

TALAŞLI İMALATTA KESİCİ TAKIMLARIN KIRILMA ÖNCESİ DAVRANIŞLARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

*Yahya IŞIK**

Özet: Bu çalışmada, talaşlı imalatta kesici takımların kırılma öncesi davranışlarının incelenmesi amacıyla sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Deneysel olarak belirli kesme parametrelerinde WC kesici takım (DNMG 150608) ve soğuk iş takım çeliği AISI O1 (60 HRC) ile yapılan deneylerde ölçülen kesme kuvvetleri harmonik analizde giriş zorlama değerleri olarak modele uygulanmıştır. Deneylerde kesme kuvvetleri dinamometre ile ölçülmüştür. Modal analizde Kesici takım ve katerin modellenmesi ile mod şekilleri ve bu mod şekillerine ait doğal frekanslar bulunmuştur. Modal analiz sonucunda kesici uçta en büyük genlikler ve doğal frekanslar belirlenmiştir. Harmonik analiz bu doğal frekansta kırılmaya neden olan kesme kuvvetlerinin modele ilave edilmesi ile yapılmıştır. Harmonik analiz sonucu kesici takımın en fazla hangi noktalardan zorlandığı ve kırılma anında gerilme ve yer değiştirme değerlerine hangi noktalarda ulaştığı belirlenmiştir. Kesici takımın kırılma analizi için von Mises kırılma kriteri kullanılmıştır. Analiz sonuçlarının incelenmesinde kesici takımın kırıldığına ait veriler. deneysel sonuçlarla paralellik göstermektedir.

Anahtar kelimeler: Sonlu elemanlar, Analiz, Kesici takım, Doğal frekans, Dinamik analiz.

Finite Element Analysis of Cutting Tools Prior to Fracture in Cutting Processes

Abstract: In this work finite element modelling of a cutting tool just before its fracture is investigated. For this purpose static and dynamic finite element analyses. The workpiece material used in the experiments is cold work tool steel, AISI O1 (60 HRC) and cutting tool material is uncoated tungsten carbide (DNMG 150608) and the toolholder are conducted. The data used in FEA are acquired by a three-dimensional dynamometer used for the experiments. The cutting forces measured for specific cutting conditions are used as input values for the analysis and the response is calculated. After the static finite element analysis, the modal and harmonic response analyses are carried on and the dynamic behaviours of the cutting tool structure are investigated. Modal analysis is used to determine the mode shapes and the natural frequencies of a cutting tool structure. It also can be a starting point for more detailed a harmonic response analysis. Von Mises equivalent stress criteria is used for fracture analysis of the cutting tool. Several aspects of the metal cutting process predicted by the finite elements model agreed well with experimental results.

Keywords: Finite elements, Analysis, Cutting tool, Natural frequency, Dynamical analysis.

1. GİRİŞ

Talaşlı imalatta üretimi; takım tezgahı, malzeme, kesici takım ve insan gerçekleştirmektedir. Kesme işleminin doğru analiz edilebilmesi için, işlemeden önce, işleme sırasında ve işleme sonrasında gözlemlerin yapılması gerekir (Akkurt 1991). Günümüzde yüksek kapasiteli PC'lerin mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılması ile gerçekleştirilen gözlemler ve yaklaşık çözüm yöntemleri büyük önem kazanmıştır. Yaklaşık çözüm yöntemlerinden biri olan sonlu elemanlar yöntemi, yüksek doğrulukta sonuçlar veren sayısal bir yöntemdir (Günay 1993, Kocacıoğlu ve Çalışkan 1996, Hinton ve ark. 1985). Talaş kaldırma işlemi sırasında kesici takımın kırılma öncesi oluşan gerilmelerin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi amacıyla ilk olarak statik analiz yapılmıştır. Talaş kaldırma işlemi birçok parametreden (kesme hızı, ilerleme, talaş derinliği, kesme kuvvetleri, köşe radyüsü, iş parçası malzemesi vb.) etkilenen dinamik bir olaydır (Shane ve ark. 1999). Ancak bu çalışmada yalnızca kesme kuvvetlerinin etkileri incelenmiştir. Talaş kaldırma işlemi dinamik bir davranış gösterdiğinden daha doğru analizlerin yapılabilmesi için aynı sınır

* Uludağ Üniversitesi, Teknik Bilimler MYO, Bursa.

şartlarında modal analiz ile modelin doğal frekansları ve bu frekanslara ilişkin mod şekilleri bulunmuştur. Modal analiz ile sistemin dinamik davranışları modal özellikleri cinsinden karakterize edilmektedir. Son olarak harmonik cevap analizi ile zorlama frekansında kesme kuvvetinin uygulanması sonucu modelin davranışları incelenmiştir.

