

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**AÇIK KANATLI RADYAL ÇARKLARDA ARALIK
KAYIPLARININ İNCELENMESİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

**SALİH UĞUR AYVALI
MAK. MÜH.**

İSTANBUL 1993

ÖZET

1.	GİRİŞ	1
2.	ARALIK KAYIPLARININ OLUŞMASI	3
2.1.	ARALIK KAYIPLARININ TANIMLANMASI	3
2.2.	TASIIYICI KANAT TEORİSİNİN TEMELİ İÇİN İFADE	6
	A- SİRKULASYON DAĞILIMI $\Gamma(Y)$	8
	B- YÜKSELME (A)	8
	C- İNDİRGENMİŞ DİRENÇ (W)	8
3.	LİTERATÜR TARAMASI	12
3.1.	MAKALELER	12
3.1.1.	TEORİK İNCELEMELER	12
3.1.2.	DENEYSEL İNCELEMELER	13
3.1.2.1.	KAFES	13
3.1.2.2.	EKSENEL MAKİNALAR	13
3.1.2.3.	RADYAL MAKİNALAR	13
3.2.	DERS KİTAPLARINDA VERİLEN BİLGİLER	14
4.	DENEY DÜZENEGİ	14
4.1.	GENEL BİLGİLER	14
4.2.	ÖLÇME YÖNTEMİ	16
4.3.	DENEY DÜZENEGİ	16
5.	ÖLÇÜ SONUÇLARI	19
5.1.	DEĞERLENDİRME YÖNTEMİNİN GÖSTERİLMESİ	19
6.	YABANCI VERİLER İLE MUKAYESE	21
6.1.	ARALIK ETKİSİNİ ÖNCEDEN HESAPLAYABİLMEK İÇİN	
	VERİLEN LİTERATÜR VERİLERİ İLE MUKAYESE	21
6.2.	YABANCI ÖLÇÜMLERLE MUKAYESE	26
7.	HERBİR PARAMETREYE AİT ETKİ FAKTÖRLERİNİN	
	BAGIMLILIĞI	27
7.1	ETKİ FAKTÖRLERİNİN REYNOLDS SAYISINA	
	BAGIMLILIĞI	28
7.2.	KANAT KUVVETİNE ETKİ FAKTÖRÜNÜN BAGIMLILIĞI.	28
7.3.	ÖZGÜL DEVİR SAYISININ ETKİ FAKTÖRLERİNİN	
	BAGIMLILIĞI	30
7.3.1.	ÖZGÜL DEVİR SAYISININ BELİRLENMESİ	30
7.3.2.	β ETKİ FAKTÖRÜNÜN BAGILLIĞI	30
7.3.3.	BİR TANE KANAT ÜZERİNDE AKIŞ KANALINDA	
	YAPILAN ÖLÇÜMLERİN MUKAYESESİ	
	(HURLİMANN'IN ÖLÇÜMÜ)	31
8.	DENEYSEL BELİRLENMİŞ OLAN ETKİ FAKTÖRLERİNİN	
	UYGULAMASI	34
8.1.	DÖNEL ÇARKIN GEOMETRİK ÖLÇÜLERİNİN	
	BELİRLENMESİ	34
8.2.	BEKLENEN VERİMİN ÖNCEDEN HESAPLANMASI	35
9.	DENEYİN YAPILIŞI	37
10.	GRAFİKLER	39
11.	SONUÇ	86
12.	KAYNAKÇA	87
13.	YAZARIN ÖZGEÇMİŞİ	90

ÖZET :

Yapılan bu deneysel çalışma ile motorlu taşıtlarda motor soğutma suyu pompası olarak kullanılan açık kanatlı çarklı santrifüj pompalarda aralık kayıpları ve aralık değişiminin bu kayıba etkileri incelenmiştir.

Bilhassa bu çalışma ile yalnızca deneysel sonuçlar değil aynı zamanda farklı kaynaklardan elde edilen teorik bilgilere ve çalışmalara da yer verilmiştir. Bu konu üzerinde araştırma yapmış ve sürdüren araştırmacıların ortaya koydukları fikirlerin doğruluğu bu çalışma ile irdelenmiştir.

Otomotiv endüstrisinde önemli bir yer tutan motorun hayati bir elemanı olan soğutma suyu pompalarının en iyi çalışma şartlarında , en iyi verimle ve en az güç harcayacak şekilde işletilmesi oldukça önemlidir.

Bu amaçla açık kanatlı çarkların üretimindeki yeni çalışmalara ışık tutması açısından teknolojideki gelişmeler de bu çalışma ile incelenmiştir.

Bu deneysel çalışma Yıldız Teknik Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Enerji Makinaları Laboratuvar'ında yapılmıştır.

Deneysel çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen değerli hocam sayın Prof. Dr. İsmail ÇALLI'ya, sayın Öğr. Gör. Mak. Yük. Müh. Kadri Süleyman Yiğit hocama teşekkürü bir borç bilirim.

SUMMARY :

In this experimental study, the tip clearance effects in the open radial flow impellers which are used in the cooling water pump of the internal combustion engines were studied.

Particularly, this study does not cover only experimental results, but also some theoretical knowledges collected from many sources. The truthness of the ideas proposed by researchers dealing with this subject has also been examined in the experimental study.

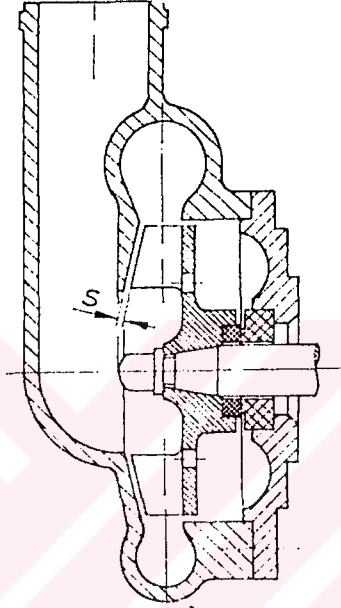
The cooling water pump is one of main elements for the automotive industry. Therefore, it is very important to design a cooling water pump with best operating conditions and best efficiency consuming a least amount of energy.

For this aim, some new progresses in the area of open radial flow impellers production technology were also presented for giving a light into searches.

The experiments have been done in Energy Laboratory in Campus of Yildiz Technical University Kocaeli Engineering Faculty, in Kocaeli.

1.GİRİŞ

Yurdumuzda imal edilen otomobil ile diğer motorlu araçlarda kullanılan soğutma suyu pompasının iyileştirilmesi amacıyla Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Hidromekanik ve Hidrolik Makinaları Laboratuvarında 1991 yılında araştırma-geliştirme projesi adı altında teorik ve deneysel çalışmalara başlanmıştır. Bu maksatla bir deney düzeneği geliştirilmiş ve çeşitli biçimlerdeki pompa dönel çarkları deneylere tabi tutulmuş ve tutulmaktadır.



ŞEKİL (1.1): Açık çarklı bir radyal santrifüj pompasına ait otomobil soğutma suyu pompasına ait bir örnek.

Pompanın projelendirilmesinde düşünülen değerlerin tesbiti için ilk önce orjinal pompa için karakteristik değerler kabul edilmiştir. Deneyler sırasında dönen çark ile gövde arasında kalan aralık genişliğinin büyük etkisinin olduğu tespit edilmiştir. Aralığı iyileştirilmiş yeni bir pompanın projelendirilmesi için, aralık genişliğinin verime etkisini önceden bilmemiz gerekir. Bu konuyla ilgili bilgilere gerek ders kitaplarında gerekse diğer kaynaklarda pek rastlanılamaz.

Ayrıca, bu verilerin yukarıda anlatılan ölçü değerleri ile karşılaştırılmasında oldukça büyük farklılıklar elde edilmiştir. Denenen pompa literatür verilerine göre, aralık genişliğinde beklenenden daha çok fayda sağladığı görülmüştür. Esasında, soğutma suyu pompasını iyileştirme çalışmalarında bu problem çeşitli biçimlerdeki dönel çarklar üzerinde deneysel yol la çözülmüştür. Bu deneysel çalışmalarda verilen bir çark çapına göre kanat açıları pompanın arzu edile n karakteristik verilerini gösterene kadar değiştirilmiştir.

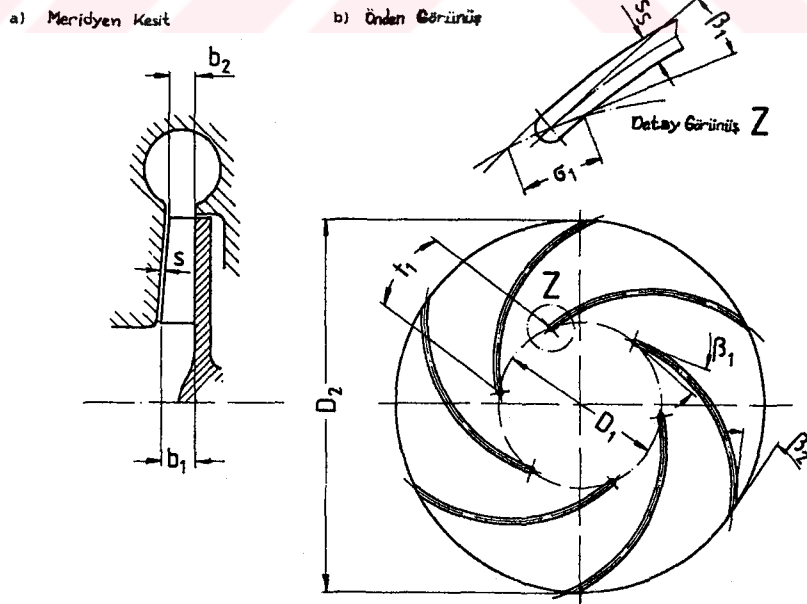
Bir pompanın deneme yanılma yoluyla tasarımı, zaman ve maliyet açısından uygun değildir. Burada önemli olan, özgül enerjisine ve verime aralık genişliğinin etkisinin değerini önceden tahmin etmektir. Böylece tasarım noktası kolayca tespit edilebilir.

Literatür taramalarında, deneyin amacının analizi, bulunan ölçü sonuçlarını, basit bir açıklama ile izah etmemizin yeterli olmayacağını göstermiştir. Bütün bu ölçümlerin birbirleri ile olan ilişkilerinin kapsayabileceği bir ilişki kurabilmek için başka deneyler yapmaya ihtiyaç vardır.

Bu gaye için laboratuvarımızda bir deney düzeneği kurulmuştur. Bu deney düzeneğinde, pompalar farklı dönme sayısı ve farklı ölçülerde imal edilmişlerdir. Deneyler sırasında dikkat edilecek olaylar şu şekilde özetlenebilir:

- a) Sadece radyal tipte pompalar ($n_q=15...41$) denenecektir.
- b) Tasarımda ilk önce hacimsel debiye bağlı olarak aralığın etkisi gözlenecektir.

Burada, söz konusu olan teorik hacimsel debi \dot{V}_A , teorik olarak çarkın geometrik ölçülerinden kanatlara teğetsel olarak, etki eden akışla oluşan debidir. Aralık genişliği (S), kanat kanalındaki, kanat genişliği b 'ye eşit olacak şekilde (0) olmalıdır Şekil (1.2). Bu şekilde tanımlanan hacimsel debi aralık genişliğinden bağımsızdır. Esasında bu hacimsel debi (bundan sonra sadece debi denilecektir) en iyi verimde olan, debiye denk değildir. Bu ise aralık genişliği (S)ye bağlıdır.



Şekil (1.2): Açık radyal çarkın boyutlandırılması

$\dot{V}A$ teorik hacimsel debi için

$$\dot{V}A = C_{1m,A} \cdot A_1 \quad \dots \quad (1)$$

Burada;

$$C_{1m,A} = U_1 \cdot \text{tg}\beta_1 \quad \dots \quad (2)$$
$$= \pi \cdot D_1 \cdot n \cdot \text{tg}\beta_1$$

$$A_1 = \pi \cdot D_1 \cdot B_1 \cdot \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} \quad \dots \quad (3)$$

t_1 : Çark girişindeki kanat uçları arasındaki uzaklık,

σ_1 : Çevresel yönde kanat kalınlığının isgal ettiği uzaklık,

c) Aralık genişliği, sadece normal pompalarda olduğu gibi aynı bölgede değiştirilmelidir.

Aralık genişlikleri, ortalama kanat genişliği b_m 'in %5 ile %10 arasında bulunmaktadır.

$$b_m = \frac{b_1 + b_2}{2} \quad \dots \quad (4)$$

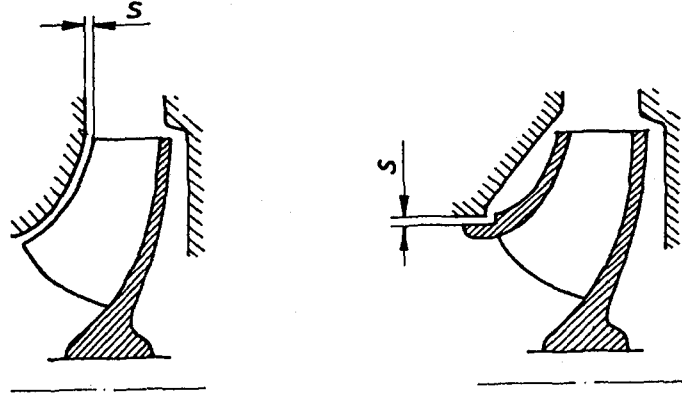
Debisi değişebilen pompalarda, aralıklar oldukça büyük olduğundan yukarıdaki ifade bu pompalar için geçerli değildir.

2. ARALIK KAYIPLARININ OLUŞMASI

2.1. ARALIK KAYIPLARININ TANIMLANMASI

Bilinen aralık kaybı, akım makinalarının çoğunda oluşan bir kayıp türüdür. Aralık kaybı dar anlamda çarkın giriş ve çıkış tarafları arasında oluşan kayıptır. Dönel çark pompa gövdesi içinde döndüğü için gövde ile çark arasında bir aralık söz konusudur. Çarkın çıkışı ile girişi arasında oluşan basınç farkı ilgili aralıkta bir akışın meydana gelmesini zorunlu kılar. Aralık akışı pompanın çalışması sırasında, basınç tarafındaki akışkanın bir kısmının emme ağzına gelmesi olduğuna göre pompanın istenilen özgül enerjisinin düşmesine sebebiyet verecek ve dolayısıyla bu akış sonucu bir kayıp enerjinin oluşması kaçınılmaz olacaktır.

Hidrolik makinalarının çark ve gövde arasındaki aralık bölgeleri farklı şekillere sahiptir. Ancak temelde iki farklı yapı şekli mevcuttur. Şekil (2.1)'de her iki biçim (açık ve kapalı) radyal çark üzerinde sematik olarak gösterilmiştir.



Şekil (2.1) Açık ve kapalı radyal çarkların yapı şekli.

Kapalı çarkta aralık sıklığı (sızdırmazlığı) oldukça basit bir geometrik biçime sahiptir. Burada aralık debisi halka yüzeyinden geçen debi olarak tanımlanabilen bir büyüklüktür. Aralık debisi, basınç farkı (kayı) biliniyorsa iyi bir duyarlılıkla hesaplanabilir. Aralık debisi olarak çarkın basma tarafından çarkın emme tarafına, geri akan akışkan ilk önce çark içerisinde çarkın basma tarafına aktarılmalıdır.

Birim kütle olarak aktarılan enerji özgül kanat enerjisidir. Bu nedenle aralıktaki güç kaybı (P_{ar}), aralıktan geçen kütsel debi (\dot{m}_{ar}) ile özgül kanat enerjisinin (Y_{kanat}) çarpımı ile hesaplanır.

$$P_{aralık} = \dot{m}_{aralık} \cdot Y_{kanat} \quad \dots \quad (5)$$

Hidrolik verim; η_h

$$\eta_h = \frac{Y}{Y_{kanat}} \quad \text{ise}$$

$$P_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot \frac{Y}{\eta_h} \quad \dots \quad (6)$$

Burada elde edilen aralık kayıp gücü (P_{ar}) ana akımın kütleli debisine (\dot{m}) bölünürse, kütleyle bağılı olarak aralık kaybı (Z_{ar}) bulunur.

$$Z_{ar} = \frac{P_{ar}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}} \cdot \frac{Y}{\eta h} \quad \dots \quad (7)$$

Açık çarklarda bu eşitlikler daha karmaşıktır. Haliyle burada bir aralık akımı söz konusudur. Akış yönü yine çarkın basınç tarafından emme tarafına doğrudur. Kanatların basma tarafındaki akış kanat sonu ve gövde arasındaki aralıktan kanatların emme tarafına akmaktadır. Bu aralık akışı kuramsal olarak tüm kanat uzunluğu (L) boyunca uzanmaktadır Şekil(2.2).



Şekil (2.2) Meridyen kesite göre açık çarklarda aralık akışı.

Bir bölgede farklı kuvvetler oluşmuş ise orada aralık akışı beklenebilir. Çünkü kanatın basınç tarafındaki ve emme tarafındaki basınç kaybı bulunduğu yere bağlı değildir. Aynı olay debi direnci için de geçerlidir. Çünkü ilgili aralık debiye karşı gelmektedir. Debi de kanat kuvvetine bağlıdır.

Kapalı çarka nazaran, açık çarkta aralık debisi hacimsel olarak, net bir şekilde sınırlandırılmaktadır. Değişik literatürlerde olduğu gibi açık çarklarda aralık debisinden (Q_{ar}) bahsetmek anlamsızdır. Ayrıca açık çarkta oluşan aralık debisinin sabit bir enerjiye sahip olup olmadığını bilmemiz imkanı olmadığı gibi; Bu enerji içeriğinin, hangi kısmının kayıp olarak göz önüne alınabileceği hakkında açıklama yapmak mümkün değildir.

Bu sebeplerden dolayı açık çarklarda debinin bir kısmının enerji içeriğinin dışarı doğru aralık kaybı olarak oluştuğu düşüncesini bırakmak gerekir.

Açık çarklarda oluşan aralık kayıplarını tanımlamaya çalışan teori bu nedenle başka bir teoriyi ileri sürmektedir. Bunun esasını aerodinamik taşıyıcı kanat teorisi oluşturmaktadır. Bu teoriye, sonsuz uzunluktaki kanatta kanat sarımlarının profil alt kısmı ve profil üst kısmı arasındaki problemi içermektedir.

Hidrolik makinalarda, taşıyıcı kanat teorisinin esasına göre aralık etkisini hesaplamaya yarayan ifade aşağıda olduğu gibi tanımlanabilir. Pompada aralık debisinin etkileri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- a) Kanat basma ve kanat emme tarafı arasındaki sız konusu kısmi basınç yükseltmesini azaltmaktadır. Bunun anlamı pompadaki özgül kanat enerjisi artan aralık genişliği ile azalmaktadır. Bu oluşan enerjinin azalması enerjinin ısıya dönüşmesi sonucu oluşan ısı kaybı olarak göz önüne alınmalıdır. Kanat sonlarının akışa maruz kalması ilk olarak sadece çarkta meydana gelir.
- b) Kanat emme ve kanat basma tarafları arasında oluşan dengeleme akımı kanat basma tarafındaki ana akımda bir hız bileşeni oluşturmaktadır. Bu hız bileşeni, aralığa doğru yönlendirilmiştir ve kanat emme tarafında bir hız bileşeni oluşmasına sebep olmaktadır. Yani çarka doğru yönelmiştir.

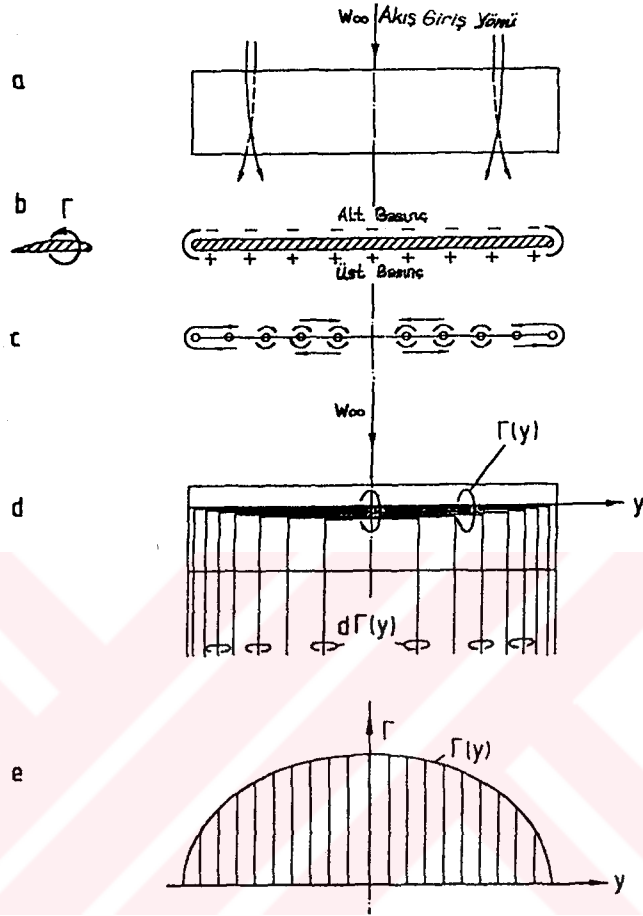
Ana akış yönüne dik olan hız bileşenlerinin miktarı kanat sonlarına doğru artmaktadır. Kanadın arkasındaki iki akış tabakası birbiri ile karşılaşmaktadırlar. Bunlar birbirlerine zıt ve ana akıma dik bileşenlere sahiptir. Sürtünmeli akışta bu iki tabaka arasında, stabil olmayan bir süreksizlik yüzeyi oluşmaktadır.

Bu yüzey kanat arka kenarına, belli bir mesafede olduğu zaman kaybolan tekil savurmalar oluştururlar. Bu savurma işinde tüketilen enerji miktarı, basınç oluşturmak için pompa içinde kaybolmuştur.

2.2 TAŞIYICI KANAT TEORİSİNİN TEMELİ İÇİN İFADE

Albert Betz (S/2/) taşıyıcı kanat teorisini temel olarak açık çarklarda aralık etkisini hesaplamak için ifade geliştiren öncü kişilerdendir. Sonsuz uzunlukta taşıyıcı kanatlarda kanat sonları etrafında kanat alt tarafında (yüksek basınç) ve kanat üst tarafında (düşük basınç) arasında bir kısmi basınç dengesi oluşmaktadır.

Bu basınç dengesi kanatların yükselmesini azaltmaktadır. Aynı zamanda kanat alt tarafından kanat sonuna doğru ve kanat üst tarafından kanat sonu yolu üzerine yönlendirilmiş ikincil hareketler oluşmaktadır.



Şekil (2.3) Taşıyıcı kanatlarda düzensiz sirkülasyon dağılımında $\Gamma(y)$ oluşumu

- Taşıyıcı kanadın yukarıdan görünüşü
- Kanat alt kısmının ve üst kısmının arasındaki basınç farkından dolayı kanat sonunun akışa maruz kalması
- Kanat arka köşelerinde söz konusu olan kesme akımı sonucu kanat arkasında oluşan girdap sürüklenmesi
- Elemanlar girdaplardan oluşmuş kanat taşıyıcı girdap (burju-dönme) sistemi
- Sonsuz genişlikte taşıyıcı kanatta sirkülasyon dağılımı

Bu ikincil hareketler, düzlemsel bir savurma tabakasına benzemektedirler. Bu hareketleri taşıyıcı kanat oluşturarak geride bırakmaktadır ve her seferinde yeniden olayın oluşturulması gerekir. Savurma tabakasını, oluşturmak için bir kuvvete ihtiyaç vardır. Bu kuvvet taşıyıcı kanadın ileri hareketinde ayrıca profil direncini de ilave etmelidir. Bu kuvvete indirgenmiş direnç (W_i) olarak isimlendirilir. Bu durum ayrıca, sürtünmesiz akımlarda oluşmaktadır. Yapılacak hesaplama aşağıdaki sonuçları verir.

A- Sirkülasyon Dağılımı $\Gamma(Y)$;

Sonsuz uzunlukta taşıyıcı kanatlarda, sirkülasyon bütün kanat boyunca sabit değildir. Bilakis kanat sonlarına doğru azalmaktadır.

B- Yükselme (A):

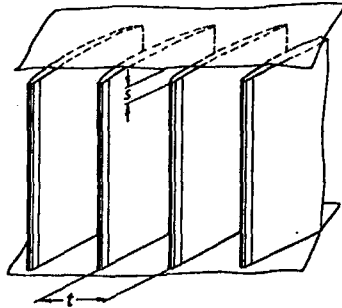
Kanat uzunluğuna göre, sirkülasyon dağılımı $\Gamma(y)$ 'yi entegre edersek sonsuz uzunlukta taşıyıcı kanadın yükselme miktarını elde ederiz.

C- indirgenmiş Direnç (W_i);

Ayrıca sirkülasyon dağılımından $\Gamma(y)$, indirgenmiş direnç elde edilir.

Betz ($s/2/$) aynı yolu açık çarklarda aralık kayıplarının hesaplanmasında uygulamaktadır. Bu nedenle taşıyıcı kanadın modeline iki nokta daha eklenmesi gerekir.

- a) Taşıyıcı kanat sonunda S kadar mesafede sabit bir duvar bulunmaktadır.
- b) Çok sayıda taşıyıcı kanat bulunmaktadır. Bilhassa taşıyıcı kanatlardan oluşan bir kafes sistemi kabul edilecektir. Bu kafes sisteminde taşıyıcı kanatlar sabit kalan bir (t) mesafesi ile sıralanmaktadır (Şekil 2.4).



Şekil (2.4): Aralık genişliği (s) ve kanat aralığı (t)'nin parametresine bağlı olarak kanat kafesi.

Bu şekilde elde edilen kanat kafesi için Betz sonsuz taşıyıcı kanattaki sirkülasyon dağılım $\Gamma(y)$ hesabına benzer hesap yönteminden yola çıkarak her bir kanat için yükselme miktarı, (A) , ve indirgenmiş direnç (W_i) 'yi aralık genişliğine bağlı olarak hesaplamıştır.

Yükselme miktarından aralık genişliğine bağlı olarak kanat işini aşağıdaki ilişkilerle hesaplamak mümkündür.

$$Y_{kanat} = 0.5 \cdot C_a \cdot L \cdot Z \cdot n \cdot W_\omega \quad \dots \quad (8)$$

Burada:

$$C_a = \frac{A}{Q \cdot \frac{1}{2} \cdot W_\omega^2 \cdot L \cdot b} \quad \dots \quad (9)$$

$$Y_{kanat} = \frac{A \cdot Z \cdot n}{W_\omega \cdot Q \cdot b} \quad \dots \quad (10)$$

Kanatlarda oluşan güç kaybı indirgenmiş direnç W_i ile kanat kafesindeki ortalama akım bağıl hız W_ω ile çarpımı sonucu elde edilir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, kanadın arkasında oluşan savurma yüzeyini oluşturabilmek için gerekli olan gücün ilk önce hesaplanması gerektiği bilinmelidir. Bu yüzden enerji sürtünmesiz akım da göz önünde bulundurulmaktadır.

Fakat burada diğer bir düşünce tarzı ise savurma yüzeyinde bulunan kinetik enerjinin gerçek akışta ilk önce hesaplandığı gibi gerçekten mevcut ise izlenen yola göre makina tarafından ısıya dönüştürüldüğü söylenebilir.

Her bir kanatta oluşan kayıp güç için:

$$P_{ar} = W_i \cdot W_\omega \quad \dots \quad (11)$$

Toplam güç kaybı:

$$P_{ar} = Z \cdot W_i \cdot W_\omega \quad \dots \quad (12)$$

Burada:

W_i : indirgenmiş direnç (kgm/s)
 W_ω : Ortalama bağıl hız (m/s)
 Z : Kanat sayısı (-)

Buradan elde edilen güç kaybını Psp, kütleli debiye (\dot{m})'ye böldüğümüz zaman özgül aralık kaybını Z_{ar} elde ederiz.

$$Z_{ar} = \frac{Z \cdot W_i \cdot W_\omega}{\dot{m}} \dots (13)$$

Bu eşitlikte Z , W_ω ve \dot{m} normal olarak bilinmektedir. Buradaki zorluk ise, indirgenmiş direncin (W_i) belirlenmesidir. Bunun için Betz (W_i)'nin hesabı ile ilgili bir denklem önermiştir. Ancak, bu denkleme göre hesaplanan aralık kaybı Z_{ar} gerçekten gözlenen kayıplardan çok büyüktür. Hesaplanan ve ölçülen değerler arasındaki sapmaların iki nedeni vardır. Birincisinde, Betz hesaplamalarında, sürtünmesiz akımı göz önünde bulundurmaktadır. ikincisinde ise sürtünmesiz problemi genel olarak çözmektedir. Bilakis bir işlemlerde ilave olarak sürtünmesiz akım için yapılan kabuller ve başta sadeleştirme yapmalıdır. Bu tahminler aşağıda açıklandığı gibidir.

- a) Kafeslerde meydana gelen yönlendirmenin «ufak» olması bu sadeleştirme için önemlidir. Çünkü aerodinamik taşıyıcı kanat teorisinde elde edilen sonuçları problemde uygulayabilmek için gerekir.
- b) Kanat genişliği (b) boyunca bir eliptik sirkülasyon dağılımının $\Gamma(y)$ olduğu kabul edilmelidir.
- c) Kanat aralık tarafının sonunda sonsuz incelikte olduğu.
- d) Sadece iki özel durum göz önüne alınacaktır.

1. durum: Tekil kanat.

2. durum: Kanatlar oldukça dar bulunmaktadır.

Yani; kanat bölünmesi ile kanat genişliği oranının ufak olduğu Hürlimann(/4/) Betz'in hesaplamalarını değişik t/b ilişkileri için genişletmiştir.

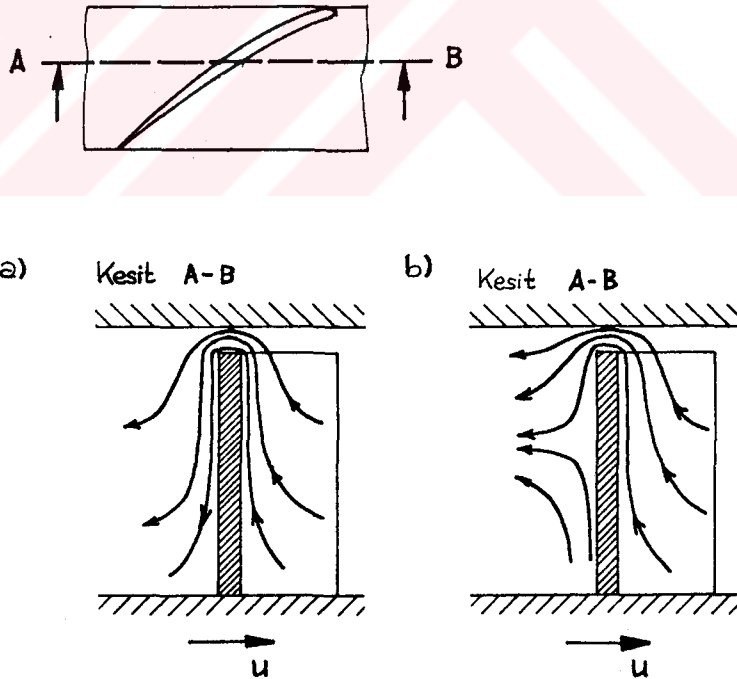
Bu sadeleştirmelere rağmen sürtünmesiz akımlarda bile bu hesaplamaların sonucu tam anlamıyla belli değildir. Sürtünmeli akımlarda ise bir çok seri etken faktörler ilave edilmelidir. Fakat bunlar ilk çözümler için teoride hesaplamalarda dikkate alınmaz.

Dean (/5/ s: 4....10) bu etkileri ayrıntılı olarak gösterir. Bunu kısaca özetlersek:

a) Kanat Sonunda Tamamlanmamış Basıncı Dengesi

Aralıkta oluşan sürtünmeden dolayı kanat ucunda kanat altı ve kanat üstü arasındaki basınç dengesi tam değildir. Potansiyel teoride hesaplandığı gibi kanadın lokal taşıyıcılığı kanat ucuna doğru sıfır değere erismemle birlikte azalmasına rağmen burada sonlu bir değere ulaşmaktadır. Böylece teoride beklendiği gibi artan aralık genişliği ile kanat enerjisi de çok fazla azalma gösterir. Bu yüzden bugüne kadar aralıkta meydana gelen sürtünmeyi matematiksel olarak hesaplamak mümkün olmuştur. Bu nedenle hesap yapmak zorlaşır. Cidar sonuna yakın hareket etmektedir. Kanat sonu cidar sınır tabakasına dar aralıklarda temas etmektedir.

b) Kanadın emme tarafından mile doğru oluşan basınç artışını yenibilmek için kanat sonunun akıma maruz kaldıktan sonra kanadın emme tarafında oluşan aralık akım dönüşümünde aralık akımı yeterli enerjiye sahip olmamaktadır. Aralık akımı kanat sonunda dar bir mesafede kanat yüzeyinden ayrılmaktadır (Şekil 2.5).



Şekil(2.5) Sürtünmesiz akışlarda (a) ve sürtünlü akışlarda (b) kanat ucunun ikinci akıma maruz kaldığı akıntı

c) İkincil Akımlar

Açık çarklarda olduğu gibi kapalı çarklarda da kanat kanallarında ikincil akımlar oluşmaktadır. Bunlar var olan bir aralıktan bağımsız olarak oluşmaktadır. Bu ikincil akımlar kanat üst yüzeylerinin hız ve basınç dağılımlarına etki etmektedirler. Böylece aralık akımlarına da etki ederler.

Söz edilen sebeplerden dolayı potansiyel teoride teorik çözümlenmesinde aralık etkisinin sayısal olarak hesaplanması doğru sonuç vermez. Fakat aralığa etki eden temel olayları açıklama imkanı verir.

3- LİTERATUR TARAMASI

Konuyla ilgili kaynaklar tarandıktan sonra yayınlarda, açık çarklarda aralıkların etkisi hakkında bilgiler toplanmıştır. Açıklanacak olan literatür taraması için, yayınlanan yayınların miktarları uygun şekilde tanzim edilecektir. İlk önce makalelerde, dergilerde, tezlerde, seminerlerde yayınlanan ayrıca ders kitaplarında bulunan bilgiler toplanacaktır.

Makaleler de kendi arasında, teorik ve deneysel çalışmalar olmak üzere ayrılacaktır. Burada, teorik çalışmalar çoğunlukla genel aralık problemlerini işlerken deneysel çalışmaların kapsamı üç kısma ayrılır:

- a) Kafeslerin incelenmesi
- b) Eksenel makinalar üzerinde incelemeler
- c) Radyal makinalar üzerinde incelemeler

3.1 MAKALELER

3.1.1 TEORİK İNCELEMELER

Teorik olarak aralık problemini çözmek için en eski çalışma Betz /2/ tarafından yapılmıştır. İzlediği yol kısım 2.2 de anlatılmıştır. Hürlimann /4/ ise Betz' in hesaplarını genel durumlar için genişletmiştir. Yakın zamanda Lakshminarayana tarafından /6/, değişik çalışmalar yapılmıştır.

3.1.2 DENEYSSEL İNCELEMELER

3.1.2.1 KAFES

Değişik yazarlar farklı aralık genişliklerinde tek kanatları ve kanat kafeslerini incelemişlerdir. Almanca olarak yapılan çalışmalardan, Bürde /7/' nin ve daha önce adı geçen Hürliman /4/' nin çalışmaları bilinmektedir. İngilizce olarak yazılmış olan literatür Peacock /8/ bilinmektedir.

3.1.2.2 EKSENEL MAKİNALAR

İncelenen makinalar üzerinde yapılan ölçümlerin en büyük kısmı aksenal yapı türüne sahip makinalar üzerinde yapılmıştır. Burada, çoğunlukla aksenal sıkıştırma kademeleri kullanılmıştır. Bu tip ölçümleri, Ruden /9/ ve Eckert/10/ gerçekleştirmiştir. Ölçüm sonuçlarına dayanarak, Cordes /11/ aralık etkisini hesaplamak için, bir ampirik hesaplama yöntemi vermektedir. Aksenal pompalar üzerinde incelemeler Scheer /12/ ve Spencer /13/ tarafından yapılmıştır. Buna benzer İngilizce olarak çalışma Peacock/8/ tarafından yapılmıştır.

