

Pompalarda Kaviteasyon ve Öngörme Yöntemleri

Mehmet KAYA

8. Pompa ve Vana Kongresi – Mayıs 2013

ÖZET

Kaviteasyon; düşük basınçlara maruz kalan akışkanın buhar fazına geçmesine müteakiben buharlaşma basıncının üzerindeki basınçlarda buhar fazının yok olması sürecini ifade etmektedir. Kaviteasyon bulutu oluşumu ile sıvıların kaynaması arasında bir analogi kurulabilirse de bu süreç akışkana ısı iletimi ile değil, basınç düşümünün bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Kaviteasyon termodinamik bir hal değişimini ifade eder. Sıvı fazdan buhara ve bunun tersi yönde gerçekleşen bir kütle transferi sürecidir (buhar kabarcığı oluşumu ve patlaması). Pompaların kaviteasyonlu çalışma durumunda hidrolik performans kaybı ve hidrodinamik - termodinamik sebeplerle oluşan kaviteasyona bağlı kararsızlıklar ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmada kaviteasyon parametreleri tanımlanmış ve ilgili kavramlar açıklanarak, kaviteasyonlu çalışma durumunda ortaya çıkan çalışma rejimleri verilmiş, kaviteasyona etki eden unsurlar özetlenerek ortaya çıkabilecek hasarların üzerinde durulmuştur. Bununla beraber kaviteasyonun öngörülebilmesi için kullanılan yöntemler özetlenmiştir. Bu yöntemlerin bazıları;

- Benzeşim kanunları (scaling laws) / benzer pompalarda $NPSH_R$ ilişkileri
- Termodinamik etkilerin öngörülmesi
- Kaviteasyon karakterini sayısal olarak hesaplama

1. POMPALARDA KAVİTASYONLU ÇALIŞMA REJİMLERİ

Pompaların kaviteasyonlu çalışma durumunda aşağıdaki durumlar ortaya çıkabilir;

- Hidrolik performans kaybı (H_m, η)

Pompa çarkı içerisinde yerel basınç düşümlerinin olduğu bölgeler kaviteasyonun ilk olarak oluşacağı bölgelerdir. Bu bölgelerdeki basınç bölgesel olarak buharlaşma basıncının üzerine yükseltilebilirse kaviteasyon ortadan kalkacaktır. Eğer emme hattında yeterli basınç sağlanamamışsa, pompa basma yüksekliği kaviteasyonsuz duruma göre daha düşük seviyelere çekilir. Bu durumda pompa gerekli debiyi sağlayamaz (pump duty shortfall). İkinci bir durumda ise, pompa optimum çalışma noktasının solundaki çok düşük debi değerlerinde çalışıyorsa, çark tarafından harcanan enerjinin büyük bir kısmı akışkanı ısıtmaya harcanacaktır. Bu durumda sürekli çalışma halinde akışkan buharlaşmaya başlayacak ve pompa kaviteasyona girecektir (vapour locking).

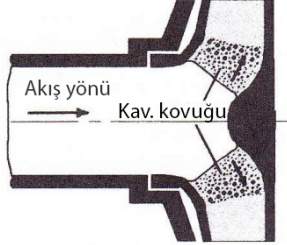
- Hidrodinamik sebeplerle oluşan kaviteasyona bağlı kararsızlık

Pompa kısmi debilerde çalışırken akış açısı ile çark kanadı giriş açıları arasında uyumsuzluk ortaya çıkmaktadır. Bu durum ön yanağa yakın yerlerde daha belirgindir. Böyle durumlarda emme borusuna doğru bir resirkülasyon akımı başlamaktadır. Bu sirkülasyon debi kısıldıkça daha da artacaktır. Böylece ortaya çıkan düşük basınç alanlarında kaviteasyon ortaya çıkmaktadır (hydrodynamically induced cavitation surging). Buhar fazına geçen akışkan emme hattına doğru ilerledikçe daha düşük basınç gradyanlarıyla karşılaşmakta ve kaviteasyon bulutunun boyu büyümekte, çökmesi ise gecikmektedir. Bu kararsızlık tipik olarak 2-10Hz aralığında bir frekansa sahiptir.

- Termodinamik sebeplerle oluşan kaviteasyona bağlı kararsızlık

Emme borusundaki basınç akışkanı sıvı fazında tutmaya yetmeyecek kadar azsa, pompa içerisinde ve hatta tesisat borularında kavitasyon oluşabilir(thermodynamically induced cavitation surging). Bu durumda ve benzer olarak vapour locking durumunda ortaya çıkan ekstra buhar hacmi pompa gövdesi içerisindeki basıncı arttırmaktadır.

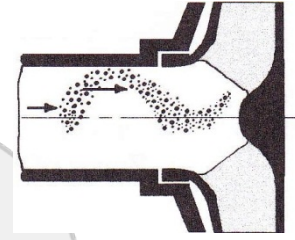
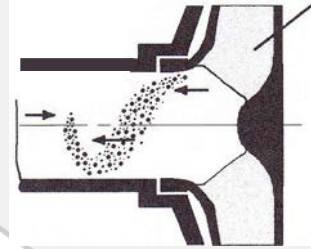
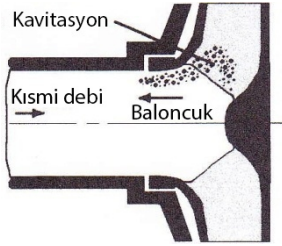
Yukarıda özetlenen durumlara bağlı olarak pompalarda 3 çeşit kavitasyonlu çalışma rejimi tanımlanmıştır.



