



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC



Damperli Bir Vites Değiştirme Mekanizmasının Mekanik Dzenlemesi ve Dinamik Analizleri

Mechanical Configuration and Dynamic Analysis of a Gear Shift Mechanism with Damper

Yazar(lar) (Author(s)): Halit KARABULUT¹, Regaip MENKÜÇ¹, Turgay ERGİN¹, Can ÇINAR^{1*}

ORCID¹: 000-0001-6211-5258

ORCID²: 0000-0002-2108-2418

ORCID³: 0000-0002-6396-1277

ORCID⁴: 0000-0001-6944-8864

To cite to this article: Karabulut H., Menküç R., Ergin T., Çınar C. “Damperli Bir Vites Değiştirme Mekanizmasının Mekanik Dzenlemesi ve Dinamik Analizleri”, *Journal of Polytechnic*, *(*) : *, (*).

Bu makaleye řu şekilde atıfta bulunabilirsiniz : Karabulut H., Menküç R., Ergin T., Çınar C. “Damperli Bir Vites Değiştirme Mekanizmasının Mekanik Dzenlemesi ve Dinamik Analizleri”, *Politeknik Dergisi*, *(*) : *, (*).

Eriřim linki (To link to this article): <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.1572491

Damperli Bir Vites Değişirme Mekanizmasının Mekanik Düzenlemesi ve Dinamik Analizleri

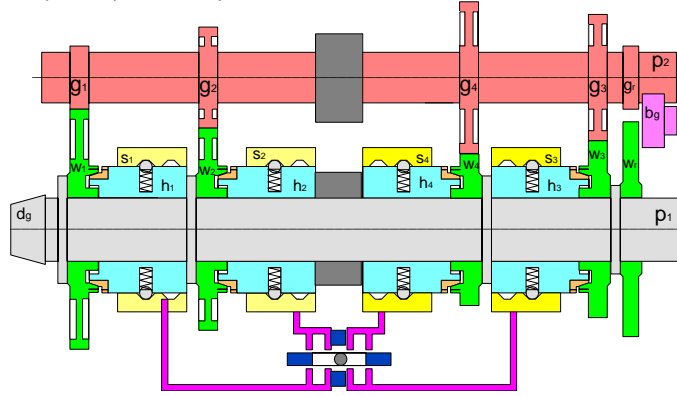
Mechanical Configuration and Dynamic Analysis of a Gear Shift Mechanism with Damper

Önemli noktalar (Highlights)

- ❖ Damperli bir senkronizasyon mekanizmasının matematik modeli ve boyutlandırılması yapılmıştır. (A mathematical model and dimensioning of a damperical synchronization mechanism were conducted.)
- ❖ Tasarlanan mekanizma mevcut çok sürtünme halkasına sahip senkronizasyon tertibatlarına alternatif olarak kullanılabilir. (The designed mechanism can be used as an alternative to existing synchronization devices with multiple friction rings.)

Grafik Özet (Graphical Abstract)

Şekilde görülen dört kademeli manuel bir vites kutusunun mekanik modeli oluşturularak vites değişimi dinamik açıdan incelenmiştir. / The mechanical model of a four-stage manually controlled gearbox shown in the figure was created and the gear change was analyzed dynamically.



Şekil. Vites kutusu diyagramı (Figure. Gearbox diagram)

Amaç (Aim)

Tasarlanan mekanizma ile mevcut vites mekanizmalarında kullanılmakta olan birden çok sürtünme halkasına sahip senkronizasyon tertibatlarına olan gereksinim ortadan kalkacaktır. / With the designed mechanism, the need for synchronization devices with multiple friction rings, which are used in gear mechanisms, could be eliminated.

Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Dört kademeli manuel bir vites kutusunun tasarımı ile bu vites kutusu için damperli bir senkronizasyon mekanizmasının matematik modeli ve boyutlandırılması yapılmıştır. (Design of a four-stage manual gearbox and the mathematical model and dimensioning of a damper synchronization mechanism were conducted.)

Özgünlük (Originality)

Mevcut vites mekanizmalarında kullanılan çoklu sürtünme halkalarına alternatif olarak damperli bir senkronizasyon mekanizması geliştirilmiştir. / A synchronization mechanism with damper was developed as an alternative to the multiple friction rings used in gear mechanisms.

Bulgular (Findings)

Tasarlanan mekanizmada 14000 Ns/m damper sabiti, 0.25-0.35 s sürtünme periyodu aralığında 4-4.5 Nm bir sürtünme torku ile sorunsuz vites değişimi sağlanabilmektedir. / In the designed mechanism, smooth gear shift could be achieved with a damper constant of 14000 Ns/m and a friction torque of 4-4.5 Nm in the friction period range of 0.25-0.35 s.

Sonuç (Conclusion)

Damper tatbik edilen tek sürtünme elemanlı senkronizasyon mekanizmalarının aynı sönümlenme kapasitesine sahip çok kavramalı mekanizmalara kıyasla daha basit yapıda olduğu, vites koluna uygulanan tork ve ivmenin vites geçiş pürüzlülüğüne etkisinin azaldığı görülmüştür. / It was observed that a single friction element synchronization mechanisms with a damper have simpler structure compared to the multi-clutch mechanisms with the same damping capacity, and the effect of the torque and acceleration applied to the lever on the smooth shifting is reduced.

Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The author(s) of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

Damperli Bir Vites Değiştirme Mekanizmasının Mekanik Düzenlemesi ve Dinamik Analizleri

Araştırma Makalesi / Research Article

Halit KARABULUT¹, Regaip MENKÜÇ¹, Turgay ERGİN¹, Can ÇINAR^{1*}

¹Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Türkiye
(Geliş/Received : 24.10.2024 ; Kabul/Accepted : 25.11.2024 ; Erken Görünüm/Early View : 10.12.2024)

ÖZ

Kara taşıtlarında motordan vites kutusuna aktarılan dönme hareketinin hızı ya da torku yol şartlarına göre farklı oranlarda değiştirilerek diferansiyele iletilmektedir. Dönme hareketinin hızını ya da torkunu değiştirmek gerektiğinde farklı dişli çarkların birbirine kenetlenmesi gerekmektedir. İki dişli çarkın birbirine kenetlenebilmesi için önce çevresel hızlarının eşitlenmesi gerekmektedir. Bu işlem senkronizasyon olarak adlandırılmakta olup senkronizasyon işini yapan mekanizmalara senkromeç denilmektedir. Senkromeçler kinetik enerjiyi sürtünme yolu ile ısıya dönüştürerek sürtünen parçalar arasındaki açısal hız farkını yok eden mekanik sistemlerdir. Bu çalışmada öncelikle dört ileri ve bir geri hız değişimi sağlayan bir vites kutusu mekanizmasının tasarımı yapılmıştır. Mekanizmada yarıçapı 36 mm olan tek halkalı bir senkronizasyon mekanizmasının kullanılması kararlaştırılmıştır. Böyle bir sürtünme halkasına maksimum değeri 300 N'dan daha fazla olan bir harmonik kuvvet fonksiyonunun uygulanması gerektiği belirlenmiştir. Bu kadar büyük bir kuvvet ancak damperli bir senkronizasyon mekanizması ile sağlanabilmektedir. Çalışmanın devamında damperli bir senkronizasyon mekanizmasının matematik modeli kurularak, gerçekçi verilere göre boyutlandırılması yapılmıştır. Boyutlandırma yapılırken grup dişinin hızının 2400 rpm'den 1263 rpm'e düşürüldüğü, yavaşlayan elemanların toplam kütle atalet momentinin 0.00508 kgm² olduğu ve birinci vitesten ikinci vitese geçiş yapıldığı kabul edilmiştir. Damper sabiti 14000 Ns/m olursa tasarlanan senkronizasyon mekanizması 4-4.5 Nm tork üreterek 0.25-0.35 s içerisinde vites değiştirme işini yapmaktadır. Tasarlanan mekanizmanın mevcut vites mekanizmalarında kullanılmakta olan birden çok sürtünme halkasına sahip senkronizasyon tertibatlarına ve bloklama halkası olarak adlandırılan tertibatlara olan gereksinimi yok edebileceği görülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Vites kutusu, Damperli senkromeç, Biyeli tetikleme düzeneği, Sürtünmeli kavrama, Bloklama halkası.

Mechanical Configuration and Dynamic Analysis of a Gear Shift Mechanism with Damper

ABSTRACT

In road vehicles, the speed or torque of the rotational motion transferred from the engine to the gearbox is changed at different rates according to road conditions and transmitted to the differential. When the speed or torque of the rotational motion is needed to change, different gears must be interlocked. In order to interlock two gears, their peripheral speeds must first be equalized. This process is called synchronization and the mechanisms that perform the synchronization are called synchronizers. Synchronizers are mechanical systems that eliminate the angular speed difference between the frictional components by converting kinetic energy into heat through friction. In this study, initially, the design of a gearbox mechanism providing four forward and one reverse speed changes was performed. It was decided to use a single-ring synchronization mechanism with a radius of 36 mm in the mechanism. It was determined that a harmonic force function with a peak value of more than 300 N should be applied to such a friction ring. Such a large force can only be provided by a synchronization mechanism with a damper. After that, a mathematical model of a damper synchronization mechanism was established and dimensions of synchronization mechanism were determined. During dimensioning, it was assumed that the speed of the counter shaft gear was reduced from 2400 rpm to 1263 rpm, the total mass moment of inertia of the decelerating elements was 0.00508 kgm² and the shift was made from the first to second gear. When the damping constant is taken to be 14000 Ns/m the designed synchronization mechanism can perform the gear shifting within 0.25-0.35 s by creating a friction torque of around 4 - 4.5 Nm. It is seen that the designed mechanism can eliminate the need for multi-ring synchronization mechanisms and blocking ring mechanisms used in existing gear mechanisms.

Keywords: Gearbox, Damper synchronization, Ball type detent mechanism, Frictional clutch, Blocking ring.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Bir enerji makinesinin ürettiği dönme hareketinin torkunun artırılabilmesi için bir dişli çark mekanizması ile dönme hareketinin hızının azaltılması gerekmektedir. Dönme hareketinin hızının bir dişli çark mekanizması ile artırılması durumunda ise tork azalmaktadır. Torku ya da hızı değiştirmek için kullanılan dişli çark

mekanizmalarına genel olarak redüktör denmektedir. Redüktör tabiri genellikle dönüştürücü anlamında kullanılmaktadır. Motorlu kara taşıtlarında kullanılan redüktörler vites kutusu olarak adlandırılmaktadır. Vites kutularında genel amaç hızı düşürmek ve torku artırmaktır. Bir vites kutusunda giriş milinin hızının çıkış milinin hızına oranına redüksiyon denmektedir. Hızın ya da torkun dönüşüm oranı doğrudan doğruya kullanılan

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : cancinar@gazi.edu.tr

dişli çarkların yarıçaplarının oranlarına bağlıdır. İleri vites redüktörleri genellikle iki dişliden oluşmaktadır. Birlikte çalışan iki dişli çarkın çevresel hızları eşit olmak zorundadır. Bu şart kullanılarak hızın redüksiyonu için $r_1\omega_1 = r_2\omega_2$ eşitliği yazılabilir. Birlikte çalışan iki dişli çarkın birbirine uyguladığı teğet diş kuvvetleri de eşit olmak zorundadır. Bu şarttan $r_1T_2 = r_2T_1$ şeklinde bir tork-yarıçap ilişkisi elde edilmektedir. Geri vites redüktörleri üç dişliden oluşmaktadır. Üç dişliden oluşan dişli çark mekanizmalarında ortadaki dişlinin tork ya da hızın redüksiyon miktarı üzerinde etkisi olmamakla birlikte çıkan hareketin yönü üzerinde etkisi mevcuttur.

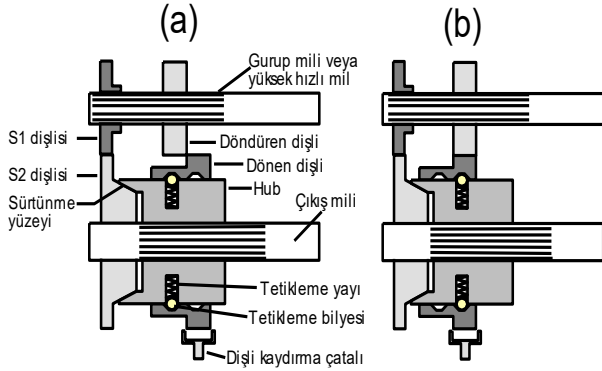
Kara taşıtlarında kullanılan vites kutularının görevi motordan gelen dönme hareketinin hızını değişen yol şartlarına göre dişli çarklar yardımı ile redüksiyona tabi tutarak çıkış miline vermektir. Vites kutularında bulunan mil sayısı tasarımdan tasarıma değişmekle birlikte dört ileri bir geri hız sağlayan vites kutularında asgari iki mil bulunmaktadır. Millerden birisi motora diğeri diferansiyele irtibatlıdır. Motora irtibatlı olan mil grup dişli mili ya da yüksek hız mili olarak, diğeri de çıkış mili ya da kamalı mil olarak adlandırılmaktadır. Birlikte çalışan iki redüksiyon dişlisinden birisi grup mili üzerinde, diğeri kamalı mil üzerinde yer almaktadır. Grup mili üzerinde yer alan dişli döndüren dişli, kamalı mil üzerinde yer alan dişli dönen dişli olarak adlandırılabilir. Döndüren dişli ile dönen dişlinin oluşturduğu ikili takıma redüksiyon takımı denebilir. Bir araçta kaç tane vites kademesi varsa o kadar redüksiyon takımı vardır. Vites değiştirmek demek bir redüksiyon takımının faaliyetini durdurarak diğer bir redüksiyon takımını faaliyete geçirmek demektir. Redüksiyon takımlarının faaliyetini durdurmak veya başlatmak için, kaçınılmaz olarak, dişlilerin birbirinden ayrılması ya da kenetlenmesi gerekmektedir. Birbirinden ayrılan veya kenetlenen dişliler iki ayrı mil üzerinde dönen dişliler olabildiği gibi aynı mil üzerinde ya da eş merkezli olarak dönen dişliler de olabilir. Dişlilerin birbirinden ayrılması önemli bir sorun olmamakla birlikte kenetlenmesi önemli bir sorundur. Kenetlenme esnasında vuku bulan çarpışma ve hasarlanmanın minimuma indirilebilmesi için kenetlenecek dişlilerin çevresel hızlarının eşitlenmesi yoluna gidilmektedir. Kenetlenecek olan dişlilerin çevresel hızlarını eşitlemek için geliştirilen sistemlere senkronizasyon mekanizması denmektedir. Endüstriyel olarak kullanılan senkronizasyon mekanizmalarının hepsi kinetik enerjiyi sürtünme yolu ile ısıya dönüştürerek hız eşitlemesini gerçekleştiren sistemlerdir. Senkronizasyon mekanizmaları genel olarak; sürtünme olayını gerçekleştiren konik yüzeyler, konik yüzeyleri birbirine doğru hareket ettiren kuvvetin zamana göre değişimini modelleyen bir tetikleme mekanizması, tetikleme mekanizmasının elemanlarını üzerinde taşıyan ve hub olarak adlandırılan bir yivli silindirik gövde, konik yüzeylerin arasına yerleştirilen bir sürtünme halkası ile kayıcı kovana (sleeve) olarak adlandırılan bir kuvvet iletme elemanından oluşmaktadır [1]. Disk şeklindeki düz yüzeyli kavramalarla karşılaştırıldığında,

konik yüzeyli kavramalar yapısı gereği daha yüksek bir basınç oluşturur. Bu durum daha yüksek bir sürtünme torkunun oluşması ile neticelenir [2]. Konik yüzeyin koniklik açısı 6-8 derece civarındadır [3,4]. Kayıcı kovana uygulanan itme kuvveti 50-100 N aralığında bir kuvvet iken konik yüzeyler arasındaki dik kuvvet 500-1000 N seviyesine çıkmaktadır. Yukarıda sayılan elemanlardan oluşan senkronizasyon mekanizmalarında sürtünme süresini sürücünün refleksleri belirlemektedir. Sürücünün aceleci hareket etmesi durumunda kenetlenecek dişlilerin çevresel hızları eşitlenmeden önce kavrama meydana gelmekte ve bu kavrama esnasında bir miktar hasar da oluşmaktadır. Bu olaya erken kavrama denmektedir. Erken kavramayı ortadan kaldırmak için modern senkronizasyon mekanizmalarına bloklama düzeneği olarak adlandırılan bir düzenek daha ilave edilmiştir [5]. Bloklama düzeneği olan senkronizasyon mekanizmalarında sürtünme halkasının çevresine blokaj dişleri donatılmaktadır. Blokaj dişlerinin erken kenetlenmeyi önlemek için yapacağı manevrayı kenetlenecek olan dişliler arasındaki hız farkı yönetmektedir [2].

