

Tamburlu Çayır Biçme Makinesi Hareket İletim Millerinin Analitik ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Gerilme Analizi

H. Kürşat ÇELİK*, İbrahim AKINCI

Akdeniz Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Tarım Makinaları ve Teknolojileri Mühendisliği Bölümü
e-posta: hkcelik@akdeniz.edu.tr

Geliş Tarihi (Received): 22.05.2015 Kabul Tarihi (Accepted): 13.07.2015

Özet: Bu çalışmada örnek bir tamburlu çayır biçme makinesine (TÇBM) ait hareket iletim millerinin tanımlanan çalışma koşulları altında maruz kaldıkları yapısal gerilmeler analitik ve sayısal (Sonlu Elemanlar Yöntemi) yöntemler kullanılarak analiz edilmiş ve sayısal yöntem sonuçları analitik yöntem sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Hesaplamalarda kullanılan iletim millerini zorlayan kuvvetler makinenin gerçek çalışma koşullarında test edilmesi ile elde edilmiştir. Fiziksel test aşaması yonca bitkisi hasadı yapılarak gerçekleştirilmiştir. Hasat işlemi sırasında makine ve traktör kuyruk mili arasına yerleştirilen bir torkmetre ile makineyi zorlayan en yüksek tork değerleri ölçülmüş ve bu değerler kullanılarak iletim millerini zorlayan en yüksek kuvvetler hesaplanmıştır. Takip eden aşamada, hesaplanan kuvvet değerleri iletim millerinin analitik ve sonlu elemanlar analizinde kullanılmış ve iletim millerinin en yüksek yüklenme koşulunda maruz kaldığı yapısal gerilme dağılımları bilgisayar ortamında simüle edilmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçları analitik hesaplama sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlar, yöntemler arası hata oranları ve malzeme hasar kriteri referans alınarak değerlendirilmiştir. Gerçekleştirilen değerlendirmeler sonucunda simülasyon ve analitik hesaplama sonuçlarının kabul edilebilir hata oranları ile birbirleri ile uyum içerisinde olduğu, simülasyonların gerçek koşulları temsil edebilecek düzeyde kurulduğu ve hareket iletim millerinin güvenli çalışma değerleri içerisinde olduğu görülmüştür. Bu çalışma, bilgisayar destekli mühendislik simülasyon tekniklerinin/teknolojilerinin tarım makineleri ve ekipmanlarının tasarımında kullanımı üzerine yapılacak gelecek çalışmalara katkıda bulunacaktır.

Anahtar kelimeler: Gerilme analizi, bilgisayar destekli mühendislik, tarım makineleri tasarımı, tamburlu çayır biçme makinesi

Analytical and Finite Element Method Based Stress Analysis of the Motion Transmission Axels of A Rotary Drum Mower

Abstract: This paper presents a structural stress analysis study which is a comparative analysis through analytical and numerical (Finite Element Method) methods. In the study, the motion transmission axles of a rotary drum mower has been considered and stress distribution on the transmission axles has been exhibited considering real loading condition which was obtained from experimental field operation. Experimental part of the study was carried out at the clover field. The clover field was harvested by the drum mower and the loading force on the transmission axles calculated through torque data measured from tractor power take-off (PTO) during harvest operation. Subsequently, the torque data was used in the finite element method based commercial code to simulate stress distribution on the transmission axles in the digital environment. The simulation results were validated by making comparison between analytical calculations and simulation examination based on material failure criterion. The numerical results and visual print outs indicated that there were a good union between simulation and analytical results and the stress magnitudes on the transmission axles were within the safe operating range against maximum dynamic loading conditions. The study presented a simulation driven stress analysis case study, which contributes to further research into the utilisation of engineering simulation technology for agricultural machinery/equipment design.

Keywords: Stress analysis, computer aided engineering, design of agricultural machinery, drum mower

GİRİŞ

Makine tasarımı uygulamaları ve imalat sanayindeki teknolojik gelişmeler günümüzde çok hızlı bir ilerleme göstermektedir. Bu hızlı ilerleme makine sektöründe yer alan imalatçı firmalar için pazar payındaki paylaşımın artması ve oldukça ağır bir rekabet koşullarının ortaya çıkması anlamına gelmektedir. Bu sektörde yer alan firmaların bu ağır rekabet ve yüksek kalite üretim koşullarında ayakta kalabilmeleri için günümüz makine teknolojilerine eş zamanlı olarak adaptasyonu ve dolayısıyla kullandıkları klasik makine tasarım ve imalat yöntemlerinde ve teknolojilerinde yapısal değişikliklere gitmeleri gerekmektedir. Gelişen elektronik ve bilgisayar teknolojileri ile geçtiğimiz yıllar içerisinde ileri düzey bilgisayar destekli tasarım ve mühendislik (CAD/CAE) uygulamaları rekabetçi ürün tasarımı faaliyetlerinde kendisine vazgeçilemez bir yer edinmiştir. Bu uygulamalar ile tasarım maliyetlerinde azalma, toplam tasarım ve imalat süresinde kısalma, verimlilikte artış, parçaların hurdaya ayrılmasında azalma, Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM) gibi sayısal yöntemlerin entegre edildiği mühendislik hesaplarında hız artışı ile ürün değerlendirme ve karşılaştırmada yüksek derecede yetenek ve faydalar sağlanmaktadır (Rembold vd, 1994). Özellikle ileri düzey CAD/CAE teknolojilerinin mil ve dişli çarklar gibi dönel makine elemanlarının tasarımı, analizleri ve simülasyon temelli tasarım doğrulama uygulamalarında kullanılması oldukça yaygınlaşmaktadır (Kirov, 2011).

