

218 60

**TAŞIT LASTİKLERİNİN DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİNİN
ÖLÇÜLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Özgen AKALIN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 3 Şubat 1992

Tezin Savunulduğu Tarih : 18 Şubat 1992

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Ahmet Güney
Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Işık Erzi
Doç.Dr. Ali Göktan

ŞUBAT 1992

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM ENSTİTÜSÜ
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Ö N S Ö Z

Araştırma görevlisi olarak çalıştığım İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim dalında yüksek lisans ve tez çalışmalarım sırasında bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım Sayın Prof.Dr.Işık ERZİ, tez danışmanım Doç. Dr. Ahmet GÜNEY, Doç.Dr. Ali G. GÖKTAN ve Doç.Dr. Murat EREKE'ye, laboratuvar çalışmalarım sırasında büyük yardımlarını gördüğüm Tekn.Müh. Mustafa KAVİTAŞ, Elek. Müh. Hami ÇEBİ, tüm İ.T.Ü. Motorlar ve Motorlu Taşıtlar Laboratuvarı personeli ve araştırma görevlisi arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	v
SUMMARY	vi
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. TEMEL KAVRAMLAR	4
2.1. Yan Kuvvet ve Diyagonal Hareket	4
2.2. Geri Çevirme Momenti ve Pnömatik Kaster .	9
BÖLÜM 3. TAŞIT LASTİK KARAKTERİSTİKLERİNDE ETKİLİ PARAMETRELER	15
3.1. Yol Şartlarının Etkisi	15
3.2. Lastik Basıncının Etkisi	16
3.3. Kanber Açısının Etkisi	19
3.4. Tekerlek Büyüklüğü ve Genişliğinin Etkisi	21
3.5. Çevresel Kuvvetlerin Etkisi	23
3.6. Düzgünsüzlük Etkileri	27
BÖLÜM 4. DİNAMİK DİYAGONAL HAREKET	30
4.1. Değişken Diyagonal Hareket Açısı	30
4.2. Değişken Tekerlek Yüğü	35
4.3. Hızın Etkisi	35
BÖLÜM 5. DENEY DÜZENİ	38
5.1. Tekerlek Test Cihazı ve Ölçme Sistemi ...	38
5.2. Aks ve Fren Sisteminin Kurulması	41
5.3. Tekerlek Açısı Ölçümü İçin Potansiyometre	42
5.4. Sonuçların Yazdırılması	43
5.5. Tekerlek Açıları Ölçümü	43
BÖLÜM 6. ÖLÇÜM ve DENEY SONUÇLARI	47
BÖLÜM 7. ÖLÇÜM SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	76
SONUÇLAR	80
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	82

S E M B O L L E R

V	: Hareket hızı	[m/s]
V_x	: Tekerlek eksenini doğrultusundaki hız	[m/s]
V_y	: Yanal hız	[m/s]
α	: Diyagonal hareket açısı	[°]
F_Y	: Yan kuvvet	[N]
F_{cf}	: Merkezkaç kuvveti	[N]
F_N	: Tekerlek yükü	[N]
F_K	: Koniklik kuvveti	[N]
F_w	: Açı kuvveti	[N]
μ_h	: Maksimum tutunma sınırı	
μ_g	: Kayma halinde tutunma sınırı	
R	: Dönemeç yarı çapı	[m]
a_y	: Taşıt yanal ivmelenmesi	[m/s ²]
M_R	: Geri çevirme momenti	[Nm]
n_R	: Pnömatik kaster	[mm]
P_L	: Lastik basıncı	[N/m ²]
ξ	: Kamber açısı	[°]
χ	: Kamber açısı orantı sabiti	[N/°]
χ_M	: Kamber moment orantı sabiti	[Nm/°]
δ	: Diyagonal hareket katsayısı	[N/°]
μ_R	: Bileşke tutunma sınırı	
μ_X	: Doğrusal tutunma sınırı	
μ_Y	: Yanal tutunma sınırı	
f	: Tekerlek slalom frekansı	[Hz]

Ö Z E T

Bu çalışmada taşıt lastiklerinin dinamik karakteristiklerini etkileyen faktörleri saptamak, sürekli ve yavaş değişen diyagonal hareket açılarında, dönen tamburda deneysel olarak bu faktörlerin etkinliğini araştırmak amaçlandı.

Deneylerde Lassa GT 70 175/70 SR 13 tipi çelik kuşaklı radyal lastiğin Carl-Schenk tekerlek test cihazında diyagonal hareket karakterleri grafikler halinde çıkarıldı. Tekerleğin dinamik performansını etkileyen faktörler diğer test koşulları sabit tutularak ayrı ayrı incelendi.

Sonuç olarak tekerlek yükü ve lastik basıncının diyagonal hareket karakteristikleri üzerinde önemli etkisi olduğu, değişen diyagonal hareket açılarında yan kuvvet ve geri çevirme momentinde tekerlek yükü ve frekansa bağlı olan bir geri kalma oluştuğu saptandı. Çevresel kuvvetlerin diyagonal hareketteki etkileri gözlemlendi. Düşük frekanslarda hızın önemli bir etken olmadığı görüldü.

SUMMARY

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF PNEUMATIC TIRES

The changes that have taken place over the years in the roads and in the power and speed of the average car have created a need to crystalize our understanding of stability. Finally, the increase in hazards attending the elevated speeds makes it more important than ever.

As one would expect, stability is intimately related to the tire. The tire, when steered, develops the forces that guide the vehicle. When not steered, the tire forces hold the car steady on its path.

If a steered tire is run long enough to attain a condition of equilibrium, the value of this force is determined by the size of the "slip angle". This is the angle between the plane of the tire and direction of travel along the road. For normal maneuvers on the road, only small slip angles are encountered. In this limited range of angles, the lateral force and aligning moment are almost exactly proportional to slip angle.

The ratio of the cornering force to slip angle is termed the cornering power. This ratio, the cornering power, has generally been taken to indicate the degree of stability of the tire. The magnitude of the slip angle depends on many factors of which the most important are the magnitude of the side force and vertical load on the wheel, the inflation pressure and the construction of the tire itself. The speed at which the wheel rolls, however, has little effect on the value of the slip angle. However, the side force does not act in the vertical plane containing the axis of the wheel but in a parallel plane lying slightly behind the wheel axis. That distance is called the pneumatic trail and the couple $F_y \cdot n_R$ (side force x pneumatic trail) called the aligning moment.

Tire functions play a predominant role in the overall dynamics of the vehicle. Linearized tire characteristics are used to study stability and responses to small steering inputs. The non-linear shape of tire characteristics may cause considerable changes in handling properties at different levels of lateral acceleration. A vehicle negotiating a stable turn may become unstable as a result of the action of a sufficiently large disturbance impulse.

Total performance of a tire can be divided into two major categories as structural performance and mechanical performance. The structural performance of a tire is the primary determinant of its reliability and that the mechanical performance of the tire relates primarily to the concept of function.

The performance vector of a tire is dependent upon three classes of factors. Tire design implies a host of geometric, material, and fabrication variables. The operational history of a tire is an important determinant of the performance vector, since material and geometric changes occurring with use influence both the reliability of the tire and its mechanical characteristics. Finally operating-state variables will be influential in controlling the performance of a pneumatic tire.

The motions of a tire-vehicle system occur both within the plane of symmetry (e.g., ride, braking, etc.) and outside the plane of symmetry (e.g., the response to steering, wind gusts, etc.). When these motions consist of small perturbations about an equilibrium condition established in straight-line motion over a perfectly smooth surface, the tire can be represented as a linear force-producing element. Studies have shown that the directional response of an automobile, at levels of lateral acceleration less than 0.3 g, is dependent only on the slope of tire side force versus the static value of vertical load. As the severity of the maneuver is increased, the tire is required to generate forces that are not linearly related to the pertinent kinematic variables. Frictional conditions prevailing at the tire-road interface become a determining factor resulting in a strong interaction between the side and fore and aft components of shear force produced by combined side and longitudinal slip. The prediction of vehicle behavior at or near the friction limit (for a range of speed and surface conditions) therefore demands an extensive amount of tire-mechanics data covering a wide range of kinematic variables and interfacial friction conditions.

It should be noted that all the phenomena discussed above are steady-state processes, following conditions exist: (1) constant vertical load, (2) a fixed value of slip angle, and (3) interface conditions that are constant with time. These steady-state conditions normally do not prevail. In the real world, the tire-wheel assembly undergoes a dynamic variation in vertical loading and vertical deflection, a result caused by irregularities in the road profile.

The functional performance of the pneumatic tire can be broken down into four categories. These are dynamic variables, interface contamination, road properties and tire properties. The quantities categorized as dynamical variables are system variables that vary continuously as

the system moves in time. Speed, normal load, slip vector, vertical tilt angle, traction and braking force are dynamical variables. Interface contamination indicates the condition of the road. The contaminants found on the road are generally oil, mud, ice, snow or water. Road properties contain macro and micro geometry, temperature and material properties of the road. Tire geometry, inflation pressure, carcass construction and material properties are classified as tire properties. The only factor in this category which is a test variable is inflation pressure.

The influence of water contamination on mechanical tire performance depends on just a single contaminant property, the quantity, or depth, of undisturbed water. However, the study of water contamination effects is complicated tremendously by the strong interaction of other dynamical and non dynamical interface factors, most prominently speed and tire and road surface geometry.

The tire-road interface variables categorized as road properties present the most difficulty in definition and control. Bulk friction is a consequence of the viscoelastic character of rubber. It arises as a result of the damping, or hysteresis, losses associated with the deformation of such materials. Thus it is also referred to as the hysteresis, of deformation, friction component. Bulk friction is a primary function of interface microgeometry, since the nature of the rubber and even shapes of the proximate surface asperities. Temperature is also an important factor, because the damping loss rates of viscoelastic material are highly temperature dependent.

Adhesion is also strongly affected by interface microgeometry, which controls the form of the actual contact area, and by temperature, which modifies the atomic state of the interactants.

The distance traveled and the way the tire is steered during this distance, effect the cornering force and aligning moment. One of the many approaches for determining this is through the study of the frequency response. In this method, the tire is steered through an angle that changes sinusoidally in time. The force developed by the tire also varies sinusoidally and has the same frequency as the motion of the wheel. However, the size of the sinusoidal force and its time lag behind steering depends in general on the frequency at which the wheel is moved. This approach can be checked in two other ways. In one method, the tire is quickly steered from one previously fixed position to another fixed position and the reaction is noted. In the other, the tire is steered so that the slip angle increases in proportion to the passage of time. These three experimental procedures lead to a single description of

the dynamic behavior for the cornering force. The consequences with regard to the side forces generated by time-varying side-slipping or steering are known to be the following:

(a) A lag or delay exists between side force and steer angle, which delay increases with the rate of steering

(b) This delay decreases with increasing forward velocity of the tire.

Time varying normal load has also effects on dynamic characteristics of pneumatic tires. It may be observed that sinusoidal variation of normal load produces a non sinusoidal variation of side force. The average side force produced by varying normal load is always less than the side force corresponding to the average load. As the normal load increases from a minimum value, the side force lags behind the applied vertical load. The relatively large lateral deflection of the tire carcass under these condition may cause large sliding velocities in the contact region when the load is increasing. These large sliding velocities would result in a lower friction coefficient between tire and drum, thereby reducing the average side force produced by the tire.

The plane of the wheel is not always vertical but in practice vehicle wheels frequently are inclined. This tilt of the wheel is called camber and the angle is called the camber angle. Cambering the wheel has an effect on the steering force the tire will develop under given conditions of slip angle, wheel load etc., and also effects the aligning moment. The side force will be greater with positive camber and smaller with negative camber.

Both traction and braking moments produce reduction in the side force at a constant slip angle. The contact surface moves laterally as a result of the lateral motion. Thus, braking force reduces the aligning moment and traction force has the opposite effect.

The purpose of this study is to investigate this collected factors, effect the dynamical performance of pneumatic tires, in laboratory conditions.

175/70 SR 13 steel-braced radial-ply tire has been tested on rolling drum and lateral force and moment characteristics are measured at very low excitation frequencies.

Test Equipment: Laboratory equipment for measuring the mechanical characteristics of pneumatic tires can be placed in one of two categories. The first, a rolling drum, is the device most commonly employed. The second category is the slow-speed, flat-bed (or flat-plank) device.

Experiments have been carried out with Carl-Schenk wheel

Experiments have been carried out with Carl-Schenk wheel testing equipment-rolling drum.

Drum diameter	2	m
Drum width	0.9	m
Drum speed	300	km/h

Force and moment magnitudes are obtained as electrical signals by five component measuring hub. Measuring hub ranges are as follows:

Wheel load	10	kN
Traction force	8	kN
Side force	10	kN
Aligning moment	0.3	kNm
Overturning moment	3	kNm

An axle and braking system have been constructed in order to observe the effects of braking forces on the dynamic characteristics of pneumatic tires. A hydraulic disc brake system and servo mechanism-vacuum pump have been used. Brake linings are cooled by an electrical fan. Camber angle can be fixed by a screw and nut mechanism.

Slip angle values are obtained by using a linear potentiometer mounted in the axis of pivoting. The tire is steered up to maximum steer angles of ± 10 deg by an electrical actuator and frequency can be adjusted from the control panel. The steer angle can be fixed during the test sequence. An electric tachometer is used to record the drum speed.

The recording equipment consists of a X-Y plotter, used to obtain steady-state plots of side force, wheel load, traction force, aligning moment, overturning moment and steer angle.

Each factor that effects the dynamical performance of the pneumatic tire is investigated separately when the other test conditions are held constant.

The effects of normal load, inflation pressure and rolling speed on the lateral force and moment characteristics are tested. The effects of braking force are examined in two different ways. In first method slip angles are kept constant and characteristics are recorded depending on the braking force. In the other method the braking force is held constant and changes are observed in slow varying slip angles.

The tyre has been tested at a very low excitation frequency such as 0.01 Hz. Thus, the results obtained are very close to the statistical measurements. In addition, the tire is tested also in reasonably high excitation frequencies. In frequency response, the effects of time varying slip angle are examined.

The results showed that lateral force and aligning

moment do not rise proportionally with the slip angle, but appears to a lag behind. Frequency response measurements showed that the delays depend on the frequency. In addition, we have noted that the apperent delays increase with the normal load.

According to these test results, normal load has very large effects on lateral force and aligning moment. The increase in the normal load causes considerable rise in the lateral force and aligning moment.

The results obtained at different speed levels showed that despite some minor effects, the speed effect was small. Although registering some different vibrations, there was no significant change in the lateral force and aligning moment at different speeds.

The measurements at different inflation pressures showed that inflation pressure has important effects on lateral force and aligning moment. Especially, in increased inflation pressures, we observed very small aligning moment values.

Finally, we noted that braking force causes very large effects on force and moment characteristics. The lateral force decreases with the increasing braking force.

In this study, first four chapter gives theoretical knowledge about the force and moment generation properties and parameters that effect the characteristics of pneumatic tires. In the following chapter, the testing equipment has been introduced. The test results have been illustrated. Finally the results obtained have been discussed. It can be seen that the results are agree with previous studies.

1. G İ R İ Ő

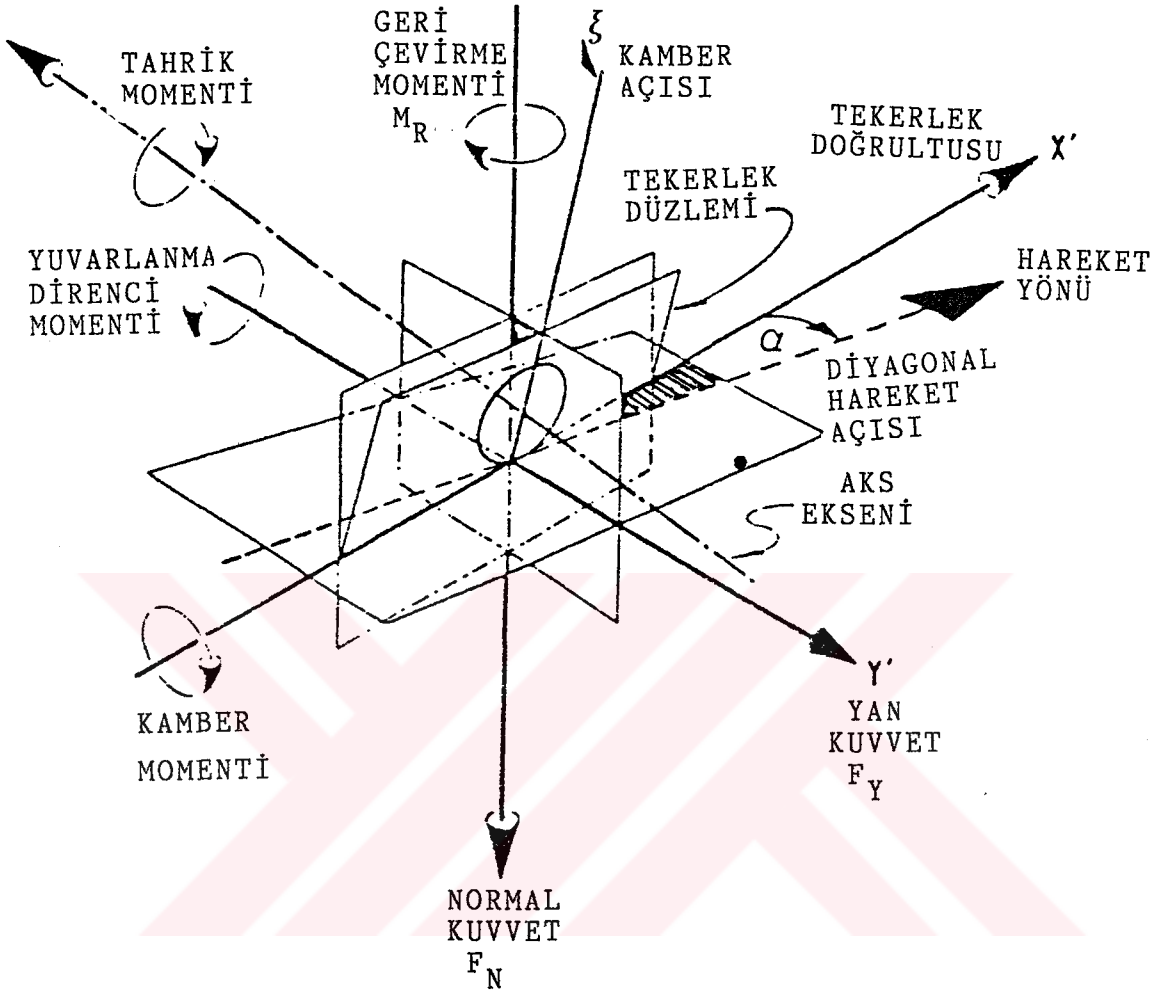
Günümüzde yollarda ve taşıtlardaki gelişmeler, özellikle artan hızlarla ortaya çıkan tehlike riski taşıt stabilitesinin önemini her geçen gün daha da arttırmaktadır. Bilindiğı gibi taşıt stabilitesi, lastikler ile yakından ilişkilidir ve lastiklerde oluşan kuvvetler taşıtın davranışını belirler.

Bir taşıt tekerleğinin doğrultusu ve hareket yönü arasında bir açı varsa "yan kuvvet" taşır ve bu açığa "diagonal hareket açısı" denir. Tekerleğı düşey eksen etrafında çevirmeye çalışan moment ise "geri çevirme momenti"dir.

Mühendislik ilk olarak taşıtlardaki yalpa problemleri üzerine tekerlek yan kuvvet ve moment özellikleri ile ilgilenmeye başladı. 1925'de G. Groulhiet diagonal harekette yan kuvvetin rolünü açıkladı. Bir taşıt lastiğinde yan kuvvet ve geri çevirme momentinin diagonal hareket açısına bağımlılığı tekerlek yükü, lastik basıncı, kamber açısı ve hız gibi etkiler sabit tutularak ölçülebilir. Bu alanda ilk geniş çaplı ölçümler Gauss, Wolf, Gengenbach, Henker ve Schuring tarafından kaydedildi. [1] , [2]

Tekerlek kuvvetlerinin oluşma yapısı Fiala, Borgmann ve Willumeit tarafından açıklandı. Yazarlar bu olayın sadece temas yüzeyindeki kuvvet bağlantısına bağılı olmayıp, kuşak ve karkastan oluşan tekerlek iç yapısının elastik davranışının da etkin olduğunu ortaya koydular. Bu yapı De Carbon, Fiala, Von Schlieppe - Dietrich ve Pacejka tarafından çeşitli modellerle açıklanmaya çalışıldı. V. Schlieppe ve Dietrich o zamana kadar sadece kararlı halde incelenen diagonal hareket karakterlerini

zamana ve alınan yola göre inceleyerek bu alanda önemli bir adım attılar. Bu çalışma ile tekerlek kuvvetlerinin frekansa bağlı olarak incelenebilmesi sağlanmış oldu.



Şekil 1.1. Taşıt lastiğinde kuvvet ve momentler (SAE)

Yanal kuvvetin ve geri çevirme momentinin küçük açılar için diyagonal hareket açısı ile lineer olarak değiştiğini kabul etmek iyi bir yaklaşımdır. Ancak uçak ve taşıt tekerleklerinin Flatern olayı üzerindeki araştırmalar, dinamik diyagonal harekette yan kuvvet ve diyagonal hareket açısı arasında bir geri kalma olduğundan ve bu durumda ön tekerlekler yada direksiyon sisteminde titreşimler oluşabileceğinden bu kabulün geçerli olmadığını ortaya koydu. [1]

Bir taşıt lastiğinin performansını etkileyen faktörler dinamik değişkenler, temas koşulları, yol özellikleri ve

lastik özellikleri olarak dört bölümde incelenebilir. Dinamik değişkenler hız, kayma, tekerlek yükü ve kamber açısıdır. Temas koşullarını yolun kuru, ıslak yada buzlu olması gibi yol şartları belirler. Yolun makro ve mikro yapısı, sıcaklığı ve malzeme özellikleri yol özellikleri olarak incelenir. Lastik özellikleri ise lastiğin geometrisi, basıncı, karkas konstrüksiyonu ve malzeme özellikleridir.

Bu çalışmada taşıt lastiklerinin dinamik karakteristiklerini etkileyen faktörleri saptamak ve deneysel olarak dönen tamburda da bu faktörlerin etkinliğini araştırmak amaçlandı.



2. TEMEL KAVRAMLAR

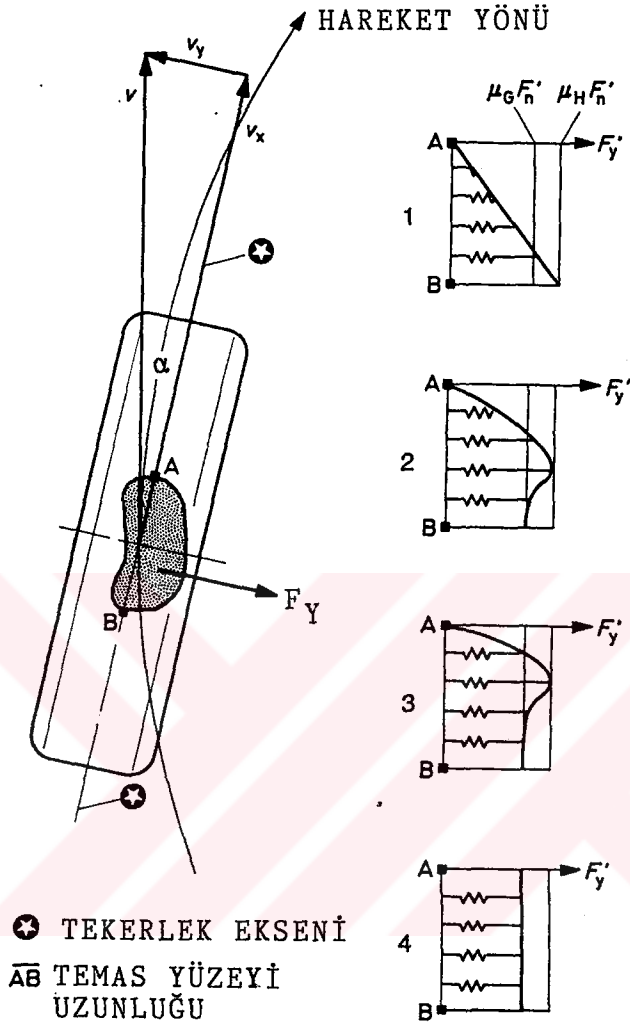
2.1. Diyagonal Hareket ve Yan Kuvvetler

Tekerlekler, hareket doğrultusuna göre eğik bir konumda yuvarlandığında yani öteleme hızının tekerlek doğrultusu ile bir açı yapması halinde yan kuvvet taşırlar. Tekerlek doğrultusunda bir V_x hızı olduğu gibi yanall yönde de V_y yanall hızı oluşur ve bu hızların bileşkesi V öteleme hızını verir. Tekerlek doğrultusu V_x ile tekerleğin hareket ettiği doğrultu V arasındaki açı diyagonal hareket açısı olarak adlandırılır ve (Şekil 2.1)'de görüldüğü gibi α ile gösterilir. [3]

Yan kuvvetin oluşma mekanizması şekildeki model üzerinde kolaylıkla anlaşılabilir:

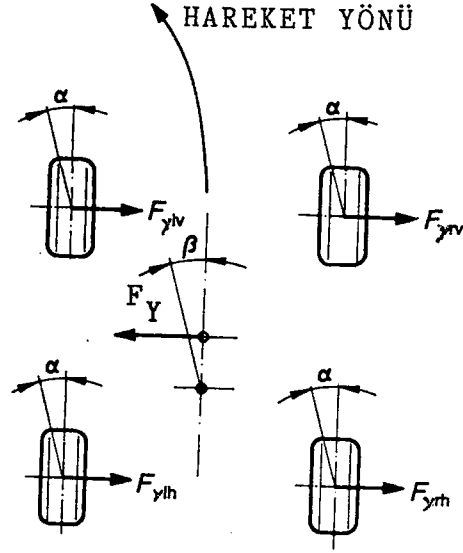
Modelde lastiğin bir noktası ele alınmakta olup bu nokta A'da zeminle temasa geçmekte B'de ise ayrılmaktadır. Tekerlek bir diyagonal hareket açısıyla yuvarlanıyorsa söz konusu nokta A'dan B'ye doğru bir yörünge izlerken tekerleğin hareket doğrultusundaki ekseninden uzaklaşacaktır (1). Modeldeki yaylar A'dan B'ye doğru gitgide daha fazla gerilecektir. Tek tek yay elemanlarının F_y kuvvetlerinin toplamı F_y yan kuvvetidir. Diyagonal hareket açısı büyüdüğü takdirde temas yüzeyinin arka kısımlarında tutunma sınırı (μ_h) aşılmakta ve bu bölgede artan kayma ile tutunma (μ_g) değerini alacağından bu bölgede yay kuvveti düşmektedir (2). Ancak temas bölgesinin önlerindeki kuvvet artışı, arka bölgedeki kuvvet düşüşünden fazla olacağından toplam yan kuvvet artmaktadır (3).

Diyagonal hareket açısı daha da arttırıldığında bütün temas yüzeyi kaymaya geçmekte ve taşınan toplam yan kuvvet düşmektedir (4). [4]



Şekil 2.1. Yay modeli ve yan kuvvet yapısının açıklanması.

Yanal rüzgar etkisinde kalan yada eğik bir düzlem üzerinde hareket eden taşıt bir yan kuvvetin etkisinde kalır. Bu yan kuvvet de taşıtın doğrultusunu değiştirmesine sebep olur. Çok kaba bir benzetme ile bu yan kuvvetin taşıtın ağırlık merkezinden etkiğini, ağırlık merkezinin taşıtın orta noktasında ve yol seviyesinde olduğunu kabul edersek taşıtın hareket doğrultusu (yüzme açısı) ve diyagonal hareket açısı birbiri ile orantılı olarak ortaya çıkacaktır. (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Yan kuvvet ve diyagonal hareketin açıklanması.

Kuvvetlerin dengesinden ;

$$\sum F_Y = 0 ; F_Y = F_{y1v} + F_{yrv} + F_{ylh} + F_{yrh} \quad (2.1)$$

ve özel hal için

$$F_Y = 4F_y \text{ yazılabilir.} \quad (2.2)$$

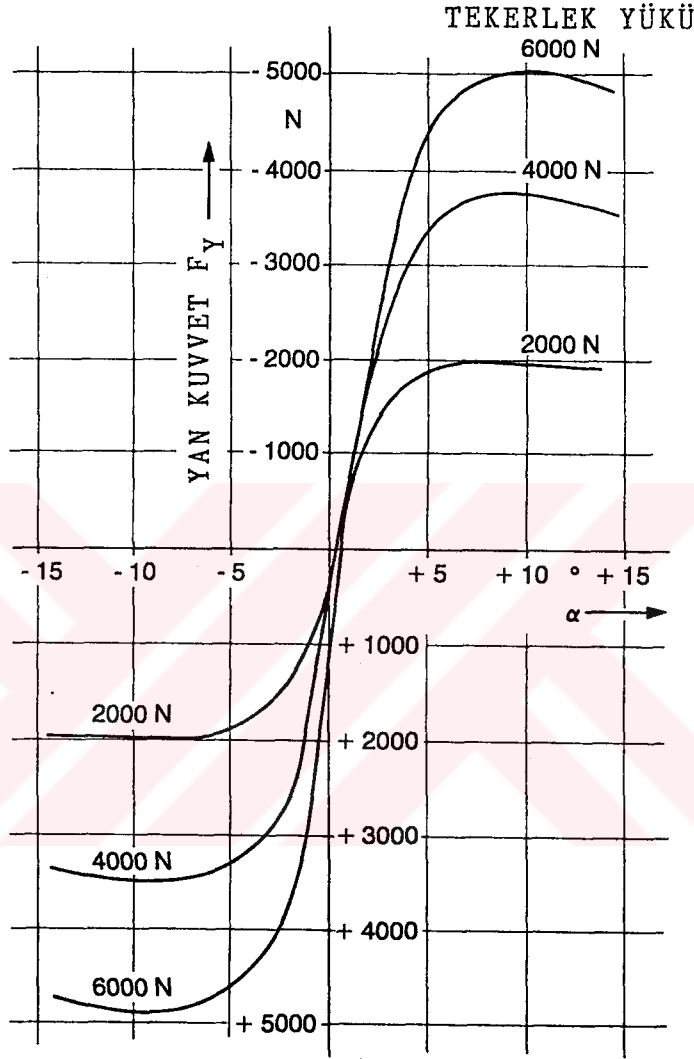
Bu durumda taşıtı düz doğrultuda tutabilmek ancak diyagonal hareket açısı ile oluşan yan kuvvetlerle taşıta etki eden ve yan kuvvetin bir karşı direksiyon sapması verilerek dengelenmesi ile mümkündür.

Bir dönemeç içindeki harekette bu yan kuvvet F_Y sürüş hızı V , dönemeç eğrilik yarıçapı R ve taşıt kütlesi m ile belirlenen merkezkaç kuvvettir.

$$F_{cf} = m \frac{v^2}{R} = m \cdot a_y \quad (2.3)$$

a_y = taşıt yanal ivmelenmesi

Taşıt kütlesinin sabit tutulması durumunda merkezkaç - kuvvetteki artış durumu, yani sürüş hızındaki artış yada eğrilik yarıçapının küçülmesi ve yanal ivmelenmenin artışı ancak daha yüksek diyagonal hareket açıları ve buna bağlı olarak daha yüksek yanal kuvvetler ile mümkündür. [3]



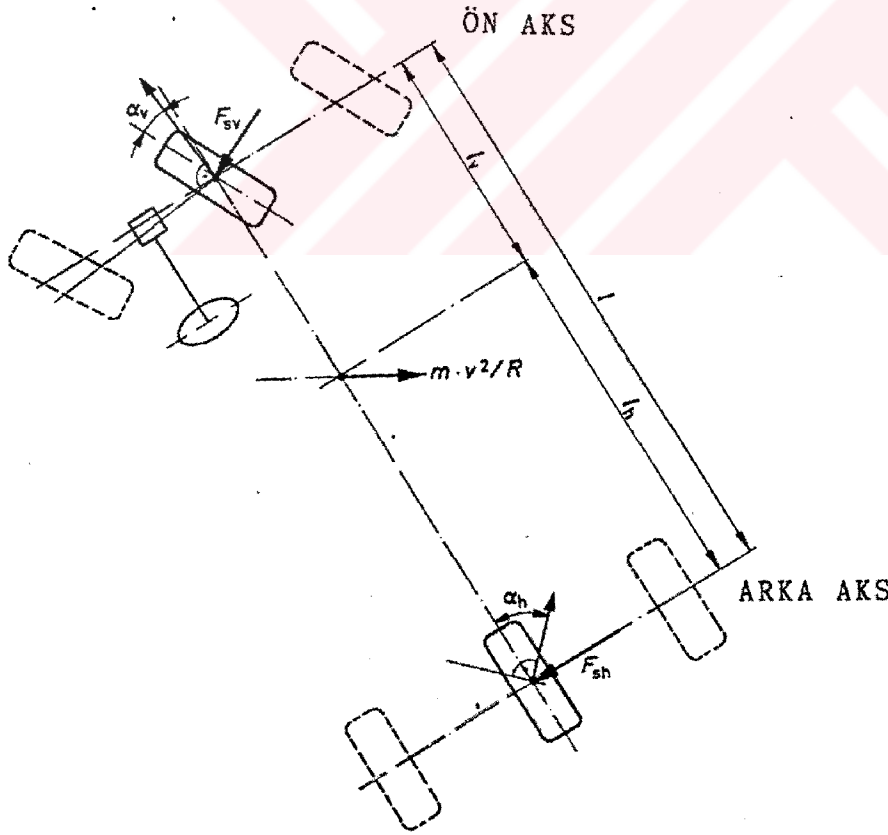
Şekil 2.3. Yanal kuvvetin farklı yüklerde diyagonal hareket açısına bağımlılığı.
Lastik 205/70 R 14

Yan kuvvetin ölçülmesi laboratuvar koşullarında dönen tambur, hareketli bant yada yol koşullarında bazı özel taşıtlar yardımı ile mümkündür. Şekil 2.3'de tipik bir yan kuvvetin diyagonal hareket açısına göre değişimi görülmektedir. Burada açının zamana göre değişiminin

etkisinden dolayı sabit tutulan diyagonal hareket açılarında stasyoner ölçüm yapılmıştır. Küçük açılarda diyagonal hareketin artmasıyla önce yan kuvvet lineer bir artış göstermekte, daha sonra artan açılarla yan kuvvetin artış hızı azalmakta ve bir maksimum değere ulaşmaktadır. Daha yüksek açılarda yan kuvvet düşmektedir.