Senkronizasyon mekanizmalarının hepsi sürtünme esasına göre çalışmakla birlikte farklı merkezli dişlilerin kenetlenmesi için kullanılan senkronizasyon mekanizmaları ile eş merkezli dişlilerin kenetlenmesi için kullanılan senkronizasyon mekanizmaları yapı olarak farklılık göstermektedir. Gerek farklı miller üzerinde çalışan dişlilerin kenetlenmesinde, gerek eş merkezli dişlilerin kenetlenmesinde kullanılan senkronizasyon mekanizmaları kendi içinde farklı tiplere de ayrılmaktadır. Yazmada ve telaffuzda kolaylık olması için farklı miller üzerinde bulunan dişlileri ayrı merkezli dişliler olarak adlandırmak faydalı görülmektedir.

Şekil 1'de ayrı merkezli dişlileri kavramada kullanılan bir senkronizasyon mekanizması çeşidi görülmektedir. Şekil 1-(a) da döndüren ve dönen dişlilerin kenetlenmemiş hali, Şekil 1-(b) de döndüren ve dönen dişlilerin kenetlenmiş hali görülmektedir. Bu mekanizmada döndüren dişli yüksek hızlı mil üzerinde mil ile birlikte dönmektedir. Şekilde görüldüğü üzere dönen dişli hub olarak adlandırılan ve üzerinde yivler bulunan parçaya yivli geçme olarak takılmıştır ve hub üzerinde eksenel doğrultuda kayabilmektedir. Ayrıca dönen dişlinin huba geçirilen yüzeyinde tetikleme bilyelerini itmek için yapılmış kam profilleri bulunmaktadır. Hubun iç tarafında da yivler bulunmaktadır ve kamalı mile yivli geçme olarak takılmıştır. Kamalı mil tabiri geçmişte yivli mil anlamında kullanılmıştır. Şekil 1'de görüldüğü üzere bu mekanizmada S_1 ve S_2 olarak adlandırılan iki adet yardımcı dişli bulunmaktadır. Daimi irtibatlı olan bu dişlilerin tork taşıma kapasitesi düşük olup senkronizasyon mekanizmasının yarattığı sürtünme kuvvetinin torkunu taşıyacak kadar bir kapasiteye sahiptirler. S_1 dişlisinin grup mili üzerinde dönme veya kayma serbestliği yoktur. S_2 dişlisinin kamalı mil üzerinde kayma serbestliği yok fakat dönme serbestliği

vardır. Bu yardımcı dişlilerin redüksiyon oranı döndüren ve dönen dişlilerin redüksiyon oranı ile aynıdır.

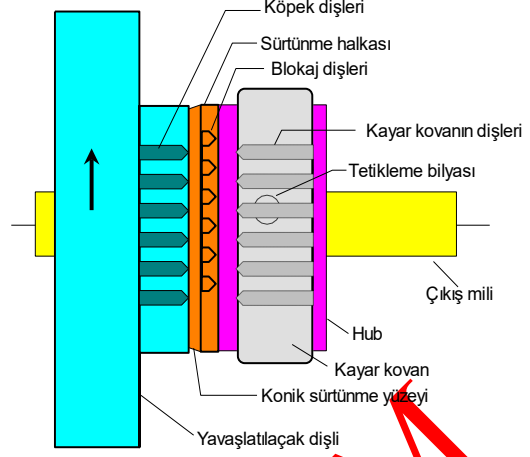


Şekil 1. Ayrık merkezli dişlileri kenetlemek için uygulanabilir bir senkronizasyon mekanizması (A feasible synchronization mechanism to engage different centered gears)

Bu sebeple sürtünme sürecinde dönen dişlinin çevresel hızı döndüren dişlinin çevresel hızına eşitlenmektedir. Şekil 1'den görüldüğü üzere dönen dişlinin huba kenetlenen iç yüzeyinde bulunan kam profili iki adet girinti ve bir adet çıkıntıdan oluşmaktadır. Bu kam profili tetikleme bilyesine hareket vermenin yanı sıra dönen ve döndüren dişlilerin birbirine kilitlenmesini de sağlamaktadır. Tetikleme bilyesi sağdaki girintide olduğu sürece dönen ve döndüren dişliler birbirine kenetli, soldaki girintide olduğu sürece birbirinden ayrılmaktadır.

Şekil 2'de eş merkezli dişlilerin kavuşturulmasında kullanılan bir senkronizasyon mekanizması görülmektedir. Bu senkronizasyon mekanizmasının kavuşturduğu eş merkezli dişliler redüksiyon dişlileri değil yardımcı dişlilerdir. Bu mekanizma ile dönen dişlinin yan yüzeyine monte edilmiş olan ve köpek dişlisi olarak adlandırılan bir yardımcı dişli çıkış miline irtibatlandırılmaktadır [6]. Burada köpek dişlisi tabirinin kullanılmasının sebebi kitleme işini, kenetlenen dişlilerin bilfiil kendilerinin yapmasıdır. Fiziki prensip aynı olmakla birlikte, bu senkronizasyon mekanizması ayrı merkezli redüksiyon dişlileri için kullanılan senkronizasyon mekanizmasından yapı olarak farklılık arz etmektedir. Bu senkronizasyon mekanizması kavrayacak olan dişlilerin çevresel hızlarının farklı olması halinde kavraymayı engelleyerek hasar oluşumunu da önlemektedir [5].

Şekil 2'de görülen mekanizma; kamalı mil ve hızı eşitlenecek olan dişlileri, içi ve dışı yivli bir silindiri (hub), içi yivli bir kayıcı kovana (sleeve), tetikleme bilyelerini, tetikleme yaylarını, sürtünme özelliği yüksek olan malzemeden üretilmiş bir sürtünme halkasını (friction ring veya blocker ring) kapsamaktadır [4,7]. Hub, tetikleme düzeneğini üzerinde taşıyan silindirik bir parçadır. Hubun hem içi hem dışı aksel yivler ile donatılmıştır. Hubun iç tarafında kamalı mil bulunmakta olup hub kamalı mil üzerinde aksel hareket yapmaktadır [8].



Şekil 2. Eş merkezli dişlilerin kavuşturulmasında kullanılan bir senkronizasyon mekanizması (A synchronizing mechanism used to engage concentric gears)

Sürtünme halkası veya blokaj dişlisi olarak adlandırılan parça da huba bağlanabilmektedir. Kayıcı kovan iç tarafına yiv açılmış olan bir parça olup, hub üzerinde aksel kayma hareketi yapmaktadır. Bu mekanizmada tetikleme bilyesinin işletilmesi kayıcı kovanın iç tarafına yapılmış olan kam profili sayesinde gerçekleşmektedir. Kam profili sinüs dalgası şeklinde bir görünüm arz etmektedir. Sürtünme halkası huba eş merkezli olarak bağlanan ve konik yüzey ihtiva eden bir parçadır. Sürtünme halkası sürtünmenin yanı sıra hızların eşitlenmediği hallerde, köpek dişlisine kenetlenecek olan kayıcı kovanın yolunu bloke ederek hasarlı kenetlenmeyi de önlemektedir. Bunun için sürtünme halkasının üzerine blokaj dişlileri donatılmıştır [9]. Sürtünme halkasının blokaj işini yapabilmesi için sürtünme halkasının huba bir miktar dönme serbestliği olacak şekilde bağlanması gerekmektedir. Sürtünme halkasının dönme serbestliği iki köpek dişi arasındaki mesafenin yarısı kadar olup, sürtünme başladığında sürtünme halkası hub üzerinde hubun dönüş yönünde dönerek kursunun sonuna gelmekte ve köpek dişlerinin arasındaki boşluğa kayıcı kovanın dişlerinin girmesini engellemektedir. Dönen dişli yavaşlamaya devam ettiği sürece dönen dişlinin ve onunla birlikte dönen diğer elemanların ataleti blokaj dişlerinin yerinde kalmasını sağlayarak kayıcı kovan dişlerinin köpek dişleri ile kavrayışını engellemeye devam etmektedir. Köpek dişlinin hızı ile kayıcı kovanın hızı eşitlendiğinde atalet kuvveti ortadan kalkmakta ve kayıcı kovan dişleri blokaj dişlerini kolayca yerinden oynatarak köpek dişlerinin arasına girmekte ve kavrayışa tamamlanmaktadır.

Senkronizasyon mekanizması 1919 yılında Amerikalı bir Mühendis olan Earl Avery Thompson tarafından [10,11] keşfedilmiş bir teknoloji olup hâlihazırda alternatifi geliştirilmiş değildir. Bu mekanizma ilk defa 1928'de Cadillac otomobillerde kullanılmıştır. Aynı mekanizma günümüzde hibrit ve elektrikli taşıtlarda da kullanılmaktadır [11-16]. Mekanizmanın ömrünü uzatmak, yapısını basitleştirmek, vites değiştirme işini kolaylaştırmak ve vites kutusunu küçültmek gibi amaçlarla teorik ve deneysel çalışmalar hâlihazırda

devam etmektedir. Aşağıdaki paragraflarda son yıllarda yapılan bazı çalışmalar özetlenmiştir.

Stockinger ve arkadaşları [4] tarafından yapılan bir araştırmada karbon kaplamanın basınca dayanım sınırları araştırılmıştır. Bu maksatla bir ve birden fazla sürtünme halkası olan senkronizasyon mekanizmaları aynı yük altında test edilerek basıncın ve hızın dayanıma etkisi incelenmiştir. Tek halkalı mekanizmanın fazla ısınma sebebi ile çabuk yırandığı belirlenmiştir. Yazarlar 13795 çevrimlik test süresi içinde karbon kaplamanın Coulomb katsayısının test sayısı ile değişimini gösteren bir grafik vermişlerdir. Bu süre içinde Coulomb katsayısının ortalama değerinin 0.1 civarında olduğu görülmektedir. Wazır [6] tarafından manuel transmisyonda kullanılan senkronizasyon mekanizmalarının bir literatür incelemesi yapılmıştır. Yazar senkronizasyon sistemlerinin ekseriyetinin patentlenerek koruma altına alındığını ve açık literatürde çok az miktarda teknik bilginin mevcut olduğunu vurgulamıştır. Sigl ve arkadaşları [7] tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, çelikten imal edilmiş sürtünme halkalarının konik yüzeyi örülmüş karbon, sinterlenmiş bronz veya pirinç alaşımları ile kaplanarak performans testleri yapılmıştır. Yazarlar örgü karbon kaplamanın hem dayanım süresi yönünden hem de sürtünme karakteristiği yönünden sinter pirinç ve bronz göre yetersiz olduğunu belirlemişlerdir. Li ve arkadaşları [17] üç adet sürtünme halkası ihtiva eden bir senkronizasyon mekanizması önermiş ve önerdikleri mekanizmanın çok parçalı bir dinamik modelini oluşturarak kenetlenme sürecini simüle etmişlerdir. Önerdikleri mekanizmayı kendi kendine enerji veren (self-energyzing) mekanizma olarak adlandırmışlardır. Söz konusu mekanizma sürtünme halkası tek olan senkronizasyon mekanizmalarına göre vites değiştirme süresini %50 azaltmaktadır. Elde ettikleri bulguları bir deney sistemi ile de doğrulamışlardır. Nejad ve çalışma arkadaşları [18] sürtünme halkası çapı 74 mm ve 174 mm olan iki ayrı senkronizasyon mekanizmasının senkronizasyon süresini hem matematik simülasyon ile hem de deneysel olarak araştırmışlardır. Yazarlar 74 mm'lik sürtünme halkasını incelerken giriş mili hızını 2000 rpm, çıkış mili hızını da 1000 rpm olarak almışlardır. Çalışmada Coulomb sabiti 0.06, kayıcı kovana iten kuvvet 1400 N ve toplam kütle atalet momenti 0.17 kgm^2 olarak alınmıştır. Senkronizasyon süresi 0.2 s olarak belirlenmiş, deneysel veri ile simülasyon verisi arasındaki sapma %12 olarak ifade edilmiştir. Çapı 174 mm olan sürtünme diski incelenirken giriş mili hızı 900 rpm, çıkış mili hızı 300 rpm, Coulomb sabiti 0.1, toplam kütle atalet momenti 0.9 kgm^2 , kayıcı kovana uygulanan kuvvet 1500 N alınmış ve senkronizasyon süresi yine 0.2 s olarak belirlenmiştir. Deneysel bulgu ile analiz sonucu arasında %14 sapma olduğu ifade edilmiştir. Mo ve arkadaşları [19] tarafından, elektrikli taşıtların vites değiştirme kalitesi ve genel verimini artırmak amacıyla, çok vitesli bir transmisyon sistemi fikri önerilmiş olup, bu sistemde kayıcı kovanın köpek dişlisi ile kenetlenmesi işlemi Harpoon-Shift adını verdikleri bir itici ile