Uluslararası tarım alet ve makineleri imalat sektörü içerisinde, özellikle mühendislik ve imalat süreçlerinde ihtiyaç duyulan ileri düzey tasarım uygulamaları önemli bir yer tutmaktadır (Sha 2008). Tarım makineleri imalat sanayii toplam makine imalat sanayii içerisinde önemli bir potansiyele sahiptir. Bu nedenle makine elemanlarının CAD/CAE destekli tasarımı ve imalatı tarımsal makine imalat sanayii içinde de daha hızlı, güvenilir, kaliteli ürün ortaya koyma ve toplam verimlilikteki artış yönünden kritik öneme sahiptir.

Bu çalışmada örnek bir tamburlu çayır bıçme makinesine ait hareket iletim millerinin yapısal gerilme analizleri üzerine odaklanılmıştır. Çalışmada deneysel ölçümler yapılmış, analitik yöntem çözümlenmeleri ve sonlu elemanlar yöntemi temelli mühendislik simülasyonları kullanılmıştır. Bu iki yöntem ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları, yöntemler arası hata oranları ve malzeme hasar kriteri referans alınarak değerlendirilmiştir.

MATERYAL ve YÖNTEM

Tamburlu Çayır Bıçme Makinesi (TÇBM)

Genel olarak tamburlu çayır bıçme makinesi (TÇBM), hareketini traktör kuyruk milinden alan ve tambur üzerindeki serbest salımlı bıçaklarla yonca, çayır, ot vb. yeşil yem bitkilerinin biçilip tarla yüzeyine namlu hâlinde bırakılmasını sağlayan bir makinedir (MEB, 2009). Bu çalışmada örnek olarak ele alınan makine, Türkiye’de yerel bir tarım makineleri imalatçısı tarafından imal edilmekte ve ilgili patent kanunları ile korunmaktadır. Makine, yaygın olarak kullanımda olan benzeri tamburlu çayır bıçme makinelerinden yapısal olarak farklılık göstermektedir. Traktör kuyruk milinden alınan hareket, çoğu bıçme makinesinde var olan kayış kasnak sistemi yerine, bir dişli kutusu ile tamburlara iletilmektedir. Makinenin yol ve iş pozisyonları, traktör hidrolik sistemi tarafından makine üzerinde bulunan bir silindirik piston ünitesi ile sağlanmaktadır. Hareket yönüne göre iş pozisyonu açısı 90 derecedir. Makineye ait bazı teknik özellikler ve görseller Şekil 1’de verilmiştir.

Kategori	Özellik	Sembol	Değer	Birim
Genel	Toplam Uzunluk (İş konumu)	L_1	3165	[mm]
	Toplam Uzunluk (Yol konumu)	L_2	2755	[mm]
	Toplam Genişlik (İş konumu)	W_1	1150	[mm]
	Toplam Genişlik (Yol konumu)	W_2	1435	[mm]
	Toplam Yükseklik	H	995	[mm]
	Toplam Ağırlık	m	415	[kgf]
Hareket İletim	Anma İş Genişliği	H_1	1650	[mm]
	Griş Kuyruk Mil Devri	n_k	540	[min ⁻¹]
	Diş Sayısı (Dişli No:1)	Z_1	23	[-]
	Diş Sayısı (Dişli No:2)	Z_2	10	[-]
	Diş Sayısı (Dişli No:3)	Z_3	23	[-]
	Diş Sayısı (Dişli No:4)	Z_4	15	[-]
	Dişli Kutusu İletim Oranı (Z_1/Z_2)	i_{ok}	2.3	[-]
	Tambur İletim Oranı (Z_3/Z_4)	i_t	1.533	[-]
Tambu Devri	n_t	1904	[min ⁻¹]	
Traktör Montajı				
Üç Nokta Aski Bağlantı Düzeni Kategori II (TS 660)				



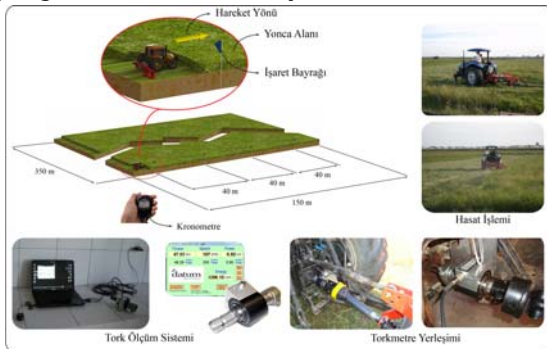
Şekil 1. TÇBM bazı teknik özellikler ve makine görselleri