Kararlı (stable) çalışma rejimi pump duty shortfall durumu ile ilişkin olarak ortaya çıkmaktadır. Bu rejim herhangi bir debi değerinde gerçekleşebilir. Buhar akışı gözlemlenebilir ve buhar kabarcıklarının kapladığı hacim zamandan bağımsızdır.

Şekil1. Buhar kabarcığı oluşumu

Kararsız (unstable) çalışma rejimi hidrodinamik sebeplerle oluşan kavitasyona bağlı kararsızlığın sonucunda ortaya çıkar. Bu rejim düşük debi değerlerinde gözlenebilir. Buhar kabarcıklarının hacmi zamana bağlı olarak değişir.

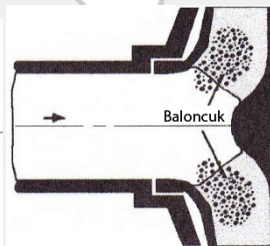
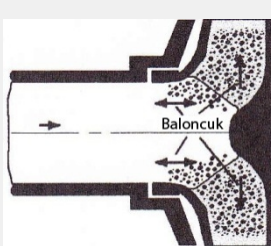
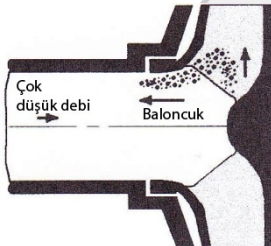


Şekil2. Kabarcık başlangıcı

Şekil3. Büyüme ve ilerleme

Şekil4. Çökme

Geçiş (transient) çalışma rejimi termodinamik sebeplerle oluşan kavitasyona bağlı kararsızlığın sonucunda ortaya çıkar. Çok düşük veya sıfır debi şartlarında ortaya çıkar. Buhar akışının izlenmesi güçtür. Buhar kabarcıklarının hacmi patlamaya kadar büyümeye devam eder.



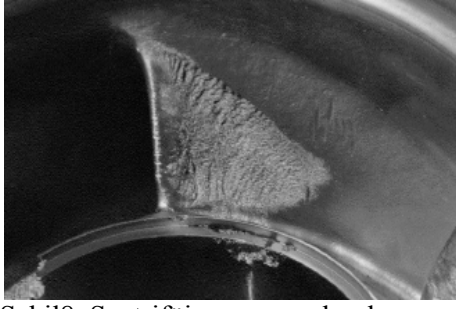
Şekil5. Kabarcık başlangıcı

Şekil6. Parçacıkların büyümesi

Şekil7. Kısmi Olarak Çökme

- Kavitasyon erozyonu

Buhar parçacıklarının yüksek basınç altında patlamasıyla metal yüzeylerinde bir hasar mekanizması ortaya çıkmaktadır (local pitting). Parçacıklar metal yüzeylerinden uzakta patlarsa hasar meydana gelmeyebilir. Bunun için malzeme yüzeylerindeki hasara bakarak kavitasyon yoğunluğu hakkında bir tahminde bulunmak güçtür.



Şekil8. Santrifüj pompa çarkında kavitasyona bağlı erozyon



Şekil9. Bir francis türbininde kavitasyona bağlı malzeme kaybı

- Ses ve titreşim seviyelerindeki artış

Kavitasyonun ortaya çıkmasıyla beraber pompada basınç çalkantıları oluşmaya başlar. Bununla beraber pompanın içerisinden çakıl taneleri geçiyormuş gibi bir ses kendini gösterir. Ses basınç seviyesi ölçümü yaparak ve toplanan sinyaller işlenerek kavitasyon yoğunluğu tahminleri yapılabilmektedir.

2. KAVİTASYON PARAMETRELERİ VE TERMİNOLOJİ

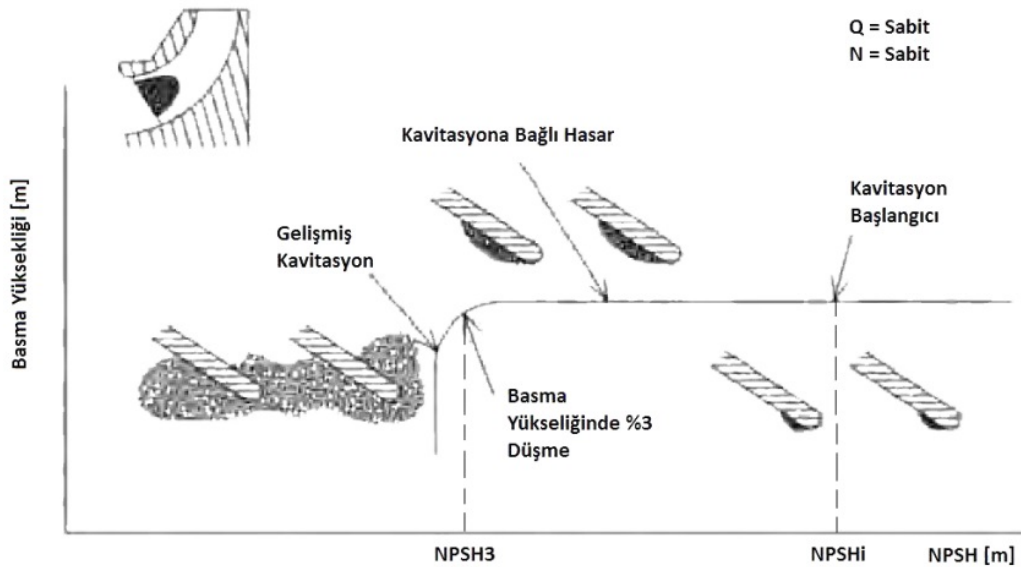
Kavitasyonu ifade eden temel parametreler; net pozitif yük NPSH, basma yüksekliği , hacimsel debi, mil dönme sayısı, çark dış çapı , emme özgül hızı N_{ss} , kavitasyon sayısı σ , Thoma kavitasyon katsayısı σ_{TH} olarak ifade edilebilir. Net Pozitif Emme Yüksekliği [NPSH veya ENPY] pompa girişindeki toplam mutlak basıncın akışkanın buharlaşma basıncından farkı olarak ifade edilmektedir.