2. STATİK ANALİZ

Statik analiz yönteminde önemli ataletler ve titreşim etkileri iletilmeksizin sistemde bulunan gerilme ve yer değiştirmeler belirlenmektedir. Statik analiz yönteminde her bir elemanın özelliklerini ifade eden eleman rijitlik matrisleri oluşturulmaktadır. Bu matrisler birleştirilerek tüm sistemi ifade eden ana rijitlik matrisi elde edilmektedir. Bu denklem sisteminin çözümü düğüm noktalarının yer değişimlerini vermektedir. Bulunan yer değiştirme değerlerinden birim şekil değiştirmeler, birim yer değiştirmelerden ise gerilmeler hesaplanmaktadır (Shih ve Albert 1995, Shih ve Albert 1996, Zang ve Bagchi 1994).

Kesici takımında oluşan gerilmeler ve yer değiştirme miktarının analizinde ANSYS 5.4 yazılımı kullanılmıştır. Oluşturulan modelde kesici takım, kullanılan altlık ve kater, “mapped mesh” olarak elemanlara ayrılmıştır. Uygulanan eleman sayısı 5232'dir. Çizelge 1'de modelde kullanılan kater ve WC kesici takıma ait mekanik özellikler görülmektedir.

Çizelge 1.
Kater ve kesici takım mekanik özellikleri

| | Kater | Kesici takım (WC) |
|-----------------|-------------------------|-------------------------|
| Yoğunluk | 7,85 g cm ⁻³ | 15,7 g cm ⁻³ |
| Young modülü | 207 kN mm ⁻² | 683 kN mm ⁻² |
| Poisson oranı | 0,3 | 0,28 |
| Sertlik | - | 2200 HV |
| Akma mukavemeti | - | 2683 N mm ⁻² |

Uygulanan modelde kater, alt ve üst yüzeyine ait düğüm noktalarından, tüm serbestlik derecelerinde sabitlenmiştir. Ayrıca dinamik kuvvetlerin varlığı da söz konusudur. Bu kuvvetler kırılmada zorlanma noktasını göstermektedir. Bu analizde deneyler sonucu bulunan kuvvet değerleri kullanılmıştır (Çizelge 2.).

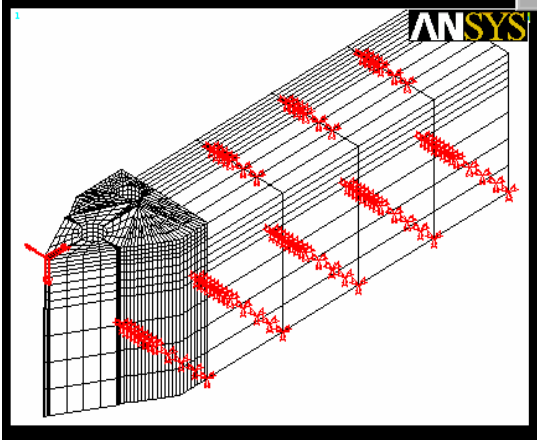
Çizelge 2.
Modelde kullanılan kesme parametreleri ve kesme kuvvetleri

| Kesici takım | Malzeme | V (m/min.) | F (mm./rev.) | a (mm) | Kesme kuvveti [N] | | |
|--------------|---------|------------|--------------|--------|-------------------|----------------|----------------|
| | | | | | F _s | F _r | F _v |
| WC | AISI O1 | 190 | 0,12 | 0,6 | 602,56 | 301,28 | 150,64 |

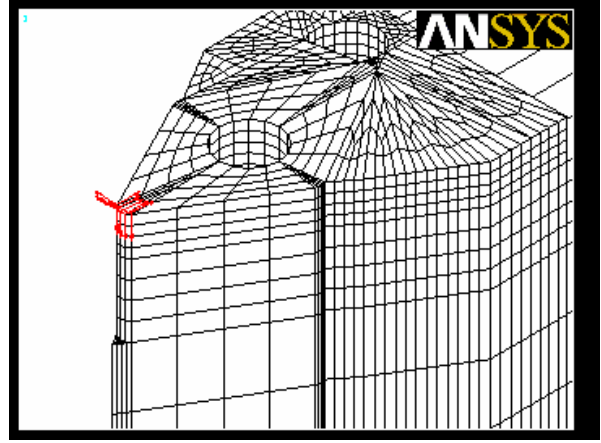
Analiz sırasında kesme kuvvetlerinin gerçeğe uygun olarak yayılı yük şeklinde tanımlanmasına özen gösterilmiştir. Şekil 1'de kesici takım sabitleme noktaları ve elemanlara ayırma modeli ile Şekil 2'de kesici takımında elemanlara ayırma ve kesme kuvvetlerinin uygulanma noktaları görülmektedir. Statik analiz sonucunda kesici takımın kırılma öncesi en fazla hangi noktalarından zorlandığı, gerilme ve yer değiştirme değerlerine hangi noktalarda ulaştığı belirlenmektedir. Tüm dinamik analizlerden önce statik analiz yapılması yararlı olmaktadır. Çünkü statik analiz sonucu elde edilen maksimum gerilme bölgeleri, dinamik kuvvetlerin etkisinde malzemenin yorulmasına neden olan bölgeleri tanımlamada yardımcı olmaktadır (Kompvopoulos ve Erpenbeck 1991). Çizelge 3'de statik analiz sonuçları görülmektedir.