3.1.2.3 RADYAL MAKİNALAR

Radyal makinalarda genellikle her durumda radyal pompaların incelenmesi söz konusudur. Buna benzer çalışmalar şunlardır:

Folsom /14 s. 245 ff/ çok kademeli sondaj delme pompalarında aralık etkisini incelemiştir. Rüttschi /15 s. 575/ ise kendisinin imal etmiş olduğu ısıtmalı çarklı pompa deney seti üzerinde yapmış olduğu incelemeleri yayınlamıştır.

Schmiedl /16/ bir yan aksenal spiral gövdeli pompa üzerinde ölçümler yapmıştır. Wood /Welna/ Lamers /17 s. 932/ bir çok orta ve yüksek devirli yüksek emme kabiliyetli sıvı metalleri iletme için yapılan pompaları incelenmiştir.

En son olarak Kurian / Radha Krishna' nın / 18 s. 44/ ve Plutecki /Wajda/ 19 s.833 yayınları bilinmektedir. Kurian/ Radha Krishna özel olarak aralık incelemeleri için yapılmış bir deney pompasını incelemişler ve Plutecki /Wajda/ basit bir seri pompa üzerinde yapmış oldukları ölçümler hakkında bilgi vermektedirler.

Bu sayılan çalışmalara göre yapılan incelemeler göstermiştir ki çok farklı pompalar üzerinde yapılan deneyler büyüklüğe ve özgül devir sayısına bağlı olarak gerçekleştirilmiştir.

3.2 DERS KİTAPLARINDA VERİLEN BİLGİLER

Açık çarklarda, aralık etkisinin hesaplanması ile ilgili bilgileri Traupel/20 s. 451/ de Kowats /Desmur/ 21 s. 150/, Eckert /Schnell / 22 s.356/ ve Pfleiderer /Petermann/ 23 s. 286/ yayınlarında bulabilirsiniz.

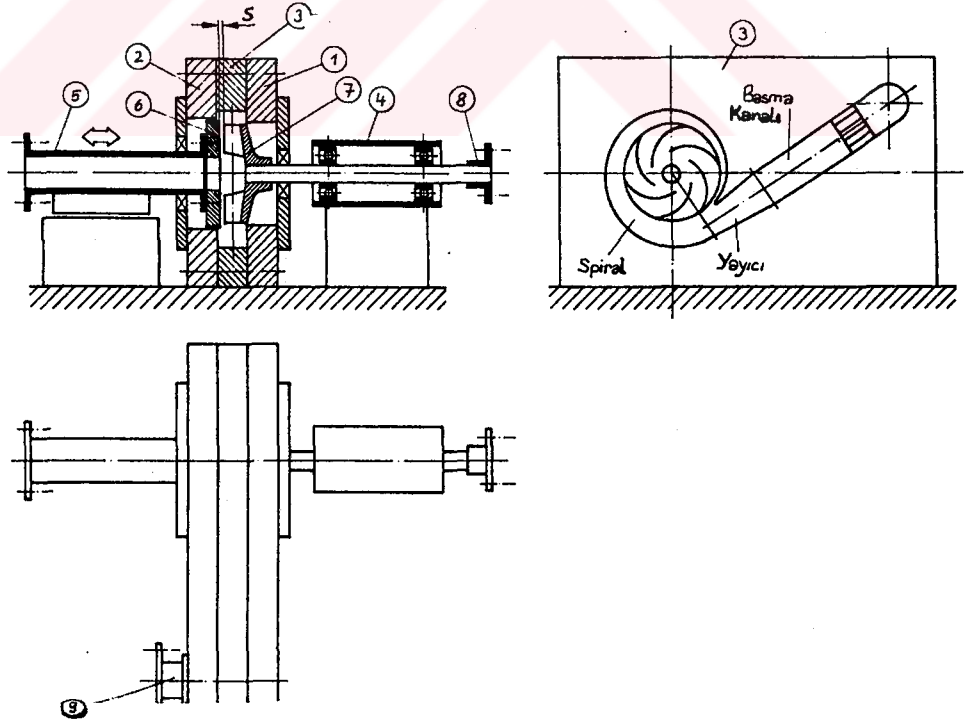
Yazarlar bu eserlerinde aralık kaybını veya basınç sayısı değişimini veya verim değişimini, değişik aralık genişliklerinde hesaplanması için somut eşitlikler vermektedirler. Aynı şekilde diğer yazarlarında değişik denklemleri mevcuttur. Bu bilgilere göre verilen denklemlerin sadece (büyük makinadaki) aralıklar için geçerli olduğu belirtilmektedir.

4- DENEY DÜZENEGİ

Deney düzeneği giriş kısmında anlatılan otomobil sektöründe kullanılan pompaların kullanılması göz önüne alınarak imal edilmiştir. Bu deney düzeneğinde çok küçük araba motor soğutma suyu pompası gibi pompalardır.

4.1 GENEL BİLGİLER

İlgili deney düzeneği aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Sekil (4.1): Deney pompasının şematik görünüşü

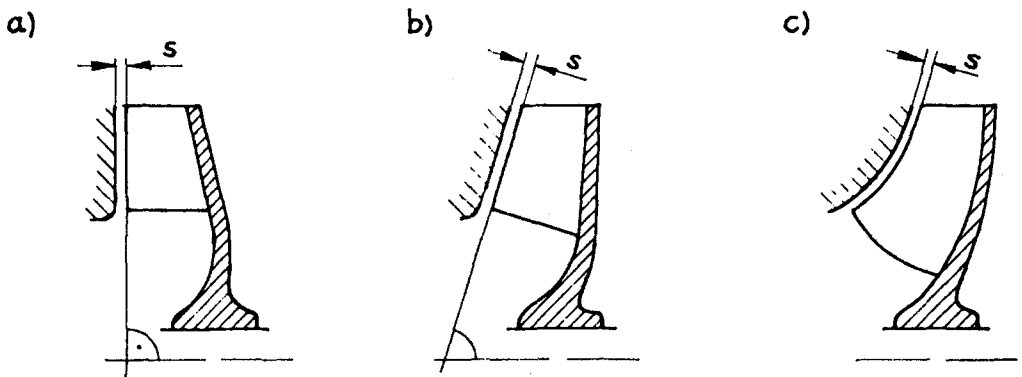
(1) Ana gövde ve (2) ön kapak arasında (3) spiral gövde bulunmakta dır. Bu spiral gövde, basınç tarafı, difüzör kısmı basınç kanalı oyulmuştur. Bu üç levha çevrelerinde bulunan vidalarla birbirine bağlanmıştır ve sızdırmazlık sağlayacak şekilde lastik contalar aralara yerleştirilmiştir. Çark (7) ise yataklanmış mil üzerine (4) oturmaktadır. Mil flans ve motor yardımıyla döndürülebilmektedir.

Aralık mesafe ayarı için emme borusu aksenal kaymalı olarak imal edilmiştir. Karşıt levha (6) ise emme borusu ile sıkı bir şekilde birbirine bağlanmıştır. Bu ise kanat ön tarafının karşısında gövdeyi oluşturmaktadır. Emme borusu ile emme hattı arasındaki bağlantı hareket edebilecek şekilde yapılmıştır.

"S" aralık genişliğinin incelenmesi sistemin en önemli parametresidir. Buna uygun olarak itinalı bir şekilde aralık ölçen alet monte edilmiştir. Su çark tarafından radyal olarak yukarı doğru yayıcıya gönderilmektedir. Buradan basınç kanalına gitmektedir. Basınç kanalının sonunda su aksenal olarak yön değiştirmektedir ve basınç hattından (9) gerekli yerleri dolanarak emme hattına ulaşmaktadır.

Emme borusunun çevresine (90° açı ile kaydırılmış) dört delik ve diğeri ise ana gövdenin basınç kanalının bulunduğu yerde bulunmaktadır. Basınç kanalının keskin köşesinin sonu basma tarafındaki ölçme deliklerine ters yönde etki yapmasını önlemek için ölçme delikleri ile köşe arasında bir doğrultucu boru kullanılmıştır.

incelenen çark radyal yapı türündedir. Bunlar basit şekilde bükülmüş çarklara sahiptirler. Orta eksen kesitine göre çark sonları makina eksenine dik olacak şekildedirler (Şekil 4.2a)



a: Ön yüzeyi eksene dik durumda b: Ön yüzeyi eksene açılı
c: Ön yüzeyi bükülmüş.

Şekil (4.2) : Kanat ön yüzünün kesitinin değişik konumları

Bunun anlamı ise çark ön yüzlerinin doğrultusu makina eksenine diktir. Bu tür çarkın avantajı tüm çark ön yüzeyi boyunca bütün radyal uzanımı üzerinde mümkün mertebe homojen bir aralık genişliğinin elde edilebilmesidir.

Çarkın eğik konumunda kanat ön yüzeyi eksene göre bükülmüş ise homojen bir aralık genişliği sadece büyük bir imalat masrafı ile gerçekleşir. Bu nedenle ön yüzü eksene dik olan çarklar radyal açık çarklarda sık kullanılır (Şekil 4.2.a.)

4.2. ÖLÇME YÖNTEMİ:

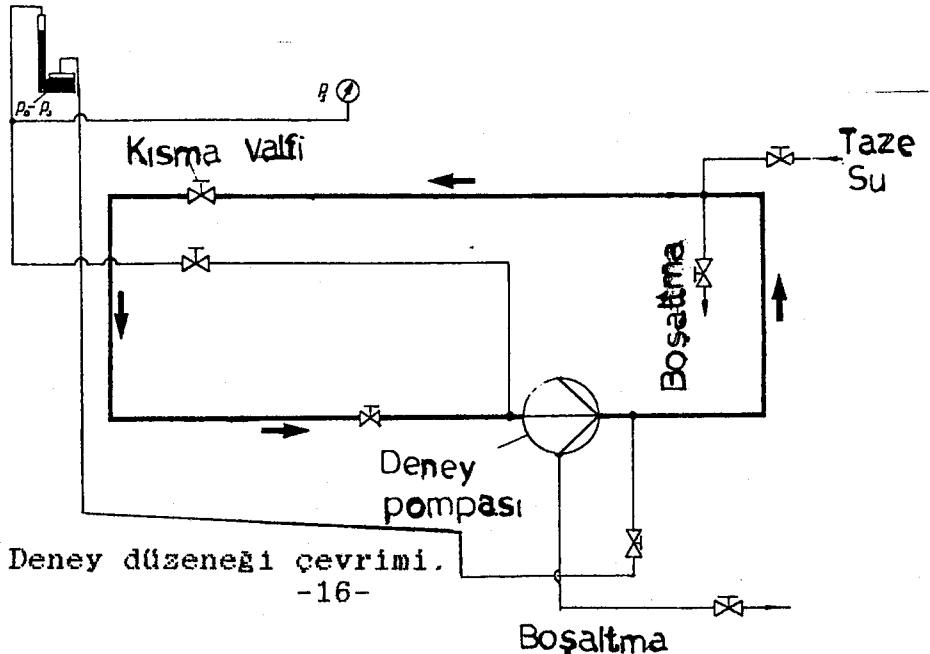
Her iki deney düzeneğinde de aralık genişliğinin tesbitinde aynı ölçme yöntemleri uygulanır. Hacimsel debi, bir ventüri düzeneğinde oluşan basınç farkından ölçülür. Basınç artışı ise deney pompasının basma ve emme kademeleri arasındaki basınçlarla belirlenir. Hız ise hacimsel debiden, emme ve basma kanallarının kesitlerinden yararlanarak bulunur.

Ventürimetredeki basınç farkı ile emme ve basma hatlarındaki basınçlar civalı manometreler ile ölçülmüştür. Verilen güç Elektrik motoruna bağlı Wattmetre ile ölçülmüştür.

Devir sayısı elektronik takometre yardımıyla doğrudane ölçülmektedir. Aralık ölçmek için derinlik mikrometresi ve ölçme saati kullanılmıştır. Bu konuyla ilgili 4.3 ve 4.4'de daha ayrıntılı bilgi verilecektir.

4.3 DENEY DÜZENEGİ

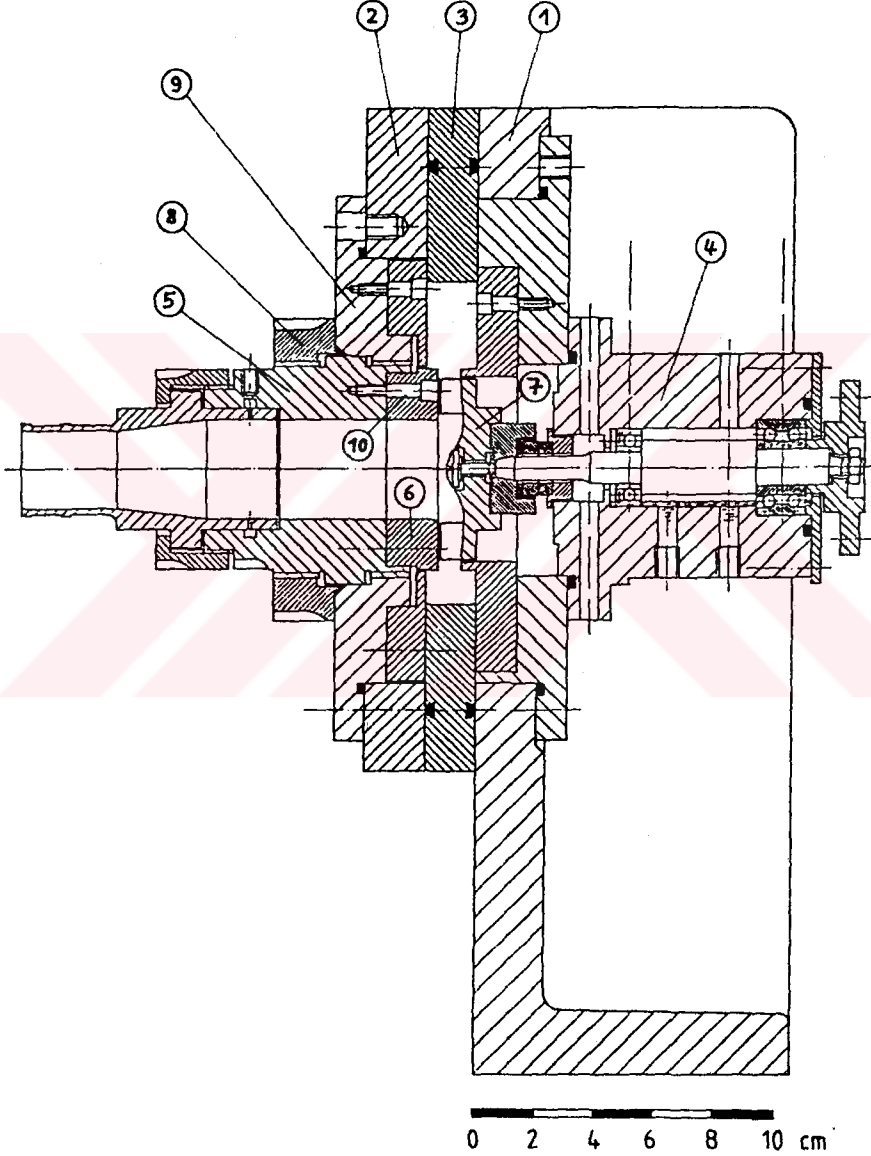
Deney düzeneğinin çevrimi Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Deney pompası suyu dengeleme tankından hacimsel debi ölçme hattına iletilmektedir.



Şekil (4.3) : Deney düzeneği çevrimi.

Debi ölçme cihazı olarak bir kısım ventürisi kullanılmaktadır. Ölçme hattının arkasında bir valf bulunmaktadır. Bu valf ile hacimsel debi kontrol edilmektedir. Valften geçen su depoya gönderilir.

Deney pompası alternatif bir motorla tahrik edilmektedir. Bu motor doğrudan şebekeden çalıştırıldığında 1400 d/dak. ile dönmektedir. İstenirse frekansmetre kullanılarak bu devir 500 d/dak'ya düşürülür veya 3500 d/dak.'ya çıkartılabilir.



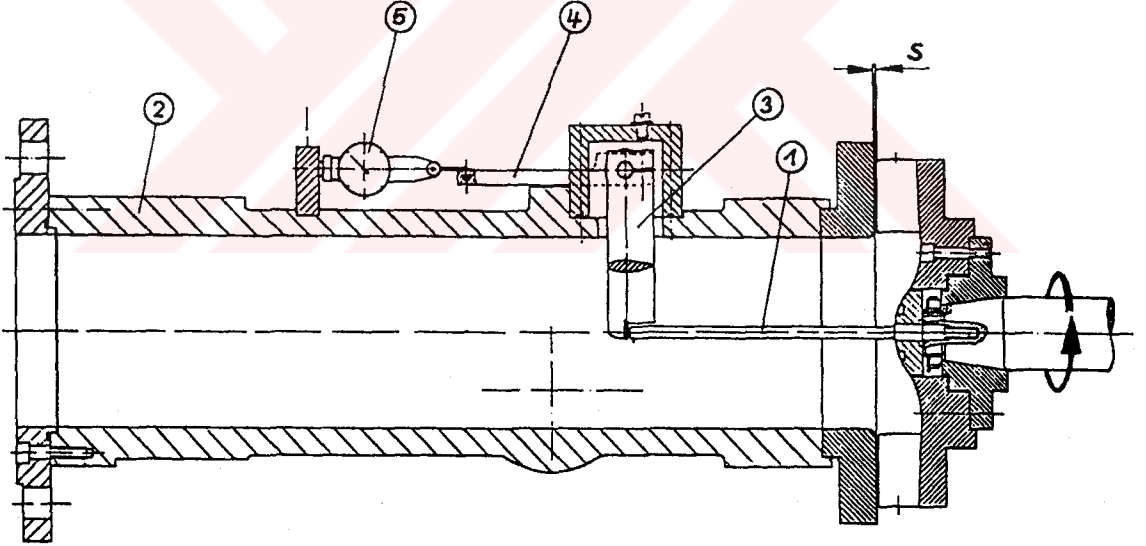
Şekil (4.4): Deney pompasının kesiti.

Burada emme borusu (5), disk (9) ile vidalanmıştır. Emme borusunun içeri veya dışarı hareketi ile aralık genişliği ayarlanabilir. Çalışma esnasında kontra somun (8) gevşetilip dört vidayla (10) emme borusuna (5) bağlanmıştır. Aralık ayarı aşağıdaki yöntemle gerçekleştirilir.

İlk önce emme borusu diske (9) karşıt levha (6) çarka oturana kadar vidalanır. Emme borusunun bu konumunda aralık genişliği ($S=0$) dir. Bununla beraber emme borusu tekrar istenilen aralık genişliğine ulaşmaya kadar geriye vidalanır. Aralık mesafesinin ölçülmesinde vidalanma esnasında alınan yol dışarıdaki bir yüzeyden ölçülebilir. Bu aralık genişliği (S)'yi oluşturur.

Yol ölçümünün sağlıklı olması açısından çevre boyunca 120° lik açı ile konumlandırılmış üç yerden ölçülür. Böylece karşıt levhanın çarkın ön yüzeyi ile paralelliği kontrol edilir.

Söz konusu nedenlerden dolayı çalışma esnasında aralık genişliğinin ölçülmesi gerekir. Bunun için mekanik bir ölçme sistemi seçilmiştir. Şekil(4.5)'de bu ölçme sistemi görülmektedir.



Şekil (4.5): Deney Pompasının aralık ölçme düzeni.

Pompa milinde birlikte dönen bir ölçü çubuğu (1) bulunmaktadır. Emme borusunun (2) üstünde emme borusunun içerisine uzanan bir kol (3) yataklanmıştır. Ölçü çubuğunun ucu kola temas etmektedir. Çark yukarıdaki nedenlerden dolayı hareket ettiği an karşıt levhaya göre bu hareket ölçü çubuğundan kola aktarılmaktadır.

Emme borusunda bu hareket aynı uzunlukta ikinci bir kola (4) iletilmektedir ve mekanik bir ölçme saati ile ölçülmektedir. Ölçü çubuğu ile kol arasındaki sürtünmeyi düşük tutabilmek için ölçü çubuğunun ucuna bir rulman bilyası yerleştirilmiştir ve kolun temas yerine sert metal parçacığı lehimlenmiştir. Buna göre aralık ölçümü şu şekilde gerçekleşir.

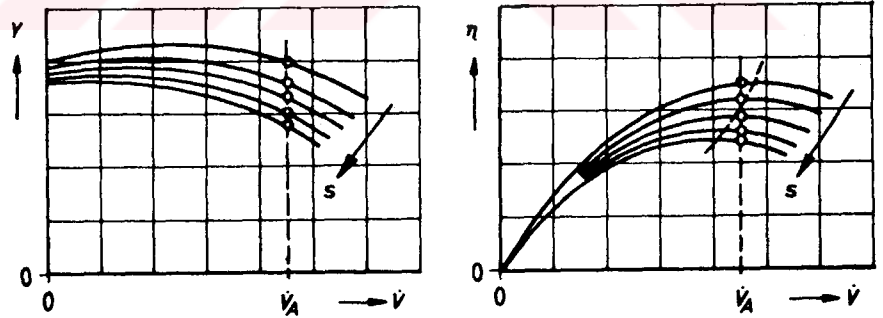
İlk önce karşıt levha tesisin durgun durumunda çarkın ön yüzüne değinceye kadar ileri itilir ($S=0$). Ardından ölçü saatinin göstergesi sıfıra ayarlanır. Bundan sonra istenilen aralık genişliği kabaca ayarlanır. Aralık genişliği doğrudan ölçü saatinden okunur.

Çalışma esnasında aralık genişliği söz konusu edilen hidrolik kuvvetlerden ve ısı genleşmeden dolayı değişir. Bu değişim ölçü saatinden doğrudan okunabilir ve emme borusunun konumunun kaydırılması ile ayarlanabilir. Tanımlanan ölçü düzeni dar aralıklarda da değerlendirilebilecek ölçü sonuçları verilebilir.

5. ÖLÇÜ SONUÇLARI

5.1 DEĞERLENDİRME YÖNTEMİNİN GÖSTERİLMESİ

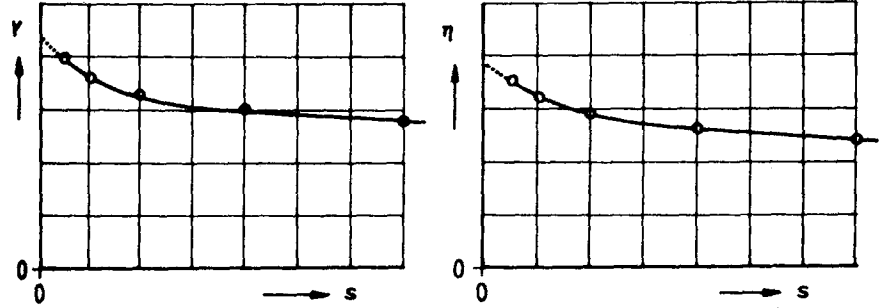
Şekil (5.1) de değişik aralık genişliğinde açık çarklı bir pompanın kısma eğrileri ve verim çizgileri şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil (5.1): Farklı aralık genişliklerinde açık çarklı bir pompanın teorik debi ile kısma eğrisi ve verim eğrisinin değişimi.

Beklendiği gibi özgül kademe işi aralık ile küçülmektedir ve aynı zamanda verim kötüleşmektedir. Maksimum verim artan aralık genişliği ile daha küçük hacimsel debilere doğru kaymaktadır.

Belli bir hacimsel debi için, esasen teorik hacimsel debi için, değişik aralık genişlikleri için, elde edilen ögöl kademe işleri ve verimleri aralık genişliğine göre gösterilmiştir. Böylece Şekil(5.2)'de gösterilen eğriler elde edilir.



Şekil(5.2): Aralık genişliğine (s) bağlı olarak teorik hacimsel debinin ($\dot{V}A$), ögöl kademe işi (Y) ve verim (η) değişim grafikleri.

Aralığın etkisini şimdi belirgin bir şekilde tesbit etmek mümkündür. Bunu da belli aralık genişliğinde elde edilen karakteristik çizgileri aralık genişliğinin olmadığı zaman pompanın sahip olduğu karakteristik çizgilerle mukayese ettiğimiz zaman sağlayabiliriz. Fakat aralıksız bir pompanın konstrüktif olarak gerçekleştirilmesi mümkün olmadığı için bu mukayese değerleri sadece sonsuz aralık genişliğinde tesbit edilmiş ölçü değerlerinin enterpolasyonu ile belirlenebilir.

Burada aralık etkisini ayrıntılı bir şekilde inceleyebilmek için bir ana problem görülmektedir. Her bir aralık belirsizliklerle doludur. Bu belirsizlikleri küçük tutabilmek ve mümkün mertebe dar aralıkta karakteristik çizgiler elde edebilmek için deneysel incelemelerin bir hedef belirlemesi gerekir.

Düşünülen pompanın aralık genişliği $S=0$ olan karakteristik büyüklüklerini "*" yıldızı ile işaretlersek ve muhatap aralık yüzeyi A_{ar}/A için A_{ar} harfi kullanırsak α , β ve γ için müteakip denklemler elde edilir.

$$\alpha = \frac{\dot{V}(\eta)_{opt*} - \dot{V}(\eta)_{opt}(s)}{\dot{V}(\eta)_{opt*} \cdot A_{ar}} \quad \dots \quad (14)$$

$$\beta = \frac{Y* - Y(s)}{Y* \cdot A_{ar}} \quad \dots \quad (15)$$

$$\gamma = \frac{\eta^* - \eta(s)}{\eta^* \cdot \text{Aral}} \quad \dots \quad (16)$$

α , β ve γ değerleri böylece hacimsel debi özgül kademe işi ve verim için aralık genişliğinin değişimine karşılık "hassasiyet derecesi" için bir ölçüdür. Bunlar etki faktörleri olarak tanımlanacaktır.

incelenen makinalarda elde edilen ölçüler, α etki faktörünün bütün üç etki faktörü arasında her seferinde genellikle en ufak değeri aldığı görülmüştür. Bunun anlamı maksimum verim için hacimsel debinin aralık genişliğinden özgül kademe işi ve verime göre daha az etkilendiğini gösterir.

$V(\eta)$ opt değerinin değiştiği bölgede verilen aralık genişliğinde, verim genellikle çok az değişmektedir. Bu nedenle açık çarklı bir pompanın tasarımında aralığın $V(\eta)$ opt değerini olan etkisini dikkate almak anlamlı olmaz.

Bu nedenle bundan sonra sadece aralığın özgül kademe işine ve verime olan etkisi işlenecektir.

6. YABANCI VERİLER İLE MUKAYESE

6.1 ARALIK ETKİSİNİ ÖNCEDEN HESAPLAYABİLMEK İÇİN VERİLEN LİTARATÜR VERİLERİ İLE MUKAYESE

Literatürleri tarama kısmında (Kısım 3) bazı yazarlardan söz edilmiştir. Bunlar aralık etkisini önceden hesaplayabilmek için denklemler vermişlerdir. Eckert/Schnell/22 s. 356/ ve Pfleiderer/Petermann/23 s. 286/ aralık genişliğine "S" bağlı olarak özgül kademe işinin "Y" ve verimin " η " hesaplanabilmesi için etki faktörleri β ve γ verilmektedir.

$$\beta = \frac{Y^* - Y(s)}{Y^* \cdot \text{Aral}} \quad \dots \quad (15)$$

ise $Y(s) = Y^* \cdot [1 - \beta \cdot \text{Aral}] \quad \dots \quad (17)$

Burada:

$$\begin{aligned} \beta &= 0.9 && \text{(Eckert/Schnell)} \\ \beta &= 1.0 && \text{(Pfleiderer/Petermann)} \end{aligned}$$

$$\gamma = \frac{\eta^* - \eta(s)}{\eta^* \cdot \text{Aral}} \quad \dots \quad (16)$$

ise

$$\eta(s) = \eta^* \cdot [1 - \text{Aral}] \quad \dots \quad (18)$$

Burada:

$$\begin{aligned} \gamma &= 0.9 && \text{(Eckert/Schnell)} \\ \gamma &= 1.0 && \text{(Pfleiderer/Petermann)} \end{aligned}$$

(Etki faktörlerine düzeltme faktörleri denebilir.) Verilen etki faktörleri bütün radyal makinalar için geçerli olmalı ve "S" aralık genişliğinden bağımsız olmalıdır. $\eta(s)$ ve $\gamma(s)$ karakteristik büyüklüklerinin hesabı için $S=0$ tekabül eden uygun değerler bilinmelidir. Eckert/Schnell/22 s. 356/ ve Pfleiderer/Petermann/23 s. 286/ spesifik kademe için aralık genişliğine bağımlılık üzerine açıklama yapan yazarlardır.

Verim ve aralık kaybı ile ilgili bilgiler ise birçok yazar tarafından verilmektedir.

Aralık kaybını hesaplayabilmek için denklemleri Traupel/20 s. 451/ ve Kovats/Desmur/21 s. 150/ vermektedir. Burada aralık kaybı olarak aralık etkileri sonucu ısıya dönüşen enerji miktarından (kütleyle bağlı) söz edilmektedir.

Traupel'in denklemi tamamen ampirik olarak radyal kompresörler üzerinde yapılan ölçümler sonucu türetilmiştir.

$$\text{Zar} \approx 0.6 \cdot \left(\frac{s}{bz} - 0.013 \right) \cdot \frac{U_2^2}{2} \quad \dots \quad (19)$$

Hatırlatma:

Denklem (19) $s/bz > 0.013$, $s/bz \leq 0.013$ için $Zar=0$ olduğunun kabul edilmesini Traupel tavsiye etmektedir. Traupel Zar harfi ile $Uz^2/2$ ile birimsiz yapılmış aralık kaybını göstermektedir. /20 s. 451/ de verilen denklem, (19) nolu denklemle denk gelmektedir.

De Kovats/ Desmur aralık debisinin $\dot{V}ar$ 'nin hesaplanabilmesi için bir denklem vermektedir (bak/21 s. 150/);

$$\frac{\dot{V}ar}{\dot{V}} \approx \frac{1.7 \cdot (1-D_1/D_2)}{ka} \cdot \frac{S}{D_2} \cdot \sqrt{\psi \cdot (1-\psi/4)} \dots (20)$$

Burada:

$$ka = \frac{V}{Uz \cdot D_2^2}$$

bakınız/21 s.149/

Bu aralık debisi ile kapalı çarkta olduğu gibi aralık kaybı hesaplanabilir (bakınız Kısım 2.1'de denklem 8).

$$Zar = \frac{\dot{m}ar}{\dot{m}} \cdot \frac{1}{\eta_h} \cdot Y = \frac{\dot{V}ar}{\dot{V}} \cdot \frac{1}{\eta_h} \cdot Y \dots (21)$$

Traupel/20 s. 451/ ve de Kovats/Desmur/21 s. 150/'un verilerini ölçü sonuçları ile mukayese edebilmek için denklem (19) veya denklem (21) ile denklem (20)'de bağlı olarak hesaplanmış olan aralık kaybı Zar ve ölçülen verim arasında bir ilişki kurulmalıdır. Zar aralık kaybı toplam kayıp Z'nin bir kısmını oluşturmaktadır. Toplam kayıp Z bir akım makinasında toplam verime göre aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$Z = Y \cdot (1/\eta - 1) \dots (22)$$

Aralık kaybı Zar'yi iki makinanın toplam kayıplarını mukayese etmek suretiyle tayin etmek mümkündür. Bu iki makina arasında fark makinaların birinde aralık kaybı olmayacak ve diğerinde ise aralık kaybı söz konusu olacaktır.

Bunun dışında her iki makina her yönden aynı özelliklerle aralık kaybı dışında diğer kayıplar her iki makinada da aynı büyüklüktedir. İlk önce sözü edilen akım makinası ölçüm sonuçları mevcut olan incelenen makinadır. Toplam kayıpları ise denklem (22)'den hesaplanabilir. İkinci makina ise gerçekte mevcut değildir. Karakteristik büyüklükler ise incelenen makinalara göre tahmin edilebilir. Mukayese makinası için aralık kaybı dışında incelenen makinalar ile aynı özellikleri taşıyabilir. Bu makinada herhangi bir aralık kaybı göstermemesi için aralık genişliği $S=0$ olmalıdır aynı zamanda özgül kademe işi Y mukayese makinasının incelenen makinaların özgül kademe işi de aynı olmalıdır. Ancak o zaman diğer kayıpların özelliklerle hidrolik kaybın aynı büyüklükte olduğu beklenebilir. Her iki şartın sağlanabilmesi için düşünülen mukayese makinasının incelenen makinalara göre öyle değiştirilmelidir ki; özgül kademe işi $S=0$ aralık genişliğine geçişinde konstrüktif önlemlerle karşılanması sağlanmalıdır. Bu olayda ancak kanal açısı β_2 biraz küçültülerek veya asgari güç küçük bir kanat sayısı ile büyütülerek gerçekleştirilebilir.

Mukayese makinası bütün parçaları ile incelenen makina ile birbirine benzemesine rağmen söz edilen konstrüksiyon farklarından dolayı toplam verim incelenen pompanın $S=0$ aralık genişliğindeki toplam verim ile eşit olması beklenebilir.

Bunun için aşağıdaki ifadenin geçerli olduğunu kabul edelim (burada "V" indisi mukayese makinasının karakteristik büyüklüğünü göstermektedir).

$$Y_v = Y$$

$$\eta_v = \eta^*$$

Böylece toplam kayıp için, Z_v için, mukayese makinası için;

$$Z_v = Y \cdot (1/\eta^* - 1) \quad \dots \quad (23)$$

Zar aralık kaybı incelenen makinanın ve mukayese makinasının toplam kayıpları arasındaki farkla elde edilir. Burada incelenen makinanın aralık kaybı Z_{ar} ve toplam kaybı " Z " söz konusu aralık genişliğine (S) bağlıdır.

$$Z_{ar}(s) = Z(s) - Z_v \quad \dots \quad (24)$$

Burada:

$$Z(s) = Y(s) \cdot \left(\frac{1}{\eta(s)} - 1 \right) \dots \quad (25)$$

$$Z_v = Y(s) \cdot \left(\frac{1}{\eta^*} - 1 \right) \dots \quad (26)$$

Z(s) ve Z_v, Z_{ar}(s)'in yerine yerleştirilirse

$$Z_{ar}(s) = Y(s) \cdot \frac{\eta^* - \eta(s)}{\eta^* - \eta(s)} \dots \quad (27)$$

eta(s) verime göre çözülürse,

$$\eta(s) = \frac{Y(s) \cdot \eta^*}{Y(s) + Z_{ar}(s) \cdot \eta^*} \dots \quad (28)$$

Lakshminarayana/6 s. 467 ff/doğrudan verilen bir aralık genişliğinde beklenen verim kaybını bir yarı ampirik denklem ile ifade etmektedir.

$$\Delta\eta = \frac{0.7 \cdot \frac{s}{b_2} \cdot \psi}{\sin\beta_m} \cdot \left[1 + 10 \sqrt{\frac{\psi \cdot \frac{s}{b_2} \cdot \frac{b_1}{1}}{\psi \cdot \sin\beta_m}} \right] \dots \quad (29)$$

Burada β_m : Kanat kanalındaki ortalama akım açısı

$$\beta_m = \arctg\left(\frac{tg\beta_1 + tg\beta_2}{2}\right)$$

ve l : Kanat profilinin uzunluğu

Verilen bir aralık genişliğinde verim için

$$\eta(s) = \eta^* - \Delta\eta \quad \dots \quad (30)$$

Lakshminarayana denklemi için teorik düşüncelerin dışında ayrıca aksenal makinalarda yapılan ölçümler de yer almaktadır. Özellikle denklem (29)'da ki 10 faktörü tamamen ampirik olarak tayin edilmiştir. Bu denklemin radyal makinalara uygulanması sadece kabuller altında mümkündür. Pompa için aralık genişliğine bağlı olarak özgül kademe işi ve verim literatür verilerinde tanımlandığı gibi hesaplanmıştır ve sonra ölçülen değerlerle mukayese edilmiştir.

