



ISSN:1306-3111
e-Journal of New World Sciences Academy
2009, Volume: 4, Number: 3, Article Number: 1A0037

ENGINEERING SCIENCES

Received: November 2008
Accepted: June 2009
Series : 1A
ISSN : 1308-7231
© 2009 www.newwsa.com

Cihan Özel
Fahrettin Özek
Mete Onur Kaman
Firat University
cozel@firat.edu.tr
Elazig-Türkiye

MINIMUM AĞIRLIKLI DÜZ DİŞLİ ÇARK TASARIMI VE GERİLME ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada, güç ve hareket iletiminde yaygın bir şekilde kullanılan düz dişli çarkların ağırlıklarını azaltmak için, dişli çark gövdesi üzerinde farklı geometrilere (kare, altıgen, daire, elips vb.) sahip delikler açılmıştır. Tasarlanan bu dişli çark modelleri bir CAD (Computer Aided Design) programı olan SolidsWorks ortamında çizilerek dişli çarkların katı modelleri elde edilmiş ve gerilme davranışları incelenmiştir. Tüm bu incelemelere göre daire delikli ve kademeli dişli çark gövde modelinin en uygun model olduğu görülmüştür. Sonuç olarak; bu dişli çarka ait gerilme davranışı incelenmiş ve düz dişli çarktaki ağırlık azalması ile yük taşıma kabiliyeti için bir değerlendirme yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Düz Dişli, Gövde Tasarımı, Gerilme Analizi, CAD, Tasarım

DESIGN OF MINIMUM WEIGHTED SPUR GEAR AND STRESS ANALYSIS

ABSTRACT

In this study, in order to decrease weights of spur gears which are used power and motion transmission extensively, the holes have different profile (square, hexagon, circle, ellipse etc.) are designed on the gear body. Designed models of spur gear are drawn by using SolidsWorks package program that is a CAD (Computer Aided Design) program. Then their solid models are obtained and their strength behaviors are examined. During this examining, it is analyzed that the best suitable model is spur gear with gradual and circle hole. According to this result, it is examined stress analysis of this new designed gear and evaluated ability of load traction with decreasing of weight on spur gear.

Keywords: Spur Gear, Designing of Body, Stress Analysis, CAD, Design



1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Dişli çarklar hareket ve mekanik güç iletimi için endüstrinin her alanında yoğun bir şekilde kullanılan oldukça önemli makine elemanlarından biridir. CAD sistemlerinin gelişmesine paralel olarak çeşitli tasarım seçenekleri önceden denenip test edilebilmekte ve en uygun tasarıma daha kolay bir şekilde ulaşılabilmektedir. CAD sistemleri ilk olarak bilgisayar destekli çizim olarak geliştirilmişlerdir. Ancak günümüzde, bilgisayar çiziminin ötesinde tasarım ve imalat sektörü için birçok fonksiyonları yapabilecek duruma gelmiştir. Basit bir CAD sistemi kullanıcıya grafik nesneyi oluşturma, ekranda görme ve üzerinde değişiklikler yapma imkânı verir. Ayrıca, parça modeli oluşturulduktan sonra sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak kinematik, dinamik, ısı, gerilme vb. analizler yapılabilmektedir.

