bir geometriye sahip kesici kısmın modellenmesidir. Bu konuda Kıvanç ve Budak [16] kesit özelliklerinin analitik olarak hesaplanmasına yönelik bir yöntem geliştirmiştir. Bu yöntemde Şekil 1a'da gösterilen 2 dişli bir takımın kesici uç kesit özellikleri Eş. 1 - Eş. 4'te verildiği gibi hesaplanabilmekte ve hesaplanan kesit özellikleri çubuk modellerinde kullanılarak takım FTF'leri hesaplanabilmektedir. Geliştirilen bu yöntemde helis açısı ise modele dâhil edilmemektedir.



Şekil 1. 2 dişli freze takımının kesit geometrisi (Cross section geometry of the end mill with 2 teeth)

$$R_{eq2-diş}(\theta) = -a \cos(\theta) + \sqrt{(r^2 - a^2) + a^2 \cos^2(\theta)} \quad 0 < \theta < \pi \quad (1)$$

$$I_{uu2-diş} = \left[\int_0^\pi \int_0^{R_{eq2-diş}(\theta)} \rho^3 \sin^2(\theta) d\rho d\theta \right] - \frac{1}{8} \pi \left(\frac{fd}{2} \right)^4 + \frac{\pi (fd/2)^2}{2} \left(r + a - \frac{fd}{2} \right)^2 \quad (2)$$

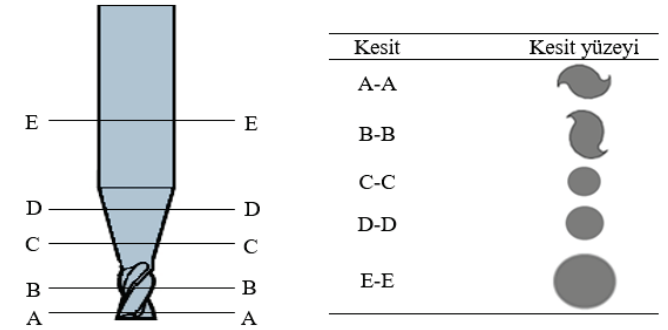
$$I_{vv2-diş} = \left[\int_0^\pi \int_0^{R_{eq2-diş}(\theta)} \rho^3 \cos^2(\theta) d\rho d\theta \right] - \frac{1}{8} \pi \left(\frac{fd}{2} \right)^4 \quad (3)$$

$$I_{uu2-diş,TOT} = 2I_{uu2-diş} \quad I_{vv2-diş,TOT} = 2I_{vv2-diş} \quad (4)$$

Özşahin ve Altıntaş [17] helis açısının etkisini Kıvanç ve Budak [16] tarafından geliştirilen modele ilave ederek makro boyuttaki takımların helis açısını da içerecek şekilde modellenmesini sağlamıştır. Geliştirilen bu modelde takım kesici uç kısmı alt bileşenlere ayrılmakta ve her bileşen kesit özelliği helis açısına bağlı olarak döndürülmektedir (Şekil 1c, Eş. 5 ve Eş. 6). Geliştirilen bu yöntem benzer şekilde mikro takımlara da uygulanabilir ve kesit özellikleri doğru bir şekilde belirlenebilir. Bu çalışmada mikro takımlar benzer bir yaklaşımla modellenmiştir. Modelleme aşamasında mikro takım Şekil 2'de gösterildiği üzere alt bileşenlere ayrılmış ve her alt bileşen kesit özelliği ayrı olarak hesaplanmıştır.

$$I_{uu} = I_{u'u'} \cos^2(\psi) + I_{v'v'} \sin^2(\psi) - I_{u'v'} \cos(\psi) \sin(\psi) \quad (5)$$

$$I_{vv} = I_{u'u'} \sin^2(\psi) + I_{v'v'} \cos^2(\psi) - I_{u'v'} \cos(\psi) \sin(\psi) \quad (6)$$

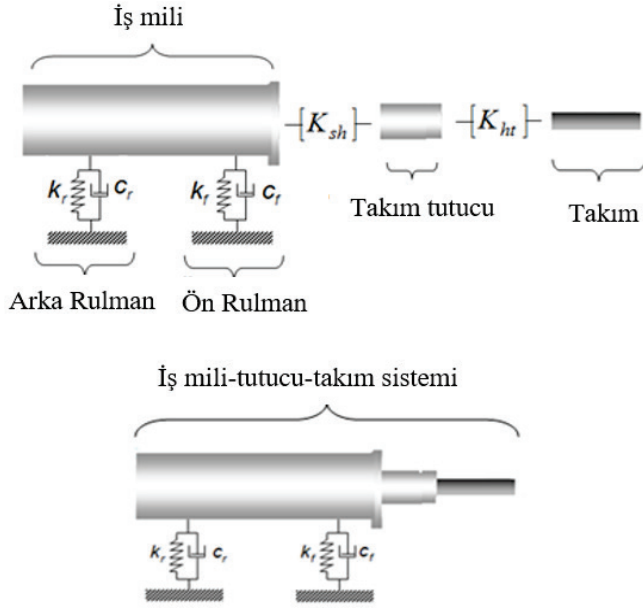


Şekil 2. İki dişli mikro freze takımının takım eksenı boyunca değişen kesit özellikleri (Variation of the cross section of a 2 teeth micro tool along the tool axis)