Şekil 2.3'de eğri 0° statik diyagonal hareket açısında yan kuvvetin sıfır noktasından geçmemektedir. Bu durum açı kuvveti ve konikliğin birlikte etkimesinden dolayı bir yan kuvvetin oluşmasından kaynaklanır.

Diyagonal hareketin taşıt davranışı üzerine olan etkilerini daha iyi anlayabilmek için aynı akstaki lastiklerin orta noktada birleştikleri varsayılan tek izli taşıt modeli seçilebilir.



Şekil 2.4. Tek izli taşıt modeli.

Şekil 2.4'deki taşıtta boş ağırlık 1000 kg ve aks yükleri dağılımı %60-%40 (ön aks-arka aks) dır. Şekil 2.5'de ise aynı ölçülere sahip ve aynı koşullarda test edilmiş A ve B lastiklerinin yanıl kuvvet değışimi tekerlek yükü parametre seçilerek diyagonal hareket açısı üzerinde gösterilmiştir. Şekil 2.5.'deki B tipi lastikte kuşak ve tekerlek yanağında bir konstrüktif değışiklik söz konusudur. Örnekteki taşıtta 5 m/s^2 lik bir yanıl ivmeleme için A tipi lastikler ile ön aksta 1.9° ($F_Y = 1500 \text{ N}$), arka aksta 1.6° ($F_Y = 1000 \text{ N}$) diyagonal hareket açıları oluşmaktadır. B lastikleri ile diyagonal hareket açıları 1.7° ön ve 1.4° arka olacak şekilde değışmektedir. Her iki lastik de taşıtı "az döner" karaktere doğru sürükler. A tipi lastikle 0.2° daha büyük diyagonal hareket açısına ihtiyaç vardır ve bu halde tekerlek direksiyon sapması arttırılmak durumundadır.

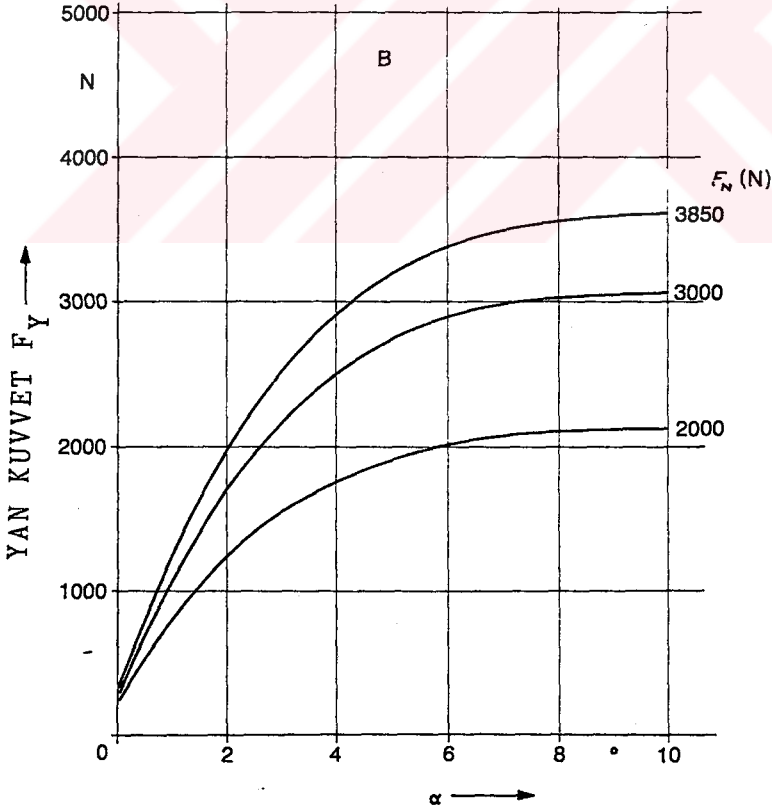
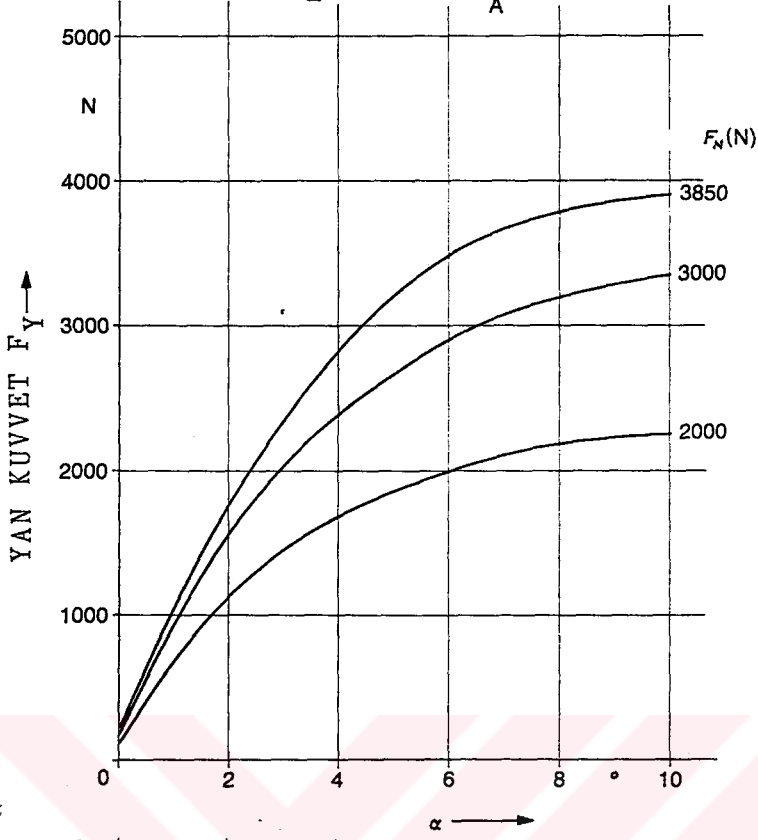
Yanıl ivmelenmenin 10 m/s^2 yi geçtiğı durumda olay değışiklik gösterir fakat bu ivme değerine seri taşıtlarda ulaşılabilir bu halde ön ve arka aks için diyagonal hareket açıları $6,2^\circ$ ve 6° olmaktadır. Bu örnek tekerlek karakteristiklerine göre ne türlü bir direksiyon hareketi verildiğini gösterir. Hangi taşıt tipinin seçildiğı ön yada arkadan tahrik veya amaçlanan taşıta göre A yada B tipi lastikler daha avantajlı olabilir. [3]

2.2. Geri Çevirme Momenti ve Pnömatik Kaster

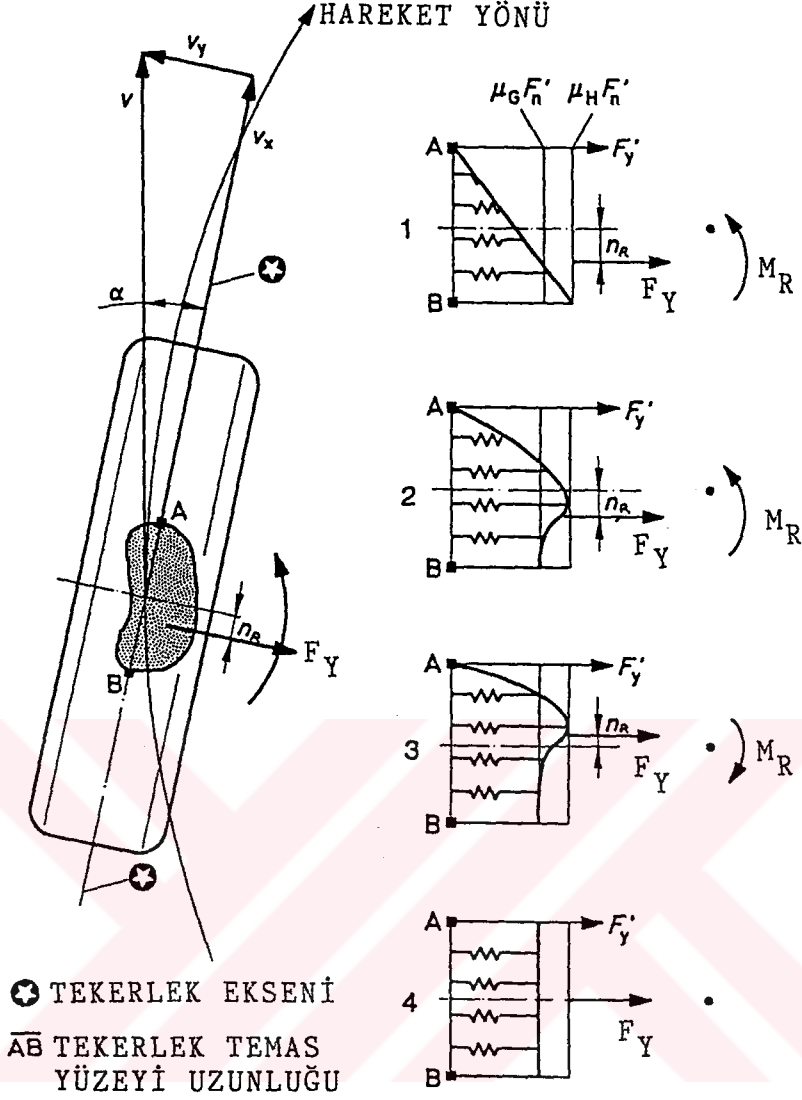
Şekil 2.6'de görüldüğü gibi diyagonal hareket yapan lastikte deformasyonlar temas bölgesinin arkasında önüne göre daha fazladır. Bunun sonucu olarak elastik kuvvetlerin bileşeni tekerlek ekseninden adına pnömatik kaster denilen bir n_R mesafesi kadar geride oluşur. Bu nedenle oluşan ve tekerleğı hareket yönüne doğru çevirmeye çalışılan $n_R \cdot F_Y$ momentine geri çevirme momenti denir ve M_R ile gösterilir.

Genel olarak yanıl kuvvet F_Y ve geri çevirme momenti, diyagonal hareket açısı α nın fonksiyonu olarak

LASTİK BASINCI $P_L = 1,8 \text{ bar}$ 175/70 R13 80S
A



Şekil 2.5. Yan kuvvetin sabit tekerlek yüklerinde diyagonal hareket açısına bağımlılığı. Lastik 175/70 R 13, Lastik basıncı 1.8 bar.

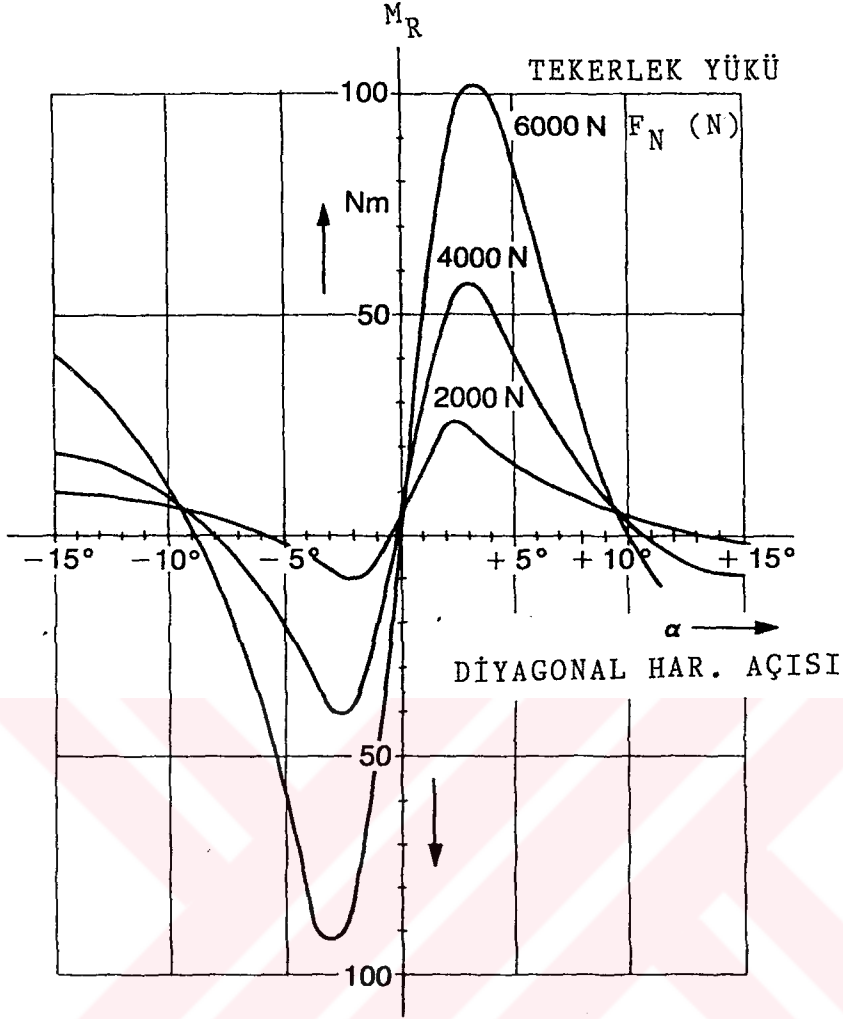


Şekil 2.6. Geri çevirme momenti oluşma mekanizması.

gösterilirler ve tekerlek yükü F_z parametre olarak seçilir. Şekil 2.7'de bu tip bir gösterim tarzı görülmektedir.

Diyagonal hareket yapan bir tekerlekte artan diyagonal hareket açısıyla tekerlek temas yüzeyinin arka bölgesindeki deformasyonların ve yan kuvvetin hızlı artışı ile geri çevirme momenti de süratle artmaktadır (1).

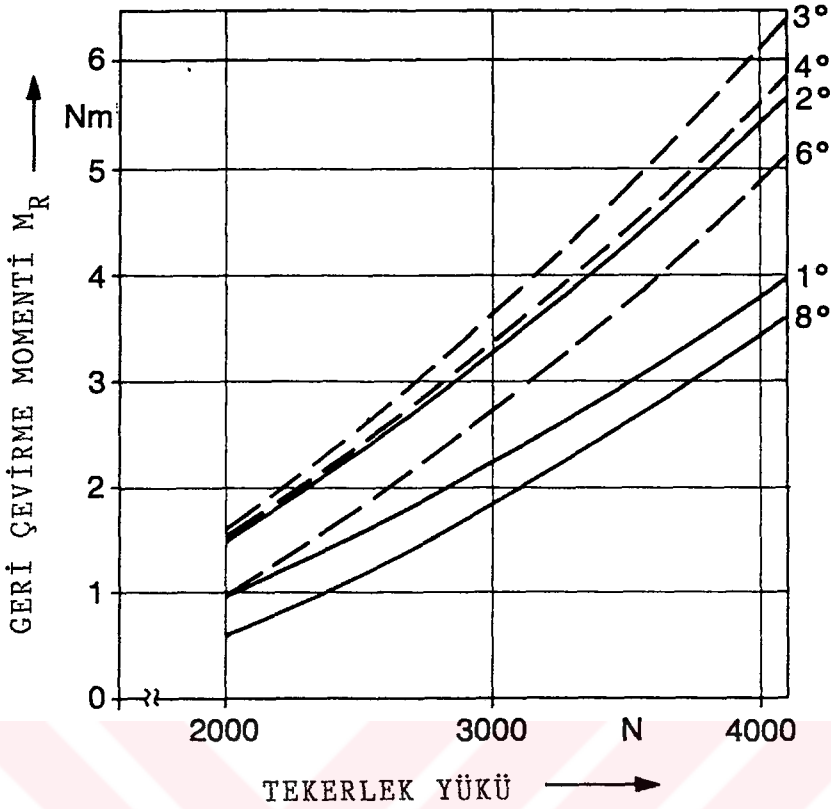
Diyagonal hareketin artışıyla geri çevirme momenti yanal kuvvete göre daha keskin bir artış gösterir ve küçük diyagonal hareket açılarında en yüksek değerine ulaşır



Şekil 2.7. Sabit tekerlek yüklerinde geri çevirme momenti-diyagonal hareket ilişkisi.
Lastik 205/70 R 14 91 H.

(2). Diyagonal hareket açısının daha büyük değerlerinde deformasyonlar şekilde görüldüğü gibi temas bölgesinin önüne doğru kayar ve geri çevirme momenti süratle düşer. Son olarak (3) durumunda pnömatik kasterin negatif değer almasıyla geri çevirme momenti de negatif bölgeye inecektir. Çok büyük açılarda ise temas bölgesinin tümü kaymaya geçmekte ve geri çevirme momenti tekrar pozitif değer almaktadır (4).

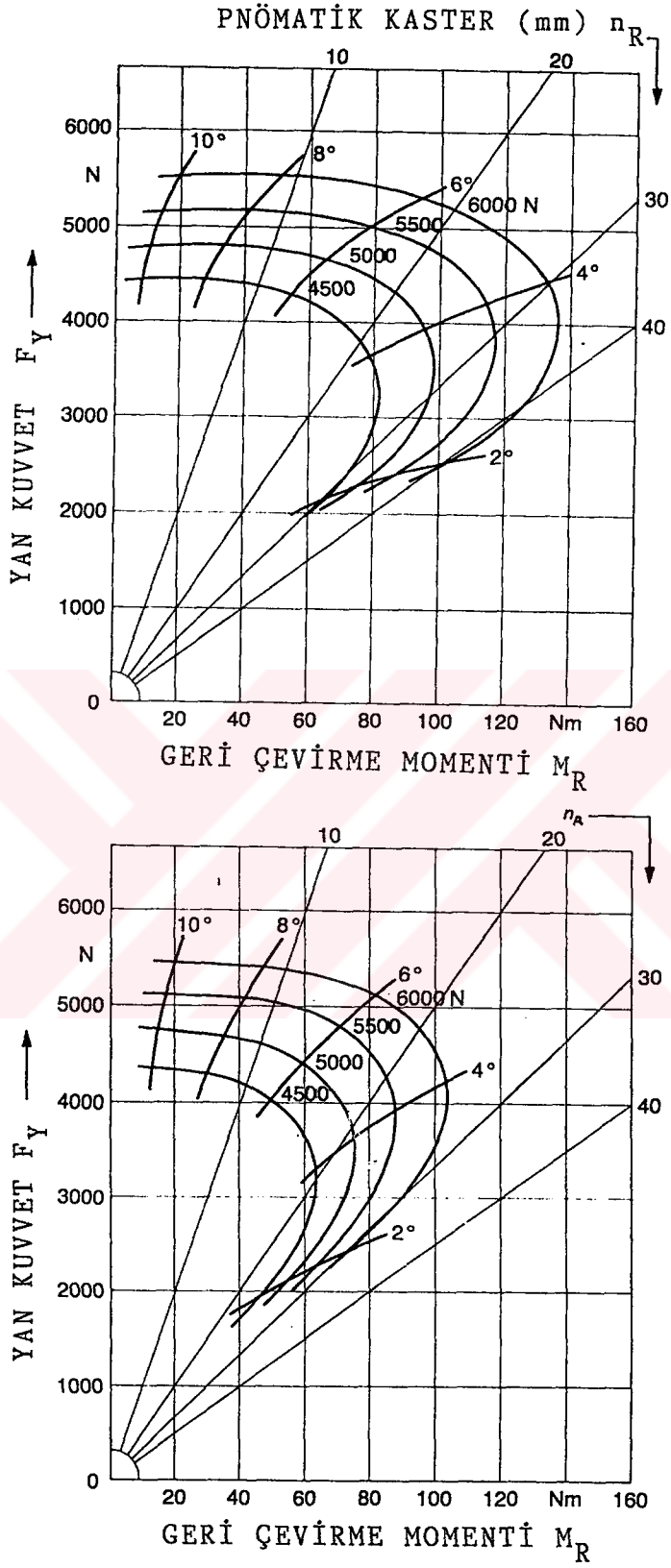
Geri çevirme momenti ve yan kuvvetin başka bir gösterim tarzı ise Gough tarafından ortaya atılmıştır. Şekil



Şekil 2.8. Geri çevirme momenti tekerlek yükü ilişkisi.
Diyagonal hareket açısı parametre.
175/70 R 13 79 H.

2.9'da görülen bu gösterim tarzında yan kuvvet F_Y , geri çevirme momenti M_R 'e bağlı olarak ve diyagonal hareket açısı α , tekerlek yükü F_N ve pnömatrik kaster n_R parametreleri kullanılarak çizilmektedir. [3]

Diyagonal hareket karakteristikleri olan yan kuvvet F_Y ve geri çevirme momenti M_R , diyagonal hareket açısına, tekerlek yüküne, yolun şartlarına ve yapısına, tekerleğin büyüklüğüne ve konstrüktif yapısına, tekerlek hava basıncına, tekerlek kamberine, tekerlek üzerindeki düzgünsüzlüklere ve seyir hızına bağlı olarak değişmektedir. Ayrıca tekerlek üzerindeki tahrik ve frenleme şeklindeki çevresel kuvvetler ve diyagonal hareket açısının zamana göre değişimi gibi dinamik unsurlarda etkili olmaktadır. İlerideki bölümlerde bu etkiler ayrı ayrı incelenecektir.



Şekil 2.9. Gough gösterimi Lastik 195/70 VR 14

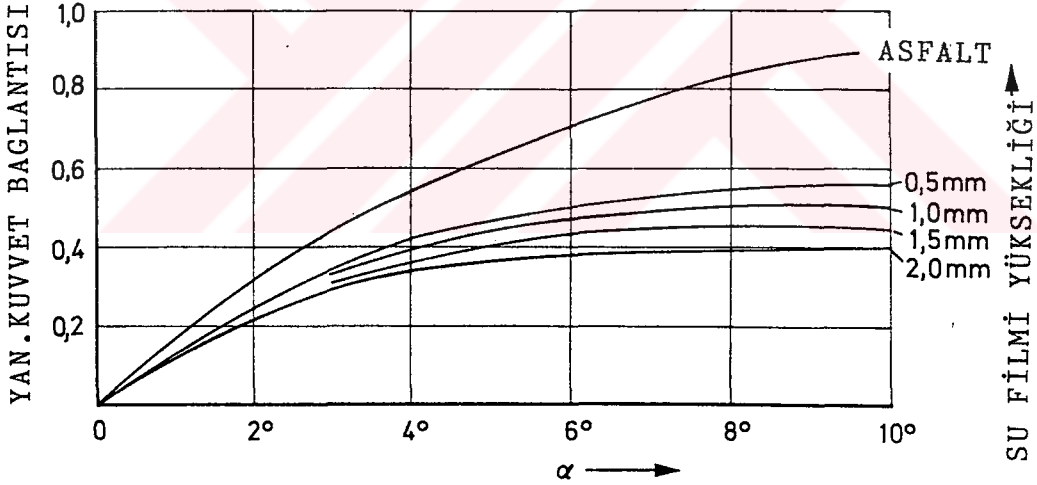
a) Lastik basıncı 2.2 bar

b) Lastik basıncı 2.8 bar

3. TAŞIT LASTİK KARAKTERİSTİKLERİNDE ETKİLİ PARAMETRELER

3.1. Yol Şartlarının Etkisi

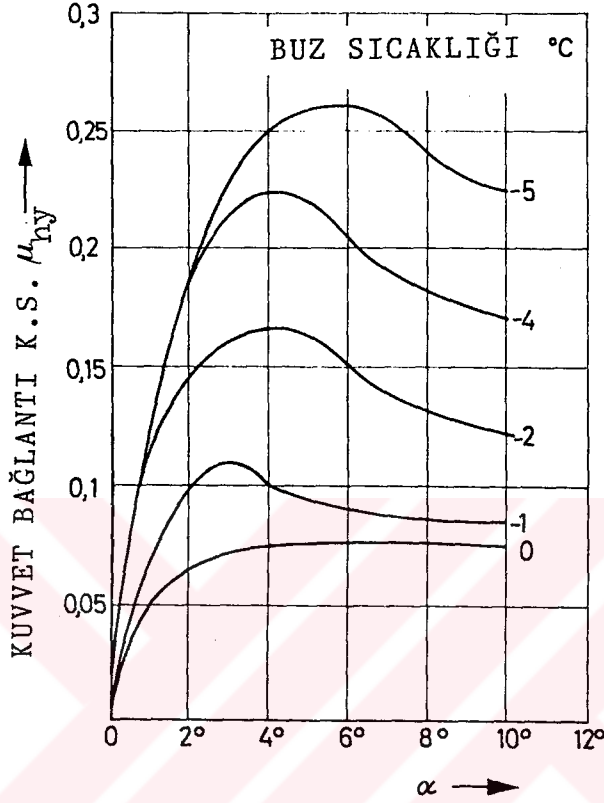
Tekerleğin diyagonal hareketinde, y yanal doğrultusunda ki μ_{hy} tutunma katsayısı da, hareket doğrultusundaki μ_h tutunma katsayısında olduğu gibi zeminin durumuna bağlı olarak değişmektedir. Islak zemindeki su filmi yüksekliği arttıkça μ_{hy} tutunma katsayısının değeri düşmekte ve maksimum değere erişilen diyagonal hareket açısı da küşölmektedir. (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Diyagonal hareket - kuvvet bağlantısı ilişkisine su filmi yüksekliğinin etkisi.

Buzlu zemin üzerindeki koşullar ise daha da elverişsizdir. Şekil 3.2'de görüldüğü gibi tutunma katsayısı buzun yüzey sıcaklığından çok etkilenmektedir. Buzun sıcaklığı azaldıkça yani 0°C'dan uzaklaştıkça tutunma katsayısı değerleri de büyümekte ve maksimum değer bölgesi

belirginleşmektedir. Ayrıca maksimum değer bölgeleri daha büyük diyagonal hareket açılarına doğru kaymaktadır. Sıcaklığı -5°C 'da olan buzun μ_{hy} tutunma katsayısı değeri 0°C 'daki buza göre yaklaşık dört katı kadar daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. [4]

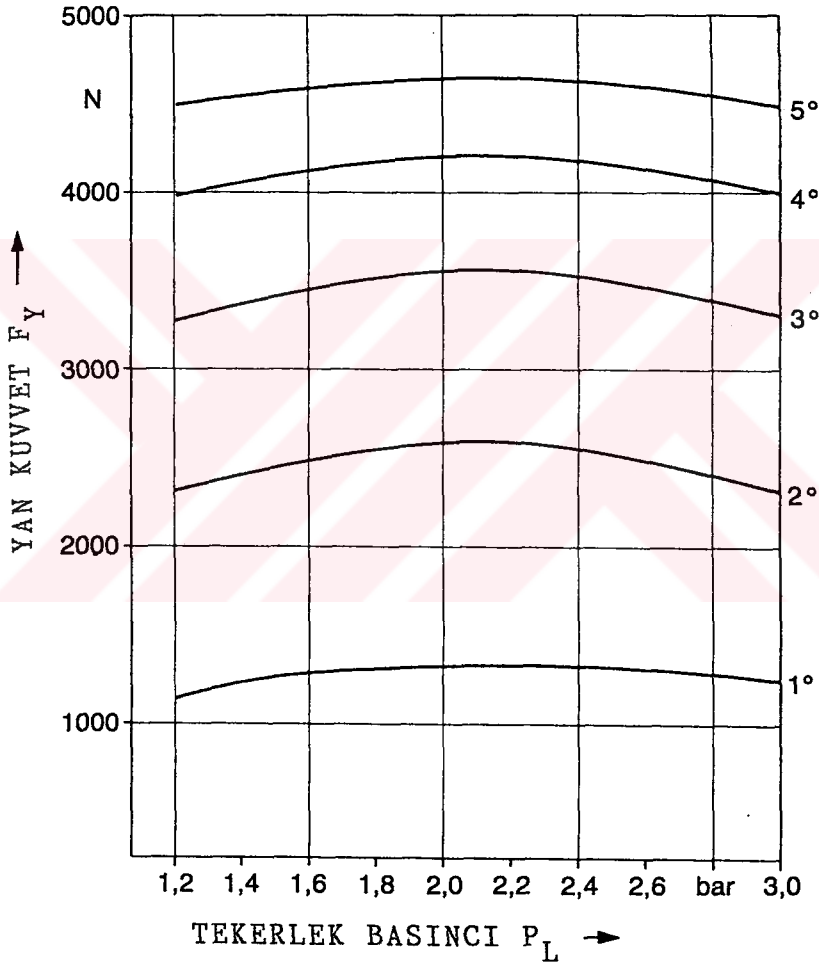


Şekil 3.2. Değişik buz sıcaklıklarında kuvvet bağlantısının diyagonal hareket açısına göre değişimi.

3.2. Lastik Basıncının Etkisi

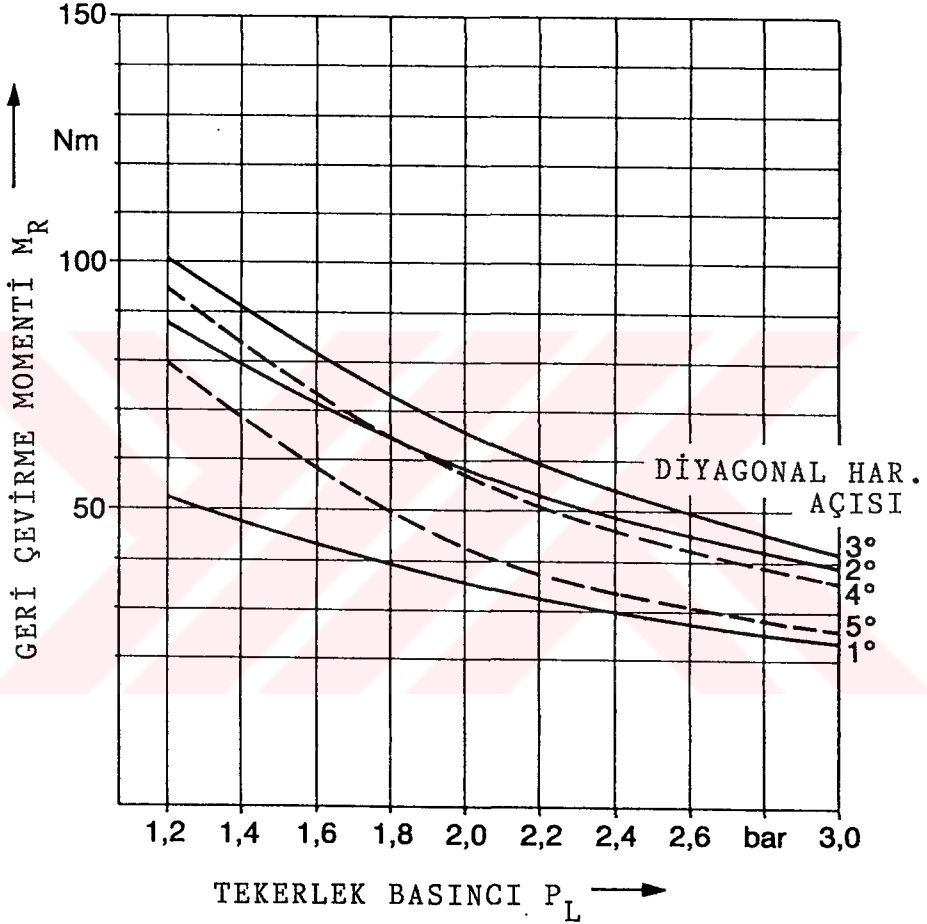
Taşıt lastiklerinin yanıl kuvvet yapısının incelenmesinde bir yol da lastik basınçlarının değişimleridir. Değişik tekerlek iç basınçlarında yan kuvvetin değişimi Şekil 3.3'de görülmektedir. Örnekteki tekerlek 205/60 VR 15 dir ve tekerlek yükü 6000 N'da sabit tutulmaktadır. Diyagonal hareket açısı 2° ve 3° arasında en büyük etkinin olduğu görülmektedir. Artan yük ile de tekerlek basıncının etkisi artmaktadır.

Lastik basıncının geri çevirme momentine de önemli etkileri vardır. Yüksek geri çevirme momentleri düşük hava basınçlarında ortaya çıkar. Artan diyagonal hareket açısı küçük basınç değerlerinde geri çevirme momentini arttırır ve daha büyük değerlerde düşmesine neden olur.