Vedmar ve Anderson, düz dişli çarkın dişlerinde ve yataklarındaki dinamik yükleri belirleyen bir metot üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmadaki sayısal modelde dişli çarkın dişine gelen kuvvet ve yatağa gelen kuvvet hesaba katılmış ve yatağın elastik olduğu kabul edilmiştir. Sayısal örnekte, dişli çarkın dişinde deformasyonun fazla olduğu yerde en önemli titreşim modunun olduğu görülmüştür [1]. Aslantaş ve Taşgetiren, düz dişlide yorulma şekli ve dişli ömrünün tahmin edilmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada östemperleme işlemi uygulanarak üretilmiş bir dişli çarktaki yorulma aşınması oluşumunu önce deneysel olarak incelemişler ve daha sonra lineer elastik kırılma mekaniği ve sonlu elemanlar metodunu içeren bir sayısal çözümle karşılaştırmışlardır. Çalışma neticesinde yorulma aşınması süresinin östemperleme sıcaklığının azalması ile arttığı gözlenmiş ve sayısal çözümün bununla tutarlılık gösterdiği saptanmıştır [2]. Litvin ve diğerleri, asimetrik olarak diş profili değiştirilmiş bir düz dişlide, gürültünün azaltılması, temas noktasının yeri, kavrama ve basınçların simülasyonu gibi analizleri yapmışlardır. Burada geleneksel evolvent profili yerine modifiye edilmiş bir evolvent profili kullanmışlardır. Daha sonra bu dişlinin basınç ve kavrama analizlerini gerçekleştirip standart profille karşılaştırıp her iki profili de sayısal örneklerle göstermişlerdir [3]. Çelik, dişli analizinde kullanılan sayısal yöntemlerden üç dişe sahip gövde modeli ve tüm gövde modelini karşılaştırmıştır. Araştırmasında dişli çarkın dişindeki eğilmeyi ve zorlanmayı bulmak için üç diş ve tam gövde modelini içeren sınır elaman sayısal yöntemini kullanmış ve bu modelleri, profil değişimi, temas noktası deformasyonu, sürtünme etkisi, diş üstü koşulları ve yükleme şekilleri gibi parametreler için karşılaştırmıştır. Sonuç olarak tam gövde modelinin düz dişliler için daha gerçekçi değerler verdiğini saptamıştır [4]. Kramberger ve diğerleri, yaptıkları araştırmada dişlilerde eğilme yorulmasını analiz eden bir sayısal model geliştirmişlerdir. Çalışmada diş dibinde eğilme yorulması neticesinde çatlak oluşumu ve ilerlemesi sayısal olarak simüle edilmiş, buna bağlı olarak da 42CrMo4'den üretilmiş ve sertleştirilmiş bir düz dişlinin gerçek çalışma ömrü ile FEM (sonlu eleman modeli) analizlerinden tayin edilen çalışma ömrü karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak dişli malzemesindeki bazı hatalardan kaynaklanan sapmalar olmasına rağmen modelin gerçeğe uyumlu olduğu saptanmıştır [5]. Song ve Im, yaptıkları çalışmada bir düz dişlinin soğuk ekstrüzyon ile imal edilmesi için bir CAD sistemi geliştirmişlerdir. Bu çalışmada dişin geometrisinde etkili olan diş sayısı, modül gibi parametrelerle bunların imalatta oluşan yüklere etkisini hesaplayabilen bir sonlu eleman programı kullanmışlardır. Bu sayede imalatçının zaman kaybetmeden üretim aşamasının ve masrafının hesaplanabilir olduğunu görmüşlerdir [6]. Zhang ve diğerleri, çeşitli kavrama zorlamaları ile yük analizlerini düz ve helisel dişliler için incelemişlerdir [7].

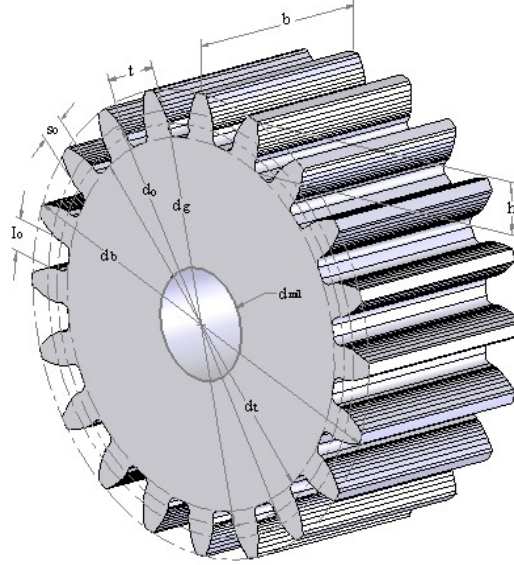
Kapelevich, yaptığı çalışmada asimetrik dişli profiline sahip evolvent düz dişlinin geometrisi ve tasarımı ile yük kapasitesi, ağırlığın, boyutların ve titreşim seviyesinin azaltılması üzerine bir metot geliştirmiştir. Bu metotla asimetrik diş profilinin ağırlığı ve boyutlarının azalmasına karşın yükün arttığını, yüksek basınç açısına sahip diş profilinde ise titreşiminin azaldığını görmüştür [8].

