

VİDA-SOMUN MEKANİZMALARININ DİKEY TAŞIMA PLATFORMLARINDA KULLANIMINA YÖNELİK TASARIM PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ

Oral Bilici*

Ren Dizaın Teknoloji,
Antalya
oralbilici@hotmail.com

Hakan Ersoy

Doç. Dr.,
Akdeniz Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, Antalya
hakanersoy@akdeniz.edu.tr

ÖZ

Bu çalışmada, vida somun mekanizmasının tasarım parametreleri incelenmiş ve dikey taşıma platformlarında kullanımından kaynaklanan problemlere yönelik çalışmalar yapılmıştır. Vida somun mekanizması tasarım parametrelerinin birbirlerinden nasıl etkilendiği incelenmiştir. Bu amaçla, tasarım parametrelerini belirleyen denklemler bilgisayar ortamına aktarılarak varyasyonlar oluşturulmuştur.

Piyasada kullanılmakta olan bir ürüne ait tahrik sisteminin vida somun mekanizması bilgisayar ortamında modellenmiştir. Model üzerine referans yükler verilerek sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapılmıştır. Statik ve değişken zamanlı analiz yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Analiz sonuçlarıyla denklemlerden elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır. Elde edilen grafiklere dayanarak bu prensipte çalışan sistemler için iyileştirme tavsiyeleri verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Vida somun mekanizması, somun tahrikli sistemler, vidalı mil hareket sistemi, dikey engelli platformları, dikey taşıma

EXAMINATION OF THE DESIGN PARAMETERS FOR THE USE OF SCREW-NUT MECHANISM IN VERTICAL LIFT PLATFORM

ABSTRACT

This study investigates the design parameters of the screw and nut mechanisms have been studied to address problems arising from the use of vertical transport platform. Screw nut mechanism modelling parameters has been examined how they influenced each other. For this purpose, the design parameters defining equations transferred to a computer program and variations were generated.

A drive system's screw nut mechanisms which is being used in the market are modelled with computer aided program. Finite element analysis was conducted on the model given reference loads. Static and transient analysis was performed. The results obtained from equations and analysis was evaluated. It is given recommendations for improvement for this type of systems from different perspectives, based on resulting chart.

Keywords: Screw nut mechanism, nut drive systems, ball screw movement systems, vertical disabled systems, vertical carrying platforms

* İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 19.03.2016
Kabul tarihi : 17.10.2016

Bilici, O., Ersoy, H. 2016. "Vida-Somun Mekanizmalarının Dikey Taşıma Platformlarında Kullanımına Yönelik Tasarım Parametrelerinin İncelenmesi." Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 680, s. 59-71.

1. GİRİŞ

Vida somun mekanizmasının tarihi çok eskilere dayanmaktadır. Günümüzde de çevremize baktığımızda en çok görebileceğimiz mekanizmalar arasında yer almaktadır. Tahrik sistemlerinin, elektromanyetik alan dolayısıyla dairesel hareket çıkışı vermesi ve bu hareketin doğrusal harekete çevrilme ihtiyacı, verilen önemi arttıran etkenlerden biridir. Gelişen teknoloji dolayısıyla, kalıp, döküm, otomotiv, havacılık ve uzay sanayisinin, mekanizmaya olan talepleri de oldukça artmıştır.

Otoblokaja sahip bir mekanizma olduğundan ve tersinir olmayan bir hareket sağlayabildiğinden sanayide çokça tercih edilmektedir. İnsan ve yük taşıyan sistemler için alternatiflerine göre daha güvenli olarak değerlendirilmektedir.

Vidalı sistemler son yıllarda özellikle engelli platformları, üst geçide merdivensiz ulaşım ve villa tipi yapılarda kullanım alanı bulmuştur. Kısa mesafeli asansörlerde önemli bir yer edinmeye başlayan vidalı sistemlere uygun vida somun parametrelerinin belirlenmesi, sistemin hafiflik ve maliyet açısından tasarımı yapılırken çalışma esnasında karşılaşılan titreşimlerin kontrol altına alınması gerekmektedir. Mekanizmanın düşük seyir mesafelerinde doğrusal hareket eldesi için kullanımı 5378 sayılı Engelliler Kanunu, 12.04.2011'de kabul edilen TS EN81-41:2010 Standardı ve 2006/18 sayılı Başbakanlık Genelgesi ile günümüzde ayrı bir önem kazanmış ve bu vesileyle kendi piyasasını yaratmıştır.

Ülkemizde ilgili standartlara uygun bir şekilde montajı yapılan engelli sistemlerinin tamamı yurt dışından temin edilmektedir. Benzer sistemlerde -bu mekanizmadaki otoblokajın yerine- kullanılan güvenlik sistemlerinin maliyetli olması ticari kaygılar dolayısıyla mekanizmaya ilgiyi arttırmıştır. Yerli üretimin, akademik çalışmalarla geliştirilen, ileri teknoloji ile donatılmış ithal ürünlerle rekabet gücü istenilen düzeyde değildir. Montajı yapılmış örnek bir engelli platformunun vida somun mekanizmasının iyileştirilmesi, deformasyon ve titreşim problemlerine akademik açıdan çözüm bulunması mümkündür. Dikey taşıma sistemlerinde ortaya çıkacak ek eğilme momentinin sisteme etkisinin en aza indirilmesi ile sistemin veriminin iyileştirilmesi ve konforunun artırılması öngörülmektedir.

Son yıllarda gittikçe artan bir ihtiyaç da takım tezgâhlarındaki hız, hassasiyet ve verimliliklerdir. Bu durum, vidalı milleri de ön plana çıkarmıştır. Vidalı millerdeki titreşim problemlerinin çözümü için birçok araştırma yapılmış ve temas yüzeyleri arasındaki kinematik ilişki çözümlenmeye çalışılmıştır. Bu çözümlenmeler için farklı yaklaşımlar mevcuttur.