gerçekleştirilmektedir. Harpoon-Shift iticisinin geleneksel senkronizasyon tertibatından farkı kinetik enerjiyi ısıya dönüştürmek yerine bir yay ile potansiyel enerjiye dönüştürmesidir. Kayıcı kovanın köpek dişli ile kenetlenmesi işleminde birinci iş gücü kaynağının (taşıtı tahrik eden motor) transmisyona ilettiği torku sıfırlamaktır. İkinci iş hâlihazırda hareket aktarmakta olan vites dişlisini boşa almak, üçüncü iş gücü kaynağının hızını azaltarak veya artırarak köpek dişli ile kayıcı kovana arasındaki hız farkını Harpoon-iticisinin çalışma aralığına getirmek, dördüncü iş kayıcı kovana hedefteki köpek dişlisine doğru itilerek kavrama işlemini gerçekleştirmektedir. Kavrama işleminden önce köpek dişli ile kayıcı kovana arasındaki hız farkından doğan kinetik enerjinin tork yayı olarak adlandırılan eleman tarafından absorbe edilmesi gerekmektedir. Bilindiği üzere geleneksel senkronizasyonlarda bu enerji sürtünme ile dönüştürülmektedir. Beşinci iş hareket kaynağı olan motorun torkunu gereksinim duyulan seviyeye tekrar yükseltmektir. Mo ve arkadaşları [19] Harpoon-iticili senkronizasyon mekanizmasının kapsamlı bir matematik modelini kurarak muhtelif parametrelerin senkronizasyon üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Tork yayının enerji depolama kapasitesinin sınırlı olması nedeni ile Harpoon-iticili senkronizasyon mekanizmasının iş görebilmesi için köpek dişlisi ile kayıcı kovana arasındaki hız farkının belirli limitler arasında olması gerekmektedir. Bu sebeple Harpoon-iticili senkronizasyon mekanizmasının geleneksel sürtünmeli mekanizmaya alternatif olabilmesi için vites kademesi sayısının yeterli kadar artırılması gerekmektedir. Mo ve arkadaşları [20] tarafından yapılan başka bir çalışmada, referans [19] da tanımlanan matematik model kullanılarak elektrikli taşıtların senkronizasyon tertibatındaki parçaların dinamik davranışları incelenmiştir. Dönen parçaların ataleti, kavraştırılacak olan dişlilerin hız farkı ve Harpoon-iticili senkronizasyon mekanizmasının tork yayının özelliklerinin senkronizasyon süresine etkileri en çok üzerinde durulan hususlar olmuştur. Bir deney tesisi kurularak matematik modelden elde edilen bulguların teyidi yapılmıştır. Yazarlar tork yayında oluşan torkun kavraşacak olan dişlilerin hız farkına göre değişimini gösteren grafikler vermişlerdir. Lovas ve arkadaşları [21] tarafından yapılan bir çalışmada manuel bir vites kutusunda, vites değiştirme süreci ve senkronizasyon işlemi sekiz ana aşamada tribolojik, mekanik ve termodinamik teoriler kullanılarak ele alınmıştır. Vites değiştirme sırasında eksenel ve teğetsel yönde meydana gelen yapışma-bırakma (stick-slip) olayı deneysel veriler ve simülasyon bulguları ile incelenmiştir. Barathiraja ve arkadaşları [22] tarafından yapılan bir çalışmada toz metal yöntemi ile orta karbonlu, yüksek karbonlu ve indüksiyonla sertleştirilmiş yüksek karbonlu çelik alaşımları kullanılarak tasarımı ve imalatı yapılan hubların mekanik davranışları incelenmiştir. Ayrıca sonlu elemanlar metodu kullanılarak hublarda oluşabilecek diş ve yuva çatlağı arızaları için bir tahmin modeli geliştirilmiştir. Çalışmada indüksiyonla sertleştirilmiş yüksek karbonlu

çelik malzemenin daha yüksek yüzey basıncına dayandığı görülmüştür. Wanli ve arkadaşları [23] tarafından yapılan bir çalışmada özel yapılmış manuel bir vites değiştirme düzeneğinde sürtünme yüzeyi kaplama malzemesi ve yağlayıcının sürtünme halkasının aşınması üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Araştırmada belirli bir çalışma süresinden sonra yağlayıcının içerisindeki demir karışımının ve temas yüzeylerinin pürüzlülük değerinin azaldığı buna bağlı olarak yağ filminin kalınlaştığı, temas yüzeyindeki sıcaklığın ve sürtünme katsayısının azaldığı görülmüştür. Tseng ve Yu [24] tarafından yapılan bir çalışmada elektrikli bir taşıt için otomatikleştirilmiş manuel bir vites kutusunun dinamik modeli oluşturulmuş ve her bir vites değiştirme aşaması için senkromecin dinamik özellikleri analiz edilmiştir. Otomatikleştirilmiş bir manuel vites kutusunun, manuel vites kutusundan farkı, sisteme elektro-mekanik bir dişli iticisinin (actuator) entegre edilmesidir. Ayrıca, bu çalışmada elektro-mekanik itici için bir kontrol tekniği de geliştirilmiştir. Wang ve arkadaşları [25] tarafından yapılan bir çalışmada elektrikli taşıtların vites kutusunda bulunan yaylı senkromecin vites değiştirme esnasındaki geçici davranışları incelenmiş ve kayıcı kovanın hareket kontrolü araştırılmıştır. İki kademeli vites kutusunun AMESim yazılımı ile dinamik modeli oluşturulmuş ve AMESim'in sağladığı kontrol verileri kayıcı kovan iticisine MATLAB/Simulink programı kullanılarak transfer edilmiştir. Yazarlar tork yayı kullanılan bir senkromeç sisteminin senkronizasyon sürecinin geleneksel senkromeç sistemlerine göre azaldığını ve aracın vites değiştirme esnasındaki sarsıntılarının sınırladığını ifade etmişlerdir. Zhang ve arkadaşları [26] elektrikli taşıtlarda kullanılan, debriyajsız ve iki hız kademesine sahip vites kutuları için, elastik yüklemeli ve sürtünmeli bir senkromeç tasarladıklarını, tasarlanan senkromecin vites değiştirme esnasında oluşan şokları bertaraf ettiğini ifade etmişlerdir. Yazarlar tasarladıkları senkromecin çizimlerini ve çalışma prensibini vermemişlerdir. Haggström ve arkadaşları [27] tarafından yapılan bir çalışmada molibden kaplı bir senkromeç sisteminin termo-mekanik simülasyonu yapılmıştır. Ayrıca bir deney seti oluşturularak kayma hızı, eksenel kuvvet, sürtünme katsayısı ve yüzey sıcaklığı ölçülmüştür. Deneylerden elde edilen sonuçlar simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çok düşük kayma hızı haricinde simülasyon ve test sonuçlarının iyi bir uyum içinde olduğu ifade edilmiştir. Hwang ve arkadaşları [28] tarafından yapılan bir çalışmada, plazma sprej metodu kullanılarak sürtünme halkalarının yüzeyi saf Mo'nun yanı sıra; bronz, AISi, ve Mo nun karışımından oluşmuş 6 farklı malzeme ile kaplanarak aşınma dirençleri incelenmiştir. Bronz ve AISi tozlarıyla karıştırılmış Mo nun en iyi aşınma direncine ve en yüksek sürtünme karakteristiğine sahip olduğu belirtilmiştir. Kumar ve arkadaşları [29] istatistiksel simülasyon tekniklerini kullanarak otomotiv sektöründe kullanılan senkromeçlerin optimizasyonunu yapmışlardır. Çalışmada mekanizmanın tasarım

parametrelerini ve performans gereksinimlerini kapsayan bir transfer fonksiyonu oluşturulmuştur. Mekanizmanın tasarım parametreleri; konik açısı, sürtünme katsayısı ve çap ölçüsünden ibarettir. Performans gereksinimleri ise vites geçiş kalitesi, verimlilik, ömür ve vites geçiş kuvvetinden oluşmaktadır. Bao ve arkadaşları [30] bir mekanik transmisyon ile elektro-mekanik bir iticinin (actuator) bileşiminden oluşan, elektro-mekanik transmisyonlarda kayıcı kovanın hareketinin yönetimi üzerine (shift-control) bir araştırma yapmışlardır. Kayıcı kovanın hareketini actuator olarak adlandırılan itici yönetmektedir. İtici kendisine verilmiş bir zaman-kuvvet fonksiyonuna (şablon) göre kayıcı kovana uygulanan kuvveti düzenleyerek dişlilerin kenetlenmesini sağlamaktadır. Yazarlar istatistiksel verileri kullanarak söz konusu şablonu, İteratif Öğrenme Kontrolü ve Lineer Quadratik Regülatör adını verdikleri iki algoritma aracılığı ile oluşturmuşlardır. Kullandıkları sayısal verilerin bir kısmını önceki araştırmalardan almışlar bir kısmını da kurdukları deney sisteminden elde etmişlerdir. Alizadeh ve Boulet [31] elektrikli taşıtlarda kullanılan iki vitesli, otomatikleştirilmiş manuel vites kutularının kayıcı kovanlarının (sleeve) hareket kontrolünü yapan bir kontrolü tasarlamışlardır. Güç kayıplarını azaltmak amacı ile söz konusu vites kutusuna hareket girişi debriyajsız yapılmaktadır. Senkronizasyon süreci kendi içinde; hidrodinamik sürtünmeli, kısmen hidrodinamik kısmen kuru sürtünmeli ve ağırlıklı kuru sürtünmeli olmak üzere üç kademeye ayrılarak, parçalı bir sürtünme faktörü fonksiyonu tanımlanmıştır. Sürtünme yüzeyleri arasındaki kayma hızı ve sürtünme parametrelerini kapsayan bir diferansiyel denklem ile senkromecin hareketi modellenmiştir. Geliştirilen matematik modelden elde edilen verilerin kontrolcüde kullanılması ile senkromecin ömrünün artırılacağı belirtilmiştir. Alizadeh ve arkadaşları [32] diğer bir çalışmada aynı vites kutusunda, vites değişimi esnasında senkromeçteki sürtünme torkunun belirlenmesine yönelik çalışmalar yapmışlardır. Zainuri ve arkadaşları [33] elektrikli araçlarda kullanılabilir bir zeroshift vites kutusu tasarımında vites değiştirme mekanizması üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında kavrama tertibatı ihtiyacını ortadan kaldırmak amacıyla bir kilitleme tertibatı geliştirmişlerdir. Manuel viteslerde kullanılan kavrama tertibatının yerine senkromeç yapısına benzer konik bir sürtünme elemanı ile vites geçişinin yapılabileceği belirtilmiştir.

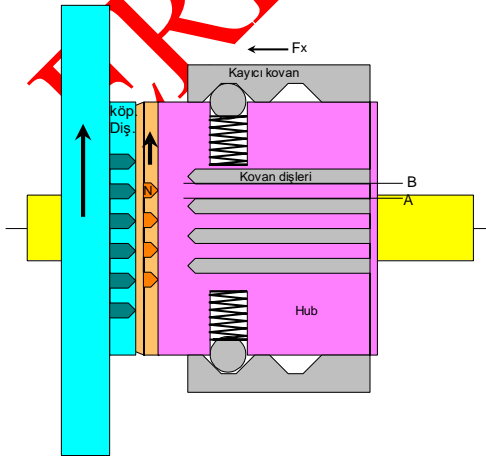
Yapılan literatür incelemesi vites dişlilerinin sorunsuz bir şekilde kenetlenebilmesi için geliştirilen senkromeçlerde kayıcı kovana uygulanan itme kuvvetinin yetersizliği, aşırılığı ya da kontrolsüzlüğünden kaynaklanan birtakım sorunların olduğunu göstermektedir. El ile kumanda edilen transmisyonlarda senkronizasyon mekanizmalarında kullanılan mekanik tetikleme düzeneklerinin ürettiği sürtünme kuvveti ve onun yarattığı sürtünme momenti kenetlenecek olan dişlilerin hızlarını eşitlemek için yetersiz kalmaktadır. Yeterli büyüklükte bir sürtünme torku üretebilmek için iki ya da üç adet sürtünme halkası ihtiva eden senkronizasyon

mekanizmaları üretilmiş ise de problemin devam ettiği görülmektedir. Bu problemi çözmek için tetikleme süreci bittikten sonra blokama halkası tarafından üretilen ikincil bir kuvvet ile hız denkleştirme işlemine devam edilmektedir. İkincil kuvvetin üretilmesi için kullanılan blokama halkası (blocker ring) sıkça arızalanan elemanlardan olup alternatif bir teknolojinin geliştirilmesi için çalışmaların devam ettirilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada tetikleme düzeneğine bir damper eklenerek damperli bir tetikleme düzeneğinin kuvvet ve sürtünme momenti üretme kapasitesi araştırılmıştır.

2. BİLYELİ TİP BİR SENKRONİZASYON MEKANİZMASININ ÇALIŞMA PRENSİBİ VE MATEMATİK MODELİ (WORKING PRINCIPLES AND MATHEMATICAL MODEL OF A BALL-TYPE SYNCHRONIZATION MECHANISM)

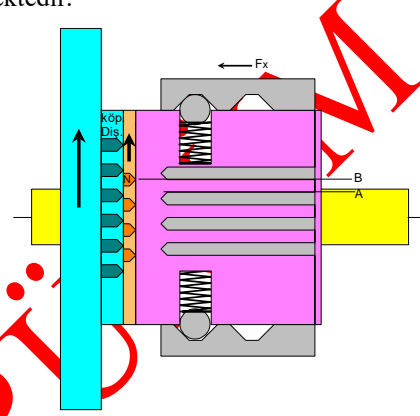
2.1. Çalışma Prensibi (Working Principles)

Şekil 3'de bilyeli tip bir mekanizmanın şematik görünümü verilmiştir. Bu mekanizmada sürtünme halkası huba bağlanmıştır. Sürtünme halkasının hub üzerinde yarım diş aralığı kadar dönme serbestliği bulunmaktadır. Şekilde N harfi ile gösterilen diş ve onun aşağısında kalan koyu sarı dişler blokaj dişlerinden birkaç tanesidir. Çizimin netlik arz etmesi için blokaj dişlerinin, köpek dişlerinin ve kovan dişlerinin yalnız birkaçı gösterilmiştir. A ve B ile gösterilen çizgiler N harfi ile gösterilen blokaj dişinin duraklama sahasının sınırlarını göstermektedir. N'nin sivri ucu daima A ve B harfleri ile gösterilen çizgilerin arasında kalmaktadır. Blokaj dişleri sürtünme halkasının dış yüzeyinde bulunan ve halka ile yekpare olan bileşenlerdir. Kovan dişleri kayıcı kovanın iç yüzeyinde bulunan ve kovan ile yekpare olan dişlerdir. Mavi renk ile gösterilen kısım döndürülen dişli olup yüksek hızla dönmektedir. Diğer renkler ile gösterilen kısımlar düşük hızla dönen ve çıkış miline bağlı olan bileşenlerdir. Bu mekanizmanın hedefi kovan dişlerini çarpışmasız bir şekilde köpek dişlerine kenetlemektir. Şekil 3'de görülen durum mekanizmanın kavrama olmadan önceki serbest halidir.



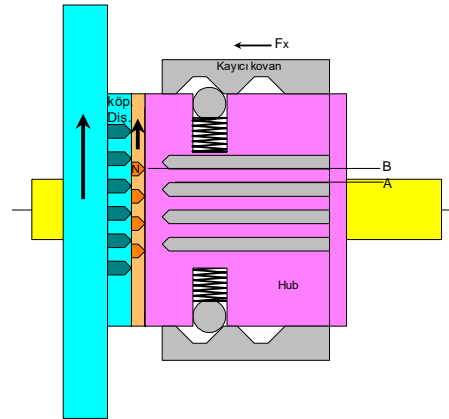
Şekil 3. Dişlerin kavramamış hali (serbest pozisyon) (Unengaged position of the teeth (free position))

Kayıcı kovana küçük bir F_x kuvveti uygulandığında kayıcı kovan hubu bilye aracılığı ile sola doğru kaydıracak, hub da sürtünme halkasını sola kaydırarak konik yüzeylerin birbirine temas etmesini sağlayacaktır. Temas başladığında konik yüzeyde minimal seviyede bir sürtünme olacak, bu sürtünme halkayı döndürerek N ile gösterilen dişin B çizgisine gelmesini sağlayacaktır. Sürtünme halkasının üzerindeki bütün dişler N dişlisinin yaptığı gibi pozisyon alacaktır. Uygulanan F_x kuvveti yeterince küçük olduğu için tetikleme mekanizmasında kayda değer bir değişim olmayacaktır. Mekanizmanın bu pozisyonu sürtünme sürecinin başlangıcı olup Şekil 4'de görülmektedir.