Hesaplama sonuçları ve ölçüm sonuçları arasında fark olmasının sebebi literatür verilerindeki ölçüm sonuçları ayrı ayrı makinalar için söz konusu olduğundan kaynaklanmaktadır. Buradan elde edilen denklemlerde bu makinalar için geçerlidir. Ancak bu konu ile ilgili genelleme yapılamamaktadır.

6.2 YABANCI ÖLÇÜMLERLE MUKAYESE

Kısım 5.1 de tanımlanan yöntemle göre başta yazarların ölçümleri değerlendirilmiştir. Her biri için β ve γ etki faktörleri tayin edilmiştir.

Genel olarak etki faktörlerini belirleyebilmek için bunların sayısal değerlerinin özellikle küçük aralık yuzyerlerinde $S=0$ aralık genişliğinde kademe işi ve verim için hangi değerlerin esas alındığına oldukça dikkat edilmelidir. Bu değerler ekstrapolasyon yoluyla tayin edilmişlerdir. Ekstrapolasyon hep-sinde aşağıdaki durumlarda özellikle kesin sonuç vermemektedir.

a) Sadece az ölçü değerleri mevcut ise yani yazar sadece küçük aralık genişliklerini incelemiş ise veya,

b) Oransal olarak büyük aralıklar incelenmiş ise bu belirsizliklere rağmen diyagramlar aşağıdaki sonuçları vermektedir.

1) Etki faktörleri β ve γ değerleri verilen bir pompa için bağıl aralık yüzeyi A_{ra} bağılıdır.

2) β ve γ etki faktörleri farklı pompalarda eşit bağıl aralık yüzeylerde bile çok farklı değerler alabilirler. Bunun anlamı bazı pompalar aralık genişliğinin değişimine çok daha hassas tepki vermektedirler.

Bu tesbit bağıl aralık yüzeyinin yanında başka parametrelerin de aralık genişliğinin değişimine karşılık açık çarkların hassasiyetine etkisi olduğunu göstermektedir.

3) Belli bir pompa için ve verilen bir aralık genişliğinde β etki faktörü her zaman gama etki faktöründen daha büyüktür.

4) Dar bir aralık bölgesinde ($A_{ra} < 5$) pompanın hassasiyeti aralık genişliğinin değişimine göre en büyüktür. Büyük aralık genişliklerine doğru hassasiyeti ve etki faktörleri sürekli düşmektedir. Bazılarında özellikle çok yavaş dönen pompalarda etki faktörlerinin belirli bir maksimum değeri vardır. Bunlar çok geniş ve çok dar aralıklara doğru düşmektedir.

7- Herbir Parametreye Ait Etki Faktörlerinin Bağımlılığı:

incelemenin amacı ve yabancı ölçülerle mukayesesinin amacı genel olarak verilen bir pompada aralık etkisi ile ilgili geçerli veriler verebilmektedir. Farklı pompaların aralık genişliğine farklı hassasiyetlerde tepki göstermeleri gerçeği (bak Kısım 6) aralık genişliğinin herbir parametreye (geometrik ölçüler ve incelenen pompaların karakteristik büyüklükleri) nasıl bağlı olduğunu incelemek gerekir. Maalesef bunun için söz konusu olan parametreler (kanat sayısı z , kanat kuvveti S_s , pompa büyüklüğü, devir sayısı vs.) oldukça fazladır.

Aralık etkisi için önemli olan parametreleri bunların içinden bulabilmek için ulaşılabilen tasarım verileri ve ölçümler şu ana kadar incelenen pompaların bir araya getirilmesinden elde edilmiştir. Bu pompalarda çarklar farklı oldukları için büyüklüğe bağlı olarak ve hatta özgül devir sayısı ve kullanma amacına da bağlı olarak herbir parametrenin etkisi ilk bakışta tesbit edilememektedir. Bunun için ilave incelemeler gerekmektedir.

Çalışmanın kapsamı içerisinde Reynolds sayısının ve kanat kuvvetinin (S_s) etkisi incelenmiştir.

7.1- Etki Faktörlerinin Reynolds Sayısına Bağımlılığı:

β etki faktöründe olduğu gibi γ etki faktöründe de ölçü noktalarının dağılımı artan bağıl aralık yüzeyi ile azalmaktadır. Etki faktörlerinin kuvvetli dağılımı $< \% 2$ lik bir bağıl aralık yüzeylerinde kısmen ekstrapolasyonun belirsizliğinden kaynaklanmaktadır. Etki faktörlerini Reynolds sayısına göre gösterebilmemiz için hangi hızla ve hangi uzunluk ölçümünde Reynolds sayısı gözlenen durum için oluşturulması gerektiğini bilmek gerekir. Burada çarkın D_2 çapının çevre hızı U_2 ve dış çap D_2 kendiliğinden seçilmiştir.

$$\begin{aligned} Re &= \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu} \quad \text{burada} \quad U_2 = D_2 \cdot \pi \cdot n \\ Re &= \frac{D_2^2 \cdot \pi \cdot n}{\nu} \quad \dots \quad (31) \end{aligned}$$

Pompanın dış çapı $D_2 = 80$ mm. olarak elde edilmiştir.

Verimin aralık değişimine karşı hassasiyeti artan Reynolds sayısında artacağı görülmektedir. Etki faktörü γ ve Reynolds sayısı arasında bir ilişki kurabilmek hala mümkün değildir. Çünkü modelisel olarak benzeyen pompalar üzerinde yapılan incelemeler sadece burada anlatılan kadar bilinmektedir.

7.2- Kanat Kuvvetine Etki Faktörünün Bağımlılığı:

Kanat kuvveti S_s yüzeysel olarak düşünüldüğü zaman hemen aralık kaybına bir etkisi olduğunu söyleyebileceğimiz bir parametredir. Kısım 2 de aralık kaybının nasıl oluştuğu açıklanmıştır. Kanat basma tarafı ve kanat emme tarafı arasındaki basınç farkından dolayı kanat sonu ve gövdesi arasında bir aralık akımı oluşmaktadır. Bu aralık akımı iki kanat arasındaki kısmi bir basınç dengesi oluşturmaktadır. Bu basınç dengesi aralıktaki debi direnci ne kadar düşüğe derece daha kolay bulunacaktır. Aralıktaki debi direnci herşeyden önce sürtünme yoluna bağlıdır. Bu uzunluk gözlenen durum için S_s kanat kuvveti için yaklaşık proporsiyonaldır.

Burada pompa için ihtiyaç duyulup verilen bir aralık genişliğinde kanat sonlarının akıma maruz kalması artan kanat kuvveti ile azalacağı beklenebilir. Böylece özgül kademe işi ve iç verimi artan kanat kuvveti ile artacaktır. Farklı kanat kuvvetlerinde etki faktörlerinin nasıl davranacağı hakkında bir açıklama yapmak daha zordur. Aralığın debi direnci bir çok kısımda meydana gelmektedir. Bir kısmı kanat alın yüzeylerine cidar sürtünmelerinden ve gövde cidar sürtünmelerinden oluşmaktadır.

Debi direncinin bu kısmı yükselen kanat kuvveti ile artmaktadır. Bu özellikle dar aralıklarda bir rol oynar. Aralık $S=0$ aralık genişliğinden başlanarak artırılırsa aralık debisi büyük bir kanat kuvvetinde mukayese edildiğinde yavaş olarak artacaktır. Çünkü debi direnci aralığın cidar sürtünmesi sonucu yükseldiği için tersine aralık debisi kanat kuvveti küçük olduğu zaman hızlı bir şekilde yükselecektir. Çünkü cidar sürtünmesi küçüktür. Şimdi özgül kademe işi ve iç verim aralıktan geçen debinin artmasıyla azalacağını düşünerek o zaman her ikisi küçük bir kanat kuvvetinde artan aralıkta büyük bir kanat kuvvetinde daha hızlı bir şekilde azalacaktır. Bu nedenle bir pompanın hassasiyetinin aralık genişliğinin ince kanatlarda değişimin kalın kanatlardaki değişimine göre daha fazla büyük olması beklenebilir. Böylece etki faktörleri de ince kanatlarda kalın kanatlara göre büyük olmalıdır.

Etki faktörlerinin kanat kuvvetlerine (S_s) olan bağımlılığını inceleyebilmek için pompa çarkının kanatları kademeli olarak daha ince şekilde frezeden geçirilmiştir. Pompada eski kanat kalınlığı 4 mm'dir. Kopya frezeler ile bu kanat kuvveti arka arkaya 3.5 mm. , 3.0 mm. 2.5 mm. 'ye inceltilmiştir. Etki faktörlerinin kanat kuvvetine bağımlılığı en büyük kanat kuvvetinde 4 mm'de gerçekten beklendiği gibi en düşüktür. Bunun üzerine etki faktörleri belirtilen şekilde kanat kuvvetlerine göre sınıflandırılmazlar.

Bundan sonraki en büyük değerler etki faktörleri β için kanat kuvvetinin $S_s=3.0$ mm'de ve etki faktörü γ için küçük kanat kuvvetinin $S_s=2.5$ mm'de elde edilir. Bağlı aralık yüzeylerinde Aral > % 5 de etki faktörleri belirgin olmayan sıralanmaya göre karışık bir şekilde bulunur. Etki faktörü β 'da ise beklenen bir tarzda karşılıklı bağıllık etki faktörü ve kanat kuvveti ayarlanabilir. Burada en büyük β değeri en büyük kanat kuvvetinde elde edilir. Azalan kanat kuvveti ile β küçülür.

Diyagramlar β ve γ gibi etki faktörlerinin kanat kuvvetlerine belirgin bir bağımlılığın olmadığı gözlenebilir. Bu her bir bağlı aralık yüzeyleri için de geçerlidir. En azından incelenen kanat kuvvet bölgesi için kanat kuvvetlerinin etki faktörlerinden bağımsız oldukları söylenebilir.

7.3- Özgül Devir Sayısının Etki Faktörlerinin Bağımlılığı:

Bundan önceki iki kısımda etki faktörlerinin Reynolds sayısına ve kanat kuvvetine bağımlılığı incelenmiştir. Bu iki parametrenin etkisi sürdüğü müddetçe bu mukayese şekli yetersizdir. Genel olarak geçerli bir kanun söyleyebilmek için ayrıca yabancı yazarların ölçümlerinin de göz önünde bulundurulması gerekir. Herbir parametrenin etkisi kesin olarak belli olmadığından ortak bir parametre aranmalıdır. Bu parametreler pompaların özel durumlarından bağımsız olmalıdır. Böyle uygun bir parametre olarak özgül devir sayısını kabul edebiliriz. Uygulamada ise özgül devir sayısının bir sıralama için kullanılabilmesi ölçü sonuçlarının değerlendirilmesi için önem taşır.

7.3.1- Özgül Devir Sayısının Belirlenmesi:

Etki faktörleri ve özgül devir sayısı arasında bir ilişki kurabilmek için şimdiye kadar incelenen bütün pompalar için özgül devir sayıları belirlenmelidir. Yazarların çoğu özgül devir sayısı belirgin bir şekilde verilmediği için bunları karakteristik büyüklüklerden hesaplamıştır. Bu iki farklı yolla da gerçekleştirilmiştir ve yazarların çalışmalarında hangi verileri kullandıklarına bağlı olarak:

a) VA teorik hacimsel debi bilinmektedir. Bu durumda ilgili denklemlerde özgül devir sayısı için teorik hacimsel debi VA ve buna bağlı devir sayısı (n) kullanılmıştır. Teorik hacimsel debideki kademe işi Y kısma eğrisinden okunmuştur. Kademe işi aralık genişliğine bağlıdır. Özgül devir sayısını hesaplamak için kısma eğrisi aralık genişliğine göre seçilmiştir. Bu aralık genişliği bağıl aralık yüzeyine en yakın olan %2 değer seçilmiştir.

b) VA teorik hacimsel debisi bilinmiyor. Bu durumda tarif denkleminde nq hacimsel debisi kullanılmıştır. Bu değer maksimum verime ulaşılmaktadır. (a) da olduğu gibi burada da bağıl aralık yüzeyine en yakın olan %2 değerde bulunan aralık genişliğinin karakteristik hattı gözlenmektedir.

7.3.2- β Etki Faktörünün Bağıllığı:

Radyal pompalar bölgesinde β ve nq arasında bir ilişki açıkça görülmektedir. β etki faktörü yani kademe işinin aralık genişlik değişimine hassasiyeti küçük devir sayılarından itibaren artmaktadır. nq = 50 değerinde maksimum değer ulaşmaktadır. Yarı eksenel ve eksenel pompalarda tekrar küçülmektedir.

En son söz edilen yarı aksenel ve aksenel makinalarda β değerleri radyal yapı biçimine göre daha fazla dağınık bir dağılım göstermektedir. β ve özgül devir sayısı arasındaki ilişki burada daha belirgindir.

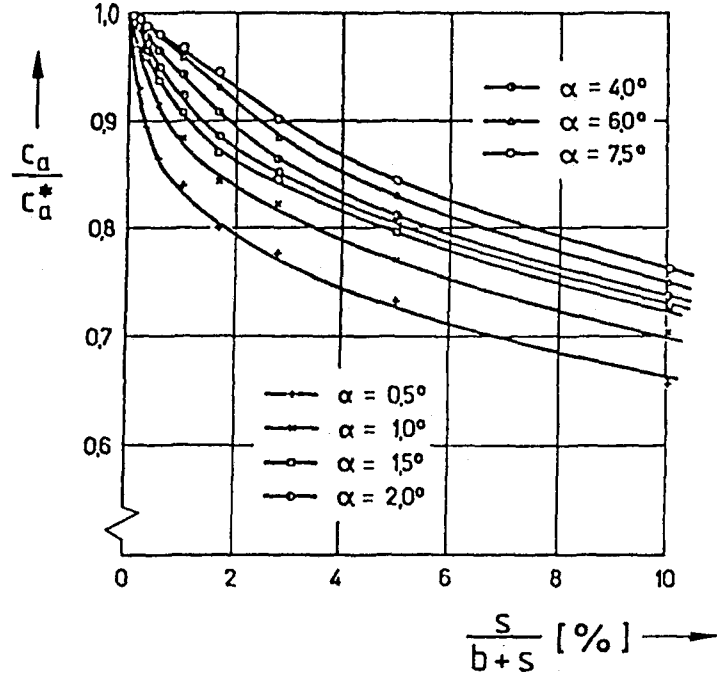
Böylece radyal makinalar için takiben belirtilen ilişki oluşmaktadır. Özgül kademe işinin aralık genişliğinin değişimine göre hassasiyeti artan özgül devir sayısı ile kuvvetli bir şekilde artmaktadır. Bunun anlamı yavaş dönen çarkların aralık genişliğinin değişimine oldukça hassas olarak davranmadığını göstermektedir. Fakat orta devirli ve yüksek devirli çarklarda ise bu hassasiyetlik üç ile altı kata kadar kuvvetli olabilir. En büyük β değeri en küçük bağıl aralık yüzeyinde $A_{aral} = \%1$ elde edilir. Küçük özgül devir sayısı bölgelerinde ise eğrilerin sıralanmasının ters olduğu görülür. Sanki buralarda β değeri büyük aralık genişliklerinde dar aralıklarda ölçülenlere göre üstünde bulunmaktadır.

7.3.3- Bir Tane Kanat Üzerinde Akış Kanalında Yapılan Ölçümlerin Mukayesesi (Hürlimann'ın Ölçümü)

Küçük özgül devir sayılı radyal santrifüj pompaların büyük özgül devir sayılı pompalara göre neden daha az hassas aralık genişlik değişimine tepki gösterdiğini açıklamak tam olarak mümkün değildir. Bunun aksine yavaş dönen çarklarda oldukça az ve aynı anda daha fazla yüklenmiş olan kanatlarda, aralık etkisinin hızlı dönen çarklara göre daha kuvvetli olduğu beklenebilir. Hürlimann / 4 / şimdi tek kanat üzerine yapmış olduğu ölçümlerden söz etmektedir. Bu ölçümler santrifüj pompalar üzerinde yapılan gözlemlerle ilişkilidir. Hürlimann tek bir aksenel kanatı dört köşe kesite sahip bir rüzgar kanalında incelemiştir. O, kanadın yükselme katsayısını farklı akım açıları ve farklı aralık genişliklerinde belirlemiştir. Şekil (7.1) ölçü sonuçlarını vermektedir. Yükselme katsayısı $C_a(s)$, $S=0$ aralık genişliğine karşılık gelen C_a^* yükselme katsayısına bağlı olarak bağıl aralık genişliği $s/(b+s)$ üzere rinde gösterilmiştir.

Eğri parametresi akım açısı α 'dır. Eğrinin akışı bağıl yükselme katsayısının $C_a(s)/C_a^*$ büyük ayar açıları, olduğu gibi hızlı bir şekilde artan aralık genişliği ile düşmediğini göstermektedir.

Artan akım açısı ile kanadın yükselme katsayısı C_a artmaktadır. Bu nedenle Hürlimann'ın ölçü sonuçlarını buraya kadar bağıl yükselme katsayısının $C_a(s)/C_a^*$ yüksek kanat yüklerinde (grober ayar açısı) aralık genişliğinin değişimine karşılık daha az hassas olarak düşük kanat yüklerine göre tepki gösterdiği söylenebilir.



Sekil (7.1): Farklı akım açılarında α akış kanalında tek bir kanadın yükselme katsayısına C_a aralığının etkisi Hürlimann'a göre /4s. 19/ C_a yükselme katsayısı $S=0$ aralık genişliğine karşılık gelen yükselme katsayısına C_a^* bağlı olarak birimsiz olan $s/(b+s)$ aralık genişliği üzerinde gösterilmiştir.

Özgül kademe işi (Y) bir pompa ile dönen kanatlarını, yükselme katsayısı C_a arasında sıkı bir ilişki mevcuttur. Denklem (32) de bu konuyla ilgili bağlantı verilmektedir.

$$Y_{kanat} = C_a \cdot \frac{1}{t} \cdot U \cdot \frac{W_w}{2} \quad \dots (32)$$

Burada: $Y_{kanat} = \frac{1}{\eta_h} \cdot Y$ dir.

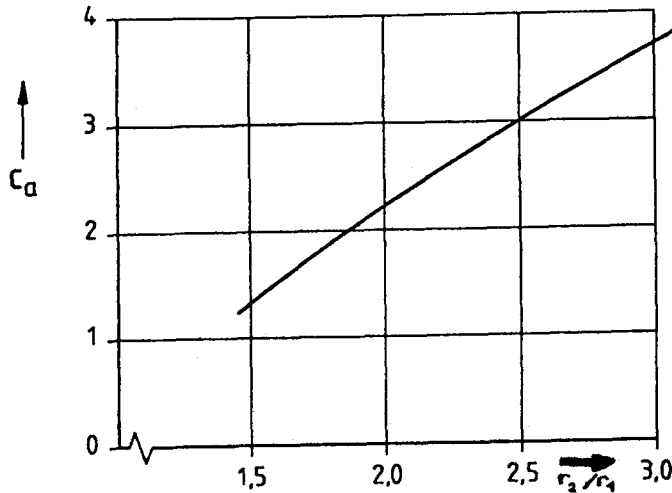
Buna göre: $Y = C_a \cdot \frac{1}{t} \cdot U \cdot \frac{W_w}{2} \cdot \eta_h \quad \dots (33)$

Bu denklemler silindirik yüzeylerde aksenel bir akım makinasının akımında geçerlidir. Artan aralık genişliği ile kanatın yükselme katsayısı küçülüyorsa, pompanın özgül kademesi de küçülür. Tersine aralık genişliği S 'nin küçülmesi ile Y ve C_a artmaktadır.

Şimdi aralık genişliğinin değişimine karşılık radyal pompaların farklı hassasiyetteki kademe işi arasında bu pompalarının kanatlarının farklı bir kuvvetle aerodinamik yüke maruz kalmalarından dolayı, sıkı bir ilişkinin olduğunu kabul edebiliriz. Buna göre yavaş hareket eden pompaların kanatları hızlı hareket eden pompalara göre daha fazla yüklendiğini söyleyebiliriz. Radyal pompalarda gerçekten bu durumun söz konusu olduğunun bir tahmin sonucu ispatlanabilirliği / 25 /'de verilmektedir.

Kanat yüklenmesine ölçü olarak arda yükselme katsayısı C_a geçerlidir. $C_a(nq)$ ilişkisi yerine daha kolay hesaplanması için $C_a = f(r_2/r_1)$ ilişkisi türetilmiştir. r_2/r_1 yarıçap ilişkisi ayrıca hızlı dönen radyal akım makineleri için ölçü olarak uygundur.

Bu ilişkinin türetilmesinin başlangıç noktasına / 25 /'de belirtilen (32) nolu denklem oluşturmaktadır. Bu yükselme katsayısı ile çark geometrisi arasında bir ilişki oluşturmaktadır. Fakat doğru bir kafes akımı için geçerlidir. Böyle bir akım yaklaşık olarak silindirik göbekli ve gövde cidarlı aksenel bir akım makinasında söz konusudur. Radyal akım makinasının döner kanatları bir çember kafesi oluşturmaktadırlar. Denklem (32)'yi uygulayabilmek için bu çember kafesi ilk önce eşit değerli bir düzgün kafese sevkedilmelidir. Bu uygun bir benzeşim ile gerçekleştirilebilir. Betz'in /24s.245/de verdiği gibi aynı olay düşünülebilir. /25/'de ayrı ayrı açıklanan şartlar ve basitleştirilmiş kabuller sonucu, yükselme katsayısı C_a her bir kanadın ve yarıçap ilişkisi r_2/r_1 arasında bir ilişki elde edilir. Bu ilişki şekil (7.2)'de gösterilmiştir.



Şekil (7.2): Bir kanadın yükselme katsayısı C_a ve r_2/r_1 radyal santrifüj pompalar için arasında kurulan ilişki

Radyal santrifüj pompalarda her bir kanadın yükselme katsayısı yarıçap ilişkisi ile kuvvetli olarak artmaktadır. Yarıçap ilişkisi artan özgül devir sayısı ile küçüldüğünden her bir kanadın yükselme katsayısı artan özgül devir sayısı ile azalmaktadır.

Aralık genişliğinin değişimine karşılık farklı özgül devir sayılarına sahip pompaların farklı hassasiyeti farklı aralık genişliklerinde akış kanalında bulunan bir kanadın davranışına karşılık gelmektedir. Kanatların mevcut alan bir aralığa olan hassasiyeti yüklemenin azalması ile artmaktadır.

Bu tahminin doğruluğunu gösteren başka kanıtlar Schmiedl /16/ ve Scheer /12/ ölçümleri göstermektedir. Her iki yazar aynı kanat geometrisine sahip farklı kanat sayılarındaki dönel çarkları incelemişlerdir.

Her iki durumda da küçük kanat sayılı pompanın özgül kademe işi büyük kanat sayılı pompaninkinden daha düşüktür. Özgül kademe işi geniş ölçüde kanat sayısına ilişkin ölçülendirmeye dayanmamaktadır. Demek ki kanat sayısı küçük olanlar daha fazla yükü karşılamaktadır. Küçük kanat sayılı dönel çark için ölçümlerin değerlendirilmesi sonucu daha çok kanatlılar daha az yüklenmekte dönel çarklara göre belirgin düşük etki faktörleri oluşturmaktadır.

Ayrıca farklı aralık genişliklerinde artan hacimsel debilerde karakteristik çizgilerin birbirinden ayrılmaları (bak Kısım 5.2) azalan kanat yükleri ile aralık etkisinin (yani artan hacimsel debi) büyüdüğünü göstermektedir.

8. Deneysel Belirlenmiş Olan Etki Faktörlerinin Uygulaması

8.1- Dönel Çarkın Geometrik Ölçülerinin Belirlenmesi:

β etki faktörü verilen bir aralık genişliğinde bir pompanın özgül kademe işinin aynı kanat sayısında $S=0$ aralık genişliğinde bir pompaya göre farkını göstermektedir. Bu $S=0$ 'da ki pompanın özgül kademe işi biliniyorsa β yardımı ile bir $\Delta Y = Y^* - Y(s)$ farkı hesaplanabilir.

$$\Delta Y = \beta \cdot Aral \cdot Y^* \quad \dots \quad (34)$$

Bu fark dönel çarkın geometrik ölçülerini belirlerken büyü- tülmiş bir çark çapı D_2 veya büyü- tülmiş bir kanat açısı β_2 ile dikkate alınmalıdır. Esasen hayali pompanın ($S=0$) verileri bilinmemektedir. Bu veriler mevcut olan ölçüler vasıtasıyla benzer pompalara göre tahmin edilmelidir.

Hayali pompanın S=0'daki özgül kademe işinin bilinmesi gerekli değildir. Mevcut bir pompada S aralık genişliği değiştirilmesi gerektiği zaman ve bu değişimin tesisinin tahmin edilmesi için aralık genişliğinin değiştirilmesinin amacı verimin iyileştirilmesi olacaktır veya imalatın basitleştirilmesi (yani aralık genişletilmesi) olabilir. Her iki durumda da özgül kademe işinde meydana gelebilecek değişim bizi ilgilendirmektedir.

Pompanın karakteristik büyüklüklerini aralık değişimi olmadan öncekini "0" ile aralık değişiminden sonrakini de "1" ile gösterirsek aşağıda belirtilen durum söz konusudur. Aralık değişiminden önce

$$\beta_0 = \frac{Y^* - Y_0}{Y^* \cdot \text{Aral}_{1,0}}$$

Aralık değişiminden sonra,

$$\beta_1 = \frac{Y^* - Y_1}{Y^* \cdot \text{Aral}_{1,1}}$$

Buradan;

$$\frac{Y_1 - Y_0}{Y_0} = \frac{\beta_0 \cdot \text{Aral}_{1,0} - \beta_1 \cdot \text{Aral}_{1,1}}{1 - \beta_0 \cdot \text{Aral}_{1,0}} \quad \dots \quad (35)$$

8.2 Beklenen Verimin Önceden Hesaplanması:

Gama etki faktörü verilen bir aralık genişliğinde bir pompanın veriminin hayali bir mukayese pompası olan S=0 aralıklı pompadan ne kadar değiştiğini ayırt eder. Benzer şekilde β etki faktöründe olduğu gibi γ etki faktöründen ve mukayese pompasının S=0 veriminden bir verim düşüş miktarı $\Delta\eta = \eta^* - \eta(s)$ hesaplanabilir. Hayali mukayese pompasının verimi tahmin edilmelidir.

$$\Delta\eta = \gamma \cdot \text{Aral} \cdot \eta^* \quad \dots \quad (36)$$

Mevcut olan bir pompa üzerinde aralık genişliğinin değişimi sonucu oluşabilecek verim üzerine etkisini tahmin edebilmek için ise η^* veriminin tahmin edilmesi gerekmez. Bu durumda Kısım 8.1'de ki verim değişimini belirtilen denkleme göre benzesim hesabı elde edilir. Daha önceden olduğu gibi "0" indisi tekrar başlangıç halindeki durumu ifade ederse ve "1" indisi de aralık değişiminden sonraki oranı belirtiyorsa o zaman aşağıdaki ifadeleri yazabiliriz.

$$\frac{\eta_1 - \eta_0}{\eta_0} = \frac{\gamma_0 \cdot \text{Aral}_{1,0} - \gamma_1 \cdot \text{Aral}_{1,1}}{1 - \gamma_0 \cdot \text{Aral}_{1,0}} \quad \dots \quad (37)$$

Özgül devir sayısı her iki aralık genişlikleri için de yaklaşık olarak eşit alınabilir.

9. DENEYİN YAPILIŞI

Deney pompası tahrik edilmek amacıyla kullanılan 350 Watt'lık 1450 d/dak. ile dönen alternatif akımlı üç fazlı elektrik motorunun devri bir frekansmetre yardımı ile 750 d/dak. ile 3500 d/dak. arasında değiştirilmektedir. Değiştirme işleminde frekans 119 1/s.'den başlayarak (119, 115, 110, 105,....1/s.) düşürülerek her frekansa tekabül eden devir elektronik takometre ile ölçülüp kademelendirilmiştir.

Motor istenilen devirde dönerken tahrik edilen açık kanatlı pompa ile gövde arası aralık ilk olarak 0.5 mm.'de denendi. Her bir devir sayısı için devredeki vanadan debi sıfır değerinden başlayarak (0, 2, 4, 6,.... 1/dak.) kademeli olarak debi arttırılmıştır. Debideki artış mobil ölçme cihazı kullanılarak kontrol edilmiştir. Mobil ölçme cihazından bu debi kontrolü yapılırken elektrik motoruna gerekli bağlantıları yapılmış olan bir Wattmetre'den mil gücü okunmuştur.

Deney pompasının emme borusu ile basma borusu arasına bağlanmış olan civalı diferansiyel manometre yardımıyla emme ile basma kademeleri arasındaki basınç farkı okunmuştur.

Ayrıca, deneyin esas amacı olan aralık ölçme ise daha önce 4.3 kısmında anlatıldığı gibi yapılmış olup çark ön yüzü ile karşı levha arasındaki aralık 0.5 mm., 1.0 mm., 1.5 mm., 2.0 mm.kademelerine getirilip her aralık için değişik devirlerde ölçümler yapılmış ve elde edilen değerler örnek olması amacıyla Tablo 1'de verilmiştir. Diğer ölçümlerin sonuçları ise doğrudan bilgisayara girilerek sonuçlar grafik halinde elde edilmiştir. Bu sonuçlar metin kısmının sonuna eklenmiştir.

Pompanın akışkan gücü ,

$$P_{akif} = Q \cdot g \cdot Q \cdot H \quad \dots \quad (38)$$

$$H = \Delta h \cdot \left(\frac{Q_{civa}}{Q_{su}} - 1 \right) \quad \text{ifadesinde}$$

Q, 1/dak. biriminden cihazdan okunarak m³/s. birimine dönüştürülmüştür.

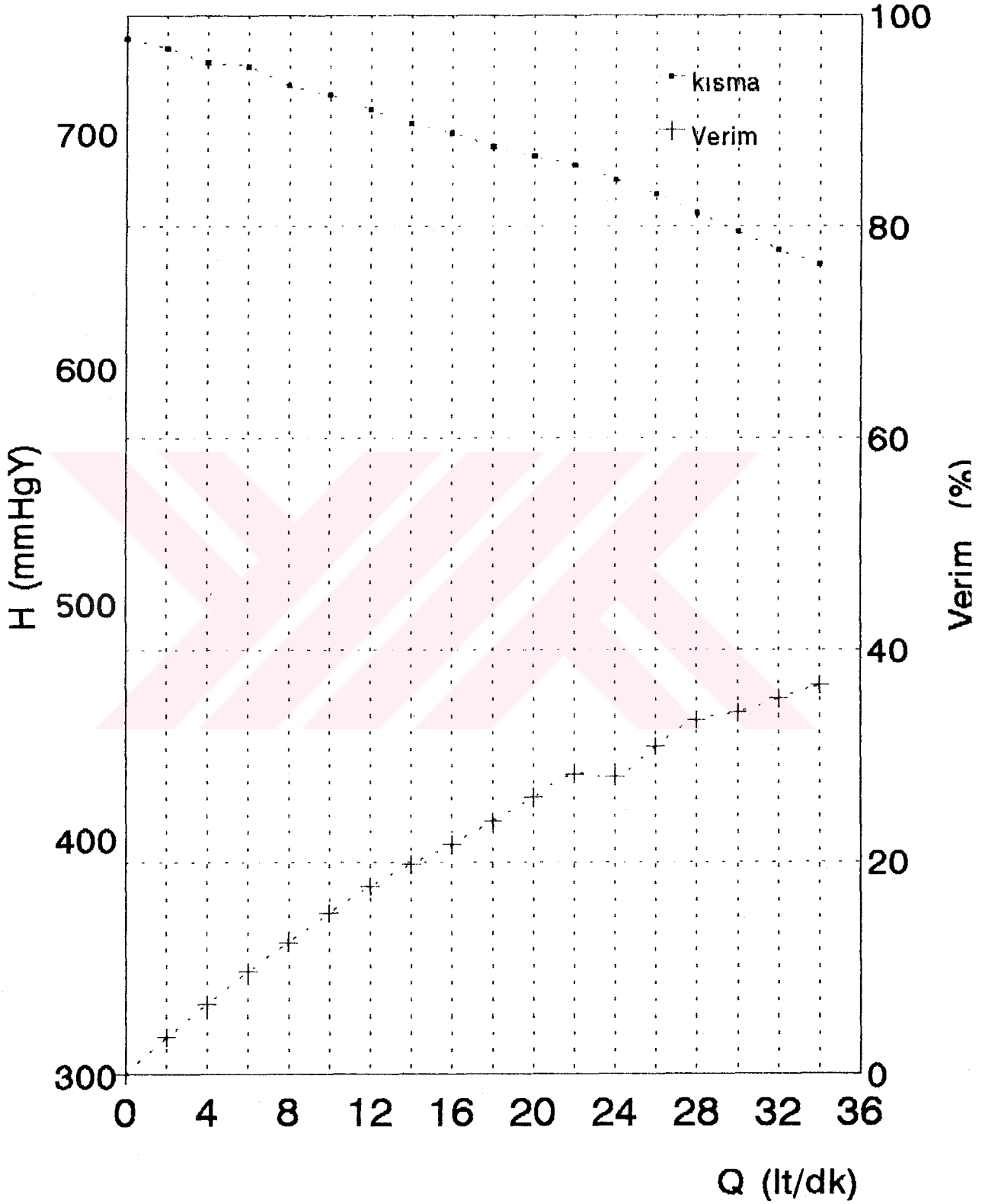
$$\eta = \frac{P_{akif}}{P_{mil}} \quad \dots \quad (39)$$

Denklem (39)'da P_{m1} Wattmetre'den okunan değerden boşta çalışma esnasında her bir frekans değişiminde ayrı ayrı ölçülen gc değerleri çıkarılarak elde edilmiştir.

Ayrıca denemeler sırasında oluşan sıcaklık değişimleri yine mobil lme cihazında bulunan sıcaklık skalasından 15-25 C değerleri arasında tesbit edilmiştir.