$$NPSH = \frac{P_0 1 - P_v}{\rho g}$$

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$

$$\sigma_{TH} = \frac{NPSH}{H}$$

Kavitasyon sayısı akışkanın yerel basıncı ve buharlaşma basıncı arasındaki farkın boyutsuz gösterimi, Thoma sayısı ise boyutsuz NPSH ölçeğini gösterir. Genel olarak kavitasyon performansı kritik bir değer olan $NPSH_R$ ile ilişkilendirilir. Bu değer pompa girişinde sağlanması gereken minimum basınç değerini göstermektedir. Yani $NPSH_{mevcut} \geq NPSH_{gerekli}$ olmalıdır. Bu kritik değeri ele alırken kavitasyon başlangıç değeri $NPSH_i$, aynı debi için basma yüksekliğinde %3 düşümü veren gelişmiş kavitasyon $NPSH_{3\%}$ veya $NPSH_{5\%}$ tercih edilebilmektedir.



Şekil10. NPSH_i, NPSH₃ ve çark kanatlarında kavıtasyonun ortaya çıktığı bölgeler

Pompalarda kavıtasyona etki eden pek çok unsur vardır. Bunlardan bazıları;

- Çark emme ağızı ve göbek çapı
- Kanat giriş açıları
- Kanat sayısı. Kanat sayısı azaldıkça giriş alanı artacağından akış blokajı azalacaktır. Bununla beraber kanat sayısı az olan çarklar genellikle uzun olduğundan, kavıtasyon kanat boğaz kesitine kadar penetre etmez.
- Kanatlar arası boğaz kesiti
- Kanat hücum kenarı profili
- Kanat hücum kenarının meridyenel kesitteki yerleşimi
- Kanat hücum kenarı ve boğaz kesidi arasındaki kanat geometrisi
- Ön yanak ve arka yanaktaki eğrilikler
- Kanat ve yanakların birleşimindeki radyuslerin şekli
- Kanat yüzey pürüzlülüğü (ilk kabarcık oluşumunda etkisi gözlenir).
- Dengeleme deliklerinde ve çevresel boşluklarda meydana gelen kaçak akışları
- Çark çapının tornalanması

Bununla beraber çarka gelmeden emme hücrelerinde meydana gelen akışın da kavıtasyona etkisi vardır. Girişteki hidrolik kayıplar, vorteks oluşumları ve türbülans yoğunluğu kavıtasyonu etkileyen önemli parametrelerdir.

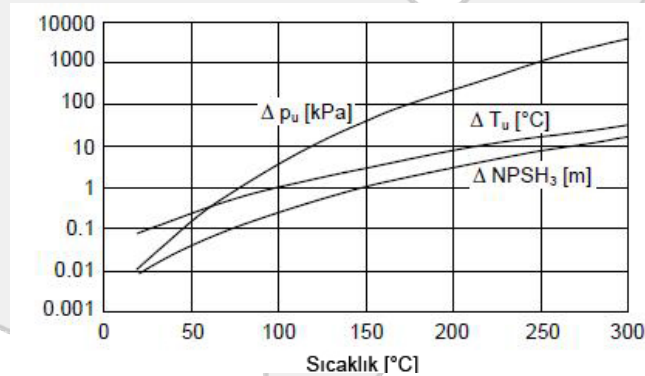
3. POMPALARDA KAVİTASYONUN ÖNGÖRÜLMESİ

Pompalarda kavıtasyonun öngörülmesi son yıllarda tamamen sayısal çözümler üzerine yoğunlaşmış durumdadır. Buna rağmen endüstriyel olarak kullanım alanı bulan benzeşim kanunlarını özetlemekte fayda vardır. Pompalarda benzeşim kuralları kullanılarak sabit Thoma sayısı için farklı dönme sayılarında NPSH tahmini yapılabilmektedir [1,3]. Kavıtasyon başlangıcı ve NPSH₃ için;

$$NPSH_i = NPSH_{iREF} \left(\frac{N}{N_{REF}} \right)^2$$

$$NPSH_3 = f NPSH_{3REF} \left(\frac{N}{N_{REF}} \right)^2 \quad N < N_{ref}; f > 1 \quad N > N_{ref}; f < 1$$

Bu formüllerde f sayısının tahmini tamamen deneysel sonuçlara ve tecrübeye bağlıdır. Akışkan sıcaklığının ve termodinamik özelliklerinin (akışkan tipinin) de NPSH üzerinde etkisi vardır. Bunlar ampirik formüller vasıtasıyla bulunabilir. Akışkan sıcaklığının NPSH üzerindeki etkisi Şekil11 de gösterilmiştir.