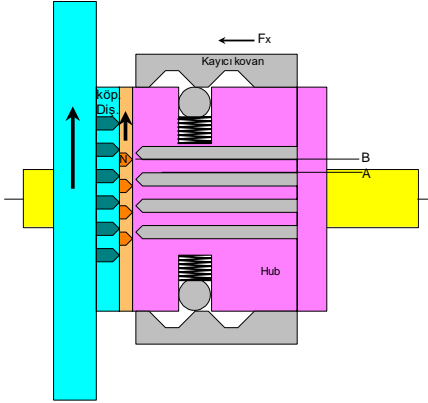
Şekil 4. Sürtünme sürecinin başlangıcı (yavaşlamanın başlangıcı) (Beginning of the friction process (beginning of deceleration))

Kayıcı kovan sola doğru biraz daha itilirse, kayıcı kovanın ötelemesi ile orantılı olarak bilye aşağı itilecek, yay sıkıştırarak, yay kuvveti artacak, yay kuvveti ile orantılı olarak F_x kuvveti de artacaktır. Artan F_x kuvveti huba iletilecek, hub sürtünme halkasını kendi konik yüzeyi ile köpek dişinin konik yüzeyi arasında sıkıştırarak sürtünme kuvveti ve sürtünme torku yaratacaktır. Oluşan sürtünme torku mavi renkle gösterilen dönen dişliyi, mavi dişliyi döndüren grup dişlisini, grup milini ve grup mili ile yekpare olan bütün dişlileri ve grup dişlileri tarafından sürekli döndürülen diğer vites dişlilerini yavaşlatacaktır. Mekanizmanın bu pozisyonu Şekil 5'de görülmektedir.



Şekil 5. Yavaşlama sürecinin ortası (The middle of deceleration period)

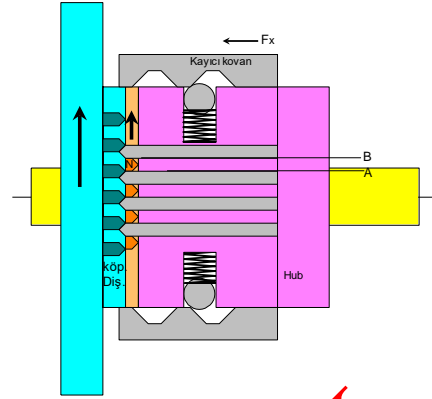
Şekil 5 ile Şekil 4'ün yegane farkı kayıcı kovanın ve bilyenin birbirine göre konumlarının değişmesidir. Kayıcı kovanın sola doğru itilmesine devam edilirse, bilyenin yuvarlak olmasından dolayı F_x önce bir maksimum değere ulaşacak ve sonra azalmaya başlayacaktır. Kayıcı kovanın sola itilmesine daha da devam edilirse kayıcı kovanın çıkıntısı Şekil 6'da görüldüğü gibi bilyenin tepesine gelecek ve F_x kuvveti sıfırlanacaktır. Bir senkronizasyon mekanizmasından beklenen olağan performans bu ana kadar köpek dişlisinin çevresel hızı ile kayıcı kovan dişlerinin çevresel hızını birbirine eşitlemektir.



Şekil 6. F_x kuvvetinin sıfırlandığı pozisyon (Position where F_x force is zero)

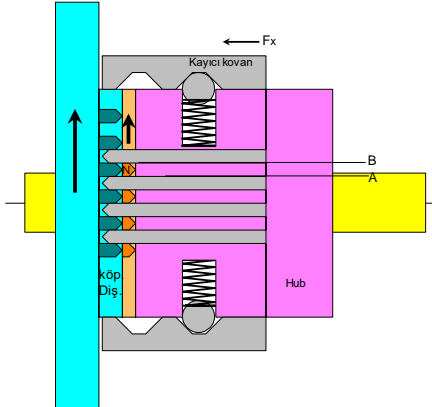
Eğer bu beklenti gerçekleşmiş ise yavaşlayan dişlilerin negatif ivmesi sıfırlanacak, negatif ivmeden doğan atalet kuvveti de sıfırlanacak, blokaj dişlerini yukarı doğru yaslayan kuvvet ortadan kalkacak, hızla sola doğru kaymakta olan kovan dişleri blokaj dişlerini aşağı doğru az miktarda kaydırarak kendi yolunu açacak ve Şekil 7'deki gibi köpek dişlerine dayanacaktır. Kovanın hızla sola kayması F_x kuvvetinin sıfırlanmasından dolayı vites kolunu tutan kişinin eline gelen tepki kuvvetinin birden yok olmasındandır. Sürtünme halkasının kütle ataleti çok küçük olduğu için kovan dişlerinin blokaj dişlerini aşağı doğru kaydırması kayda değer bir kuvvet gerektirmemektedir. Konik parçaların birbirinden ayrıştırılması belki bir miktar kuvvet ya da tork gerektirebilir. Bununla birlikte bu olayın ayrıca bir matematik modeli kurularak incelenmesi yapılabilir.

Şekil 7'deki pozisyonun oluşması için Şekil 4'teki pozisyondan Şekil 6'daki pozisyona kadar geçen sürtünme periyodunun yeterli bir zaman olması gerekmektedir. Sürtünme periyodu sürücünün refleksleri ile de ilgili olduğu için senkronizasyon mekanizmasının tasarımında en zor iş sürtünme periyodunun doğru olarak belirlenmesidir. Bu makalede tanıtılan matematik modelin hedefi sürtünme periyodunun hesabını gerçekleştirmek ve sürtünme periyoduna etki eden parametrelerin optimum değerlerini belirlemektir. Sürtünme halkasının çapı, atalet dönmesi yapan parçaların boyutları ve kütle atalet momentleri, yayın ve damperin sabitleri, tetikleme bilyesinin çapı, atalet dönmesi yapan parçaların ilk hızları gibi şeyler sürtünme periyoduna etki eden parametrelerden bazılarıdır.



Şekil 7. Köpek dişleri ile kovan dişlerinin temas ettiği pozisyon (Contact position of dog and slider sleeve teeth)

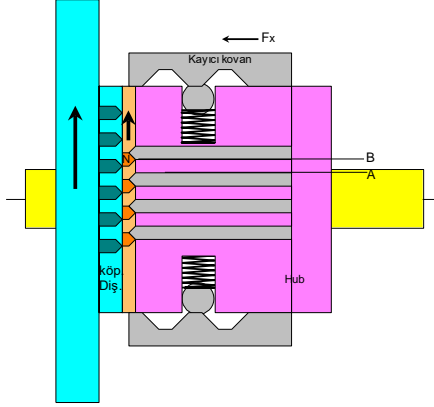
Şekil 7'de görülen pozisyon oluştuktan sonra kayıcı kovanın hareketine devam edebilmesi için kayıcı kovanın mavi dişliyi rölatif olarak pozitif ya da negatif yönde az miktarda döndürmesi gerekmektedir. Bu döndürme F_x kuvvetini yeniden biraz artırmayı gerektirmektedir. Bu olay ikinci vuruş (second bump) olarak adlandırılmaktadır. İkinci vuruş mavi dişlinin ve ona irtibatlı olan bütün dişlerin ataletinden doğduğu için ikinci vuruşu ayrıca bir matematik modelini kurarak incelemeye tabi tutmak gerekmektedir. Mevcut analiz ikinci vuruşu kapsamamaktadır. İkinci vuruştan sonra kovan dişleri köpek dişlerinin arasına girerek kenetlenme sürecini tamamlamaktadır. İkinci vuruş olayının bazen vites değiştirmeyi engellediği ifade edilmektedir [34]. İkinci vuruşun sorunsuz olarak atlatılabilmesi için vites koluna uygulanan kuvvetin yeterli olması gerekmektedir. Kenetlenme süreci tamamlandıktan sonra Şekil 8'de görülen pozisyon oluşmaktadır.



Şekil 8. Kavramanın tamamlandığı pozisyon (End of the engagement)

Yukarıda belirtildiği üzere Şekil 7'deki pozisyonun ortaya çıkabilmesi için sürtünme süresinin yeterli olması gerekmektedir. Sürtünme süresinin yetmediği hallerde, yani blokaj dişleri ile kayıcı kovan dişlerinin çevresel hızlarının denkleşmediği hallerde, kayıcı kovan dişlerinin burunları ile blokaj dişlerinin burunları (konik yüzeyler) birbirine Şekil 9'daki gibi temas edecek (indexing), bu temas sürtünme halkasını sola doğru iterek sürtünme yüzeyindeki sürtünmeyi devam ettirecektir. Sürtünme devam ettiği sürece blokaj dişleri kayıcı kovayı

engelleyecek ve köpek dişlisi ile kovan arasındaki hız farkı azalacaktır. Neticede blokaj dişleri ile kayıcı kovan dişleri arasındaki hız farkı yok olacak, kovan dişleri blokaj dişlerini aşağıya kaydırarak Şekil 7'deki pozisyona ulaşılacaktır. Sonrası yukarıda açıklandığı üzere ikinci vuruş ve kenetlenmedir. Indexing olarak adlandırılan bu olayın analizi de yine ayrı bir matematik model ile ele alınması gereken bir olay olup mevcut çalışmanın kapsamına alınmamıştır.



Şekil 9. Blokajın ortaya çıktığı hal (Blockage situation)

2.2. Matematik Model (Mathematical Model)

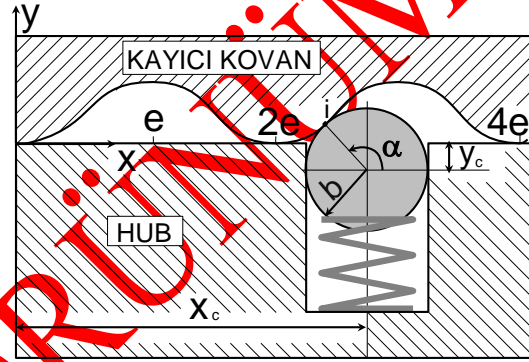
Burada geliştirilen matematik model Şekil 4'deki pozisyondan Şekil 6'daki pozisyona kadar geçen sürtünme periyodunun matematik modelidir. Önce tetikleme düzeneğinin huba uyguladığı aksel itme kuvveti tanımlanacaktır.

2.2.1 Aksel itme kuvveti (Axial thrust force)

Şekil 10'da damperli bir tetikleme düzeneği görülmektedir. Dampersiz bir tetikleme düzeneğinin elemanları; kayıcı kovan, hub, bilye, bilye silindiri ve yaydır. Damperli tetikleme düzeneğinin dampersiz düzeneğinden tek farkı bilye silindrinin içerisinde yağ olmasıdır. Bilye yayı sıkışırken yağ bilyenin çevresindeki dar boşluktan dışarı pompalanır ve pompalama esnasında bilyeye daha çok kuvvet uygulamak gerekir. Bilyeye uygulanan kuvvetin artması kayıcı kovan ve huba uygulanan kuvvetin de artması demektir. Artan hub kuvveti sürtünme yüzeyinde daha çok sürtünme yaratarak kavuşturılacak dişlilerin hızlarını daha kısa sürede eşitleyebilir. Kayıcı kovana uygulanan bilye kuvvetinin artması doğal olarak kullanıcının vites koluna uyguladığı kuvveti de artırır. Damperin tek görevi hub kuvvetini artırmak değildir. Dampersiz bir tetikleme düzeneğinde kayıcı kovan birden bire kursunun sonuna kadar itilirse, sürtünme süresi kısalmış ve kenetlenecek olan dişlilerin hızlarının eşitlenmesi için yetersiz kalır. Damperli tetikleme düzeneğinde hiçbir surette kayıcı kovana birden bire kursunun sonuna kadar itmek mümkün olmaz. Çünkü bilyeye etkiyen basınç kuvveti bilyenin hızı ile orantılı olarak artmak suretiyle kayıcı kovanın hızını sınırlı tutacaktır. Aşağıda damperli bir tetikleme düzeneğinin analizleri tanıtılmaktadır.

Bir tetikleme düzeneğinde hub, bilye ve bilye yayının aksel pozisyonu sabit olup, kayıcı kovan hub üzerinde

eksenel hareket yapmakta, bilyeyi yaya karşı hareket ettirmekte ve hubu sürtünme halkasına doğru iten aksel kuvveti yaratmaktadır. Matematiksel olarak hubu ve bilyeyi sabit tutup, kayıcı kovana hareket ettirerek hubun sürtünme halkasına uyguladığı kuvveti tanımlamak kolay bir iş olmamaktadır. Bu sebeple bu analizde hubun sürtünme halkasına uyguladığı kuvveti tanımlarken kayıcı kovan sabit tutulmuş, bilye hareket ettirilmiştir. Şekil 10'da hubun sürtünme halkasına uyguladığı kuvveti tanımlamada kullanılan fiziki mekanizma görülmektedir. Analizde kullanılan bazı semboller şekil üzerinde gösterilmiştir. Şekilde i ile gösterilen nokta kam profilinin bilyeye değdiği noktadır. Bilye üzerindeki α açısı i noktasının x eksenine yaptığı merkez açıdır. Bu açının geometrik olarak tanımlanması gerekmektedir.



Şekil 10. Tetikleme düzeneği (Detent mechanism)

Şekil 11'de bilyenin serbest cisim diyagramı görülmektedir. Şekilde görülen F_A kayıcı kovan tarafından bilyeye uygulanan kuvveti, F_S yay tarafından bilyeye uygulanan kuvveti, F_D damper sıvısı tarafından bilyeye uygulanan kuvveti F_R hub tarafından bilyeye uygulanan kuvveti göstermektedir. F_A kuvveti $\vec{F}_A = F_x i + F_y j$ şeklinde vektör olarak ifade edilebilir. Bilyenin atalet kuvveti göz ardı edilerek, bilyenin x ve y doğrultusundaki kuvvet denge denklemleri,

$$F_x = F_R \quad (1)$$

$$F_y = F_S + F_D \quad (2)$$

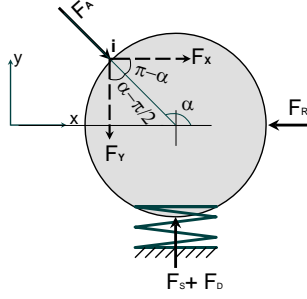
şeklinde yazılır. Şekil 11'deki F_R kuvveti sürtünme halkasına iletilen kuvvete yön olarak zıt, büyüklük olarak denktir. Hub ile sürtünme yüzeyi arasında hiçbir esnek eleman ya da boşluk mevcut değildir. Bu sebeple F_R hiç eksilmeden sürtünme yüzeyine iletilmektedir. F_R 'nin değeri sabit olmayıp zamana bağlı olarak değişmesi gerekmektedir. F_R 'nin zaman ile ilişkisinin matematiksel olarak tanımlanması araştırmanın önemli bir adımını oluşturmaktadır. F_R 'nin zamanla ilişkisi

$$F_R = F_R [x_c(t)] \quad (3)$$

dikkate alınarak bilyeye etkiyen yay ve damper kuvveti

$$F_y = F_S + F_D = -ky_c - c\dot{y}_c \quad (3)$$

şeklinde tanımlanabilir.