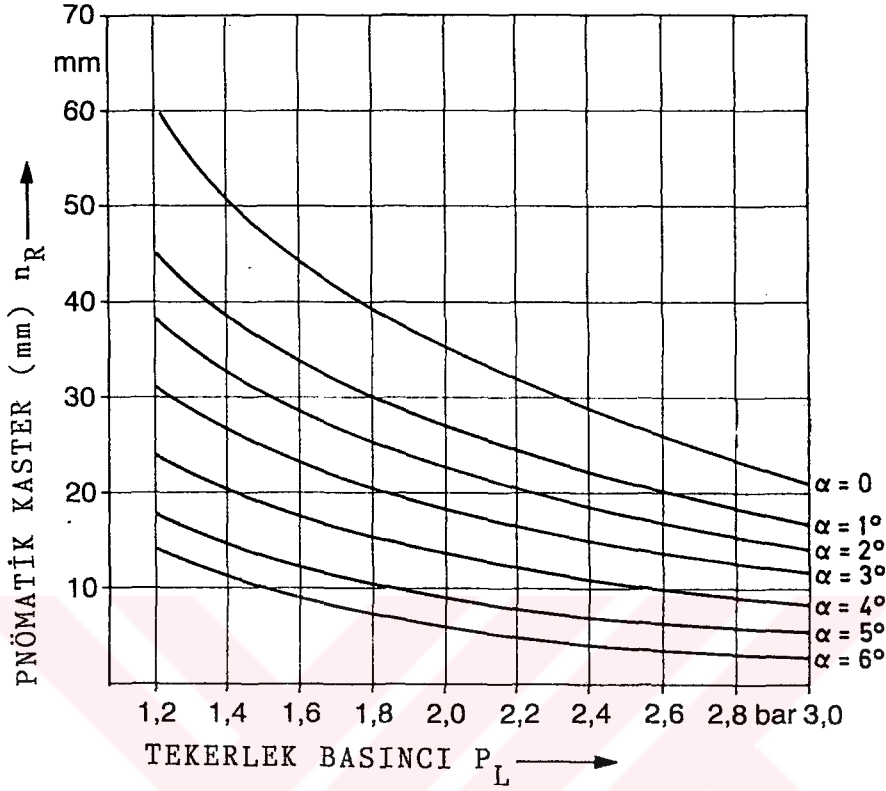


Şekil 3.3. Yan kuvvetin sabit diyagonal hareket açılarında lastik basıncına göre değişimi.

Şekil 3.5'de n_R pnömatik kasterin tekerlek basıncına göre sabit diyagonal hareket açılarında değişimi görülmektedir. Buradan anlaşılabacağı gibi düşen tekerlek basıncı ile deformasyonlar ve dolayısı ile lastiğin geri kalması artmaktadır. [3]



Şekil 3.4. Geri çevirme momentinin lastik basıncına göre değişimi. Lastik 205/60 VR 15, Tekerlek yükü 6000 N, sürüş hızı 20 km/h



Şekil 3.5. Pnömatik kasterin lastik basıncına göre değişimi. Lastik 205/60 VR 15, Tekerlek yükü 6000 N, hız 20 km/h.

3.3. Kanber Açısının Etkisi.

Taşıtlarda tekerlekler genellikle değişken nedenlerle zemine tam dik değil belli bir açı yaparak oturur. Bu açıya kanber açısı denir. Kanber açısı tekerlek üzerinde bir yan kuvvet ve kanber momenti denen bir moment oluşturur. Bu yan kuvvet tekerleğin eğik olduğu tarafa doğru etmektedir. Fakat diyagonal hareketten farklı olarak bu kuvvetin etki merkezi temas yüzeyinin arkasında değil önündedir. [5]

Kanber açısı özellikle taşıtların arka tekerleklerinde taşıtın sürüş davranışını kontrol altına alabilmek için sık sık başvurulmuş bir çaredir.

Kamber açısının yan kuvvet ve geri çevirme momentine etkileri

$$S = \delta \cdot \alpha - \chi \cdot \xi \quad (3.1)$$

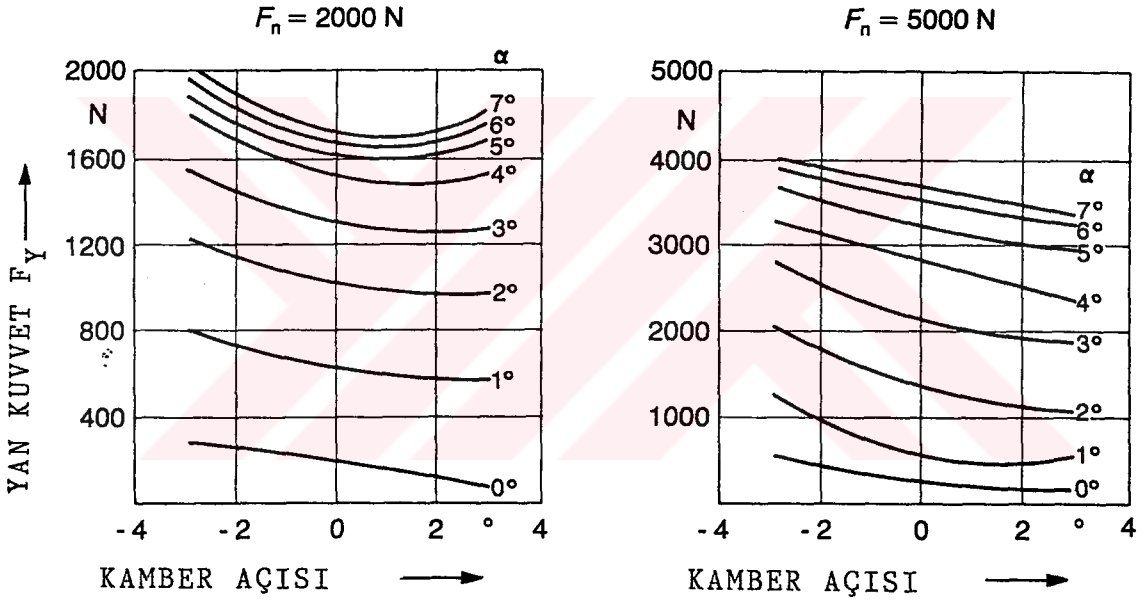
$$M_R = \delta \cdot n_R \cdot \alpha + \chi_M \cdot \xi \quad (3.2)$$

χ = Orantı sabiti

χ_M = Moment orantı sabiti

ξ = Kamber açısı

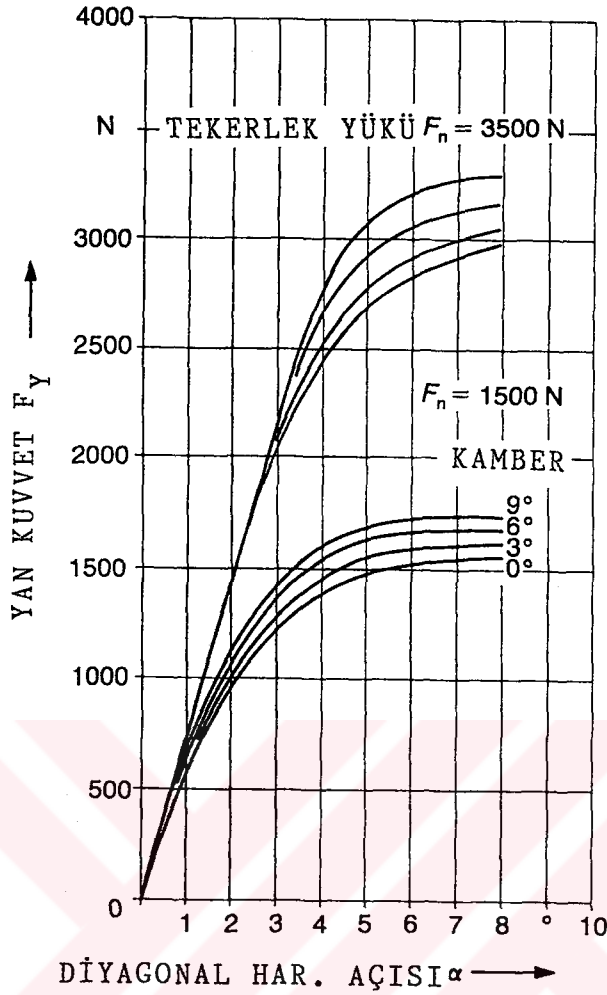
olarak basitce gösterilebilir. Burada küçük açılar için yan kuvvet ve geri çevirme momentinin lineer değiştiği kabul edilmektedir. [6]



Şekil 3.6. Kanber açısının yan kuvvet üzerine etkileri
Tekerlek yükü 2000 ve 5000 N,
Lastik 255/50 VR 16.

Taşıtlarda ön aksda kanber açısı değeri oldukça küçüktür. Normal koşullarda 0° ile 1° arasında bulunur ve bu aralıkta tekerlek kanberinin geri çevirme momenti üzerine olan etkisi çok küçüktür.

Şekil 3.7'de yan kuvvetin diyagonal hareket açısına göre değişimi değişik kanber açıları ve tekerlek yükleri parametre alınarak gösterilmiştir. [3]

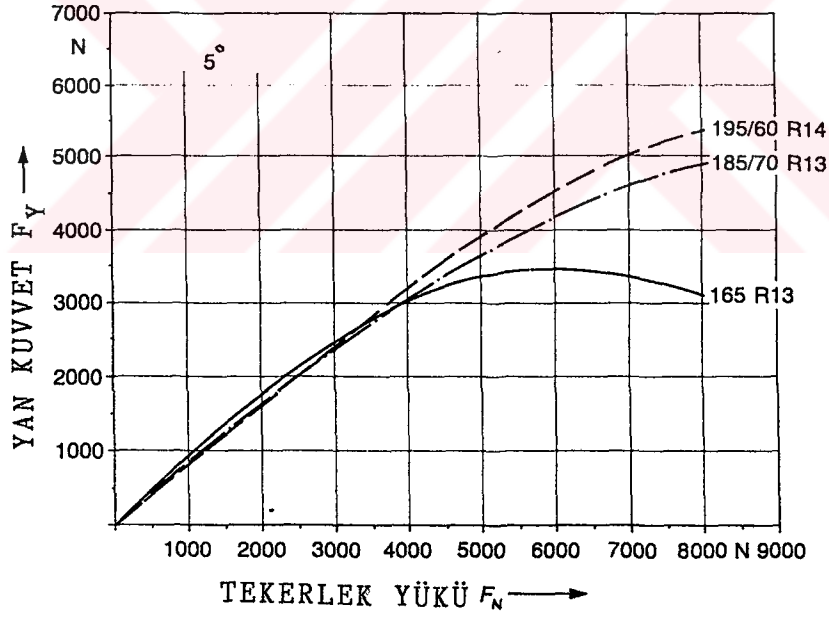
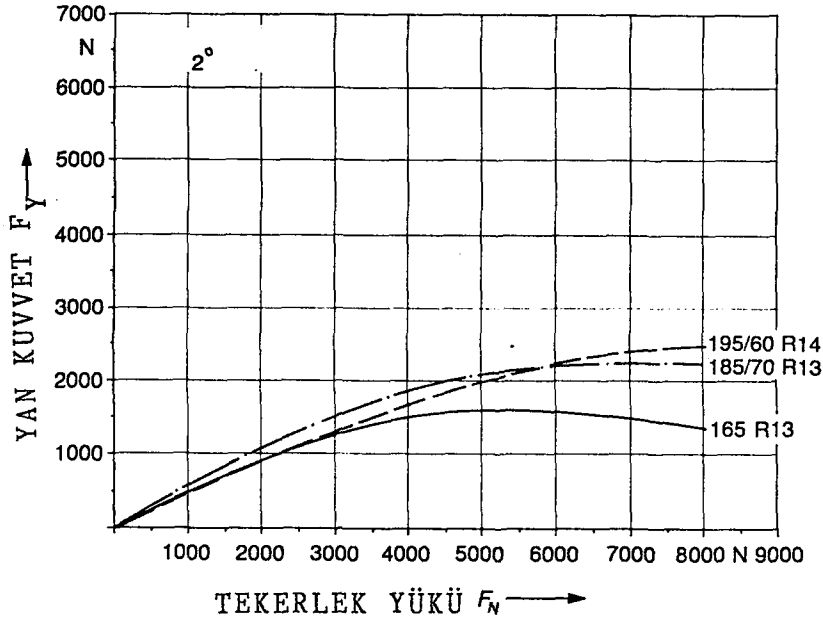


Şekil 3.7. Tekerlek kanberinin etkileri.

Lastik 175/70 R 13 82 S,
Tekerlek yükü 1500-3500 N
Lastik basıncı, 1.8 bar.

3.4. Tekerlek Büyüklüğü ve Genişliği

Geniş lastikler düşük tekerlek yüklerinde genellikle daha az yanal kuvvet oluşturmurlar. Yüksek yüklerde ise bu durum tersine döner. Yani küçük yanal ivmelenmeye sahip küçük lastikler daha az tekerlek sapmasına ihtiyaç gösterirler. Geniş lastiklerin avantajlı olduğu durum yüksek tekerlek yüklerinde ortaya çıkmaktadır. Şekil 3.8'de tekerlek büyüklüğünün ve genişliğinin yanal kuvvet üzerindeki etkisi sabit diyagonal hareket açılarındaki, değişken yüke bağlı olarak görülmektedir. [3]

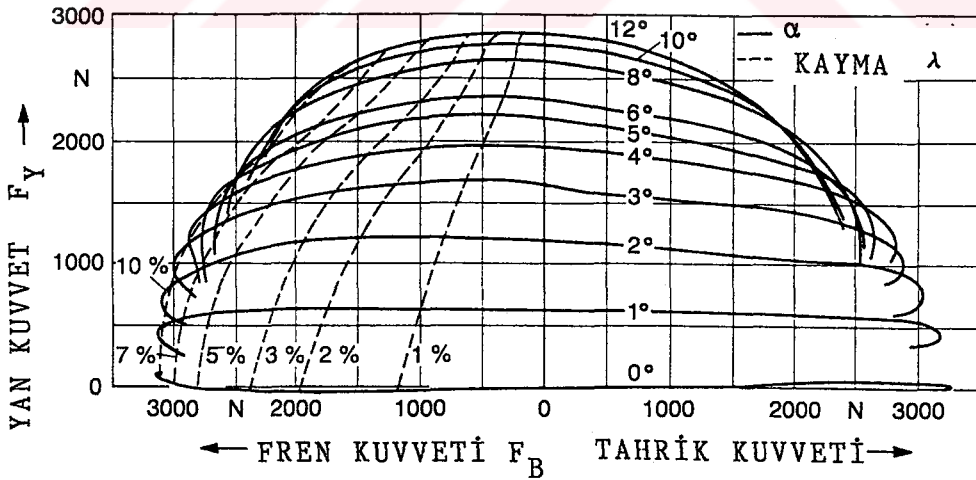


Şekil 3.8. Tekerlek büyüklüğü ve genişliği etkisi.

3.5. Çevresel Kuvvetlerin Etkisi

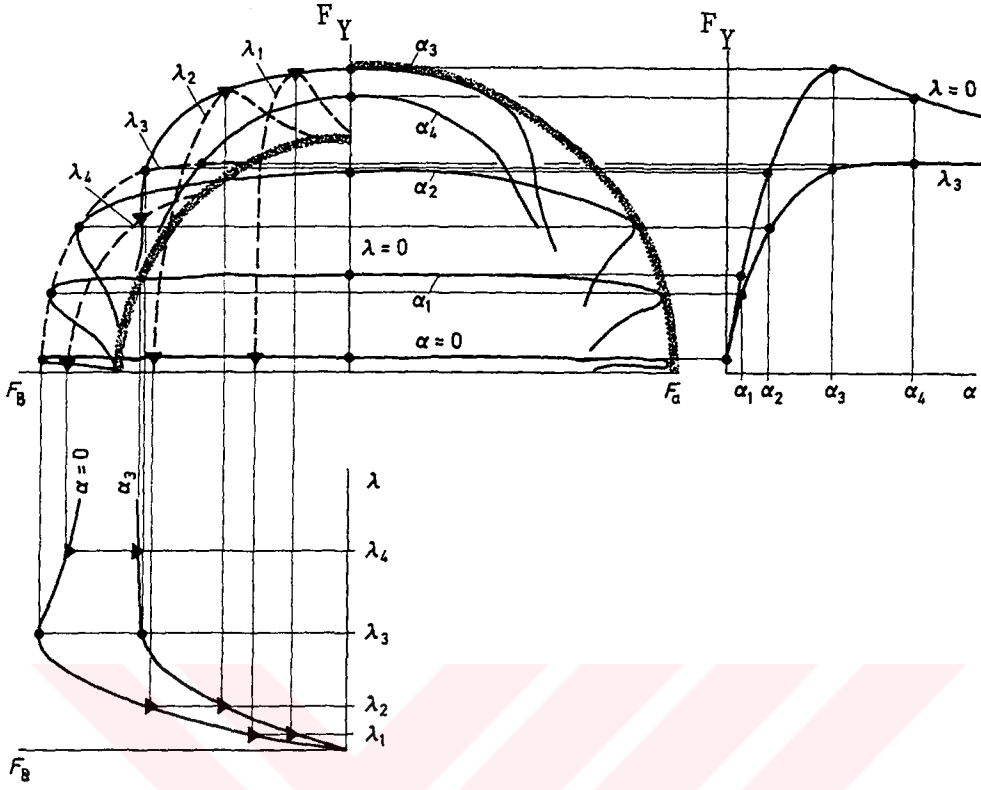
Diyagonal hareket durumunda tahrik ve fren kuvvetleri yanıl kuvvet ve geri çevirme momentı üzerinde etkilidirler. Küçük çevre kuvvetleri için bu etkiler yanıl kuvvet üzerinde az fakat geri çevirme momentı üzerinde büyüktür. Diyagonal hareket yapan lastikte temas yüzeyinin yana doğru kayması bu sonucu verir. Şekil 3.9'da fren ve tahrik kuvvetlerinin yan kuvvet üzerine olan etkileri görülmektedir. Frenlenen ve diyagonal hareket yapan bir tekerlekte yana kaymış bir çevre kuvveti tekerlek merkezinden geçen düşeyin izi etrafında bir moment oluşturur ve bu momentin yönü M_R 'in tersidir. Fakat tahrik halinde bu durum tersine döner ve çevre kuvvetleri geri çevirme momentı üzerine eklenir. [5]

Şekil 3.10'da sabit diyagonal hareket açıları için elde edilebilen yan kuvvetin çevresel kuvvete olan bağımlılıkları gösterilmiştir. Şekildeki eğri ve yanda görülen eğrilerle eş zamanlıdır. Yanda yan kuvvetin diyagonal



Şekil 3.9. Çevresel kuvvet - yanıl kuvvet ilişkisi.

Diyagonal hareket açısı ve kayma parametre.



Şekil 3.10. Çevresel kuvvet - yan kuvvet ilişkisi.

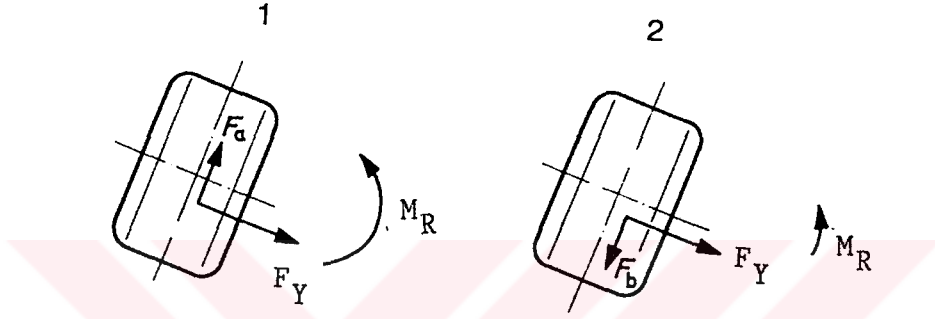
hareket açısına ($\alpha_1 - \alpha_4$) bağımlılığı kayma parametre alınarak gösterilmiştir. Aşağıda ise çevresel kuvvetin diyagonal hareket açısı parametre alınarak kaymayla ($\lambda_1 - \lambda_4$) olan ilişkisi gösterilmiştir. Burada sınır eğriler Kamm dairesini belirler. Sonuçtaki tutunma sınırı

$$\mu_R = \sqrt{\mu_x + \mu_y} \quad (3.3)$$

olacak şekilde gerçekleşir. Bu durumdan farklı olarak ölçülen tekerleklerde çember formu zarf eğrilerine göre daha elipsoid bir yapıda oluşur (Şekil 3.9). Elde edilen maksimum tahrik kuvveti mümkün olan en yüksek fren kuvvetine göre daha fazladır. Artan diyagonal hareket açılarındaki bu durum değişmektedir. Yanal kuvvetlere göre daha yüksek çevresel kuvvetlere erişmek mümkündür.

Dikkat edilmesi gereken nokta bu eğrinin sadece tek bir tekerlek yükü için geçerli olduğudur. Değişen ivme ile dönemeç içinde değişik tekerlek yükleri ile karşılaşılacağından bu durum oldukça önemlidir.

Çevre kuvvetlerinin diyagonal hareket karakterleri üzerine etkileri lastik yapılarına bağlıdır. Tecrübelerle göre radyal yapıdaki lastiklerde diyagonal lastiklere göre çevre kuvvetleri diyagonal hareket karakterlerine daha az etkilidirler.



Şekil 3.11. Geri çevirme momentinin dönemeç içerisinde tahrik ve frenleme etkisinde değişimi.

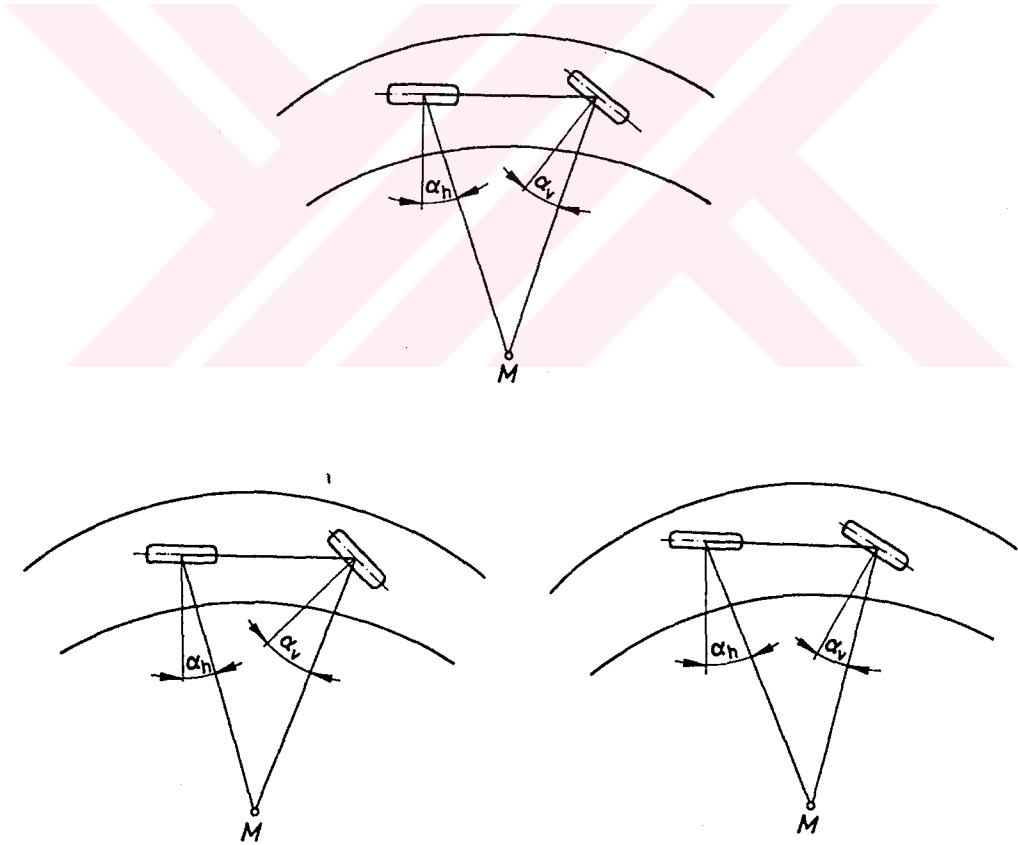
Diyagonal hareket yapan tekerleklerde etkiyen yan kuvvet tekerlekleri yanıl doğrultuda deforme ettirirler. Temas noktasının yana kaymasıyla bir moment oluşur. Şekil 3.11'de görüldüğü gibi tahrik kuvvetleri bu momenti artırırken fren kuvvetleri küçültücü yönde etkir.

Sabit eğride dönölürken motor freni yardımcı ile yada tek başına frenleme veya gaz kesme sırasında bir yük değişimi etkisi oluşmaktadır. Bu etki taşıtı dönemecin içine doğru çekmeye çalışmaktadır. Taşıtın ve tekerleklerin kinematik yapısı bu olayda etkilidir.

Yük değişimi sonucunda azalan geri çevirme momenti direksiyon sisteminin elastikliğinden dolayı ön tekerleklerde daha büyük direksiyon sapmalarına neden olur ve taşıtı "aşırı döner" karaktere doğru sürükler.

Sabit diyagonal hareket açılarındaki Şekil 3.10'da görüldüğü gibi tahrikten frenlemeye geçiş sonucu yanal kuvvet artar bunun sonucu diyagonal hareket açısı da artacaktır.

Yük değişimi taşıtın sabit eğride sürülmesi durumu terk edildiğinde ortaya çıkar ve taşıtın nötr durumda kalmasına yada aşırı veya az döner karakterlere itilmesine etki eder. Ön ve arka tekerleklerde oluşan diyagonal hareket açısı farkları taşıtın dönemeçteki karakterinin bir ölçüsüdür. Ön ve arka tekerleklerde oluşan diyagonal hareket açılarının birbirine eşit olduğu durumda taşıt "nötr", $\alpha_v > \alpha_h$ durumunda "azdöner" ve $\alpha_v < \alpha_h$ durumunda "aşırı döner" karaktere sahip olacaktır. (Şekil 3.12) [3]



Şekil 3.12. Ön ve arka tekerlekler arası diyagonal açı farkının taşıt dönemeç karakterine etkileri.

3.6. Düzgünsüzlük Etkileri

Taşıt lastikleri kararlı bir hareket yapsalar bile yapıları nedeniyle değişken kuvvetler doğururlar. Bu özellikler genel olarak "düzgünsüzlük" olarak nitelendirilirler. Kütlesel nedenlerle oluşan değişken kuvvetler aslında bu guruba dahil olmakla birlikte karşı önlemlerin farklı olması nedeni ile ayrı olarak incelenir.

Kütlesel nedenlerle meydana gelen değişken kuvvetler tekerleğin ağırlık merkezinin yada asal atalet eksenlerinden birinin dönme eksenine ile çakışmamasından meydana gelir. Birinci halde statik ikinci halde ise dinamik dengesizlik söz konusudur. Her iki halde de karşı tedbir genel olarak janta ağırlıklar eklenerek ağırlık merkezinin dönme eksenine getirilmesi ve asal atalet ekseninin dönme eksenine ile çakıştırılmasıdır.

Düzgünsüzlük genel olarak

- 1 - Çapsal kuvvet salınımları
- 2 - Yan kuvvet salınımları
- 3 - Çevresel kuvvet salınımları
- 4 - Koniklik ve
- 5 - Açık kuvveti

Çapsal kuvvet salınımları lastiğin tam yuvarlak olmamasından, eksantrikliğinden yada her çap doğrultusunda eşit elastisiteye sahip olmamasından kaynaklanır.

Çevresel kuvvet salınımlarının taşıt tekniği açısından önemli sonuçları bulunmamaktadır.

Yan kuvvetlerin sabit bileşeni taşıt tekniği açısından çok zararlı değildir. Bu kuvvet ön aksda küçük bir direksiyon sapması ile karşılanırken, arka aksda tekerlekler hafifçe yana kayar ve dönerler. Değişken yan kuvvetler ise özellikle ön aksda direksiyon sarsıntısı oluşturmaları nedeniyle önemlidir.

Bir tekerleğin yuvarlanmasında geometrik olarak diyagonal hareket açısı sıfır olsa da yan kuvvetler, hem de değişken yan kuvvetler kaydedilebilir. Bu yan kuvvetlerin genliği dönme yönüne de bağlıdır. Aslında bu yan kuvvetlerin iki kaynağı vardır. Koniklik olarak adlandırılan ilk kaynakta geometrik yada fiziksel koniklik nedeni ile tekerlek dönme yönüne bağlı olmayarak bir yöne doğru çekilir. Açısal etki ise karkas ile kuşağın birinci katı arasındaki açıdan dolayı temas bölgesi ekseninin tekerlek ekvator düzlemine göre sapmasıdır. Bu sapmanın yönü tekerleğin dönüş yönüne bağlı olduğundan doğan kuvvetin yönü de değişkendir. [5]

Genellikle 0° diyagonal hareket açısında oluşan sabit yan kuvvet değeri açı kuvveti F_w ve koniklik kuvveti F_K nın bileşenidir ve yönü dönüş yönüne göre değişmektedir. Şekil 3.13 'de bu iki kuvvetin etkileri iki ayrı dönüş yönüne göre gösterilmiştir. Koniklik kuvveti yönü tekerleğin konik olduğu tarafa yani küçük çaplı yöne doğru etkimektedir. Açı kuvveti değeri ise dönüş yönüne bağlıdır. Buradan

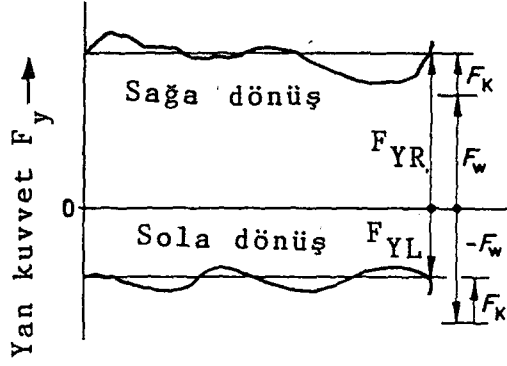
$$\text{Açı kuvveti} : F_w = \frac{F_{YR} + F_{YL}}{2} \quad (3.4)$$

$$\text{Koniklik kuvveti} : F_K = \frac{F_{YR} - F_{YL}}{2} \quad (3.5)$$

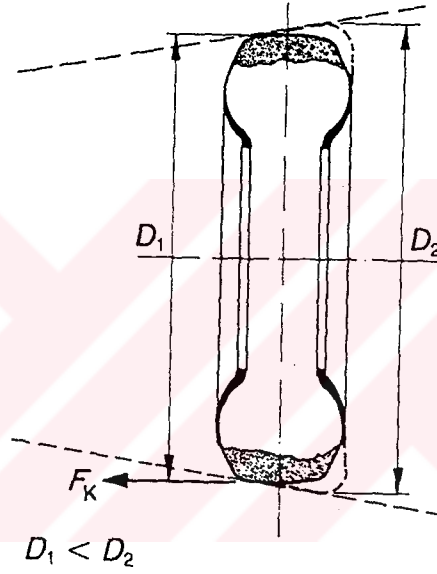
olarak hesaplanabilir.

Açı kuvvetinin büyüklüğü her bir kuşak tabakasının açısı ve sertliği ile belirlenir ve konstrüktif bir büyüklüktür.

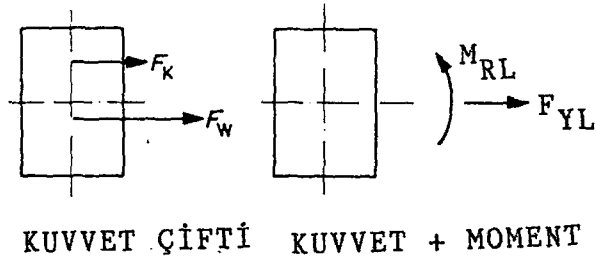
Koniklik kuvveti tekerlek temas yüzeyinin önünden etkir ve kuvvet kolu açı kuvvetine göre daha büyüktür. [3]



Şekil 3.13. Açı ve koniklik kuvveti etkiye yönleri.



Şekil 3.14. Koniklik Kuvveti



Şekil 3.15. Koniklik ve açı kuvvetleri kuvvet çifti yada kuvvet+moment şeklinde gösterilebilir.