TÇBM işlevsel eleman grubu, bıçme işlemi sırasında ihtiyaç duyduğu hareketini traktör kuyruk milinden almaktadır. Kuyruk milinden alınan hareket ilk olarak universal bir şaft aracılığıyla makine üzerinde bulunan standart bir dişli kutusuna

iletilmektedir. Dişli kutusundan alınan hareket ise ikinci bir universal şaft aracılığıyla tambur grubu milleri ve dişlerine iletilmekte ve tamburun biçme işlemi için dönme hareketi yapması sağlanmaktadır. Bu durumda özellikle TÇBM'nin tambur grubuna ait hareket ve güç ileten tambur grubu milleri ve dişlileri gibi hareket iletim elemanları biçme işlemi süresince belirli bir tork kuvveti altında çalışmaktadır. Bu tork kuvveti nedeni ile hareket iletim organlarının gösterdiği deformasyon davranışının değerlendirilmesi toplam makine tasarımı sürecinde önemli bir yere sahiptir. Bu değerlendirmelerin yapılabilmesi amacıyla analitik ve sonlu elemanlar yöntemi (FEM) temelli gerilme analizleri kurulmuştur. Bu analizlerde tarla testlerinde deneysel olarak ölçülen deneysel tork değerleri kullanılmıştır. Analitik yöntem gerilme analizlerinden elde edilen değerler aynı zamanda gerçekleştirilen detaylı FEM temelli analizlerin doğrulanmasında referans olarak kullanılmıştır.

Deneysel Tork Ölçümü

TÇBM hareket iletim grubunun hasat işlemi sırasında maruz kaldığı tork değerlerinin deneysel olarak belirlenmesi amacı ile tarla denemesi kurulmuştur. TÇBM tarla testleri, 150x350 [m] (52.5 [da]) boyutlarında yonca ekili alanda hasat işlemi yapılarak gerçekleştirilmiştir. Denemelerde güç kaynağı olarak New Holland/TD75D (75 HP) tarım traktörü kullanılmıştır. Denemeler üç farklı traktör ilerleme hızında, üç tekrarlı olarak gerçekleştirilmiştir. Kuyruk mili tork ölçümleri DATUM-Electronics marka, 420 serisi, 08-1800 [N m] ölçüm kapasiteli bir torkmetre ve DATUM-Electronics tarafından geliştirilmiş Torque Log veri toplama ve veri kayıt yazılımı kullanılarak 10 [Hz] (s^{-1}) veri kayıt/örnekleme oranı ile gerçekleştirilmiştir (Datum, 2007). Tarla denemesini tarif eden görseller Şekil 2'de, denemelerin yapıldığı alana ait bazı tarımsal veriler Çizelge 1'de, tork ölçüm değerleri Çizelge 2'de sırası ile verilmiştir.



Şekil 2. Tarla denemeleri ve tork ölçüm sistemi

Çizelge 1. Hasadı yapılan yonca bitkisine ait bazı tarımsal verilerin ortalama değerleri

Tarımsal Veri	Birim	Ortalama Değer
Bitki doğal boyu	[mm]	673 ± 34.89
Ana sap uzunluğu	[mm]	718 ± 44.77
Ana sap kalınlığı	[mm]	2.63 ± 0.09
Ana sap sayısı	[Adet]	3.50 ± 0.86
Yatma durumu	[1 - 5 Skalası]	1 (Dik)
Yeşil ot verimi	[kg da ⁻¹]	1284.1 ± 197.82
Kuru ot verimi	[kg da ⁻¹]	454.33 ± 58.01
Nem oranı (Yaş baz)	[%]	64.32 ± 2.61

Çizelge 2. Tarla denemeleri sonucu elde edilen ortalama traktör kuyruk mili tork değerleri

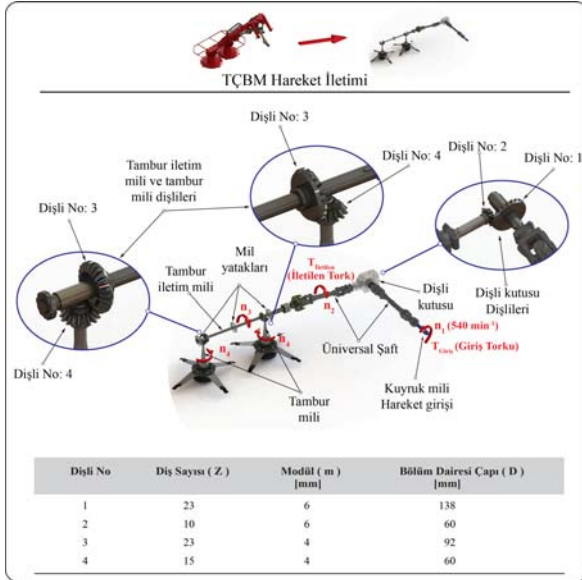
Traktör İlerleme Hızı [km h ⁻¹]	Tork [N m]	
Hız-1 8.56±0.23	(Maks..)	231.07 ± 24.18
	(Min.)	0.50 ± 2.25
	(Ortalama)	79.36 ± 6.69
Hız-2 12.86±0.32	(Maks..)	264.44 ± 43.86
	(Min.)	11.62 ± 22.17
	(Ortalama)	116.39 ± 50.82
Hız-3 16.23±0.66	(Maks..)	269.39 ± 23.49
	(Min.)	15.04 ± 11.59
	(Ortalama)	115.63 ± 32.46
Yüksüz Tork Ölçümü	(Maks..)	78.38 ± 4.20
	(Min.)	20.44 ± 1.89
	(Ortalama)	48.02 ± 1.82