Şekil 11. Bilyenin serbest cisim diyagramı (Free body diagram of ball)

Kayıcı kovanın bilyeye uyguladığı temas kuvveti (Şekil 11'de görülen i noktasındaki temas kuvveti)

$$F_A = \frac{F_Y}{\cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)} = -\frac{ky_c + c\dot{y}_c}{\cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)} \quad (4)$$

şeklinde ifade edilebilir. F_A 'nın yatay bileşeni

$$F_X = F_A \cos(\pi - \alpha) = -(ky_c + c\dot{y}_c) \frac{\cos(\alpha - \pi)}{\cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right)} \quad (5)$$

olur. $F_X = F_R$ olup sürtünme yüzeyine iletilen yatay kuvvet bu kuvvettir. Son eşitlikte bulunan y_c Şekil 10'da gösterilmiş olup, x_c 'ye bağlı bir büyüklüktür. y_c 'nin x_c 'ye bağlı bir tanımının yapılabilmesi için kayıcı kovanın iç yüzeyindeki kam profilinin $y = f(x)$ şeklinde bir tanımının yapılması gerekmektedir. Bu tanım

$$y = \frac{b}{d} - \frac{b}{d} \cos\left(\pi \frac{x}{e}\right) \quad (6)$$

şeklinde bir trigonometrik fonksiyon olabilir. Son eşitlik kullanılarak eğrilerin birbirine değme noktasının y koordinatı

$$y_i = \frac{b}{d} - \frac{b}{d} \cos\left(\pi \frac{x_i}{e}\right) \quad (7)$$

şeklinde ifade edilir. Bu eşitlikte kullanılan d birimsiz bir korelasyon sabiti olup diğer semboller Şekil 10 ve 11'de görülmektedir. Şekil 12 dikkate alınarak

$$x_i = x_c - u \quad (8)$$

yazılabilir. Şekil 12'de görülen dik üçgen kullanılarak son eşitlik

$$x_i = x_c - b \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) \quad (9)$$

şeklinde düzenlenebilir. Bu eşitlikten α açısı çekilirse

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{x_c - x_i}{b}\right) \quad (10)$$

olur. Son eşitlikten α 'nın hesaplanabilmesi için x_c 'nin x_i cinsinden ya da x_i 'nin x_c cinsinden ifade edilmesi gerekmektedir. x_i 'nin x_c cinsinden ifade edilmesi mümkün olmamaktadır. Bu sebeple x_c 'nin x_i cinsinden ifade edilmesi yoluna gidilmiştir. Eşitlik (6) ile tanımlanan kam profili Şekil 10'daki koordinat düzenlemesine göre yazılmıştır. Aynı koordinat düzenlemesine göre bilyenin kesit dairesinin denklemi

$$(x - x_c)^2 + (y - y_c)^2 = b^2 \quad (11)$$

şeklinde yazılabilir. Bilyenin kam profiline temas ettiği yerde (i noktası) bilye dairesi ve kam profili birbirine teğettir. Bu sebeple her iki eğrinin türevleri birbirine eşittir. Eşitlik (6) ve (11)'den söz konusu türevler,

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_i = \frac{b \pi \sin\left(\pi \frac{x_i}{e}\right)}{d e} \quad (12)$$

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_i = \frac{(x_i - x_c)}{\sqrt{b^2 - (x_i - x_c)^2}} \quad (13)$$

olarak belirlenir. Bunların birbirine eşitlenmesinden

$$x_c = x_i + b \sqrt{1 - \frac{1}{1 + \left[\frac{b \pi}{2 e} \sin\left(\pi \frac{x_i}{e}\right)\right]^2}} \quad (14)$$

ifadesi elde edilir. Bu sonuç Eşitlik (10) a yazılarak

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + \arcsin\left[\frac{1}{\sqrt{1 + \left[\frac{b \pi}{2 e} \sin\left(\pi \frac{x_i}{e}\right)\right]^2}}\right] \quad (15)$$

elde edilir. Görüldüğü üzere x_i veriliyorsa son eşitlik ile α hesaplanabilmektedir. Şekil 12'ye göre bilye dairesinin merkezinin y koordinatı

$$y_c = y_i - \sqrt{b^2 - (x_i - x_c)^2} \quad (16)$$

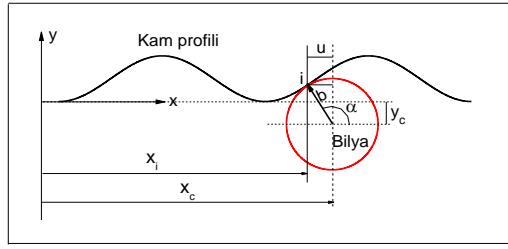
olur. Son eşitlik ile Eşitlik (7)'nin bileşiminden

$$y_c = \frac{b}{d} - \frac{b}{d} \cos\left(\pi \frac{x_i}{e}\right) - \sqrt{b^2 - (x_i - x_c)^2} \quad (17)$$

elde edilir. Son eşitlik ile Eşitlik (14)'ün bileşiminden

$$y_c = \frac{b}{d} - \frac{b}{d} \cos\left(\pi \frac{x_i}{e}\right) - b \sqrt{1 - \frac{1}{1 + \left[\frac{b \pi}{2 e} \sin\left(\pi \frac{x_i}{e}\right)\right]^2}} \quad (18)$$

elde edilir. Son eşitlikten y_c 'nin zaman türevi



Şekil 12. Kam ile bilye arasındaki temas (Contact between cam and ball)

$$\dot{y}_c = \left(\frac{\pi b}{ed} \sin\left(\pi \frac{x_i}{e}\right) + \frac{\frac{b^3 \pi^3}{8 e^3} \sin\left(2\pi \frac{x_i}{e}\right)}{\left[1 + \frac{b^2 \pi^2}{4 e^2} \sin^2\left(\pi \frac{x_i}{e}\right)\right]^{1.5}} \right) \frac{dx_i}{dt} \quad (19)$$

olarak belirlenir. Eşitlik (5), (18) ve (19)'un bileşiminden kayıcı kovan ya da huba uygulanan kuvvet

$$F_x = -k \left[\frac{b}{d} - \frac{b}{d} \cos\left(\pi \frac{x_i}{e}\right) - \frac{b}{\sqrt{1 + \left[\frac{b \pi}{2 e} \sin\left(\pi \frac{x_i}{e}\right)\right]^2}} \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) \right] \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) - c \left[\frac{\pi b}{ed} \sin\left(\pi \frac{x_i}{e}\right) + \frac{\frac{b^3 \pi^3}{8 e^3} \sin\left(2\pi \frac{x_i}{e}\right)}{\left[1 + \frac{b^2 \pi^2}{4 e^2} \sin^2\left(\pi \frac{x_i}{e}\right)\right]^{1.5}} \right] \frac{\cos\left(\alpha - \pi\right) dx_i}{\cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) dt} \quad (20)$$

şeklinde belirlenir. Son eşitlikteki $\frac{dx_i}{dt}$ sürücünün elini

kullanma refleksine bağlı bir parametredir. Her sürücünün kuvvet uygulama refleksi farklı olduğu gibi aynı sürücünün kuvvet uygulama refleksi bile her an değişen bir fonksiyondur. Bu parametrenin ne olması gerektiği ileride tartışılacaktır.

Birbirine sürtünen konik yüzeylerin arasındaki dik basınç kuvveti

$$F_p = \frac{F_x}{\sin \theta_f} \quad (21)$$

şeklinde tanımlanabilir. Bu eşitlikte bulunan θ_f eğik yüzey ile x eksenleri arasındaki açıyı göstermekte olup 6-8 derece civarında bir değer olmaktadır. F_p 'nin yarattığı teğet kuvvet (sürtünme kuvveti)

$$F_f = \frac{\mu F_x}{\sin \theta_f} \quad (22)$$

olacaktır. Bu kuvvet sürtünme momentini yaratmaktadır.

2.2.2. Birinci vitesten ikinci vitese alma (Shifting from first to second gear)

Şekil 13'te dört ileri bir geri hız sağlayan bir vites kutusunun dişli sisteminin şematik resmi görülmektedir.

Bu sistemde debriyaj balatası dönme hareketini grup dişli miline iletmektedir. g_1 ile w_1 , g_2 ile w_2 , g_3 ile w_3 , g_4 ile w_4 daimi irtibat halindedir. w_r ile g_r bir ara dişli olan b_g yardımı ile irtibata geçirilmektedir. Hareket halinde iken taşıtı birinci vitesten ikinci vitese geçirebilmek için, önce debriyaja basılarak grup miline hareket iletimi durdurulmaktadır. Sonra vites kolu aracılığı ile s_1 sağa çekilerek taşıtın birinci vitesten çıkması sağlanmaktadır. Birinci vitesten çıkıldığında grup dişli ve onunla irtibatlı olan w_1 , w_2 , w_3 ve w_4 dişlileri atalet dönmesi yapmaktadır. Atalet dönmesi yapan w_1 , w_2 , w_3 ve w_4 dişlileri p_1 mili üzerinde serbest dönme yapmaktadır. p_1 mili ve onunla yekpare olan d_g dişlisi tekerlekten gelen hareket nedeni ile devamlı dönmektedir. s_1 , s_2 , s_3 , s_4 , h_1 , h_2 , h_3 ve h_4 elemanları p_1 mili ile aynı hızda dönmektedir. Çünkü bu parçaların p_1 üzerinde dönme serbestliği olmayıp sadece eksenel kayma serbestliği mevcuttur. Sonra s_2 aracılığı ile h_2 sola itilerek h_2 ile w_2 arasında sürtünme başlatılmaktadır. Bu sürtünme sayesinde s_2 'nin hızı w_2 'nin hızı ile denkleştirilmektedir. Hızlar denkleştikten sonra h_2 üzerinde kayma serbestliği olan s_2 sola kaydırılarak w_2 'ye kenetlenmekte ve ikinci vitese geçiş sağlanmaktadır. Sonra debriyaj serbest bırakılarak motordan vites kutusuna hareket iletimi tekrar başlatılmaktadır.

h_2 ile w_2 arasındaki sürtünme süreci devam ederken aracın hızı hemen hemen sabit kalmaktadır. Bu sebeple sürtünme sürecinde p_1 milinin dönme hızı çok az değişirken p_2 milinin hızı oldukça büyük bir azalma sergilemektedir. Şekil 13'deki mekanizmanın birinci

vitesteki hız redüksiyonu $\frac{\omega_{g1}}{\omega_{w1}} = 3.8$ olup, birinci

viteste g_1 dişlisi 2400 rpm hızla dönerken w_1 dişlisi ve p_1 mili $\omega_{w1} = \omega_{g1} / 3.8 = 631 \text{ rpm}$ hızla dönecektir.

Sürtünme sürecinde p_1 milinin hızı 631 rpm civarında sabite yakın kaldığı için sürtünme süreci ile w_2 'nin hızının 631 rpm düşürülmesi hedeflenmektedir. w_2 'nin sürtünme sürecinin başındaki hızı ise w_2 ile g_2 arasındaki redüksiyondan belirlenebilir. Şekil 13'teki

mekanizmanın redüksiyonu $\frac{\omega_{g2}}{\omega_{w2}} = 2$ olup, w_2 dişlisinin

sürtünme sürecinin başındaki hızı

$$\omega_{w2} = \frac{r_{g2}}{r_{w2}} \omega_{g2} = 1200 \text{ rpm} \text{ olarak hesaplanır. Sürtünme}$$

süreci tamamlandığında g_2 'nin hızı $\omega_{g2} = 2 \times 631 = 1262 \text{ rpm}$ düşecektir. g_2 'nin sürtünme

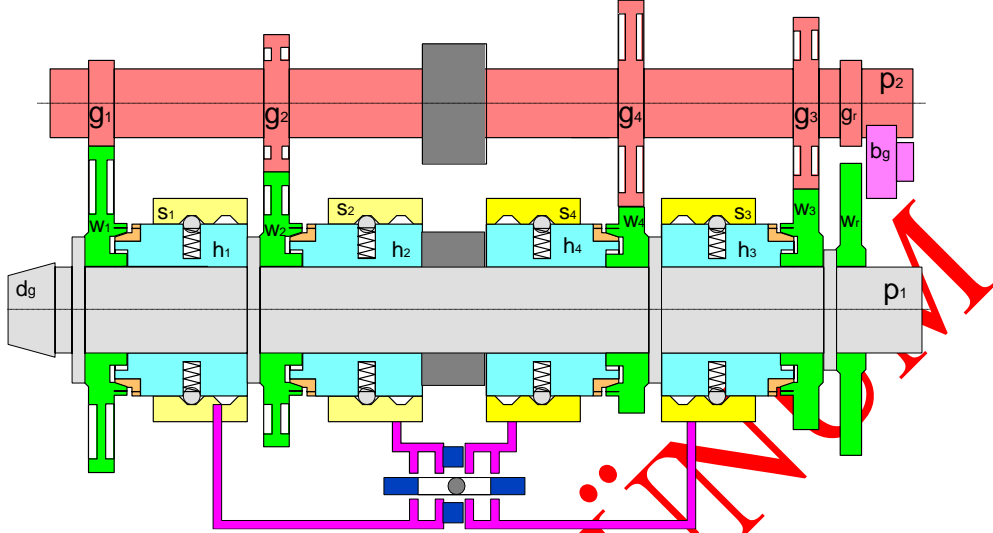
sürecinin başındaki hızı p_2 'nin hızına denk olup $\omega_{g2} = 2400 \text{ rpm}$ olarak verilmektedir. Netice olarak

sürtünme sürecinde grup dişlinin hızının 2400 rpm'den 1262 rpm'ye düşmesi hedeflenmektedir. Bu değişim 120 rad/s olmaktadır. Sürtünme sürecinde w_2 'nin hızının h_2 veya s_2 'nin hızına denkleşebilmesi için yeterli bir sürtünme süresine ihtiyaç bulunmaktadır. Eğer bu süre yeterli olmaz ise hızlar denkleşemediği için s_2 'nin dişleri

ile w_2 'nin dişleri arasında çarpışma olacak ve kısa süre sonra sistem arızalanacaktır.

Sürtünme süresinin belirlenebilmesi için sürtünme olayına iştirak eden bütün elemanların dinamik davranışlarının bir simülasyon ile incelenmesi

gerekmektedir. p_1 mili ve onunla birlikte aynı hızla dönen $h_1, h_2, h_3, h_4, s_1, s_2, s_3,$ ve s_4 elemanlarının hızı sürtünme sürecinde sabit kaldığı için hareket denklemlerinin türetilmesi gerekmemektedir. Sürtünme sürecine iştirak eden diğer elemanların hareket denklemlerinin türetilmesi aşağıda açıklanmaktadır.