Çizelge 3.
Statik analiz sonuçları

| Kesme kuvveti [N] | | | Teorik akma mukavemeti N/mm ² | Statik analiz akma mukavemeti N/mm ² | | Yer değiştirme [mm] | |
|-------------------|----------------|----------------|---|--|----------|-----------------------|------|
| F _s | F _r | F _v | | Max. | Min. | Max. | Min. |
| 300,40 | 150,00 | 75,10 | 2683 | 1856 | 0,041475 | 4,58x10 ⁻⁸ | 0 |
| 602,56 | 301,28 | 150,64 | 2683 | 3707 | 0,082839 | 9,16x10 ⁻⁸ | 0 |



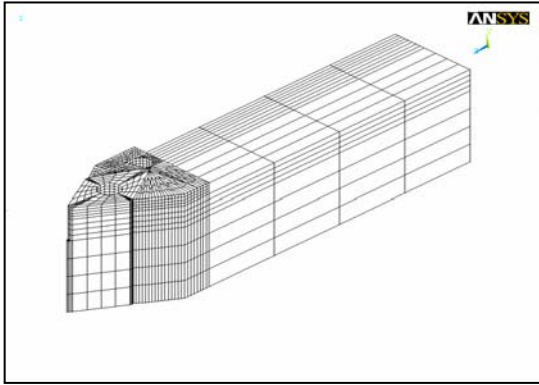
a) Kesici takım sabitleme noktaları



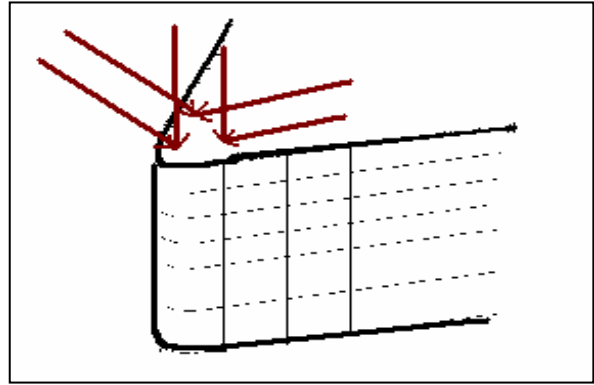
b) Kesici takım elemanlara ayırma

Şekil 1.

Statik analizde kesici takımı elemanlara ayırma



a) Statik analiz elemanlara ayırma



b) kesme kuvvetleri uygulama noktaları

Şekil 2.

Statik analizde kesici takımın modellenmesi

3. MODAL ANALİZ

Dinamik analizin ilk aşaması modal analizdir. Modal analiz lineer olmayan parametrelerin (plastisite, bağlantı elemanları, vb.) dikkate alınmadığı bir analiz yöntemidir. Dinamik olarak zorlanan elemanların modal analiz yöntemi ile doğal frekansları ve mod şekilleri elde edilmektedir. Elde edilen modal parametreler malzeme özelliklerine bağlı olarak değişkenlikler göstermektedir (Aspinwall ve ark. 1999).

Modal analizin harmonik analizden önce yapılması gerekmektedir. Modal analiz sonuçları harmonik analiz tipleri için gereken çeşitli faktörlerin ve nedenlerin belirlenmesine ilişkin bilgiler içermektedir. Modal analiz sırasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Yapı sabit sertlik ve kütle etkilerine sahiptir.
2. Sönümlenmeli çözüm yöntemi seçilmedikçe sönümlenme yoktur.
3. Modelde zamana bağlı kuvvetler yoktur. Yer değiştirmeler, basınçlar ve sıcaklıklar uygulanmamıştır.