2.2. Alt Bileşenlerin Modellenmesi ve Birleştirilmesi (Modeling and coupling of subcomponents)

İş mili, takım tutucu ve takım çubuk modelleri vasıtası ile modellenebilmekte ve takım uç nokta FTF'si Sonlu Elemanlar Yöntemine kıyasla çok daha kolay bir şekilde hesaplanabilmektedir (Şekil 3). Ancak mikro işlemler yüksek iş mili hızlarında gerçekleştirildiği için tezgâh dinamiğinin belirlenmesine yönelik yapılacak modelleme çalışmalarında dönel etkilerin de dâhil edilmesi büyük bir önem arz etmektedir. Bu noktada Özşahin ve diğerleri [18] tarafından geliştirilen ve yüksek hızdaki jiroskopik etkilerin dâhil edilebildiği modelleme yaklaşımı kullanılabilir. Bu yöntemde tezgâh Şekil 3'te gösterildiği gibi alt bileşenlere ayrılmakta ve her alt bileşen Timoshenko çubuk modeli kullanılarak modellenmektedir. Literatürde yer alan benzer çalışmalardan farklı olarak ise Timoshenko çubuk modeli dönel hıza bağlı etkileri de içerecek şekilde modele dâhil edilmektedir. Rulman dinamiği ise yapısal değişiklik yöntemi [18] uygulanarak modele dâhil edilmektedir. Bu

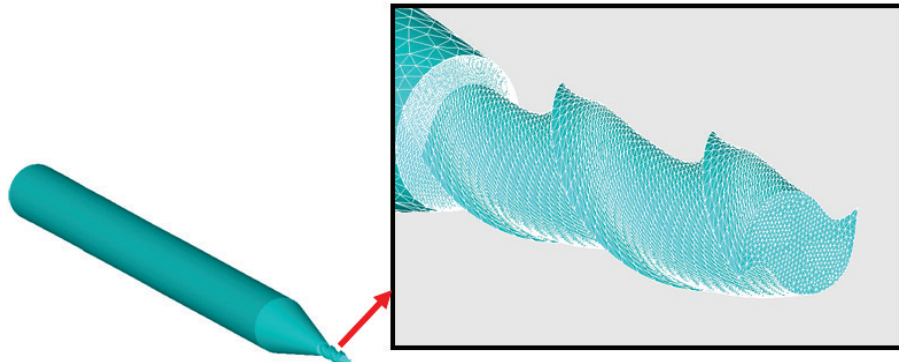
yöntemde rulman dinamiği doğrusal direngenlik, açısız direngenlik, doğrusal sönüm ve açısız sönüm özellikleri kullanılarak tanımlanmaktadır.



Şekil 3. İş mili – takım tutucu – takım sistemi modellenmesi
(Modeling of spindle-tool holder-tool system)

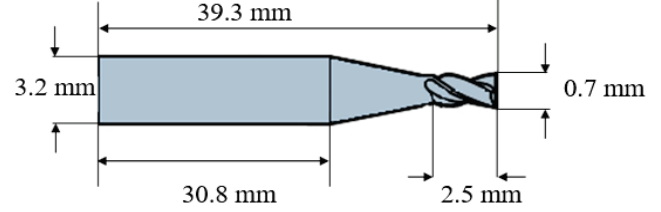
2.3. Mikro Takım Modelinin Doğrulaması (Verification of Micro Tool Model)

Önerilen yöntemin doğrulamasının yapılması amacıyla ölçüleri Şekil 4'te verilen mikro takım sonlu elemanlar programı ANSYS 12.1 (Şekil 5) ile modellenmiştir. Mikro takım ANSYS programında SOLID 187 elemanı kullanılarak serbest sınır koşulları için modellenmiştir. Oluşturulan sonlu elemanlar modelinde mikro takım kesici ucundaki detayları doğru bir şekilde inceleyebilmek amacıyla 50.000 eleman kullanılmıştır. Malzeme özellikleri ise karbür malzeme için seçilmiştir. Ayrıca takım uç nokta FTF'si analitik yöntemler vasıtası ile hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar x ve y doğrultuları için Tablo 1 ve Tablo 2'de verilmiştir.



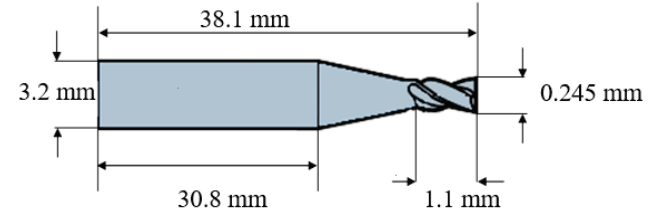
Şekil 5. Mikro takım sonlu elemanlar modeli (Finite element model of the micro tool)

Tablo 1 ve Tablo 2'den de görülebileceği üzere, mikro takım dinamiği analitik olarak doğru bir şekilde modellenmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi ile kıyaslandığında en fazla hata 4. doğal frekansın belirlenmesinde olmuştur. Bu doğal frekans için her iki yöntem arasındaki fark %2,1 olmuştur.



Şekil 4. Mikro takım ölçüleri (Micro tool dimensions)

Sonlu elemanlar modeliyle yapılan karşılaştırmaya ilave olarak geliştirilen modelin doğruluğunu deneysel olarak da göstermek oldukça önemlidir. Bu noktada literatürde yer alan deneysel çalışmalar referans olarak alınmıştır. Mikro takımların dinamiğinin deneysel olarak belirlenmesine yönelik literatürde yer alan tek çalışma Filiz vd. [4] tarafından yapılmıştır. Bu makalede sunulan analitik yöntemin doğruluğu Filiz vd. [4] tarafından yapılan deneylerin sonuçları ile kıyaslanarak yapılmıştır. Kullanılan takımın geometrisi Şekil 6'da verilmiştir. Filiz vd. [4, 5] deneysel olarak ölçtükleri takımların dinamiğini Spectral-Tchebychev (ST) yöntemi ile hesaplamışlardır. Deneysel olarak elde edilen takım doğal frekansları, ST yöntemi ve bu makalede sunulan analitik yöntemin sonuçları ise Tablo 3'te verilmiştir. Tablo 3'te verilen sonuçlar incelendiğinde bu çalışmada sunulan analitik yöntem kullanılarak takım dinamiği oldukça doğru bir şekilde belirlenebilmektedir.