TÇBM Hareket İletim Devir Sayıları ve İletilen Tork Değerlerinin Hesaplanması

TÇBM hareket iletiminde, standart universal şaftlar, dişli kutusu, makineye ait tambur grubu milleri ve dişlileri görev almaktadır. Kullanılan standart elemanların yanında tambur hareketinden sorumlu olan tambur grubu milleri ve dişlileri makinenin sağlıklı bir şekilde biçme işlemi yapmasını sağlayan ve toplam makine tasarımında etkili olan en kritik hareket iletim elemanlarıdır. Bu nedenle bu çalışmada sunulan gerilme analizlerinde tambur grubu milleri üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilme değerleri araştırılmıştır. TÇBM'nin çalışması sırasında tambur hareket iletimi ve elemanları Şekil 3'de gösterilmiştir.

Tambur grubu milleri üzerinde gerçekleştirilen analitik ve FE gerilme analizleri, hareket iletim elemanlarının en çok zorlandığı durum olan kuyruk mili hareket giriş torkunun maksimum olduğu durum göz önüne alınarak kurulmuştur. Gerçekleştirilen tarla testleri neticesinde maksimum tork değeri, traktör ilerleme hızı-3 (16.23 [m s⁻¹])'de ortalama 269.39 ± 23.49 [N m] olarak ölçülmüştür (Çizelge 2).

Gerçekleştirilen tüm gerilme analizlerinde bu değer; sapma oranı ve bir miktar daha güvenlik faktörü göz önüne alınarak 300 [N m] olarak kabul edilmiştir. Şekil 3'de gösterildiği üzere 540 [min⁻¹] traktör kuyruk mili devir sayısı ile verilen dönme hareketi ve tork ilk olarak dişli kutusuna ait 1 no'lu dişli ile 2 no'lu dişliye iletilmektedir. Buradan ise tambur iletim mili ve üzerinde bulunan 3 ve 4 no'lu dişliler vasıtasıyla tambur miline iletilmekte ve biçme işlemi gerçekleştirilmektedir. Tambur grubu milleri gerilme analizlerinde kullanılan tork değerleri, traktör kuyruk mili devir sayısı ve dişli boyutlarına göre iletim oranı eşitlikleri ile hesaplanarak elde edilmiştir.



Şekil 3. TÇBM tambur hareket iletim elemanları ve dişli çark temel parametreleri

Tambur iletim mili devir sayısı;

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1} \Rightarrow \frac{23}{10} = \frac{n_2}{540} \Rightarrow n_2 = 1242 \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$\Rightarrow n_2 = n_3$$

Tambur mili devir sayısı;

$$\frac{Z_3}{Z_4} = \frac{n_4}{n_3} \Rightarrow \frac{23}{15} = \frac{n_4}{1242} \Rightarrow n_4 \cong 1905 \quad [\text{min}^{-1}]$$

Tambur iletim mili ve tambur mili tork değeri:

$$\frac{T_{iletlen}}{T_{Girş}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{(D_2/2)}{(D_1/2)} \Rightarrow \frac{T_{iletlen}}{300} = \frac{0.03}{0.069} \Rightarrow T_{iletlen} \cong 131 \quad [\text{N m}]$$

$$\frac{T_{Tambur\ mili}}{T_{Girş}} = \frac{r_4}{r_3} = \frac{(D_4/2)}{(D_3/2)} \Rightarrow \frac{T_{Tambur\ mili}}{131} = \frac{0.03}{0.046} \Rightarrow T_{Tambur\ mili} \cong 85.44 \quad [\text{N m}]$$

(T : Tork [N m], r : Dişli bölüm dairesi yarı çapı [m],
 F : Etkili kuvvet [F])

Analitik Hesaplama

Bir veya birçok kısımdan belirli devir sayılarında belirli hareket ve güç alışverişi yapabilen makine elemanlarına mil adı verilmektedir (Cürgül 2005). Bu hareket ve güç alışverişi millere monte edilmiş dişli çarklar, sonsuz vida mekanizmaları, kayış-kasnak mekanizmaları vb. gibi elemanlar aracılığı ile olmaktadır. Çalışma koşullarının niteliğine göre miller hareket ve güç iletiminin yanında yük taşıma görevi de üstlenmektedir. Millerin toplam tasarım hesapları, makine elemanlarının tasarımı ile ilgili literatürlerde detaylı bir şekilde açıklanmıştır (Spotts 1978, Akkurt ve Kent 1979, Akkurt 1994, Cürgül 2005).