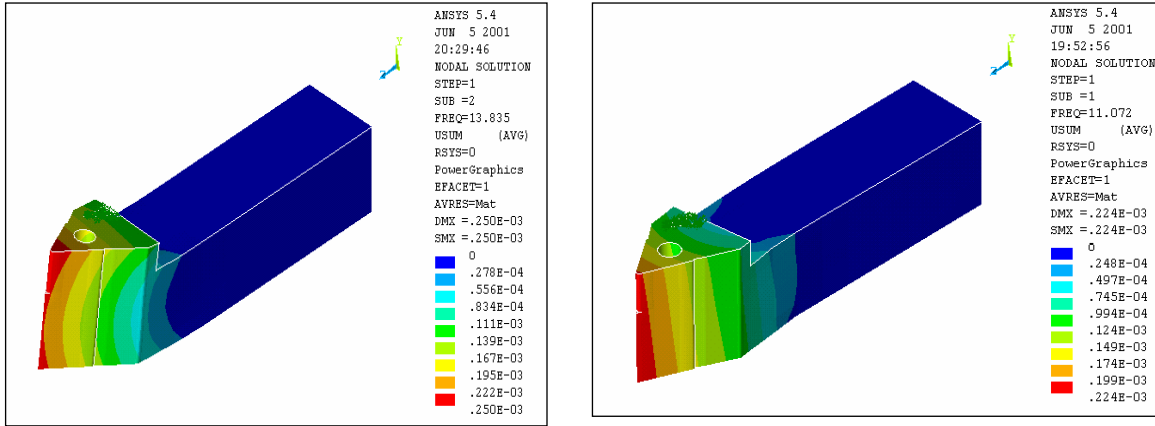
Modal analizde talaş kaldırma koşullarında kesici takımın sınır şartları tanımlanmıştır. Modal analizde görülen genlik miktarı kütle matrisine göre normalize edilmiş büyüklüktür. Mutlak değer olarak bir anlamı yoktur. Ancak mod şekli minimum ve maksimum genliklerin birbirine göre konumu hakkında bilgi vermektedir. Kesici takım ve katerin modellenmesi ile ilk 100 mod şekli ve bu mod şekillerine ait doğal frekanslar bulunmuştur (Çizelge 4). Modelin ilk 100 doğal frekansı 11,072-180 Hz. arasındadır. Şekil 3'de

mod şekilleri ve doğal frekanslar görülmektedir. Genlik değişimlerinin analizinde xyz eksenlerinde kesici-nin uç noktası esas alınmıştır.

Kesici takımın uç noktasında xyz eksenlerinde meydana gelen genlikler analiz edildiğinde en büyük genlik değerlerinin 80-120 Hz. arasında olduğu görülmektedir. Zorlanmış titreşimde frekans doğal frekansa eşit olduğunda rezonans oluşur. Kuvvetler genliğin maksimum olduğu bu konumda etkide bulunur ve bunun sonucu genlik artışı takım kırılmasına kadar devam eder. Bu nedenle Harmonik analiz kırılmaya neden olan kesme kuvvetlerinin modele ilave edilmesi ile yapılmıştır.

Modal analiz ile elde edilen verilerin analizi sonucu kesici takımında x, y, z eksenlerinde kesici uç noktasında aşağıdaki doğal frekanslarda maksimum genlikler belirlenmiştir.

- Y eksen (Fs eksenini doğrultusu) : 164, 165, 178, 179 Hz.
x eksen (Fr eksenini doğrultusu) : 115, 122, 126, 135 Hz
z eksen (Fv eksenini doğrultusu) : 93, 101, 105 Hz



a) 1. Mod $f_1 = 11,072$ Hz.

b) 2. Mod $f_1 = 13,835$ Hz.

Şekil 3.

Modal analiz doğal frekans ve mod şekilleri

Çizelge 4.

Kater ve kesici takım doğal frekansları ve mod şekilleri (modal analiz)