Söz edilen yaklaşımlardan pratik olanları, yay kütle sistemi şeklinde incelemeyi tercih etmişken, bazıları da tamamen sonlu elemanlar yöntemiyle model oluşturmayı tercih etmiş-

tir. Söz gelimi Chen [1], kütle yay sistemini tercih etmiş olup bu model eksenal hareketi, burulma hareketini ve mesnetlerdeki yalpalamayı açıklamaktadır. Bu çalışmada, kızak salınımının pozisyon doğruluğuna etkisinin hatırı sayılır olduğu belirtilmiştir. Kütle yay sistemini irdeleyen benzer çalışmalar Kim, Yang, Lee ve Poignet tarafından da sunulmuştur [2-4].

Van Brussel ve Schafers birbirinden bağımsız yaptıkları çalışmalarda [5-6], bilyalı vidalı mil hareket sistemini de içine alan 3 eksenli bir freze tezgâhını sonlu elemanlarla modellemiş ve modelin yüksek hızlı tezgâhların kontrolü ve tasarımında kullanılabileceğini göstermiştir.

Vidalı mil sistemini tamamen sonlu elemanlarla ve ayrı kütleli olarak incelemenin avantaj ve dezavantajları vardır. Ayrı kütleli modeller, daha az serbestlik derecesi içerdiği için daha basittir. Ancak tablanın vidalı mil boyunca hareketi gibi çeşitli hareket dinamiklerini açıklayamaz. Bu sebeple, araştırmacılar hibrit modellere başvurmuştur. Bu modellerde vidalı milin ataleti ve rijitliği yayılı halde, diğer parçalar ise kütle yay sistemiyle ifade edilmiştir. Bu yaklaşımlardan birisi Pislari tarafından yapılmıştır [7]. Ancak bu çalışma, dinamik değişimleri ifade etmekten acizdir. Çünkü vidalı mil parametrelerinin değerleri somunun bir pozisyonu için elde edilmiştir. Bu sorunu Varanasi ve Nayfeh, vidalı mili üniform kiriş olarak hesaplayarak çözmüştür [8]. Alternatif kiriş formüllerini kullanarak hibrit sistemin çeşitli aşamaları birçok araştırmacı tarafından irdelenmiştir [9, 10, 11, 12, 13]. Çünkü bu durum, kiriş eşitliklerini kullanmaktan daha pratiktir.

Vidalı mil ile somun temas yüzeyini, oluşan titreşimleri, hareket iletimini ve milden platforma giden kuvvetleri anlayabilmek için önem arz etmektedir. Bunun sonucu olarak vida ile somun arasındaki bağıntının dinamiğini kavramak için de birçok bağımsız çalışma yapılmıştır [14, 15].

Çalışmanın temel amacı, vida somun mekanizmasının, dikey taşıma platformlarındaki mevcut kullanımının akademik bilgi ve bilgisayar programlarıyla iyileştirilmesini sağlayacak verileri ortaya koymak, hızın artırılmasıyla kontrolden çıkan titreşim problemini en aza indirmek için tavsiyelerde bulunmak, verim kayıplarını değerlendirerek enerji sarfiyatını ve malzeme değişim sürelerini kısaltmak için çıkarımlarda bulunmaktır.

Ülkemizde dikey engelli platformlarına yönelik yönetmeliklerin yabancı dilden çevirisi sanayiye uzak kurumlar tarafından yapılmakta ve ülkemiz şartlarıyla uygun olmayan ifadelerin resmi şartnamelere girdiğine şahit olunmaktadır. Yönetmeliklerin yetersiz ve anlaşılabilirlikten uzak olması, haksız rekabete sebep olduğu gibi, yeterli güvenlik önlemleri alınmamış ürünlerin piyasaya denetimsizce yayılması insan hayatını da tehlikeye atmaktadır. Çalışmanın amaçlarından biri de standartlardaki kıstasların değerlendirilmesine katkıda bulunabilmektir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Verimi doğrudan ve dolaylı etkileyen tasarım ölçütlerinin incelenmesi önemlidir. Tasarım ölçütlerinin çalışmaya yansıtılabilmesi için bilinen formüllerden yola çıkılarak, vida helisinin istenildiği gibi değiştirilerek, diğer parametrelerin incelenmesini sağlayacak blok diyagramlar oluşturulmuştur. Blok diyagramlarının oluşturulması istenilen niteliklerdeki platformun nihai çıktılarını henüz tasarım aşamasındayken netleştirmekte yardımcı olacaktır. Bu sayede, kendi içinde dallara ayrılan, vida somun mekanizmasının hesaplama yöntemleri ile her durum için diyagramlardaki parametreleri değiştirmek suretiyle sonuca ulaşılması hedeflenmiştir.

2.1 Blok Diyagramların Oluşturulması

Blok diyagramlar, girdileri değiştirerek istediğimiz çıktıları almamızı kolaylaştırmakta ve grafiğe dökmemiz için çeşitli verileri istenilen şekilde sıralayabilmektedir.

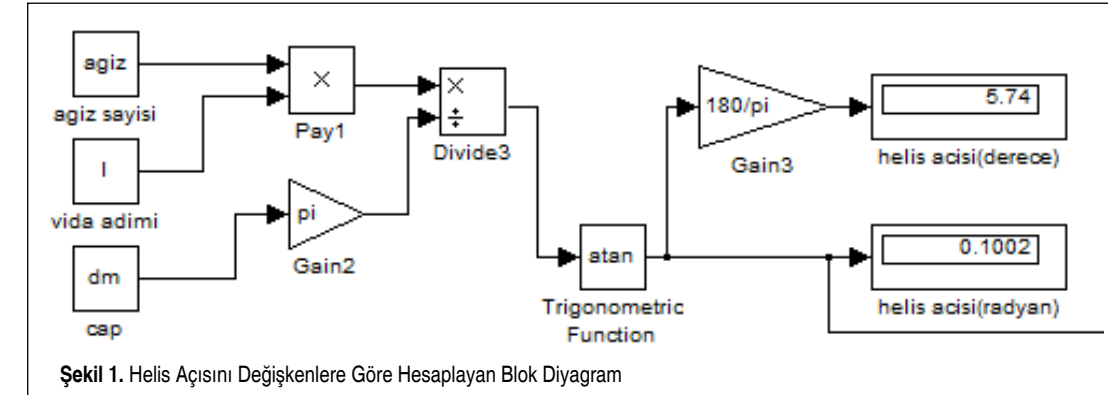
Sürtünmeler ve ağız sayısı gibi parametrelerin sabit kabul edilmesi ile elde edilen değerlerden faydalanarak görseller oluşturulmuştur. Helis açısı, mil çapı ve yük değişimlerinin, kaldırma momenti, mil gövdesinde oluşan kayma ve tek dişte oluşan sigma dış gerilmeleri üzerindeki etkisini görmemizi sağlayacak bir blok diyagram oluşturulmuştur.