2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ (RESEARCH SIGNIFICANCE)

Bu çalışmada, düz dişli çarkların ağırlıklarını azaltmak için dişli çark gövdesi üzerinde farklı (kare, altıgen, daire, elips vb.) deliklere sahip dişli çarklar tasarlanmıştır. Tasarlanan bu dişli çark modelleri SolidWorks ortamında çizilmiş ve dişli çarkların katı modelleri elde edilmiştir. Bu modellerin gerilme davranışları SolidWorks'un Cosmosxpress ortamında incelenmiştir. Tasarlanan düz dişli çark modellerinden ağırlık ve gerilme değerlerine göre en uygun modelin dairesel deliğe sahip kademeli model olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra ise düz dişli çarkın ağırlık kaybının gerilme üzerine etkisi incelenmiştir.

3. DÜZ DİŞLİ ÇARKIN BOYUTLARI (DIMENSIONS OF SPUR GEAR)

Dişli çarklar, diş biçimlerine göre; düz dişli çarklar, helis dişli çarklar, konik dişli çarklar, sonsuz vida ve çarkı, zincir dişliler ve mandal dişliler şeklinde sınıflandırılırlar. Düz bir dişli çarkın boyutları Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Düz dişli çarkın boyutları
(Figure 1. Dimensions of spur gear)

Bu çalışmada, tasarımı yapılacak olan düz dişli çarkın seçilen tasarım parametreleri ile ileteceği güç ve devir sayısı Tablo 1' de ve bu seçilen değerlere göre hesaplanan diğer büyüklükler de Tablo 2' de verilmiştir.

Tablo 1. Düz dişli çarkın tasarım parametreleri
(Table 1. Design parameters of spur gear)

Modül	m	6 mm
Diş sayısı	z	20
Basınç açısı	α_0	20°
Güç	N	3 BG
Devir sayısı	n	292 dev/dak



Dişli çarklarda meydana gelen hasarların temel sebebi genişlik (diş boyu) faktörüdür [9]. Dişli çarkın genişliğinin arttırılması dişlere gelecek gerilmeleri azaltacaktır. Ancak dişlerin genişliğini arttırmanın dişli çarkın ağırlığını da arttıracağı bellidir. Bu nedenle genişliğini arttırarak gerilmeleri azaltılan dişli çarkın ağırlığı diğer makine parçalarına zarar verecektir. Bunu önlemek için dişlinin dişleri dışında kalan kısımların ağırlığı azaltılabilir. Bu çalışmada kullanılan gövde ağırlıkları azaltılmış farklı düz dişli çark tasarımları Şekil 2' de verilmiştir.