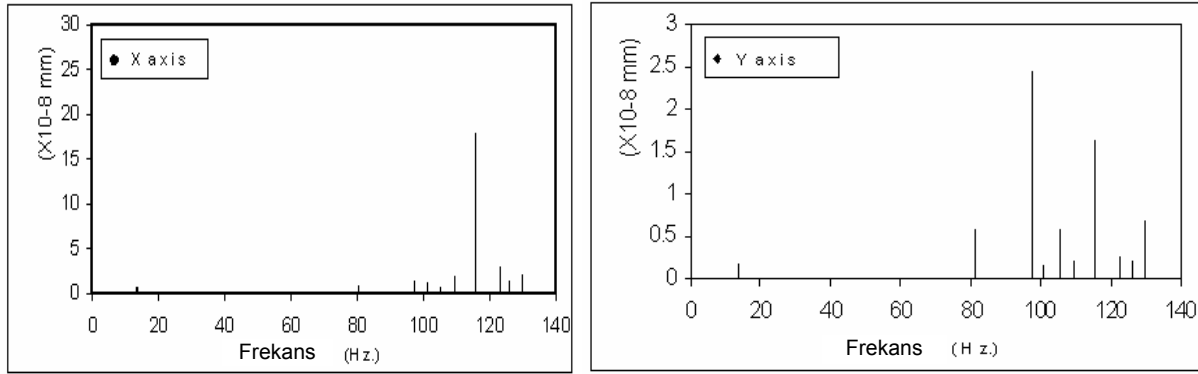
| Mode no | Frekans Hz. | Mode no | Frekans Hz. | Mode no | Frekans Hz. | Mode no | Frekans Hz. |
|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|
| 1 | 11,072 | 26 | 93,955 | 51 | 129,38 | 76 | 155,85 |
| 2 | 13,835 | 27 | 95,866 | 52 | 130,27 | 77 | 157,55 |
| 3 | 22,120 | 28 | 97,685 | 53 | 131,22 | 78 | 158,95 |
| 4 | 31,238 | 29 | 99,242 | 54 | 133,07 | 79 | 159,68 |
| 5 | 31,795 | 30 | 101,15 | 55 | 134,63 | 80 | 161,01 |
| 6 | 38,926 | 31 | 103,20 | 56 | 135,15 | 81 | 161,65 |
| 7 | 39,321 | 32 | 103,84 | 57 | 136,41 | 82 | 164,19 |
| 8 | 40,633 | 33 | 105,50 | 58 | 136,99 | 83 | 164,75 |
| 9 | 43,192 | 34 | 107,30 | 59 | 137,53 | 84 | 165,40 |
| 10 | 55,240 | 35 | 109,78 | 60 | 139,20 | 85 | 166,91 |
| 11 | 58,064 | 36 | 112,92 | 61 | 139,31 | 86 | 169,25 |
| 12 | 59,725 | 37 | 113,50 | 62 | 140,22 | 87 | 169,87 |
| 13 | 66,079 | 38 | 115,73 | 63 | 142,02 | 88 | 170,46 |
| 14 | 70,125 | 39 | 116,92 | 64 | 143,29 | 89 | 171,71 |
| 15 | 73,048 | 40 | 118,79 | 65 | 144,04 | 90 | 172,97 |
| 16 | 75,593 | 41 | 119,16 | 66 | 144,72 | 91 | 173,54 |
| 17 | 77,690 | 42 | 121,05 | 67 | 146,33 | 92 | 175,21 |
| 18 | 80,943 | 43 | 121,59 | 68 | 147,08 | 93 | 175,53 |
| 19 | 82,623 | 44 | 121,71 | 69 | 148,66 | 94 | 176,14 |
| 20 | 83,384 | 45 | 122,83 | 70 | 150,53 | 95 | 176,54 |
| 21 | 87,023 | 46 | 126,45 | 71 | 151,16 | 96 | 178,53 |
| 22 | 88,008 | 47 | 126,91 | 72 | 152,07 | 97 | 178,99 |
| 23 | 90,500 | 48 | 127,38 | 73 | 153,11 | 98 | 179,52 |
| 24 | 91,473 | 49 | 127,89 | 74 | 153,62 | 99 | 180,13 |
| 25 | 92,945 | 50 | 129,11 | 75 | 155,10 | 100 | 180,66 |

4. HARMONİK ANALİZ

Kesici takımlara uygulanan harmonik analizin amacı belirli bir noktadan belirli bir frekansta yapıyı zorlamak ve model üzerinde bu noktaların uygulanan kuvvetlere karşı tepkisini belirlemektir. Harmonik analiz sonucu elde edilen verilerin analizinde kesici takım maksimum yer değiştirmeyi y zorlama frekansına en yakın frekans değerinde göstermektedir. Ancak xyz eksenlerindeki kuvvetler bağımsız olarak etki etmediğinden bileşke kesme kuvvetinin (xyz) incelenmesi daha doğru analizler yapılmasını sağlayacaktır. Bu durumda bileşke kesme kuvveti zorlama frekanslarının doğal frekanslarla çakışması durumunda kesici takımın kırılacağını göstermektedir. Harmonik analiz sırasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Tüm kuvvetler zamanla değişen sinüzoidal bir yapıya sahiptir.
2. Tüm kuvvetler aynı frekansa sahiptirler.
3. Lineer olmayan davranışlar dikkate alınmamıştır.
4. Geçici etkiler hesaplanmamıştır.