Şekil11. Su sıcaklığının kavıtasyona etkisi

Termodinamik etkilere bağlı olarak yapılacak NPSH tahmini Stepanoff metodu veya Hidrolik Enstitüsü düzeltme grafikleri kullanılarak yapılabilmektedir. Bu öngörme yönteminde hal dengesi teoremi kullanılarak şu denklemler yazılmaktadır;

$$NPSH_3 = NPSH_{3REF} - \nabla NPSH$$

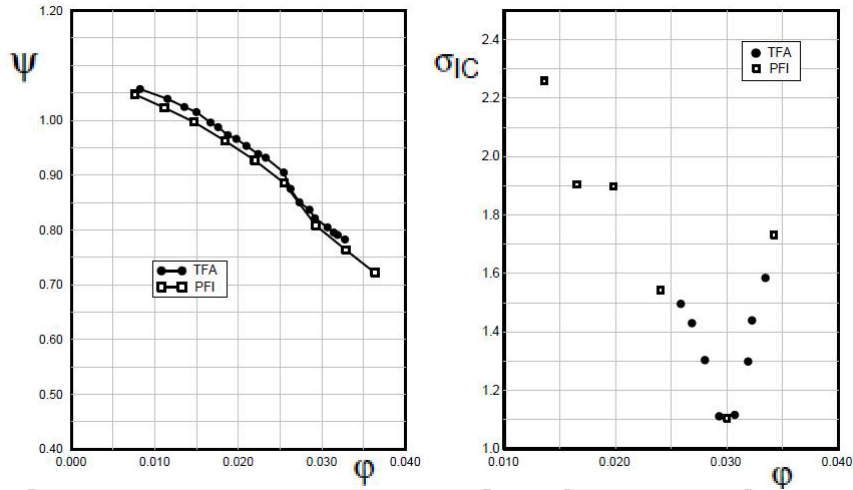
$$\nabla NPSH = \frac{V_V \rho_L}{V_L \rho_V} \frac{h_{fg}^2}{v_{fg} gCT}$$

Akışkanın içerisinde çözünmüş veya akışın içerisine karışmış gazların kavitasyon karakteristiğine etkileri incelenirken zahiri bir buharlaşma basıncı (P_E) tanımlanmaktadır. Bu durumda kavitasyon performansı klasik buhar oluşumu yaklaşımı ile değil, akış içerisindeki gazların oluşumu ve büyümeleri ile karakterize edilmektedir. Mevcut $NPSH^*$ alanı ise gazların akış içerisindeki varlığından etkilenerek düşmektedir. Böyle durumlarda $NPSH_A > NPSH_R$ olmasına rağmen $NPSH_A < NPSH_R$ tehlikesi vardır.

$$NPSH_A^* = (P_{01} - P_E) / \rho g$$

3.1 Kavitasyon Karakteristiğinin Deneysel Olarak İncelenmesi (Ses, Titreşim ve Optik Ölçümler)

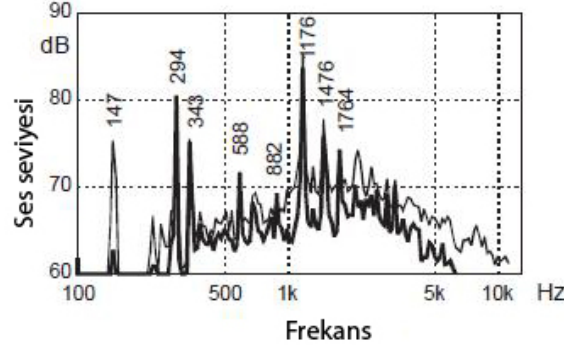
Optik yöntemler ile kavitasyon karakterizasyonuna örnek olarak Darmstadt ve Braunschweig üniversitelerinde yapılan bir çalışma verilebilir [4]. İki adet benzer çarkın geometrik özelliklerinin periyodik tekrarlayan düşük debi kavitasyon karakteristikleri (rotating cavitation) üzerine olan etkileri optik ölçüm yöntemleri ile test edilmiştir. Söz konusu pompalar 0,5 benzerlik faktörü ile geometrik olarak ölçeklendirilmiş, aynı özgül hız ve aynı Reynolds sayılarında çalışmaları sağlanmıştır. Rotating cavitation durumunu gözlemek için 12 bit CCD kamera ve strotoskopik ışık kaynakları kullanılmıştır. Örneklem hızı 40000 kare/saniye seçilmiştir. Bu ölçüm teknikleri ile çark henüz 1 devir dönmüşken ortaya çıkan zamana bağlı kavitasyon kovuğu oluşumları gözlemlenebilmiştir. Şekil 12 de bu iki çarka ait performans eğrileri ve kavitasyon başlangıcı grafikleri verilmiştir. Görüldüğü üzere geometrik olarak benzer çarklar, $NPSH_i$ karakteristikleri bakımından da benzerlik göstermektedir.