Tablo 2. Düz dişli çarkın hesaplanan boyutları
(Table 2. Dimensions calculated of spur gear)

Bölüm dairesi çapı	d_0	120 mm
Diş taban dairesi çapı	d_t	105 mm
Diş başı dairesi çapı	d_b	132 mm
Mil çapı	d_{mil}	32 mm
Diş genişliği	b	60 mm

4. GERİLME ANALİZİ (STRESS ANALYSIS)

4.1. Düz Dişli Çark Mukavemet Hesapları (Strength Calculates of Spur Gear)

Bu çalışmada dişli çark malzemesi olarak hafif nitrasyon yoluyla yan yüzeylerin mukavemeti artırılmış ıslah çeliği olan 37MnSi5 malzemesi seçilmiştir. Malzemenin mekanik özellikleri Tablo 3'te ve dişli çark gövde delik boyutları ise Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 3. Dişli çark malzemesinin mekanik özellikleri
(Table 3. Mechanical properties of spur gear material)

Elastisite Modülü (N/m^2)	2.1×10^{11}
Poisson Oranı	0.28
Akma Gerilmesi (N/m^2)	6.2042×10^8
Kopma mukavemeti (N/m^2)	9×10^8

Kavrama sırasında diş üzerine gelen normal kuvvet kavrama doğrusu boyunca etkimektedir. Eş çalışan dişlilerin temas yeri yuvarlanma dairesi üzerinde bulunduğu durumda bu kuvvetin teğetsel bileşeni,

$$F_t = F_n \cos \alpha_0 \quad (1)$$

radyal bileşeni ise,

$$F_r = F_n \sin \alpha_0 \text{ veya } F_r = F_t \tan \alpha_0 \quad (2)$$

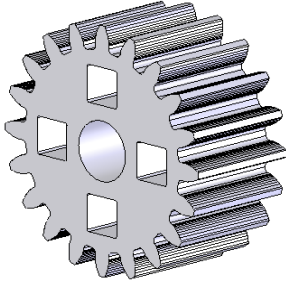
şeklinde ifade edilir. Bu şarta göre gövdesine delik açılmış dişli çarkların gerilme analizleri için yükün dişe uygulanma hali Şekil 3' te gösterilmiştir. Diğer taraftan iletilen burulma momenti M_b göz önüne alınır, teğetsel kuvvet aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$F_t = \frac{2M_b}{d_0} \quad (3)$$

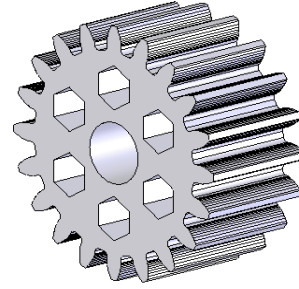
Dişlerin mukavemeti göz önüne alınır, dişlerin kırılmaması için emniyet gerilmesi için aşağıdaki ifade yazılabilir [9].

$$\sigma_{em} = \frac{F_t}{mb} K_{f1} \leq \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (4)$$

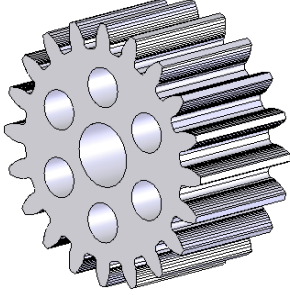
Burada σ_D^* dişin mukavemet sınırı, S emniyet katsayısı, K_{f1} ise form faktörüdür.



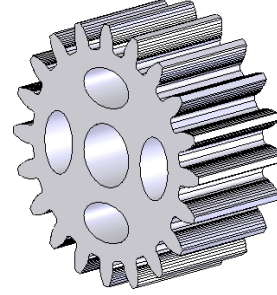
a) Kare delikli (Square hole)



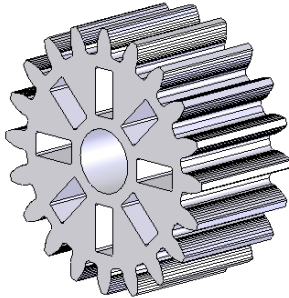
b) Altıgen delikli (Hexagonal model)



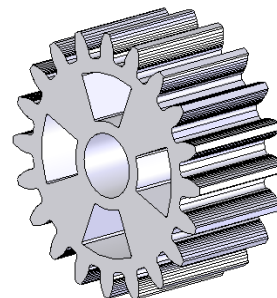
c) Daire delikli (Circular hole)