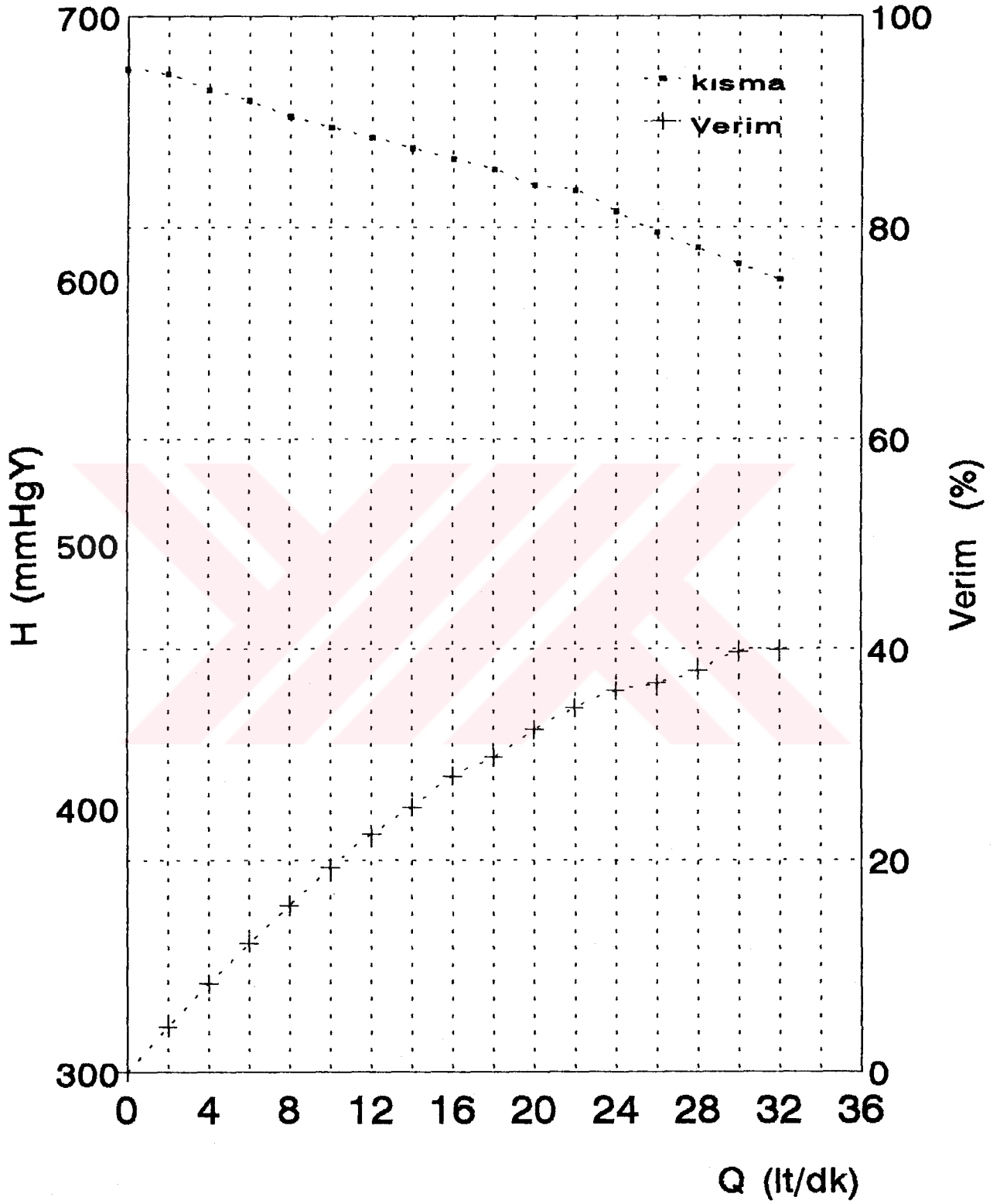


KISMA VE VERİM EĞRİSİ - 1



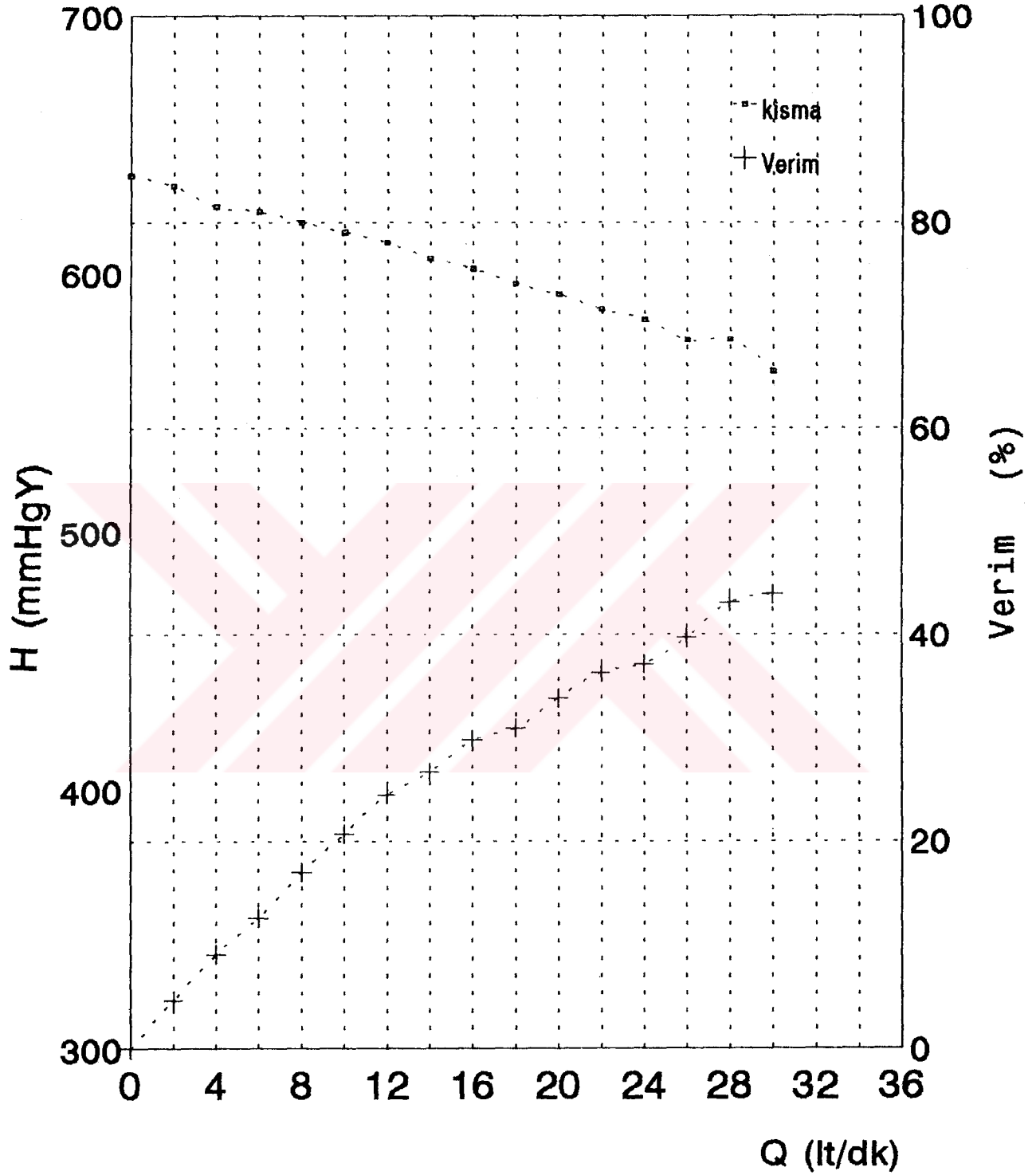
s=0.5 mm n=3350 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -2-



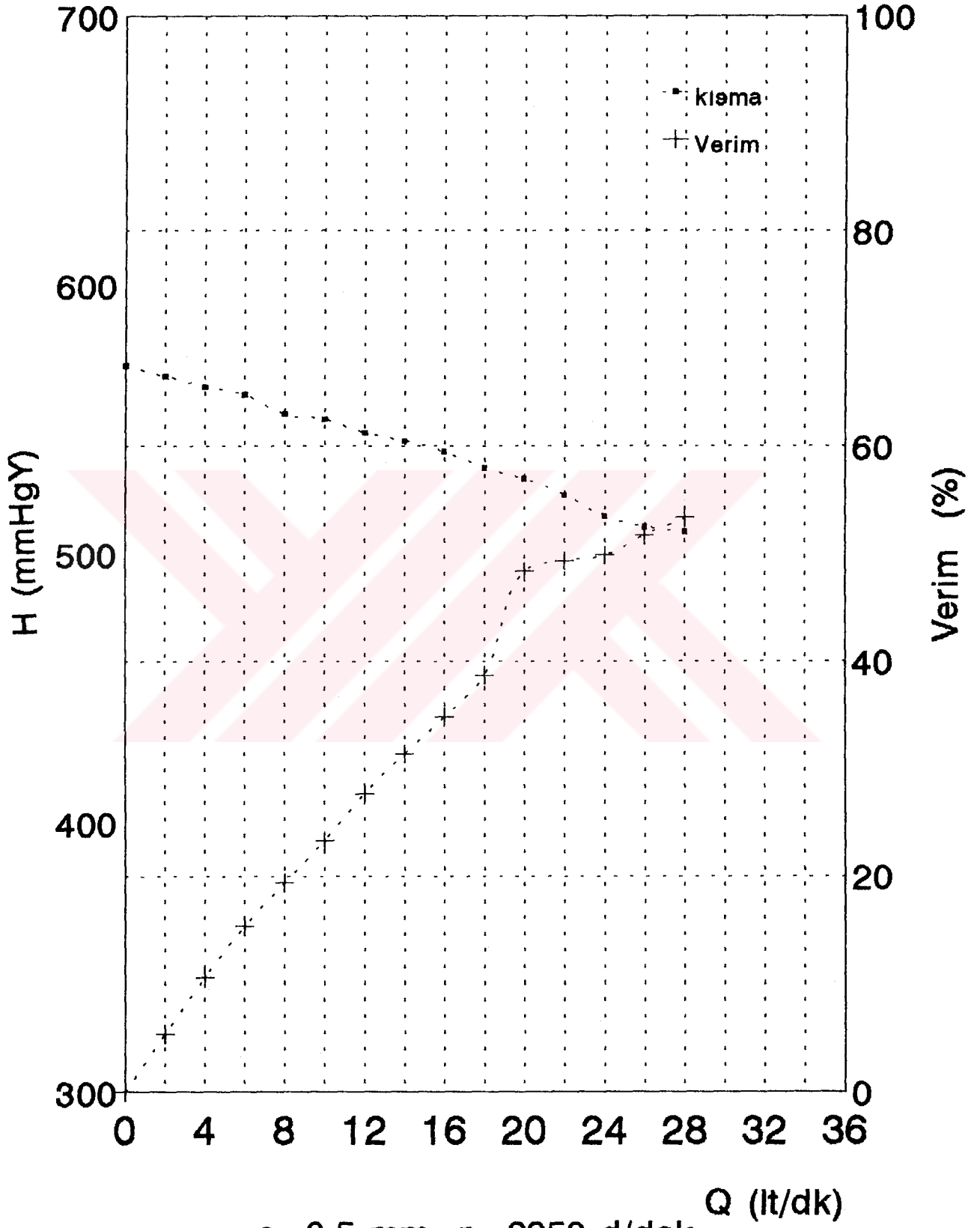
s=0.5 mm n=3200 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -3-



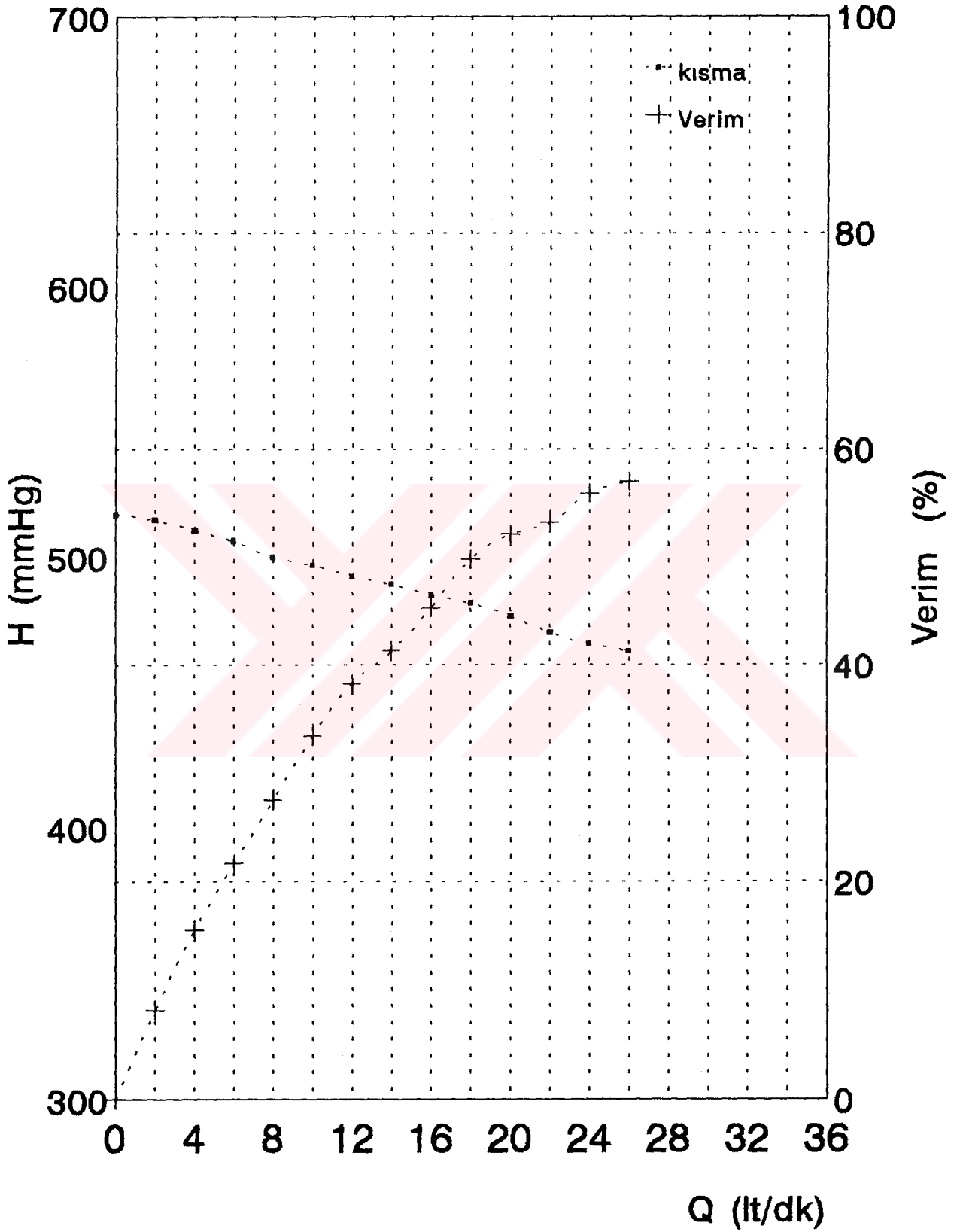
s=0.5 mm. 3100 d/dak.
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ - 4



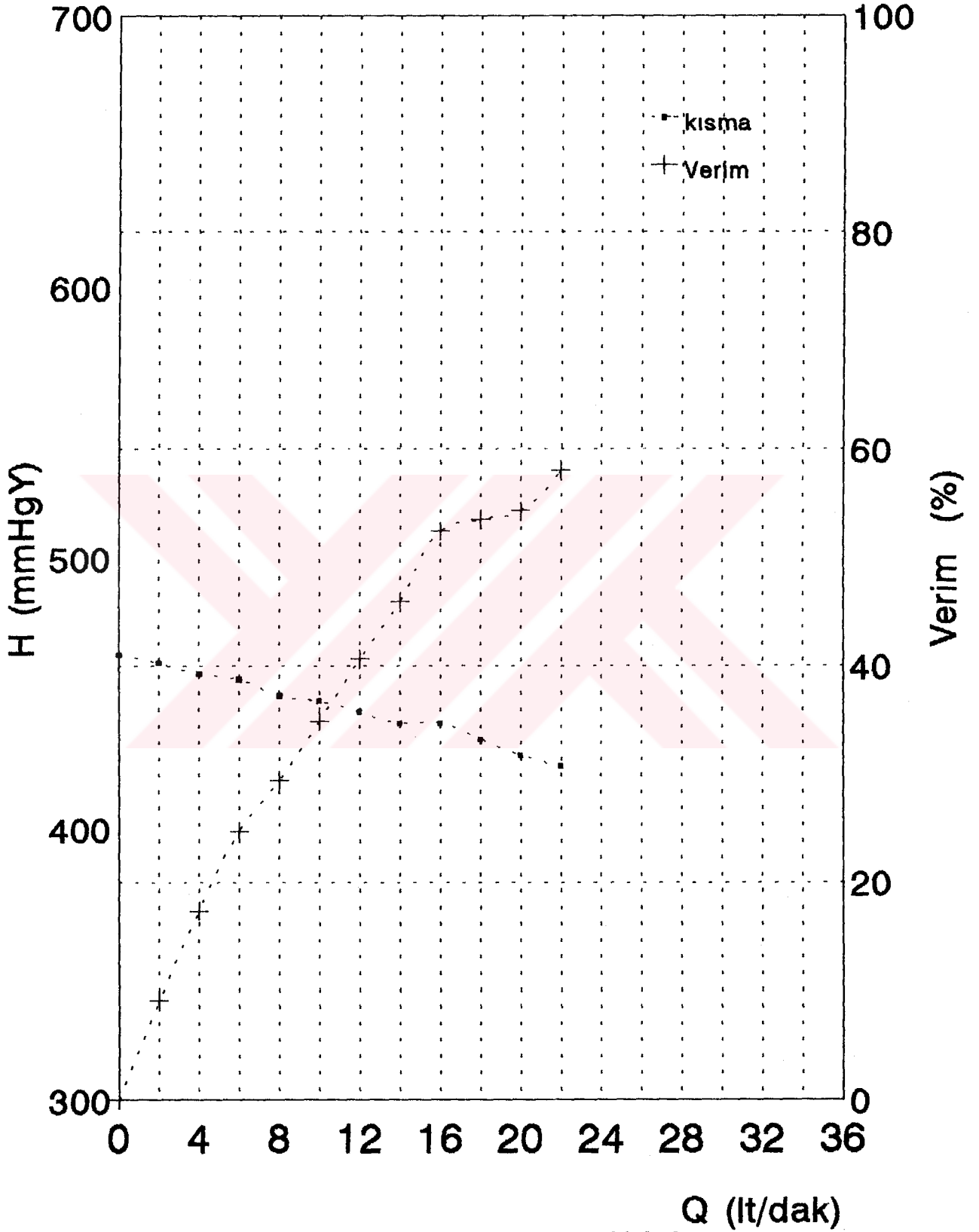
s=0.5 mm n=2950 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -5-



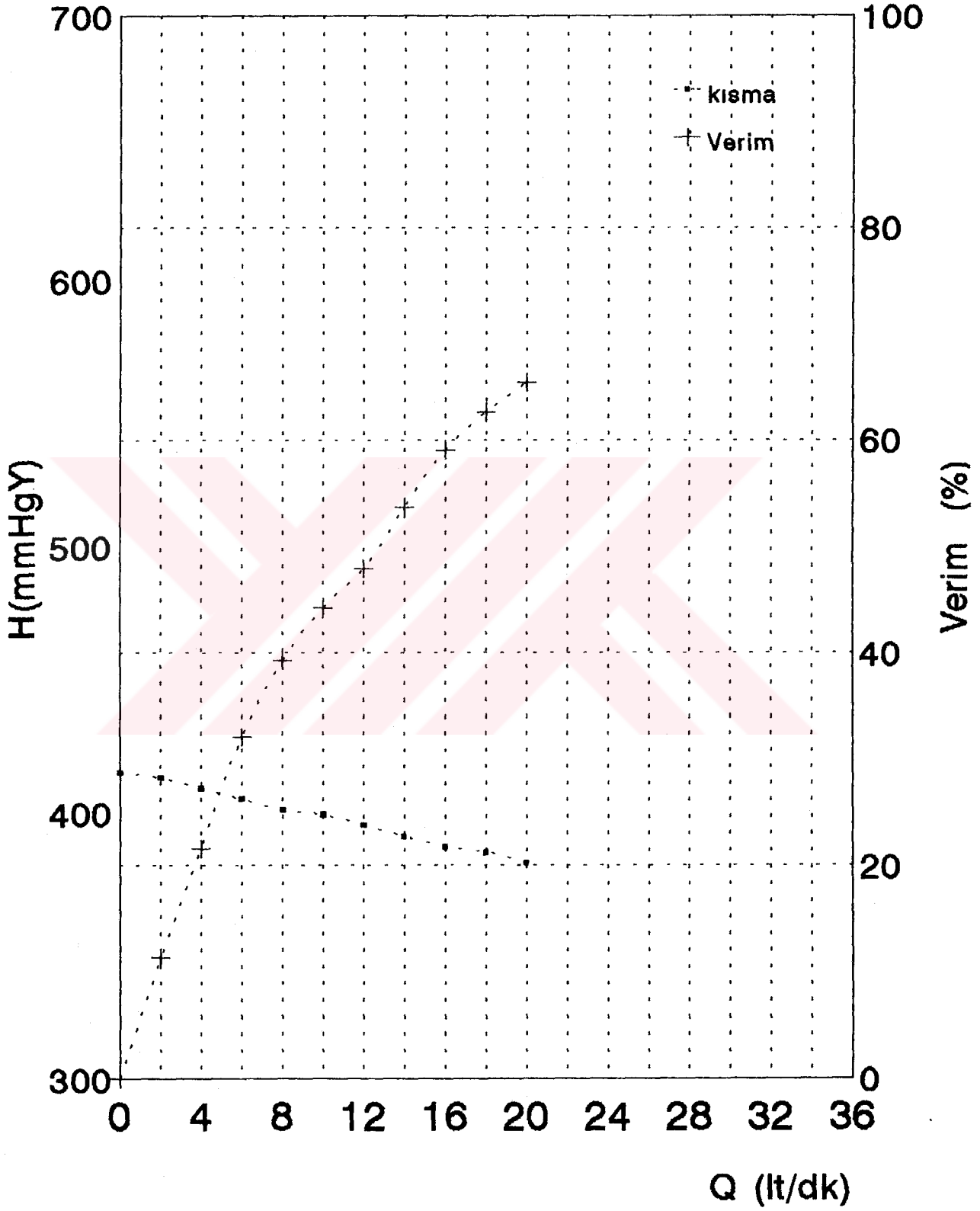
s=0.5 mm n=2800 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -6-



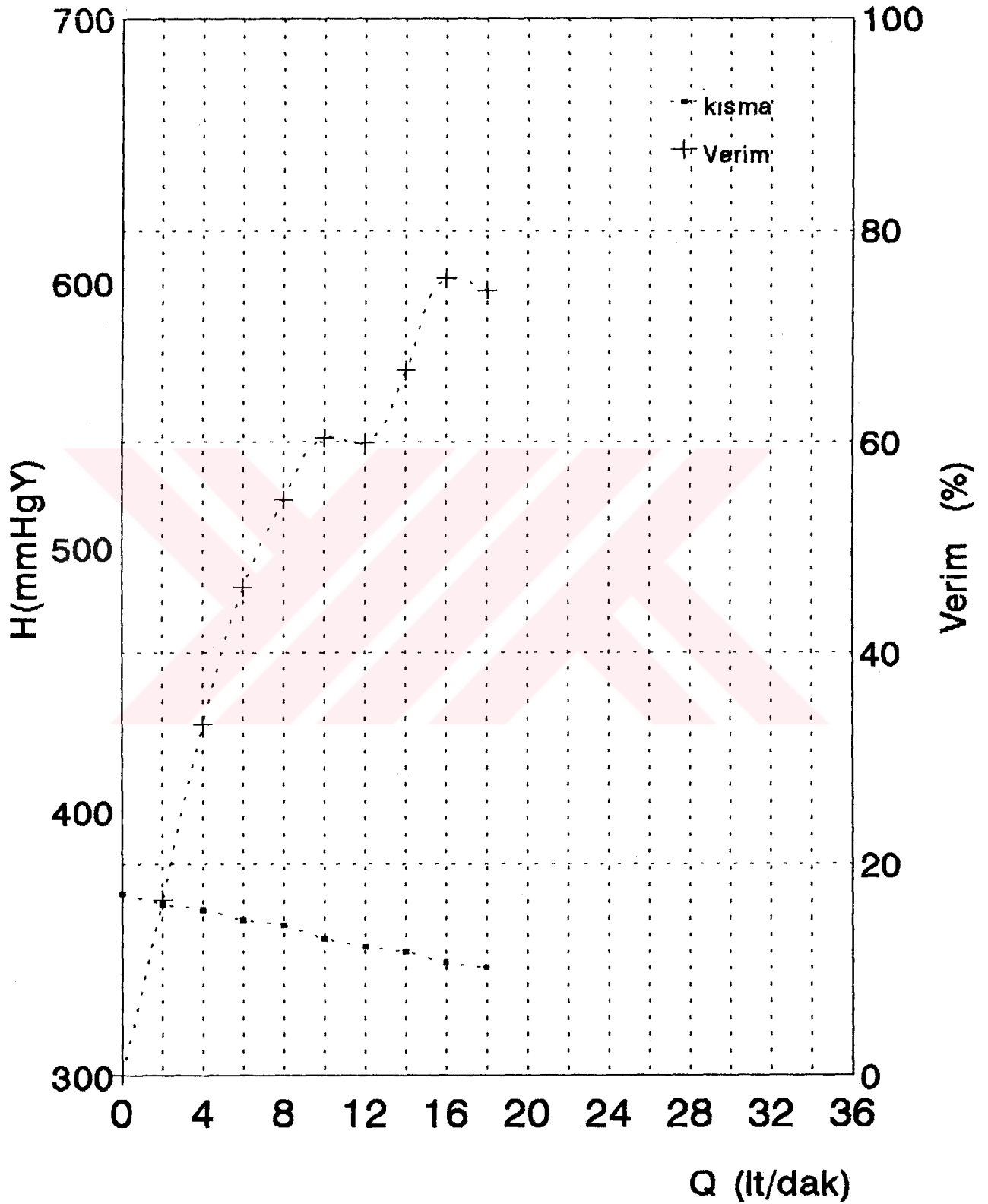
$s=0.5$ mm $n=2660$ d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -7-



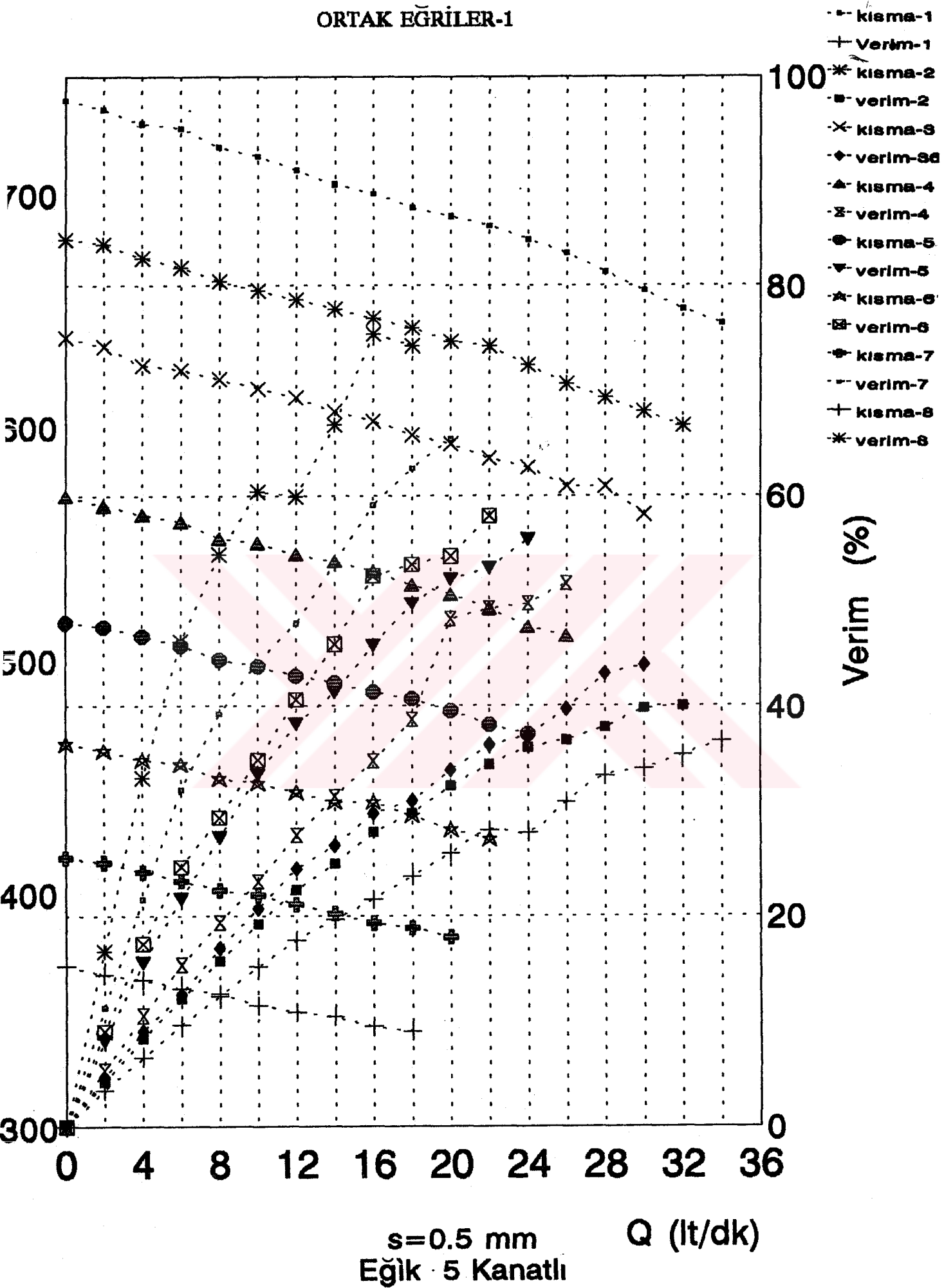
s=0.5 mm n=2520 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -8-



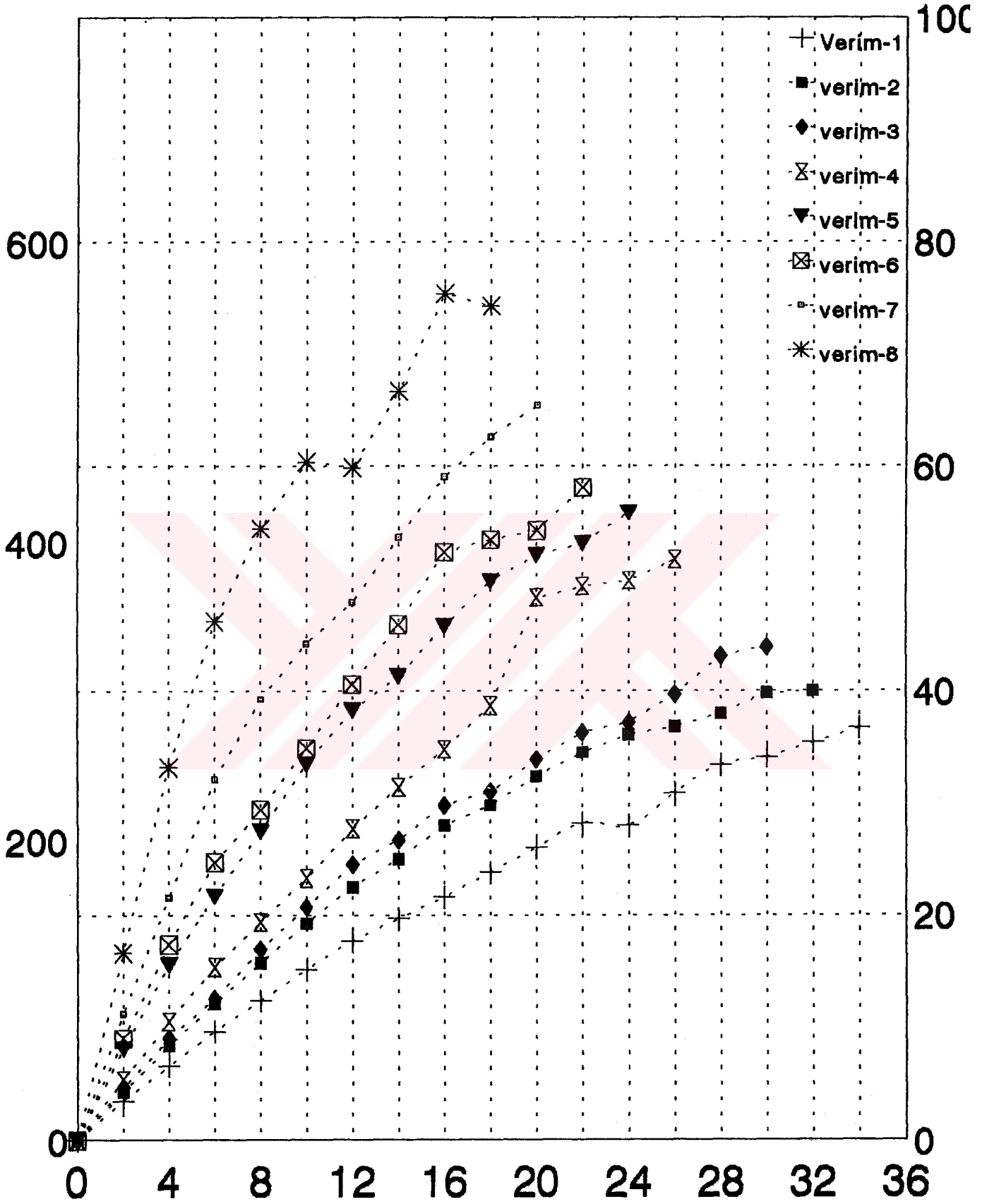
$s=0.5$ mm $n=2375$ d/dak
Eğik 5 Kanatlı

ORTAK EĞRİLER-1



H (mmHgY)

Verim (%)

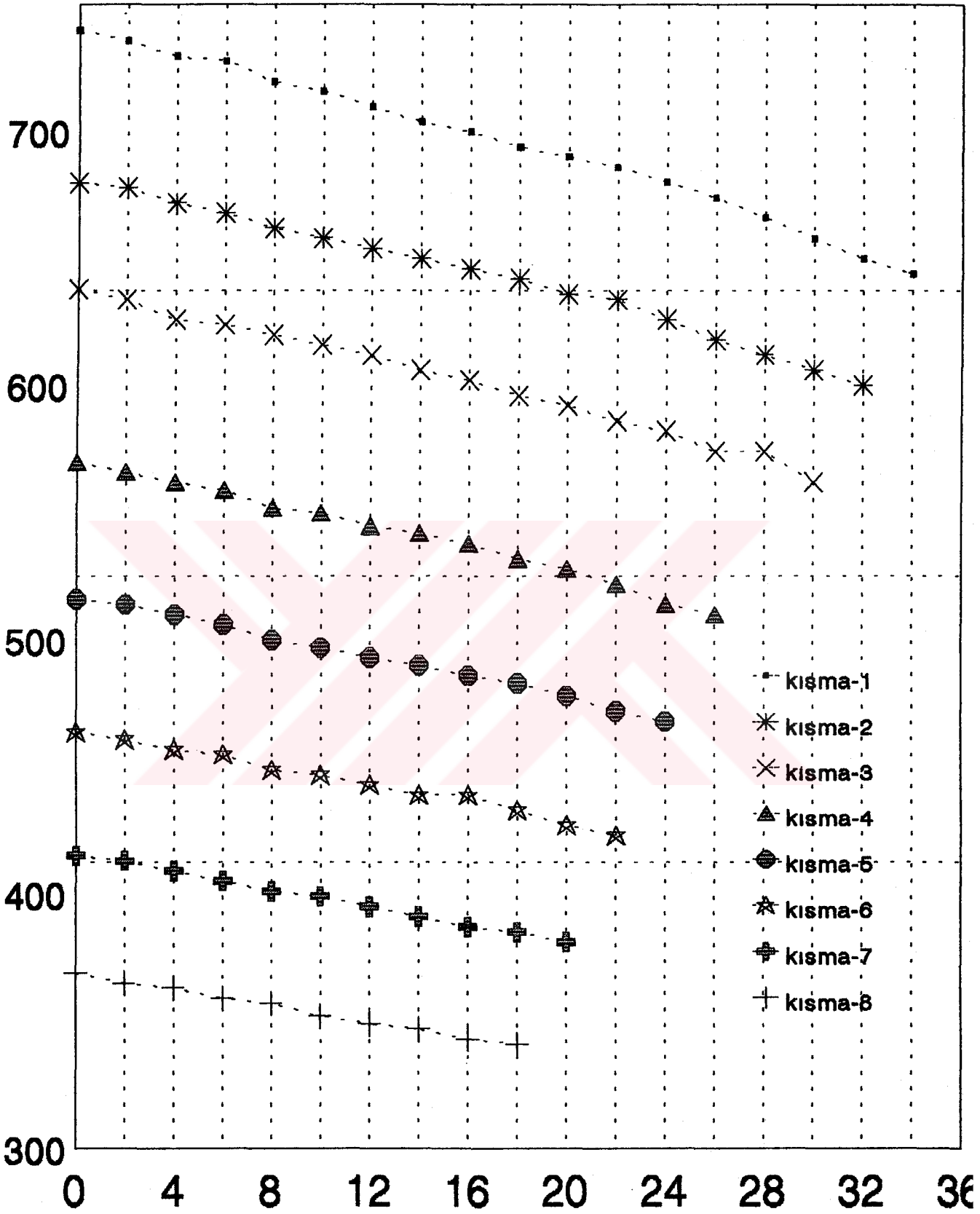


s=0.5 mm
Eğik 5 Kanatlı

Q (lt/dak)