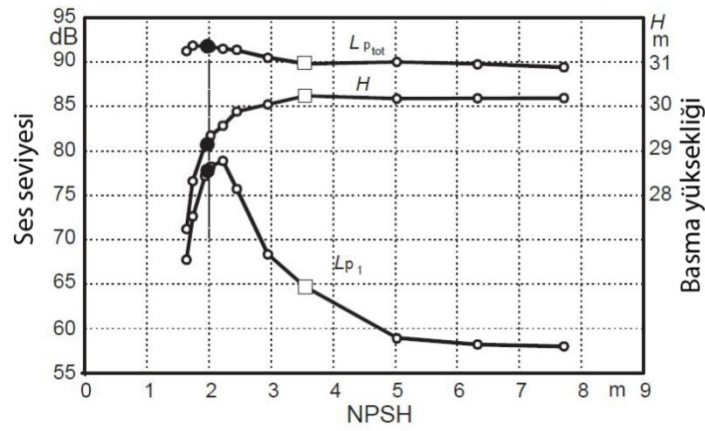
Şekil 12. Benzer iki çarka ait performans ve kavitasyon başlangıcı grafikleri Periyodik kavitasyon başlangıcının $\sigma/2\alpha$ şeklinde ifade edilen bir boyutsuz parametre ile ifade edilebildiği görülmüştür. Burada σ kavitasyon sayısı, α ise hücum açısıdır.

Kavitasyon durumu ortaya çıktığında pompa gürültü seviyelerinde hissedilir bir artış meydana gelmektedir. Kavitasyon başlangıcını ve sonraki safhalarını tayin edebilmek için ses ve titreşim ölçümleri yapılarak [5,6,7,8,9] kavitasyon karakterizasyonu çalışmaları yapılmıştır. Deneysel sonuçlar kavitasyonun 147 Hz frekansında veya kanat geçiş frekansının yarısında ($BPF/2$) ortaya çıkan ayırık bir frekansı olduğunu göstermiştir. Buradan hareketle 147 Hz frekansında ortaya çıkan ton, kavitasyon halindeki pompanın ses spektrasından ayrılmış ve kavitasyon başlangıcının tayini için kullanılmıştır. Böyle bir sistem $NPSH_i$ tayininde kullanılabileceği gibi, elektronik bir kontrol sistemi vasıtasıyla kritik $NPSH$ değerine gelindiğinde bir alarm sistemini de çalıştırabilir. Söz konusu pompa [5] 2900 rpm de 5kW gücünde bir motorla tahrik edilmiş ve sabit debi değerinde pompa basma yüksekliği değişken $NPSH$ koşulları altında ölçülmüştür. Ölçümler yapılırken ses spektrumu pompaya 0,5-1m uzaklıkta bir mikrofon yardımıyla kaydedilmiştir. Spektral analiz FFT dönüşümü ile yapılmıştır.

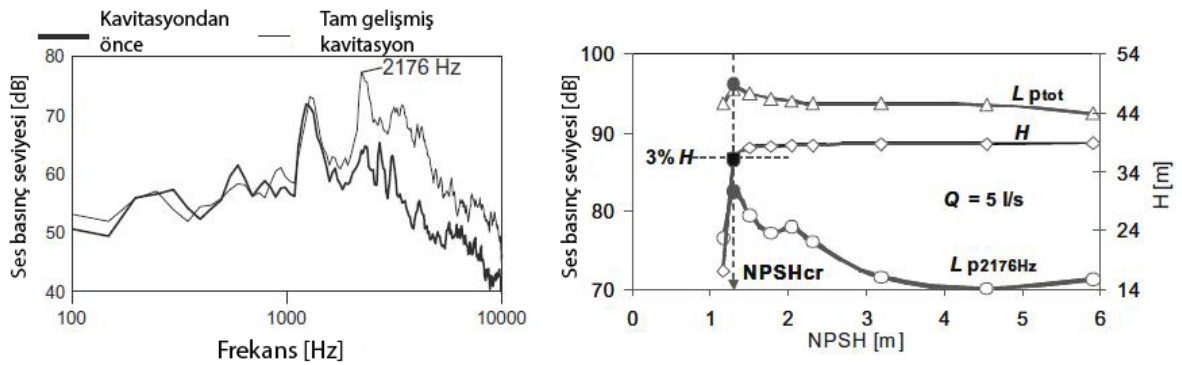
Şekil.13 de kavitasyonlu durumda oluşan ses seviyelerinin 147 Hz frekansında ve kanat geçiş frekansının harmoniklerinde kavitasyonsuz duruma göre ayrıklaştığı açık olarak görülmektedir.



Şekil13. Kavitasyon başlamadan önce ve geliştikten sonra ortaya çıkan ses spektrumu Ses seviyeleri kullanılarak yapılan NPSH tahmini ise Şekil. 14 de gösterilmektedir. 147 Hz deki ses seviyesi 70-80 bD olarak görülmüştür. Bu ses seviyelerindeki NPSH =2m ise basma yüksekliğindeki %3 düşmeye tekabül etmektedir.