Miller güç iletimi ve yük taşıma durumlarında çoğunlukla burulmaya ve eğilmeye yani bileşik gerilmeye maruz kalmaktadırlar. Bu nedenle TÇBM tambur grubu milleri gibi düz silindirik millerin mukavemet hesapları, çalışma koşullarına göre, maruz kaldıkları burulma ve eğilme yüklenmelerinde yani bileşik zorlanma durumlarında milin kritik kesitinde hesaplanan eşdeğer gerilme değerlerinin malzeme kritik değerleri ile karşılaştırılmaları ile yapılmaktadır. Buna göre düz silindirik bir milin burulma ve eğilme zorlanması altında maruz kaldığı gerilmelerin hesaplarında kullanılan eşitlikler sırasıyla Eşitlik 1'de ve Eşitlik 2'de verilmiştir (Akkurt ve Kent 1979, Cürgül 2005).

Burulma Gerilmesi;

$$\tau_b = \frac{T_{burulma}}{W_{burulma}} \Rightarrow \tau_b = \frac{T_b}{\pi d^3} \Rightarrow \tau_b = \frac{16 T_b}{\pi d^3} \quad (1)$$

Eğilme Gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{M_{eğilme}}{W_{eğilme}} \Rightarrow \sigma_e = \frac{M_e}{\frac{\pi d^3}{32}} \Rightarrow \sigma_e = \frac{32 M_e}{\pi d^3} \quad (2)$$

Burada, T ve M : milin maruz kaldığı tork ve eğilme momenti değerleri [N m], W : milin mukavemet modülü [mm³], d : mil çapı [mm], τ_b : Burulma gerilmesi [MPa], σ_e : Eğilme gerilmesi [MPa] olarak tanımlanmaktadır.

Pratikte en çok rastlanılan yüklenme durumu, eğilme yüklenmelerinin tam değişken ve burulma yüklenmelerinin statik olduğu durumdur. Bu yüklenme durumu göz önüne alınarak millerdeki bileşik gerilme hesapları için hasar teorilerinden yararlanılmaktadır. Buna göre maksimum şekil değiştirme enerjisi (Von Mises) hasar teorisine göre eşdeğer gerilmelerin hesabı Eşitlik 3'de verilmiştir (Cürgül 2005).

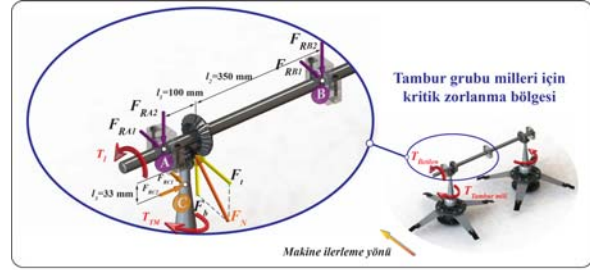
$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 2\tau_b^2} \quad (3)$$

TÇBM tambur hareket grubu milleri için 31 NiCr 14 malzemesi tanımlanmıştır. Tambur iletim mili çapı 30 [mm], toplam boyu 1070 [mm]'dir. Mil üzerinde, tambur millerine iletilecek tork ve hareket için iki adet düz konik dişli (Dişli no:3, ve dişli no:4) bulunmaktadır. Tambur iletim miline iletilen tork değeri 131 [N m]'dir.

Bu tork değeri ile yüklenme durumunda TÇBM tambur iletim mili burulmaya zorlanmaktadır. Bununla birlikte tambur iletim mili üzerinde 20° kuvvet açılı evolvent profile sahip iki adet konik dişli bulunmaktadır. Bu dişliler tambur miline hareket iletimi sırasında F_N toplam dişli kuvvetinin bileşenleri olan F_t teğetsel ve F_b dişli bası kuvvetleri ile milleri eğilmeye zorlamaktadırlar. Mil üzerinde bulunan konik dişliler nedeniyle etkileyen aksel kuvvet ise göreceli olarak çok küçük değerde olması ve mil üzerindeki iki dişlinin aksel yönde karşılıklı birbirlerine aksi yönde yüklenerek birbirlerinin etkisini azaltmalarından dolayı hesaplara dahil edilmemiştir.