Elde edilen değerlerde değişken parametreler belirlenirken, sürtünme katsayısı ve ağız sayısı sabit kabul edilmiştir. 2 ağızlı vidalarda helis açısı parametresi vida adımına bağlı olarak değiştirilmiştir.

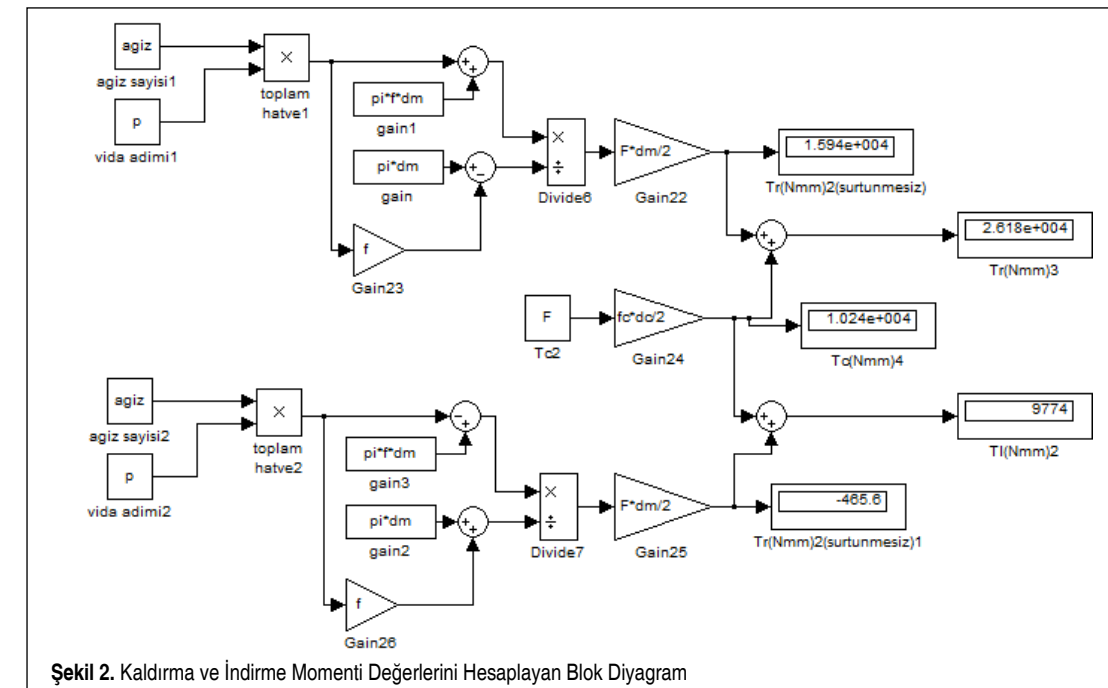
Helis açısının bağlı olduğu parametrelerin girdi olarak tanımlandığı ve sonucunda radyan ve derece birimlerinde çıktı veren blok diyagram, Şekil 1'de görüldüğü gibi oluşturulmuştur.

Ağız sayısı vida adımına bağlanarak toplam hatve oluşturulmuştur. Bu sayede, diyagram ağız sayısının artırılması denemelerine uygun hale getirilmiştir.

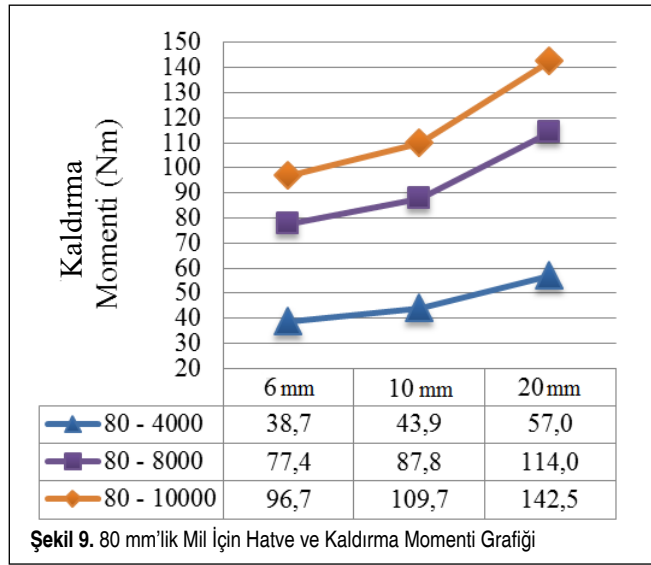
Değiştirilen parametrelerdeki kaldırma ve indirme moment-



Şekil 1. Helis Açısını Değişkenlere Göre Hesaplayan Blok Diyagram



Şekil 2. Kaldırma ve İndirme Momenti Değerlerini Hesaplayan Blok Diyagram



duruma sebep olan etkenlerden biri de sürtünen yüzey alanının artmasıdır.

Şekil 6'da, farklı yük ve çapların vida adımının değişimiyle değişen platformu yukarı yönde harekete geçirebilmek için gerekli olan moment değerleri gösterilmektedir. Hatvenin artması da helis açısını dolaylı olarak arttırdığı için gerekli döndürme momentini arttırmaktadır. Helis açısının artması, dikey yükü arttırmakta ve vida temas yüzeyine gelen birim yükü azaltmaktadır. Farklı çaplardaki vidalar için elde edilen sonuçlar, tablolar halinde Ek B'de bulunmaktadır. 40 mm'lik vida için Tablo 1, 60 mm'lik vida için Tablo 2, 80 mm'lik vida için Tablo 3'te, grafiklerde bulunan değerler detaylıca incelenebilir.