ORTAK EĞRİLER-1.b

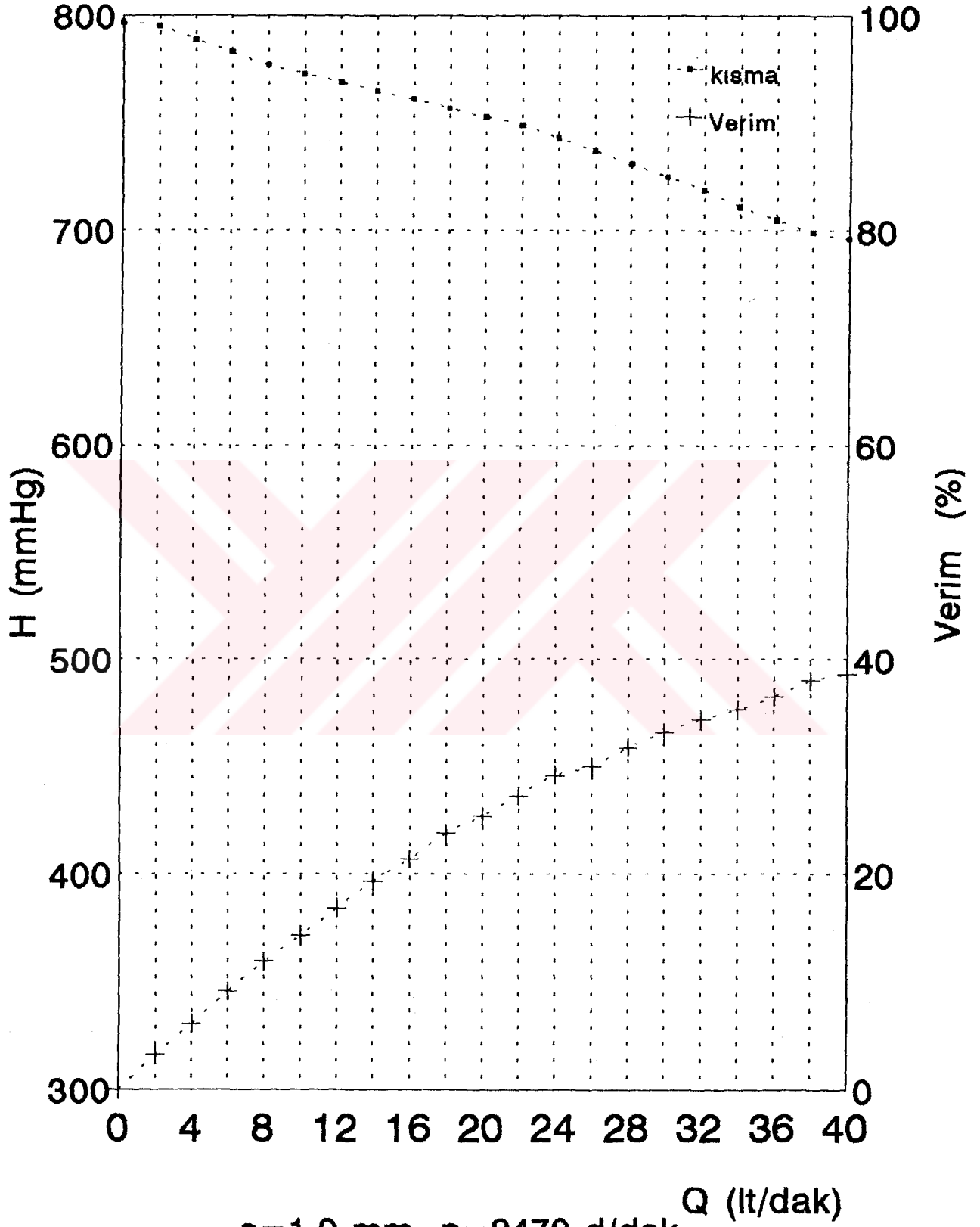
H (mmHgY)



s=0.5 mm
Eğik 5 Kanatlı

Q (lt/dak)

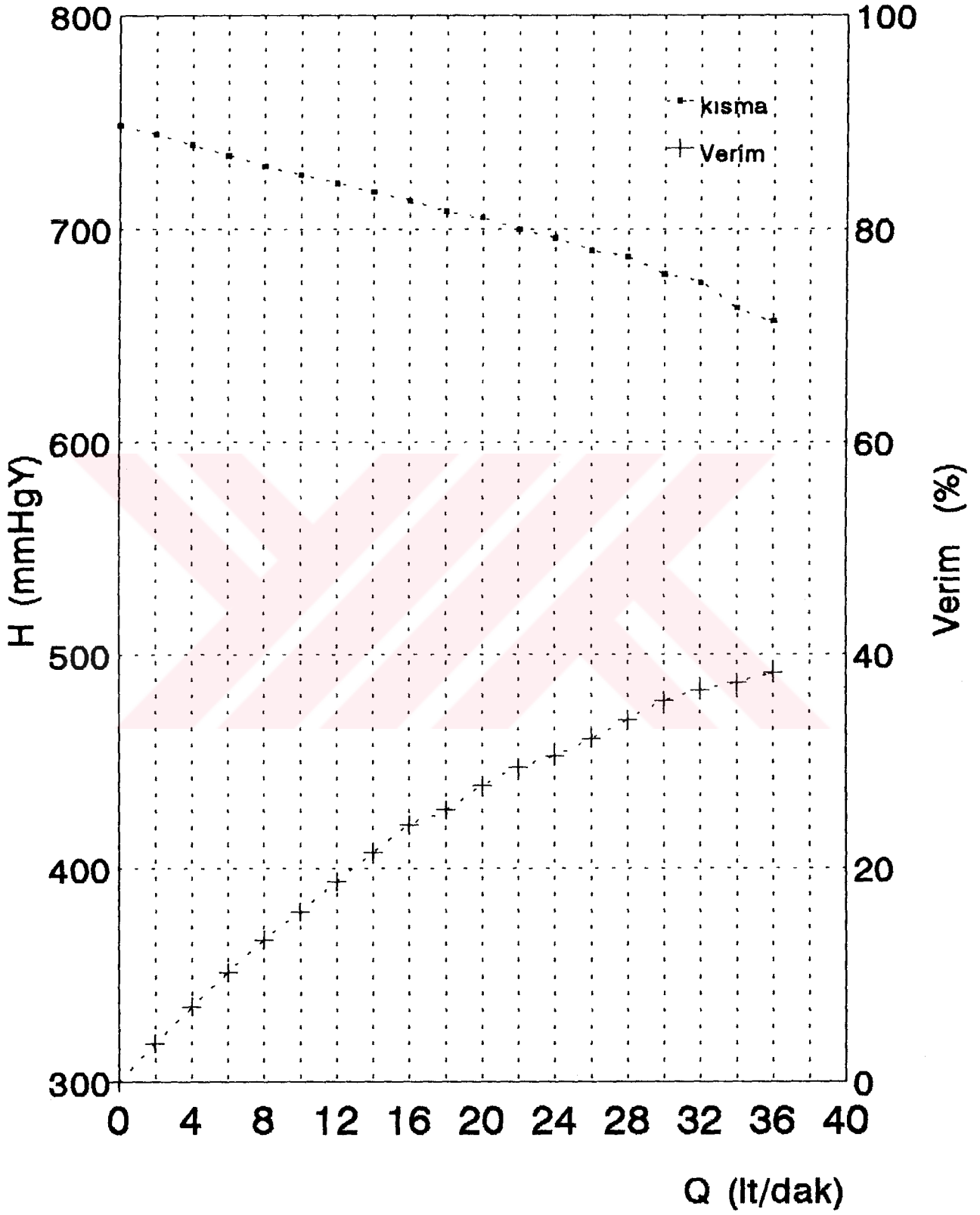
KISMA VE VERİM EĞRİSİ -9-



s=1,0 mm n=3470 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

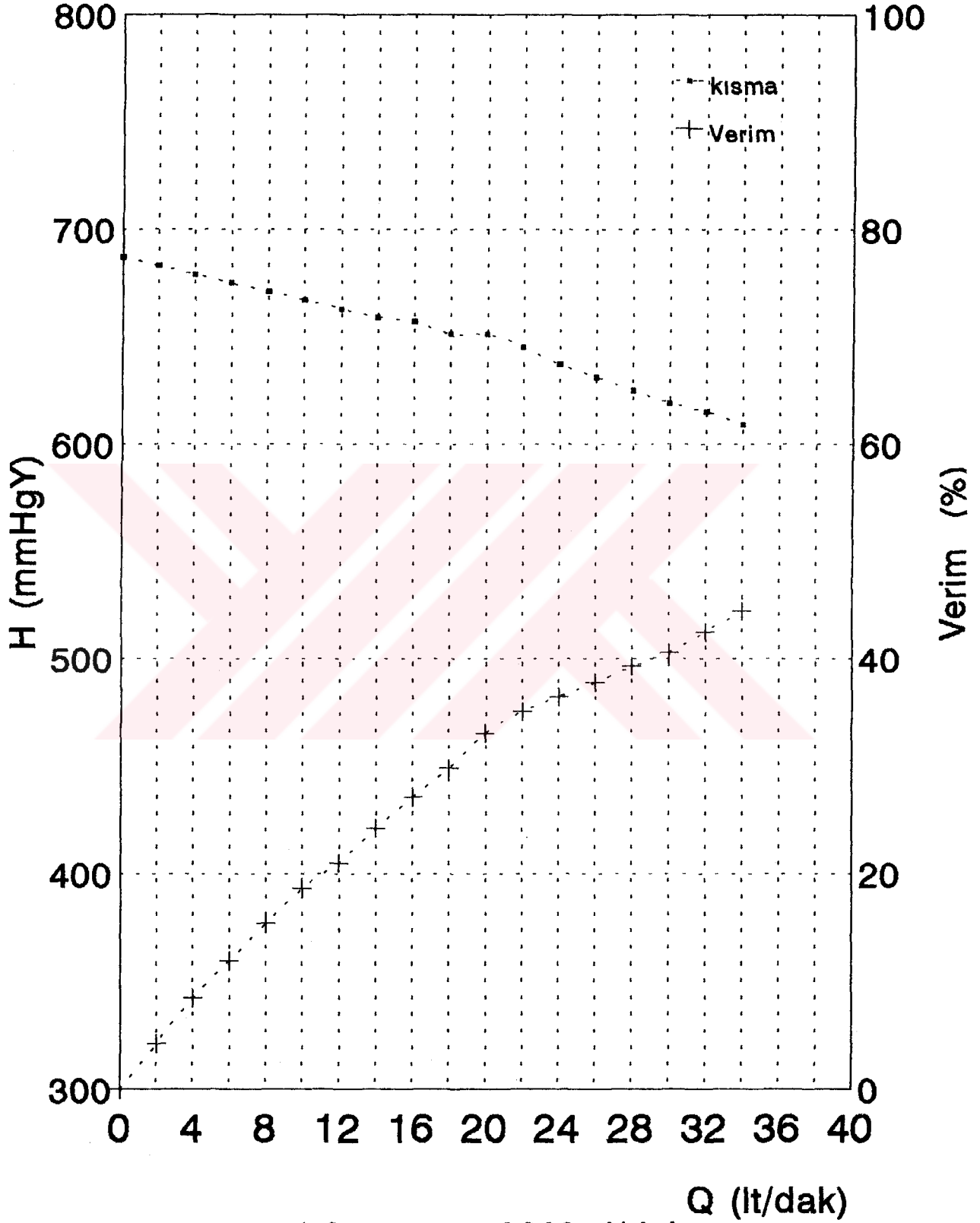
Q (lt/dak)

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -10-



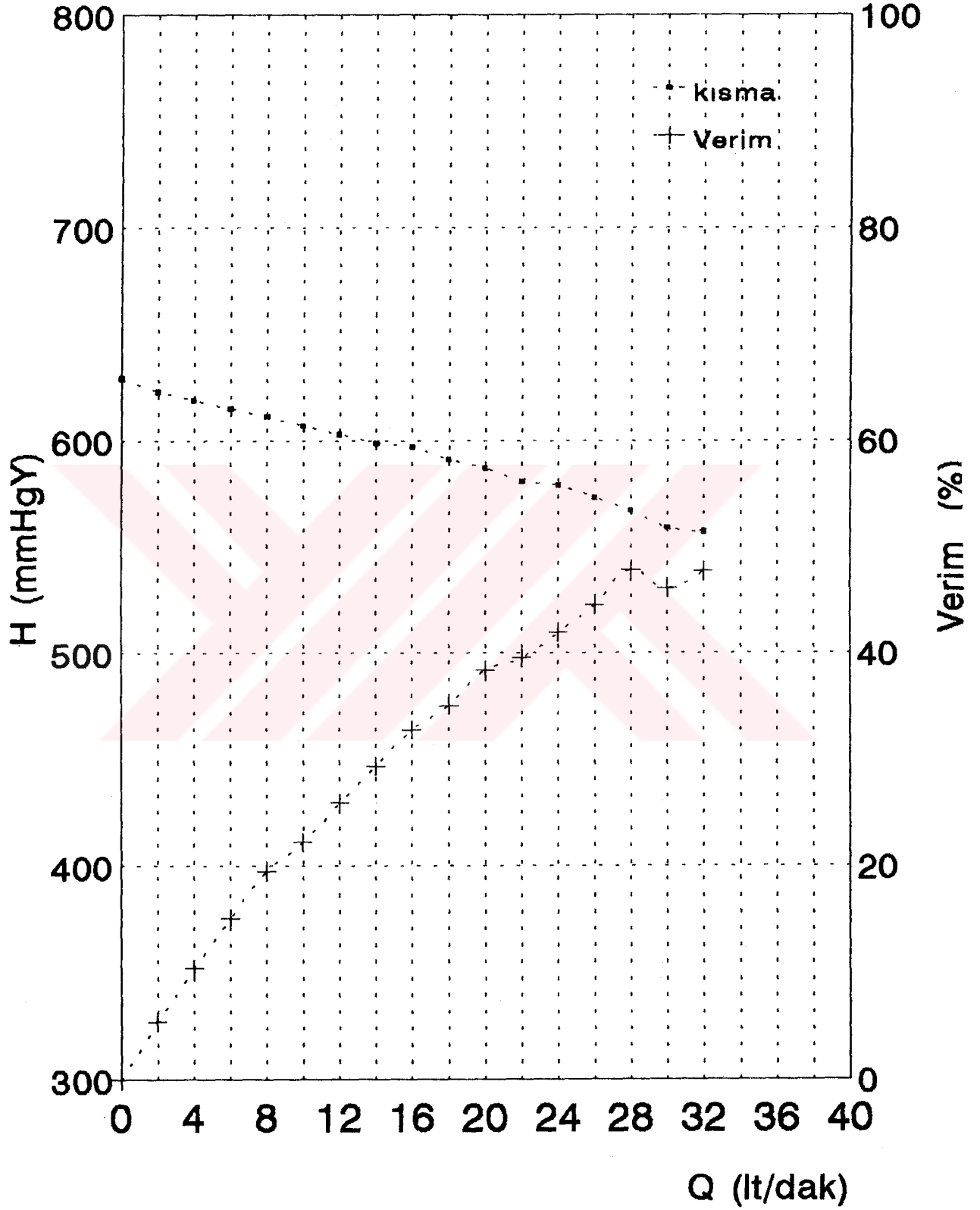
s=1,0 mm n=3350 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -11-



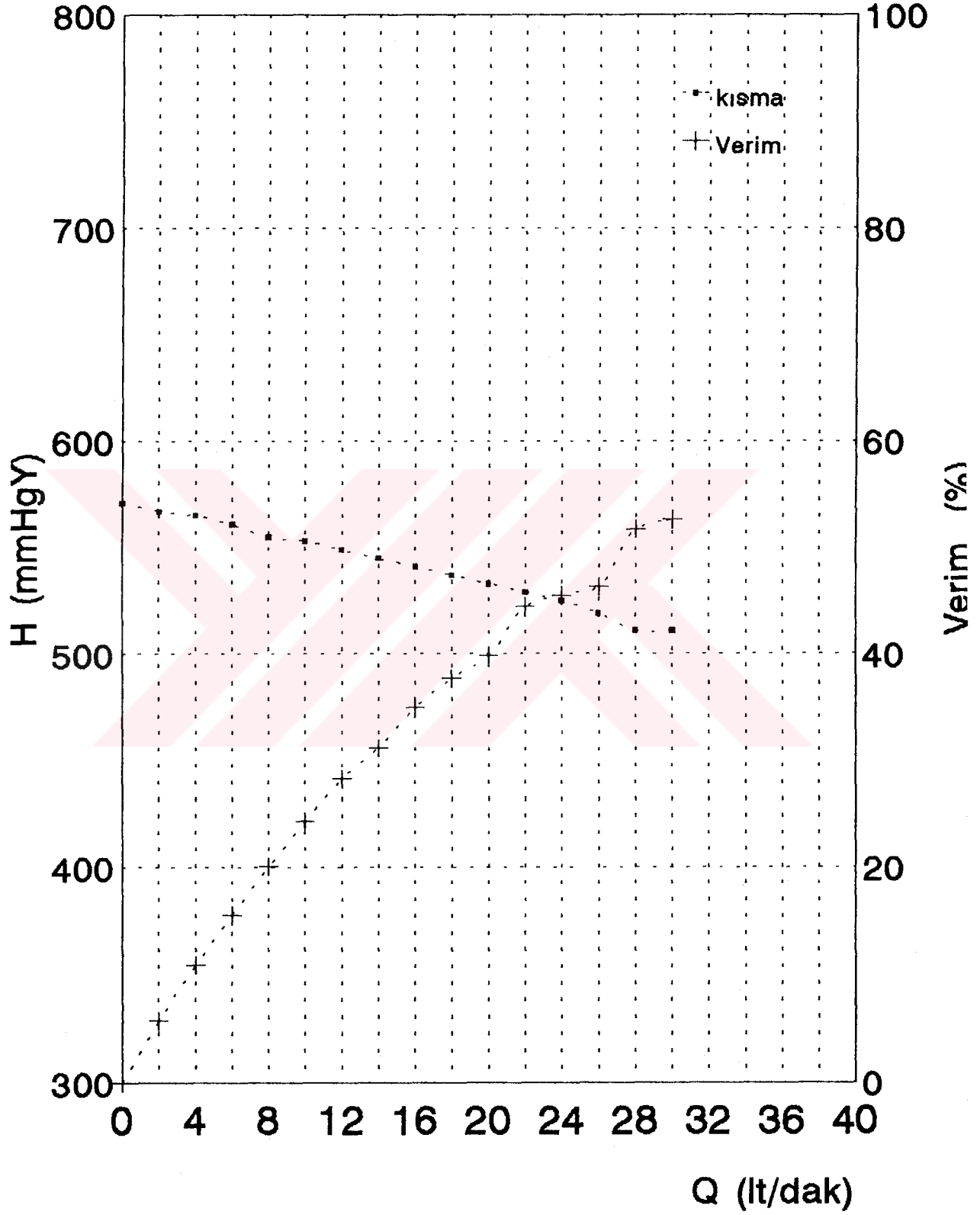
s=1,0 mm n=3220 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -12-



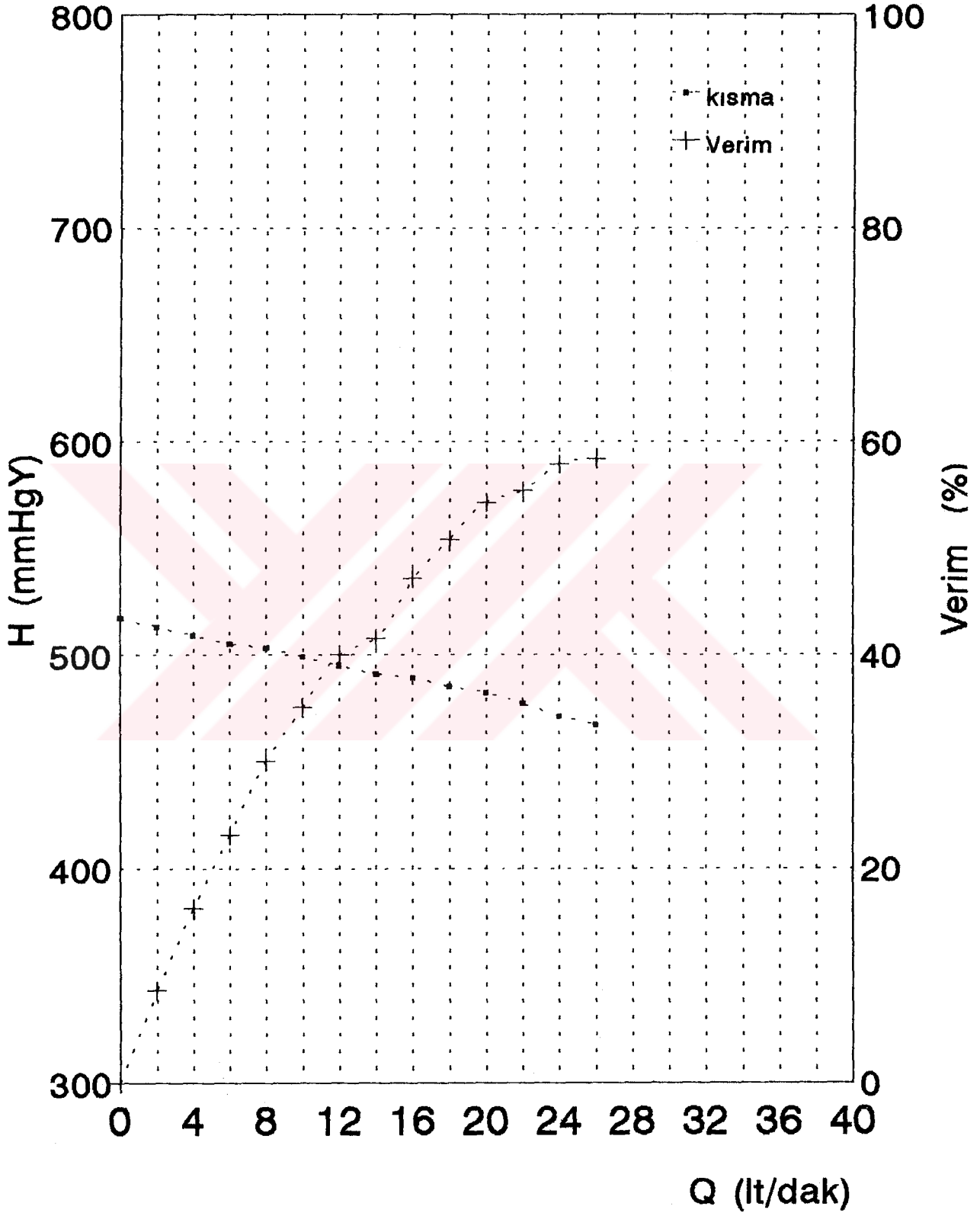
s=1,0 mm n=3085 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -13-



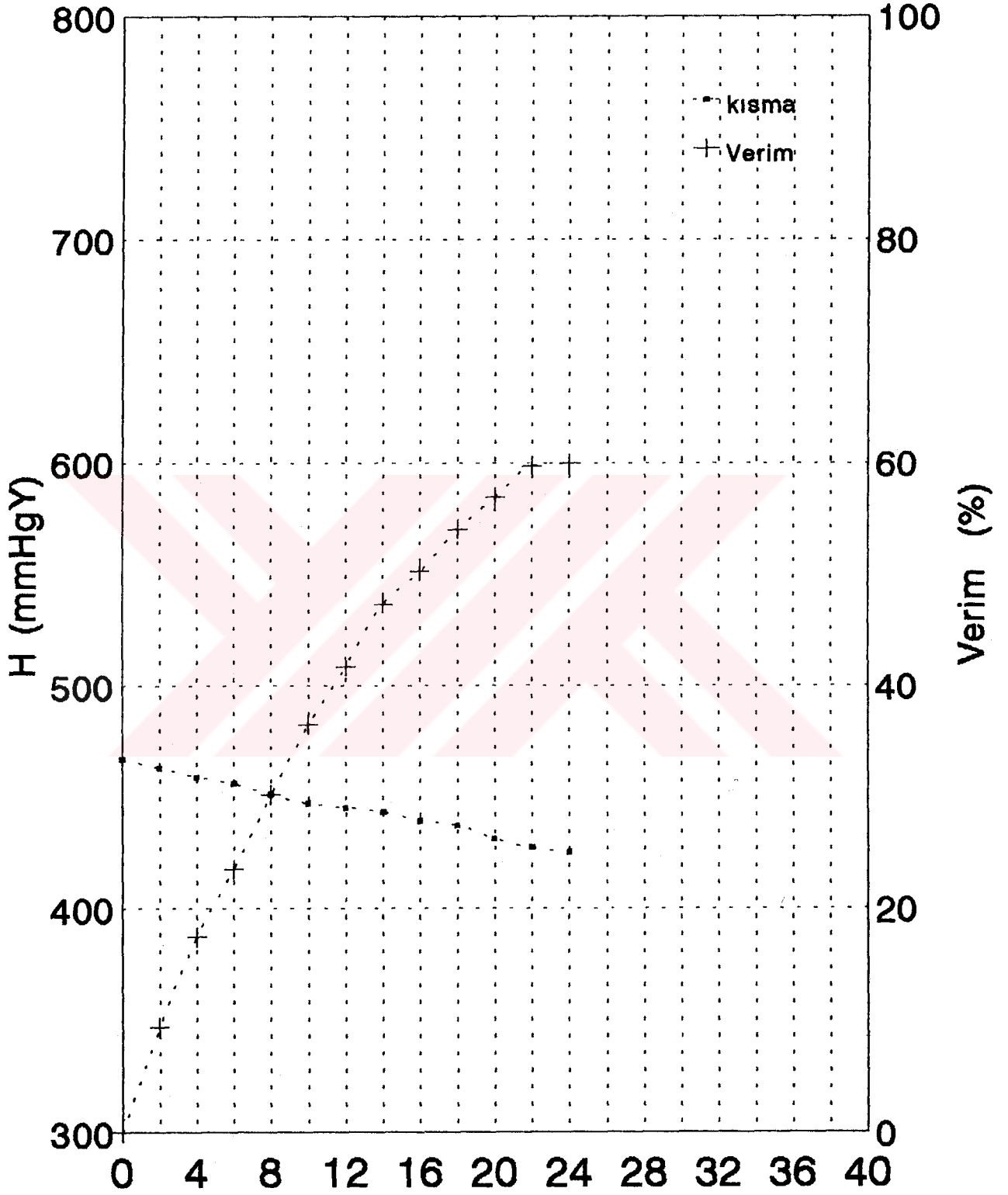
s=1,0 mm n=2950 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -14-



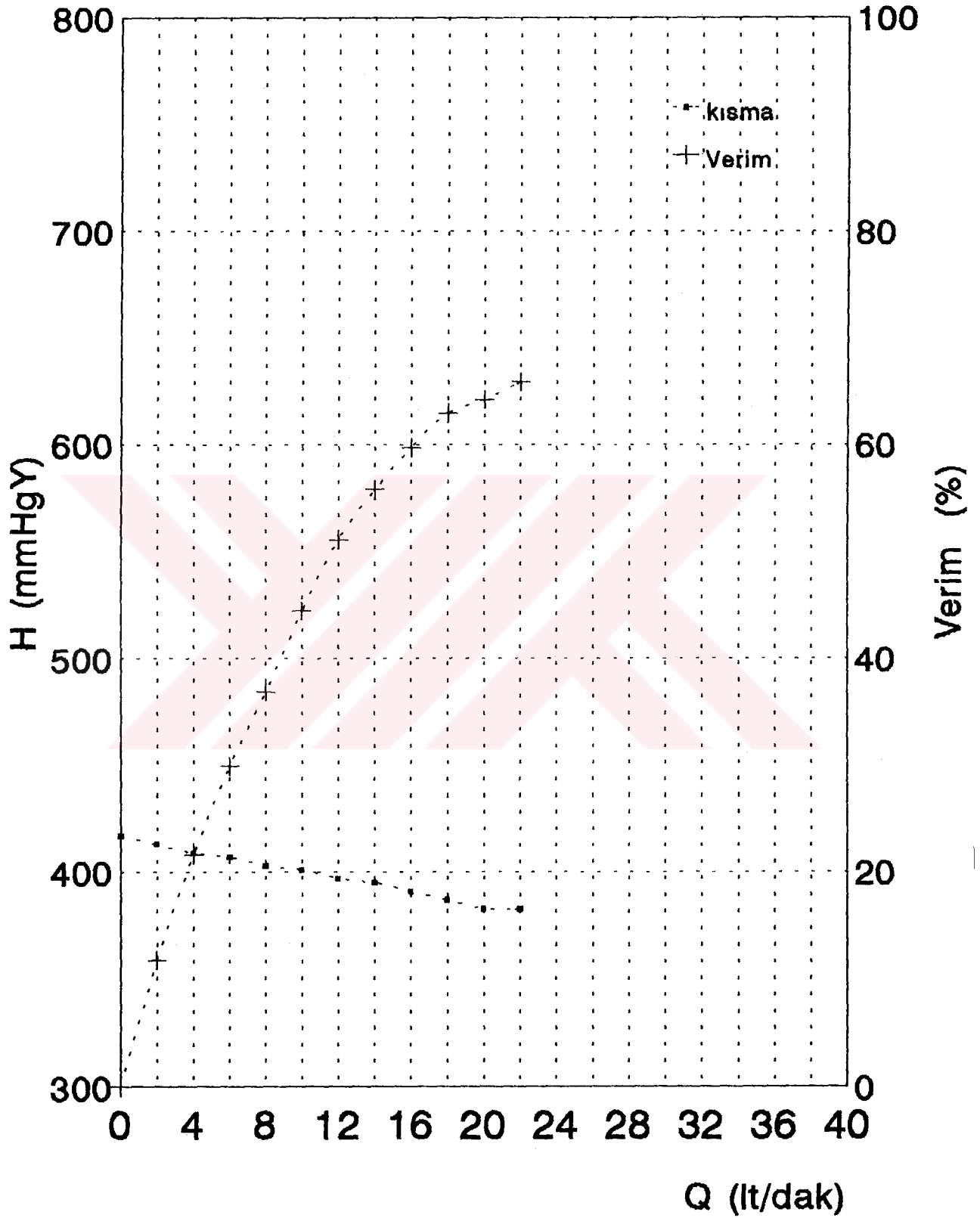
s=1,0 mm n=2805 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -15-



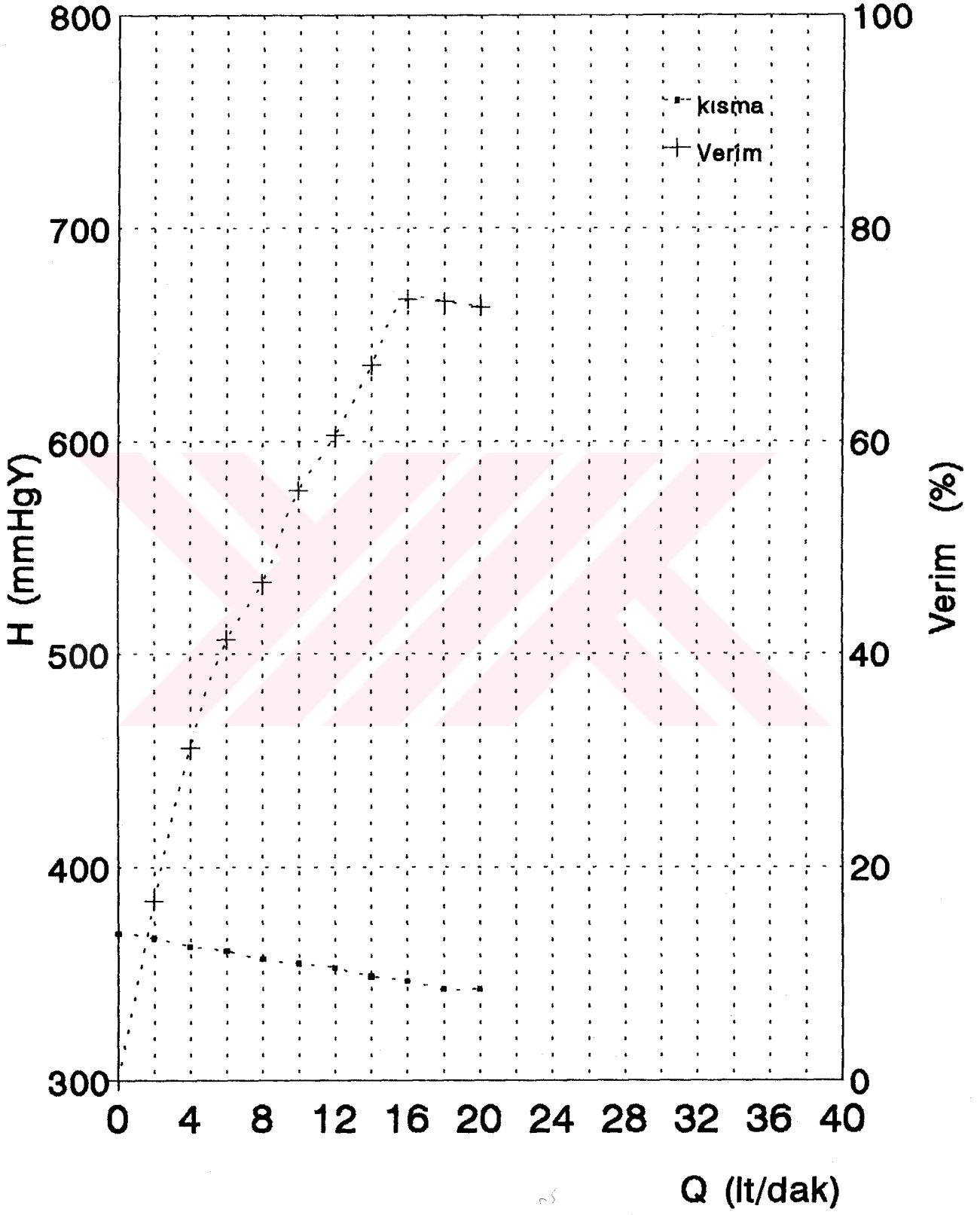
$s=1,0$ mm $n=2660$ d/dak Q (lt/dak)
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -16-



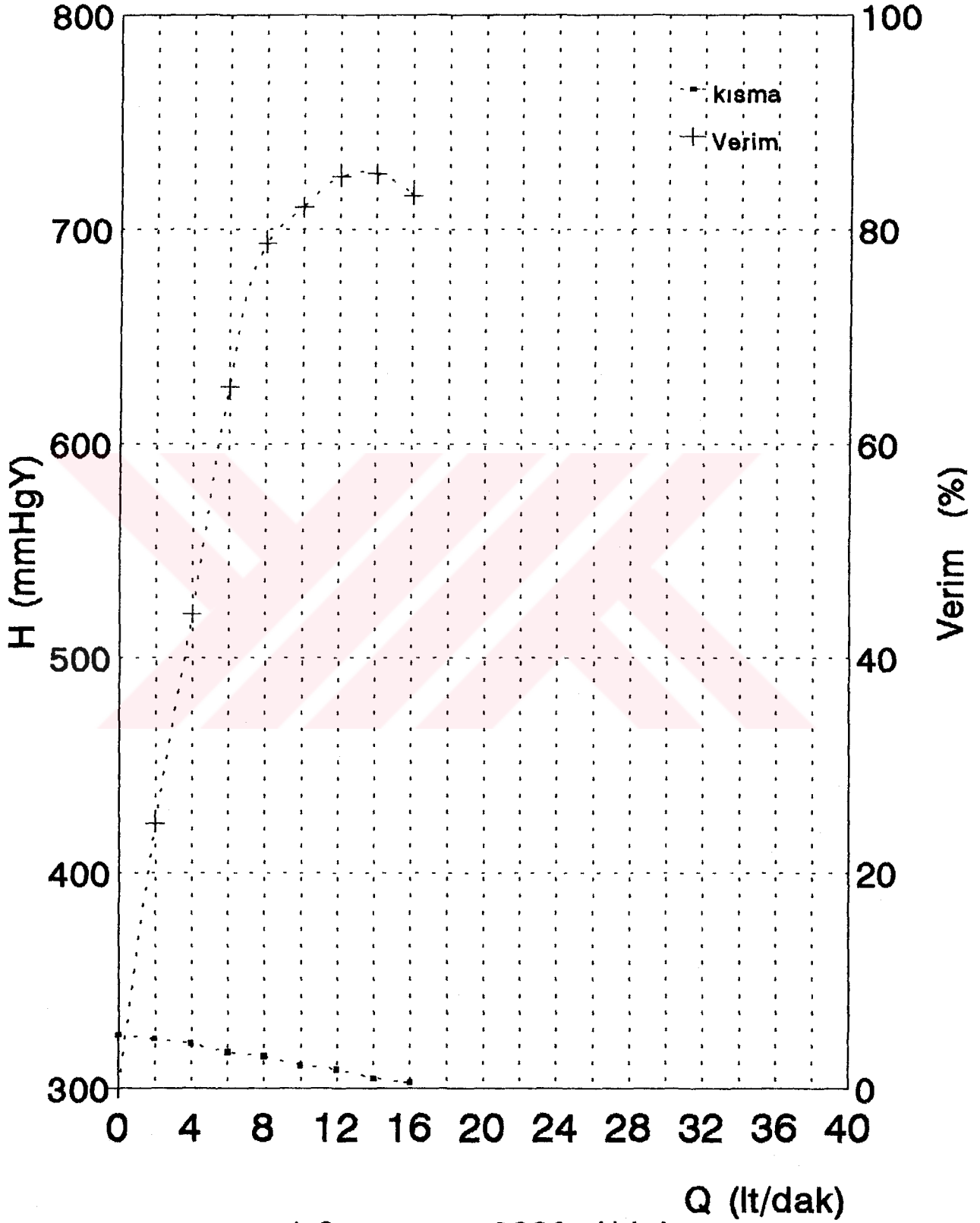
s=1,0 mm n=2520 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -17-