Tambur grubu milleri içerisinde diğer bir mil tamburun bağlandığı ve biçme işleminde dönel hareketin yapıldığı tambur milleridir. TÇBM üzerinde iki adet tambur ve her bir tambura hareket veren bir mil bulunmaktadır. Her iki tambur mili üzerinde 20°

kuvvet açılı evolvent profile sahip bir adet konik dişli (Dişli no: 4) bulunmaktadır. Tambur miline iletilen tork değeri 85.44 [N m]'dir. Benzer şekilde tambur mili hesaplarında tambur mili dişlisine etkileyen F_N toplam dişli kuvveti referans alınmıştır. F_N toplam dişli kuvveti bileşenlerinden aksel kuvvet ise hesaplara dahil edilmemiştir. Tambur mili kademeli olarak artan bir çapa sahiptir. Toplam tambur mili boyu 490 [mm]'dir. Mil mukavemet hesaplarında kullanılan kritik yüklenme çapı ise en yüksek yükün taşındığı çap olan 25 [mm]'dir. TÇBM hareket iletim tambur grubu millerinin kritik yüklenme durumu Şekil 4'de gösterilmiştir.



Şekil 4. Tambur grubu milleri için kritik yüklenme durumu

Şekil 4'de gösterildiği üzere D= dişli no:3'ün bölüm dairesi çapı olmak üzere;

$$T_{iletlen} = T_{burulma} = F_t \left(\frac{D}{2}\right) \Rightarrow 131 = F_t \left(\frac{0.092}{2}\right)$$

$$\Rightarrow F_t \cong 2847.83 \text{ [N]}$$

$$F_t = F_N \cos 20 \Rightarrow F_N = \frac{F_t}{\cos 20}$$

$$\Rightarrow F_N \cong 3031 \text{ [N]}$$

$$F_b = F_N \sin 20 \Rightarrow F_b \cong 1036.67 \text{ [N]}$$

F_t kuvveti etkisinde tambur iletim mili için

$$B \text{ noktasında toplam moment; } \sum M_B = 0$$

$$F_{RA1} (l_1 + l_2) - F_t l_2 = 0$$

$$F_{RA1} (0.450) - 2847.83 (0.350) = 0 \Rightarrow F_{RA1} \cong 2215 \text{ [N]}$$

$$F_{RA1} + F_{RB1} = F_t \Rightarrow F_{RB1} = 632.83 \text{ [N]}$$

F_b kuvveti etkisinde tambur iletim mili için

$$B \text{ noktasında toplam moment; } \sum M_B = 0$$

$$F_{RA2} (l_1 + l_2) - F_b l_2 = 0$$

$$F_{RA2} (0.450) - 1036.67 (0.350) = 0 \Rightarrow F_{RA2} \cong 806.30 \text{ [N]}$$

$$F_{RA2} + F_{RB2} = F_b \Rightarrow F_{RB2} = 230.37 \text{ [N]}$$

Tambur iletim mili için
toplam reaksiyon kuvvetleri;

$$F_{RA} = \sqrt{(F_{RA1})^2 + (F_{RA2})^2} = \sqrt{(2215)^2 + (806.3)^2}$$

$$\Rightarrow F_{RA} \cong 2357.20 \text{ [N]}$$

$$F_{RB} = \sqrt{(F_{RB1})^2 + (F_{RB2})^2} = \sqrt{(632.83)^2 + (230.37)^2}$$

$$\Rightarrow F_{RB} \cong 673.46 \text{ [N]}$$

Tambur iletim milini eğilmeye zorlayan
maksimum moment M_e ;

$$M_e = F_{RA} l_1 = F_{RB} l_2$$

$$\Rightarrow M_e = (2357.2) (0.35) \cong 235.72 \text{ [N m]}$$

d=30 [mm] Çaplı TÇBM tambur iletim milinin maruz
kaldığı burulma gerilmesi τ_b ;

$$\tau_b = \frac{16 T_b}{\pi d^3} \Rightarrow \tau_b = \frac{(16) (131000)}{(3.14)(30)^3} \Rightarrow \tau_b \cong 24.73 \text{ [MPa]}$$

TÇBM tambur iletim milinin maruz kaldığı eğilme
gerilmesi σ_e ;

$$\sigma_e = \frac{32 M_e}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_e = \frac{(32) (235720)}{(3.14)(30)^3} \Rightarrow \sigma_e \cong 88.97 \text{ [MPa]}$$

Buradan tambur iletim milinin maruz kaldığı eşdeğer
gerilme $\sigma_{eş}$;

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 2\tau_b^2} \Rightarrow \sigma_{eş} = \sqrt{(88.97)^2 + 2 (24.73)^2}$$

$$\Rightarrow \sigma_{eş} \cong 95.60 \text{ [MPa]}$$

Benzer şekilde tambur milini eğilmeye
zorlayan maksimum moment M_e ;

$$M_e = F_N l_3 \quad M_e = (3031) (0.033) \cong 100 \text{ [Nm]}$$

Buradan kritik mil çapı d=25 [mm] olan TÇBM tambur
milinin maruz kaldığı burulma gerilmesi τ_b ;

$$\tau_b = \frac{16 T_b}{\pi d^3} \Rightarrow \tau_b = \frac{(16) (85440)}{(3.14)(25)^3} \Rightarrow \tau_b \cong 27.86 \text{ [MPa]}$$

TÇBM tambur milinin maruz kaldığı eğilme gerilmesi
 σ_e ;

$$\sigma_e = \frac{32 M_e}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_e = \frac{(32) (100000)}{(3.14)(25)^3} \Rightarrow \sigma_e \cong 65.23 \text{ [MPa]}$$

Tambur milinin maruz kaldığı eşdeğer gerilme $\sigma_{eş}$;

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 2\tau_b^2} \Rightarrow \sigma_{eş} = \sqrt{(65.23)^2 + 2 (27.86)^2}$$

$$\Rightarrow \sigma_{eş} \cong 76.21 \text{ [MPa]}$$

hesaplanmaktadır.