Yük sabit olarak değerlendirildiğinde, aynı hatve değerine sahip millerde, gerekli kaldırma momenti artış farklarına dikkat edildiğinde, küçük çaptan büyük çapa geçerken artış farkının katlandığı görülmektedir. Söz gelimi, aynı hatvedeki 10000N'luk değerler referans alındığında, 40 mm'lik mil'den 60 mm'lik mile geçişte ~9 Nm fark oluşurken, 60'lık milden 80'e geçişte ~26,5 Nm fark gözlenmektedir. Çaptaki artışın kaldırma momenti farkını nasıl katladığı görülmektedir (Şekil 7, 8, 9).

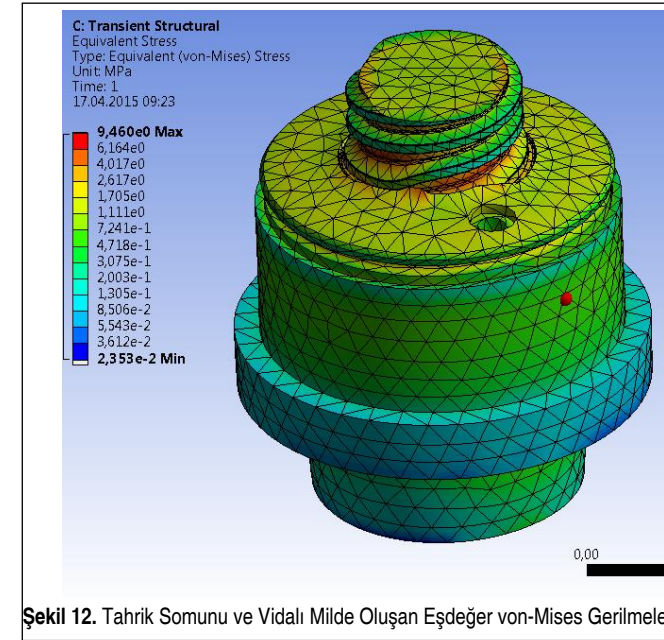
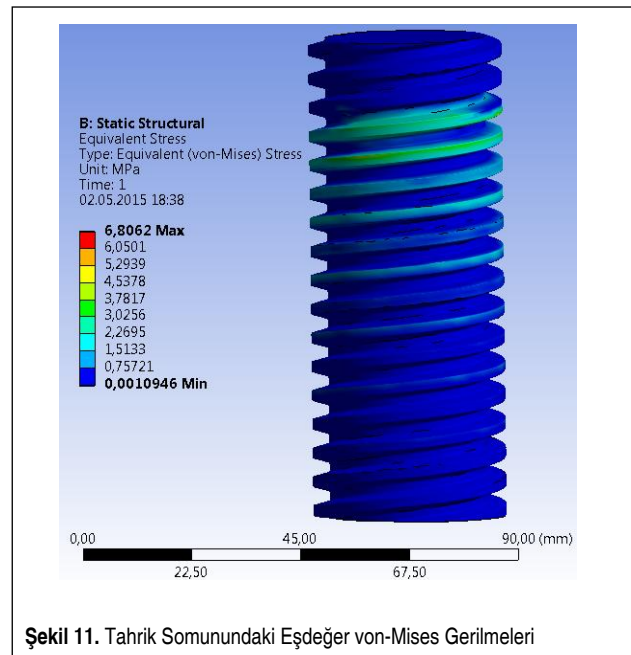
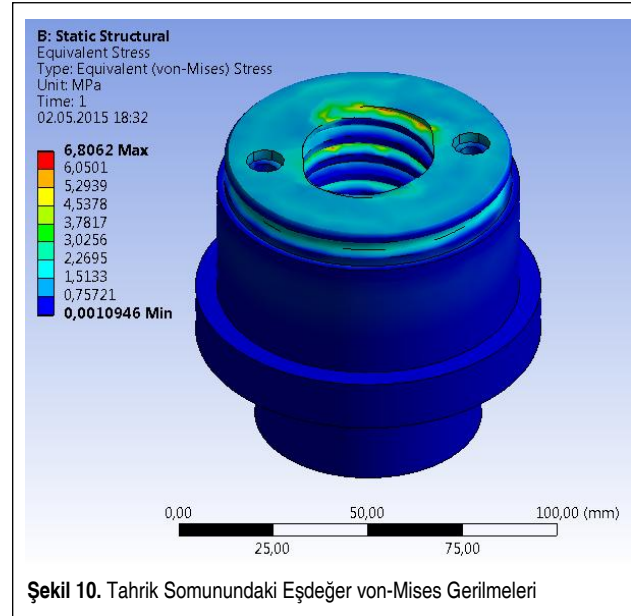
Gerekli kaldırma momenti artış farkları hatve değişimiyle, 40'lık milde 6 mm'den 10 mm'ye geçişte %17, 10 mm'den 20mm'ye geçişte %31'dir. 60'lık milde 6mm'den 10mm'ye geçişte %15, 10 mm'den 20 mm'ye geçişte %28'dir. 80'lik milde 6 mm'den 10 mm'ye geçişte %11, 10 mm'den 20 mm'ye geçişte %23'tür (Şekil 7, 8, 9).

Çap değişimiyle incelediğimizde 10000N'luk değerleri 6 mm hatve referans alarak, 40 mm'lik çaptan 60 mm'lik çapa geçişte kaldırma momenti %13 artarken, 60 mm'lik çaptan 80 mm'lik çapa geçerken %23'lük bir artış göstermektedir. Bu durum, mil çapının artırılmasının titreşim tokluğuna olumlu etkisinin,

motor gücüne ve elektrik sarfiyatına olumsuz etkisine sebep olduğunu ortaya koymaktadır. Dolayısıyla, olabilecek en küçük mil çapında kurulan sistemler aynı yükü kaldırırken, daha küçük motora sahip olup daha düşük elektrik sarfiyatına aynı işi daha yüksek enerji verimliliğiyle yapabilir. Mil çapının azalmasının narinliği arttıracak, dolayısıyla titreşim problemini arttıracak da ayrıca değerlendirmek gerekmektedir.

3.2 Sonlu Elemanlar Analizi Çıktıları

60 mm diş üstü çapındaki 2 ağızlı mile, uygulama koşullarında etkiyen 4000N'luk dikey yükün etkileri Şekil 10'da görülmektedir.