$s=1,0$ mm $n=2375$ d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -18-

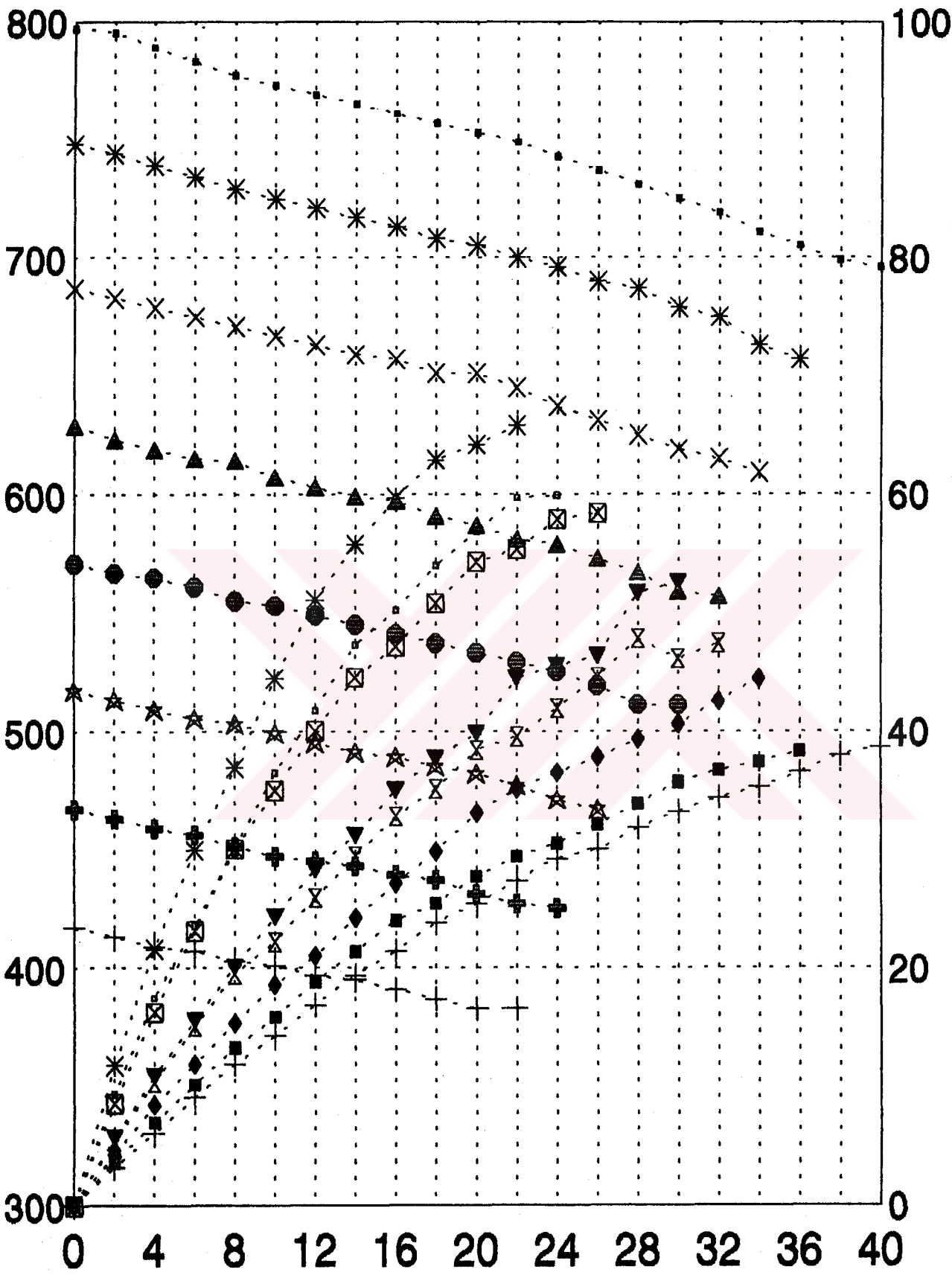


s=1,0 mm n=2230 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

H (mmHgY)

Verim (%)

- kisma-
- + Verim-
- * kisma-
- verim-2
- × kisma-
- ◆ verim-3
- ▲ kisma-
- ⊠ verim-4
- kisma-
- ▼ verim-5
- ☆ kisma-
- ⊞ verim-6
- ⊕ kisma-
- verim-7
- + kisma-
- * verim-8

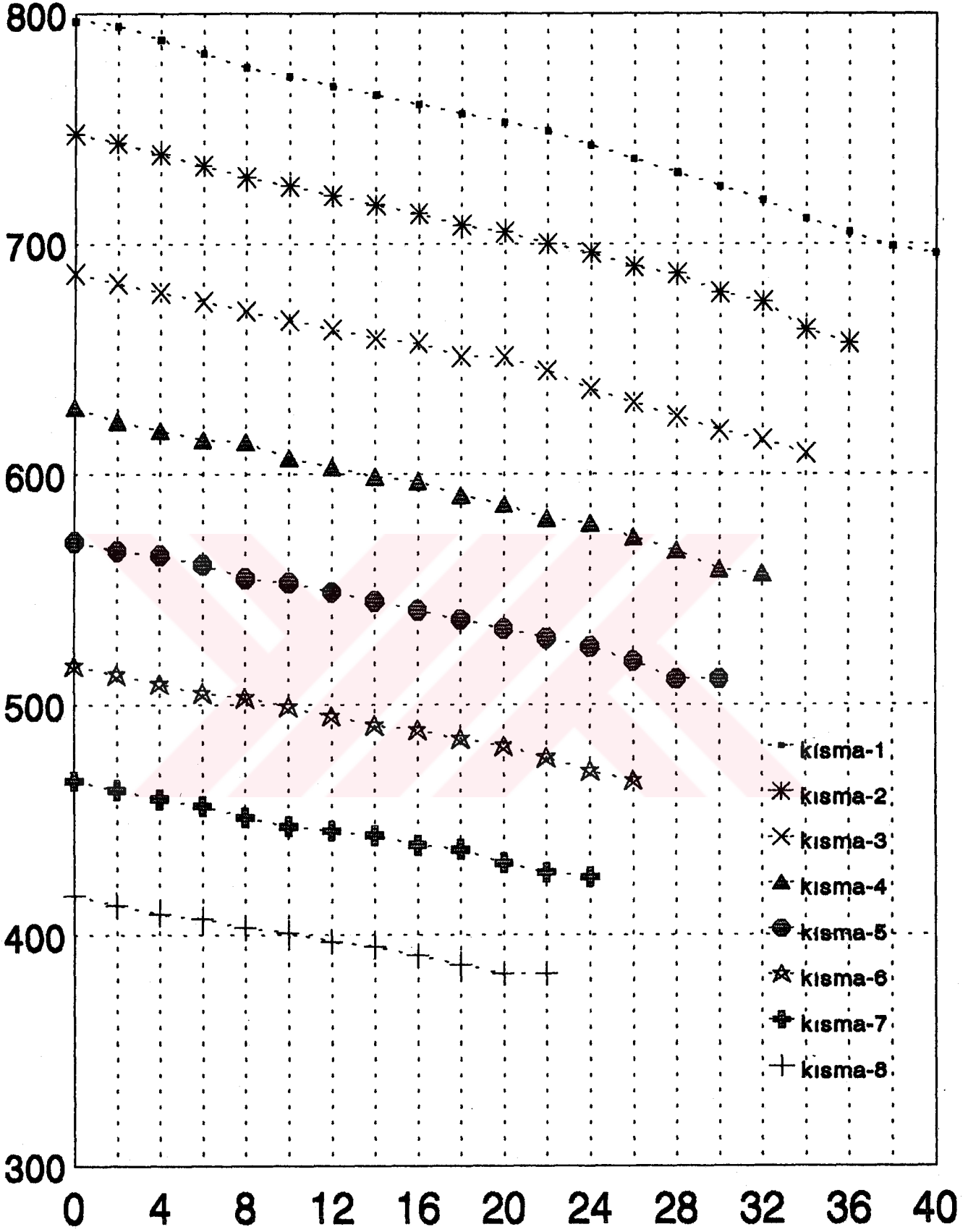


s=1,0 mm
Eğik 5 Kanatlı

Q (lt/dak)

ORTAK EĞRİLER -2.a

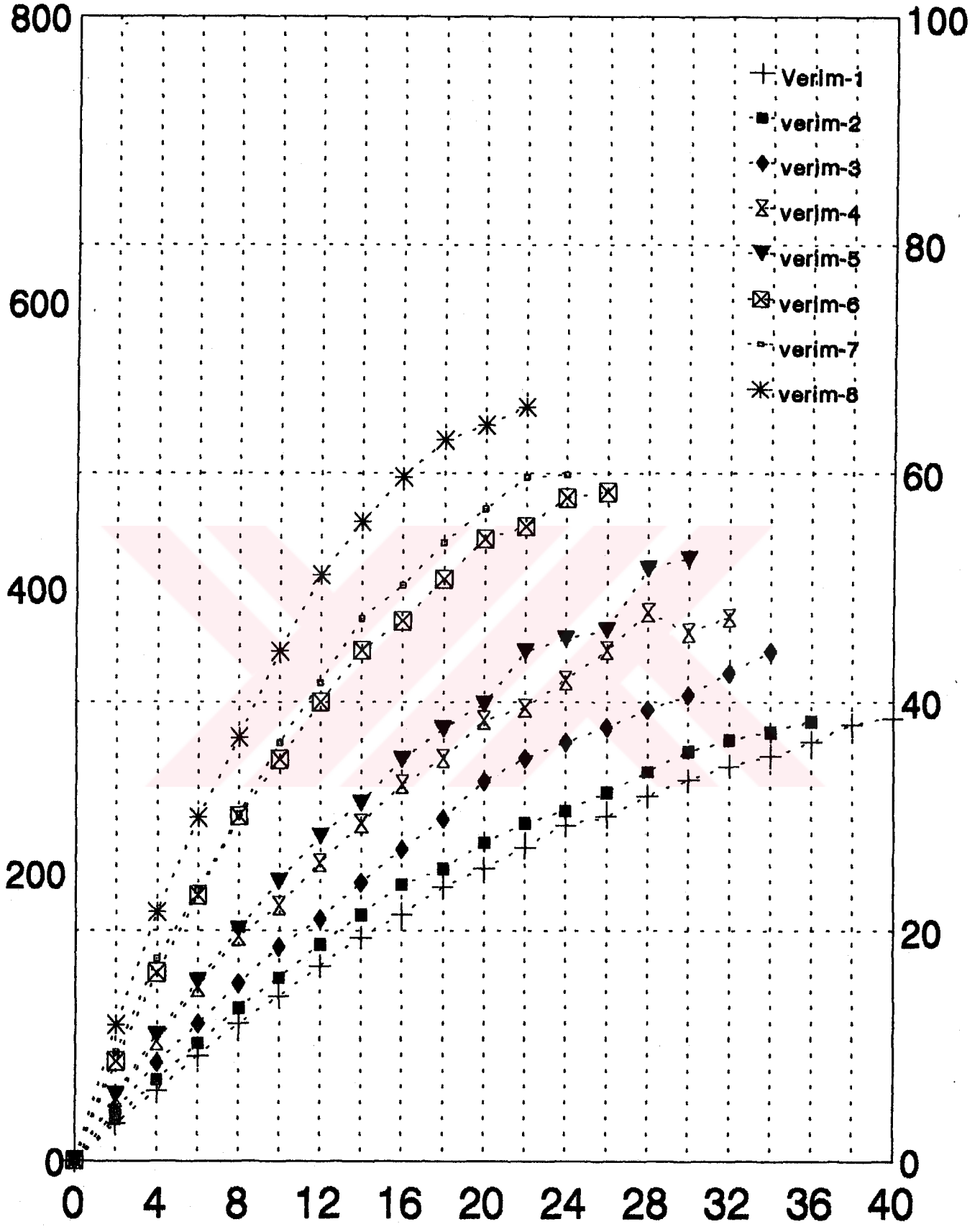
H (mmHgY)



s=1,0 mm
Eğik 5 Kanatlı

Q (lt/dak)

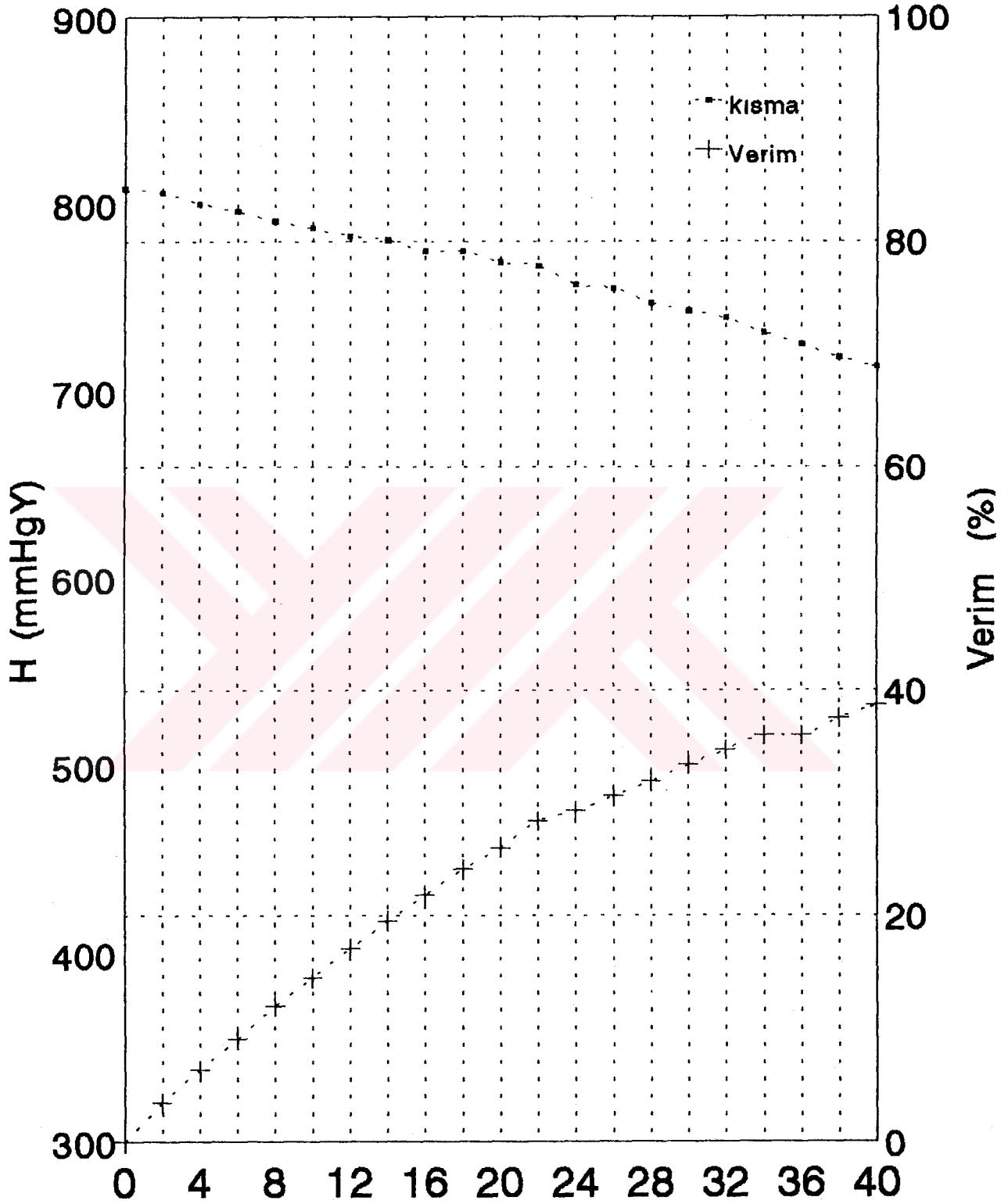
Verim (%)



s=1,0 mm
Eğik 5 Kanatlı

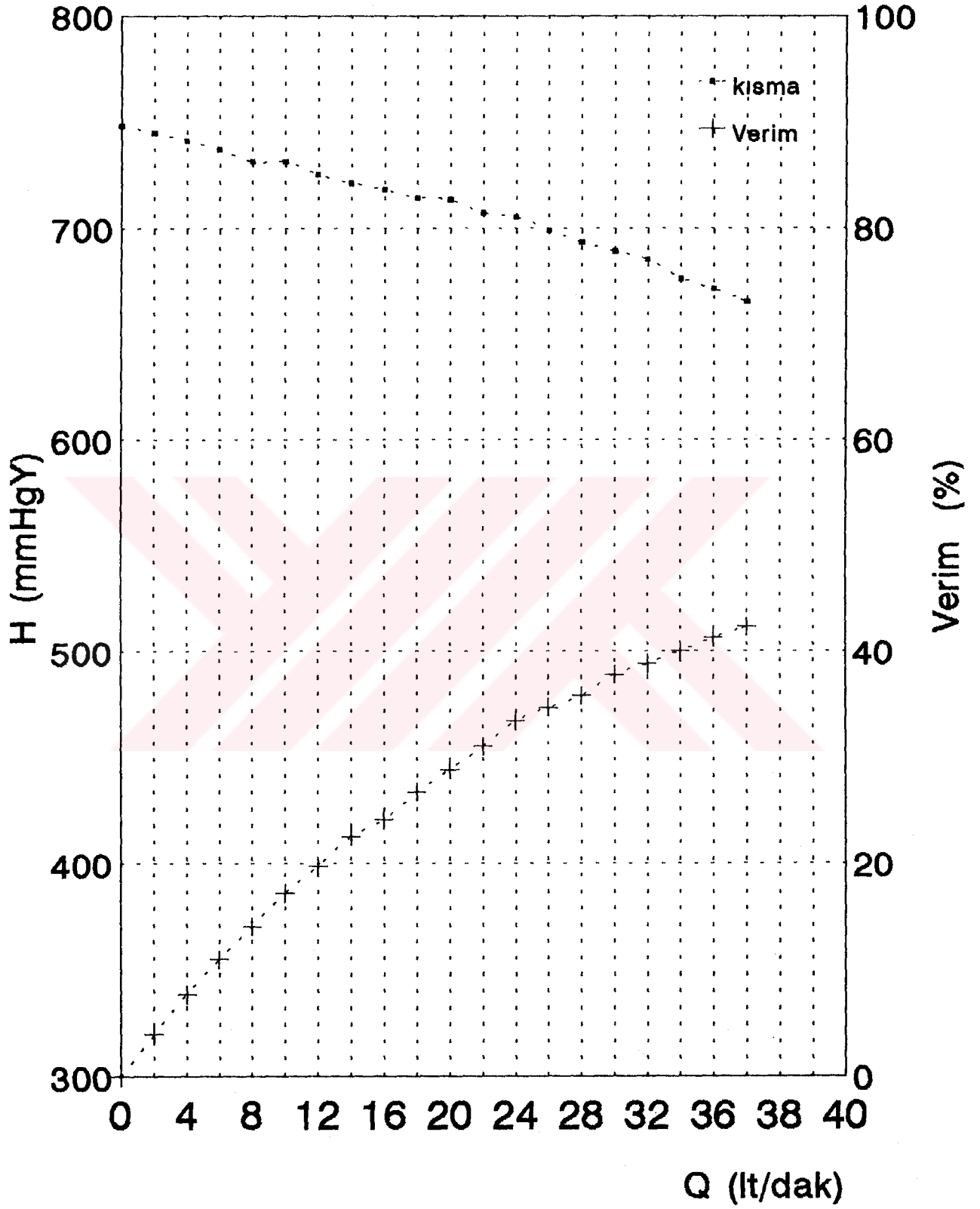
Q (lt/dak)

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -19-



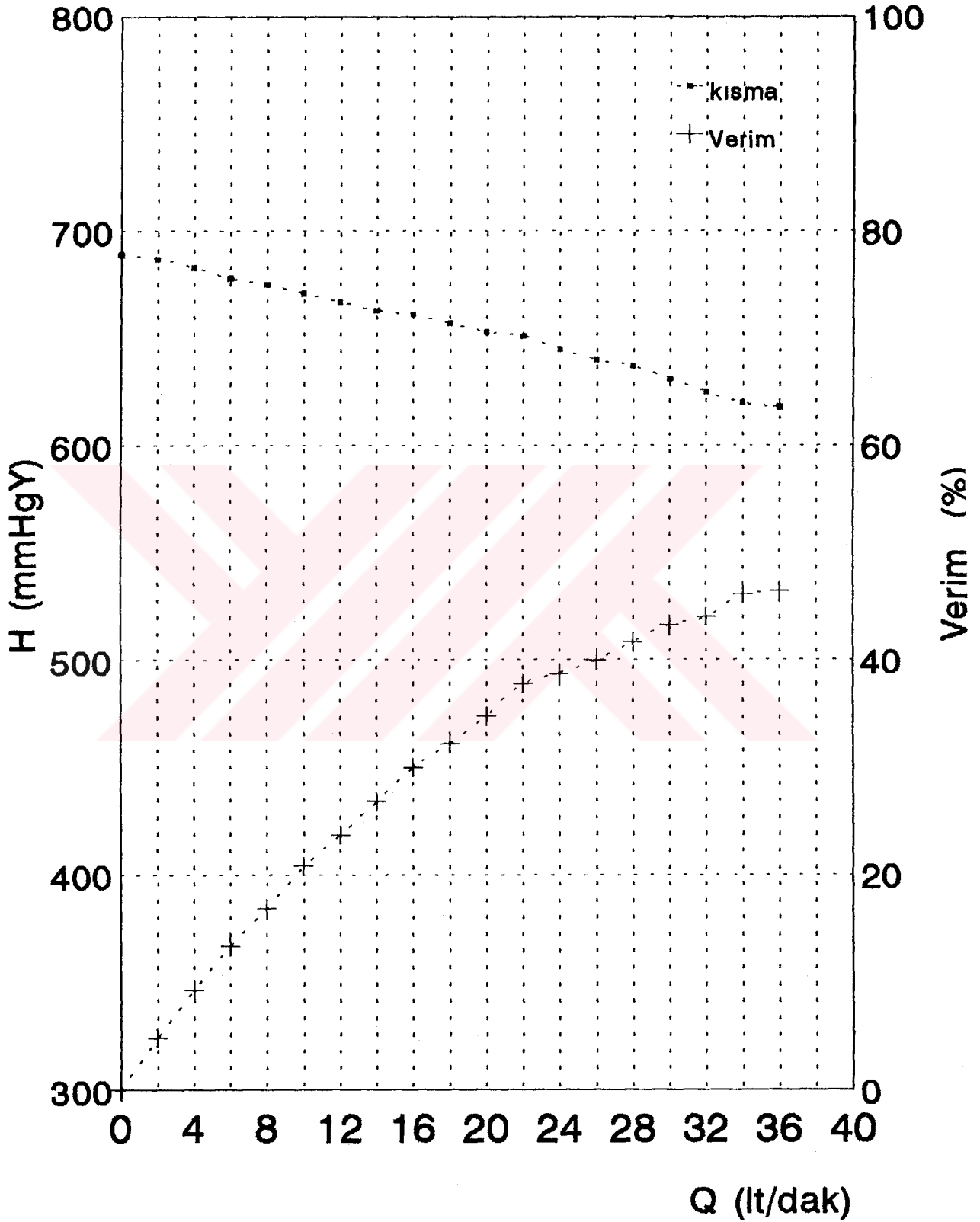
$s=1,5 \text{ mm}$ $n=3470 \text{ d/dak}$ $Q \text{ (lt/dak)}$
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -20-



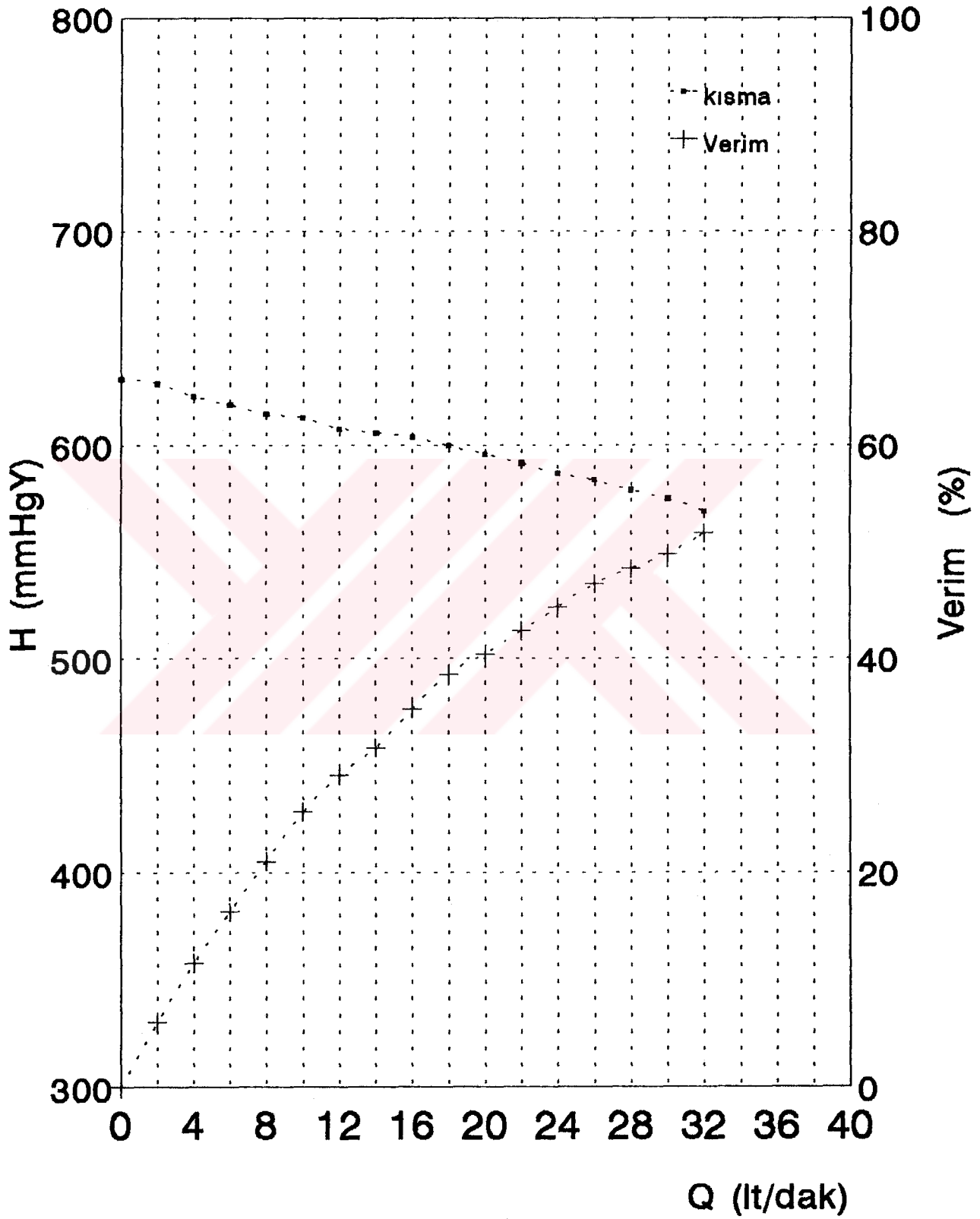
s=1,5 mm n=3345 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -21-



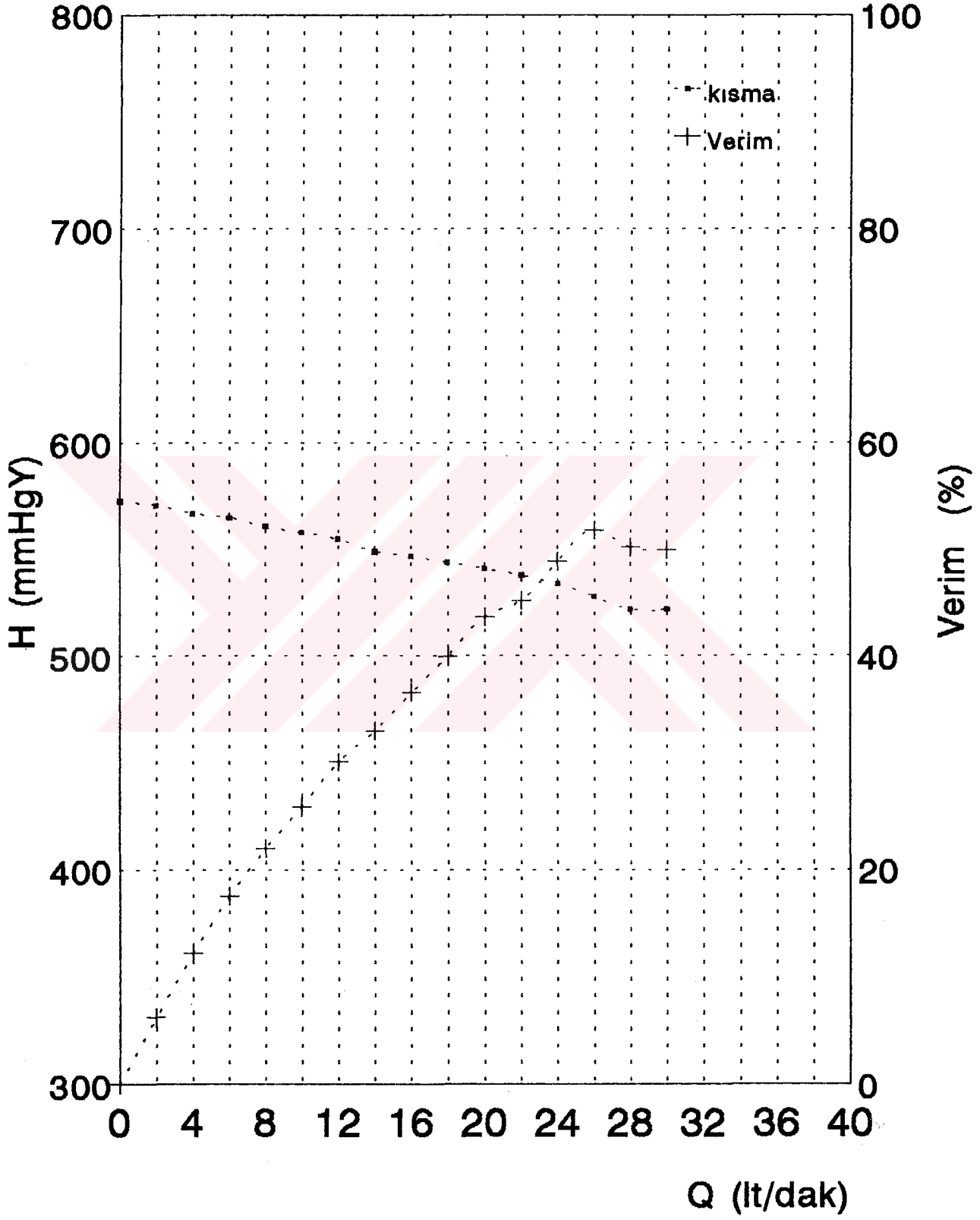
s=1,5 mm n=3215 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -22-



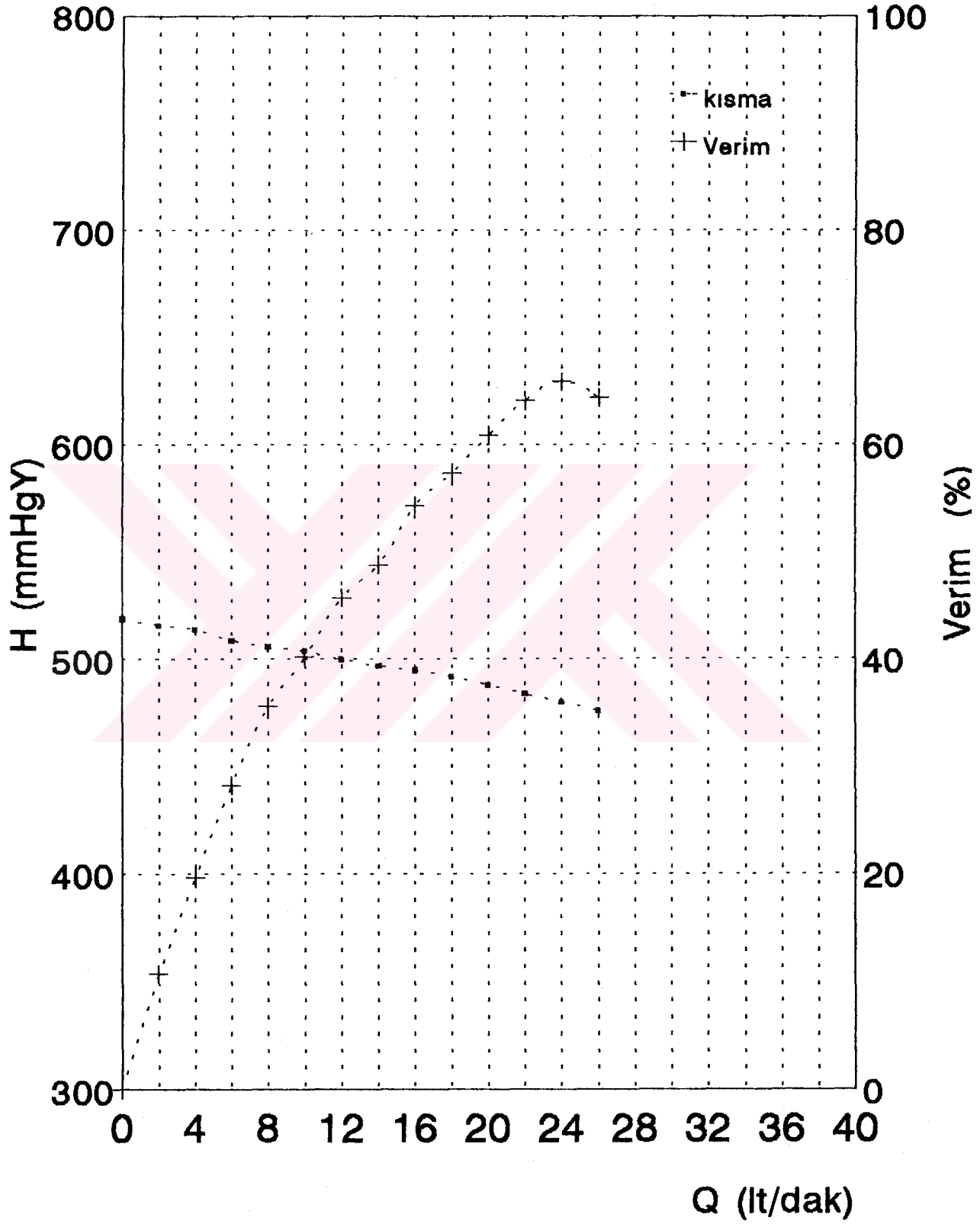
s=1,5 mm n=3075 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -23-