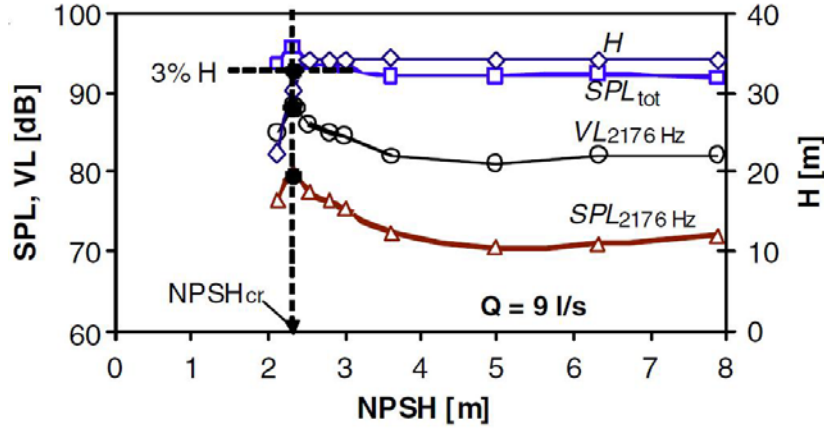
Şekil14. Toplam ses seviyesi ($L_{p\text{total}}$), 147 Hz deki ses seviyesi (L_{p1}) ve basma yüksekliği değerleri Buradan anlaşılacağı gibi ses basınç seviyesi ölçümlerinden NPSH tahmini yapabilmek mümkün olmaktadır. Benzer bir çalışmada[6] 3 adet farklı pompanın ses basınç seviyeleri ve kavitasyon karakteristikleri eşleştirilmiştir. 2176 Hz deki frekansın kavitasyonlu çalışma durumunda ayrıştığı görülmüştür (şekil 15). Bu frekans kanat geçiş frekansının 7. harmoniğine denk gelmektedir. Spektrumundaki maksimum nokta kritik NPSH değerini vermektedir. Bu yöntemin diğer deneysel yöntemlere göre en büyük avantajı ekstra bir deney düzeneğine ihtiyaç duyulmaması tüm ölçümlerin sadece bir mikrofon yardımıyla yapılabilmesidir.



Şekil15. 2176 Hzdeki ses basınç seviyeleri ve ve bu frekanstan yola çıkarak kritik NPSH değerinin tayini

Belirli bir frekans değerinde ya da ayrık frekans spektrumunun pik noktasında ortaya çıkan değer, kritik NPSH değeri ile ilişkili olduğu görülmüştü. Bu bilgiden yola çıkarak yapılan bir deneysel çalışmada [7]2176Hz frekans komponentinin ortaya çıkmasının sebebi olan kavitasyonlu çalışma

durumundaki ses üretim mekanizması araştırılmıştır. Bu amaçla ilk olarak açık havada ses basınç seviyesi ölçümleri, ikinci olarak su altı akustiği ölçümleri ve son olarak yapısal titreşim esaslı ölçümler alınmıştır. Ölçüm sonuçları şekil16 da görülmektedir.



Şekil16. 2176 Hz frekansında ortaya çıkan titreşim ve ses basınç seviyeleri. Ayrık frekans komponentinin esas olarak kaviteye bağlı yapısal titreşimlerin bir sonucu olarak ortaya çıktığı görülmüştür. Bu durum görüldükten sonra, kaviteye bağlı titreşimin en fazla hangi bölgelerde etkili olduğu araştırılmıştır [8]. Farklı NPSH değerlerindeki sonuçlara göre en yüksek titreşim salyangoz gövde yan duvarında, daha sonra ise pompa çıkışında ve giriş flanşı üzerinde ortaya çıkmıştır. Ayrıca ses basınç seviyesi ve titreşim karakteristiklerinin aynı yönde eğilim göstererek geliştiği gözlemlenmiştir.

3.2 Kaviteye Karakteristiğinin Nümerik Olarak İncelenmesi

Pompalarda kaviteye nümerik olarak hesaplanmasındaki amaç kaviteye başlangıcını (inception), kaviteye kovuğu boyutunu ve kaviteye bağlı basma yüksekliği düşüşünü tahmin etmektir[1].

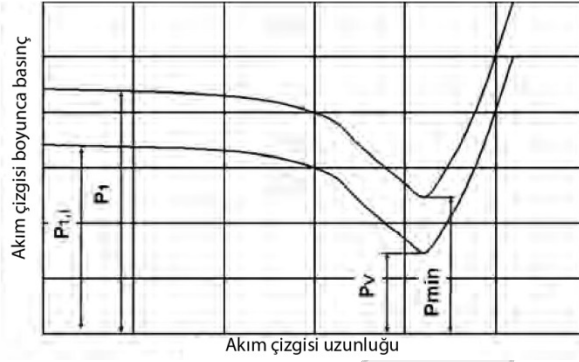
Pompalarda sayısal kaviteye hesaplarını temel olarak 2 kategoride değerlendirmek mümkündür.

1. Kaviteye kovuğunun sıvı-buhar ara yüzünde önceden verilen hız veya basınç koşullarına ulaşıncaya kadar yapılan iteratif şekil değişiklikleri ve adaptasyonu ile akış modelleme. Bu sistemde kaviteye boşluğu iteratif olarak her adımda şekil değişikliğine uğrar. Çift faz modelleme gereği duyulmaz. Bu yöntemde Interface Tracking – Arayüz izleme metodu denmektedir.
2. Akışı çift fazlı olacak şekilde modelleme. Bö yöntemde ise Interface Capturing – Arayüz hesaplama metodu denmektedir.