Modal analiz sonucunda kesici uçta xyz eksenlerinde en büyük genlikler 115,73 Hz. doğal frekansında oluşmaktadır. Harmonik analiz bu doğal frekansta kırılmaya neden olan kesme kuvvetlerinin modele ilave edilmesi ile yapılmıştır. Harmonik analiz için model üzerinde belirli kesme parametrelerinde ölçülen kesme kuvvetleri $F_s=60$ daN, $F_r=30$ daN ve $F_v=15$ daN olarak uygulanmıştır (Işık 2001). Sabitlemeler gerçek ortama uygun olarak yapılmıştır. Şekil 4 ve Şekil 5’de harmonik analizde kesici uç noktasında x, y, z eksenlerinde yer değiştirmeler görülmektedir. Harmonik analiz sonucu xyz eksenlerinde en büyük yer değiştirme $f=115,735$ Hz.’de $0,214 \times 10^{-6}$ mm olarak bulunmuştur.



a) x eksenini yer değiştirme

b) y eksenini yer değiştirme

Şekil 4.

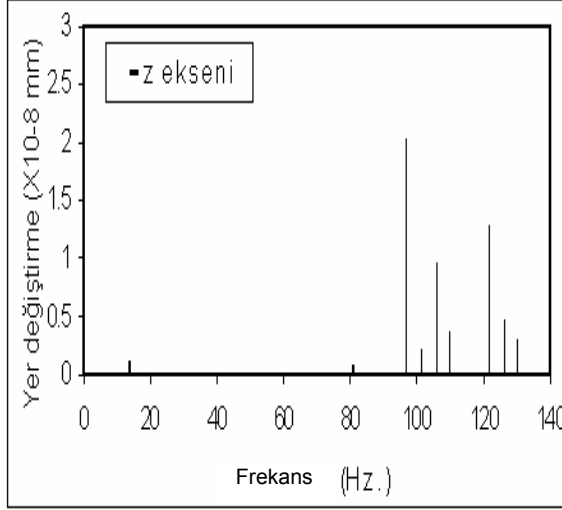
Harmonik analiz de kesici uç noktasının yer değiştirmesi

Harmonik analiz sonucu kesici uç noktasında oluşan yer değiştirme ve gerilmeler kesici takımın mekanik özelliklerinden akma mukavemeti ile karşılaştırılarak kırılma durumu analizi yapılmıştır. Kırılma analizi için von Mises kırılma kriteri kullanılmıştır (Sayman ve ark. 1997). Harmonik analiz sonucu elde edilen von Mises kriteri değerleri kesici takım akma mukavemeti ile karşılaştırılmıştır. Çizelge 5’de kesici takım akma mukavemetinin karşılaştırılması görülmektedir. Kesici takımın teorik akma mukavemetine göre kırıldığını kesin olarak belirlemek mümkündür.

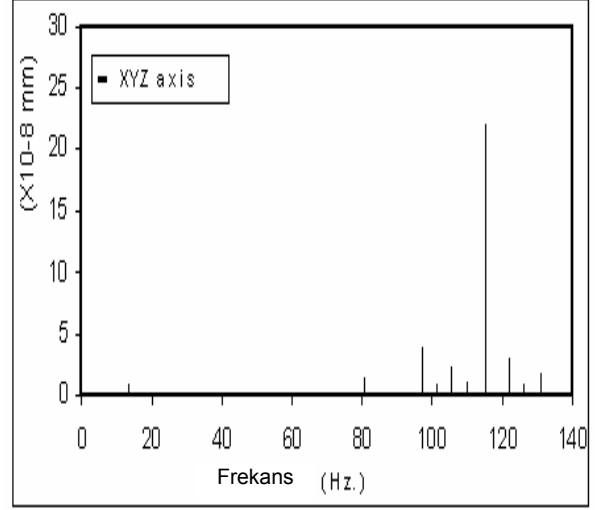
Çizelge 5.

Kesici takım akma mukavemeti karşılaştırılması (Harmonik analiz)

| Kesici takım | Frekans (Hz.) | Teorik akma mukavemeti (N/mm^2) | Harmonik analiz akma mukavemeti (N/mm^2) (von Mises kriteri) |
|--------------|---------------|-------------------------------------|--|
| WC | 11,072 | 2683 | 2549 |
| | 13,835 | 2683 | 9621 |
| | 22,120 | 2683 | 4648 |
| | 115,73 | 2683 | 2622 |



a) z eksenini yer değiştirme



b) xyz eksenleri yer değiştirme

şekil 5.