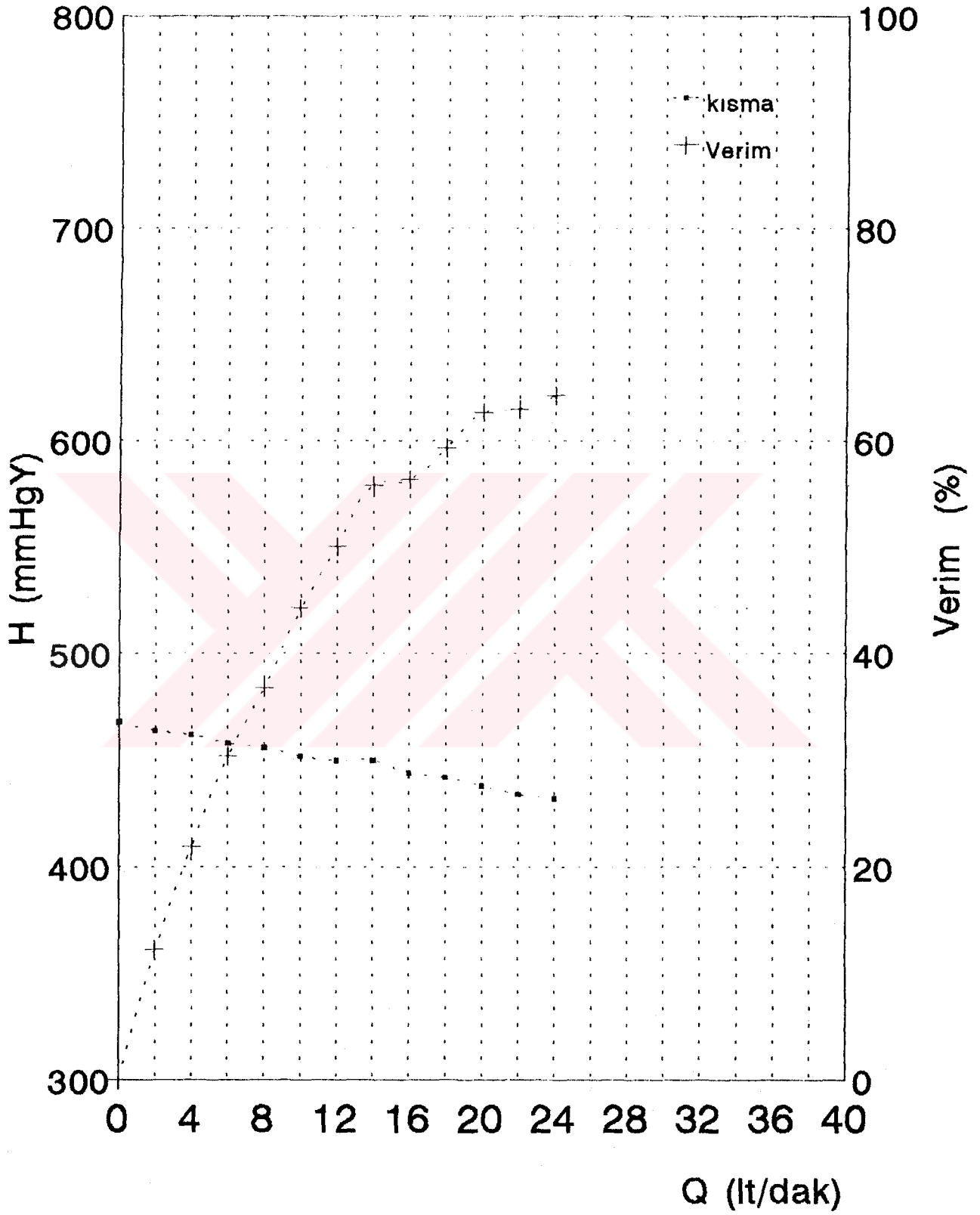
s=1,5 mm n=2940 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -24-



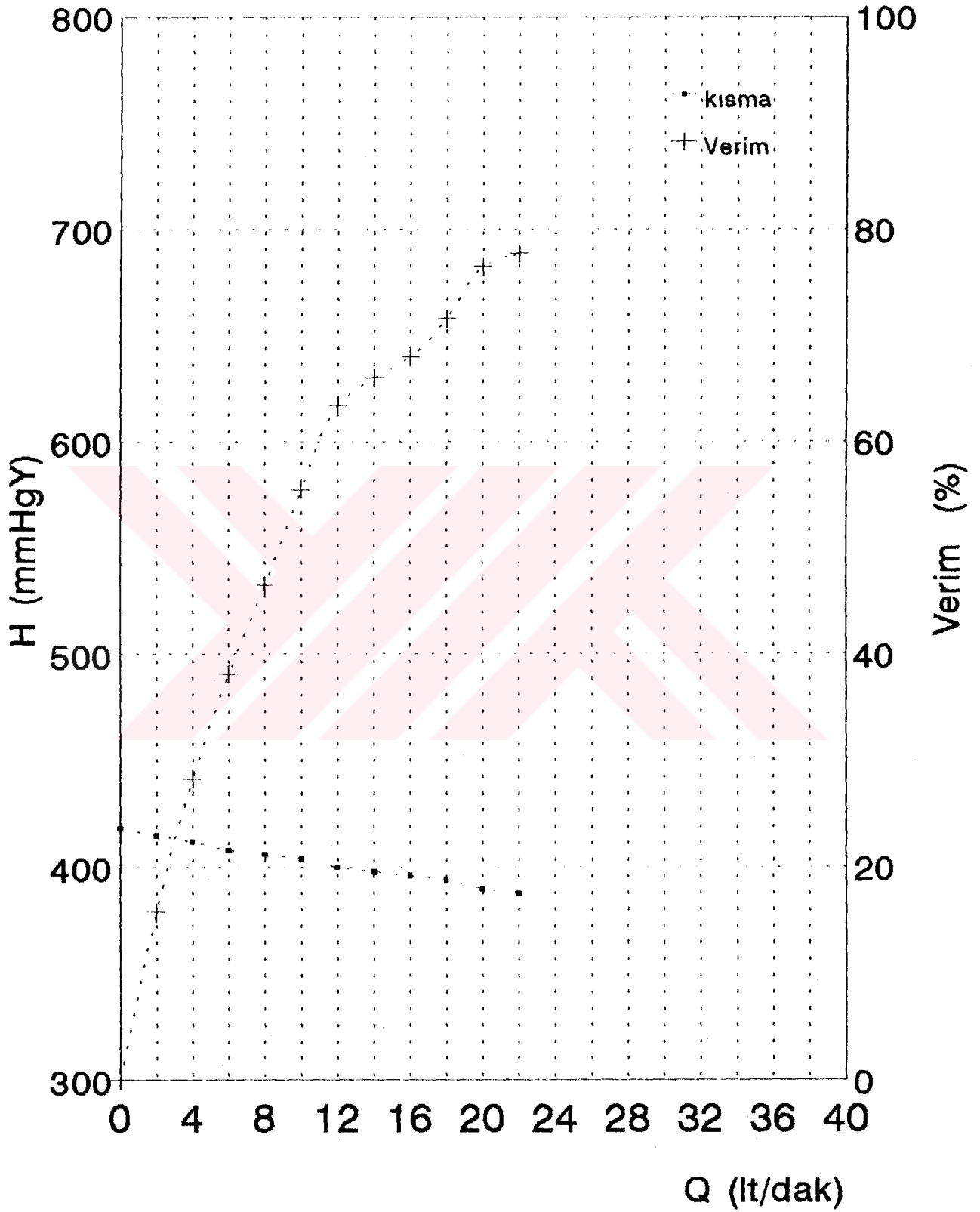
s=1,5 mm n=2800 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -25-



$s=1,5$ mm $n=2660$ d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -26-

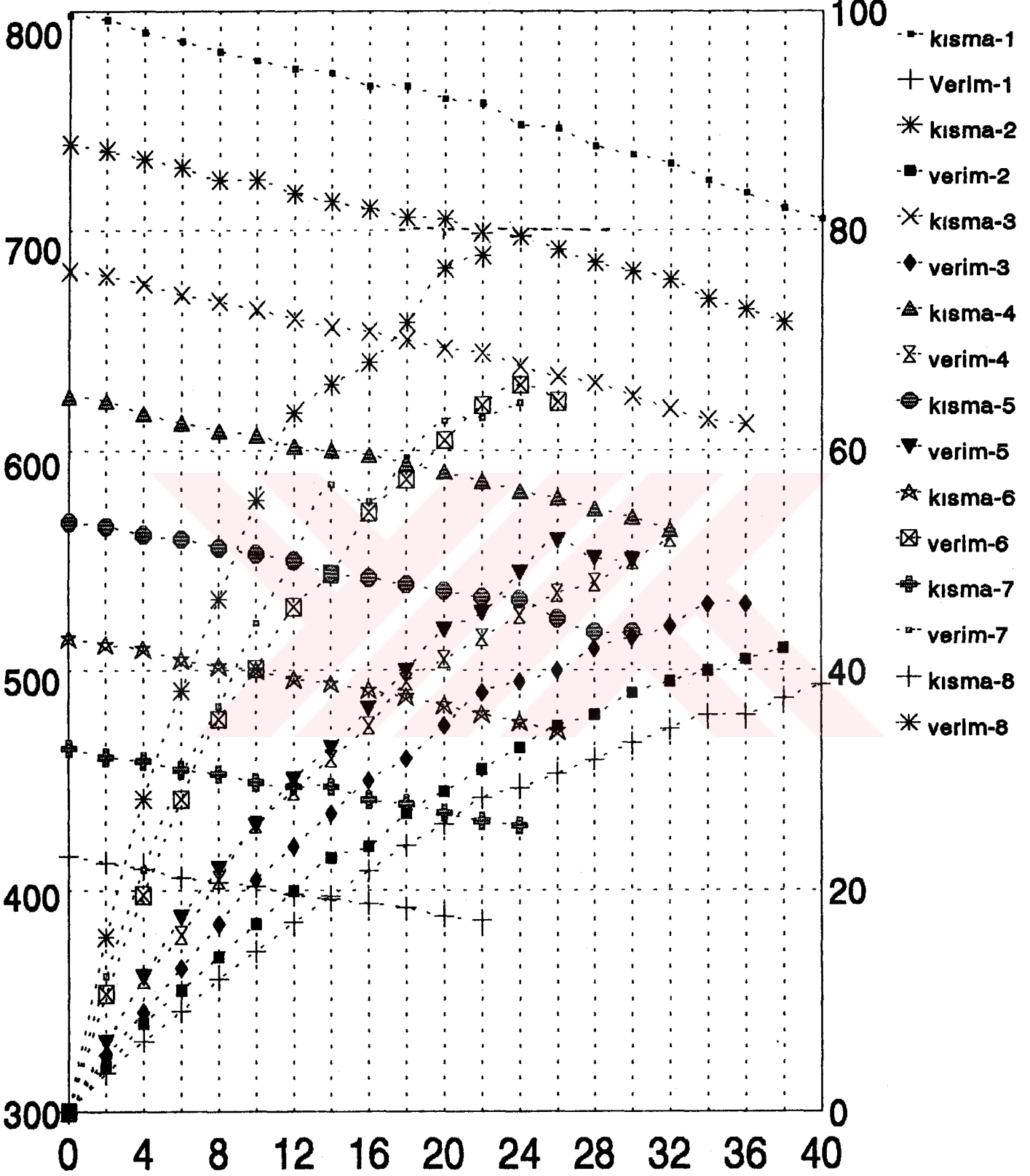


s=1,5 mm n=2520 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

ORTAK EĞRİLER-3

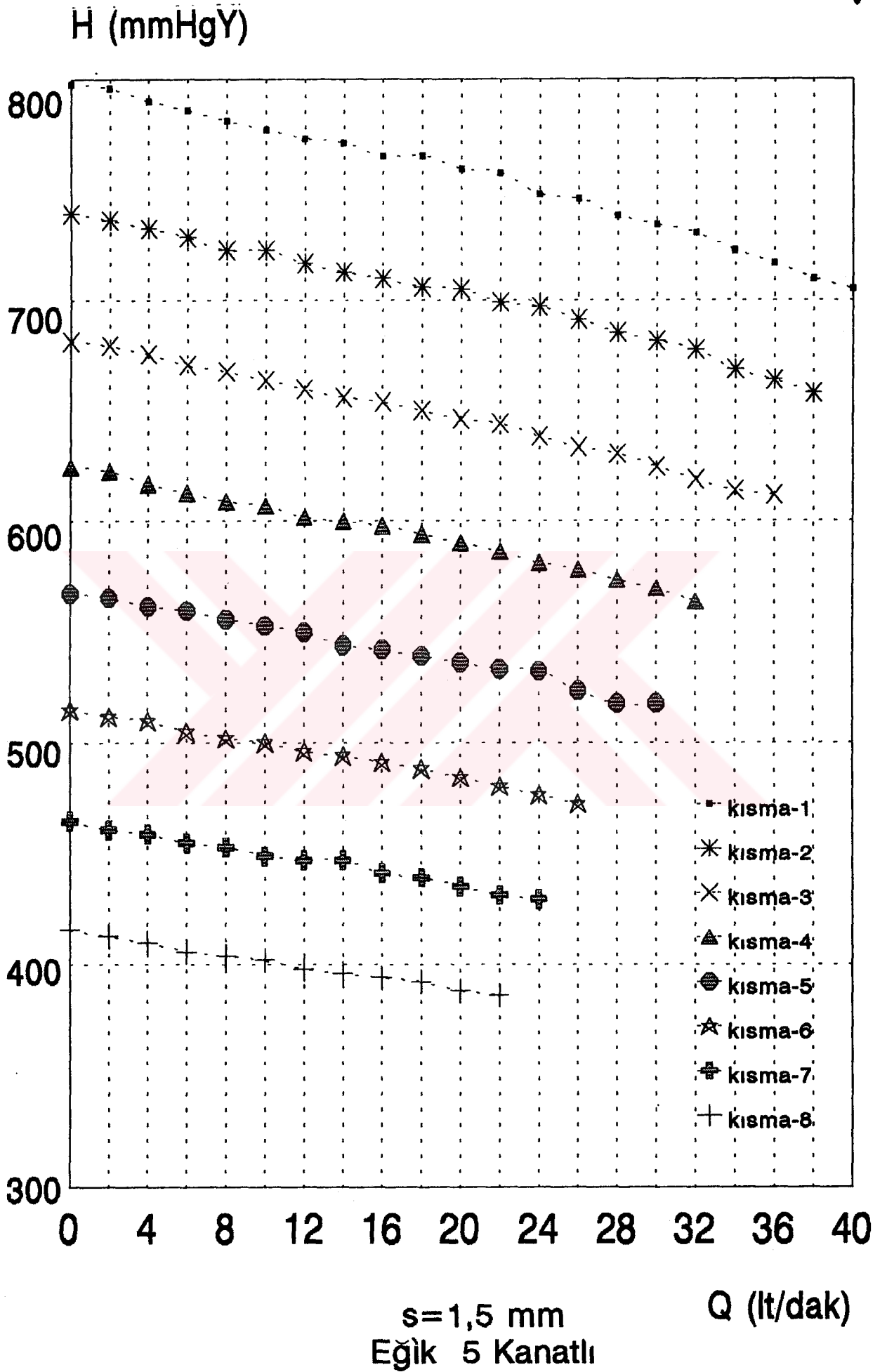
H (mmHgY)

Verim (%)



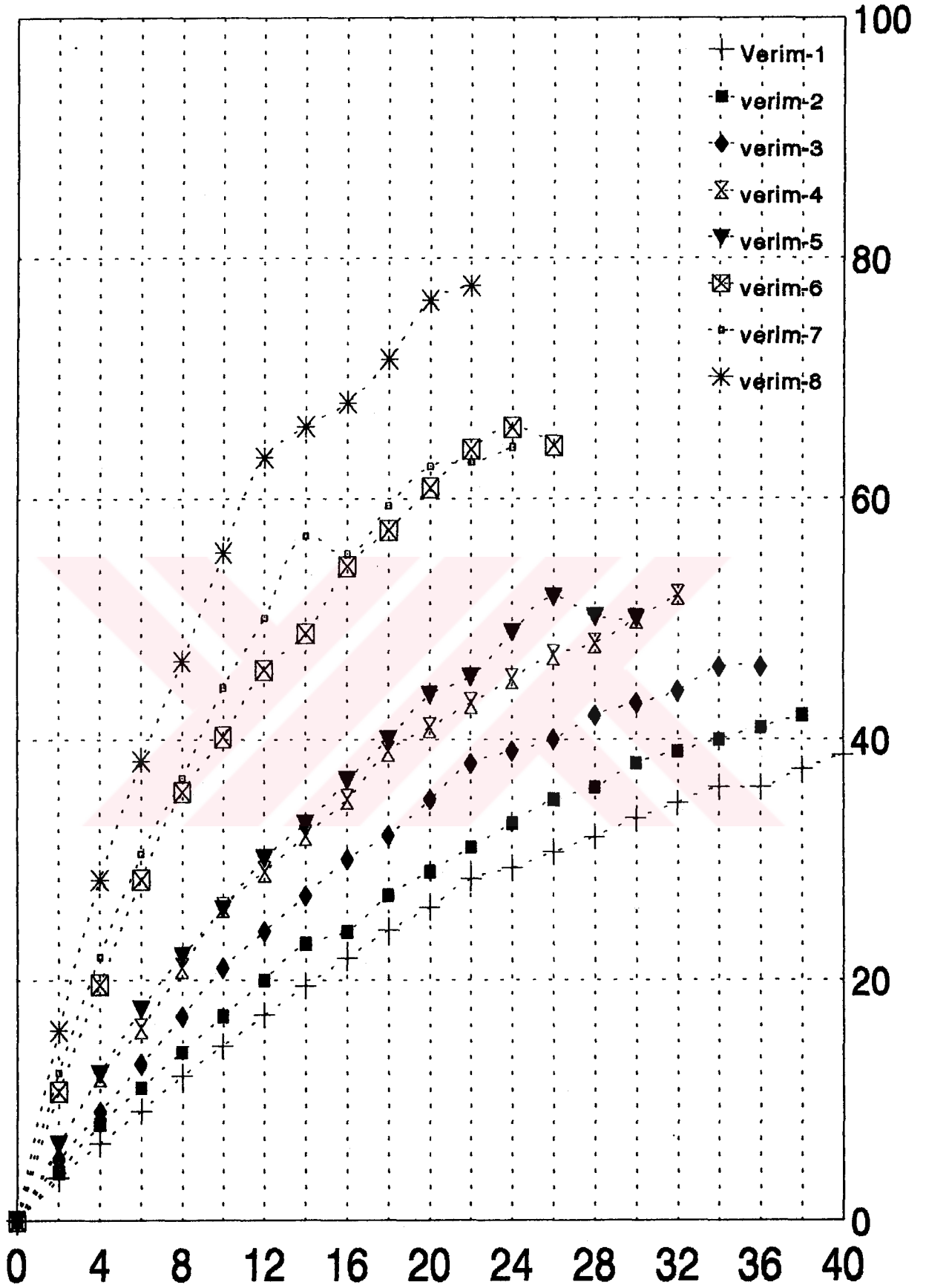
s=1,5 mm
Eğik 5 Kanatlı

Q (lt/dak)



ORTAK EĞRİLER -3.b

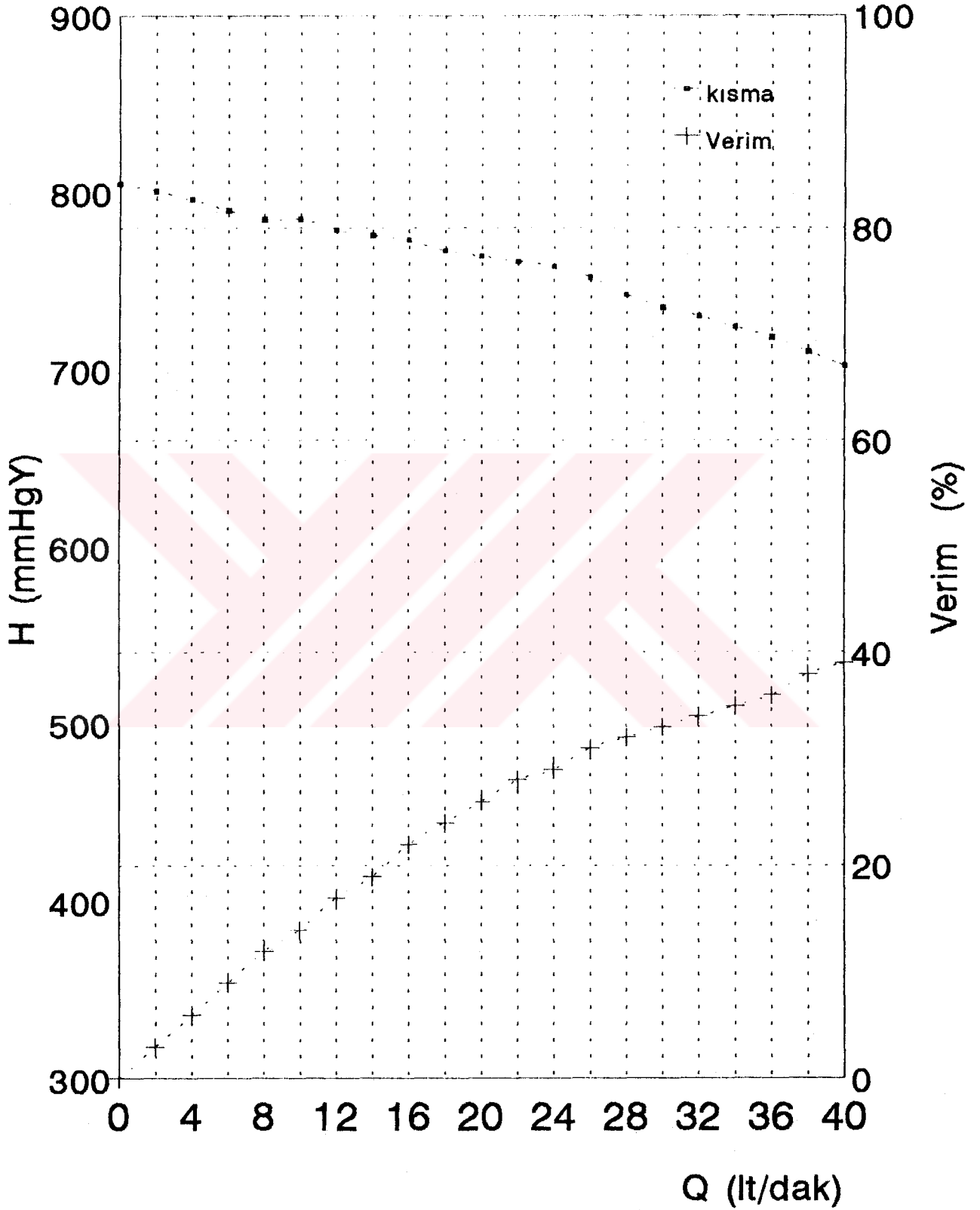
Verim (%)



s=1,5 mm
Eğik 5 Kanatlı

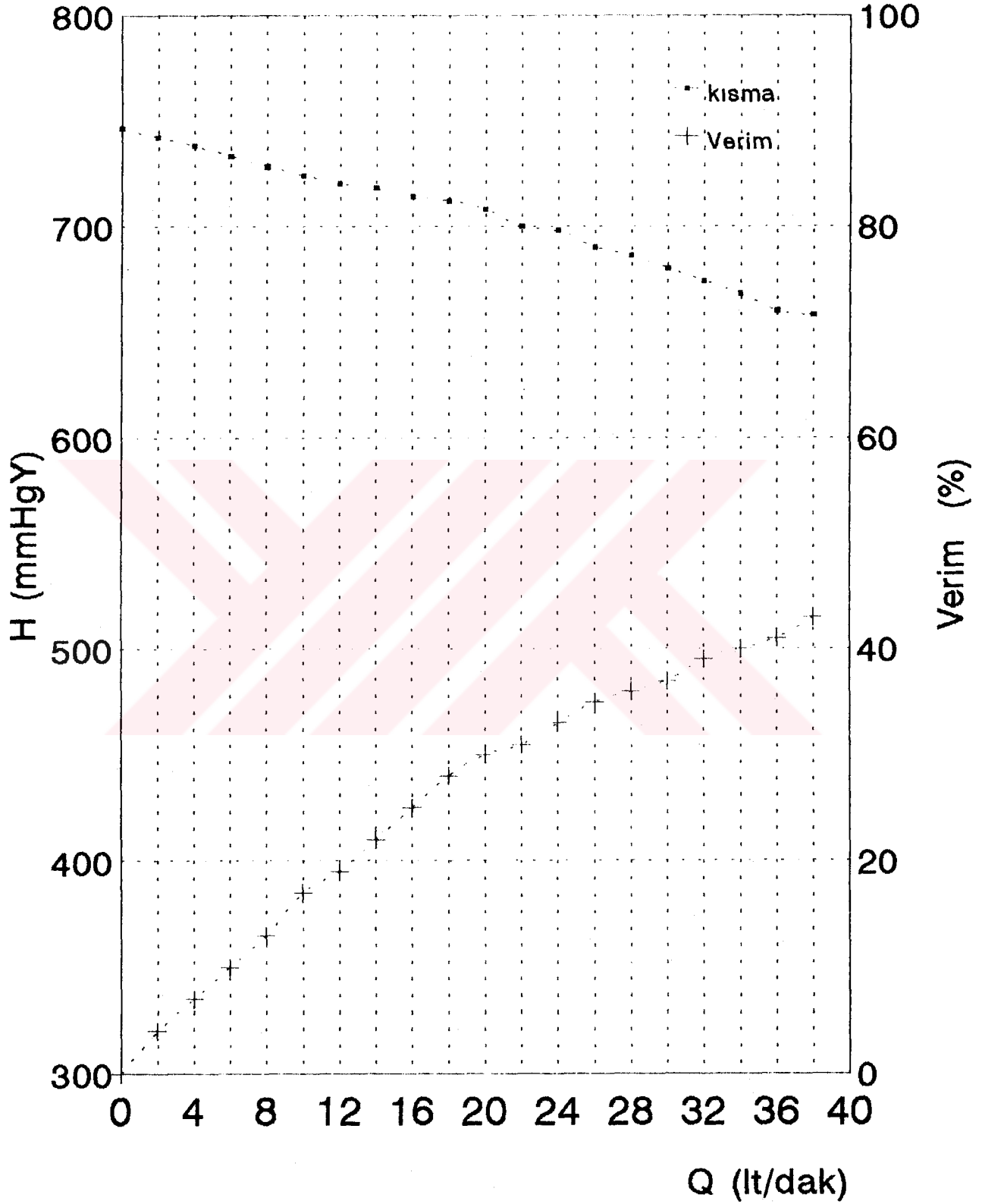
Q (lt/dak)

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -27-



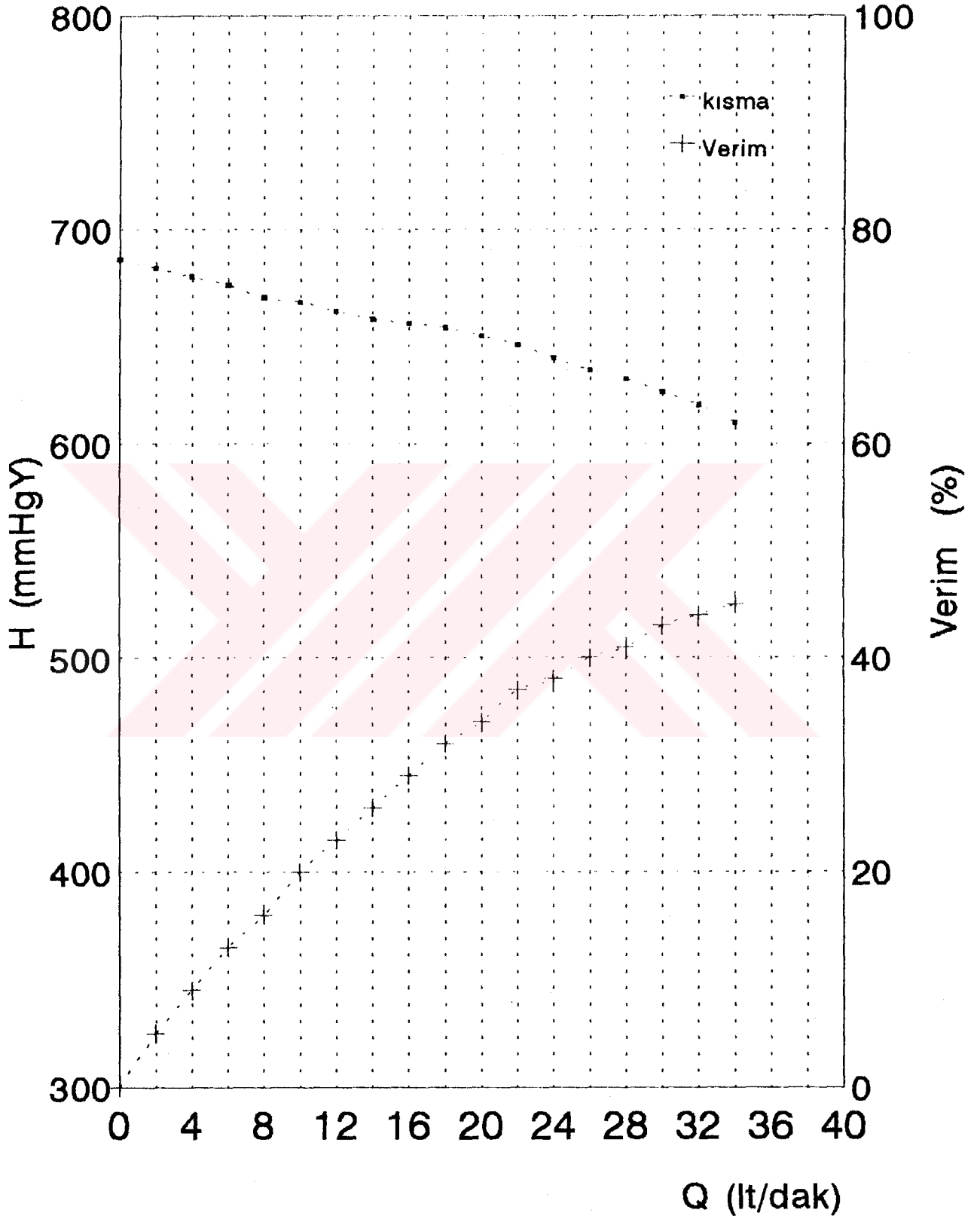
s=2,0 mm n=3470 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -28-



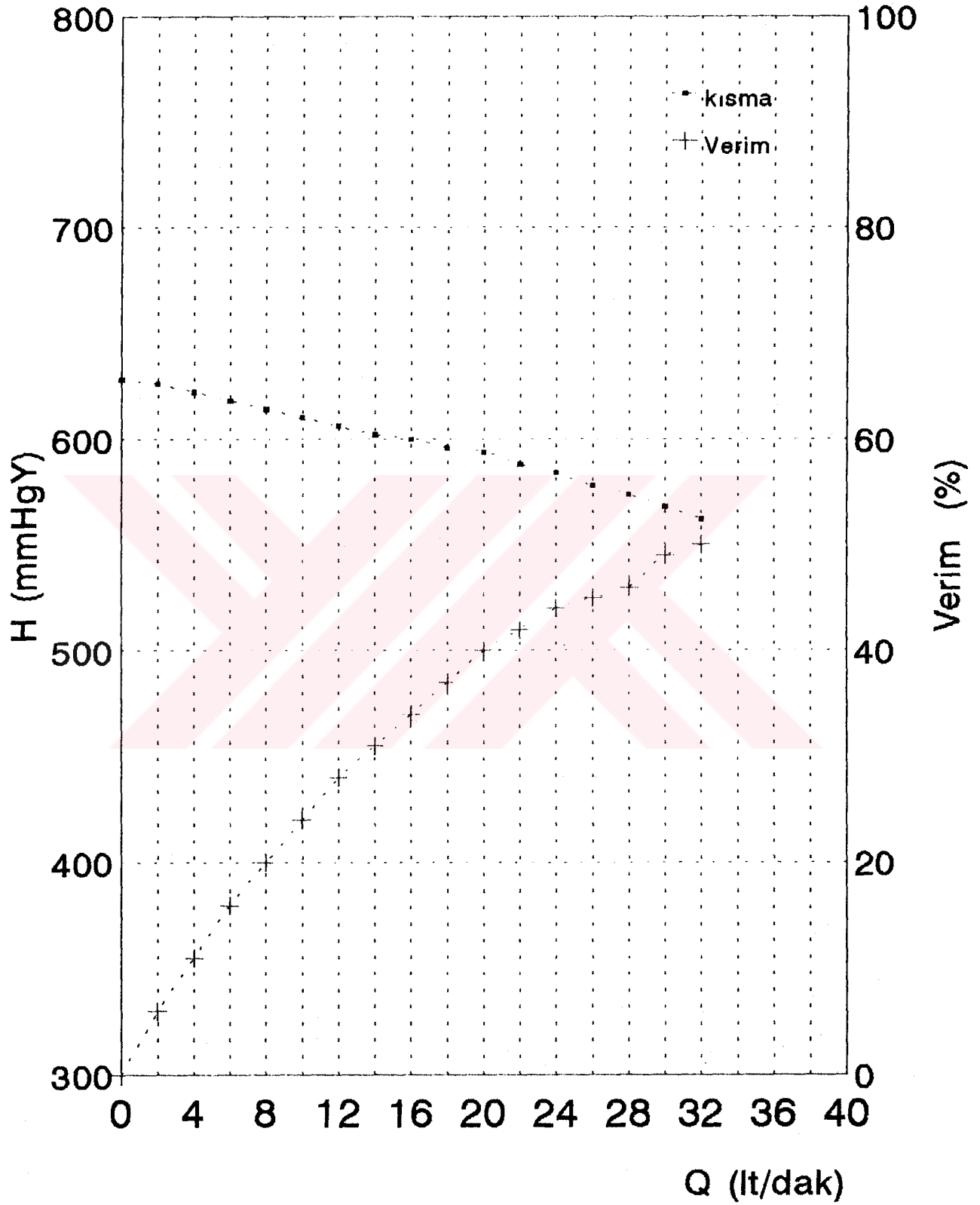
s=2,0 mm n=3350 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -29-