Somun üzerindeki gerilmelerin, diş profilinin başladığı bölgede biriktiği ve diş diplerinde yoğunlaştığı gözlenmektedir. Analiz sonuçları değerlendirilirken, tek bir düğüm noktasında aşırı gerilmelerin oluşup oluşmadığına dikkat edilmiştir.

Sonuçların incelenmesi sırasında, vidanın girintili bir yapıya sahip olması, dolayısıyla birkaç nod üzerinde aşırı bir gerilimin yığılmasının olması, sonucun istenmeyecek şekilde iraksamasına neden olabilir. Gerilim yığılmaları dikkatle kontrol edilmelidir.

Şekil 11'den, somun üzerindeki eşdeğer gerilmelerin somun temasının olduğu ilk 3-4 dişe kademeli olarak yayıldığı anlaşılmaktadır. Vida iki ağızlı olduğu için en fazla yükü taşıyan ilk iki helis aşlında sıkma vidalarındaki ilk diş gibi düşünülebilir. Bu durum, sıkma vidalarında ilk 3 dişin toplam yükün yaklaşık %80'ini taşıdığı kuralını doğrular niteliktedir.

Yapılan zamana bağlı analizdeki sonucun statik analizdeki sonuçtan çok farklılaşmadığı ancak yükün arttığı gözlenmiştir.

4. SONUÇ

Formüllerin Matlab'a aktarılması ile elde edilen farklı parametrelere ait aritmetik sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlar Ek-B Tablo 1, Tablo 2 ve Tablo 3'te görülebilir. Farklı vida parametreleriyle yapılan sonlu elemanlar analizleri ile elde edilen sonuçlarda diş dibi gerilmeleri karşılaştırılmıştır. Bu gerilme değerlerinin blok diyagramlardan elde edilen sonuçlar ile tutarlı olduğu gözlenmiştir. Tanımlanan mil somun parametrelerinin girdi olarak verilmesiyle elde edilecek diş gerilmelerine ulaşılması sağlanmıştır. Kapalı devre otomatik kontrol bloğunun diyagrama adapte edilmesi ile talep edilen

değişken koşullar ve yükler için gerekli optimum vida somun parametrelerine ulaşmak mümkündür.

Sonlu elemanlar analizinin sonucunda, toplamda 7. dişin hiç yük taşımadığı gözlenmiştir. Bu durum, ideal somun boyu için bir fikir vermektedir.

İdeal sonuçlar için yapılacak çalışmalarda somun ve vida malzemesinin çalışma koşullarındaki sürtünme katsayısı deneysel olarak ortaya konulabilir. Hızın artmasıyla gerilme değerinin düşmesi aritmetik hesaplarda olduğu gibi, yapılan analizde ve blok diyagramlardan elde edilen sonuçlarda gözlenmiştir.

Mevcut üründe somun dişlerinin gerilme değeri akma dayanımından yaklaşık 12 kat daha düşük olduğu için somun malzemesi için çok çeşitli malzemeler düşünülebilir. Somuna gelen yüklerin aşırı olmaması sebebiyle, bronz yerine mühendislik plastiklerinin kullanımı araştırılmalıdır. Zira günümüzde katı yağ, sıvı yağ ve hatta grafit emdirilmiş döküm poliamid çeşitleri (kestlub, kestoil, kestamid-GRF vb.) sürtünerek çalışan metallerin yerini hızla almaktadır.

Trapez vidadan kare vidaya doğru α değişirken en uygun değer, standartlaştırılmış bir imal yönteminde, farklı trapez açılarının titreşime etkisi ancak ampirik olarak elde edilebilir. Diş dibindeki kalınlığın trapez vidada kare vidaya göre daha kalın bir çelik tabakasının olması, kare vidaya göre belli şartlarda titreşim mukavemetinin daha yüksek olabileceğinin de göstergesidir.

Kare vidalara göre trapez vidalar, somun yükünü diş yüzeyine daha iyi yayacağı için konstrüktif olarak daha verimli olduğu söylenebilir. Kaldı ki kare dişin bir standardı yok iken üçgen (DIN13/30), Whitworth (DIN11), Trapez (DIN103-DIN378-DIN379), Testere (DIN513) profiller için çeşitli standartlar belirlenmiştir. Ayrıca kare vidadaki çentik etkisi faktörü trapez vidaya göre daha tehlikeli olduğu için, çalışma esnasında sürekli titreşime maruz kalan konstrüksiyonlarda ayrıca dikkat edilmelidir.

Vidalı millerde otoblokajın olmaması, dikey yük taşıma platformlarında kullanım cazibesini kaybetmesine sebep olsa da hareket başlangıç ve bitiş anlarında motorun hareketinin sonlanmasıyla çalışacak bir fren mekanizması ile ya da motorun durma anındaki tutma torku ile yapılacak bir hesaplama doğrultusunda bu tarz sistemlerdeki fren problemi ortadan kaldırılabilir. Fakat bu durum, dikey taşıma sistemlerinde vida somun mekanizmasının kullanımının önemli nedenlerinden biri de fazladan bir fren mekanizması ihtiyacını ortadan kaldırması olduğu için tercih edilmemektedir. Bu tercihin yapılması yerine kendinden frenli motorlar da kullanılabilir. Engelli standardında, normalde kapalı ve frenin elle devre dışı bira-

kılabildiği tahrik sistemlerine izin verilmiştir. Öyle ki elektrik kesintisinde otomatik olarak motor freni kapanacaktır.

Yük, hareket halindeyken sürtünme kaynaklı yukarı doğru bir burkulma kuvveti oluşmaktadır. Bu kuvvet, titreşimi oluşturan dengesiz yüke sebebiyet vermektedir. Dengesiz yükler, titreşim formüllerinin mekanizmaya uygulanmasını mümkün hale getirmektedir. Vidalı mekanizmada çıkılan yüksek hızlar için tek hızlı motor yerine diferansiyel değişkenli motor kullanılmalıdır. Bu sayede, ilk andan maksimum hıza geçişlerde ve duruşmada hissedilen ivme azalacak, aşınma sorunu azalacak ve ürün konforu arttırılabilecektir.