Şekil 13. Analizi yapılan mekanizma (The analyzed mechanism)

2.2.3. w_2 'nin hareket denklemi (Equation of motion of w_2)

w_2 'ye iki moment etkimekte olup bunlardan birisi sürtünme kuvvetinin yarattığı moment diğeri w_2 ve g_2 dişlilerinin ara yüzeyindeki döndürme kuvvetinin yarattığı momenttir. w_2 'ye etkiyen kuvvetler Şekil 14'te görülmektedir. Motora volan tarafından (arkadan) bakıldığında grup dişli saatin tersi yönünde dönmektedir. Yani grup dişli pozitif yönde dönmektedir. Bu durumda w_2 saat yönünde (negatif yönde) dönecektir. h_2 de saat yönünde sabit bir hızla dönmektedir. Yukarıda açıklandığı üzere sürtünme sürecinde w_2 yavaşlamaktadır. w_2 ile h_2 arasında bir Coulomb sürtünmesi ve teğet gerilme oluşmaktadır. Sürtünme yüzeyinde oluşan teğet gerilme w_2 ye ters saat yönünde bir moment uygulamaktadır. Eşitlik (22) ile tanımlanan sürtünme kuvveti kullanılarak bu moment

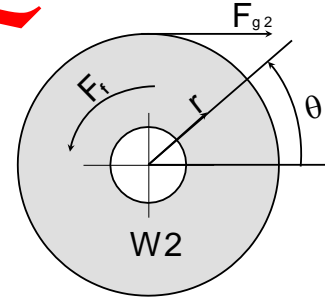
$$M_f = \frac{F_x}{\sin \theta_f} \mu R_f \quad (23)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu eşitlikte bulunan R_f sürtünme yüzeyinin jiroskopik yarıçapını, θ_f sürtünme yüzeyi ile x eksenindeki açıyı göstermekte olup

$$\theta_f \geq \arctg \mu \quad (24)$$

şartından kullanılarak 6-8 derece civarında bir sayı olarak belirlenir [10].

Yukarıda sözü edilen ve w_2 'nin dişlerine etkiyen döndürme kuvveti saat yönünde bir moment yaratmaktadır.



Şekil 14. w_2 'nin serbest cisim diyagramı (Free body diagram of w_2)

Bu moment F_{g2} 'nin mutlak değeri kullanılarak

$$M_d = -F_{g2} r_{w2} \quad (25)$$

şeklinde ifade edilebilir. Şekil 14 dikkate alınarak w_2 'nin hareket denklemi

$$M_f - F_{g2} r_{w2} = I_{w2} \frac{d^2 \theta}{dt^2} \quad (26)$$

olarak belirlenir.

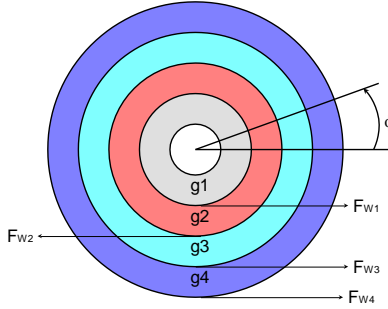
2.2.4. Grup dişlinin hareket denklemi (Equation of motion of counter shaft gear)

Grup dişli ve onun döndürdüğü dişliler Şekil 13'te görülmektedir. w_2 ile h_2 arasındaki sürtünme w_2 'yi yavaşlatacak, yavaşlayan w_2 'de grup dişliyi yavaşlatacaktır. Grup dişli saatin tersi yönünde döndüğü için w_2 'nin grup dişliye uyguladığı kuvvet saat yönünde

bir moment yaratacaktır. Grup dişliden hareket alan w_1 , w_3 ve w_4 dişlileri saat yönünde atalet dönmesi yapmaktadır. Yavaşlayan grup dişli w_1 , w_3 ve w_4 dişlilerini yavaşlatacaktır. w_1 , w_3 ve w_4 dişlileri sırası ile g_1 , g_3 ve g_4 dişlilerine saatin tersi yönünde moment yaratan diş kuvvetleri uygulayacaktır. Grup dişliye etkileyen diş kuvvetleri Şekil 15'te görülmektedir. Grup dişlinin hareket denklemi

$$F_{w1} r_{g1} + F_{w3} r_{g3} + F_{w4} r_{g4} - F_{w2} r_{g2} = -I_G \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (27)$$

olarak belirlenir. Sürtünme sürecinde grup dişli ile momentum alışverişini yapan w_1 , w_3 ve w_4 dişlilerinin hareket denklemleri aşağıdaki gibi olur.



Şekil 15. Grup dişlisine etkiyen kuvvetler (Forces acting on the counter shaft gear)

$$F_{g1} r_{w1} = I_{w1} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (28)$$

$$F_{g3} r_{w3} = I_{w3} \frac{d^2 \eta}{dt^2} \quad (29)$$

$$F_{g4} r_{w4} = I_{w4} \frac{d^2 \sigma}{dt^2} \quad (30)$$

Ayrıca grup dişlinin dönme miktarı ile w_1, w_2, w_3 ve w_4 dişlilerinin dönme miktarları arasında

$$\phi = \frac{r_{g1}}{r_{w1}} \phi \quad (31)$$

$$\theta = \frac{r_{g2}}{r_{w2}} \phi \quad (32)$$

$$\eta = \frac{r_{g3}}{r_{w3}} \phi \quad (33)$$

$$\sigma = \frac{r_{g4}}{r_{w4}} \phi \quad (34)$$

ilişkileri bulunmaktadır. Bunlar (26), (28), (29), ve (30) denklemlerine yazılarak

$$F_{g2} = -I_{w2} \frac{r_{g2}}{r_{w2}^2} \frac{d^2 \phi}{dt^2} + \frac{M_f}{r_{w2}} \quad (35)$$

$$F_{g1} = I_{w1} \frac{r_{g1}}{r_{w1}^2} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (36)$$

$$F_{g3} = I_{w3} \frac{r_{g3}}{r_{w3}^2} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (37)$$

$$F_{g4} = I_{w4} \frac{r_{g4}}{r_{w4}^2} \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (38)$$

elde edilir. Son dört eşitlik kullanılarak (27) nolu eşitlik yeniden düzenlenirse

$$I_{w1} \frac{r_{g1}^2}{r_{w1}^2} \frac{d^2 \phi}{dt^2} + I_{w3} \frac{r_{g3}^2}{r_{w3}^2} \frac{d^2 \phi}{dt^2} + I_{w4} \frac{r_{g4}^2}{r_{w4}^2} \frac{d^2 \phi}{dt^2} + I_{w2} \frac{r_{g2}^2}{r_{w2}^2} \frac{d^2 \phi}{dt^2} + I_G \frac{d^2 \phi}{dt^2} = \frac{r_{g2}}{r_{w2}} M_f \quad (39)$$

$$\left[I_{w1} \frac{r_{g1}^2}{r_{w1}^2} + I_{w3} \frac{r_{g3}^2}{r_{w3}^2} + I_{w4} \frac{r_{g4}^2}{r_{w4}^2} + I_{w2} \frac{r_{g2}^2}{r_{w2}^2} + I_G \right] \frac{d^2 \phi}{dt^2} = \frac{r_{g2}}{r_{w2}} M_f \quad (40)$$

olur. Son denklem atalet dönmesi yapan dişlilerin momentum denklemlerinin bileşik şeklidir. Son eşitlikte bulunan M_f yukarıda (23) numaralı eşitlik ile tanımlanmaktadır. Bu eşitlikte bulunan F_x değişken bir kuvvet olduğu için M_f de değişken bir momenttir. Bununla birlikte M_f yerine \bar{M}_f 'nin zaman ortalaması kullanılarak Eşitlik (40)'a analitik bir çözüm bulunabilir.

2.2.5. Analitik çözüm (Analytical solution)

Eşitlik (40)'ın sol tarafında bulunan köşeli parantezin içerişi bir sabitten ibarettir. Bu sabit C_0 ile, sürtünme momentinin zaman ortalaması da \bar{M}_f ile gösterilerek Eşitlik (40)

$$\ddot{\phi} = \frac{r_{g2}}{r_{w2}} \frac{\bar{M}_f}{C_0} \quad (41)$$

şeklinde düzenlenir. Bu eşitlikte bulunan C_0 atalet dönmesi yapan elemanların toplam kütle atalet momenti olarak adlandırılabilir. Eşitlik (41)'in sağ tarafı sabittir. Bir kere integrelenğinde

$$\dot{\phi} = \frac{r_{g2}}{r_{w2}} \frac{\bar{M}_f}{C_0} t + C_1 \quad (42)$$

olur. Bu eşitlikte $t = 0$, $\dot{\phi} = \dot{\phi}_0$ şeklinde bir başlangıç şartı kullanmak mümkündür. Bu durumda $C_1 = \dot{\phi}_0$ olarak belirlenir. Yerine yazılarak grup dişlinin hızı için

$$\dot{\phi} = \dot{\phi}_0 + \frac{r_{g2}}{r_{w2}} \frac{\bar{M}_f}{C_0} t \quad (43)$$

elde edilir. Son eşitlik sabit ivmeli bir hareketin hız değişimini tanımlamaktadır. Normalde M_f negatif bir sayıdır. Bununla birlikte pozitif olduğu haller de mevcuttur. Mesela bir araç vitesten çıkartılarak yokuş aşağı bir süre serbest bırakılırsa hızlanacaktır. Bu aracı vites almaya istersek M_f pozitif olacaktır. Son eşitlikte t yerine toplam sürtünme periyodu yazılarak varsayılan bir sürtünme periyodu içerisinde hız denkleşmesinin gerçekleşmesi için gerekli olan ortalama moment

$$\bar{M}_f = (\dot{\phi} - \dot{\phi}_0) \frac{C_0 r_{w2}}{\tau r_{g2}} \quad (44)$$

şeklinde hesaplanır. Eğer son eşitlik ile hesaplanan lüzumlu moment, Eşitlik (23) ile hesaplanan sürtünme torkunun zaman ortalamasına eşit veya küçük ise hız denkleşmesi gerçekleşecektir.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Şekil 16'da bilyenin sürtünme sürecindeki farklı pozisyonları görülmektedir. Mavi, kırmızı, pembe ve yeşil renkler ile gösterilen daireler sırası ile merkezleri $x_c = 3e$, $x_c = 2.85e$, $x_c = 2.5e$ ve $x_c = 2.0e$ noktalarında olan bilyeleri göstermektedir. Bilye dairelerinin çizimi için

$$x = b \cos \varphi + x_c \quad (45)$$

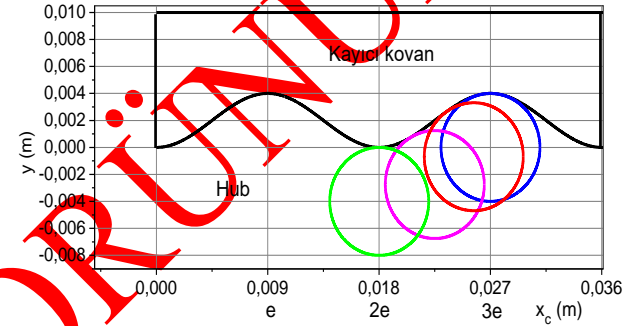
$$y = b \sin \varphi + y_c \quad (46)$$

parametrik denklemleri kullanılmıştır. Bu eşitliklerde b bilyenin yarıçapını göstermektedir. φ açısı dairenin pozitif x ekseninden başlayarak $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ aralığında değişmektedir. Şekil 16'nın oluşturulmasında kullanılan diğer değerler Çizelge 1'de verilmektedir. Tanımı Eşitlik (6) ile verilen bir kam ile birlikte çalışan bir bilyenin merkezi $x_c = 3e = 27 \text{ mm}$ olduğunda temas noktasının da $x = 3e$ 'de olması gerekmektedir. Ayrıca sürekli çalışma şartlarında bilyenin bulunduğu yerdeki duruşunun istikrarlı olması için $x = e$ ve $x = 3e$ noktalarında her iki eğrinin eğrilik yarıçaplarının birbirine çok yakın olması gerekmektedir. Analizde $b = 4 \text{ mm}$, $d = 2$, $e = 9 \text{ mm}$ değerleri kullanıldığında Eşitlik (6) ile tanımlanan kam profilinin $x = e$ ve $x = 3e$ noktalarındaki eğrilik yarıçapı 4.1 mm

olmaktadır. Bilyenin yarıçapı 4 mm olarak alınmıştır. Şekil 16'dan bu şartların en mükemmel biçimde sağlandığı görülmektedir.

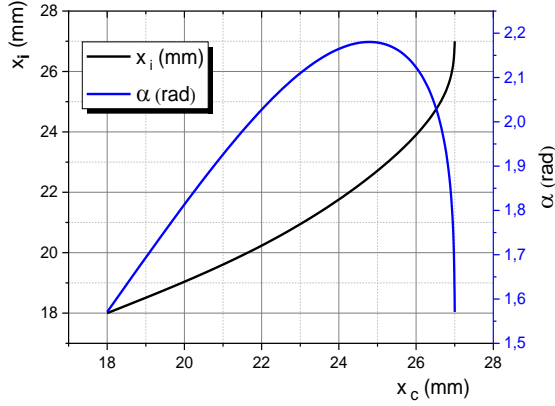
Çizelge 1. Şekil 16 için kullanılan değerler (Values used for Figure 16)

Parametre	Sembol	Değer	Birim
Bilye çapı	2b	8	mm
Bilye iticisinin periyodu	2e	18	mm
Korelasyon sabiti	d	2	birimsiz
Toplam yay sabiti	k	48000	N/m
Toplam damper sabiti	c	1000-20000	Ns/m
Sürtünme periyodu	τ	0.05-1.0	s
Coulomb sabiti	μ	0.1	birimsiz
Sürtünme halkasının yarıçapı	R_f	36	mm
Grup dişlileri ve milinin toplam atalet momenti	I_G	0.003694	kgm^2
Yavaşlayan elemanların toplam kütle atalet momenti	C_0	0.00508	kgm^2



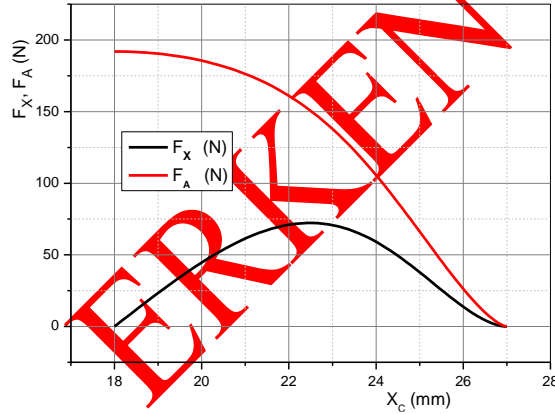
Şekil 16. Bilye ile kayıcı kovan arasındaki temas (Contact between ball and sliding sleeve)

Şekil 17'de x_i ve α açısının x_c ile değişimi görülmektedir. Şekil 17'de sergilenen sonuçlar analizde herhangi bir mantık hatasının olmadığını teyit edilmesi açısından faydalı görülmektedir. Önceden de açıklandığı üzere bu analizde x_i bağımsız değişken olarak kullanılmıştır. x_c mesafesi $3e$ 'den $2e$ 'ye düşerken beklendiği üzere x_i de $3e$ 'den $2e$ 'ye düşmektedir. x_c 'nin $3e-2e$ aralığında, x_i sürekli azalan bir değişim göstermektedir. x_i 'nin bu şekilde bir değişim sergilemesi onun bağımsız değişken olarak kullanılmasını kolaylaştırmaktadır. Şekilden görüldüğü üzere x_c mesafesi $3e$ 'den $2e$ 'ye düşerken ilk değeri $\pi/2$ rad olan α açısı çok büyük bir artış sergileyerek $x_c = 24.8 \text{ mm}$ civarında maksimum değerine (2.18 rad) çıkmaktadır. Sonra tekrar düşüşe geçerek $x_c = 2e$ 'de tekrar minimum değeri olan $\pi/2$ radyana düşmektedir. Bu değişim de beklentiler ile uyumludur. $x_c = 3e$ 'de bir tekil nokta mevcut olmakla birlikte, bu tekil nokta sayısal verilerin elde edilmesinde önemli bir zorluk çıkarmamaktadır.