3.2.1. Tek Fazlı Akış Modelleme ile Kaviteye Hesaplama (Interface Tracking) Yöntemleri

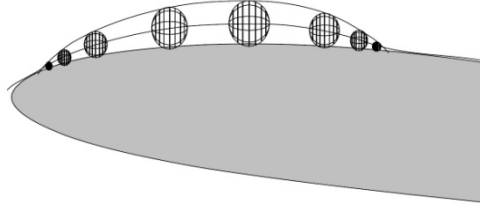
İlk yaklaşımda sıvı buhar arayüzü kanat üzerindeki basınç dağılımı göz önüne alınarak bulunur. Kaviteye kovuğu ve ana akım arasında bir bağlantı olmadığı ve baloncuk içerisinde akış gerçekleşmediği varsayımları yapılır [1]. Dupont [2] tarafından geliştirilen algoritmanın adımları şöyledir;

1. Çarkın önündeki hız dağılımını tam olarak hesaplayabilmek için emme hattındaki ve emme hücreindeki akışın 3D NS çözümleri yapılır.
2. Giriş sınır şartları tanımlandıktan sonra çark içerisinde 3D NS çözümleri yapılır. Çark üzerindeki basınç dağılımından faydalanarak NPSH_i (Inception NPSH) değeri hesaplanabilir (şekil 17).



Şekil17. Çark girişinde akım çizgisi boyunca basınç dağılımı

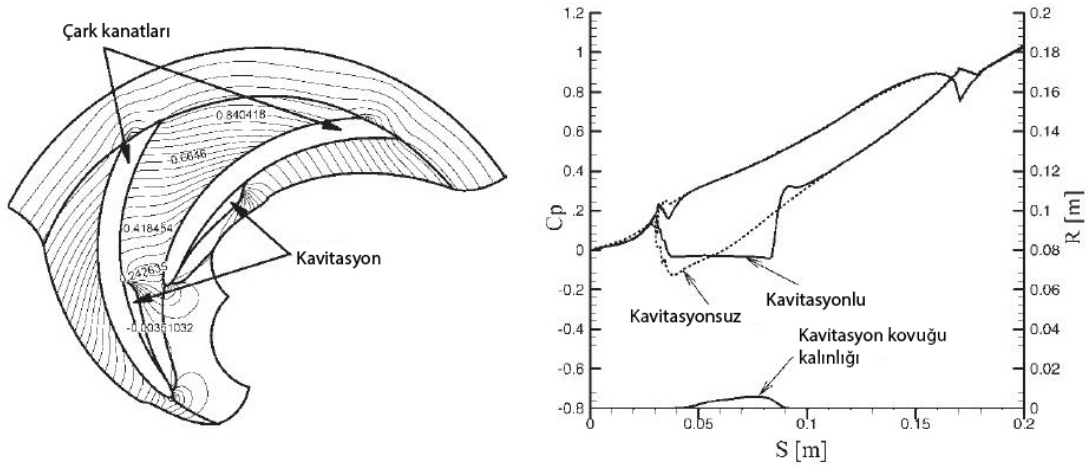
- Baloncuk oluşumu ve büyümesi Rayleigh-Plesset denklemi ile modellenir. Bu denklem küresel bir baloncukun dinamik davranışını kanat üzerindeki lokal basıncın bir fonksiyonu olarak hesaplamaya imkan verir. Düşük basınç bölgelerinde baloncuk çapı yerel minimum basınca kadar büyüyerek maksimum yaptıktan sonra kanat üzerindeki basıncın artmasıyla beraber küçülerek $P > P_{\text{buharlaşıma}}$ olunca yok olur. Baloncuk çapının izlediği bu yol (şekil18) kavitasyon kovuğu boyutunu belirler.



Şekil18. Kavitasyon kovuğunun boyutunu tahmin için kullanılan baloncuk zarfı (tek fazlı çözümden)

- Kavitasyon kovuğu sınırları basınç dağılımına göre iteratif olarak değiştirilerek, kovuk konturu $P = P_v$ izobarına eşit oluncaya dek modifiye edilir.
- NPSH₃ değeri ise ampirik bağıntılar yardımıyla hesaplanır. Kavitasyon kovuğu uzunluğunun kanat giriş adımına (blade inlet pitch) eşit olduğu boyutta veya kavitasyonlu bölgenin boğaz kesitine ulaştığı büyüklükte kavitasyon NPSH₃ değerine ulaşmış kabul edilmektedir.

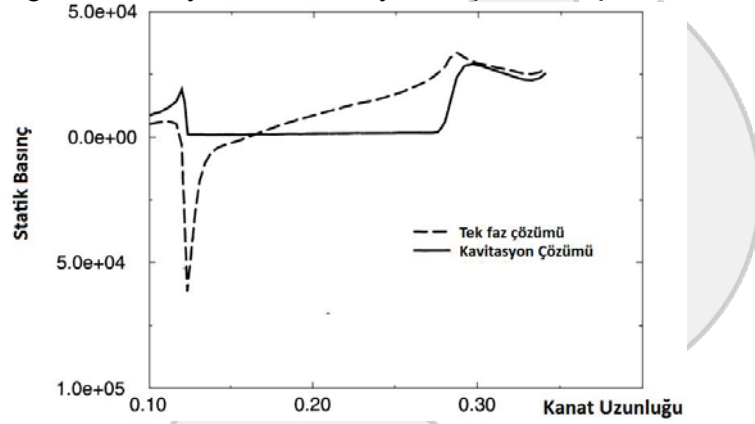
Bu yaklaşım 5 adet farklı özgül hıza sahip çark üzerinde denenmiş ve özellikle NPSH₃ değeri için uygun sonuçlar üretilebilmiştir. Yine interface tracking metodu ile yapılan bir çalışmada [12] çark kanadında ortaya çıkan basınç dağılımından yola çıkarak kavitasyon kovuğu lokasyonu ve büyüklüğü hesaplanmıştır.