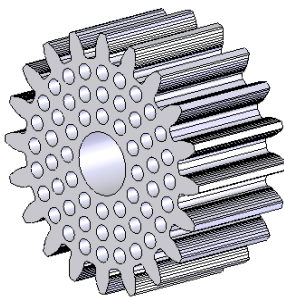
d) Elips delikli (Elipse hole)



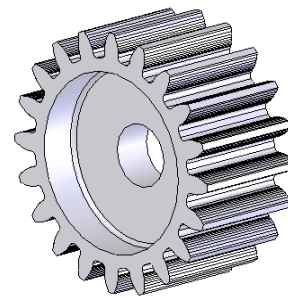
e) Dikdörtgen model (Rectangular hole)



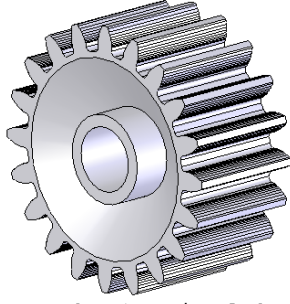
f) Dilim model (Segment model)



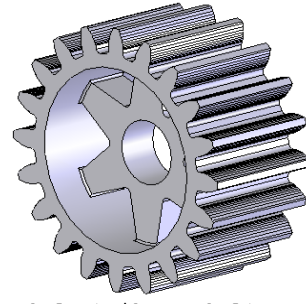
g) Kalbur model (Strainer model)



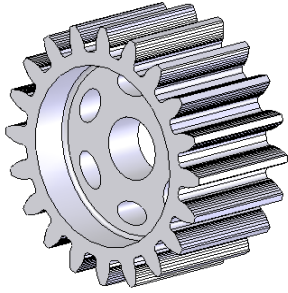
h) Kademeli model (Stepped model)



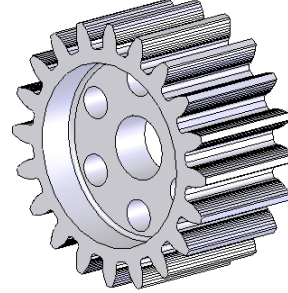
ı) Konik gövde (Conical body)



j) Kaburga model (Rib model)

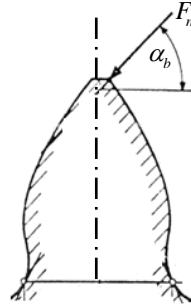


k) Kademeli elips (Stepped ellipse)



ı) Kademeli daire (Stepped circle)

Şekil 2. Düz dişli çark gövde modelleri
(Figure 2. Body models of spur gear)



Şekil 3. Normal kuvvetin uygulama noktası ($\alpha_b = \alpha_0$)
(Figure 3. Force applying point)

Teorik olarak diş genişliği boyunca kuvvet dağılışının düzgün olduğu kabul edilebilir. Ancak dişli çark mekanizmasını taşıyan millerin deformasyonundan dolayı diş genişliği boyunca eşit olmayan bir kuvvet dağılışı meydana gelir. Bu durumda dişli çark için kuvvet dağılım faktörü K_m , çalışma faktörü K_0 ve hız faktörü K_v göz önüne alınırsa (4) denkleminde yazılan F_{ic} için aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$F_{ic} = K_0 K_v K_m F_t \quad (5)$$

Yine dişli çarkın mukavemet sınırı için (6) ifadesi yazılabilir.

$$\sigma_D^* = \frac{K_y K_b}{K_\zeta} K_R K_L K_z \sigma_D \quad (6)$$

Burada K_y yüzey düzgünlüğü faktörü, K_b büyüklük faktörü, K_ζ çentik faktörü, K_R güvenilirlik faktörü, K_L ömür faktörü, K_z zorlanma



faktörü ve σ_D standart sürekli mukavemet sınırır. Malzemenin sürekli mukavemet sınırı (7) denklemi ile hesaplanır.