Şekil 17. α ve x_1 nin x_c ile değişimi (The variation of α and x_1 with x_c)

Analizleri yapılmakta olan senkronizasyon mekanizmasında paralel bağlanmış 6 adet tetikleme düzeneği bulunmaktadır. Şekil 18'de F_X ve F_A kuvvetlerinin x_c ile değişimi görülmektedir. F_X 'in maksimum değeri 72.24 N, F_A 'nın maksimum değeri 192 N olarak belirlenmiştir. Söz konusu kuvvetler 6 adet tetikleme düzeneğinin ürettiği kuvvetlerin toplamıdır. Bu sebeple her bir bilyeye 32 N civarında bir dik kuvvet (F_A kuvveti) etkimektedir. Bu sebeple F_A 'nın kayda değer ölçüde bir ezilme ve sürtünme kuvveti yaratması mümkün görülmemektedir. Mevcut analizde göz önünde bulundurulmuş senkronizasyon mekanizmasında tetikleme düzeneği hubun içerisine yerleştirildiği için azami şartlarda 6 adet tetikleme düzeneği yapılabilmektedir. Her bir yayın yay sabitinin 8000 N/m gibi bir değerle sınırlı olacağı tahmin edilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere F_X 'in X_C üzerindeki ortalama değeri 20-25 N aralığında kalmaktadır.

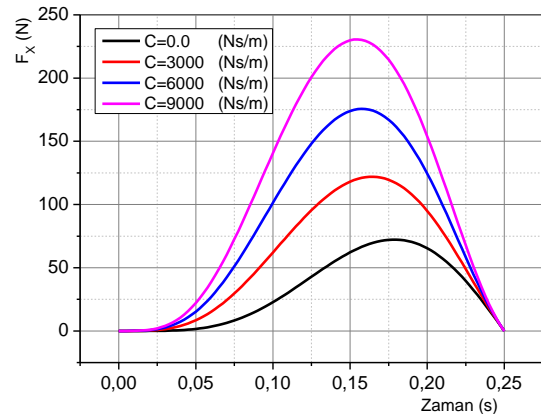


Şekil 18. F_X ve F_A 'nın x_c ile değişimi (The variation of F_X and F_A with x_c)

Sürtünme süresi 0.25 s kabul edilir ve damper devreden çıkarılırsa F_X 'in zaman ortalaması 31 N civarında olmaktadır. Bu noticeden sürtünme halkasının jirasyon çapı çok büyük olmadığı sürece sürtünme torkunun yetersiz kalacağı ve köpek dişlisinin hızı ile kayıcı kovan dişlisinin hızının denklemeyeceği görülmektedir. Ayrıca sürtünme halkasında oluşan sürtünme kuvveti Coulomb katsayısı ile orantılı olup deneysel bir veri olan Coulomb katsayısı da hiçbir zaman kesinlik

göstermemektedir. Bu sorunların aşılabilmesi için tetikleme düzeneğinin bir damper ile donatılarak tetikleme kuvvetinin istenildiği kadar artırılabilirliğinin sağlanması gerekmektedir.

Şekil 19'da sürtünme süresi 0.25 s olan damperli bir senkronizasyon mekanizmasının farklı damper sabitleri için elde edilmiş $t-F_X$ eğrileri görülmektedir. Damper sabiti arttıkça artış gösteren F_X profili aynı zamanda sağa ve sola genişlemektedir. Damper sabiti 0, 3000, 6000 ve 9000 Ns/m değerlerini alırken F_X 'in ortalaması 31.8, 58.1, 84.5 ve 110.8 N değerlerini almaktadır. Damper sabiti 0, 3000, 6000 ve 9000 Ns/m değerlerini alırken F_X 'in maksimum değerleri 72.2, 121.9, 175.6 ve 230.5 N değerlerini almaktadır. Burada ortaya çıkan maksimum değerlerin sürücü tarafından karşılanması zorunlu değildir. Sürücünün bilek kuvveti yetmediğinde veya büyük kuvvet uygulamaktan kaçındığı hallerde damper sürtünme süresini otomatik olarak uzatmak sureti ile vites değiştirmeyi mümkün kılacaktır. Bilindiği üzere dampersiz senkronizasyon mekanizmalarında bloklama ya da indexin süreci olarak adlandırılan bir süreç bulunmaktadır. Bir senkronizasyon mekanizmasında damper donanımı olduğu zaman bloklama tertibatının görevi damper tertibatı tarafından yapılabilmektedir. Yeter ki damper sabiti uygun yapılmış olsun. Bloklama tertibatının imalatı, maliyeti ve kullanım süresi gibi olumsuz yönleri bulunmaktadır. Damper kullanıldığı zaman bu problemler de çözülmüş olacaktır. Bir damperin randımanlı hizmet verebilmesi için yegâne şart her an içerisinde yağ bulunmasıdır. Damper silindiri içindeki yağ sürtünme süreci ya da kayıcı kovanın hubu itmesi esnasında boşalacaktır. Tekrar dolması bilyenin tetikleme yayı tarafından geri getirilmesi esnasında gerçekleşecektir. Eğer bu yöntem bir takım sorunlar arz ederse mikro bir çek-valf de kullanılabilir. Damperin kayıcı kovanın üzerinde monte edilmesi de mümkün seçenekler arasındadır.



Şekil 19. F_X in damper sabiti ile değişim (The variation of F_X with damper constant)

Şekil 20'de damper sabiti 3000 Ns/m olan bir damperin üç ayrı sürtünme periyodu için elde edilmiş zaman- F_X eğrileri görülmektedir. Sürtünme periyodu arttıkça doğal olarak F_X 'in maksimum değeri düşmektedir. Bu

grafiklerin elde edilmesinde $\frac{dx_i}{dt}$ sabit tutulmuş olup

$\frac{dx_i}{dt} = \frac{e}{\tau}$ şeklinde hesaplanmıştır. $\frac{dx_i}{dt}$ sabit olduğu

sürece F_X 'in zaman ortalaması azalmaktadır. Sırası ile 0.25, 0.50 ve 0.75 s sürtünme periyotları için F_X 'in maksimum değerleri 122 N, 96.2 N ve 88 N olarak, ortalama değerleri 58.2 N, 45 N ve 40.6 N olarak belirlenmiştir. Ortalama değer sürtünme periyodu ile

azalma gösterdiği için $\frac{dx_i}{dt}$ sabit iken sürtünme periyodunu artırmak olumsuz bir sonuç yaratmaktadır.

Matematik model kısmında da açıklandığı üzere $\frac{dx_i}{dt}$

zamana bağlı bir parametre olup, sürücünden sürücüye değiştiği gibi, aynı sürücünün her zaman aynı $\frac{dx_i}{dt}$ 'yi

oluşturması da mümkün görülmemektedir. Şekil 18'den de görüldüğü üzere kayıcı kovan köpek dişlisine doğru hareket ederken bir yerde F_X 'in değeri bir maksimuma

ulaşmaktadır. $\frac{dx_i}{dt}$ parametresi aracıyla F_X 'in zaman

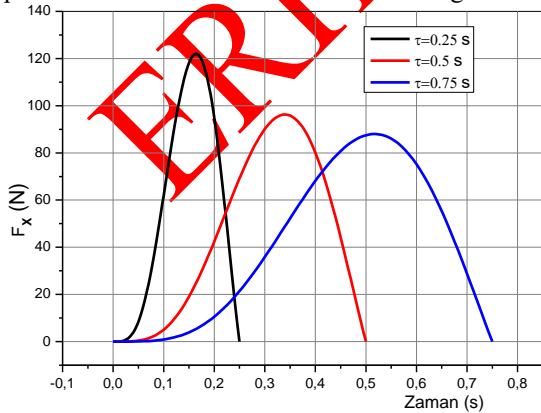
ortalamasını matematiksel olarak kendi maksimum değerine yaklaştırmak ve damperi tamamen gereksiz kılmak zor bir iş değildir. Ancak kayıcı kovana insan eli ile hareket ettiren matematiksel olarak tanımlanan

$\frac{dx_i}{dt}$ 'yi gerçekleştirilmesi mümkün değildir. Bu iş

elektrikli taşıtlarda elektro-mekanik itici (actuator) tarafından gerçekleştirilmekte ve bu işe kayıcı kovanın hareketinin yönetimi (shift-control) denmektedir. Damperli bir senkronizasyon tertibatında damperin insan eline uyguladığı tepki kuvveti insan elinin hareket hızını keseceği için, damper kayıcı kovanın hareketini kısmen istenilen şekilde modellemektedir. Bu analizde her ne

kadar $\frac{dx_i}{dt}$ sabit kabul edilmiş olsa da dalga şeklinde bir

profilinin olması daha muhtemel görülmektedir.



Şekil 20. Hub kuvvetinin zamanla değişimi (Change in hub force with time)

Şekil 21'de moment kontürlerinin sürtünme periyodu ve damper sabiti ile değişimi görülmektedir. Mavi kontürler sürtünme kuvvetinin yarattığı momenti, siyah kontürler

atalet dönmesi yapan elemanların hızının varsayılan sürtünme periyodu içerisinde istenen değere düşebilmesi için gerekli olan momenti göstermektedir. Sürtünme periyodu $0.05 \leq \tau \leq 1.0$ s aralığında damper sabiti

$1000 \leq c \leq 20000$ Ns/m aralığında değiştirilerek Şekil 21'de görülen kontürler elde edilmiştir. Bu kontürlerin elde edilmesinde kullanılan toplam kütle atalet momenti $C_0 = 0.00508 \text{ kgm}^2$ olup bu değer azami ölçüde minimize edilmiş bir değerdir. Bu değeri minimize etmek için atalet dönmesi yapan dişlilerin yan yüzeylerinde boşaltma yapılmış, grup dişli milinin içeri de delik kabul edilmiştir.

Şekil 21'den görüldüğü üzere $\tau = 0.3 \text{ s}$,

$c = 16000 \text{ Ns/m}$ olduğu yerde hem mavi kontür hem de siyah kontür 4.5 Nm değerini almaktadır. Bunun anlamı $\tau = 0.3 \text{ s}$,

$c = 16000 \text{ Ns/m}$ olduğunda köpek dişlisi ile kayıcı kovan dişlisinin kenetlenmesi mümkün

olacak demektir. Bu değerlere karşılık gelen F_X profilinin maksimum değeri 310 N civarındadır. Taşıtı kullanan bir

kişinin vites topuzuna uyguladığı kuvvet bilek kuvveti olarak adlandırılabilir. Arslan ve Sagirli [3] binek

araçlarında bilek kuvvetinin $F_X/6$ ya eşit olduğunu ifade etmişlerdir. Yazarlar ayrıca mevcut araştırmada

kullanılan girdilere yakın girdiler kullanarak bilek kuvvetini, birinci vitesten ikinci vitese geçiş için 28 N

olarak, ikinci vitesten birinci vitese geçiş için ise 53 N olarak vermişlerdir. Yazarlar bu değerlerin belirlenmesinde

Ricardo Şirketinin geliştirdiği 'Gear Shift Quality

Analysis (GSQA)' adını taşıyan paket programı kullanmışlar ve Sancaktepe Ford Otomotiv tarafından

üretilen bir aracın deneysel verilerini kullanarak doğrulamışlardır. Bu şartlar dikkate alındığında yukarıda

verilen 310 N'luk F_X kuvvetine karşılık gelen bilek kuvveti 52 N civarında bir değer olmaktadır ve pratik

veriler ile uyumlu sayılır.

Şekil 21'de $\tau = 0.6 \text{ s}$, $c = 10000 \text{ Ns/m}$ noktası

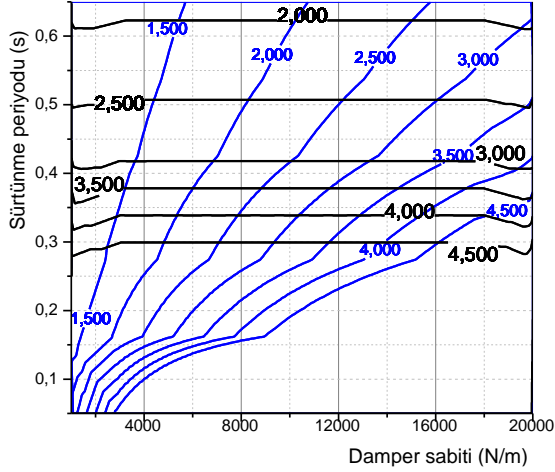
civarında bir mavi kontür ile bir siyah kontür kesişmektedir. Bu noktada kontürler 2 Nm gibi bir değere

sahiptir. Bu değerlere karşılık gelen F_X profilinin maksimum değeri 142 N civarındadır. Bu durumda

sürücünün bilek kuvveti 23.6 N'a düşmektedir. Sürücü ne kadar sabırlı hareket ederse bilek kuvvetinin o ölçüde

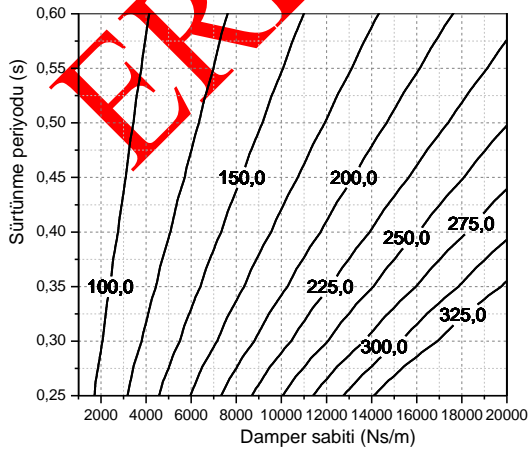
azalacağı görülmektedir. Bu inceleme damperli bir senkronizasyon mekanizmasında imalatı son derece zor

bir iş olan bloklama halkasının gereksiz olduğunu da göstermektedir.