Şekil 6. Mikro takım ölçüleri (Micro tool dimensions)

Tablo 1. x doğrultusundaki takım doğal frekansları (Tool natural frequencies in x direction)

	Sonlu Elemanlar Yöntemi (Hz)	Analitik Yöntem (Hz)	Fark (%)
1 st doğal frekans	15298	15330	0.2
2 nd doğal frekans	38814	39290	1.2
3 th doğal frekans	56735	56990	0.45
4 th doğal frekans	76270	75920	0.46

Tablo 2. y doğrultusundaki takım doğal frekansları (Tool natural frequencies in y direction)

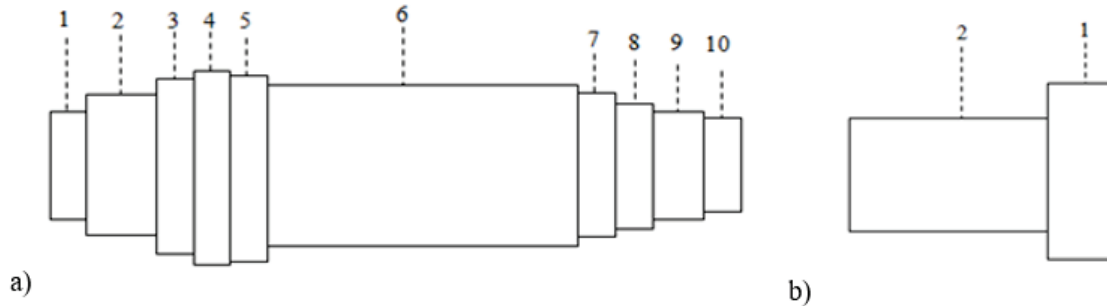
	Sonlu Elemanlar Yöntemi (Hz)	Analitik Yöntem (Hz)	Fark (%)
1 st doğal frekans	15301	15330	0.19
2 nd doğal frekans	39088	39470	0.97
3 th doğal frekans	63359	64150	1.2
4 th doğal frekans	77212	78900	2.1

Tablo 3. Deneysel olarak analitik yöntem ve ST yöntemi ile elde edilen takım doğal frekanslarının karşılaştırması (Comparison of tool natural frequencies obtained using experiment ST method and analytical method)

	Deney sonucu (Hz)	Analitik Yöntem ve deney arasındaki fark (%)	ST Yöntemi ve deney arasındaki fark (%)
1 st doğal frekans	15562	1.33	1.27
2 nd doğal frekans	40750	1.17	1.13
3 th doğal frekans	75609	-0.2	-0.10

Tablo 4. İş mili ve takım tutucu ölçüleri (Spindle and tool holder dimensions)

İş mili ölçüleri										
Alt kesit numarası	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Uzunluk (mm)	25	115	57	13	20	230	30	33	57.5	6.5
Dış çap (mm)	65	100	120	110	100	90	70	60	55	50
Takım tutucu ölçüleri										
Alt kesit numarası	1					2				
Uzunluk (mm)	25					110				
Dış çap (mm)	70					55				

**Şekil 7.** a) İş mili kesit numaraları b) Takım tutucu kesit bilgileri
(a) Spindle segment numbers b) Tool holder segment numbers)

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

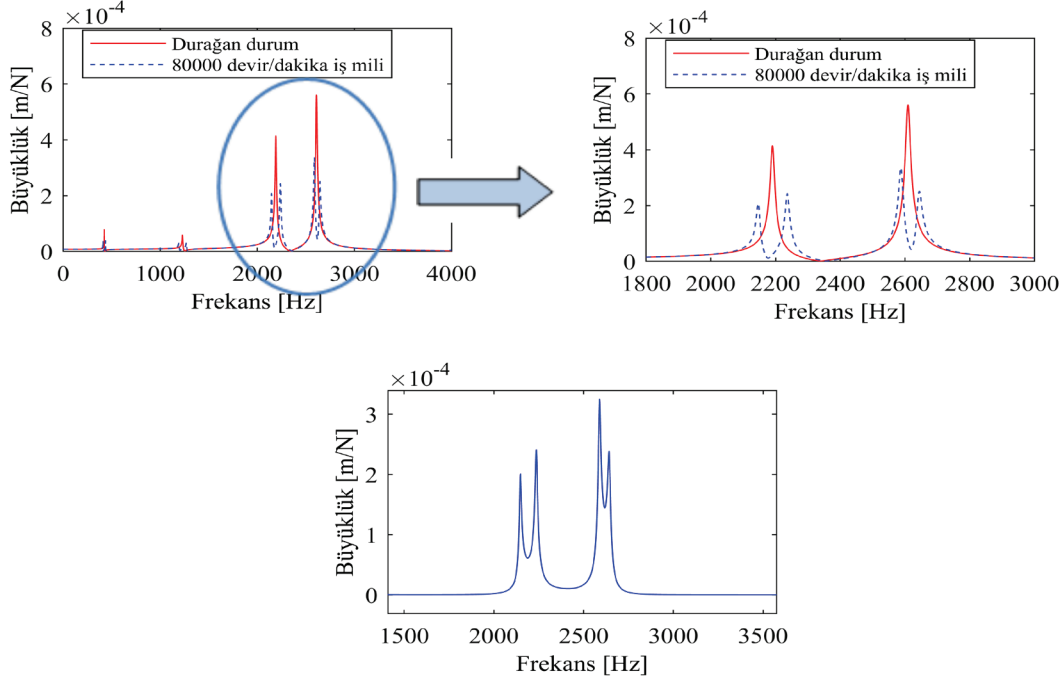
3.1. Dönel Etkilerin Takım Uç Nokta FTF'si Üzerindeki Etkileri