Harmonik analiz, kesici uç noktasının yer değiştirmesi

5. SONUÇ

Kesici takımın kırılmasına ilişkin harmonik analiz ile elde edilen verilerin analizinde iki farklı yaklaşımda bulunulmuştur.

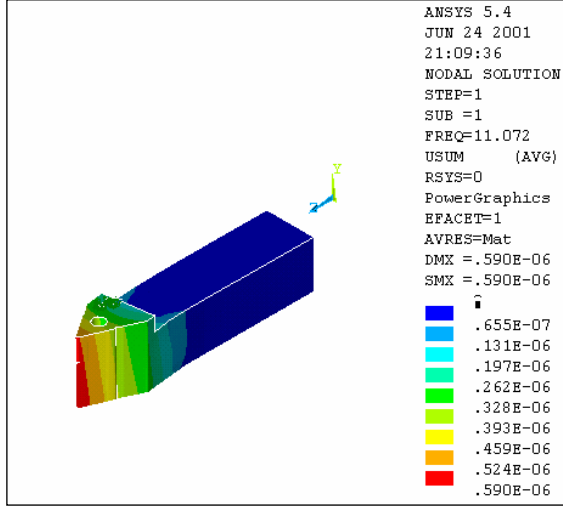
1- Modal analiz ile elde edilen mod şekilleri ve doğal frekansların analizi sonucu kesici uçta en büyük genlikler 115,73 Hz.' de bulunmuştur. Harmonik analiz için bu doğal frekans deneylerde elde edilen F_s , F_r , F_v kuvvetleri (y, z, x eksenlerinde) ile birlikte veri giriş değeri olarak tanımlanmıştır. Ancak bu doğal frekansta iş parçasının dairesel hareketinden kaynaklanan rezonansın oluşabilmesi için talaş kaldırma işlemi sırasında iş parçası ağısal hızının $\omega=726,28$ rad./s. ve devir sayısının $n=6938$ rpm olması gerekmektedir ki bu kullanılan tezgah için mümkün olmamaktadır.

2- Harmonik analiz ile yapılan kırılma analizinde tanımlanan kesme kuvvetleri, deneyler sonucu dinamometre ile ölçülen değerlerdir. Kullanılan takım tezgahı hız aralığı $n=90-2500$ rpm'dir. Bu durumda iş parçasının rezonansa neden olabilecek en büyük ağısal hızı $\omega=261$ rad./s ve frekans $f=41,5$ Hz'dir. Deneylerde iş parçası devir sayısı $n=1200$ rpm olarak uygulanmıştır. Ağısal hız $\omega=125,6$ rad./s. ve frekans $f=20$ Hz. olması nedeniyle harmonik analiz ilk 3 mod şekli ve doğal frekanslarda tekrarlanmıştır. Ayrıca iş parçasının devir sayısı birinci harmoniğin belirlenmesini sağlamaktadır. Kesici takımın kırılmasına neden olabilecek frekans değerleri birinci harmoniğin katları 20-40-60-80 Hz. olarak devam edecektir. Elde edilen yer değiştirmeler şekil 6. ve şekil 7'de görölmektedir. Verilerin analizinde 2. Mod ve 13,835 Hz. de en büyük yer değiştirmenin meydana geldiği görölmüştür (Çizelge 6). Ancak kırılmaya neden olan frekansın 22,150 Hz. olduğu tespit edilmiştir.

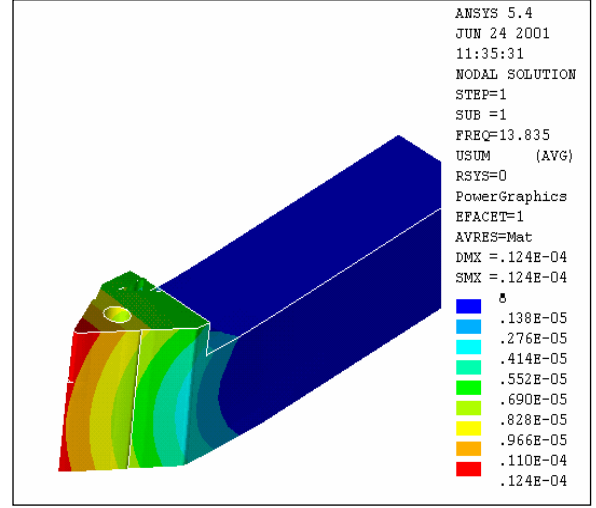
Çizelge 6.