Şekil 21. Moment kontürlerinin sürtünme periyodu ve damper sabiti ile değişimi (Variation of torque contours with friction period and damper constant)

Şekil 22’de F_x ’in maksimum değerlerinin sürtünme periyodu ve sönümleme sabiti ile değişimi görülmektedir. Grafiğin kapsamında bulunan en büyük kuvvet kontürü 325 N olup bu kontür 14000-20000 Ns/m damper sabiti, 0.25-0.36 s sürtünme periyodu aralığında yer almaktadır. Bu kontürün sürtünme torku ve lüzumlu torku Şekil 21’den 4-4.5 Nm gibi bir değer olarak okunmakta olup hız denkleşmesi için yeterlidir. Ayrıca $F_{bil} = F_x / 6$ şartı kullanıldığında 325 N’luk bir F_x kuvvetin bilek kuvveti olarak karşılığı 54 N olarak hesaplanmaktadır. Bu bilek kuvveti Arslan ve Sağırılı [3] tarafından ölçülen kuvvete denk olup sürücülerini aşırı zorlayacak bir değer değildir. Bu incelemenin ikinci vites için yapılması ve grup dişlinin hızının 2400 rpm olarak kabul edilmesi sürücüler açısından en zorlu hali temsil etmektedir. Ayrıca Arslan ve Sağırılı [3] tarafından verilen $F_{bil} = F_x / 6$ şartına araç üreticilerinin uymadığı, bilek kuvvetinin $F_{bil} = F_x / 10$ seviyesinde olduğu görülmektedir. Bu durum dikkate alındığında bilek kuvvetinin 15-30 N aralığında bir değer olacağı görülmektedir.



Şekil 22. Maksimum F_x ’in damper sabiti ve sürtünme periyodu ile değişimi (Variation of maximum F_x with damper constant and friction period)

Nejad ve çalışma arkadaşları [18] sürtünme halkası çapı 74 mm olan bir senkronizasyon mekanizmasının senkronizasyon süresini hem matematik simülasyon ile hem de deneysel olarak araştırmışlardır. Yazarlar giriş mili hızını 2000 rpm, çıkış mili hızını da 1000 rpm olarak almışlardır. Çalışmada Coulomb sabiti 0.06, kayıcı kovani iten F_x kuvveti 1400 N ve toplam kütle atalet momenti 0.17 kgm^2 olarak alınmıştır. Senkronizasyon süresi 0.2 s olarak belirlenmiş, deneysel veri ile simülasyon verisi arasındaki sapma %12 olarak ifade edilmiştir. Sürtünme halkasına uyguladıkları F_x kuvvetinin mevcut çalışmadaki F_x ’e göre 4 kattan daha fazla, kullandıkları Coulomb sabitinin mevcut çalışmada kullanılanın yaklaşık yarısı kadar, kurdukları deney sisteminin toplam kütle atalet momentinin mevcut çalışmadakine göre 30 kat fazla ve kurdukları sistemin hız redüksiyonunun mevcut çalışmadaki hız redüksiyonunun yarısı kadar olduğu görülmüştür. Bununla birlikte belirledikleri sürtünme süresi mevcut çalışmadakine oldukça yakındır.

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Senkronizasyon mekanizmalarının yapısını basitleştirmek ve tetikleme kuvvetini istenildiği kadar artırabilmek için tetikleme düzeneğine bir damper eklenmesi gerekmektedir. Damperli bir tetikleme düzeneğinin vites koluna (topuz) uygulanacak olan bilek kuvveti 15-30 N seviyesinde bir kuvvet olarak belirlenmiştir. Damper sabiti 14000 Ns/m olarak seçilirse kenetlenme süresi 0.35 s olarak hesaplanmaktadır. Vites koluna uygulanacak olan bilek kuvvetinin makul bir değer olabilmesi için atalet dönmesi yapan elemanların kütle atalet momentinin olabildiğince azaltılması gerekmektedir. Damperli tetikleme düzeneği ile donatılan bir vites kutusunun vites kolu her sürücüye uygun bir kuvvetle çalışabilmektedir. Dampersiz bir senkronizasyon mekanizmasında sürücünün vites koluna uygulayacağı kuvvetin maksimum değeri vites kolunun hareket hızına bağlı değildir. Damperli bir senkronizasyon mekanizmasında ise sürücünün vites kolunu yüksek bir hız ile hareket ettirmek istemesi halinde büyük bir kuvvet uygulaması, düşük bir hız ile hareket ettirmek istemesi halinde düşük bir kuvvet uygulaması gerekmektedir. Tasarlanan mekanizmanın mevcut vites mekanizmalarında kullanılmakta olan birden çok sürtünme halkasına sahip senkronizasyon tertibatlarına ve bloklama halkası olarak adlandırılan tertibatlara olan gereksinimi yok edebileceği görülmektedir. Bu araştırmada elde edilen bulguların literatür verileri ile uyumlu olduğu belirlenmiştir.

Simgeler (Symbols)

- b Bilye yarıçapı (m), (Şekil 10)
- c Damper sabiti (Ns/m)
- C_0 Dönen elemanların toplam kütle atalet momenti (kgm^2)
- d Birimsiz bir korelasyon sabiti
- e Trigonometrik kam profilinin yarı dalgı boyu (m), (Şekil 10)

F_A	Kayıcı kovan tarafından bilyeye uygulanan kuvvet (N), (Şekil 11)
F_D	Damper tarafından bilyeye uygulanan kuvvet (N), (Şekil 11)
F_f	Konik yüzeyler arasındaki sürtünme kuvveti (N)
F_g	Dişlilerin birbirine uyguladığı döndürme kuvveti (N) (Şekil 14)
F_p	Konik yüzeyler arasındaki dik basınç kuvveti (N)
F_R	Hub tarafından bilyeye uygulanan kuvvet (N), (Şekil 11)
F_S	Yayın bilyeye uygulanan kuvvet (N), (Şekil 11)
F_x	Kayıcı kovan tarafından bilyeye uygulanan kuvvetin X bileşeni (N), (Şekil 11)
F_Y	Kayıcı kovan tarafından bilyeye uygulanan kuvvetin Y bileşeni (N), (Şekil 11)
I_G	Grup dişlilerinin ve milinin toplam kütle atalet momenti ($kg\ m^2$)
I_w	Hız dişlilerinin kütle atalet momenti ($kg\ m^2$)
k	Yay sabiti (N/m)
M_d	Dişlilerin dişlerinin birbirine uyguladığı döndürme kuvvetinin momenti (Nm)
M_f	Sürtünme momenti (Nm)
\bar{M}_f	Sürtünme momentinin zaman ortalaması (Nm)
R_f	Sürtünme yüzeyinin jiroskopik yarıçapı (m)
r	Yarıçap (m)
r_g	Grup dişlilerinin yarıçapları (m)
r_w	Hız dişlilerinin yarıçapları (m)
T	Tork (Nm)
u	Bilye merkezinin temas noktasına uzaklığına x bileşeni (m), (Şekil 12)
y_c	Bilye merkezinin orijine uzaklığının y bileşeni (m), (Şekil 10)
\dot{y}_c	Bilyenin hareket hızı (m/s)
y_i	Temas noktasının orijine uzaklığının y bileşeni (m)
x_c	Bilye merkezinin orijine uzaklığının x bileşeni (m), (Şekil 10)
x_i	Temas noktasının orijine uzaklığının x bileşeni (m), (Şekil 12)
α	Temas noktasının x eksenine yaptığı merkez açısı (rad), (Şekil 10)
η	Üçüncü hız dişlisinin dönme miktarı (rad)
θ	İkinci hız dişlisinin dönme miktarı (rad)
θ_f	Konik yüzey açısı (rad)
μ	Coulomb sabiti
σ	Dördüncü hız dişlisinin dönme miktarı (rad)
τ	Sürtünme periyodu (s)
φ	Birinci hız dişlisinin dönme miktarı (rad)
ϕ	Grup dişlisinin dönme miktarı (rad)
ω	Açısal hız (rad/s)

Kısaltmalar (Abbreviations)

b_g	Geri vites ara dişlisi, (Şekil 13)
d_g	Diferansiyel dişlisi (Şekil 13)
g	Grup mili dişlileri, (Şekil 13)
h	Hub
i	Kam profilinin bilyeye değdiği nokta
P_1	Grup dişli mili, (Şekil 13)

P_2	Kamalı mil, (Şekil 13)
s	Kayıcı kovan (sleeve), (Şekil 13)
w	Hız dişlileri, (Şekil 13)

ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazarları çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

Halit KARABULUT: Literatür taraması, analizler, sonuçların değerlendirmesi, makalenin yazımı
Regaip MENKÜÇ: Literatür taraması, analizler, sonuçların değerlendirmesi, makalenin yazımı
Turgay ERGİN: Literatür taraması, analizler, sonuçların değerlendirmesi, makalenin yazımı
Can ÇINAR: Literatür taraması, analizler, sonuçların değerlendirmesi, makalenin yazımı

ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Xu, X. and Luo, Y. "Modeling and analysis of gear shifting process of non-synchronizer AMT based on collision model." *IEEE Access*, 9, 13354-13367 (2021).
- [2] Alizadeh, H. V., Helwa, M. K. and Boulet, B. "Modeling, analysis and constrained control of wet cone clutch systems: A synchromesh case study." *Mechatronics*, 49, 92-104 (2018).
- [3] Arslan, E. and Sagirli, A. "Gear shift efforts analysis and user interface software development." *International Journal of Engineering Technologies-IJET*, 5(4), 1-8 (2018).
- [4] Stockinger, U., Schneider, T., Pflaum, H. and Stahl, K. "Single vs. multi-cone synchronizers with carbon friction lining—a comparison of load limits and deterioration behavior." *Forsch Ingenieurwes*, 84, 245-253 (2020).
- [5] Nagesh, S. G. and Hemant, D. L. "A review on multicone synchromesh transmissions." *International Journal for Innovative Research in Multidisciplinary Field*, 5(4), 170-177. ISSN: 2455-0620 (2019).
- [6] Wazir, U. "Manual gearbox synchronizers – An overview." *International Journal of Emerging Trends in Engineering and Development*, 5(3), 422-428. ISSN: 2249-6149 (2013).
- [7] Sigl, L. S., Rau, G. and Hoehn, B. R. "Processing and performance of PM synchronizer rings with friction linings." *Proceedings of EURO PM 2003*, Valencia, Spain, European Powder Metallurgy Association, 151-158 (2003).
- [8] Benake, A. "Introduction to shifting solution – Synchronizer." *International Journal of Trend in Scientific Research and Development (IJTSRD)*, 5(2), 201-209 (2021).
- [9] Razzacki, S. T. "Synchronizer design: A mathematical and dimensional treatise." *SAE Transactions*, 2004-01-1230, 821-829 (2004).

- [10] Bedmar, A. P. "*Synchronization processes and synchronizer mechanisms in manual transmissions.*" Master's Thesis, Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology (2013).
- [11] Thompson, E. A. "*Automatic gear-shifting mechanism for sliding gear transmission.*" US1435430A, United States (1922).
- [12] Tseng, C. Y and Yu, C. H. "Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle." *Mechanism and Machine Theory*, 84, 37-56 (2015).
- [13] Wang, Y., Wu, J., Zhang, N. and Mo, W. "Dynamics modeling and shift control of a novel spring-based synchronizer for electric vehicles." *Mechanism and Machine Theory*, 168, 104586 (2022).
- [14] Siregar, R., Zainuri, F., Adhitya, M. and Sumarsono, D. A. "Design a new generation of synchromesh mechanism to optimization manual transmission's electric vehicle." *In Proceedings of the 15th International Conference on QIR (Quality in Research) (Vol. 1411, p. 1284)* (2017).
- [15] Zhang, L., Yang, H., Peng, Y. and Li, S. "A novel synchronizer for clutchless automated manual transmissions applied in electric vehicles." *Mechanism and Machine Theory*, 170, 104688 (2022).
- [16] Pang, B., Hong, J., Gao, B., Chen, H. and Li, Z. "Shift quality amelioration of EV with AMT by speed regulation." *IFAC-Papers On Line*, 51(31), 910-917 (2018).
- [17] Li, J., Feng, X., Jiang, M., Zhang, Y. and Wan, L. "Modelling and simulation of synchronization and engagement for self-energizing synchronizer with multibody dynamics." *Advances in Mechanical Engineering*, 9(3), 1-16 (2017).
- [18] Nejad, A. F., Chiandussi, G., Solimine, V. and Serra, A. "Estimation of the synchronization time of a transmission system through multi-body dynamic analysis." *International Journal of Mechanical Engineering and Robotic Research*, 6(3), 232-236 (2017).
- [19] Mo, W., Walker, P. D. and Zhang, N. "Dynamic analysis and control for an electric vehicle with harpoon-shift synchronizer." *Mechanism and Machine Theory*, 133, 750-766 (2019).
- [20] Mo, W., Walker, P. D., Fang, Y., Wu, J., Ruan, J. and Zhang, N. "A novel shift control concept for multi-speed electric vehicles." *Mechanical Systems and Signal Processing*, 112, 171-193 (2018).
- [21] Lovas, L., Play, D., Marialigeti, J. and Rigal, J. F. "Mechanical behaviour simulation for synchromesh mechanism improvements." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, 220(7), 919-945 (2006).
- [22] Barathiraja, K., Devaradjane, G., Bhattacharya, A., Sivakumar, V. and Yadav, V. "Automotive transmission gearbox synchronizer sintered hub." *Engineering Failure Analysis*, 107, 104213 (2020).
- [23] Wanli, X., Wei, Z., Bin, S. and Ximeng, X. "Investigation of manual transmission synchronizer failure mechanism induced by interface material/lubricant combinations." *Wear*, 328-329, 475-479 (2015).
- [24] Tseng, C. Y. and Yu, C. H. "Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle." *Mechanism and Machine Theory*, 84, 37-56 (2016).
- [25] Wang, Y., Wu, J., Zhang, N. and Mo, W. "Dynamics modeling and shift control of a novel spring-based synchronizer for electric vehicles." *Mechanism and Machine Theory*, 168, 104586 (2022).
- [26] Zhang, L., Yang, H., Peng, Y. and Li, S. "A novel synchronizer for clutchless automated manual transmissions applied in electric vehicles." *Mechanism and Machine Theory*, 170, 104688 (2022).
- [27] Häggström, D., Nyman, P., Sellgren, U. and Björklund, S. "Predicting friction in synchronizer systems." *Tribology International*, 97, 89-96 (2016).
- [28] Hwang, B., Ahn, J. and Lee, S. "Effects of blending elements on wear resistance of plasma-sprayed molybdenum blend coatings used for automotive synchronizer rings." *Surface and Coating Technology*, 194, 256-264 (2005).
- [29] Kumar, T. M., Dmello, S. and Pattabiraman, V. "Optimization of synchronizer of a typical 5-speed manual shift synchromesh transmission using statistics-based simulation techniques." *SAE Technical Paper* 2006-32-0069 (2006).
- [30] Bao, C., Guo, H., Kong, L. and Cheng, X. "Multi-stage gear shifting control scheme for electric mechanical transmission: Design and experiment." *IEEE Access*, 7, 95576-95584 (2019).
- [31] Alizadeh, H. V. and Boulet, B. "Robust control of synchromesh friction in an electric vehicle's clutchless automated transmission." *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 22(6), 2270-2280 (2014).
- [32] Alizadeh, H. V., Mousavi, M. R. and Boulet, B. "Synchromesh torque estimation in an electric vehicle's clutchless automated manual transmission using unknown input observer." In 2015 *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)* (pp. 1-5). IEEE (2015).
- [33] Zainuri, F., Sumarsono, D. A., Adhitya, M. and Siregar, R. "Design of synchromesh mechanism to optimization manual transmission's electric vehicle." In *AIP Conference Proceedings* (Vol. 1823, No. 1, p. 020031). AIP Publishing LLC (2017).
- [34] Okazaki, Y. and Komatsuzaki, K. "Double cone synchronizer with paper lining for medium duty trucks." *SAE Transactions*, 928-932 (1990).