Mil üzerindeki vidanın ayrı bir yüzey sertleştirme işlemine tabi tutulması maliyetli olacağından daha iyi mukavemet, daha düzgün yüzey pürüzlülüğü, dolayısıyla daha iyi sürtünme katsayısı elde edilmesi için dişlerin ovalama ile açılması tercih edilmelidir.

Somun ile vidalı mil arasında yağ filmi oluşturma şartlarının incelenmesiyle somun malzemesi seçimi daha doğru yapılabilir. Analizde, dönmeye karşılık öteleme hareketinin tanımlanması için farklı yaklaşımlar deneyerek kıyaslanabilir ve blok diyagramlarla kontrolü sağlanabilir.

KAYNAKÇA

1. **Chen, J. S., Huang, Y. K., Cheng, C. C.** 2004. "Mechanical Model and Contouring Analysis of High-Speed Ball-Screw Drive Systems with Compliance Effect," International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 24, p. 241-250.
2. **Kim, M. S., Chung, S. C.** 2006. "Integrated Design Methodology of Ball-Screw Driven Servomechanisms with Discrete Controllers. Part I: Modelling and Performance Analysis," Mechatronics, vol. 16, p. 491-502.
3. **Poignet, P., Gautier, M., Khalil, W.** 1999. "Modeling, Control and Simulation of High Speed Machine Tool Axis," Proceedings of IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 19-23 September 1999, p. 617-622, Atlanta, USA.
4. **Yang, T., Lin, C. S.** 2004. "Identifying the Stiffness and Damping Parameters of a Linear Servomechanism," Mechanics Based Design of Structures and Machines, vol. 32 (3), p. 283-304.
5. **Van Brussel, H., Sas, P., Istvan, N., De Fonseca, P., Van Den Braembussche, P.** 2001. "Towards a Mechatronic Compiler," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 6 (1), p. 90-105.
6. **Schafers, E., Denk, J., Hamann, J.** 2006. "Mechatronic Modeling and Analysis of Machine Tools," Proceedings of the

2nd International Conference on High Performance Cutting, 12-13 June 2006, p. 517-523, Vancouver, Canada.

7. **Pislaru, C., Ford, D. G., Holroyd, G.** 2004. "Hybrid Modelling and Simulation of a Computer Numerical Control Machine Tool Feed Drive," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, vol. 218, p. 111-120.
8. **Varanasi, K. K., Nayfeh, S. A.** 2004. "The Dynamics of Lead-Screw Drives: Low-Order Modeling and Experiments," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol. 126, p. 388-396.
9. **Whalley, R., Ebrahimi, M., Abdul-Ameer, A. A.** 2006. "Machine Tool Axis Dynamics," Proceedings of IMechE Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 220, p. 403-419.
10. **Argyris, J., De Donno, M., Litvin, F. L.** 2000. "Computer Program in Visual Basic Language for Simulation of Meshing and Contact of Gear Drives and its Application for Design of Worm Gear Drive," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 189, p. 595-612.
11. **Allotta, B., Angioli, F., Rinchi, M.** 2001. "Constraints Identification for Vibration Control of Time-Varying Boundary Conditions Systems," Proceedings of the 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 8-12 July 2001, p. 606-611, Como, Italy.
12. **Erkorkmaz, K., Kamalzadeh, A.** 2006. "High Bandwidth Control of Ball Screw Drives," Annals of the CIRP, vol. 55 (1), p. 393-398.
13. **Zhou, Y., Peng, F., Chen, J.** 2007. "Torsion Vibration Analysis of Lead-Screw Feed Drives with Changeable Table Position and Work-piece Mass," Proceedings of IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, 5-8 August 2007, p. 2194-2199, Harbin, China.
14. **Cuttino, J. F., Dow, T. A.** 1997. "Contact between Elastic Bodies with an Elliptic Contact Interface in Torsion," ASME Journal of Applied Mechanics, vol. 64, p. 144-148.
15. **Lin, M. C., Ravani, B., Velinsky, S. A.** 1994. "Kinematics of the Ball Screw Mechanism," ASME Journal of Mechanical Design, vol. 116, p. 849-855.
16. **Budynas, R., Nisbett, J.** 2010. Shingley's Mechanical Engineering Design, ISBN: 978-0-07-339820-4, Mcgraw Hill, New York, USA, Example 8-1, p. 419-421.
17. TSE-TS ISO 1122-2. 2006. Dişli Terimleri - Bölüm 2: Sonsuz Vida Dişli Geometrisi ile İlgili Tarifler (Definitions Related to Worm Gear Geometry).

EKLER

Ek A: Örnek Bir Problemin Açıklamalı Çözümü ile Matlab Simülink ile Hazırlanmış Blok Diyagramlar Üzerindeki Çözümü [16]

Problem:

Kare profil çift ağızlı bir güç vidasının en büyük çapı 32 mm ve hatvesi 4 mm'dir. Vida, dikey olarak yük kaldırmak için bir somunun tahrik edilmesi suretiyle kullanılmaktadır. Verilen diğer bilgiler şöyledir; $f = f_c = 0.08$, $d_c = 40$ mm ve vida başına $F = 6.4$ kN

- a) Yükü kaldırmak ve indirmek için gerekli olan torku bulunuz.
- b) Yükü kaldırma durumundaki verimi bulunuz.
- c) Mildeki gerilmeleri, basma ve burulma gerilmelerini bulunuz.
- d) Tek dişte oluşan eğilme gerilmesini bulunuz.
- e) Diş dibindeki von Mises gerilimini belirleyiniz.