Sonlu Elemanlar Analizi (FEA)

TÇBM hareket iletim elemanları için gerçekleştirilen tüm Sonlu elemanlar Analizleri (FEA), tanımlanan çalışma koşulları referans alınarak kurulmuştur. Bu kapsamda tambur iletim mili, tambur mili ve tambur grubu dişlileri için ayrı ayrı FEA'lar gerçekleştirilmiş ve her bir elaman için tanımlanan çalışma koşulları altında, maruz kaldıkları maksimum Von Mises eşdeğer gerilme değerleri elde edilmiştir. TÇBM hareket iletim elemanları için kurulan detaylı FEA'lar, ANSYS Workbench FEM tabanlı multi-fizik mühendislik analizi yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

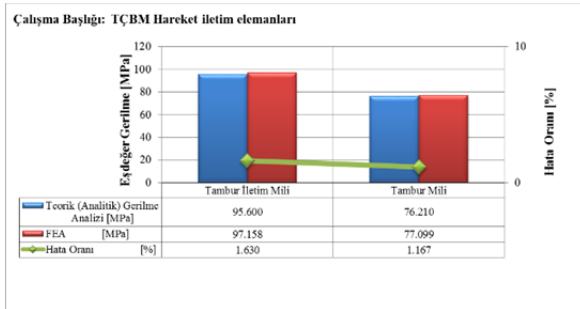
Tambur grubu milleri detaylı FEA'larında standart FEM uygulama adımları takip edilmiştir. FEA'larda kullanılan CAD modelleri, millerinin geometrik yapısını ve yük taşıma özelliğini bozmayacak şekilde yeniden düzenlenmiştir. FEA analizlerinde statik yüklenme ve lineer izotropik malzeme modeli kabulleri yapılmıştır. Her iki mil için 31 NiCr 14 malzemesi tanımlanmıştır (Elastisite Modülü: 210 [GPa], Poisson Oranı: 0.3,

aşağıdaki eşitlik kullanılarak [%] değer olarak hesaplanmıştır (Eşitlik 4) (Kurowski ve Szabo 1997).

$$\text{Hata Oranı} = \frac{\sigma_{Deneysel/Teorik} - \sigma_{FEA}}{\sigma_{Deneysel/Teorik}} \times 100 \quad [\%] \quad (4)$$

Burada $\sigma_{Deneysel/Teorik}$ ve σ_{FEA} sırasıyla analitik hesaplamalar ve FEM temelli analizler sonucu elde edilen Von Mises eşdeğer gerilme değeri olarak tanımlanmaktadır.

TÇBM'e ait hareket iletim millerine ait analitik ve FEM temelli gerilme analizi sonuçlarının sayısal olarak karşılaştırmaları Şekil 7'de çift eksenli grafik destekli olarak verilmiştir. Buna göre tambur iletim mili için % 1.630, tambur mili için %1.167 değerinde hata oranları elde edilmiştir. İlgili bazı literatürlerde sağlıklı kurulan bir FEA yaklaşımının hata oranının en fazla % 10 civarında olması gerektiği konusunda görüşler bulunmaktadır (Krutz et al 1984, Sakakibara 2008). Bu görüşlere göre elde edilen değerler analitik hesaplama ve simülasyon sonuçlarının bir birleri ile oldukça iyi düzeyde uyum içerisinde olduğunu göstermektedir.



Şekil 7. TÇBM Hareket İletim milleri için analitik hesaplama ve FEA sonuçlarının karşılaştırmaları

Simülasyon hata oranlarının belirlenmesine ek olarak analizler sonucu elde edilen değerler, bu çalışma koşulları için tanımlanan hasar kriteri referans değerleri ile karşılaştırılmış ve hasar durumları, elemanlara ait güvenli çalışma katsayıları (GÇK) hesaplanarak değerlendirilmiştir (Çizelge 3). Buna göre elemanların maruz kaldığı gerilme değerleri, maksimum değişken yüklemeleri karşılayabilecek güvenli çalışma aralığında yer almaktadır. Bu durumda TÇBM hareket iletim elemanları için her hangi bir muhtemel hasar durumu görülmemektedir.