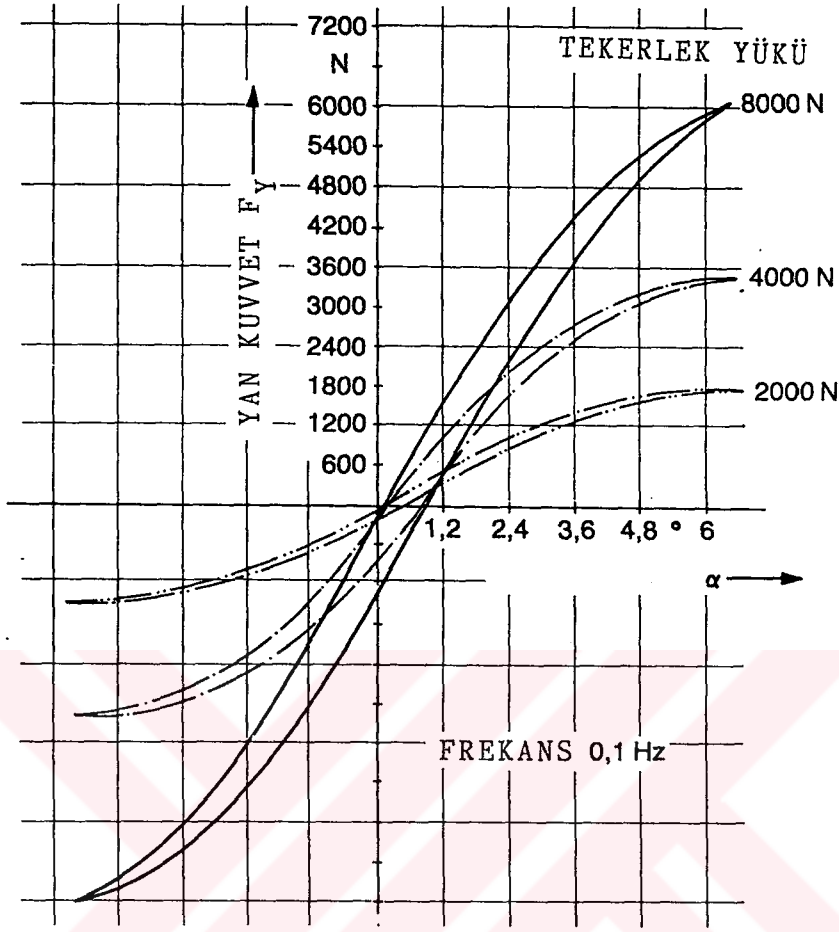
4. DİNAMİK DİYAGONAL HAREKET

4.1. Değişken Diyagonal Hareket Açısı

Daha önceki incelemelerde diyagonal hareket açısının zamana ve yuvarlanılan yola göre yavaş olarak değiştiği kabul edilmişti. Fakat diyagonal harekette yan kuvvet lastiğin deformasyonuna bağlıdır ve bu deformasyon diyagonal hareketle eş zamanlı olarak oluşmayıp ancak belirli bir süre yuvarlandıktan sonra kararlı hale gelmektedir. Bu durumda, diyagonal hareket açısı zamana göre değişiyorsa yan kuvvet F_y ve geri çevirme momenti M_R diyagonal hareket açısına göre hep gere kalacakları gibi genlikleride diyagonal hareket açısına karşılık gelmez. Bu nedenle diyagonal hareketin zamana göre incelenmesi daha iyi anlaşılması bakımından önemlidir. [5]

Diyagonal hareket açısı dinamik diyagonal harekette üç şekilde gözlenebilir. Birinci metotta diyagonal hareket açısı tekerleğe harmonik bir slalom hareketi verilerek frekans bazında ölçülür. Burada kuvvet değişimi tekerlek açısı değişimi gibi harmoniktir. Ancak harmonik kuvvetin büyüklüğü hıza ve frekansa bağlı olan bir geri kalma değeri kadar geriden oluşacaktır. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de yan kuvvetin diyagonal hareket açısına göre değişimi değişik tekerlek yüklerinde ve iki farklı frekansta gösterilmiştir. Diğer bir metot ise tekerleğin sabit bir açıdan diğer bir sabit açiya hareket ettirilerek kuvvetteki değişimin gözlenmesidir. Şekil 4.4. Başka bir yol ise diyagonal hareket açısının zamanla orantılı olarak arttırılmasıdır. [3][7]

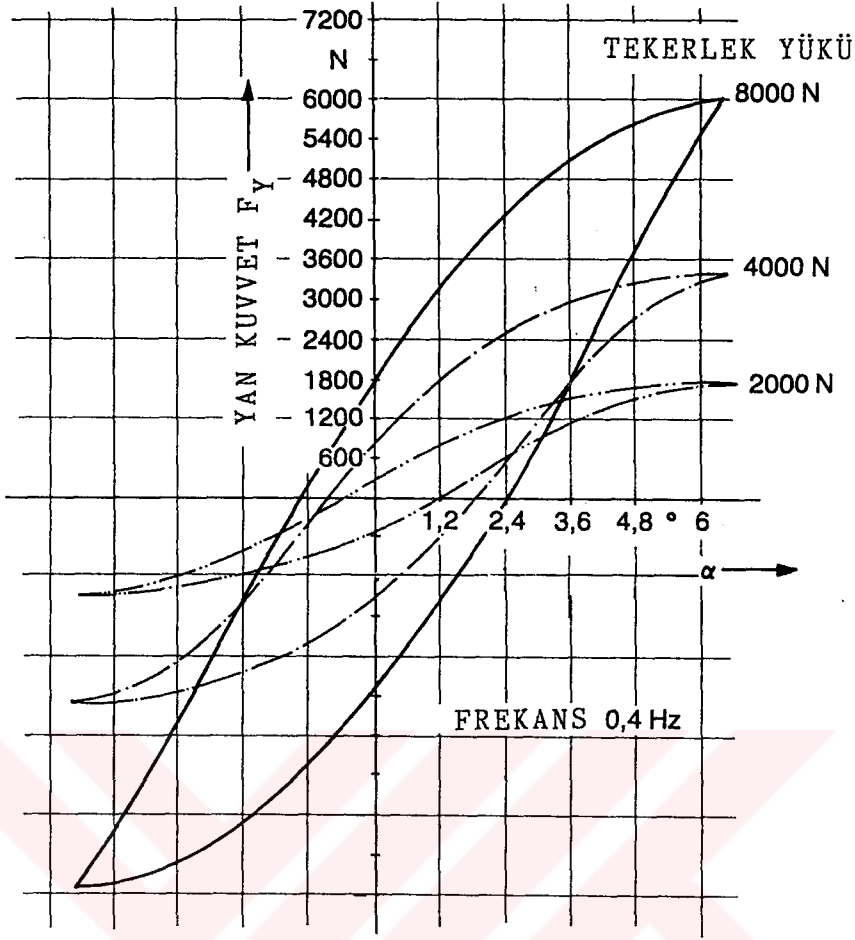
Sürücülerin uyguladıkları direksiyon tekerlekleri hareketi frekansı genellikle düşük değerlerdedir ve 0.1 Hz - 0.3 Hz arasında kalmaktadır. Bazı kritik manevralarda



Şekil 4.1. Yanal kuvvetin diyagonal hareket açısına göre değişimi. Frekans 0.1 Hz . Lastik 195/65 VR 15, Tekerlek basıncı 2.0 bar, Sürüş hızı 20 km/h.

bu değerler bir miktar aşılabılır.

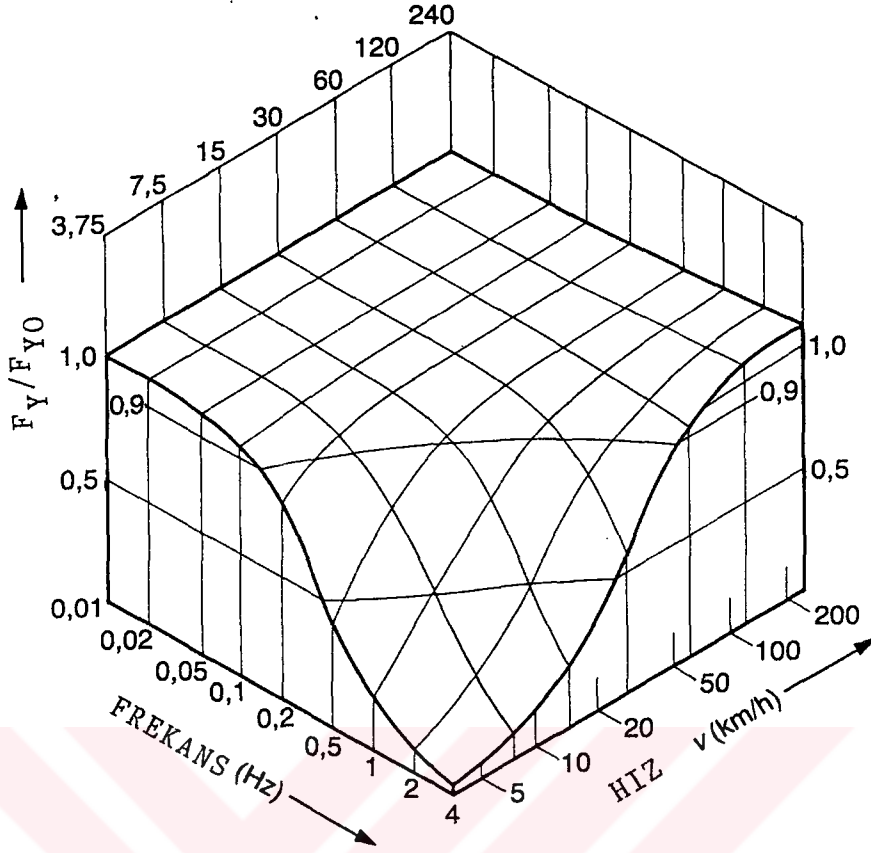
0'dan 0.1 Hz'e kadar olan frekanslarda ve sürüş hızı 60 km/h değerinin üzerinde yanal kuvvetin frekansa bağımlılığı oldukça küçüktür. Şekil 4.3'de farklı hızlarda yanal kuvvetin frekansa bağımlılığı değişik frekans değerlerinde görülmektedir. Ölçülen dinamik yanal kuvvet F_Y ve statik ölçülen F_{Y0} olarak gösterilmektedir. F_Y/F_{Y0} frekansa bağımlılık derecesini göstermektedir. Görüldüğü gibi 0.2 Hz üzerindeki ve 50 km/h in altındaki hızlarda etki belirgin bir şekilde ortaya çıkmaktadır. [3]



Şekil 4.2. Yanal kuvvetin diyagonal hareket açısına göre değişimi. Frekans 0.4 Hz. Lastik 195/65 VR 15. Tekerlek basıncı 2.0 bar, Sürüş hızı 20 km/h.

Zamana göre değişen diyagonal hareket açıları ile yan kuvvet ve diyagonal hareket açıları ile yan kuvvet ve diyagonal hareket açısı arasında frekansın artmasıyla artış gösteren bir geri kalma oluşur. Bu gecikme artan sürüş hızı ile azalmaktadır.

Diğer taraftan dinamik diyagonal hareketin geri çevirme momenti üzerindeki etkilerine bakacak olursak, etkinin en önemli sebebinin zamana göre değişen yanal kaymaların tekerleğin ekvator düzleminde bir distorsiyon oluşturmaması olduğunu görürüz. Fakat bu etkiler ancak düşük sürüş hızlarında ve yüksek frekanslarda önemli boyutlara ulaşmaktadır. [8]

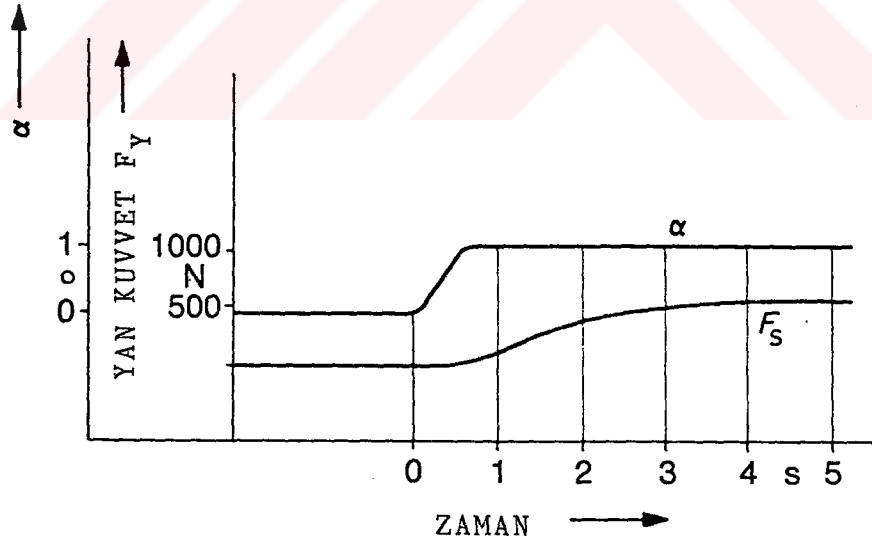
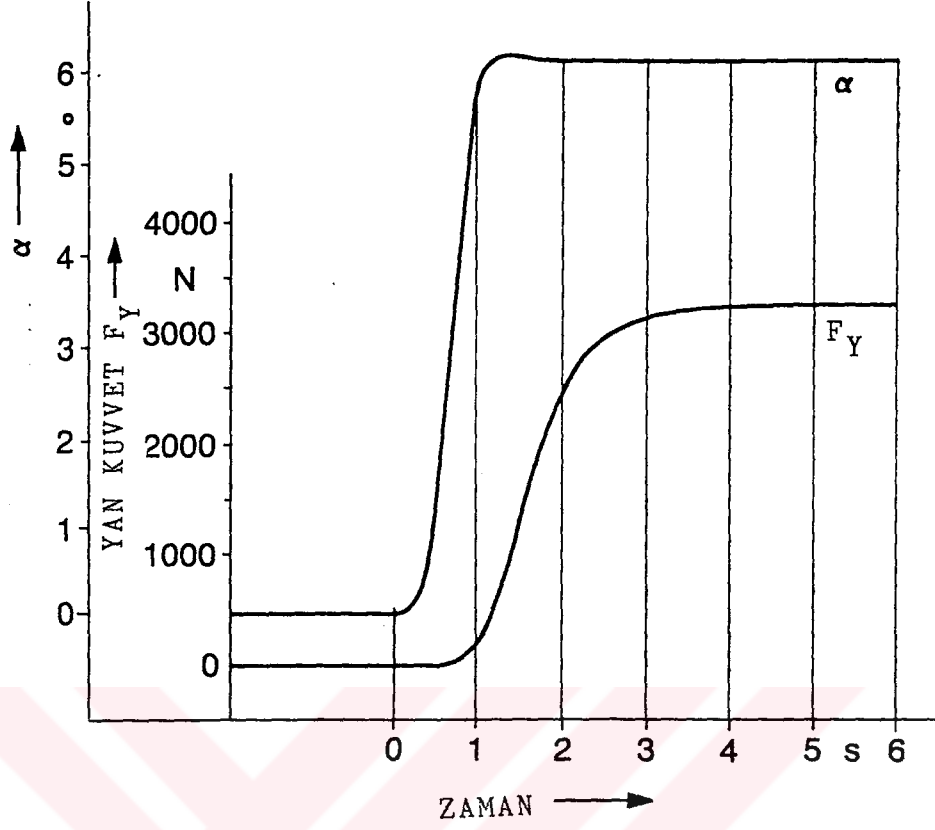


Şekil 4.3. Yan kuvvetin frekansa bağımlılığı
Lastik 185/70 VR 15.

Bu gözlemler tekerlek yan kuvveti ve diyagonal hareket açısı arasındaki ilişkiyi ifade eden diferansiyel denklemlerin çıkarılmasını gerektirmiştir. Bu denklem

$$\frac{d F_Y}{dx} = \frac{\frac{F_Y}{\alpha} \bigg|_{ss} - F_Y(x)}{1/K}$$

şeklindedir. Burada $1/K$ tekerleğin karakteristik bir büyüklüğüdür ve tekerlek boyutları, yükü ve basıncının deneysel olarak elde edilmiş bir fonksiyonudur. Eşitlikte ileri hareketle yan kuvvetin değişimi, kararlı haldeki diyagonal hareket açısına karşılık gelen yan kuvvetle anlık yan kuvvetin farkının $1/K$ 'ya oranı ile ifade edilir. [2]



Şekil 4.4. Diyagonal hareket açısının ve yan kuvvetin zamana göre incelenmesi.
Lastik 185 R 14 93 H, Tekerlek yükü 6000 N, Lastik basıncı 2.5 bar, sürüş hızı 50 km/h.

4.2. Değişken Tekerlek Yüğü Etkisi

Zamana göre değişen normal yük altındaki tekerlekte oluşan yan kuvvetin amprik hesap metodu H. Kurz tarafından ortaya atılmıştır. Bu metotta sinüzoidal değişen tekerlek yükünün yan kuvvette non sinüzoidal değişimlere sebep olduğu gözlenmiştir. Küçük yükleme frekanslarında doğruya yakın sonuçlar alınmasına rağmen dinamik kayıplar söz konusudur.

Artan tekerlek yüğü ile yanal kuvvet, uygulanan dikey yükün gerisinde kalmaktadır. Ayrıca elde edilen maksimum yan kuvvet tekerlek yüğü ve kuvvet bağlantı katsayısının çarpımı ile sınırlı kalmaktadır.

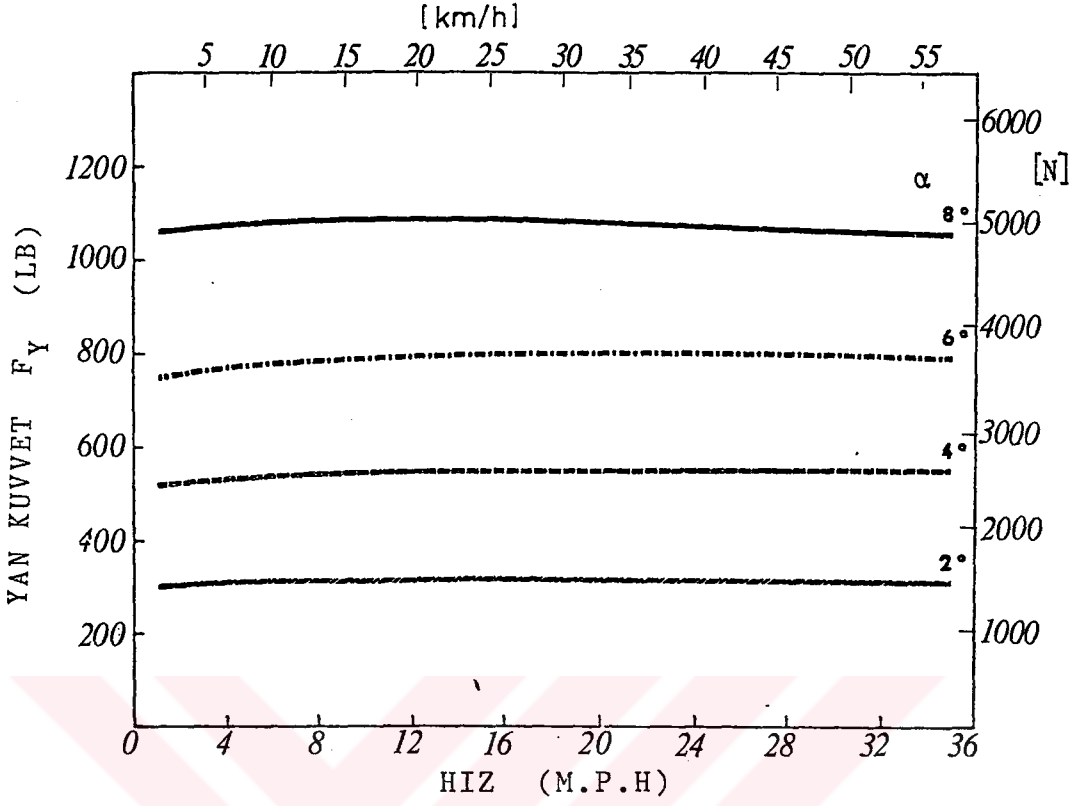
Bu verilere göre tekerlek tarafından üretilen ortalama yanal kuvvet yükleme frekansının bir fonksiyonudur. Yüksek yükleme frekanslarında önemli yanal kuvvet düşümleri gözlenmiştir.

Bu olayın nedenleri için şu hipotezler ortaya atılmıştır: Tekerlek yüğü azalırken tekerlek karkasının daha büyük deformasyonları tekerlek temas yüzeyinde daha büyük kaymalara neden olabilir. Bu yüksek kayma hızları tambur ve tekerlek arasındaki kuvvet bağlantısını düşürebilir. [9]

4.3. Hızın Etkisi

Şekil 4.5'de sabit diyagonal hareket açılarında değişken hızın yan kuvvet üzerine olan etkileri görölmektedir. Şekilde bazı küçük etkilere rağmen diğer faktörlerin yanında hızın önemli bir etken olmadığı görölmektedir. Çeşitli tambur testleri ve birçok veri incelendiğinde hızın etkilerinin küçük olduğu fikri desteklenmiştir. [10]

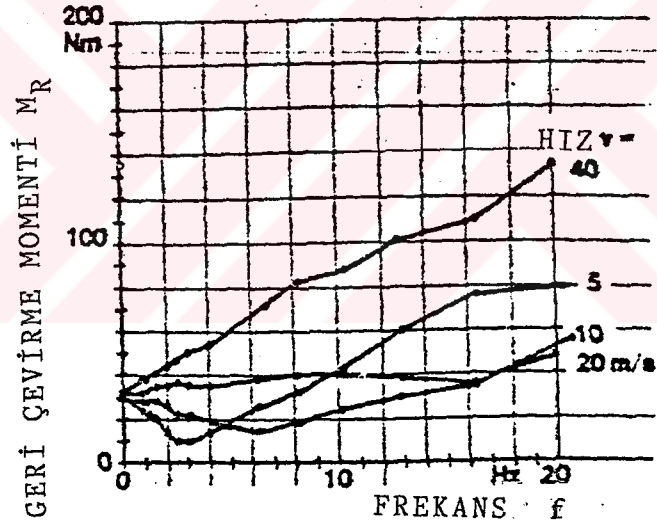
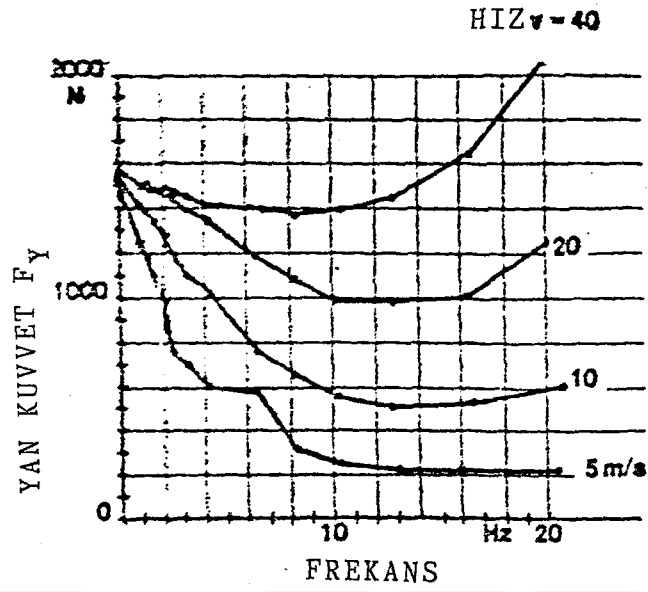
Sabit diyagonal hareket açılarında hızın etkisinin çok küçük olmasına rağmen dinamik diyagonal harekette hızın



Şekil 4.5. Hızın yan kuvvet üzerindeki etkisi.

önemli etkileri vardır. Özellikle yüksek frekanslarda ve düşük hızlarda ortalama yan kuvvette önemli düşüşler gözlenmiştir. Şekil 4.6'da 205/70 HR 14, $P_L = 2.1$ bar, $F_N = 4500$ N ve değişik hız parametrelerinde ölçülen yan kuvvetin ve geri çevirme momentinin frekansa bağımlılığı görülmektedir.

Geri çevirme momentinde ise 20 m/s civarında en düşük etki gözlenirken ortan yada azalan hızla özellikle yüksek frekanslarda hızın etkili olduğu görülmektedir. [1]



Şekil 4.6. Dinamik diyagonal harekette hızın etkisi.

5. DENEY DÜZENİ

5.1. Tekerlek Test Cihazı ve Ölçme Sistemi

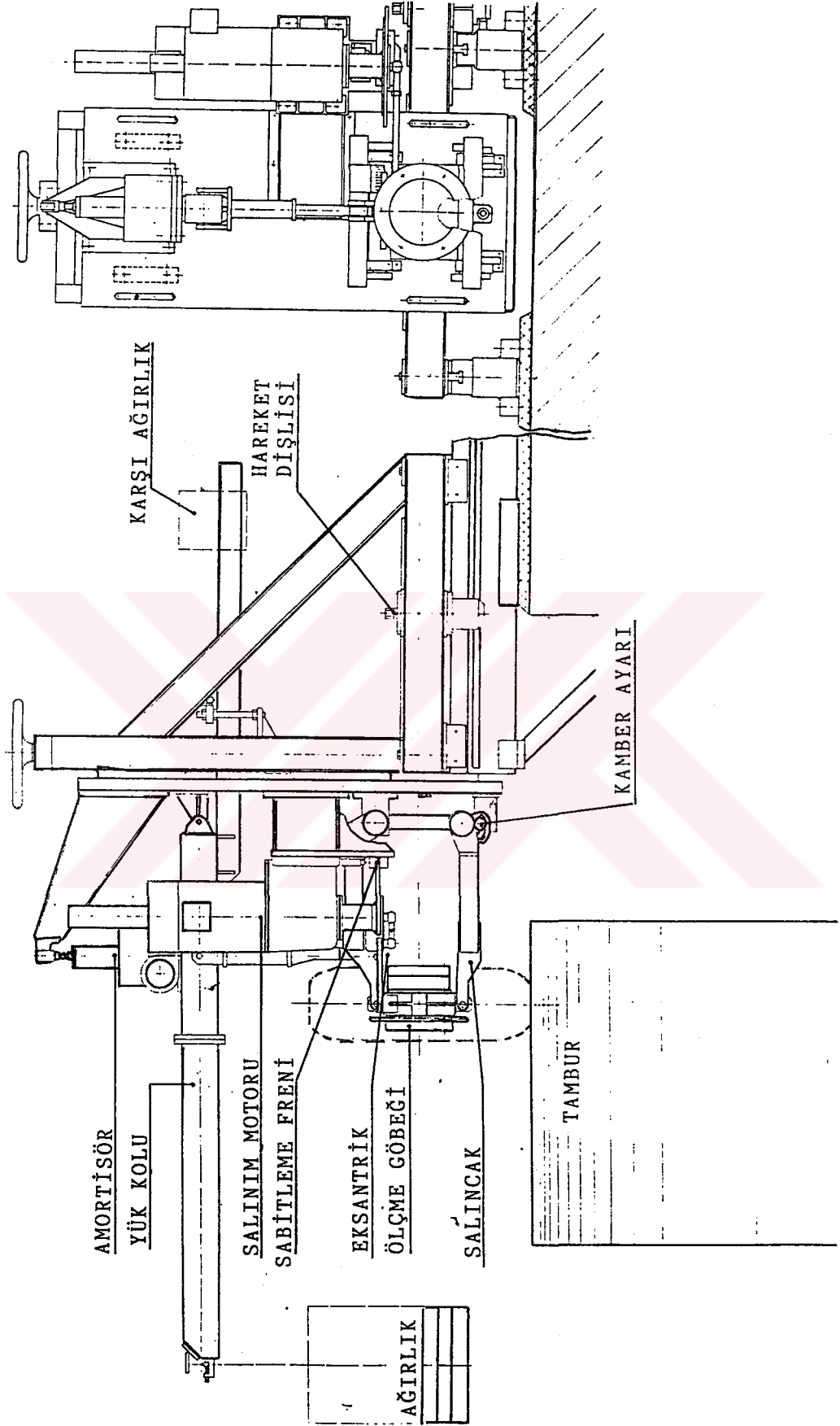
Deneyler sırasında Carl - Schenk tekerlek test cihazı kullanılmıştır. Tekerlek test cihazı tambur, tekerlek test ünitesi, güç sistemi, kontrol paneli ve ölçme amplifikatörlerinden oluşmaktadır. Ayrıca binek otomobil ve ağır taşıt lastiklerinin ömür ve performans deneylerine olanak veren test ünitelerine sahiptir.

Tambur çapı	2.0 m.
Tambur genişliği	0.9 m.
Maksimum çev. hız	300 km/h

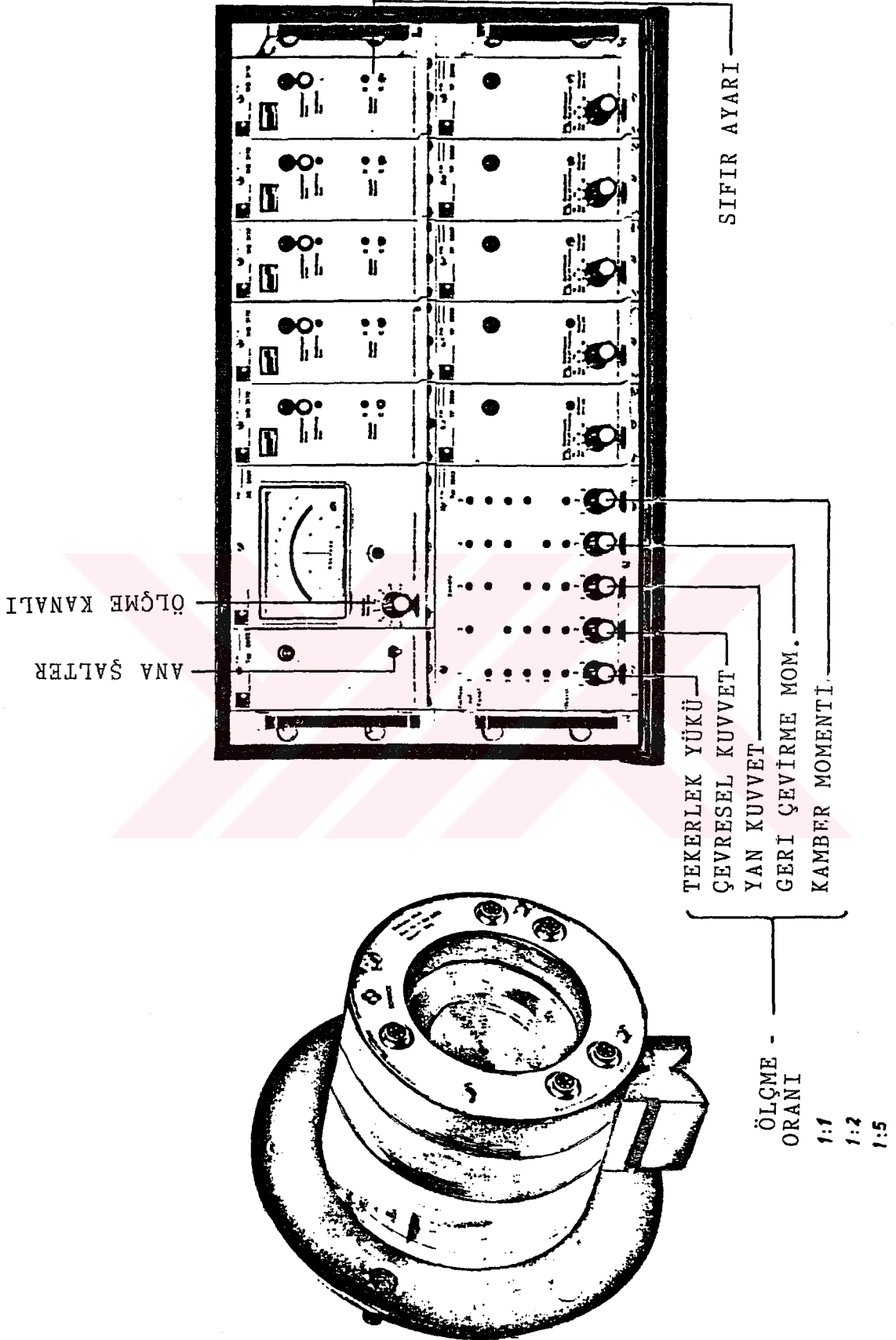
Deney tesisatında yük koluna asılan yüklerle değişik tekerlek yüklerinde çalışmak mümkündür. Tekerleğin yükseklik ayarı değişik tekerlek çaplarına göre yükseklik ayar kolu ile yapılmaktadır. Yük kolu bağlantısında istenmeyen titreşimleri sönmölemek amacı ile bir amortisör bulunmaktadır. Tekerleğin değişik frekanslarda denenebilmesi için bir tekerlek salınım motoru bulunmaktadır ve bu motorun dönme hızı kontrol panelinden ayarlanabilmektedir. Ayrıca farklı hareket açılarında sistemin kilitlenebilmesi amacı ile bir sabitleme freni bulunmaktadır. Sistem bir vida - somun mekanizması ile kamber açısının değiştirilmesine olanak tanımaktadır.

Tekerlek test cihazı bir pinyon - kremayer mekanizması ile tambur ekseninde hareket edebilmekte ve böylece tambur üzerinde taşıt testlerine olanak sağlamaktadır.

Ölçme büyüklükleri beş bileşenli ölçme göbeği ile elektrik sinyaline dönüştürölmektedir. Ölçme göbeği ile tekerlek yükü, çevresel kuvvet, yan kuvvet, geri çevirme momenti ve kamber momenti değerleri değişken gerilim



Şekil 5.1. Tekerlek test cihazı



Şekil 5.2. Ölçme göbeği ve ölçme amplifikatörü.

sinyali olarak ölçme amplifikatörlerine aktarılmaktadır.

Tekerlek ölçme göbeğinin ölçüm sınırları şunlardır:

Tekerlek yükü	10	kN
Çevresel kuvvet	8	kN
Yan kuvvet	10	kN
Geri çevirme momenti	0.3	kNm
Kamber momenti	3	kNm

Ölçme göbeğinden gelen elektrik sinyalleri ölçüm amplifikatörlerine gelmektedir. Burada kalibrasyon ve sıfır ayar potansiyometreleri, filtreler ve seviye ayarları bulunmaktadır. Seviye ayarları ile ölçülen değerlerin bir, iki ve beş katı değerler okunabilmektedir.