Aritmetik çözüm:

$$a) \quad d_m = d - p / 2 = 32 - 4 / 2 = 30 \text{ mm}$$

$$l = p.n = 2(4) = 8 \text{ mm}$$

$$T_R = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - fl} \right) + \left(\frac{Ff_c d_c}{2} \right)$$

$$= \frac{6,4(30)}{2} \left[\frac{8 + \pi(0,08)(30)}{\pi(30) - 0,08(8)} \right] + \left[\frac{6,4(0,08)40}{2} \right]$$

$$= 15,94 + 10,24 = 26,18 \text{ Nm}$$

$$T_L = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m - 1}{\pi d_m + fl} \right) + \left(\frac{Ff_c d_c}{2} \right)$$

$$= \frac{6,4(30)}{2} \left[\frac{\pi(0,08)30 - 8}{\pi 30 + 0,08(8)} \right] + \left[\frac{6,4(0,08)(40)}{2} \right]$$

$$= -0.466 + 10.24 = 9,77 \text{ Nm}$$

b)

$$e = \frac{Fl}{2\pi T_R} = \frac{6,4(8)}{2\pi(26,18)} = 0,311$$

c)

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_d^3} = \frac{16(26,18)(10^3)}{\pi(28^3)} = 6,07 \text{ MPa}$$

$$\sigma = -\frac{4F}{\pi d_d^2} = -\frac{4(6,4)10^3}{\pi(28^2)} = -10,39 \text{ MPa}$$

d)

$$\sigma_t = \frac{6(0,38F)}{\pi d_d(1)p} = \frac{6(0,38)(6,4)(10^3)}{\pi(28)(1)4} = 41,5 \text{ MPa}$$

e)

$$\sigma_x = 41,5 \text{ MPa} \quad \tau_{xy} = 0$$

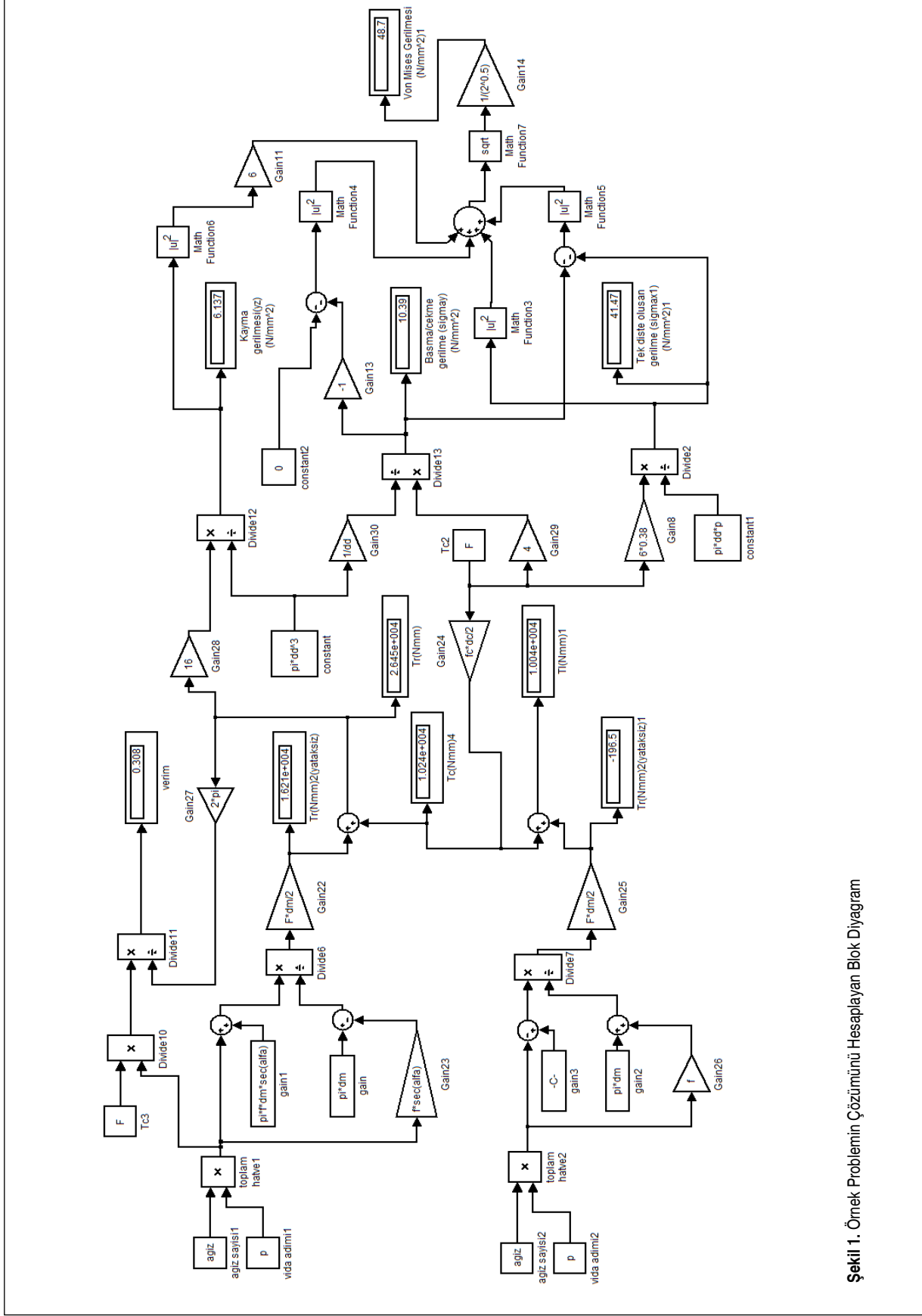
$$\sigma_y = -10,39 \text{ MPa} \quad \tau_{yz} = 6,07 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 0 \quad \tau_{zx} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ (41,5 - 0^2 + [0 - (-10,39)]^2) + \left[(-10,39 - 41,5)^2 + 6(6,07)^2 \right] \right\}^{1/2}$$