$$\sigma_D = \frac{\sigma_K}{S} \quad (7)$$

Bu denklemdeki S emniyet katsayısı olup kopma mukavemeti $\sigma_K \leq 140$ daN/mm² olan çelik için $S=2'$ dir. Genişlik faktörü için de (8) ifadesi yazılabilir.

$$\Psi_d = \frac{b}{mz} \quad (8)$$

Tüm bu ifadeler dikkate alınarak (4) denklemi düzenlenirse dişli çarklarda kırılmaya karşı modül ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2SM_b}{z^2\Psi_d\sigma_D} K_{f1}K_0K_vK_m} \quad (9)$$

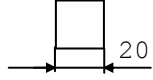
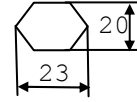
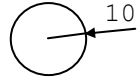
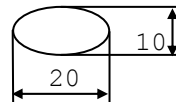
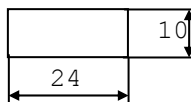
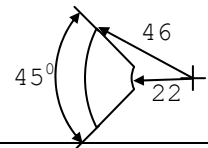
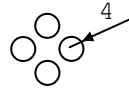
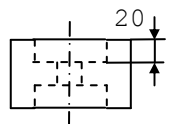
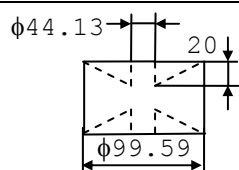
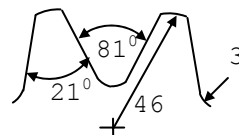
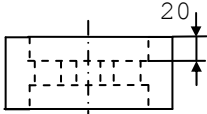
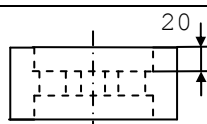
Makalede dişli mekanizmasının elektrik motoru tarafından tahrik edildiği ve iş makinasının çalışma şartlarının orta darbeleri olduğu kabul edilmiştir. Tüm bu şartlara göre Tablo 5' teki faktörler tablolardan seçilmiştir [10]. Bu faktörler kullanılarak $F_t=8126.21$ N olarak ve F_n ise 8687.11 N olarak hesaplanmıştır.

4.2. Dişli Çark Gerilme Analizleri (Stress Analysis of Spur Gears)

Bu çalışmada, farklı gövde geometrilerine sahip düz dişli çarkların tasarımı ve gerilme analizi yapılırken SolidWorks çizim ve modelleme programı kullanılmıştır. SolidWorks'da makine parçalarının gerilme analizleri Cosmosxpress aracılığı ile yapılmaktadır. Bir SolidWorks modeli; parçalardan, montajlardan ve resimlerden oluşur. Bir katı modeli oluşturmak için önce taslak oluşturulur, sonra oluşturulan taslağa fazla miktarda özellikler eklenebilir. Aynı zamanda diğer CAD sistemlerinden de hazır geometriler getirilerek devam edilebilir. Tasarımı geliştirirken; tasarım üzerinde değişiklikler yapmak veya özellikleri yeniden sıralamak ta mümkündür.

Düz dişli çarkın üç boyutlu gerilme analizinde dişli üzerine F_n kuvveti dişin tepe noktası boyunca α_b doğrultusunda uygulanmıştır. Düz dişli çarkın mil deliği yüzeyi boyunca tüm eksenlere göre yer değiştirmelerin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Böylece dişli çarkın gerçek yük modellemesi yapılmış olur. Şekil 2' de gösterilen farklı dişli çark modellerinin ağırlıkları ve sayısal çözüm sonucu dişli üzerinde F_n kuvveti etkisi altında oluşan en küçük ve en büyük Von Mises gerilme değerleri Tablo 6'da gösterilmiştir.