Tambur ölçme büyüklükleri, dönüş yönü ve tambur hızı kontrol panelinden ayarlanmaktadır.

5.2. Aks ve Fren Sisteminin Kurulması

Çevresel kuvvetlerin taşıt lastik karakteristikleri üzerine olan etkilerini inceleyebilmek amacı ile tekerlek üzerinde bir çevresel kuvvet etkisi yaratacak fren sistemine ihtiyaç duyulmuştur.

Fren sisteminde tekerlek ölçme göbeğine bağlanan bir aks yardımı ile hareket disk fren mekanizmasına iletilmektedir. Disk fren mekanizmasına bir ana fren silindiri ve pedal kumanda etmektedir. Yüksek fren kuvvetlerine ihtiyaç duyulduğundan bir vakumlu kuvvetlendirici bulunmaktadır. Bir vakum pompası yardımı ile kuvvetlendiriciye vakumlu hava sağlanmaktadır.

Aks düzeninde Renault 12 ön aks ve fren düzeni kullanılmış ve araya ek bağlantı parçaları yapılarak sistem birleştirilmiştir. Aks düzeni ölçme göbeği bağlantısı, kardana mili, bilyalı yatak, poyra ve fren diskinden oluşmaktadır. Aks düzeni kamber açısının değiştirilmesi ya da açısal salınımlar sonucu oluşacak hareketlere izin verecek şekilde konumlandırılmıştır.

Deneyler sırasında çevresel kuvvet değeri sabit tutulması amacı ile sabit pedal kuvveti uygulamak gerekmektedir. Pedal mekanizmasına bağlı bir moment kolu ve üzerinde ayarlanabilen ağırlık yardımı ile sabit fren kuvvetlerinde kalınması sağlanmıştır. Uzun frenleme sürelerinde balatalar aşırı ısınmakta ve sürtünme katsayısında meydana gelebilecek değişikliklerle çevresel kuvvet değeri değişmektedir. Bu amaçla disk fren sistemi bir hava üfleci yardımı ile soğutulmaktadır.

5.3. Tekerlek Açısı Ölçümü İçin Potansiyometre

Değişen tekerlek açısına bağlı olarak diyagonal hareket karakteristiklerinin yazıcıya aktarılabilmesi için değişken tekerlek açısını simgeleyen gerilim fonksiyonunun üretilmesi gereklidir. Bu amaçla tekerleğin dönme eksenine yerleştirilmiş 12 V doğru akım kaynağı ile beslenen lineer karakterli bir potansiyometre kullanılmıştır.

Potansiyometre küresel mafsal merkezlerinden geçen eksen üzerinde konumlandırılmış ve böylece eksantrisiteden kaynaklanan sapmalar minimuma indirilmiştir. Ayrıca eksenel yük değişimlerinden etkilenmeyecek şekilde yerleştirilmiştir.

Laboratuvar sıcaklığının zamanla değişmesi ve gerilimde meydana gelen değişiklikler potansiyometre çıkışındaki gerilimde değişimlere neden olmaktadır. Bu nedenle gerilimi değişen şebeke elektiriğinden bağımsız bir akü seçilmiş ve potansiyometre ile arasına bir gerilim regülatörü yapılmıştır.

Gerilim regülatörü devresinde, zener geriliminin büyük olması, dolayısı ile sıcaklıkla değişim katsayısı pozitif olduğu durumda, zener diyotuna seri olarak iletimde çalışan uygun değerde diyot bağlanarak gerilimin sıcaklıkla değişmemesi sağlanmaktadır.

5.4. Sonuçların Yazdırılması

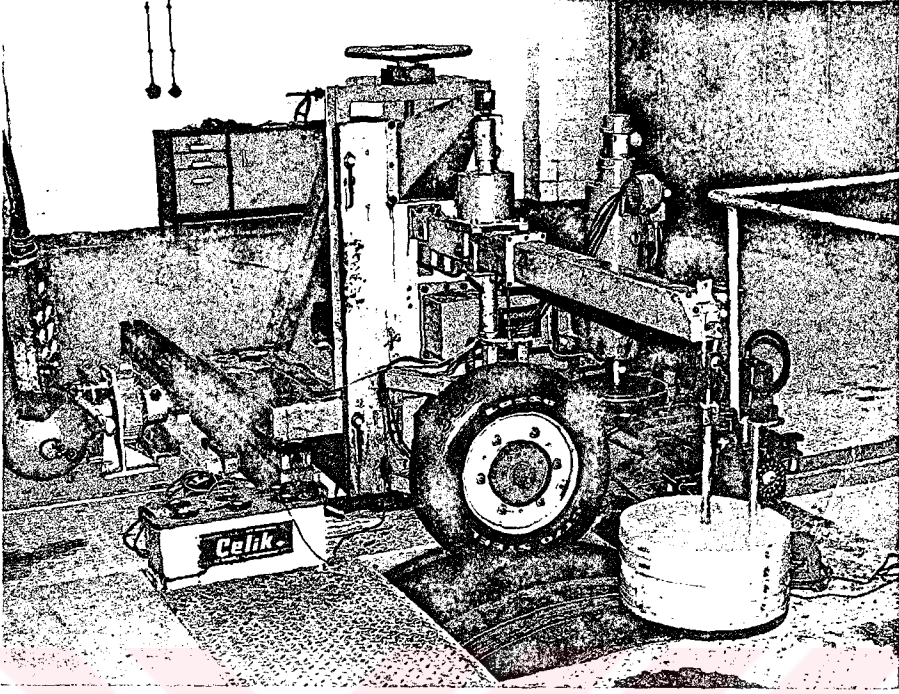
Sonuçların grafik haline getirilmesi, ölçme amfisinden ve potansiyometreden gelen gerilim sinyallerinin HP 7046 A tipi X - Y yazıcıda çizdirilmesi ile sağlanmıştır. Ölçme amfisinden ve potansiyometreden gelen gerilim sinyali yazıcının potansiyometreleri yardımı ile kalibre edilerek grafik ölçülerine ayarlanmaktadır.

5.5. Tekerlek Açılarının Ölçümü

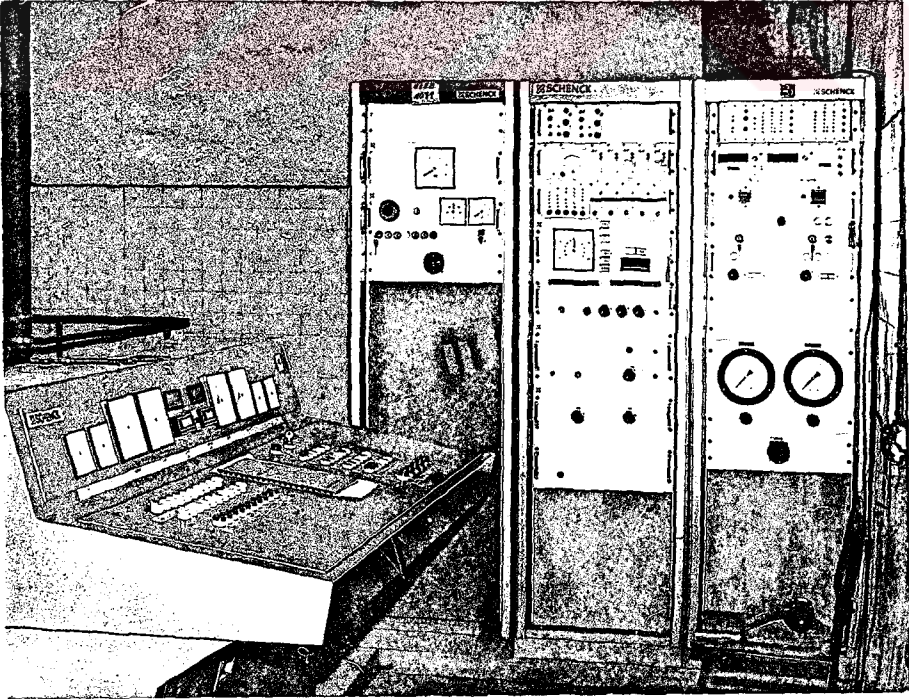
Deneyler sırasında amaca uygun olarak Hunter Lite - A - Line tipi rot ayar cihazı kullanılmıştır. Test tekerleğinin kaster açısı sıfırdır.

Kanber açısı ölçümünde kanber ölçü panosunun uygun uzaklıkta ve tambur dönme eksenine paralel bir şekilde montajı yapıldı, su terazisi ile seviye ayarı yapıldı. Projektör tekerlek jantına monte edildi ve projektörden çıkan (+) ışık hüzmesi ile yükseklik ayarı yapılarak kanber açısı ölçüldü. Deney tesisatında bir vida - somun mekanizması ile kanber açısının değiştirilmesi mümkündür. Bu şekilde kanber açısı deney koşullarında sıfır olacak şekilde tutulmuş ve kanber açısından oluşan etki kaldırılmıştır.

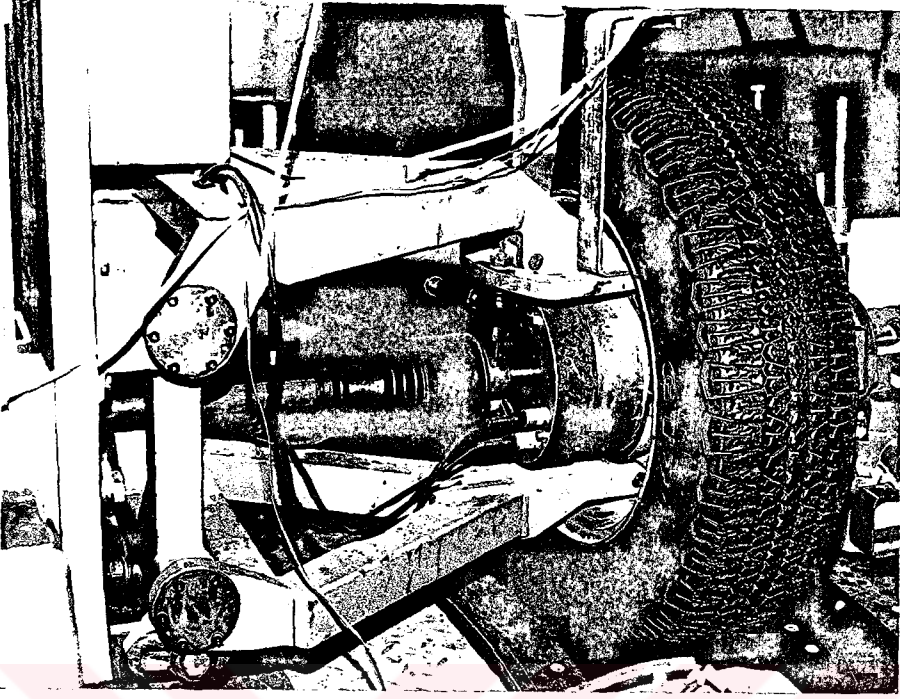
Tekerlek sapma açısının kalibrasyonunda da aynı rot ayar cihazının ışık hüzmesinden yararlanıldı. Belirli açılar için ışık hüzmesi sapması kaydedildi ve yazıcı potansiyometreleri bu ışık sapması yardımı ile kalibre edildi.



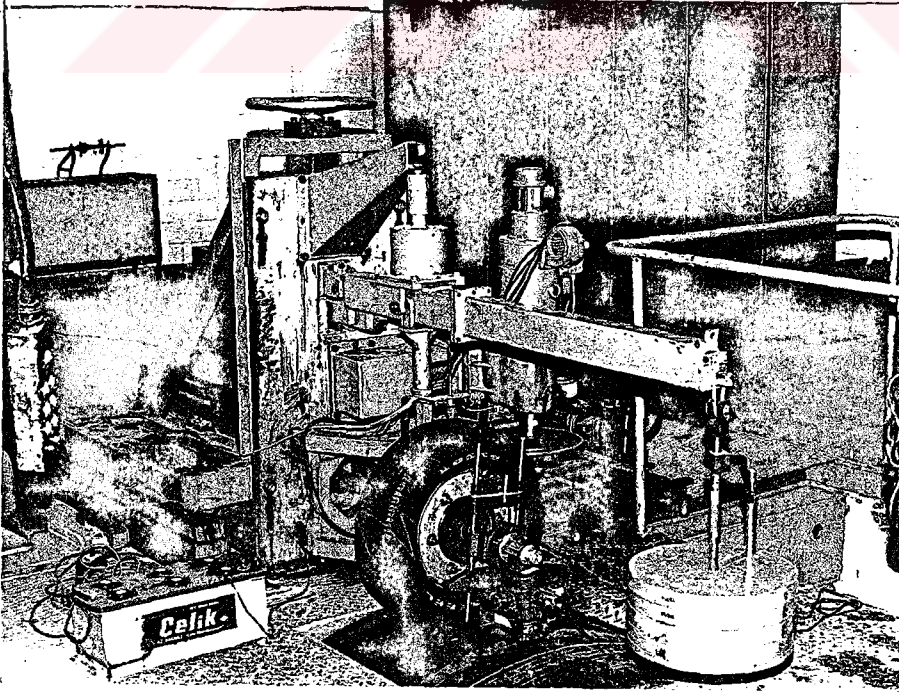
Şekil 5.3. Tekerlek test cihazı.



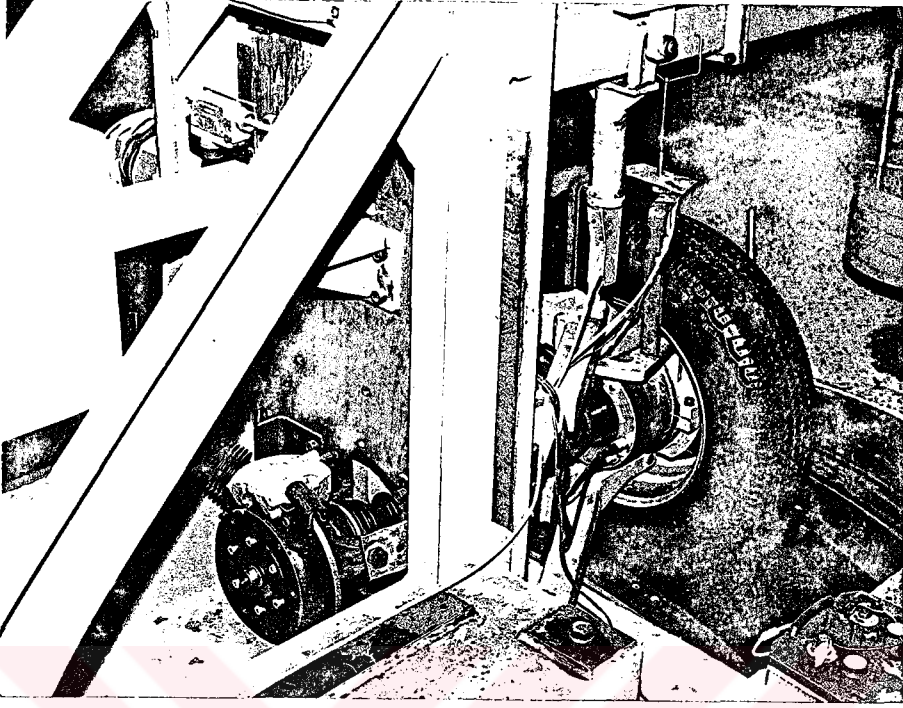
Şekil 5.4. Kontrol paneli



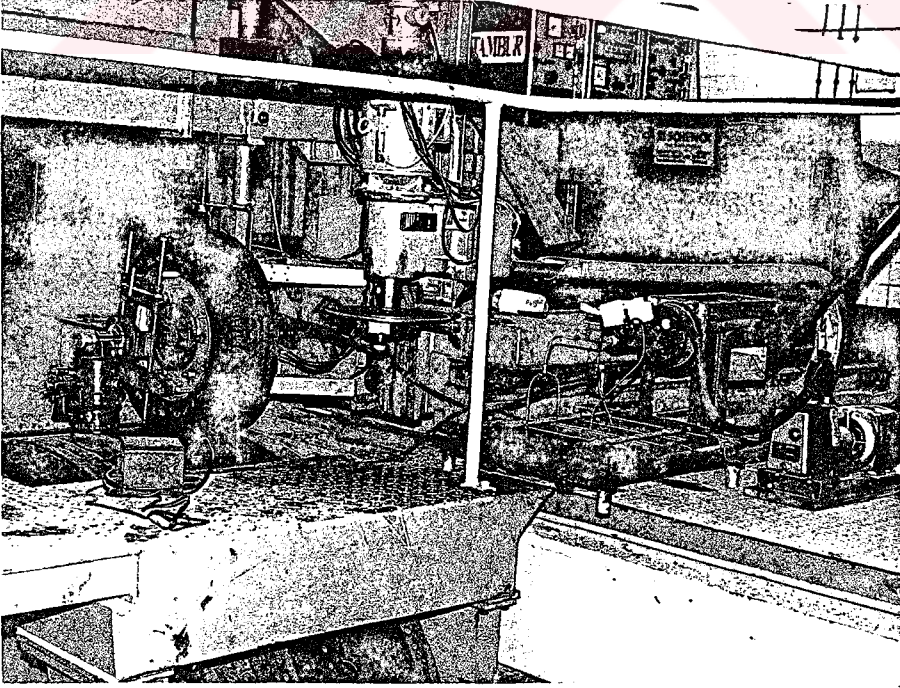
Şekil 5.5. Aks ve ölçme göbeği



Şekil 5.6. Tekerlek açıları ölçümü



Şekil 5.7. Test tekerleği ve disk fren



Şekil 5.8. Açık ölçümü ve fren sistemi

6. ÖLÇÜM ve DENEY SONUÇLARI

Deneyler sırasında tekerlek yükünün, lastik basıncının, tambur hızının, harmonik salınım frekansının, çevresel kuvvetlerin taşıt lastiğinin diyagonal hareket karakteristiklerine, yani yan kuvvet ve geri çevirme momenti üzerindeki etkileri diğer parametreler sabit tutularak incelendi.

Test lastiği olarak Lassa GT 70 175/70 SR 13 tipi tubeless lastik seçildi, yüksek tekerlek açılarında ve yan kuvvetlerde ayrılma olmaması için ek olarak SAE prosedüründe önerildiği gibi iç lastik kullanıldı .

Dinamik diyagonal hareketin etkilerinin en küçük seviyede tutulması için tekerlek test cihazının en küçük slalom frekansı olan 0,01 Hz seçilmiştir. Böylece bölüm 4.1'de görüldüğü gibi statik sonuçlara mümkün olduğu kadar yakın kalınmıştır. Ayrıca daha yüksek frekanslarda dinamik diyagonal hareketin etkileri incelendi.

Tekerlek yük altında uzun süre kaldığında kısa süreli deformasyonlar oluşmaktadır. Bu nedenle her seri deney öncesi ısıtma prosedürü uygulandı ve böylece lastiklerin uygun sıcaklığa getirilmesi sağlandı.

Her seri deney öncesinde ölçme büyüklükleri sıfır ayarlarının ölçme amplifikatörü potansiyometreleri ile kontrol ve ayarları yapıldı. Sıfır ayarları sırasında tekerleğin tambur ile teması kesilerek herhangi bir kuvvet etkimemesi sağlandı, aç potansiyometresi ve tekerlek hava basınçları kontrol edildi.

Deneylere başlarken kontrol panelinden ölçme büyüklükleri, dönüş yönü ayarlandı ve hız potansiyometreleri ile

seçilen tambur hızına ulaşıldı. Sabit hızda slalom mekanizması çalıştırılarak bir maksimum hareket açısından tekrar aynı noktaya gelinene kadar yazıcı kalemi indirilerek ölçümler grafik kağıdı üzerine aktarıldı.

Şekil 6.1'de yan kuvvetin diyagonal hareket açısına bağımlılığı değişik tekerlek yükleri parametre alınarak incelendi. Tekerlek yükleri 2000 N ve 4000 N da tutulurken diğer faktörler sabit tutuldu.

Şekil 6.2'de tekerlek yükünün geri çevirme momenti değişimi üzerindeki etkileri incelendi. Burada tekerlek yükü 2000, 4000 ve 6000 N da tutulmuş ve karşılaştırmak amacı ile sonuçlar aynı kağıda aktarılmıştır. Ancak sadelik amacı ile sadece gidiş hareketi kaydedilmiştir. Şekil 6.3'de tekerlek yükü 2000 N, Şekil 6.4'de 3000 N, Şekil 6.5'de 4000 N, Şekil 6.6'da 5000 N da tutularak gidişli ve gelişli olarak değişim kaydedildi.

Şekil 6.7'de tekerlek basıncının diyagonal hareketteki yan kuvvet değişimine etkileri incelendi. Tekerlek basıncı 2 bar ve 3 bar da diğer parametreler sabit tutularak sonuçlar kaydedildi.

Şekil 6.8, Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da tekerlek basınçları 3 bar, 2 bar ve 1.4 barda geri çevirme momenti değişimi gözlemlendi. Şekil 6.11'de hem tekerlek yükü 5000 N a yükseltilmiş hemde lastik basıncı 2.4 bara ayarlanmıştır.

Şekil 6.12 ve 6.13'de tambur hızları $V=25$ km/h ve $V=75$ km/h değerlerinde hızın diyagonal harekette yan kuvvet üzerindeki etkileri, Şekil 6.14 ve 6.15'de aynı hızlarda geri çevirme momenti üzerindeki etkileri kaydedildi.

Tekerlek slalom frekansının diyagonal hareket karakteristiklerine etkilerinin incelendiği bölümde kontrol panelinden frekans arttırılarak farklı frekanslarda değişimler gözlemlendi. Şekil 6.16 ve 6.17'de frekans 0,15Hz ve

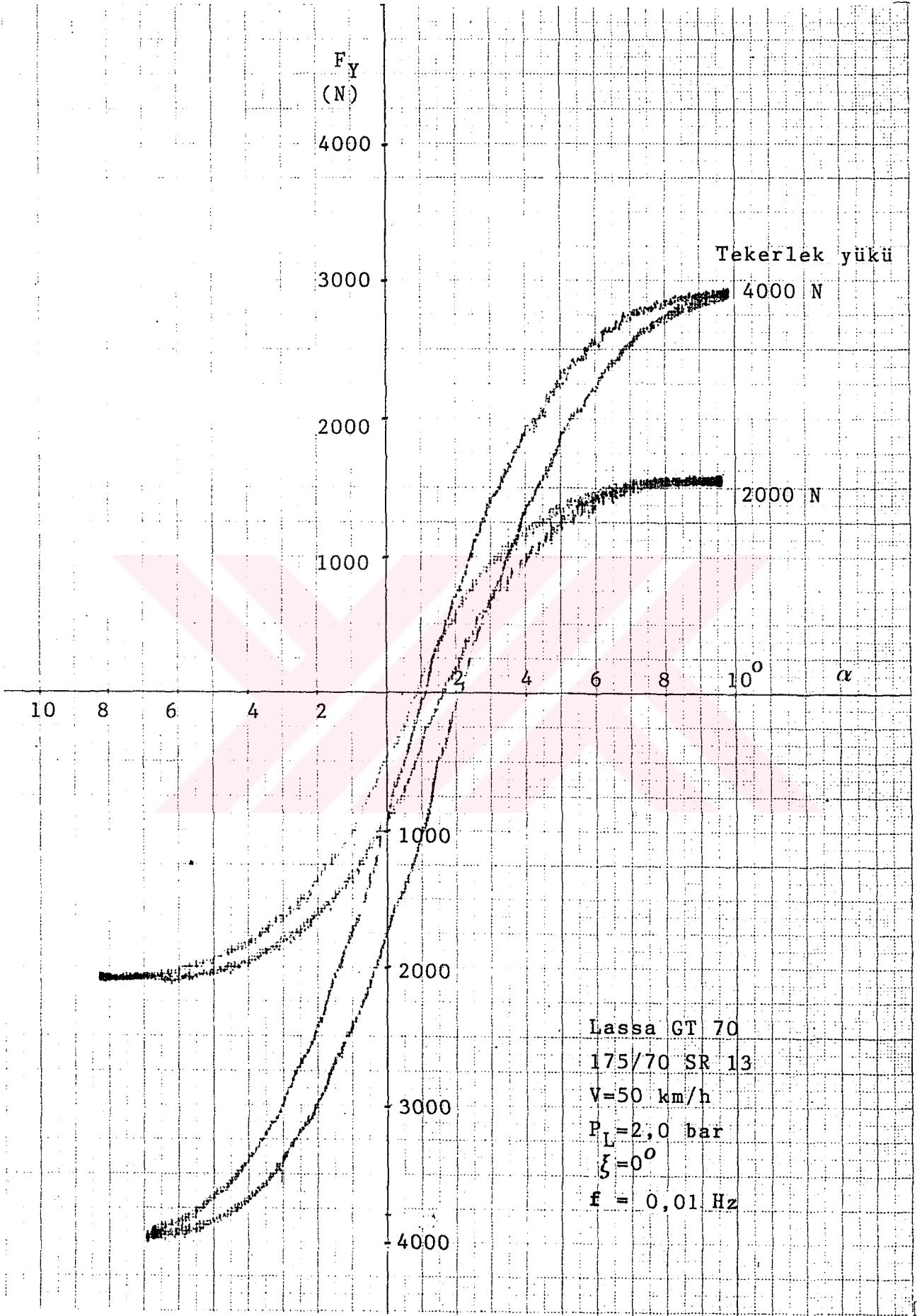
0,25Hz de frekansın diyagonal harekette yan kuvvet değişimi üzerine etkileri gözlemlendi. şekil 6.18, şekil 6.19, şekil 6.20, şekil 6.21 ve şekil 6.22'de slalom frekansları 0,01 Hz, 0,15 Hz, 0,16 Hz, 0,25Hz ve 0,30Hz değerlerinde geri çevirme momenti üzerindeki etkiler gözlemlendi.

Çevresel kuvvetlerin diyagonal hareket karakteristikleri üzerine etkilerinin incelendiği deneylerde tekerlek belirli diyagonal hareket açılarında eksantrik diskinde bulunan sabitleme freni ile test tekerleği bloke olana kadar yavaş değişen bir fren kuvveti verildi. Bu süre içinde yan kuvvetin ve geri çevirme momentinin sabit diyagonal hareket açılarında değişimi gözlemlendi.

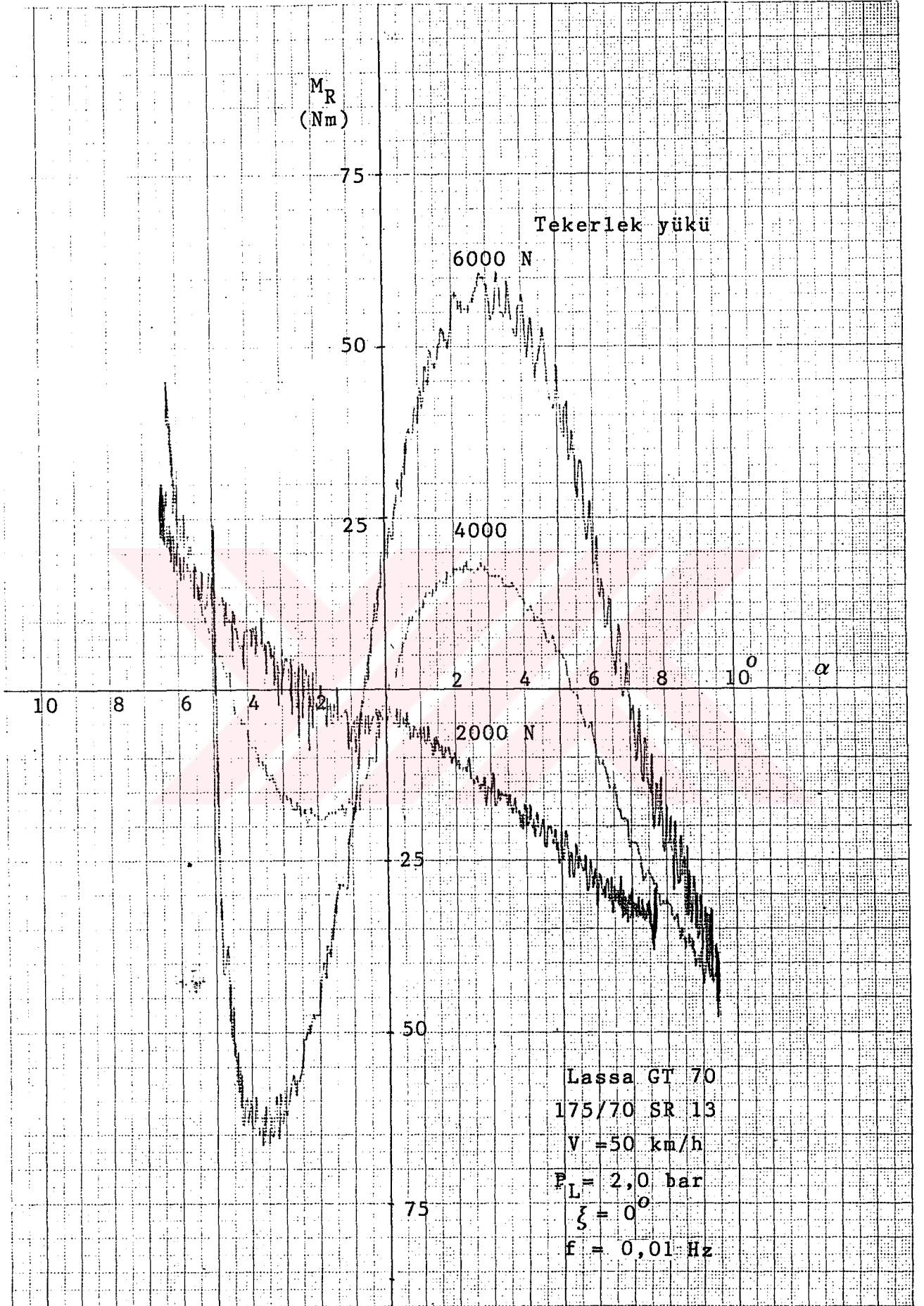
şekil 6.23'de tekerlek, hareket açısı 1° , 3° ve 5° de sırasıyla kilitlenerek statik diyagonal harekette değişken fren kuvvetine bağlı olarak yan kuvvet değişimi gözlemlendi. şekil 6.24'de aynı şartlar altında geri çevirme momenti değişimi incelendi.

şekil 6.25 ve 6.26'da sabit bir fren kuvveti uygulanarak yan kuvvet ve geri çevirme momentinin değişken diyagonal hareket açısına göre değişimi incelendi. Fren mekanizması 1000 N çevresel fren kuvveti oluşturacak şekilde ayarlandı. Ölçümler başlamadan sabit fren kuvveti verildi ve çevresel kuvvet kararlı hale geçtikten sonra ölçüm değerleri alındı. Aşırı ısınma sonucu sürtünme kuvveti ve buna bağlı olarak çevresel kuvvet değeri değişeceğinden sadece tekerleğin soldan sağa doğru hareketi kaydedildi.

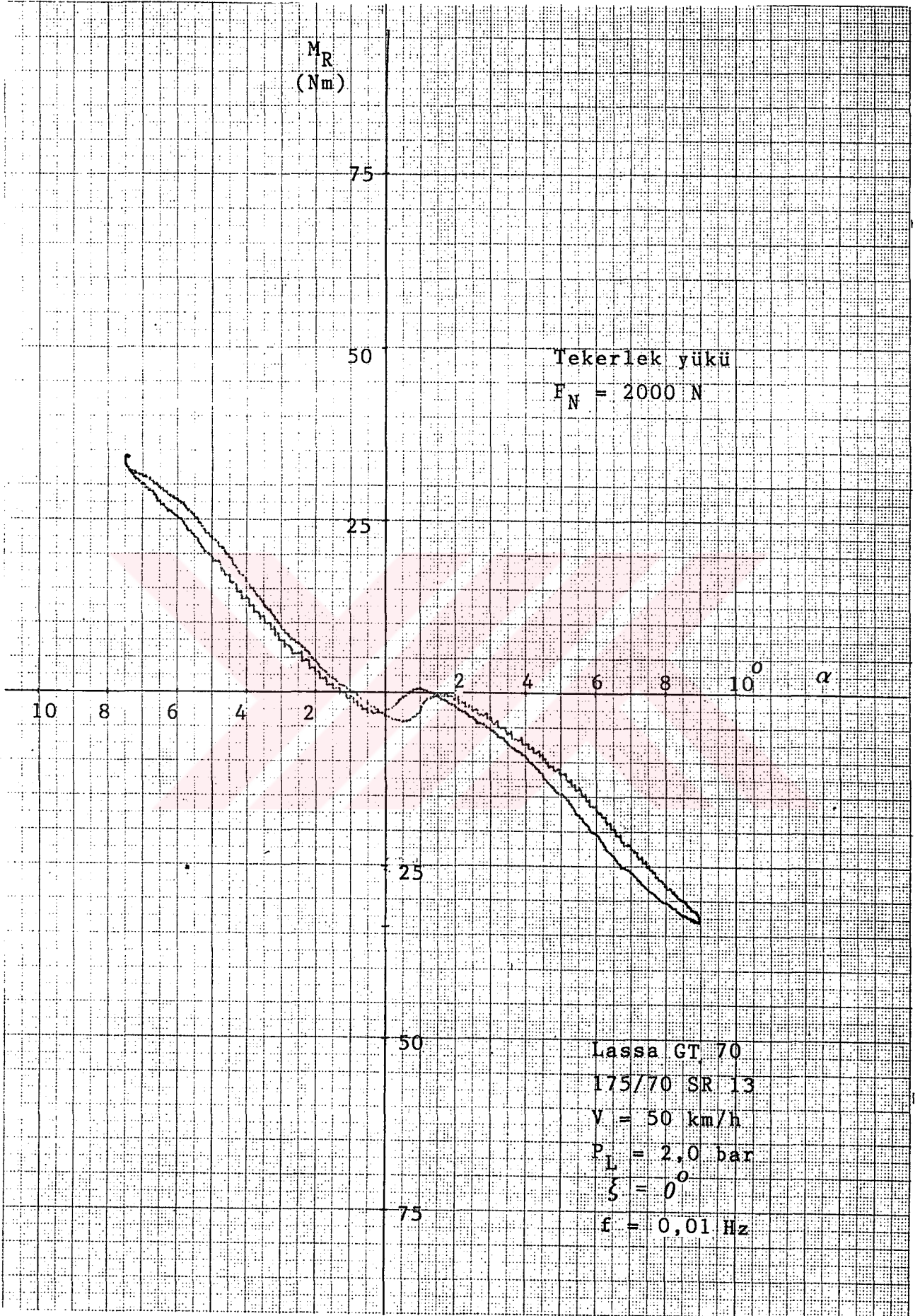
Deneylerde elde edilen sonuçlar grafikler halinde sırasıyla verilmiştir.