$$= 48,7 \text{ MPa}$$

Ek A



Şekil 1. Örnek Problemin Çözümünü Hesaplayan Blok Diyagramı

Ek B: Blok Diyagramlardan Elde Edilen Değerlerin Çizelgeleri

Ek B - Tablo 1. Blok Diyagramlardan 4000N için Elde Edilen Değerler

Ağız	Sürtünme Kuvveti (f)	Yük (F)	Diş Üstü Çapı (d)	Diş Dibi Çapı (d _f)	Bölüm Dairesi Çapı (d _m)	Vida Adımı (p)	Vida Dairesi Çapı (d _m)	Helis Açısı (λ)	Diş Dibi Çapı (d _f)	Verim (e)	Kaldırma Momenti (T _p)	Kaldırma Momenti (T _p)	Alçalma Momenti (T _L)	Kayma Gerilimi (τ _p)	Basma Çekme Gerilimi (σ _z)	Tek Dişte Oluşan Gerilme (σ _z)	Diş Dibi von Mises Gerilimi (σ _p)	750 d/d'de Hız	Oto Blokaj Durumu
-	-	N	mm	mm	mm	mm	mm	derece	mm	-	Nmm	Nmm	Nmm	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	m/s	-
2	0,09	4000	40	34	37	6	37	5,9	34	0,31	24330	24,3	8930	3,153	4,406	14,230	17,73	0,15	-
2	0,09	4000	40	34	37	10	37	9,8	34	0,43	29600	29,6	3920	3,835	4,406	8,538	13,19	0,25	-
2	0,09	4000	40	34	37	20	37	19,0	34	0,59	43050	43,1	-8340	5,579	4,406	4,269	12,24	0,50	-
2	0,09	4000	60	54	57	6	57	3,8	54	0,27	27910	27,9	12500	0,903	1,747	8,960	10,07	0,15	VAR
2	0,09	4000	60	54	57	10	57	6,4	54	0,38	33130	33,1	7452	1,071	1,747	5,376	6,09	0,25	-
2	0,09	4000	60	54	57	20	57	12,6	54	0,55	46360	46,4	-5005	1,499	1,747	2,688	4,66	0,50	-
2	0,09	4000	80	74	77	6	77	2,8	74	0,20	38700	38,7	23290	0,486	0,930	6,538	7,10	0,15	VAR
2	0,09	4000	80	74	77	10	77	4,7	74	0,29	43890	43,9	18220	0,552	0,930	3,923	4,56	0,25	VAR
2	0,09	4000	80	74	77	20	77	9,4	74	0,45	57020	57,0	5665	0,717	0,930	1,961	2,84	0,50	-

EK B - Tablo 2. Blok Diyagramlardan 8000N İçin Elde Edilen Değerler

Ağız	Sürtünme Kuvveti (f)	Yük (F)	Diş Üstü Çapı (σ)	Vida Adımı (p)	Bölüm Dairesi Çapı (d _m)	Helis Açısı (λ)	Diş Dibi Çapı (d _d)	Verim (e)	Kaldırma Momenti (T _p)	Kaldırma Momenti (T _r)	Alçalma Momenti (T _L)	Kayma Gerilimesi (τ _{yz})	Basma Çekme Gerilimesi (σ _z)	Tek Dişte Oluşan Gerilime (σ _x)	Diş Dibi von Mises Gerilimesi (σ _y)	750 d/d'de Hız	Oto Blokaj Durumu
-	-	N	mm	mm	mm	derece	mm	-	Nmm	Nmm	Nmm	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	m/s	
2	0,09	8000	40	6	37	5,9	34	0,31	48670	48,7	17860	6,306	8,811	28,460	35,46	0,15	-
2	0,09	8000	40	10	37	9,8	34	0,43	59190	59,2	7840	7,670	8,811	17,080	26,39	0,25	-
2	0,09	8000	40	20	37	19,0	34	0,59	86100	86,1	-16680	11,160	8,811	8,538	24,48	0,50	-
2	0,09	8000	60	6	57	3,8	54	0,27	55820	55,8	25010	1,805	3,493	17,920	20,14	0,15	VAR
2	0,09	8000	60	10	57	6,4	54	0,38	66250	66,3	14900	2,143	3,493	10,750	13,38	0,25	-
2	0,09	8000	60	20	57	12,6	54	0,55	92720	92,7	-10010	2,999	3,493	5,376	9,32	0,50	-
2	0,09	8000	80	6	77	2,8	74	0,20	77390	77,4	46590	0,973	1,860	13,080	14,20	0,15	VAR
2	0,09	8000	80	10	77	4,7	74	0,29	87780	87,8	36440	1,103	1,860	7,846	9,13	0,25	VAR
2	0,09	8000	80	20	77	9,4	74	0,45	114000	114,0	11330	1,433	1,860	3,923	5,68	0,50	-

EK B - Tablo 3. Blok Diyagramlardan 10000N İçin Elde Edilen Değerler

Ağız	Sürtünme Kuvveti (f)	Yük (F)	Diş Üstü Çapı (σ)	Vida Adımı (p)	Bölüm Dairesi Çapı (d _m)	Helis Açısı (λ)	Diş Dibi Çapı (d _d)	Verim (e)	Kaldırma Momenti (T _p)	Kaldırma Momenti (T _r)	Alçalma Momenti (T _L)	Kayma Gerilimesi (τ _{yz})	Basma Çekme Gerilimesi (σ _z)	Tek Dişte Oluşan Gerilime (σ _x)	Diş Dibi von Mises Gerilimesi (σ _y)	750 d/d'de Hız	Oto Blokaj Durumu
-	-	N	mm	mm	mm	derece	mm	-	Nmm	Nmm	Nmm	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	m/s	
2	0,09	10000	40	6	37	5,9	34	0,31	60830	60,8	22320	7,883	11,010	35,580	44,33	0,15	-
2	0,09	10000	40	10	37	9,8	34	0,43	73990	74,0	9801	9,588	11,010	21,350	32,98	0,25	-
2	0,09	10000	40	20	37	19,0	34	0,59	107600	107,6	-20850	13,950	11,010	10,670	30,60	0,50	-
2	0,09	10000	60	6	57	3,8	54	0,27	69770	69,8	31260	2,257	4,366	22,400	25,18	0,15	VAR
2	0,09	10000	60	10	57	6,4	54	0,38	82810	82,8	18630	2,679	4,366	13,440	16,73	0,25	-
2	0,09	10000	60	20	57	12,6	54	0,55	115900	115,9	-12510	3,748	4,366	6,720	11,65	0,50	-
2	0,09	10000	80	6	77	2,8	74	0,20	96740	96,7	58230	1,216	2,325	16,350	17,75	0,15	VAR
2	0,09	10000	80	10	77	4,7	74	0,29	109700	109,7	45550	1,379	2,325	9,807	11,41	0,25	VAR
2	0,09	10000	80	20	77	9,4	74	0,45	142500	142,5	14160	1,792	2,325	4,904	7,11	0,50	-