Tablo 4. Dişli çark gövdesi üzerindeki delik boyutları
(Table 4. Hole dimensions in spur gear body)

Kare delikli model	
Altıgen delikli model	
Daire delikli model	
Elips delikli model	
Dikdörtgen delikli model	
Dilim delikli model	
Kalbur model	
Kademeli model	
Gövdesi konik boşaltılmış model	
Gövdesi kademeli ve kaburgalı model	
Kademeli elips delikli model	
Kademeli daire delikli model	



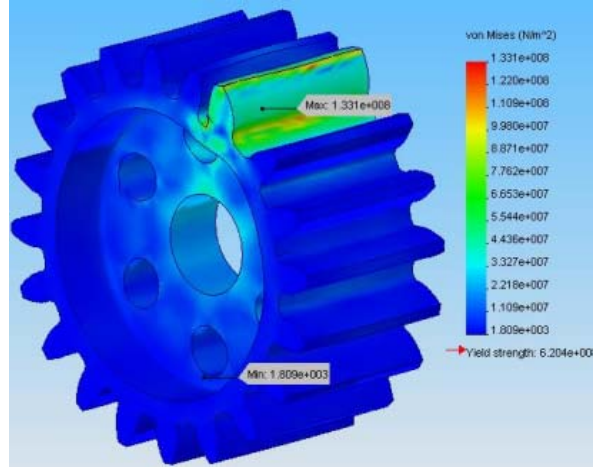
Tablo 5. Dişli çark malzemesinin mukavemet faktörleri [10]
(Table 5. Strength factors of spur gear material [10])

Büyüklik faktörü	K_b	0.850
Çentik faktörü	K_ζ	1.612
Form faktörü	K_{f1}	2.900
Ömür faktörü	K_L	1.000
Kuvvet dağılım faktörü	K_m	1.015
Güvenlik faktörü	K_R	0.897
Hız faktörü	K_v	1.250
Yüzey düzgünlüğü	K_y	0.700
Zorlanma faktörü	K_z	1.400
Çalışma faktörü	K_0	1.250
Emniyet katsayısı	S	2.000
Genişlik faktörü	Ψ_d	0.500

Tablo 6. Dişli çark üzerindeki Von Mises gerilmeleri
(Table 6. Von Mises stresses in spur gear)

Dişli gövde şekli	Ağırlık (kg)	En küçük Gerilme (N/m ²)	En Büyük Gerilme x10 ⁸ (N/m ²)
Deliksiz model	4.639	441.561	1.246
Kare delikli model	3.902	899.071	1.462
Altıgen delikli model	3.679	2359.660	1.318
Daire delikli model	3.768	1271.070	1.468
Elips delikli model	3.710	1321.070	1.444
Dikdörtgen delikli model	3.578	2200.430	1.316
Dilim delikli model	3.446	1254.300	1.464
Kalbur model	3.385	953.846	1.648
Kademeli model	2.431	5690.340	1.927
Gövdesi konik boşaltılmış model	3.798	975.454	1.401
Gövdesi kademeli ve kaburgalı model	2.431	5690.340	1.927
Kademeli elips model	2.669	2098.960	1.333
Kademeli daire delikli model	2.657	1800.770	1.330

Dişlilerin gerilme analizi yapılırken dişlilerin ağırlık, minimum gerilme ve maksimum gerilme kriterlerinin üçü göz önüne alınır. Dişlinin ağırlığının ve gerilme değerlerinin minimum olması gerekir. Kademeli ve elips delikli dişli çark ile kademeli ve dairesel delikli dişli çarkların ağırlıkları hemen hemen aynıdır. Bu dişli çarkların minimum gerilme değerleri ise, çok yakın olmakla birlikte elips delik için 2098.96 N/m² dairesel delik için ise 1800.77 N/m² olduğu görülmektedir. Bu durumda en uygun modelin Tablo 6'ya göre kademeli ve daire veya elips delikli düz dişli çark olduğu görülmektedir. Ancak elips deliğin imalatında karşılaşılabilecek zorluklar göz önüne alınacak olursa gövdesi üzerinde dairesel deliğe sahip ve kademeli olarak gövde ağırlığı azaltılmış düz dişli çark modelinin en uygun olduğu söylenebilir. Kademeli dairesel delikli düz dişli çark için Von Mises gerilme dağılımı Şekil 4'te gösterilmiştir. Gerilmelerin yükün uygulandığı dişin diş dibi üzerinde en büyük değere ulaştığı görülmektedir.