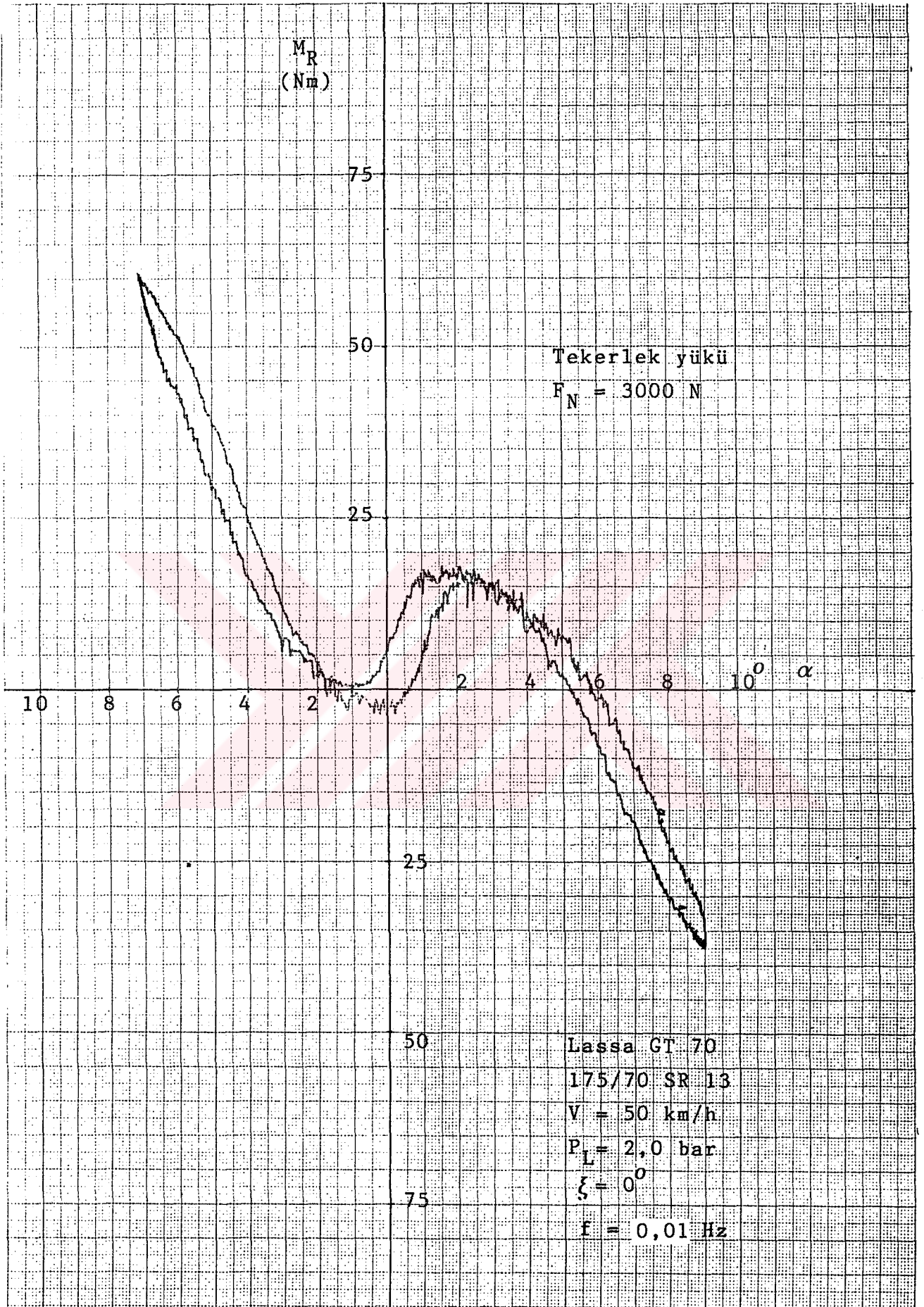
Şekil 6.1. Yan Kuvvet-diyagonal hareket açısı.



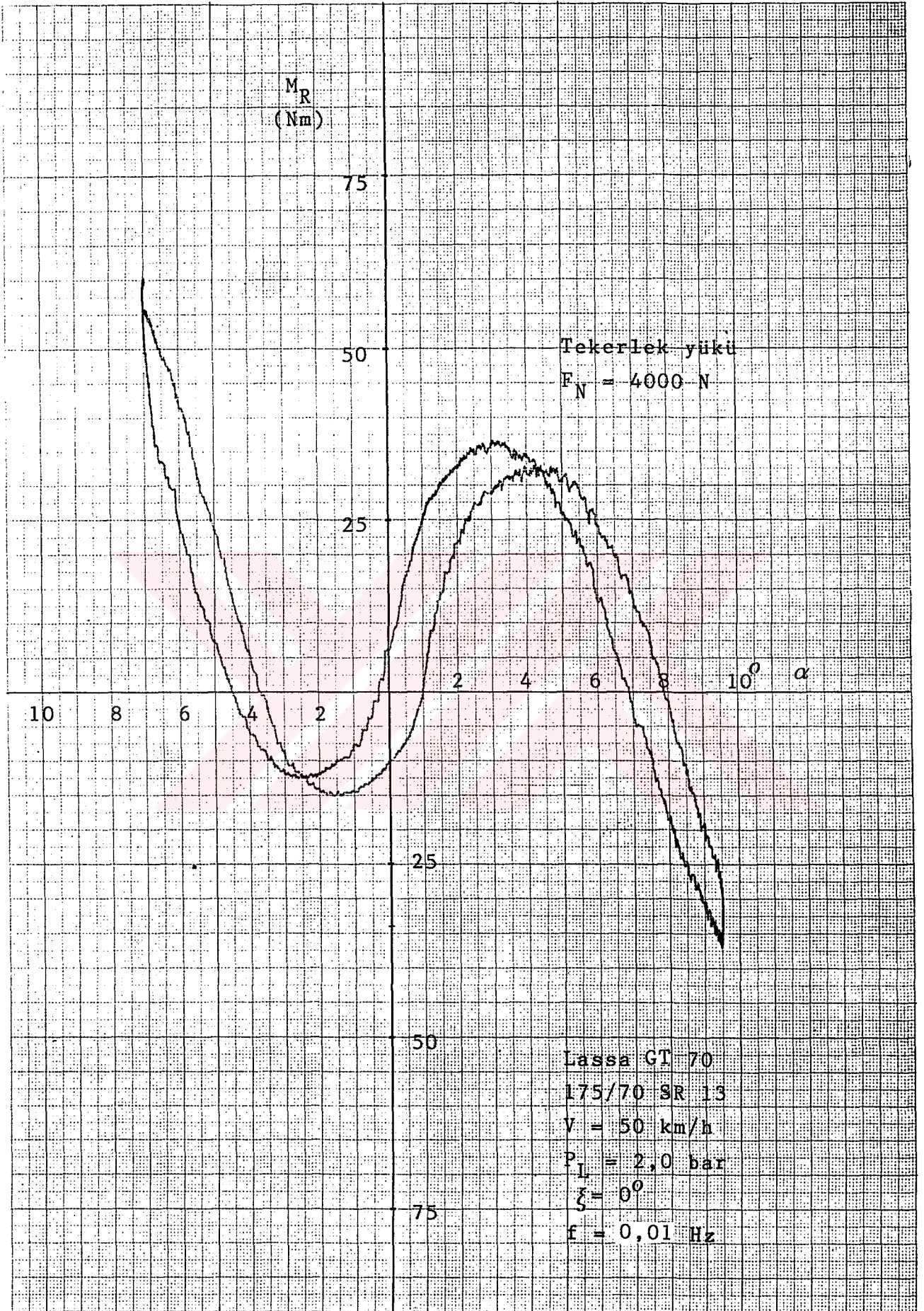
Şekil 6.2. Geri çevirme momenti-diagonal hareket açısı.



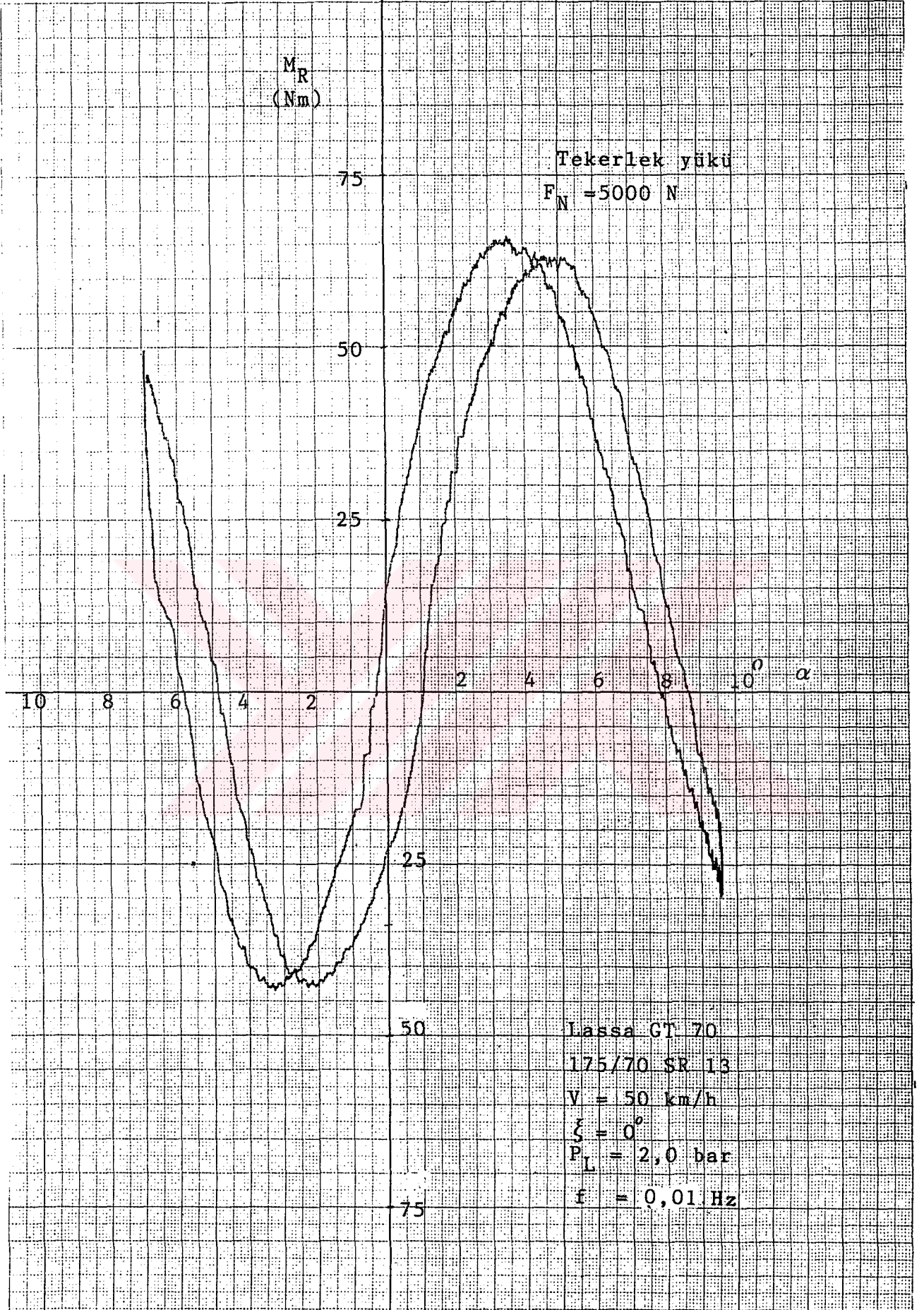
Şekil 6.3. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



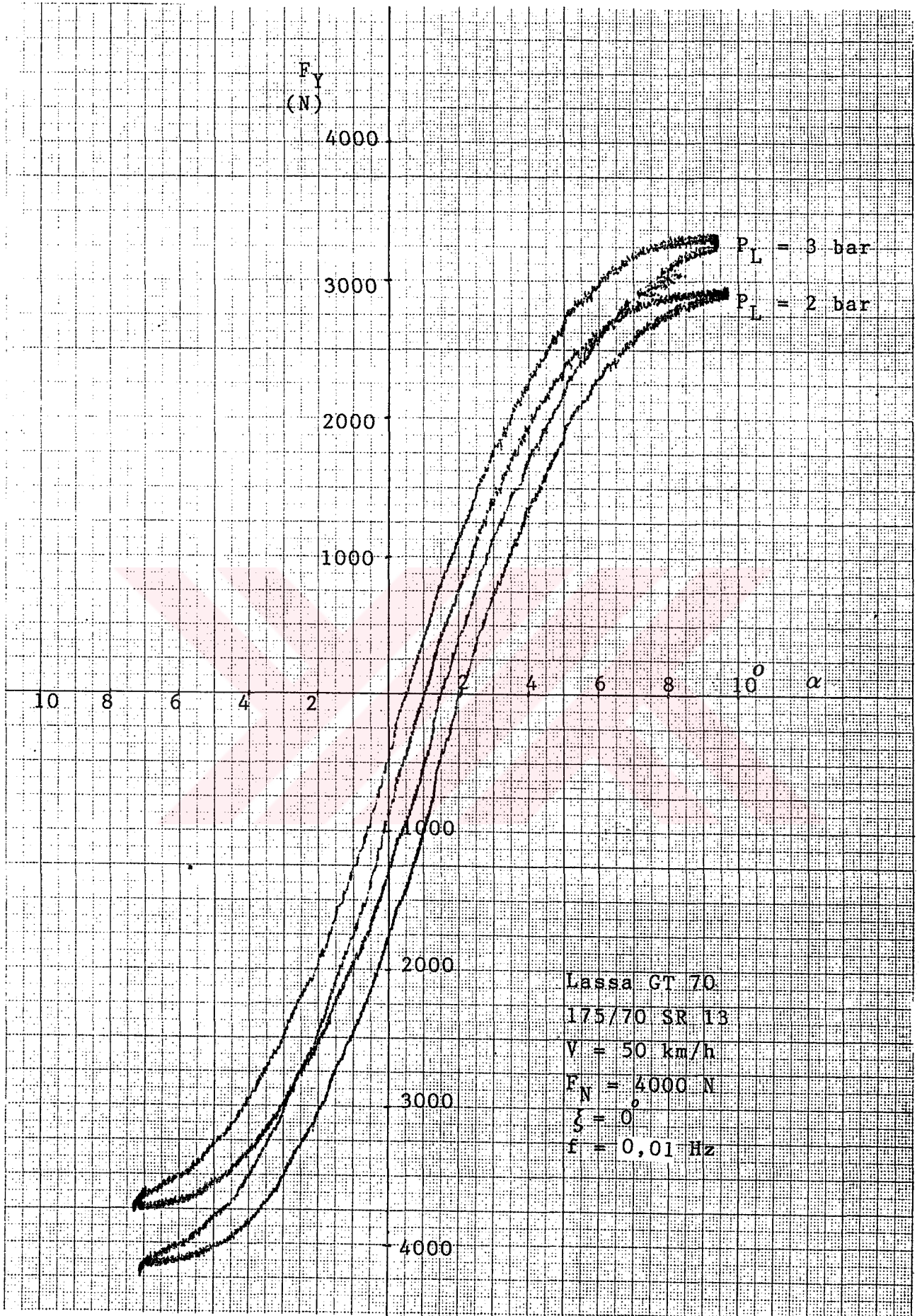
Şekil 6.4. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



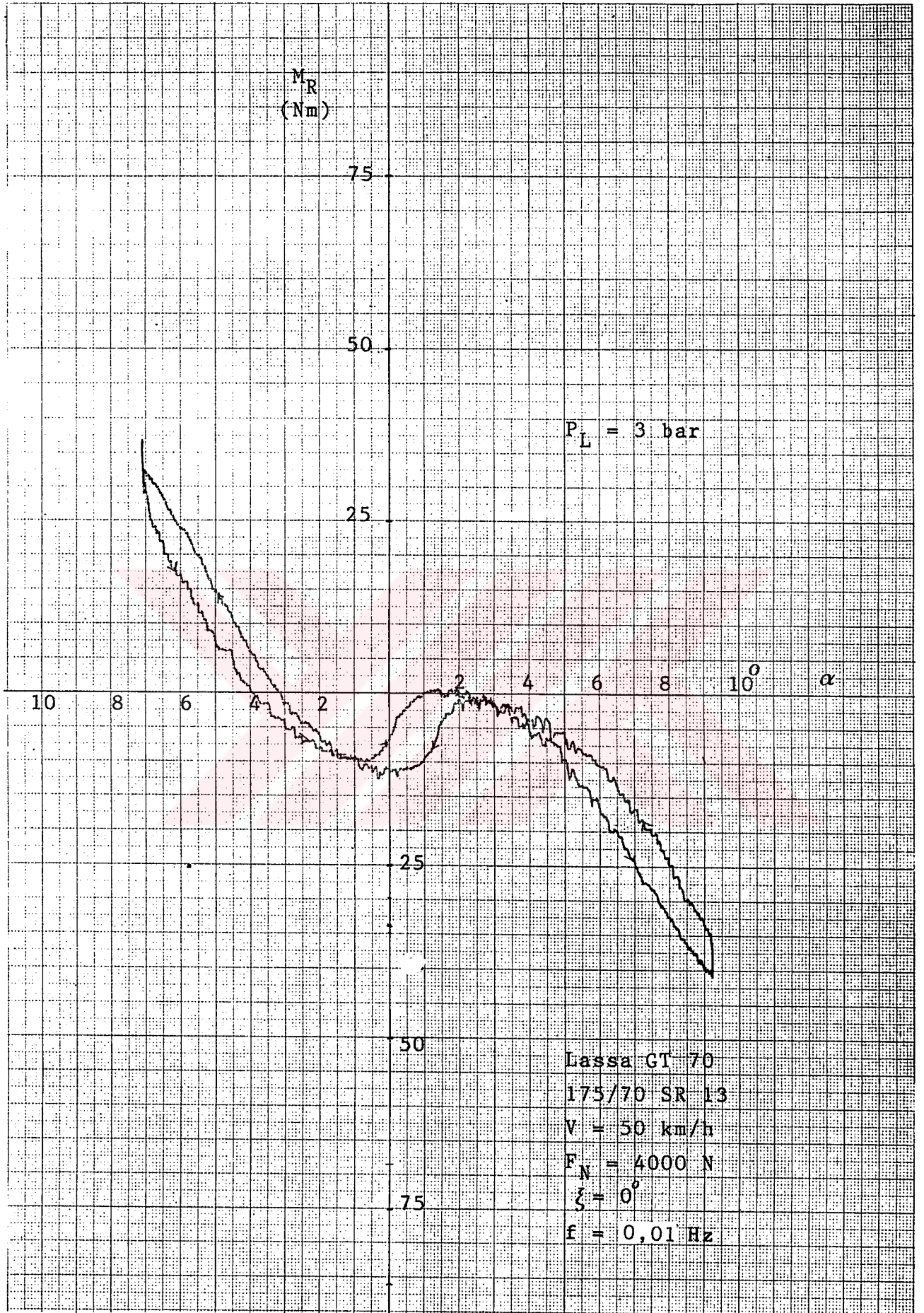
Şekil 6.5. Geri çevirme momenti-diyogonal hareket açısı.



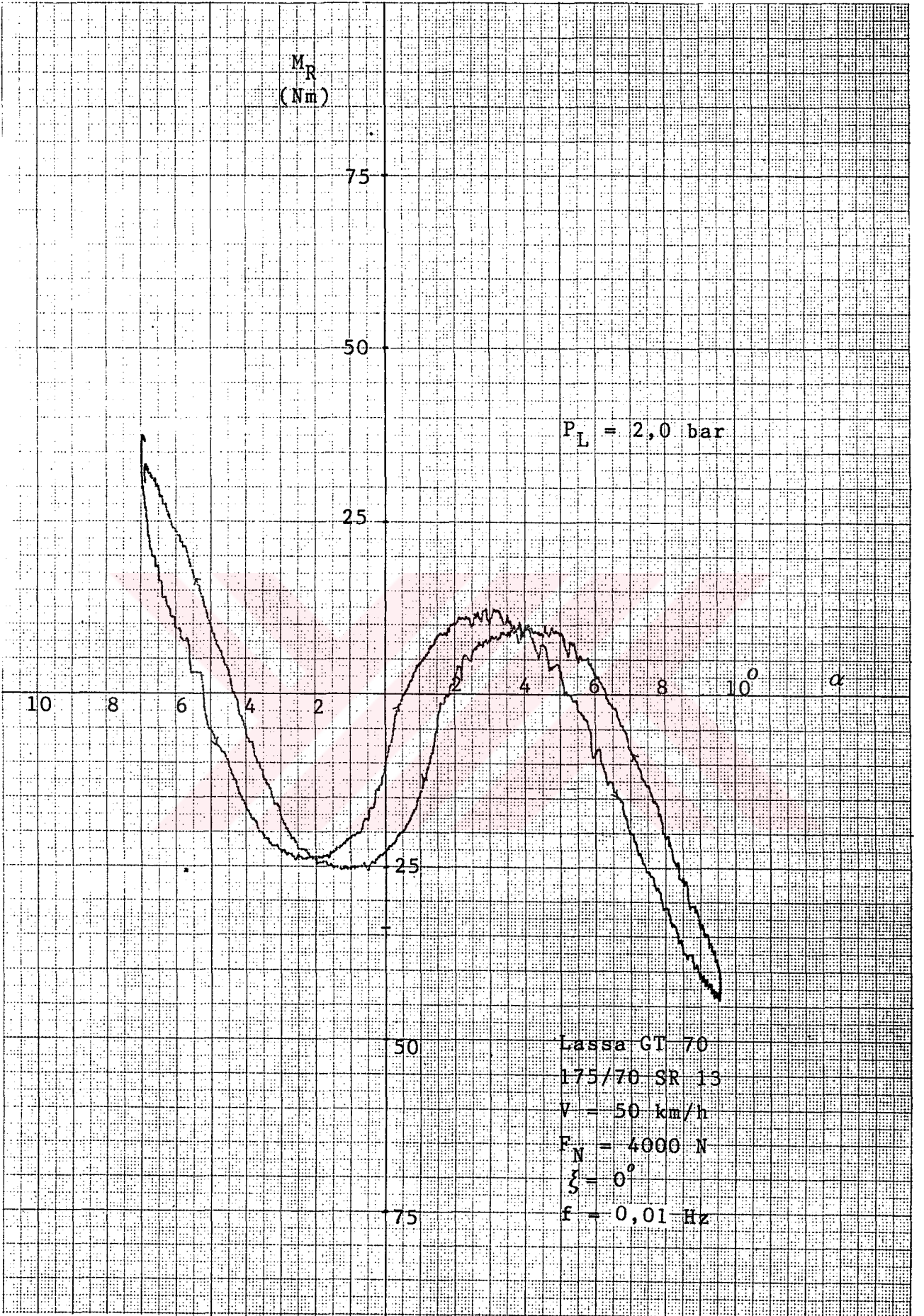
Şekil 6.6. Geri çevirme momenti-diagonal hareket açısı.



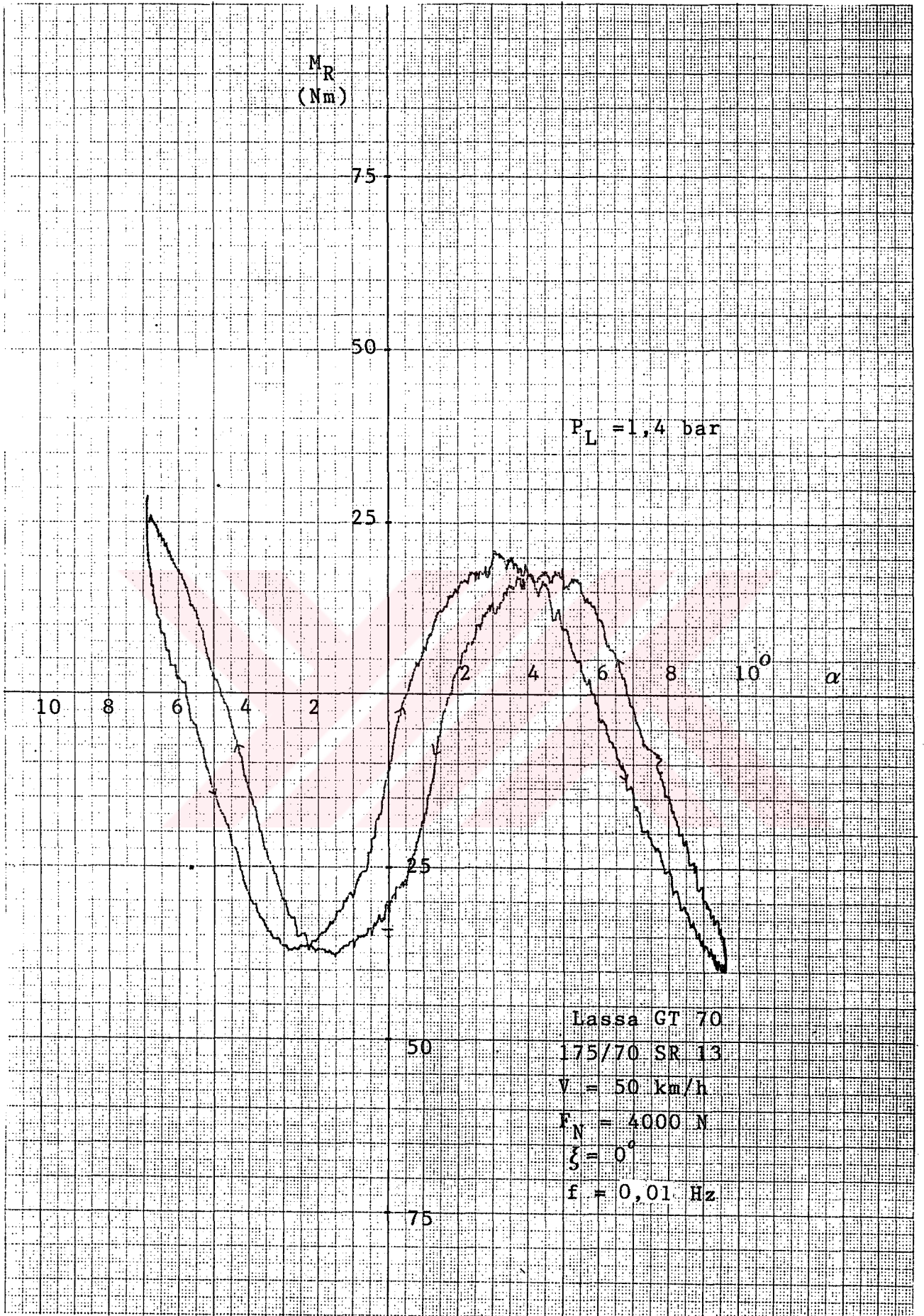
Şekil 6.7. Yan kuvvet-diyagonal hareket açısı.



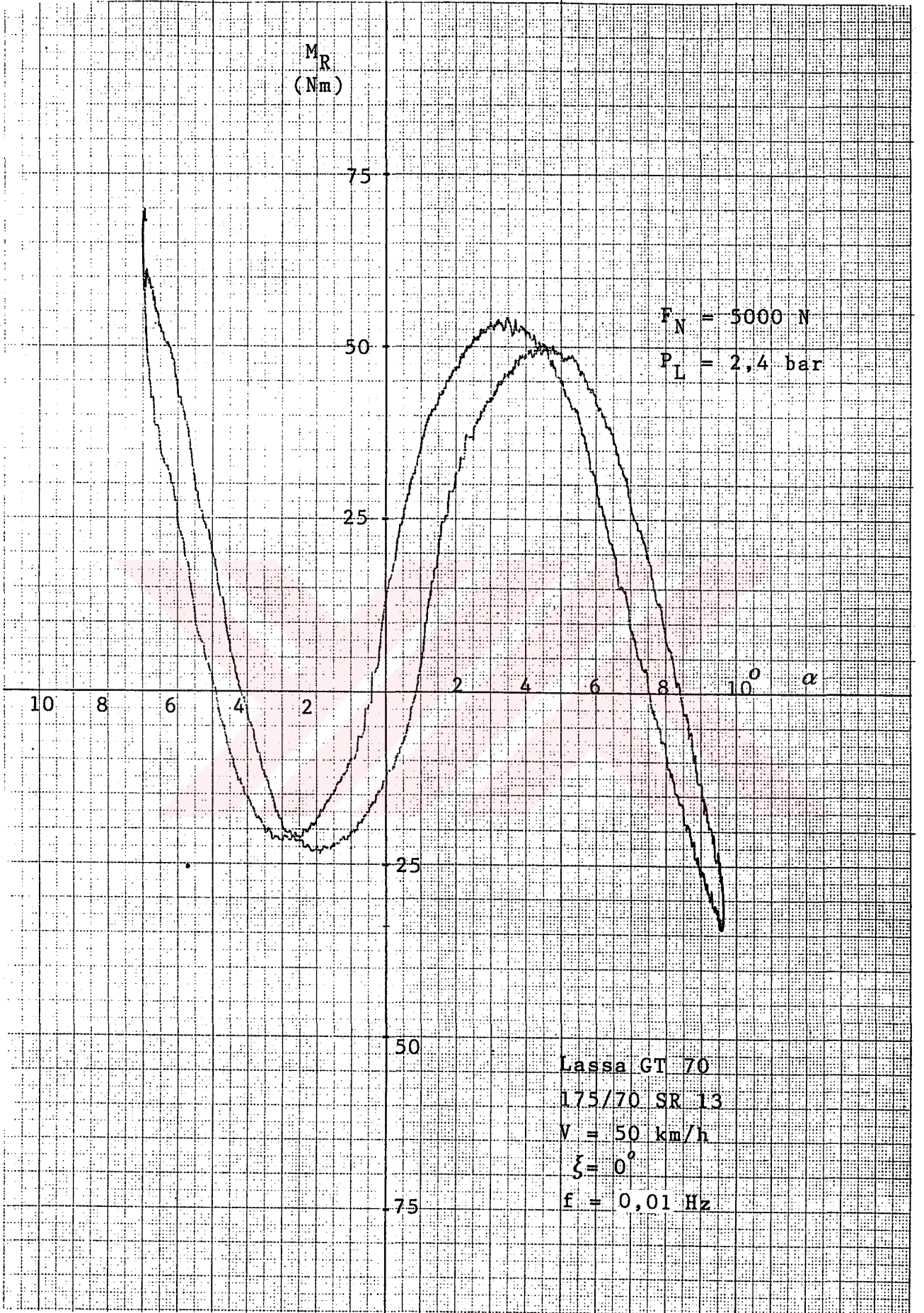
Şekil 6.8. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