(Effects of Rotational effects on Tool Point FRF)

İş mili hızının takım uç nokta FTF'si üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla Şekil 4'te ölçüleri verilen mikro takım, ölçüleri Tablo 4'te ve Şekil 7'de verilen iş mili- takım tutucu

ile birleştirilmiştir. Elde edilen sistemin takım uç nokta FTF'si 80.000 devir/dak iş mili hızı ve durağan durum için hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 8'de gösterilmiştir.

Şekil 8'de verilen sonuçlar incelendiğinde, 2 önemli sonuç görülecektir. İlk olarak takım uç nokta FTF'sinde doğal frekanslar ikiye ayrılmakta ve sistemin sönüm değeri artarak büyüklük değerlerinde azalmaya neden olmaktadır. Ayrıca Şekil 8b'den görüleceği üzere durağan durumda ihmal



Şekil 8. 80.000 devir/dak iş mili hızı ve durağan durum için hesaplanan FTF'ler a) takım uç nokta FTF'si
b) takım uç nokta çapraz FTF'si
(FRFs computed for 80.000 rpm spindle speed and idle condition a) tool point FRF b) tool cross FRFs)

edilebilir seviyelerde olan çapraz FTF'ler yüksek hızlarda artmaya başlamakta ve iş mili hızına bağlı olarak analizlerde göz ardı edilemeyecek değerlere ulaşmaktadır. Ortaya çıkan bu iki değişimin kararlılık ve takım deplasmanı üzerindeki etkileri ise sonraki bölümlerde irdelenmiştir.

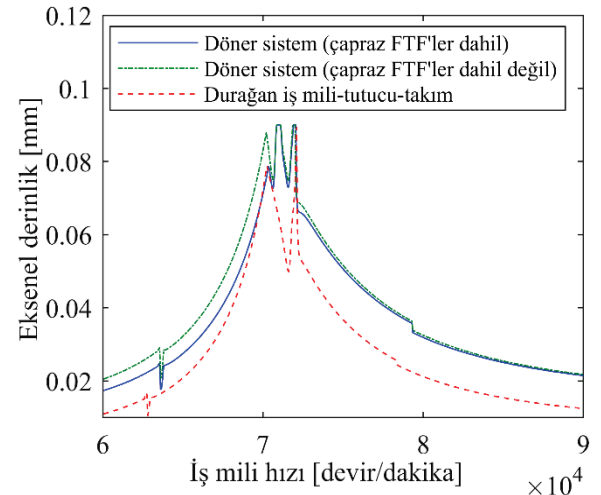
3.2. Dönel Etkilerin Kararlılık Diyagramları Üzerindeki Etkileri

(Effects of Rotational effects on Stability Diagrams)

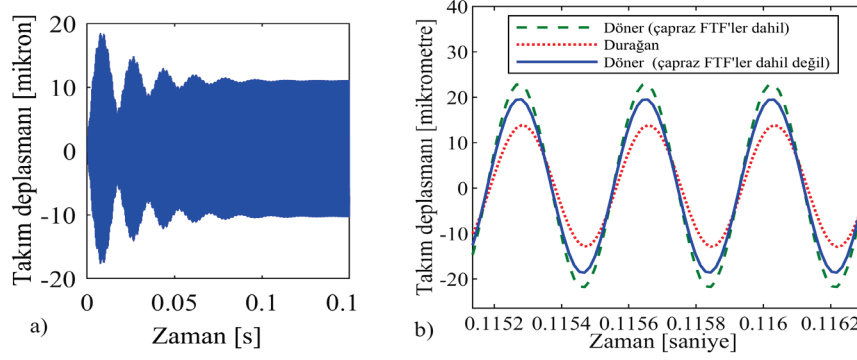
Alüminyum bir iş parçasının %60 radyal derinlikte 2 dişli bir takım ile frezelenmesi işlemi için kararlılık diyagramları zaman bölgesinde yapılan çözüm ile hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalarda takım uç nokta FTF'si için sırasıyla durağan durum, çapraz FTF'lerin ihmal edildiği döner durum ve çapraz FTF'lerin de dâhil edildiği döner durum incelenmiştir. Her durum için elde edilen kararlılık diyagramları Şekil 8'de gösterilmiştir.