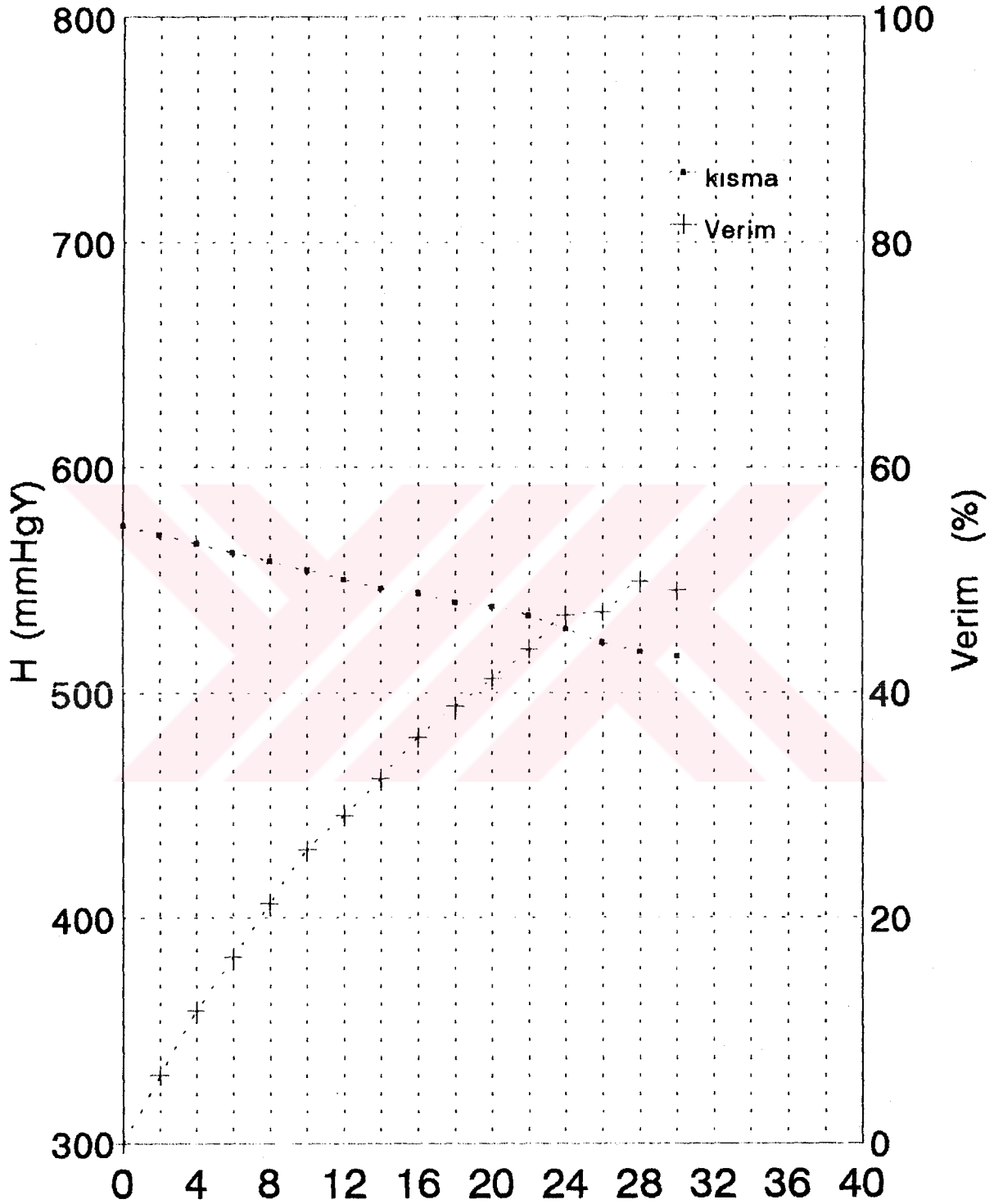
s=2,0 mm n=3220 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -30-



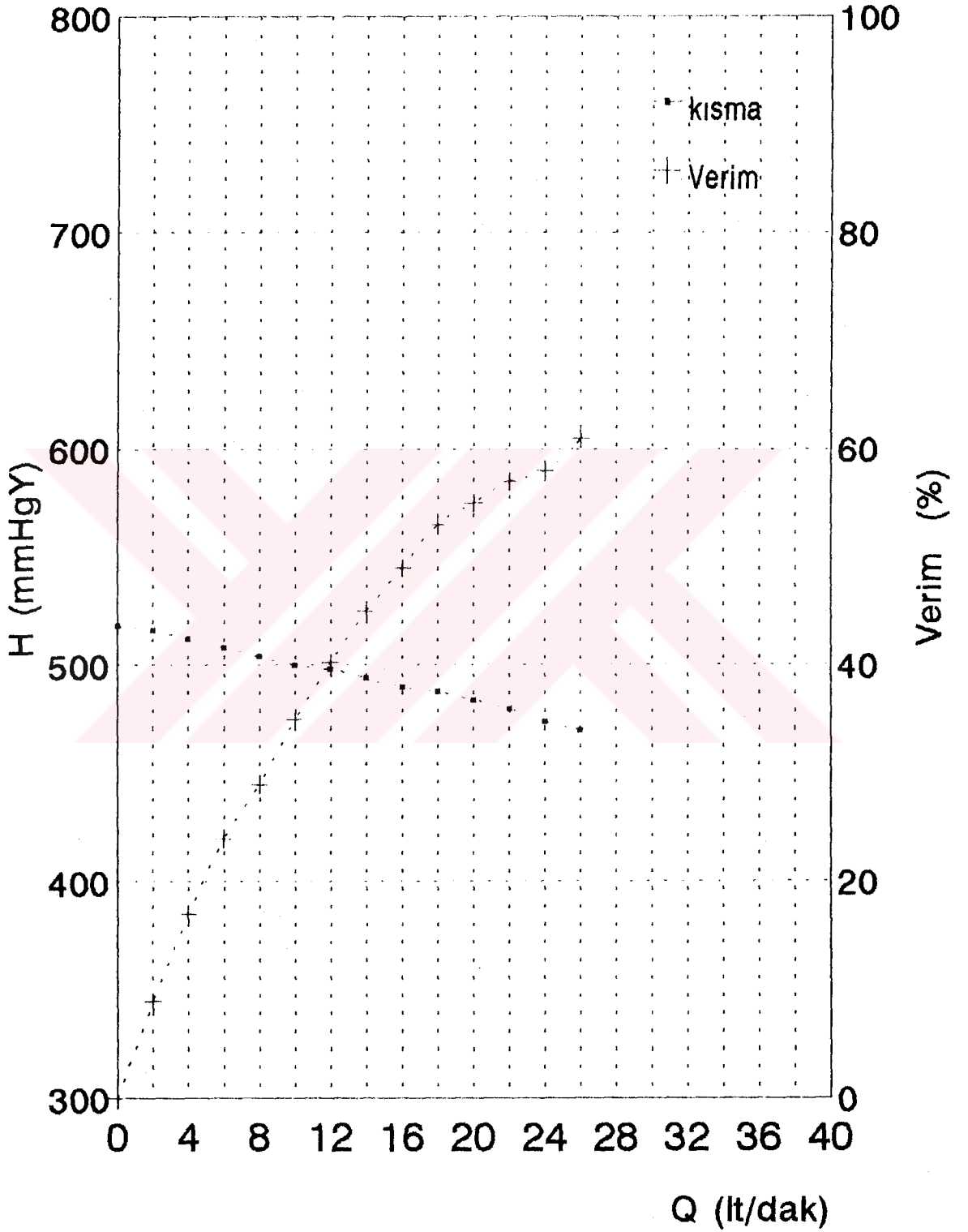
s=2,0 mm n=3080 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -31-



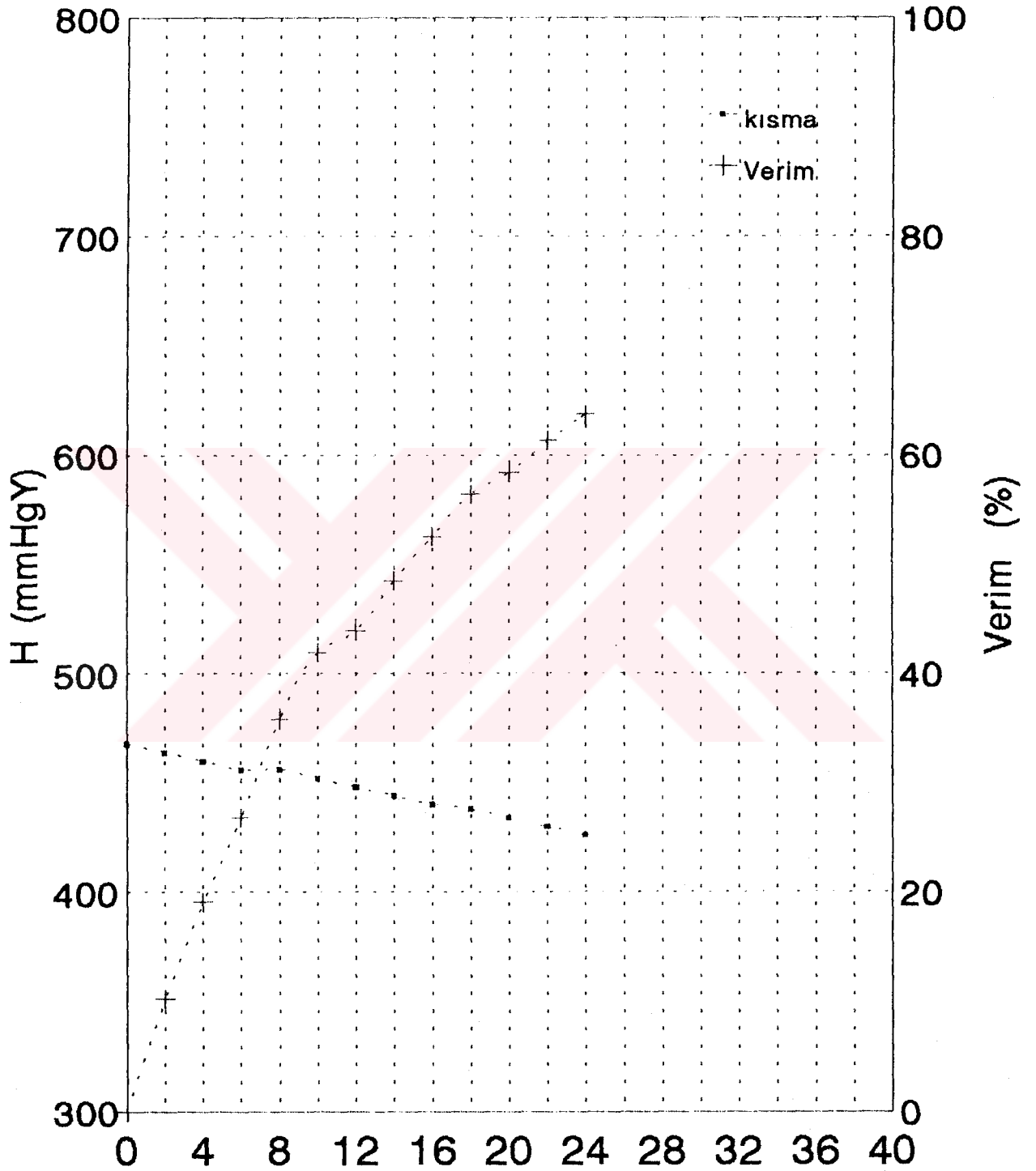
s=2,0 mm n=2945 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -32-



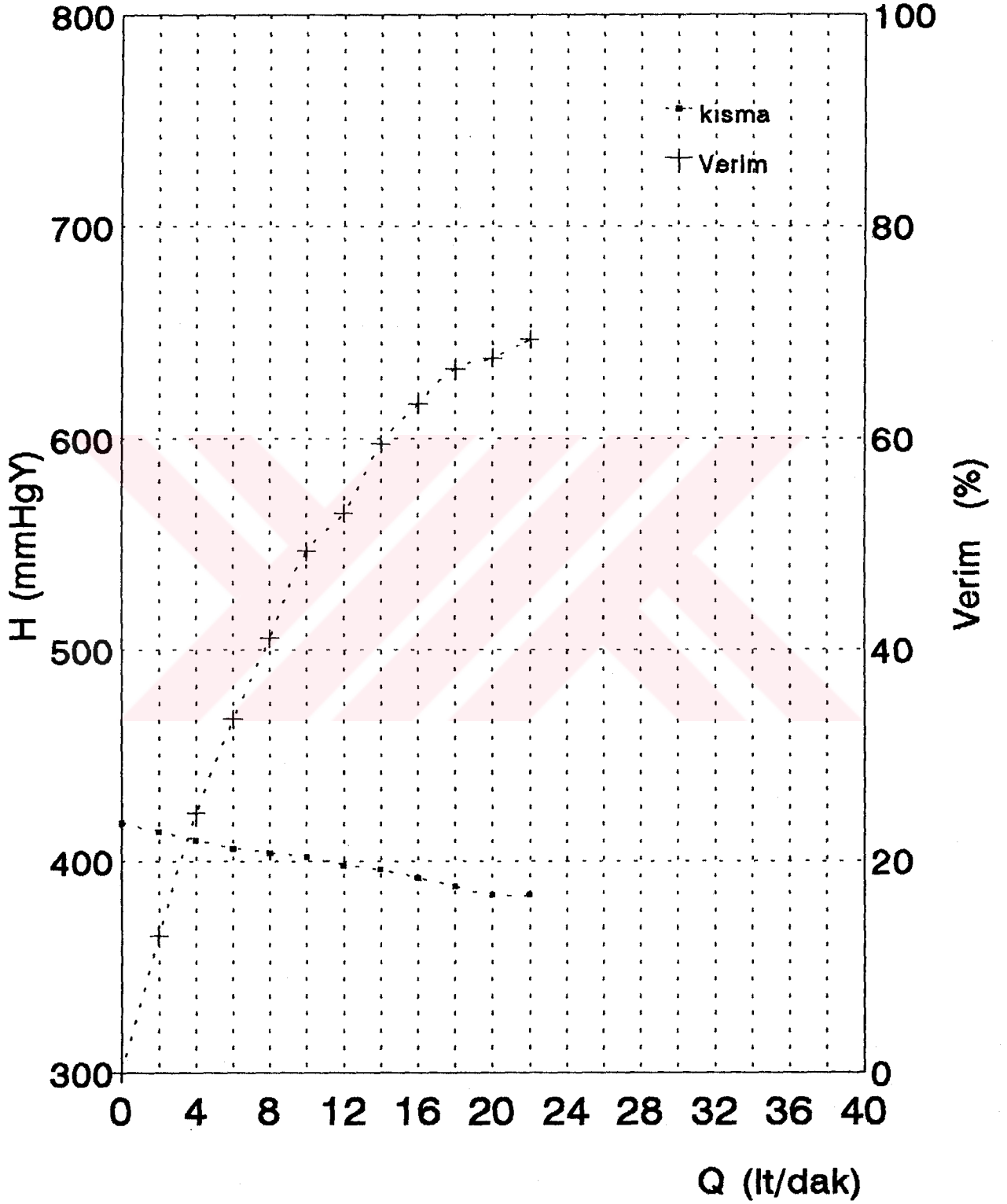
$s=2,0$ mm $n=2805$ d/dak
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -33-



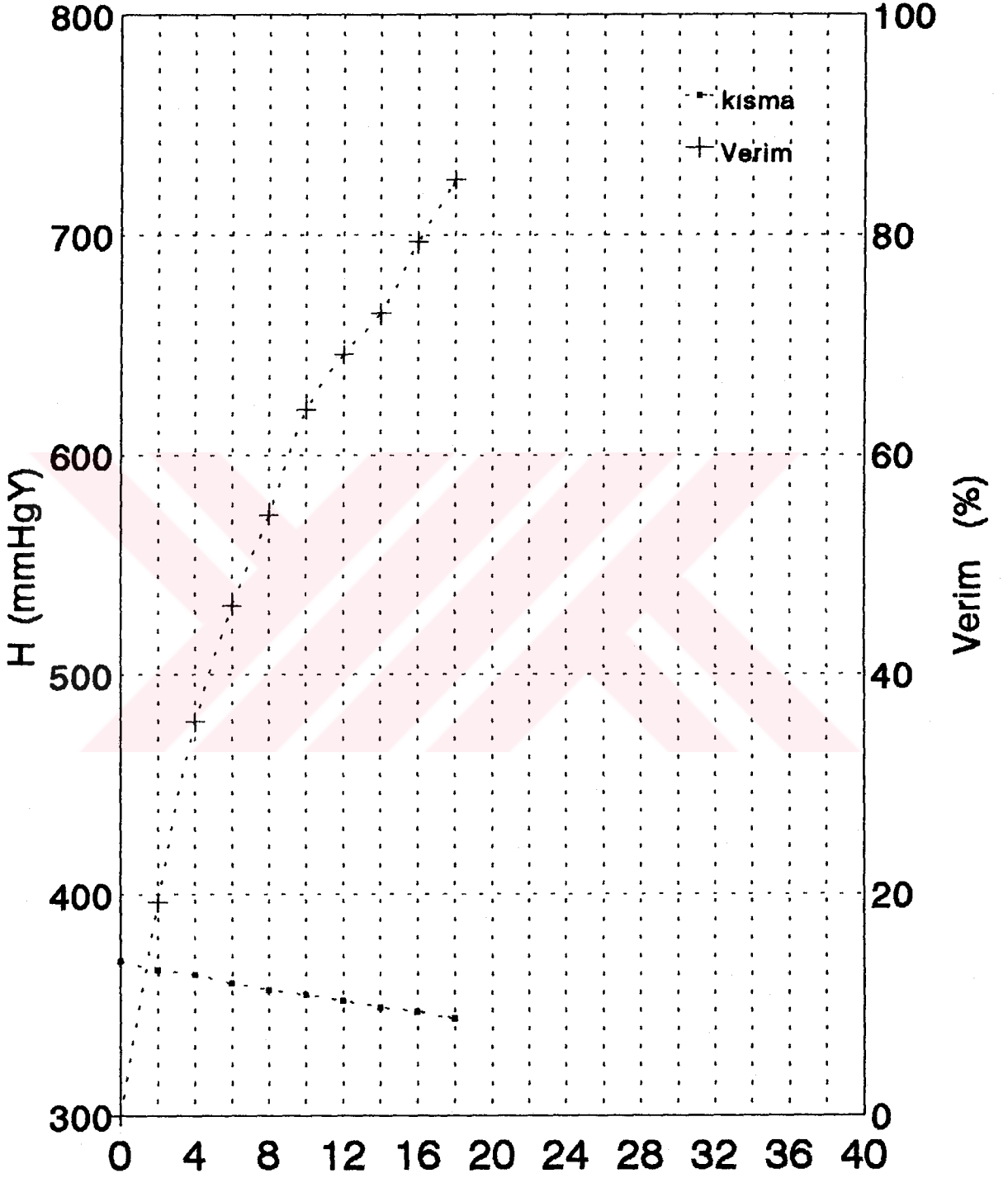
s=2,0 mm n=2665 d/dak Q (lt/dak)
Eğik 5 Kanatlı

KISMA VE VERİM EĞRİSİ -34-



s=2,0 mm n=2520 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

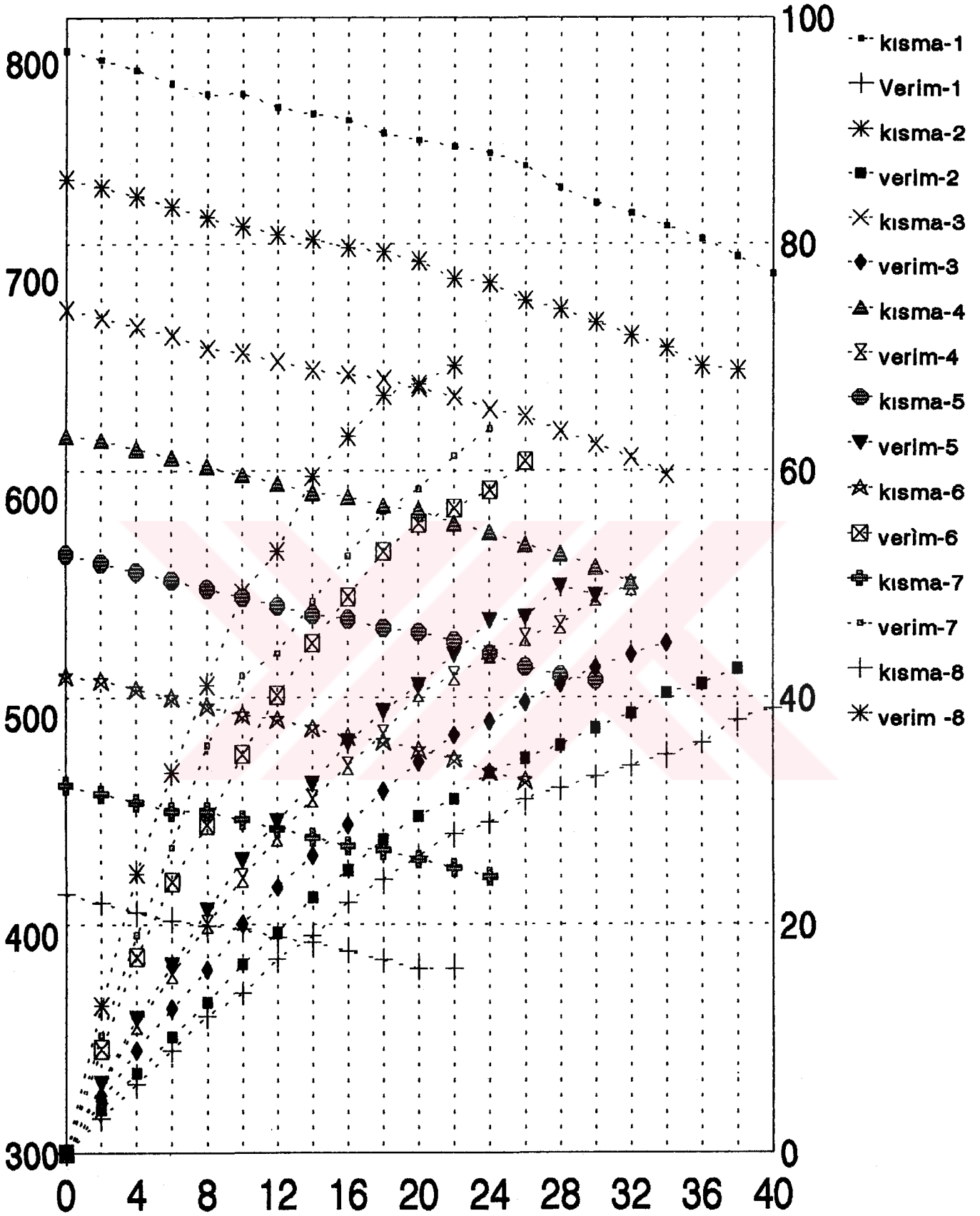
KISMA VE VERİM EĞRİSİ -35-



Q (lt/dak)
s=2,0 mm n=2375 d/dak
Eğik 5 Kanatlı

ORTAK EĞRİLER -4

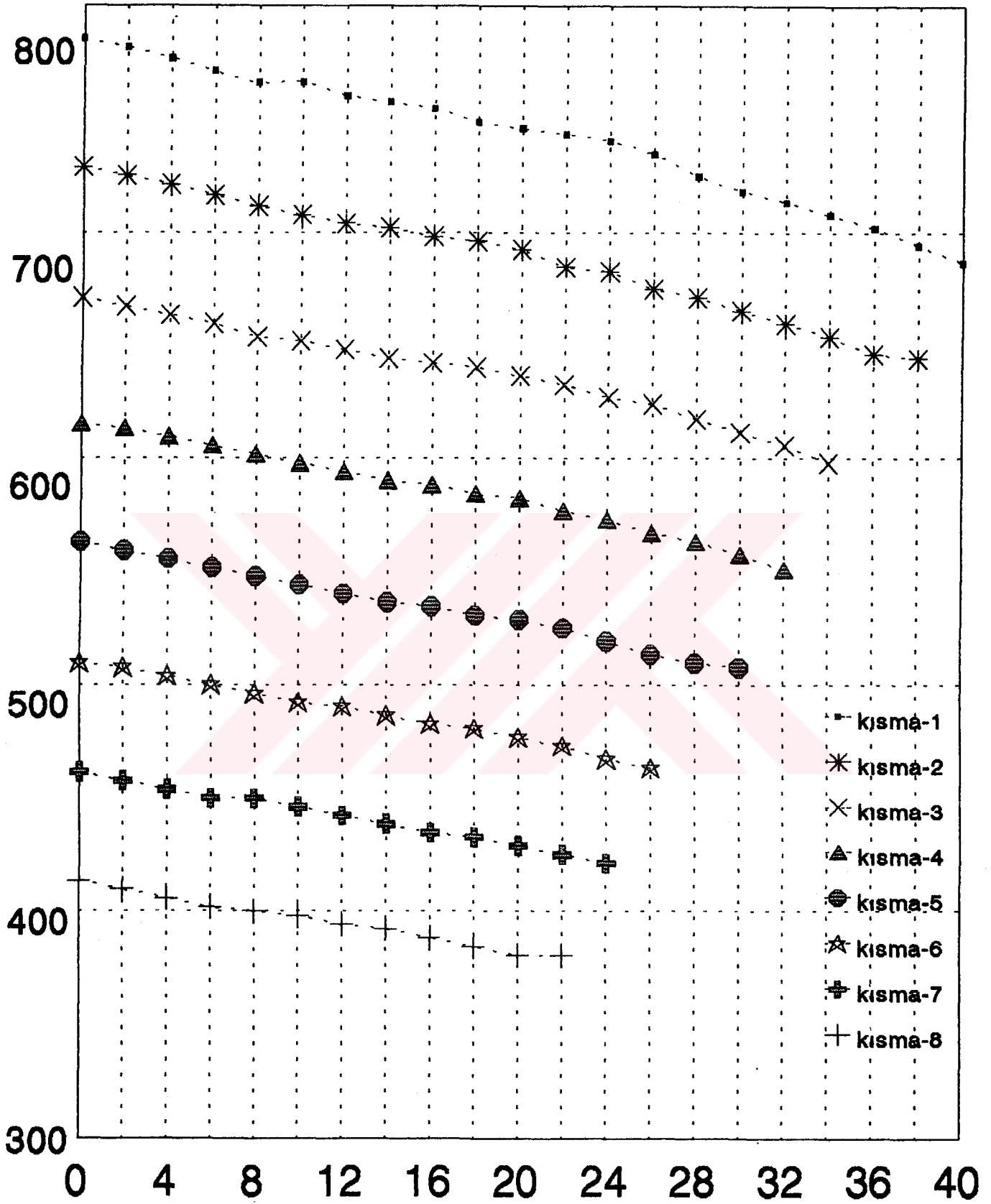
Verim (%)



s=2,0 mm Q (lt/dak)
Eğik 5 Kanatlı

ORTAK EĞRİLER -4.a

H(mmHgY)

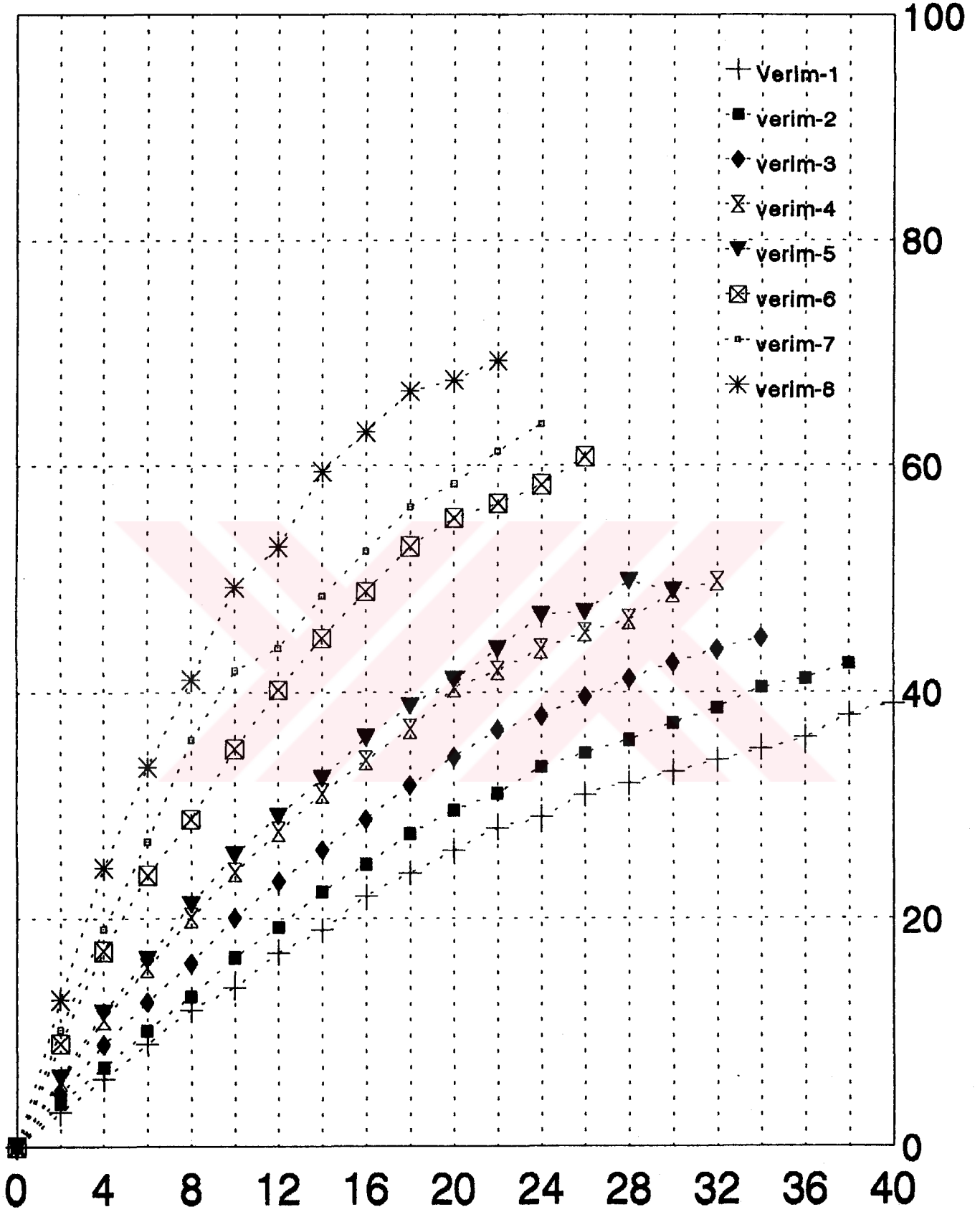


s=2,0 mm
Eğik 5 Kanatlı

Q (lt/dak)

ORTAK EĞRİLER -4.b

Verim (%)



s=2,0 mm
Eğik 5 Kanatlı

Q (lt/dak)

11. SONUÇ

Deneysel çalışmalarda akışkan olarak su kullanılmıştır. Açık kanatlı radyal çarkların aralık etkilerinin vermiş olduğu değerler grafiklerde gösterilip genel sonuçlar elde edilmiştir. Bu deneysel çalışmalar sonucunda ortaya çıkan sonuçlar aşağıdaki gibidir.

Çizilen grafikler incelenirse ortak bir genelleme yapılabilir.

Çark aralığı 0.5 mm. iken maksimum debi , 38 l/dak.'ya verim % 39'a , basınç değişimi ise 100 mmHgY değerlerine ulaşmaktadır.

Çark aralığı 1 mm.'ye çıkarıldığında maksimum debi 39 l/dak. verim % 39 ve basınç değişimi 101 mmHgY değerine ulaşır.

Çark aralığı 1.5 mm.ye çıkarıldığında maksimum debi 40 l/dak. verim % 39 ve basınç değişimi 105 mmHgY değerine ulaşır.

Çark aralığı 2.0 mm.ye çıkarıldığında maksimum debi 40 l/dak. verim % 38 ve basınç değişimi 97 mmHgY değerine ulaşmaktadır.

Görüldüğü ki , aralık değerinin artımı ile belirli bir seviyeye kadar verim ve diğer özellikler artmakta ancak 2.0 mm. değerinden itibaren düşmeye başlamaktadır. Bu durumdan da anlaşılacağı gibi aralık ne çok dar ne de çok geniş bir değerde tutulmalıdır. Yapmış olduğum deneylerde optimum değer 1.5 mm. bulunmuştur.

12. KAYNAKÇA

- /1/ Buschmann/Koessler : Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik.
München : Wilhelm Heyne 1976

- /2/ Betz, A. : Über die Vorgänge an den Schaufelenden von
Kaplanturbinen. Hydraulische Probleme, Vorträge auf der
Hydrauliktagung in Göttingen am 5. und 6.6.1925,
Berlin : VDI-Verlag 1926

- /3/ Truckenbrodt, E. : Strömungsmechanik, 1. Auflage.
Berlin, Heidelberg, New York : Springer 1968

- /4/ Hürlimann, R. : Untersuchungen über Strömungsvorgänge
an Schaufelenden in der Nahe von Wänden.
Mitteilungen aus dem Institut für Aerodynamik an der
ETH in Zürich, Nr. 31, Zürich : Verlag Lehmann 1963

- /5/ Dean jr. , R.C. : The Influence of Tip Clearance on
Boundary-Layer Flow in a Rectilinear Cascade.
Massachusetts Inst. of Technology, MIT- Report 27-3
Dec. 1954

- /6/ Lakshminarayana, B. : Methods of Predicting the Tip
Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery.
Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering,
Sept. 1970, s. 467 ff

- /7/ Bürde, J. : Über den Spalteinfluss auf die Polaren der
Spaltnahen Schaufelschnitte relativ gegen eine feste
Wand bewegter Flügelgitter. München 1956

- /8/ Peacock, R.E. : A Review of Turbomachinery Tip Gap
Effects, Part 1 (Cascades), Part 2 (Rotating Machinery)
Int. J. Heat and Fluid Flow, Dec. 1982 and March 1983

- /9/ Ruden, P. : Untersuchungen über einstufige Axialgebläse
Zeitschrift Luftfahrtforschung, Bd. 14, 1937, s. 325 ff

- /10/ Eckert, B. : Aufgaben bei der Gestaltung der Kühlanlage des Kraftwagens. Automobiltechnische Zeitschrift, Bd.45 1942, Heft 9
- /11/ Cordes G. : Berechnung von Axiallüftern für Flugzeugtriebwerke. Jahrbuch Deutsche Luftfahrtforschung 1943
- /12/ Scheer, W. : Untersuchungen über den Spaltverlust an deckbandlosen Axialbeschaufelungen. Diplomarbeit am Pfleiderer Institut der TU Braunschweig 1954
- /13/ Spencer, E.A. : The Performance of an Axial Flow Pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 17, 1956
- /14/ Folsom, R.G. : Some Performance Characteristics of Deep Well Turbine Pumps. Transactions of the ASME, Vol. 63, 1941
- /15/ Rütschi, K. : Die Arbeitsweise der Freistrompumpe. Schweizerische Bauzeitung, Bd. 86 (1968), Heft 32
- /16/ Schmiedl, E. : Untersuchungen an einer halbaxialen Spiralgehäusepumpe mit Laufrädern verschiedener Schaufelzahl und Austrittswinkel. Diss. TH Braunschweig, 1971
- /17/ Wood, G.M./Welna, H./Lamers, R.P. : Tip Clearance Effects in Centrifugal Pumps. Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, Dec. 1965
- /18/ Kurian, T./Radha Krishna, H.C. : An Experimental Investigation on the Clearance Effects of Semi-Open Radial Flow Impellers. 5th Australasian Conference on Hydraulics and Fluid Mechanics, Christchurch, Dec. 1974
- /19/ Plutecki, J./Wajda, A. : The Influence of an Axial Clearance Between a Semi-Open Impeller and a Casing on Pump Parameters, by Example of HI-150 Pump. Proceedings of 5th Conference on Fluid Machinery, Budapest (Hungary), 1975

- /20/ Traupel, W. : Thermische Turbomaschinen, 3. Auflage.
Berlin, Heidelberg, New York : Springer 1977
- /21/ De Kováts, A./Desmur, G. : Pumpen, Ventilatoren,
Kompressoren, Deutsche Übersetzung von Hergt/Zilling.
Karlsruhe : G. Braun 1968
- /22/ Eckert, B./Schnell, E. : Axial und Radialkompressoren,
Reprint der 2. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York :
Springer 1980
- /23/ Pfleiderer, C./Petermann, H. : Strömungsmaschinen,
4. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York : Springer
1972
- /24/ Betz, A. : Konforme Abbildung, 2. Auflage. Berlin,
Göttingen, Heidelberg : Springer 1964
- /25/ Ganter, M. : Herleitung eines Zusammenhanges Zwischen
Auftriebsbeiwert C_a und Radienverhältnis r_2/r_1 für
Radiale Kreiselpumpen. Institutsbericht 85/3 des
Pfleiderer Instituts der TU Braunschweig, 1985

13. YAZARIN ÖZGEÇMİŞİ

Salih Uğur AYVALI 1970 yılında Kocaeli'nin Gölcük ilçesinde doğdu. İlkokulu Gölcük Piri Reis ilkokulu'nda 1981 yılında tamamladı. 1984 yılında Gölcük Merkez Ortaokulu'ndan ve 1987 yılında da Gölcük Barbaros Hayrettin Lisesi Matematik bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Yıldız Teknik Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makina bölümünü kazandı. Mühendislik eğitimini 1991 yılında tamamladı. Aynı yıl Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Bölümü Enerji Bilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı.

Halen Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Bölümü Enerji Bilim Dalı'nda öğrenimini sürdürmektedir.