Çizelge 3. Analitik hesaplama ve FEA sonuçlarının sayısal karşılaştırılması ve GÇK

	Birim	Tambur İletim Mili	Tambur Mili
Analitik Çözüm	[MPa]	95.600	76.210
FEA	[MPa]	97.158	77.099
Hata Oranı	[%]	1.630	1.167
Hasar Kriteri	[MPa]	550	550
GÇK (Analitik)	[-]	5.753	7.217
GÇK (FEA)	[-]	5.661	7.134

FEA doğrulama çalışması için nihai değerlendirme sonucu olarak; makine elemanlarına ait gerçek çalışma koşullarındaki beklenmedik ve önceden tahmin edilemeyen dinamik koşullar, gerçek çalışma koşullarının simüle edilmesinde ortaya çıkan kısıtlar, FEM'e özgü çözüm yaklaşımı, bu yaklaşım çerçevesinde kısıtların ortadan kaldırılması amacı ile yapılan mecburi varsayımlar/kabuller, FEA çözüm platformu kapasitesi ve makineye ait elemanlar için elde edilen deformasyon davranışında herhangi bir anormallik görülmemesi dikkate alınarak, TÇBM için tanımlanan fiziksel koşulları simüle etmek amacıyla kurulan tüm FEA yaklaşımlarının doğru bir şekilde kurulduğu ve tatmin edici derece olduğu kanısına varılmıştır.

SONUÇ

Araştırmada sunulan TÇBM örneğinde toplam makine tasarımında önemli rol oynayan, makineye ait işlevsel elemanlara hareket ve güç ileten tambur grubu milleri için analitik ve FEM temelli mukavemet analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler ile ilgili elemanların işlevsel durumdaki mukavemet kontrolleri yapılabilmektedir. Analizler neticesinde analitik ve FEM temelli analiz sonuçlarının birbirleri ile oldukça uyumlu olduğu, gerekli durumlarda ileri düzey CAE uygulamalarının bu tip elemanların geometrik ve mukavemet analizlerinde yararlı bir şekilde kullanılabileceği gösterilmiştir.

Bu noktada özellikle ülkemiz tarım alet ve makineleri imalat sektörünün ileri düzey CAD, CAE uygulamaları kendilerine adapte etmeleri ve bu uygulamaları yapabilecek çalışanların yetiştirilmesi günümüz koşullarında daha kolay ve hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilir düzeydedir. Sektörün ileri düzey tasarım ve imalat teknolojileri ile entegre çalışan diğer ulusal ve/veya uluslararası makine imalatçıları ile metodolojik adaptasyonun sağlanması ve böylelikle

sektörün rekabet gücün ulusal ve uluslararası alanlarda artması amacıyla bu tip teknolojik alt yapılara yatırım yapılması oldukça faydalı olacaktır. Bu yatırımlar sektörün gelişip büyümesine ve ülkemizde/dünyada daha geniş bir alanda faaliyet göstermesinde olumlu yönde etki yapacaktır.

LİTERATÜR LİSTESİ

- Akkurt, M., 1994. Makine elemanları problemleri-çözülmüş problem ve metin soruları. Birsen Yayınevi. ISBN: 9755110240, İstanbul, 448 s.
- Akkurt, M. ve Kent, M., 1979. Makine Elemanları.2. Baskı. Birsen kitabevi yayınları, İstanbul, 680 s.
- Cürgül, İ., 2005. Makine Elemanları ve Çözümlü Problemleri-Cilt-1. Birsen yayın evi. ISBN: 975-511-401-7, İstanbul, 500 s.
- Kirov, V., 2011. Comparing AGMA and FEA Calculations, Gear Solutions, Vol. 9 / No.95: 38-45 http://www.gearsolutions.com/media/uploads/assets/PDF/Magazines/0211_Gearsolutions.pdf, Erişim: Şubat 2015
- Krutz, G., Thompson, L., Claar, P., 1984. Design of Agricultural Machinery. John Willey & Sons, ISBN: 047108672, 473 s.

BİLGİLENDİRME

Bu çalışma, Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından 2011.03.0121.006 proje numarası ile desteklenmiş Dr. Çelik'in doktora tez araştırmasının bir bölümü olarak sunulmuştur.

- Kurowski, P. and Szabo, B., 1997. How to find errors in finite element models. Machine Design, 9: 93-98
- MEB., 2009. Yeşil Yem Hasat Makinelerinin Bakımı. Orta Öğretim Projesi Tarım Teknolojileri Ders Notları. Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, 145 s.
- Rembold, U., Nnaji, B.O., Storr, A., 1994. Computer Integrated Manufacturing and Engineering. Prentice Hall, ISBN: 9780201565416, 664 p.
- Sakakibara, N., 2008. Finite Element in Fracture Mechanics. Lecture Notes. The University of Texas, Austin.
- Sha, L., 2008. An application of industrial design in large-scale agricultural machinery. 9th International Conference on Computer Aided Industrial Design and Conceptual Design, 22-25.Nov.2008,(CAID/CD 2008), China, 823-828.
- Spotts, M. F., 1978. Design of Machine Elements. 5th Ed. Prentice-HallInc., ISBN: 9780132005760, 685 s.