Şekil 9'da verilen döner sistem kararlılık diyagramları 80.000 devir/dak iş milindeki takım uç nokta FTF'si kullanılarak hesaplanmıştır. Dolayısı ile Şekil 9'da verilen kararlılık diyagramlarının karşılaştırmasını 80.000 devir/dak iş mili hızında yapmak daha doğru olacaktır. Mikro işlemlerde ilerleme hızına bağlı olarak ortaya çıkan kazıma durumu yapılan analizlere dâhil edilmemiş ve kararlılık hesaplamaları yüksek ilerleme değerleri için yapılmıştır. Şekil 9'da gösterilen sonuçlar incelendiğinde iş mili hızına bağlı olarak takım uç nokta FTF'sinde meydana gelen değişimler kararlılık tahminlerinde de sapmalara neden olmaktadır. Durağan durumdaki takım uç nokta FTF'sinin kararlılık diyagramlarında kullanılması durumunda belirtilen

frezeleme işlemi için kararlılık sınırı 0.020 mm olarak hesaplanacaktır. Döner etkilerin dâhil edildiği takım uç nokta FTF'si kullanıldığı durumda ise kararlılık sınırı 0.032 mm olarak hesaplanacaktır. Dolayısı ile durağan durum FTF'si %60 lık bir hataya neden olacaktır. Ayrıca yüksek iş mili hızlarında ortaya çıkan çapraz FTFlerin kararlılık üzerindeki etkisini incelemek amacıyla döner durumda çapraz FTF'lerin dâhil edilmediği durum için kararlılık diyagramları hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar yine Şekil 9'da gösterilmiştir. Şekil 9'dan de görüleceği üzere, çapraz FTF'ler kararlılık diyagramlarının belirli bölgelerinde sapmalara neden olurken farklı hızlarda ihmal edilebilir sapmalara neden olmaktadır.



Şekil 9. Kararlılık diyagramları (Stability diagrams)



Şekil 10. Durağan durum, çapraz FTF'lerin ihmal edildiği döner durum ve çapraz FTF'lerin de dâhil edildiği döner durum için hesaplanan takım deplasmanları

(Calculated tool deflections for the idle state, rotating condition where cross FRF are neglected and rotating condition where cross FRFs are included)

3.3. Dönel Etkilerin Takım Titreşimi Üzerindeki Etkileri (Effects of Rotational Effects on Tool Vibration)

Döner etkilerin takım titreşimi üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla 80.000 devir/dak iş mili hızı, 0,01 mm aksel derinlik, %60 radyal derinlik ve 0,1 mm/devir. diş ilerleme için alüminyum iş parçasının mikro frezelenmesi sırasındaki takım deplasmanı zaman bölgesinde yapılan hesaplamayla elde edilmiştir. Hesaplamalar sırasında bir önceki bölüme benzer şekilde 3 farklı takım uç FTF'si kullanılmıştır. Bu FTF'ler sırasıyla: durağan durum, çapraz FTF'lerin ihmal edildiği döner durum ve çapraz FTF'lerin de dâhil edildiği döner durum. Her 3 durum için hesaplanan takım deplasmanları Şekil 10'da gösterilmiştir. Şekil 10'dan da görüleceği üzere takım ilk olarak geçici bölgede salınmakta ve sonrasında kalıcı bölgeye girerek salınmaktadır. Bu noktada kalıcı bölgedeki davranışını incelemek daha güvenilir sonuçlar verecektir. Şekil 10b'de ise her 3 FTF ile hesaplanan kalıcı bölgedeki takım deplasmanı verilmiştir. Görüleceği üzere dönel etkilerin tamamıyla dâhil edildiği durumda takım deplasmanı 22,8 µm (mikron) olarak hesaplanırken, çapraz FTF'lerin ihmal edildiği durumda ise 19,5 µm olarak hesaplanmaktadır. Durağan durumdaki takım uç nokta FTF'sinin kullanılması durumunda ise 13,8 µm takım deplasmanı hesaplanmaktadır. Dolayısı ile durağan durumdaki takım uç noktasının kullanılması takım deplasmanı hesaplamalarında %40 bir hataya neden olmaktadır. Benzer şekilde çapraz FTF'lerin ihmal edilmesi durumunda ise % 15 bir hata oluşmaktadır.

3.4. Durağan İş Mili ve Dönen Tutucu – Takım Dinamiğinin Birleştirilmesi (Coupling of Stationary Spindle and Rotating Holder-Tool Dynamics)