Şekil 4. Kademeli ve daire delikli (6 delik) düz dişli çark üzerindeki Von Mises gerilme dağılımı
(Figure 4. Von Mises stresses in spur gear with the stepped and circle hole (6 holes))

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Minimum ağırlıklı düz dişli çark tasarımı ve gerilme analizi üzerine yapılan bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda ana hatları ile verilmiştir;

- Tasarlanan farklı gövde geometrilerine sahip düz dişli çark modellerinden en uygun olanının kademeli ve altı daire delikli dişli olduğu tespit edilmiştir.
- Dişli çarklarda ağırlığın azaltılması halinde dişli çark üzerindeki gerilmelerin arttığı tespit edilmiştir.
- Yer probleminin olmadığı konstrüksiyonlarda dişli çarktaki ağırlık azalması kadar dişli çarkların diş boyu uzunluğu artırılarak profillerindeki aşınma azaltılabilir.
- Dişli çarktaki ağırlık azalması kadar dişli çarkın diş boyu artırılarak dişli çarklardaki gerilme analizleri tekrar incelenebilir.
- En uygun gövde modeline sahip kademeli ve altı daire delikli dişli modelinin boyut optimizasyonu yapılarak optimum kademe derinliği, daire sayısı ve daire çapları tespit edilerek boyut optimizasyonu yapılmış olan dişli çarkın gerilme davranışları incelenebilir.
- Bu çalışmada normal kuvvet (F_n) tasarlanan farklı gövde geometrilerine sahip düz dişli çark modellerinde diş başına uygulanmış ve buna göre gerilme analizleri yapılmıştır. Normal kuvvet düz dişli çark modellerinde bölüm dairesine ve diş dibine uygulanarak gerilme analizleri incelenebilir.
- Daha farklı geometrilere sahip gövde modelleri için dişli çarkın gerilme davranışları da incelenebilir.
- Tasarlanan gövde modellerinin gerilme analizleri ANSYS, ABAQUS vb. programlar kullanılarak farklı yükleme şartları için de yapılabilir.



KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Vedmar, L. and Anderson, A., (2003). A method to determine dynamic loads on spur gear teeth and on bearings, *Journal of Sound and Vibration*, 267, 1065-1084.
2. Aslantaş, K. and Taşgetiren, S., (2004). A study of spur gear pitting formation and life prediction, *Wear*, 257, 1167-1175.
3. Litvin, F.L., Lian Q., and Kapelevich, A.L., (2000). Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 188, 363-390.
4. Çelik, M., (1999). Comprasion of three teeth and whole body models in spur gear analysis, *Mechanism and Machine Theory*, 34, 1227-1235.
5. Kramberger, J., Sraml, M., Glodez, S., Flasker, J., and Potrc, I., (2004). Computational model for the analysis of bending fatigue in gears, *Computers and Structures*, 82, 2261-2269.
6. Song, J.H. and Im, Y.T., (2004). Development of a computer-aided-design system of cold forward extrusion of a spur gear, *Journal of Materials Processing Technology*, 153-154, 821-828.
7. Zhang, J.J., Esat I.I., and Shi, Y.H., (1999). Load analysis with varying mesh stiffness, *Computers and Structures*, 70, 273-280.
8. Kapelevich, A., (2000). Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 35, 117-130.
9. Akkurt. M., (1997). *Makina Elemanları Cilt II*. Birsen Yayınevi. İstanbul.
10. Özek, F., (2007). Optimum ağırlıklı düz dişli çark tasarımı ve gerilme analizi, *Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi*, 128 s., Elazığ.