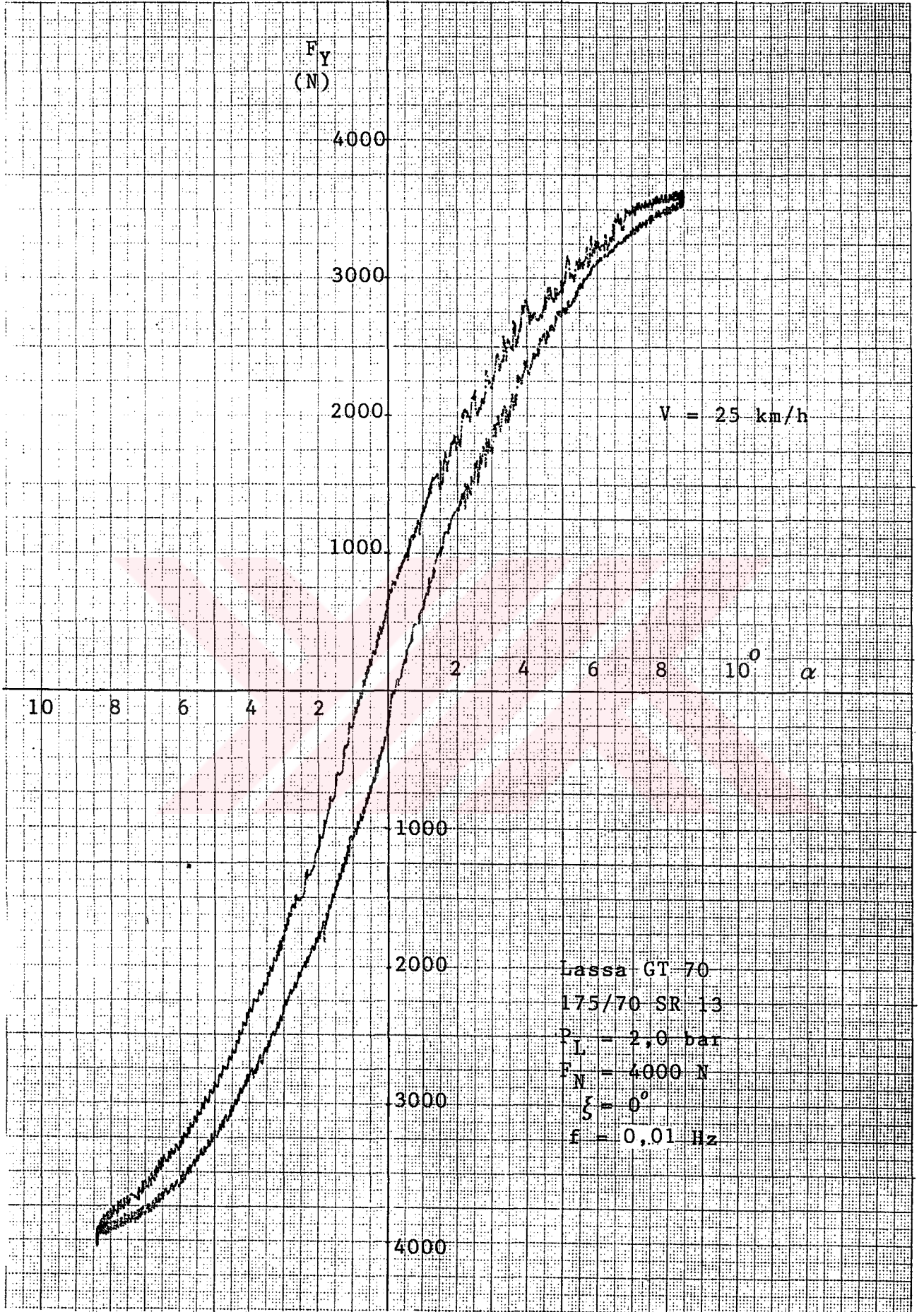
Şekil 6.9. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



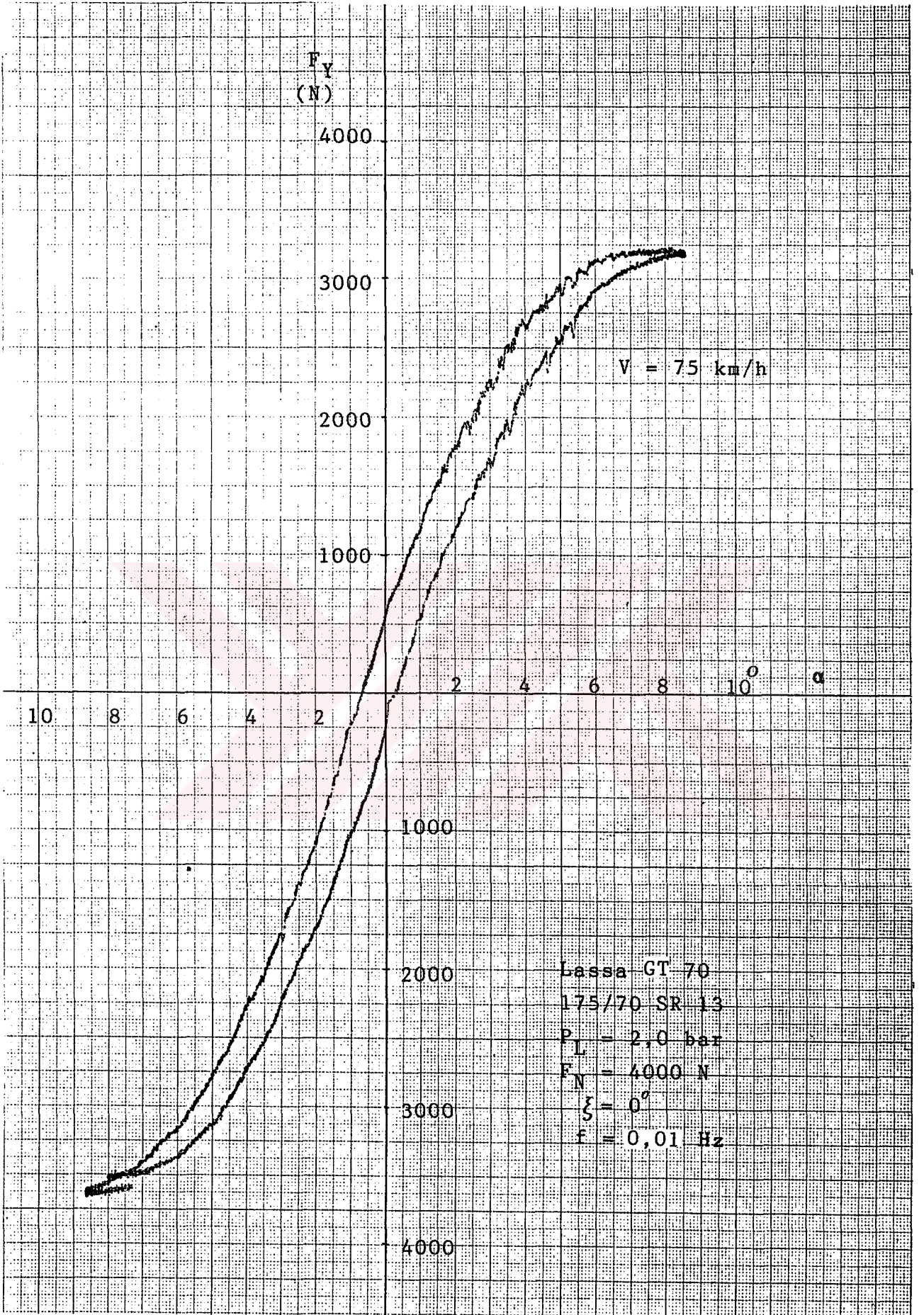
Şekil 6.10. Geriçevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



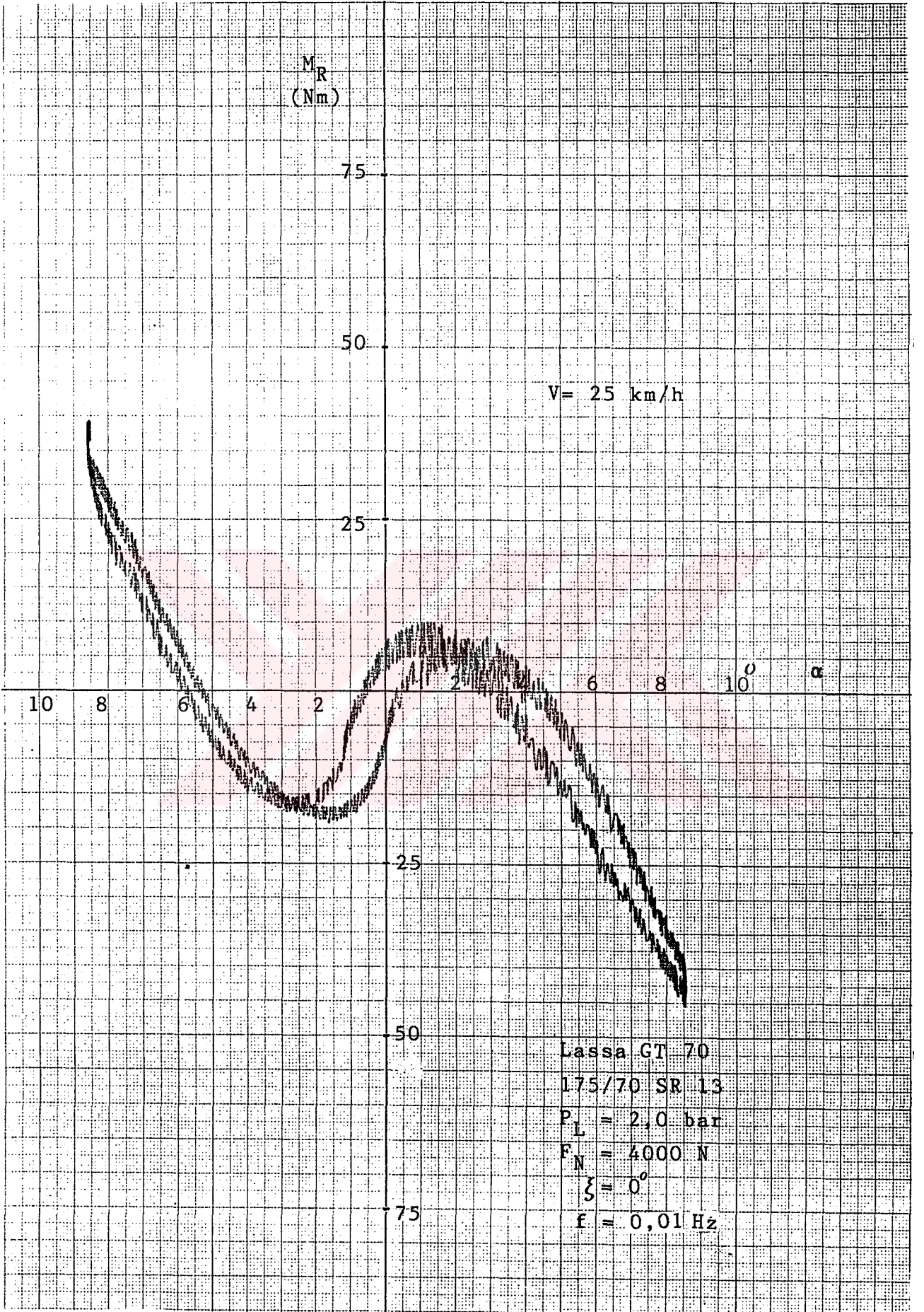
Şekil 6.11.Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



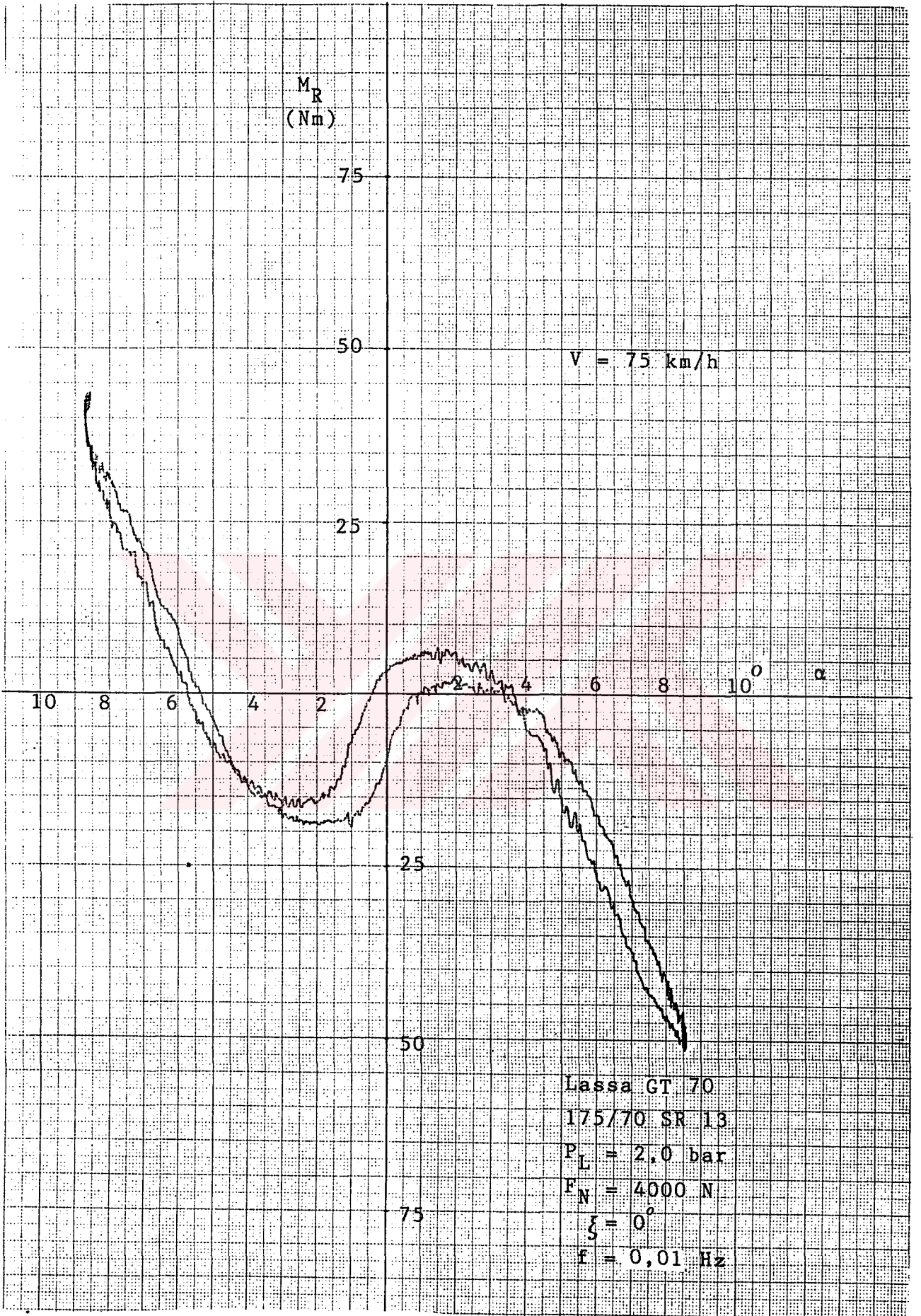
Şekil 6.12. Yan kuvvet-diyagonal hareket açısı.



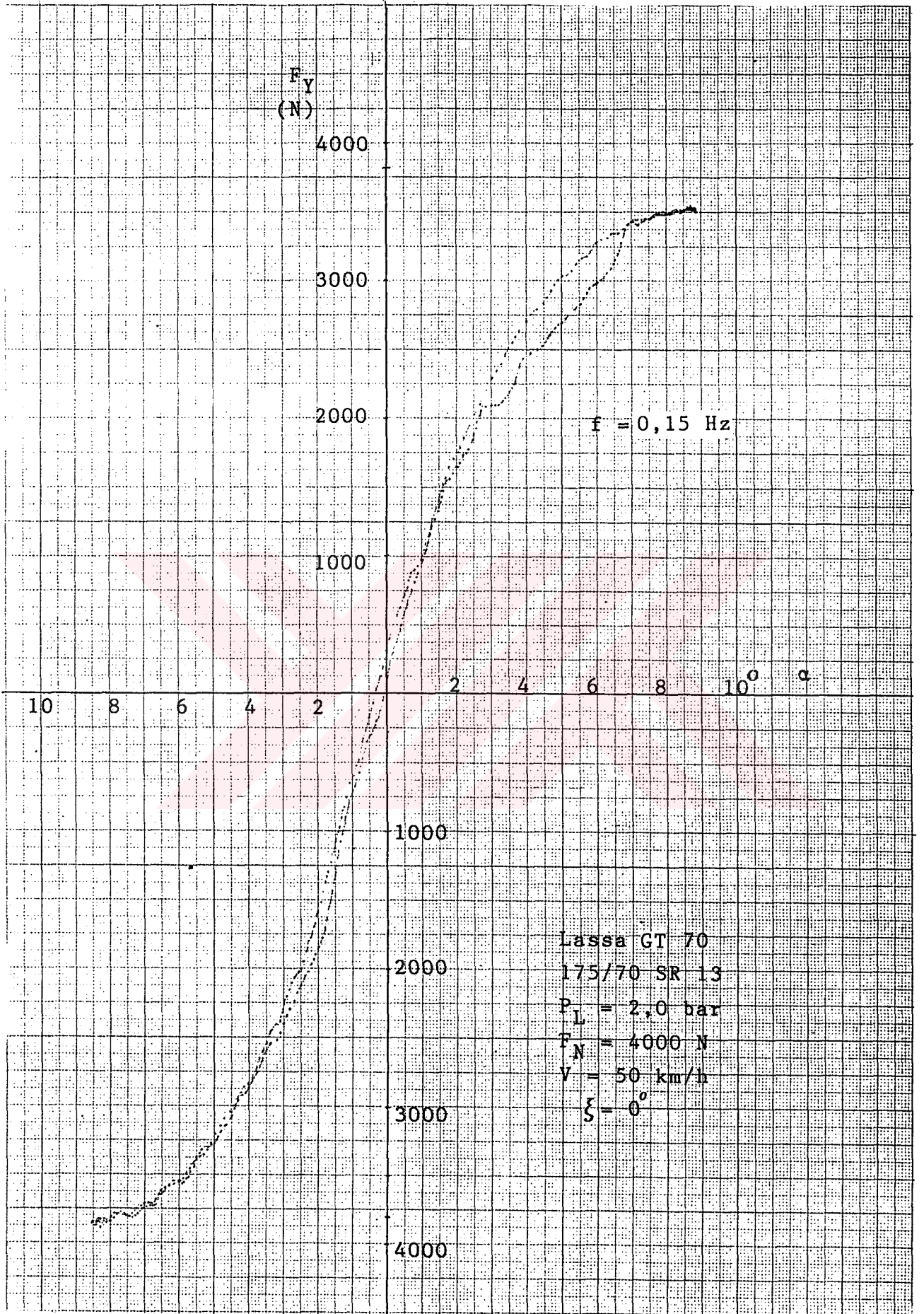
Şekil 6.13. Yan kuvvet-diagonal hareket açısı.



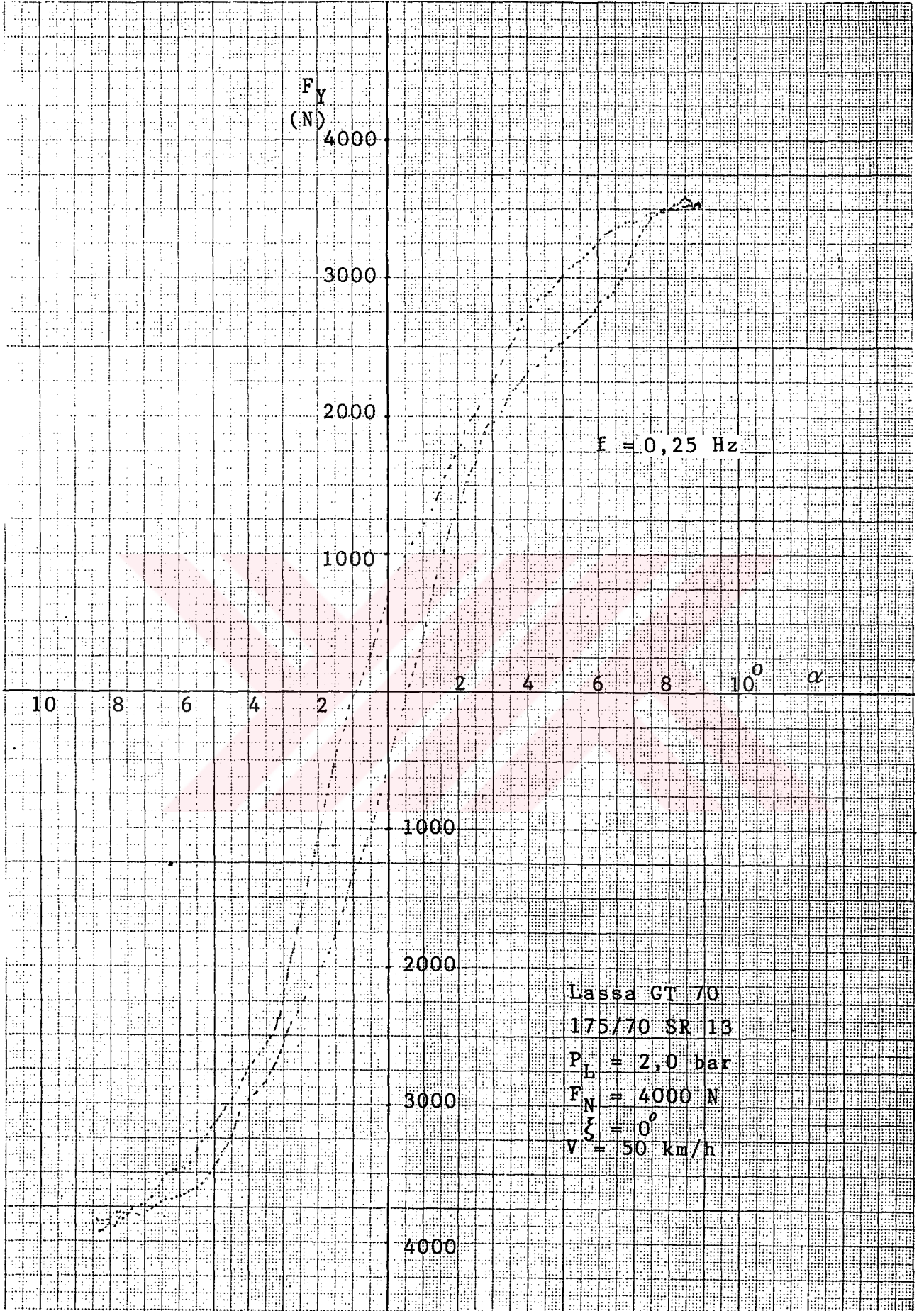
Şekil 6.14. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



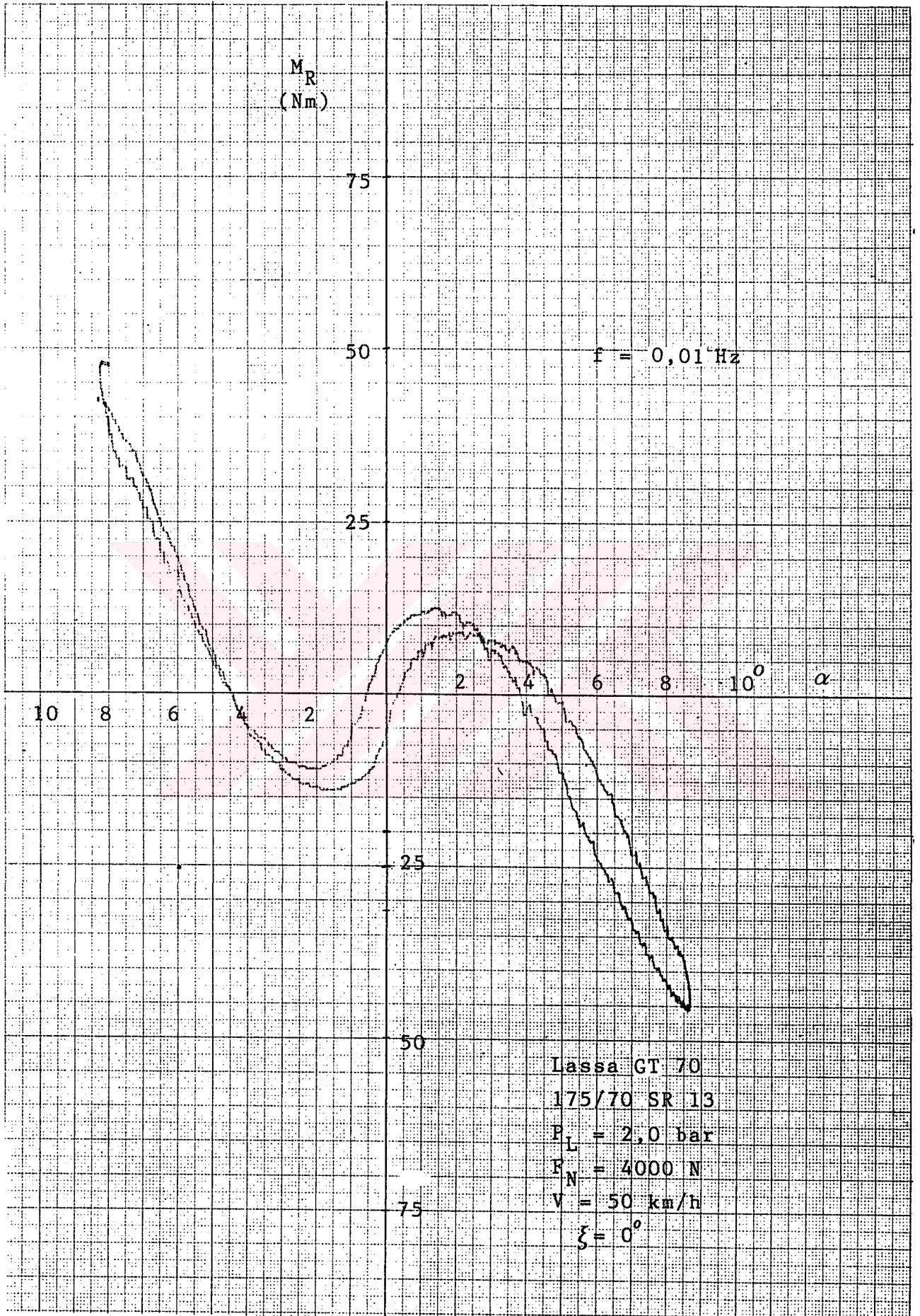
Şekil 6.15. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



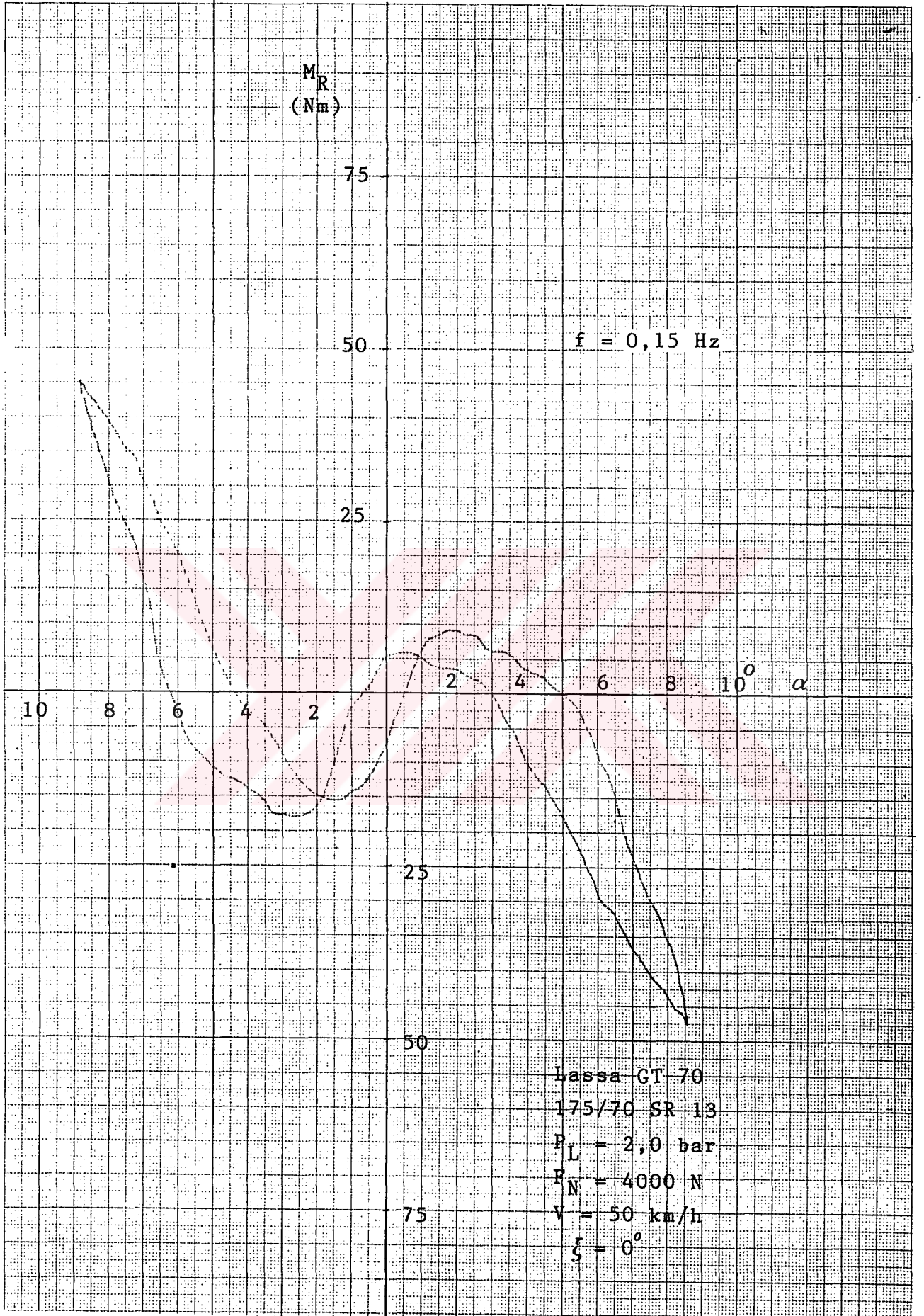
Şekil 6.16. Yan kuvvet-diyagonal hareket açısı.



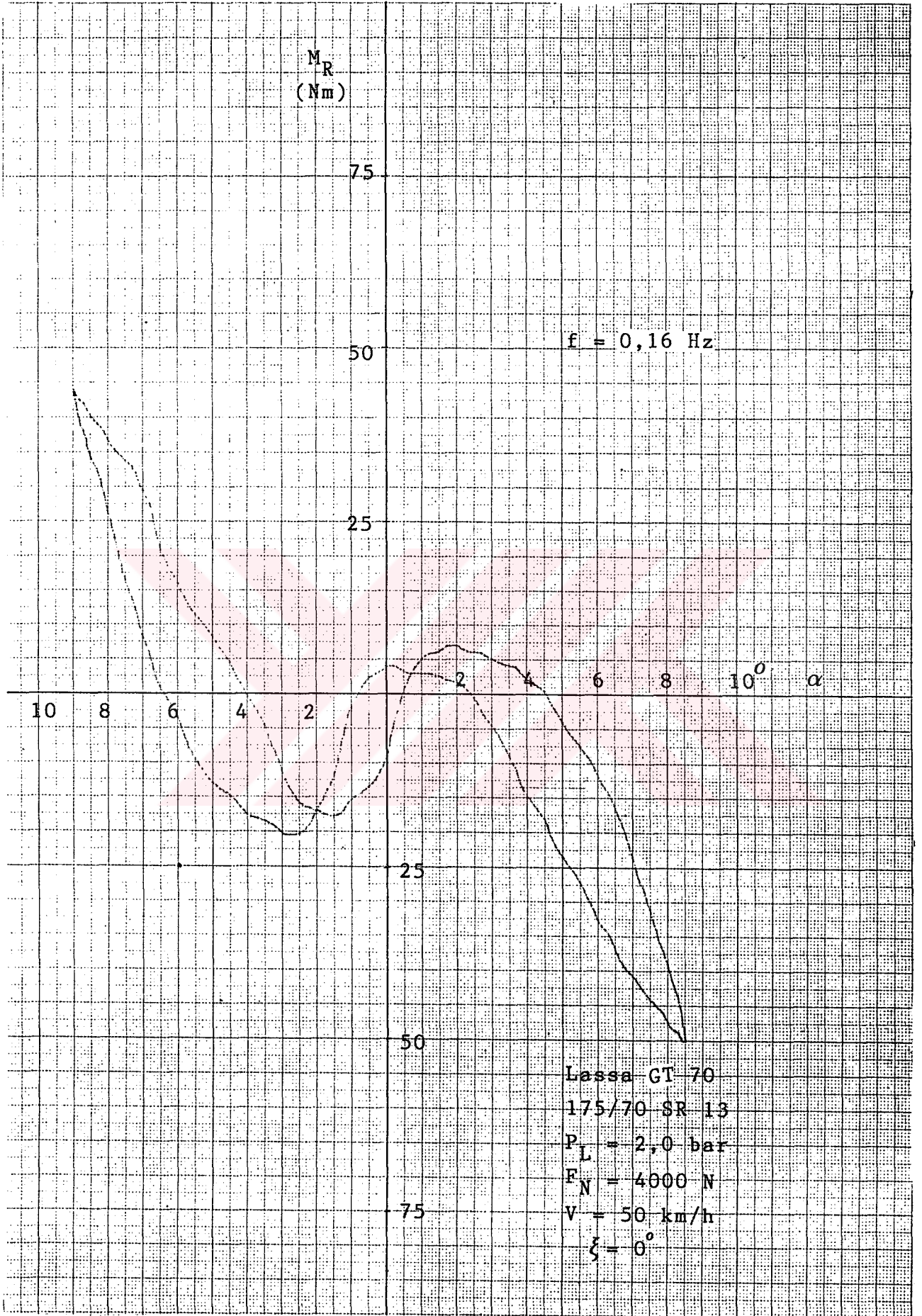
Şekil 6.17. Yan kuvvet-diyagonal hareket açısı.