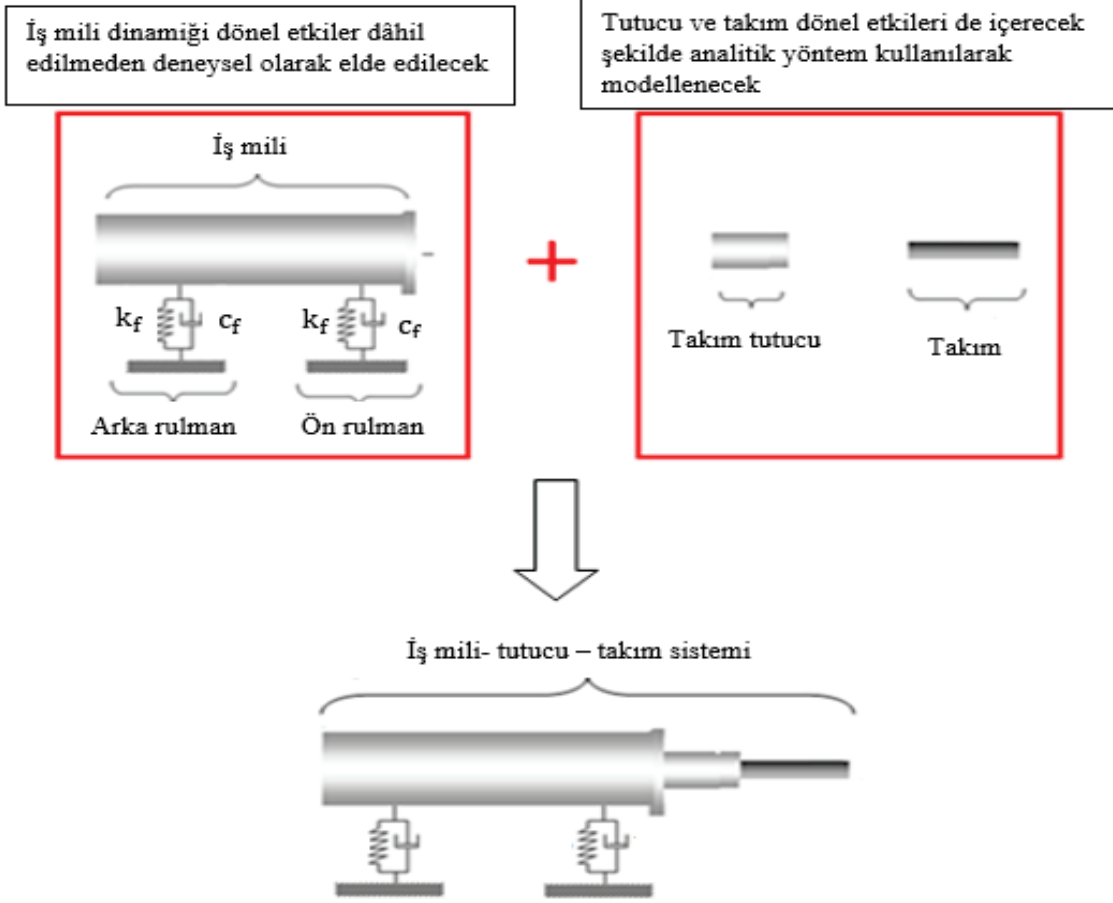
Bölüm 3.2 ve Bölüm 3.3'te gösterildiği üzere iş mili hızına bağlı olarak tezgâh dinamiğinde meydana gelen değişimler kararlılık ve özellikle takım deplasmanı hesaplamalarında önemli sapmalara neden olmaktadır. Meydana gelen sapmaların en doğru şekilde hesaplanabilmesi için ise hızla bağlı etkilerinin dâhil edildiği tezgâh dinamiğinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu noktada karşılaşılan başlıca sorun ise takım uç nokta FTF'sinin hesaplanması için iş mili ölçülerinin, rulmanların konumu ve özelliklerinin gerekliliğidir. Makro boyuttaki işlemlerde iş mili dinamiği

deneysel olarak elde edilmekte ve analitik olarak hesaplanan durağan durumdaki takım tutucu-takım sistemi ile birleştirilmektedir. Mikro işlemlerde ise döner etkilerin dâhil edilmesi zorunluluğu nedeniyle mevcut yaklaşımlar kullanılamamaktadır. Bu noktada alternatif bir yaklaşım olarak durağan durumdaki iş mili dinamiği ile döner durumdaki takım tutucu-takım sisteminin birleştirilmesi yaklaşımı uygulanmıştır. Önerilen bu yaklaşımda döner durumdaki takım tutucu-takım dinamik esneklik matrisi Eş. 7 ve Eş. 8'de verilen frekans tepki fonksiyonlarından oluşmakta [18], iş mili dinamik esneklik matrisi ise durağan durum için hesaplanmış FTF'lerden oluşturulmuştur (Eş. 5). İş mili dinamik esneklik matrisinde çapraz FTF'ler ise sıfır alınmış ve hızla bağlı etkiler tamamıyla ihmal edilmiştir. İş mili ve takım tutucu-takım sistemi dinamik esneklik birleştirme yöntemi ile birleştirilmiş ve takım uç nokta FTF'si hesaplanmıştır. Birleştirme yöntemi ayrıca Şekil 11'de gösterilmiştir.

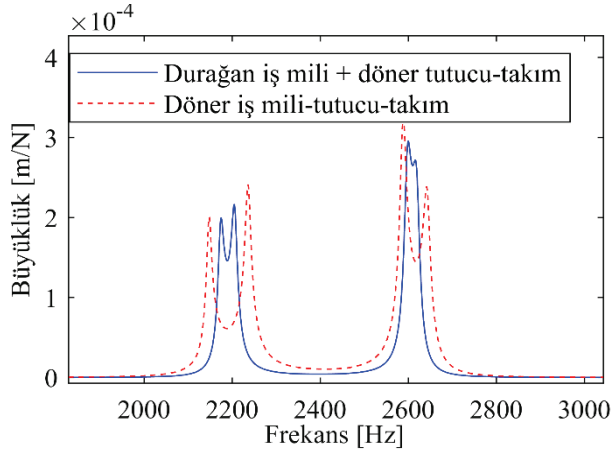
$$[HT_{11}] = \begin{bmatrix} H_{A1x,A1x} & L_{A1y,A1x} & H_{A1y,A1x} & L_{A1x,A1x} \\ N_{A1x,A1y} & P_{A1y,A1y} & N_{A1y,A1y} & P_{A1x,A1y} \\ H_{A1x,A1y} & L_{A1y,A1y} & H_{A1y,A1y} & L_{A1x,A1y} \\ N_{A1x,A1x} & P_{A1y,A1x} & N_{A1y,A1x} & P_{A1x,A1x} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[SP_{11}] = \begin{bmatrix} H_{A1x,A1x} & L_{A1y,A1x} & 0 & 0 \\ N_{A1x,A1y} & P_{A1y,A1y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_{A1y,A1y} & L_{A1x,A1y} \\ 0 & 0 & N_{A1y,A1x} & P_{A1x,A1x} \end{bmatrix} \quad (8)$$

Durağan durumdaki iş mili ve 80.000 devir/dak hız için hesaplanan takım tutucu-takım sistemi önerilen yöntem ile birleştirilmiştir. Elde edilen takım uç nokta ve çapraz FTF'leri tüm sistemin döner olduğu durum ile birlikte Şekil 12 ve Şekil 13'te verilmiştir. Şekil 12 ve Şekil 13'ten de görüleceği üzere, iş milinde döner etkilerin alınmaması takım uç nokta ve çapraz FTF'sinde hatalara neden olmaktadır. Ancak tamamen durağan durum için yapılan hesaplamalarla karşılaştırıldığında mevcut yöntemin daha doğru sonuçlar verdiği görülecektir. Örneğin iş mili durağan durumda modellendiği için 420 Hz'de yer alan iş mili doğal frekansı döner etkileri içermemektedir.