Kesici uçta doğal frekanslarda yer değiştirme miktarları

| Doğal frekans Hz. | Yer değiştirme ($X10^{-6}$ mm) | | | |
|-------------------|--|--|--|--|
| | F_s eksenini doğrultusu (y eksenini) | F_r eksenini doğrultusu (z eksenini) | F_v eksenini doğrultusu (x eksenini) | F_t eksenini doğrultusu (xyz eksenini) |
| 11,072 | 0,0282 | 0,589 | 0,0215 | 0,590 |
| 13,835 | 11,300 | 4,40 | 0,449 | 12,40 |
| 22,120 | 0,0738 | 0,203 | 2,080 | 2,290 |

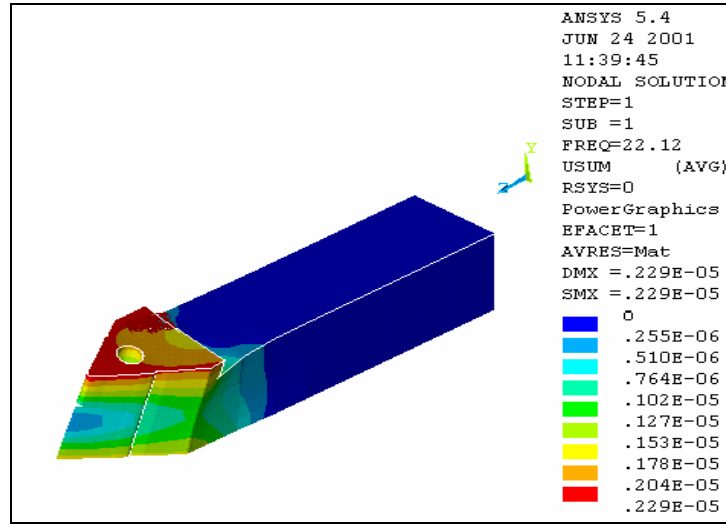


a) $f=11,072$ Hz.



b) $f=13,835$ Hz.

Şekil 6.
Harmonik analizde kesici takımında yer değiştirmeler



Şekil 7.
Harmonik analiz $f=22,12$ Hz 'de yer değiştirmeler

6. KAYNAKLAR

1. Akkurt, M., 1991, "Talaş kaldırma Yöntemleri ve Takım Tezgahları", Birsen Yayınevi, İstanbul, s. 67-71.
2. ANSYS, "Elements Reference", Release 5.4
3. E., G., Ng., Aspinwall, D., K., Brazil, D., Monaghan, J., 1999, "Modelling Of Forces When Orthogonally Machining Hardened Steel", *International Journal Machining Tool Manufacturing*, Vol. 39, pp. 885-903.
4. Günay, D., 1993, "Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodunun Temelleri", Sakarya Üniversitesi Yayınları, Adapazarı.
5. Hinton, E., Owen, D., R., J., 1985, "An Introduction To Finite Element Computations", Pineridge Press Limited, Swansea, U.K..
6. Işık, Y., 2001, "Takım Ömrü Süresince Kesici Takım Davranışlarının İncelenmesi ve Kırılma Anının Önceden Tahmini İçin Bir Erken Uyarı Modelinin Geliştirilmesi", U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora tezi, s. 123-141.
7. Kocacıbağ, Ü., Çalışkan, M., 1996, "Makine Tasarımında Sonlu Elemanlar Yöntemi", Sakarya Üniversitesi yayınları, Adapazarı.
8. Komvopoulos, K., Erpenbeck, S., A., 1991, "Finite Element Modeling Of Orthogonal Metal Cutting", *ASME Journal OF Engineering For Industry*, Vol. 113, No 2, pp. 253-267.
9. Sayman, O., Karakuzu, R., Zor, F., 1997, "Mukavemet-II" D.E.Ü. Mühendislik Fak., İzmir. S. 80-84.

10. Shane, H., Y., Yucheng, Ding, Robert, G., E., 1999, "Improving Low Carbon Steel Chip Breakability By Cryogenic Chip Cooling", *International Journal Machining Tool Manufacturing*, Vol. 39, pp. 1065-1085.
11. Shih, J., Albert, 1996, "Finite Element Analysis Of Orthogonal Metal Cutting Mechanics", *International Journal Machining Tool Manufacturing*, Vol. 36, No 2, pp. 255-273.
12. Shih, J., Albert, 1995, "Finite Element Simulation Of Orthogonal Metal Cutting", *ASME Journal OF Engineering For Industry*, Vol. 117, pp. 84-93.
13. Zang, B., Bagchi, A., 1994, "Finite Element Simulation Of Chip Formation And Comparison With Machining Experiment", *ASME Journal OF Engineering For Industry*, Vol. 116, pp. 289-297.