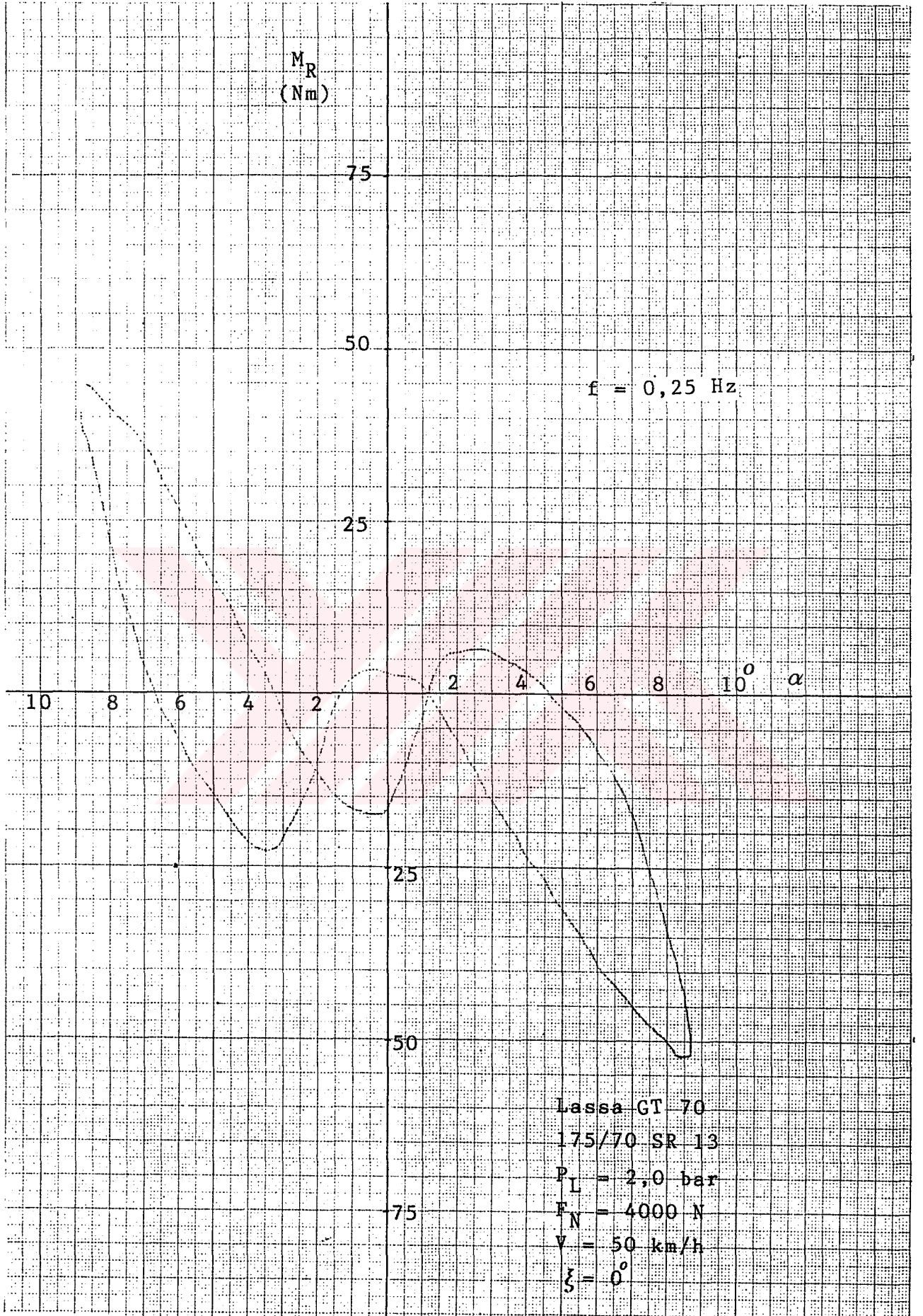
Şekil 6.18. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



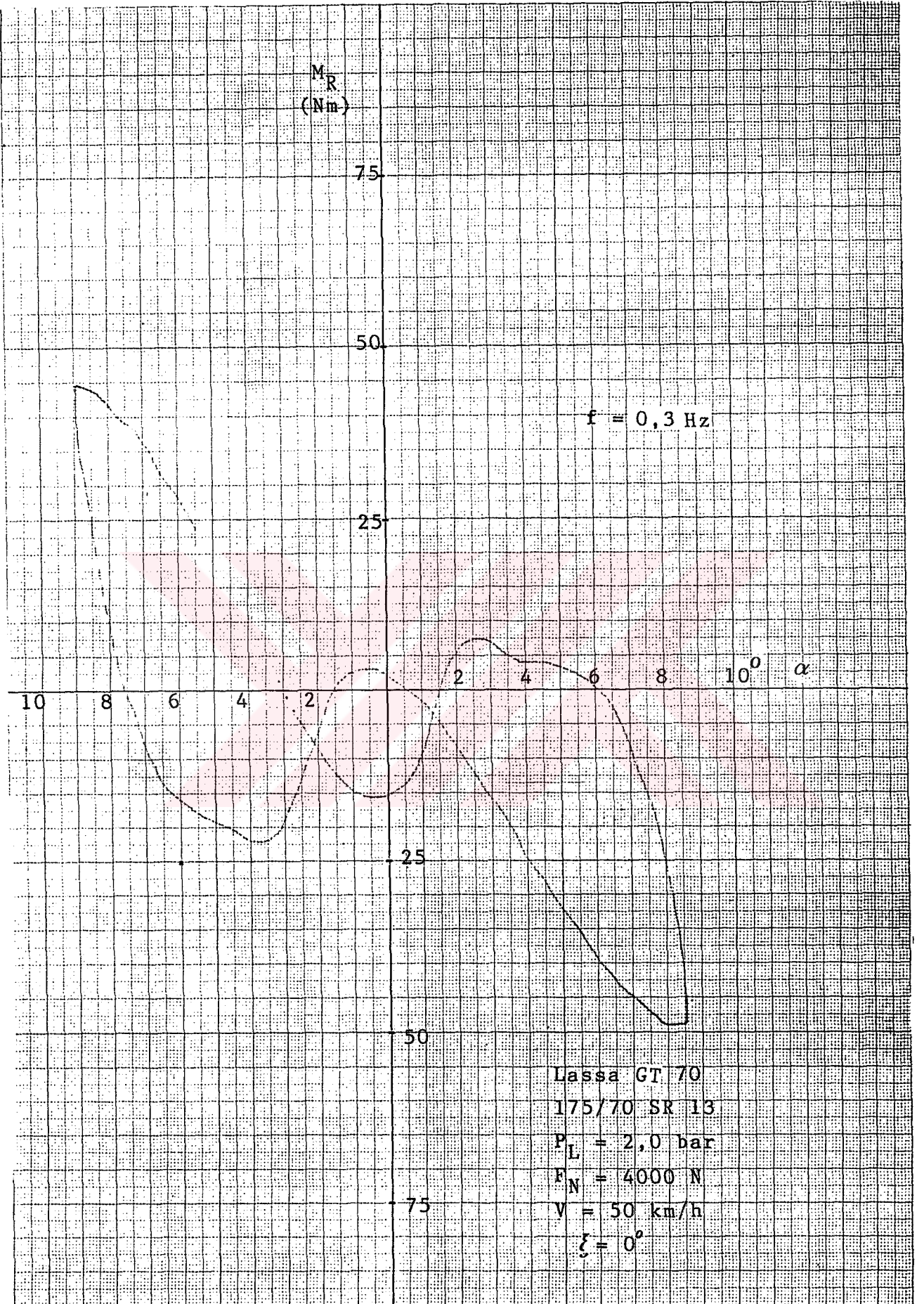
Şekil 6.19. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



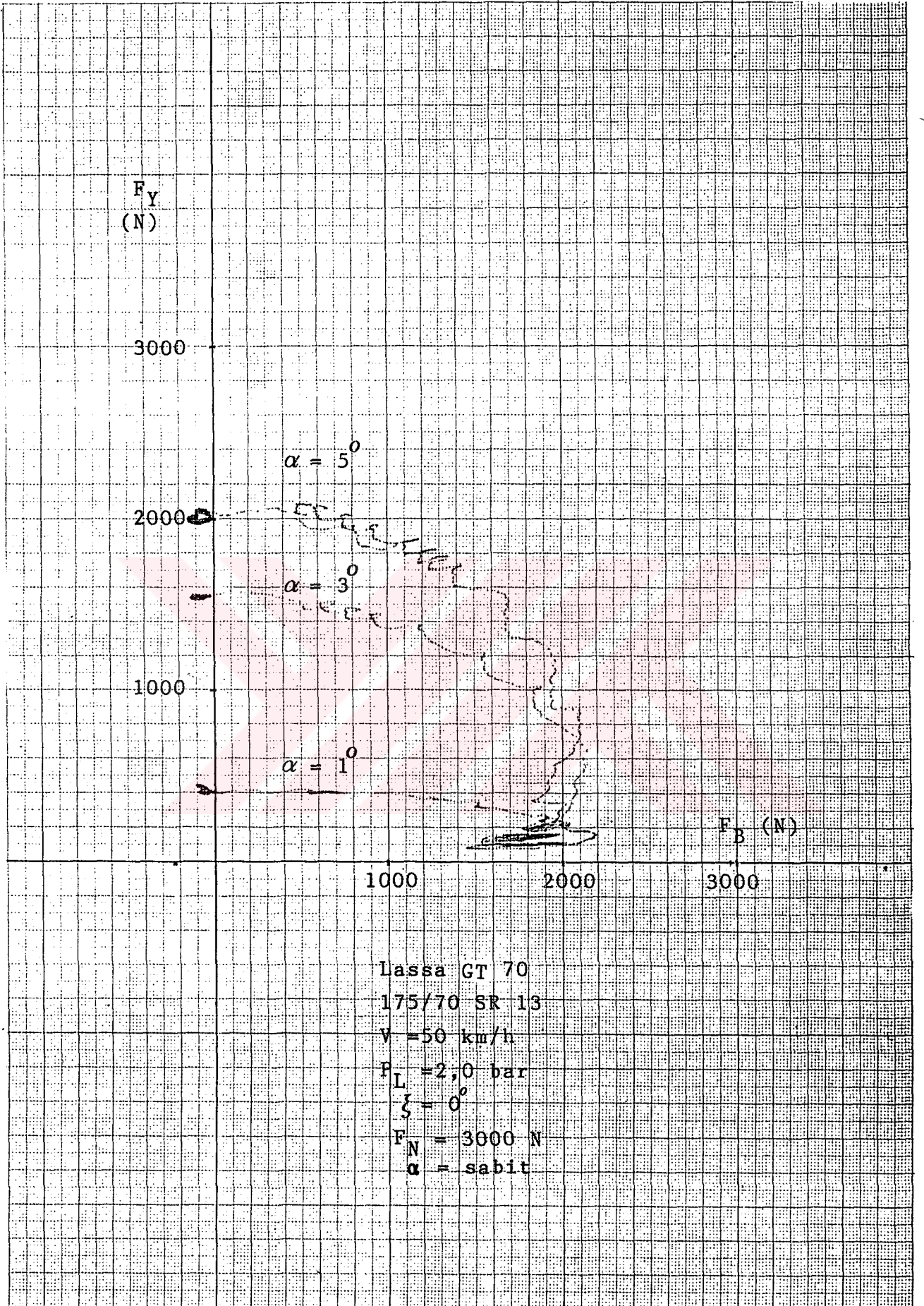
Şekil 6.20, Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı



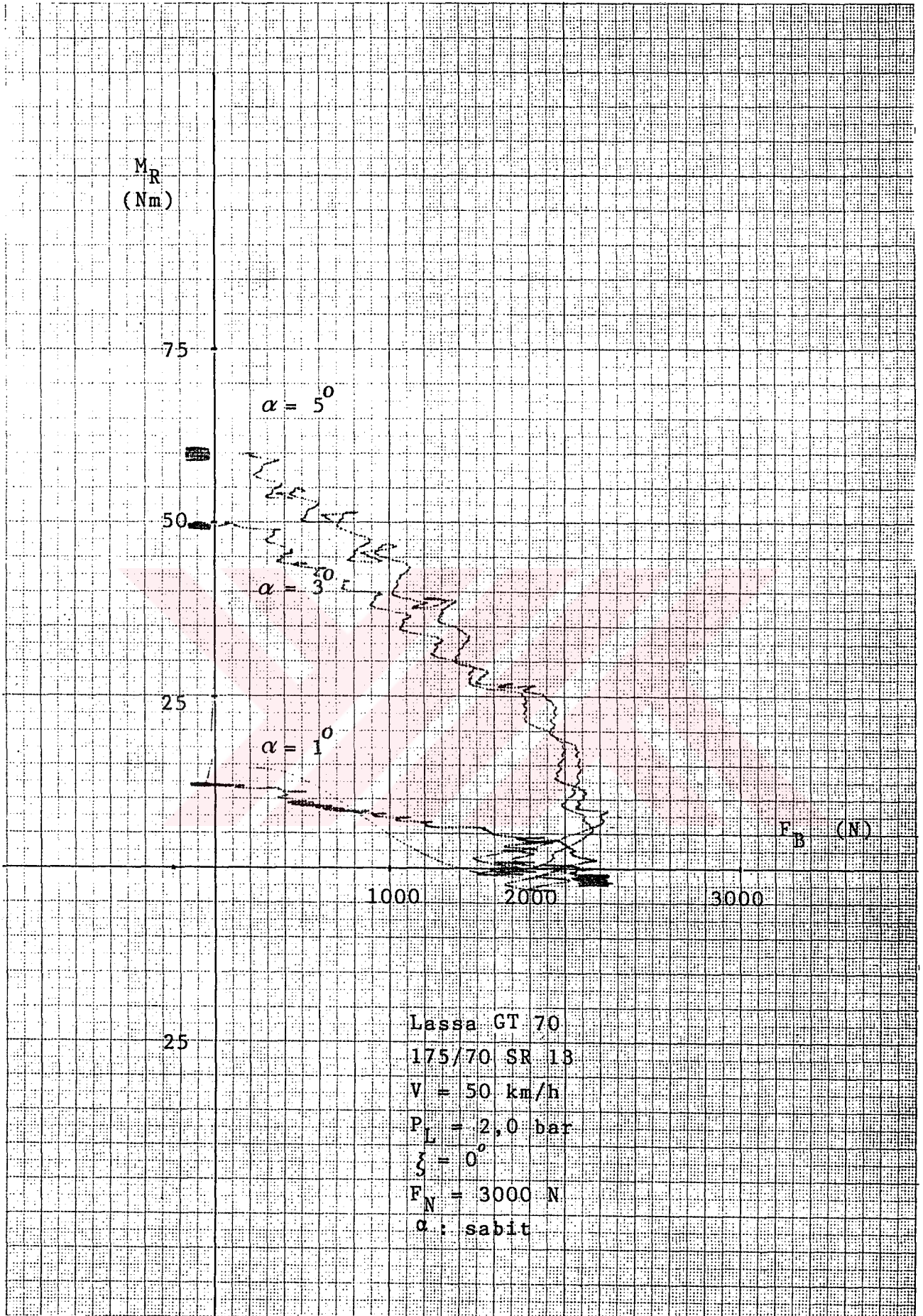
Şekil 6.21: Geri çevirme momenti-diagonal hareket açısı.



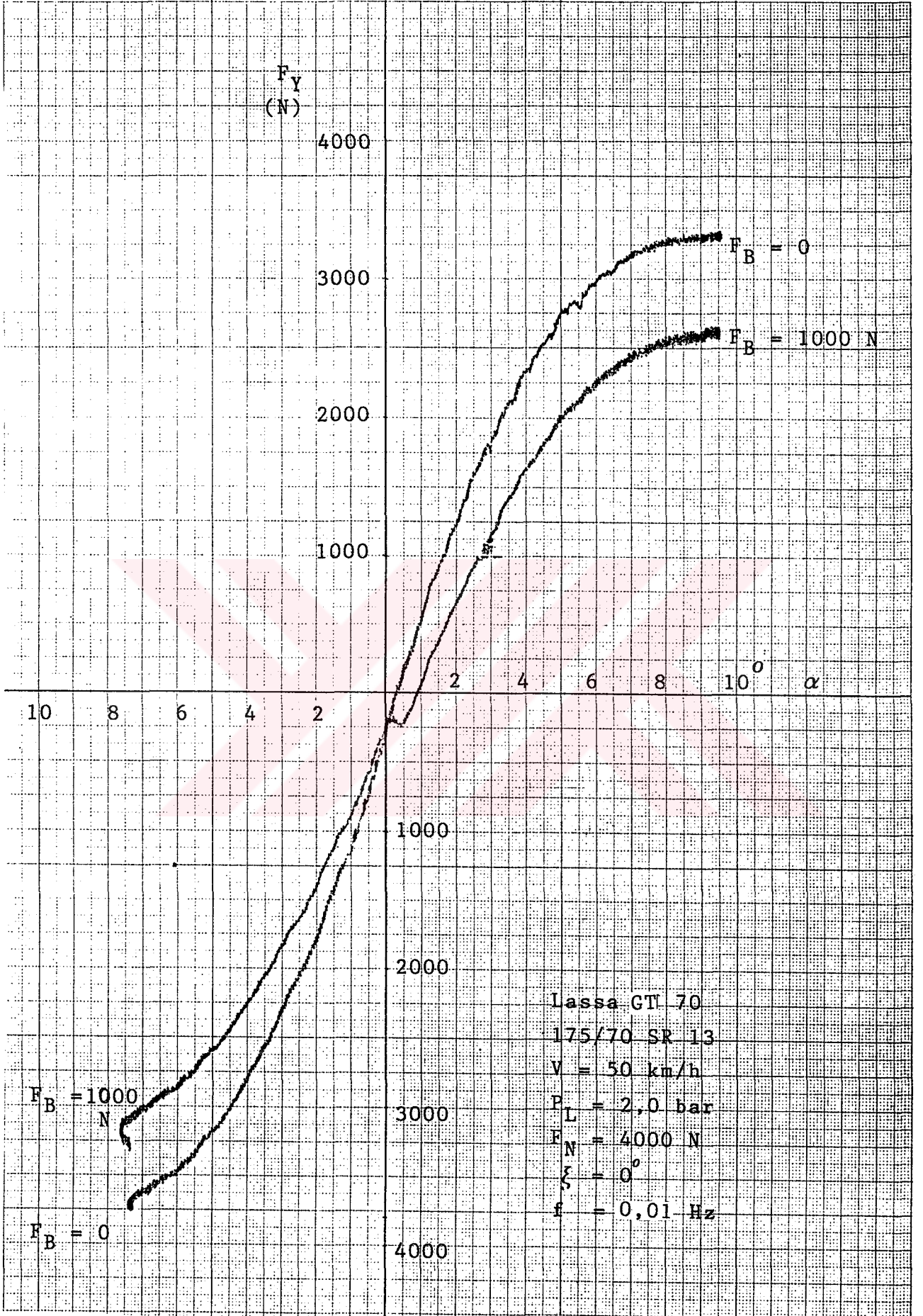
Şekil 6.22.Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.



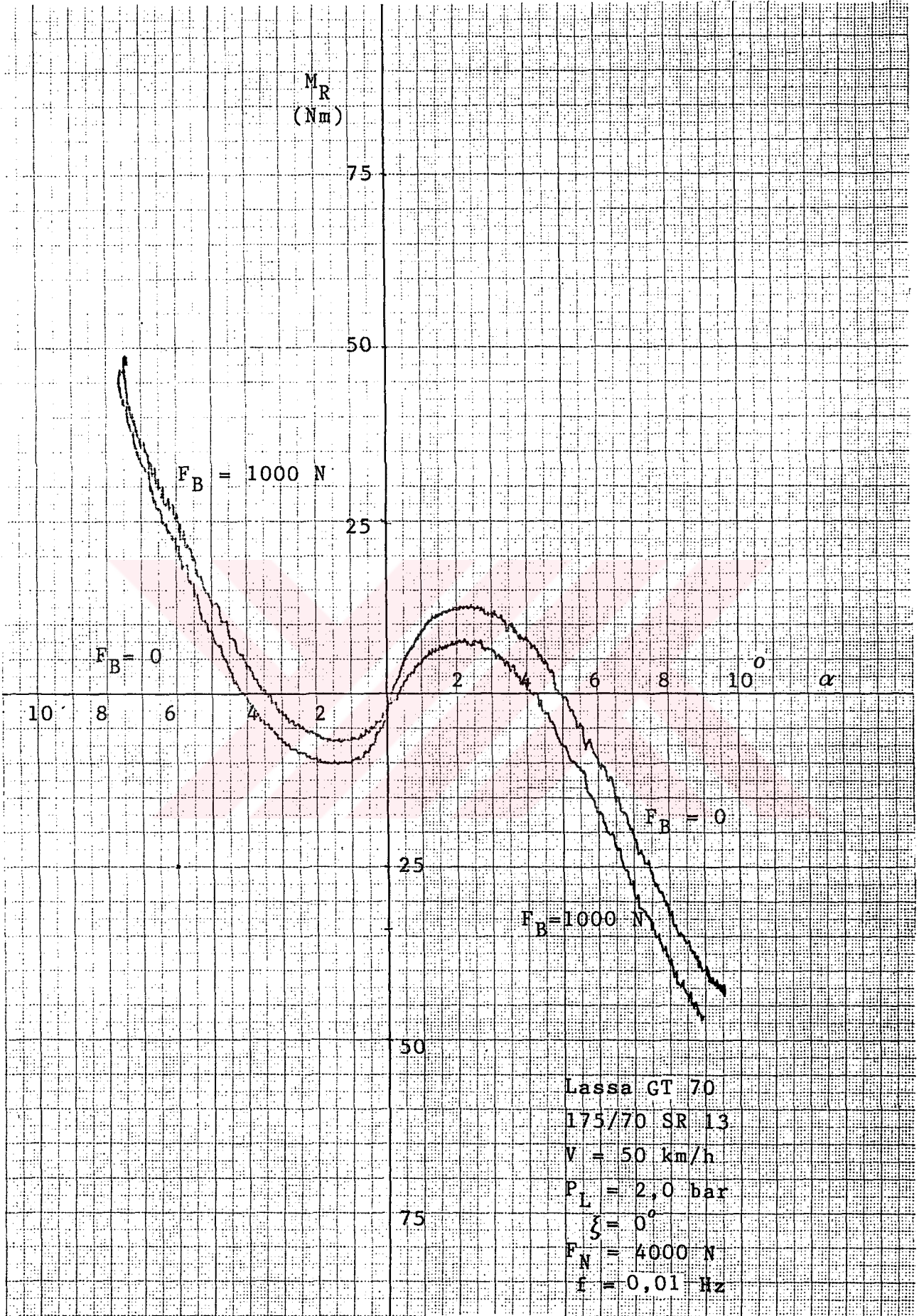
Şekil 6.23. Yan kuvvet - fren kuvveti.



Şekil 6.24. Geri çevirme momenti - fren kuvveti.



Şekil 6.25. Yan kuvvet-diagonal hareket açısı.



Şekil 6.26. Geri çevirme momenti-diyagonal hareket açısı.

7. ÖLÇÜM SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Lassa GT 70 175/70 SR 13 tipi çelik kuşaklı radyal lastiğin dönen tamburda diyagonal hareket karakteristiklerinin ölçülmesiyle elde edilen sonuçlar şunlardır:

Yan kuvvet artan diyagonal hareket açısı ile önce lineer olarak yakın bir artış göstermekte, büyük diyagonal hareket açılarında artış hızı azalmaktadır. Bu azalmada temas yüzeyinin arkasında artan kaymalar ve buna bağlı olarak tutunma katsayısının düşmesi rol oynar.

Jant üzerinde ölçülen yan kuvvet ve geri çevirme momenti küçük frekanslı harmonik hareketlerde ve kararlı hızlarda Bölüm 4'de açıklandığı gibi diyagonal hareket açısına göre bir faz farkı kadar geri kalmaktadır. Bu nedenle tekerleğin soldan sağa doğru hareketinde oluşan yan kuvvet değişimi sağdan sola doğru oluşan hareketindeki değişimle aynı olmayıp bir fiyonk eğrisi oluşturmaktadır.

Diyagonal hareket açısının sıfır değerinde yan kuvvet değeri sıfır noktasından geçmeyip belli bir yan kuvvet değeri göstermektedir. Bu yan kuvvet tüm hareket boyunca etkimekte ve yan kuvvet değişimi eğrisinin sabit yan kuvvet bileşeni yönünde ötelenmesine neden olmaktadır. Bu sabit yan kuvvet bileşenin oluşması tekerleğin konik bir yapıya sahip olması yada tekerleğin sol ve sağ kenarlarındaki sertliklerin farklı olması şeklinde açıklanabilir.

Yanal kuvvetin sabit değeri, sadece tambur harekete başladıktan sonra ortaya çıkmakta ve tekerlek hareket etmediği durumda böyle bir yan kuvvet değeri bulunmamaktadır. Öncelikle yapılan tekerlek yükünün etkisi

deneylerinde oldukça büyük sabit yan kuvveti değerleri kaydedilmiştir, fakat deneylerin sonunda yapılan hıza etkisi deneylerinde daha küçük sabit yan kuvvet değerlerine rastlanmıştır. Bu olay, deneylerin başında konik bir yapıya sahip olan test tekerleğinin seri deneylerden sonra öncelikle büyük çaplı kenarının aşınarak koniklik etkisini kaybetmesi şeklinde açıklanabilir.

Artan tekerlek yükü ile tekerleğin dinamik diyagonal harekette geri kalması sonucu oluşan fiyonk eğrisi daha da açılmakta, düşük tekerlek yüklerinde daha küçük geri kalma değerleri ile karşılaşılmaktadır. Yüksek yüklerde artan yüzey basıncı ve deformasyonlar tekerleğin geri kalmasını arttırmaktadır. Tekerlek yükünün yükseltilmesi ile yük ile orantılı olarak yüzey basıncı ve buna bağlı olarak yan kuvvet artmaktadır.

Tekerlek yükünün geri çevirme momenti üzerindeki etkileri incelendiğinde tekerlek yükünün geri çevirme momenti değişiminde önemli bir faktör olduğu gözlemlendi. Küçük tekerlek yüklerinde deformasyonlar ve buna bağlı olarak pnömatik kaster çok küçük boyutlarda kalmakta ve küçük açılarda önemli bir geri çevirme momenti oluşmamaktadır.

Büyük açılarda ise düşük yüzey basıncı etkisinde temas yüzeyinin kolaylıkla kaymaya geçtiği ve artan yan kuvvetin etkisiyle geri çevirme momentinin de negatif bölgede arttığı gözlemlendi. Daha yüksek tekerlek yüklerinde yapılan deneylerde ise daha belirgin geri çevirme momenti değerleri ile karşılaşıldı.

Yüksek tekerlek yüklerinde yan kuvvette olduğu gibi geri çevirme momentinde de dinamik diyagonal hareket etkisinde tekerleğin geri kalmasının arttığı görüldü. Düşük yüklerde küçük faz farkları kaydedilirken yükün artışıyla daha büyük değerler bulundu.

Değişen lastik basıncının da diyagonal hareket karakteristikleri üzerine etkileri gözlemlendi. Ancak daha önceki

çalışmalardaki statik ölçüm değerlerinden farklı olarak artan lastik basıncı ile yan kuvvet eğrisinin bir sabit yan kuvvet bileşeni kadar ötelendiği görüldü. Fakat bu olayda kesin bir yargıya varmadan önce bu şartlarda deneylerin yoğunlaştırılması gereklidir.

Farklı lastik basınçlarında yapılan deneyler artan lastik basıncı ile özellikle küçük diyagonal hareket açılarında geri çevirme momenti değerlerinin düştüğünü gösterdi. Düşük tekerlek basınçlarında ise geri çevirme momentinin arttığı görüldü.

Değişik tambur hızlarında yapılan deneylerde hızın diyagonal hareket karakteristilerinde önemli bir etken olmadığı görüldü. Özellikle küçük diyagonal hareket açılarında (4° ye kadar) yan kuvvet değişimlerinde belirgin bir fark olmadığı saptandı. Bunun yanında büyük diyagonal hareket açılarında ve düşük hızlarda bir miktar daha yüksek yan kuvvetlerle karşılaşıldı. Ancak şu da unutulmamalıdır ki hızın etkisi özellikle yüksek frekanslarda ortaya çıkmaktadır. Ölçümler sırasında statik değerlere yaklaşmak amacı ile deney teçhizatının en düşük slalom frekansı olan 0,01 Hz seçildi, bu nedenle belirgin bir hız etkisi gözlenemedi.

Geri çevirme momentinde de statik ölçümler için yada çok küçük frekanslarda hızın önemli bir etken olmadığı görüldü. Ayrıca düşük hızlarda kütlelesel dengesizlikler nedeniyle daha büyük titreşimlerle karşılaşıldı.

Değişik tekerlek frekanslarında yapılan incelemeler seçilen tambur hızında frekansın yan kuvvet değişimi üzerinde önemli bir etken olmadığını gösterdi. Ancak Bölüm 4'den görülebileceği gibi daha önceki araştırmalar frekansın etkisinin 50 km/h den düşük hızlarda belirgin olduğunu göstermiştir. Bunun anında yüksek tekerlek frekanslarında alınan sonuçlar geri kalmaların arttığını gösterdi.

Tekerlek frekansının geri çevirme momenti değişimi üzerine olan etkilerinin incelendiği ölçümlerde frekansın geri çevirme momentinde daha etkili bir faktör olduğu saptandı. Artan frekansla geri kalmaların arttığđ buna bağlı olarak fiyonk eğrilerinin daha da genişlediği gözlemlendi.

Sabit diyagonal hareket açılarında ve değişken fren kuvvetlerinde yapılan deneylerde artan fren kuvveti ile yan kuvvetin süratle azaldığđ ve değişimlerin Kamm dairesi içinde geliştiği gözlemlendi. Fren kuvvetinin arttırılması ile bir noktadan sonra kaymalar artmakta ve kuvvet bağlantısı düşmektedir. Düşen kuvvet bağlantısı ile yan kuvvet ve çevresel kuvvet birlikte azalmaktadır. Diyagonal hareket açısının artması ile çevresel kuvvetlerin yan kuvvet üzerine olan etkileri artmaktadır. Deney sırasında değişken pedal kuvveti uygulanarak yan kuvvetin değişimi gözlenmiştir. Ancak pedal kuvvetinde meydana gelen titreşimler çevresel kuvvet ve yan kuvvet salınımları oluşturmaktadır. Bu nedenle grafiklerde dairesel titreşimler görölmektedir. Sabit fren kuvvetinde ve değişken diyagonal hareket açısında yapılan deneyler fren kuvvetinin yan kuvvet ve geri çevirme momenti değerlerini düşürdüğünü gösterdi.

S O N U Ç L A R

Lassa GT 70 175/70 SR 13 tipi elik kuşaklı radyal lastik dönen tamburda test edilerek diyagonal hareket karakteristikleri incelendi.

Deney sonuçlarına göre tekerlek yükü ve lastik basıncının diyagonal hareketle önemli etkilerinin olduğu saptandı. Artan tekerlek yükü ile yan kuvvet ve özellikle küçük diyagonal hareket açılarında geri çevirme momentinin arttığı görüldü. Yüksek lastik basınçlarında geri çevirme momenti değerlerinin azaldığı kaydedildi.

Değişken diyagonal hareket açılarında yan kuvvet ve geri çevirme momentinin diyagonal hareket açısına göre geri kaldığı ve bu geri kalmanın frekans ve tekerlek yükü ile bağıntılı olduğu gözlemlendi.

Düşük frekanslarda hızın yan kuvvet ve geri çevirme momenti değişiminde önemli bir etken olmadığı görüldü.

Çevresel kuvvetlerin diyagonal hareket karakteristiklerinde etkili olduğu, artan fren kuvveti ile yan kuvvetin ve küçük diyagonal hareket açılarında geri çevirme momentinin hızla azaldığı saptandı.

Yüksek salınım frekanslarında yapılan deneyler seçilen test hızından frekansın yan kuvvet üzerinde büyük etkisi olmadığını ancak geri kalma değerlerini değiştirdiğini, bunun yanında geri çevirme momentinin geri kalma ve genlik değerlerinde daha etkili olduğunu gösterdi.

K A Y N A K L A R

- [1] MEIER, K.E., STRACKERJAN, B., Prüfstandsversuche und Berechnungen zur Querdynamik von Luftreifen. Automobil Industrie. (1977)
- [2] SEGEL, L., Lateral Mechanical Characteristics of Non-Stationary Pneumatic Tires. Cornell Aeronautical Laboratory. (1956)
- [3] REIMPEL, J., POSAGEL, P., Fahrwerk technic, Reifen und Räder. Vogel-Buchverlag Würzburg. 197-223 (1986)
- [4] GÖKTAN, A.G., Tekerlekler (Ders Notları) İ.T.Ü. (1989)
- [5] ERZİ, I., Cadde ve Ray Taşıtları Dinamiği. (Ders Notları)
- [6] DEMİRİSOY, M , Taşıt Dinamiği. İzmir (1981)
- [7] LIPPMANN, S.A., Car Stability and Transient Tire Forces. U.S. Rubber Company. (1954)
- [8] SEGEL, L. , Force and Moment Response of Pneumatic Tires to Lateral Motion Inputs. Cornell Aeronautical Laboratory. (1965)
- [9] METCALF, W.H., Effect of a Time - Varying Load On Side Force Generated by a Tire Operating at Constant Slip Angle. SAE (1963)
- [10] NOTHSTINE, J.R., BEAUVAIS, I.N., Laboratory Determination of Tire Forces. SAE (1965)

ÖZGEÇMİŞ

Özgen AKALIN 1967 yılında Eskişehir'de doğdu, 1984 yılında Eskişehir Cumhuriyet Lisesi'ni bitirdi ve aynı yıl İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği bölümüne girdi. 1988 yılında mezun olarak aynı fakültede Otomotiv bölümünde yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim dalında araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.