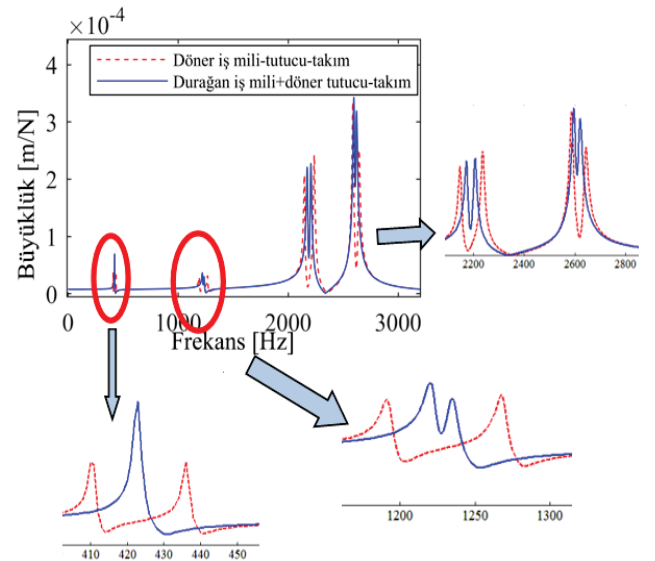
Şekil 11. İş mili – takım tutucu – takım sistemi modellenmesi (Modeling of the spindle-holder-tool assembly)



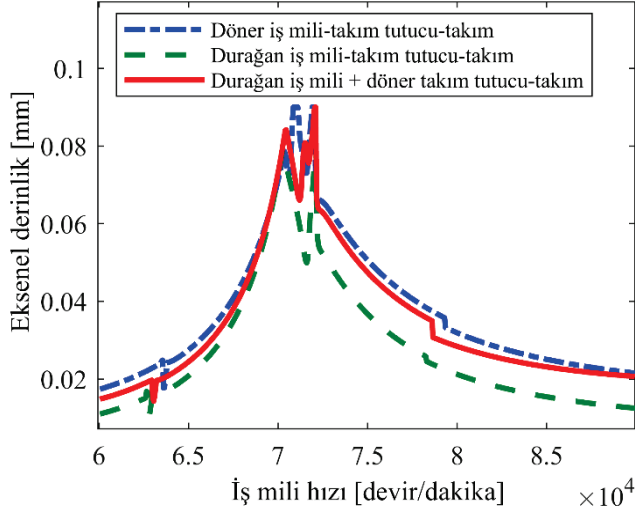
Şekil 12. Takım ucu çapraz FTF'si (Tool point cross FRF)

Ancak döner etkilerin dâhil edildiği takım tutucu ve takım kaynaklı doğal frekanslarda daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Durağan iş mili dinamiğinin kararlılık üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla Şekil 12 ve Şekil 13'te verilen takım FTF'leri kullanılarak alüminyum bir iş parçasının %60 radyal derinlikte 2 dişli bir takım ile frezelenmesi işlemi için kararlılık diyagramları zaman bölgesinde yapılan çözüm ile hesaplanmıştır. Hesaplanan kararlılık diyagramları Şekil 14'de verilmiştir. Ayrıca 80.000 devir/dak iş mili hızı, 0,01

mm eksenel derinlik, %60 radyal derinlik ve 0,1 mm/devir. diş ilerleme için alüminyum iş parçasının kesilmesi sırasındaki takım deplasmanı zaman bölgesinde yapılan hesaplamayla elde edilmiştir. Hesaplanan takım titreşimi ise Şekil 15'te gösterilmiştir.

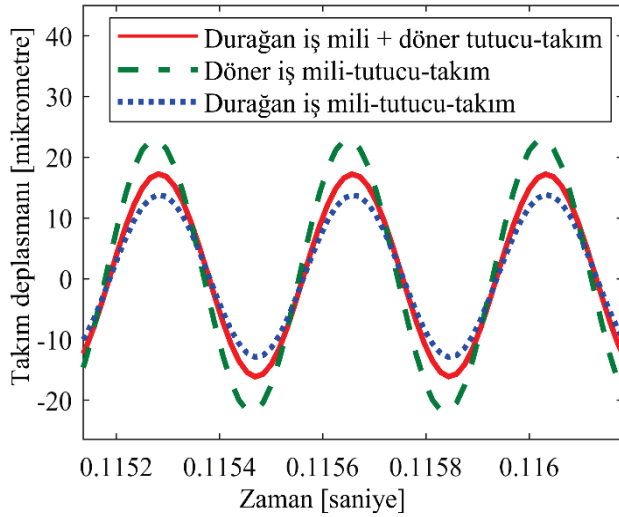


Şekil 13. Takım uç nokta FTF'si (Tool point FRF)



Şekil 14. Kararlılık diyagramları (Stability diagrams)

Şekil 14 ve Şekil 15'te verilen sonuçlar incelendiğinde tezgâhın tüm bileşenlerinin dönel etkiler dâhil edilerek modellenmesinin en doğru sonuçları vereceği görülecektir. Ancak iş mili ölçülerinin, rulman bilgilerinin bilinmediği durumlarda tüm sistemin durağan olarak modellenmesi yerine deneysel olarak elde edilecek durağan iş mili ile döner durum için modellenen tutucu-takım sisteminin birleştirilmesi daha doğru sonuçlar verecektir. Örneğin takım titreşimi için elde edilen sonuçlar incelendiğinde durağan iş mili ve döner tutucu-takım bileşimi durağan sisteme göre daha doğru sonuçlar vermektedir.



Şekil 15. Durağan iş mili-tutucu-takım sistemi, durağan iş mili ile döner tutucu-takım sistemi ve döner iş mili-tutucu ve takım sistemi için hesaplanan takım deplasmanları (Calculated tool deflections for the idle spindle-holder-tool assembly, idle spindle with rotating holder-tool and rotating spindle-holder-tool assembly)

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Yüksek hızda yapılan metal kesme işlemlerinde kesme koşulları nedeniyle tezgâh dinamiğinde değişimler olmakta

ve bu değişimler işlemin kararlılık diyagramlarında ve takım titreşiminde önemli sapmalara neden olmaktadır. Bu makalede de sunulan yöntem yüksek hızda tezgâh dinamiğinde meydana gelen değişimlerin doğru bir şekilde hesaplanmasını mümkün kılmaktadır. Çalışma kapsamında ayrıca tezgâh dinamiğinde meydana gelen değişimlerin kararlılık ve takım titreşimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kararlılık ve takım titreşimi hesaplamalarında talaş kalanlığına bağlı olarak ortaya çıkan kazıma ihmal edilmiştir. Bu kabulün analiz sonuçlarında olumsuz bir etki yapmasını engellemek için ise analizler yüksek ilerleme değerleri için yapılmıştır. Ayrıca mikro takımın tutucu ile birleştirilmesinde bağlantı sönüm ve direngenlik değerleri ihmal edilmiştir. Yapılan etki analizleri özellikle takım titreşiminin dönel etkilere bağlı olduğunu göstermiştir. Özellikle yüksek iş mili hızlarında dönel etkileri içeren takım ucu FTF'lerinin kullanılması mikro işlemlerde yüzey kalitesindeki önemli hataların engellenmesini sağlayacaktır. Ayrıca, iş mili geometrisinin bilinmediği durumlar için deneysel olarak elde edilen durağan iş mili dinamiği ve analitik olarak hesaplanan döner takım ve tutucu dinamiğinin birleştirilmesini mümkün kılan yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Geliştirilen yöntem takım tutucu ve takımdan kaynaklı dönel etkileri modele dâhil edebilmekte ve tamamıyla durağan tezgâh dinamiğine göre daha doğru sonuçlar vermektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Altıntaş Y., Budak E., Analytical prediction of stability lobes in milling, *Annals of the CIRP*, 44, 357-362, 1995.
2. Filiz S., Özdoğanlar B., Microendmill Dynamics Including the Actual Fluted Geometry and Setup Errors—Part I: Model Development and Numerical Solution, *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 130, 2008.
3. Filiz S., Özdoğanlar B., Microendmill Dynamics Including the Actual Fluted Geometry and Setup Errors—Part II: Model Validation and Application, *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 130, 2008.
4. Altıntaş Y., Jin X., Mechanics of Micro-Milling with Round Edge Tools, *Annals of CIRP*, 60(1), 77-80, 2011.
5. Jin X., Altıntaş Y., Chatter Stability Model of Micro-Milling With Process Damping, *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 135, 2013.
6. Bediz B., Gozen A.B., Emrullah K., Özdoğanlar B., Dynamics of ultra-high-speed (UHS) spindles used for micromachining, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 87, 27-38, 2014.
7. Mascardelli B., Park S., Freiheit T., Substructure Coupling of Microend Mills to Aid in the Suppression of Chatter, *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 130, 2008.
8. Jun M.B.G., Goo C., Malekian, M., Park, S., A new mechanistic approach for micro end milling modeling, *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 134, 2012.

9. Malekian M., Park S., Jun M.B.G., Modeling of dynamic micro milling forces, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 49, 589-598, 2009.
10. Park S.S., Rahnama R., Robust chatter stability in micro-milling operations, *CIRP Annals*, 59, 391-394, 2010.
11. Filiz S., Özdoğanlar B., A three-dimensional model for the dynamics of micro-endmills including bending, torsional and axial vibrations, *Precision Engineering*, 35, 24-37, 2011.
12. Bediz B., Kumar U., Schmitz T., Özdoğanlar B., Modeling and experimentation for three-dimensional dynamics of endmills, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 53, 39-50, 2012.
13. Dow T.A., Miller E.L. Garrard K., Tool force and deflection compensation for small milling tools, *Precision Engineering*, 28, 31-45, 2004.
14. Rodríguez P., Labarga J.E., Tool deflection model for micromilling processes, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 76, 199-207, 2014.
15. Mamedov A., Layegh K., Ehsan S., Lazoğlu I., Instantaneous tool deflection model for micro milling, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 79, 769-777, 2015.
16. Kıvanç E.B., Budak E., Structural modeling of end mills for form error and stability analysis, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 44, 1151-1161, 2004.
17. Özşahin O., Altıntaş Y., Tool point FRF calculation of spindle – holder – tool assemblies with asymmetric tools, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 92, 31-40, 2015.
18. Özşahin O., Özgüven H.N., Budak E., Analytical modeling of asymmetric multi-segment rotor–bearing systems with Timoshenko beam model including gyroscopic moments, *Computers & Structures*, 144, 119-126, 2014.