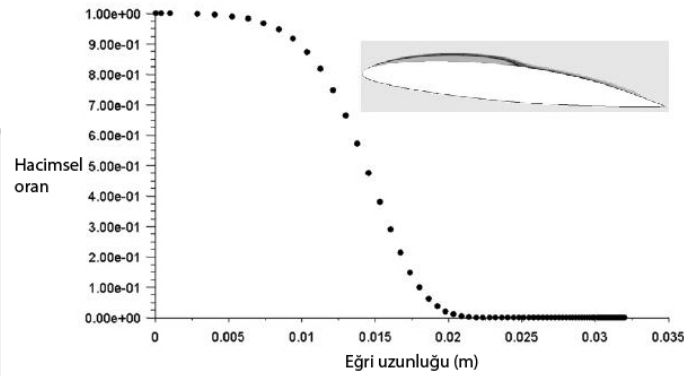
Şekil19. Basınç sayısı konturları ve kavitasyon kovuğu kalınlığı

3.2.2.Çift Fazlı Akış Modellemeye ile Kavitasyon Hesaplama (Interface Capturing) Yöntemleri

İkinci yaklaşım ise kavitasyonu CFD yazılımları ile çift fazlı olarak modellemektir [10-24]. Tam kavitasyon modeli geliştirilmesi amacıyla 2002 yılında yapılan çalışmada [10] bir buhar taşınımı denklemi türetilmiş ve türbülanslı NS denklem çözücüsüne adapte edilmiştir. Kabarcık oluşumunu ve lokal basınç alanı altındaki zamana bağlı değişimini hesaplamak için kullanılan formülasyon düşük mertebeli Rayleigh-Plesset denklemlerini içermektedir. Farklı emme özgül hızlarında yapılan hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan kavitasyon bölgelerinin şekli, yeri ve boyutundaki değişimler fiziksel olarak açıklanabilir bulunmuştur. Şekil.20 de santrifüj pompa kanadında emme yüzeyi boyunca statik basınç dağılımı kavitasyonlu ve kavitasyonsuz çözümler için verilmektedir.



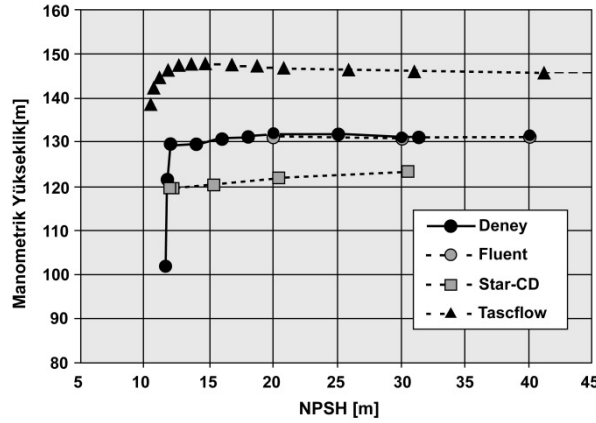
Şekil20. Kanat emme yüzeyi, giriş kenarı dış çapına yakın bir bölgede oluşan yüklemeye Bir başka çalışmada potansiyel akış çözümleri için yazılmış kısmi kavitasyon kovluğu hesaplama algoritması bir NS çözücüsü içerisine adapte edilmiştir [16]. İlk etapta potansiyel akış çözücüsü ile hesaplanmış tabaka kavitasyonu bölgeleri mevcut bir kanat üzerine kayma sınır koşulları altında uygulanmış ve NS çözümleri yapılmıştır. İkinci etapta VOF çift faz modeli aktive edilmiş ve kanat yüzeylerine su buharı gönderilmiştir. Hız alanı potansiyel akış çözücü ile çözülmüştür. Benzer sonuçlar ortaya çıkmakla beraber kavitasyon kovluğu daha kısa bir dilimde kapanmıştır. Son olarak model RANS çözücüsünde koşulsuz, deneylerle uyumlu sonuçlara ulaşılmıştır (şekil 21).



Şekil21. Kavitasyon kovluğu ve kanat emme yüzeyindeki hacimsel buhar-sıvı oranları 2009 yılında yapılan çalışmada araştırmacılar yapay sinir ağları yöntemi ile pompaların kavitasyon performansını hesaplamışlardır [13]. Bu amaçla MATLAB içerisindeki yapay sinir ağları araç kutularından BP ve RBF kullanılmıştır. ANN in işlerlik kazanabilmesi için kavitasyon performansı bilinen pompaların geometrik özellikleri ve NPSH arasında bir ilişki kurulmuştur. ANN algoritması 60 adet örnekle beslenmiştir. Bu örnekleme verilerinin miktarı hesaplamalardaki kesinliğin bir ölçüsü olduğundan mümkün olduğunca fazla training data gerekmektedir. Bunun sonucunda giriş değerleri ve sonuç verileri arasında matematiksel bir ilişki kurulmaktadır. ANN algoritması 3 farklı pompa için koşulsuz ve bulunan NPSH değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. İki durum için de ortaya çıkan farkın %2-5 mertebelerinde olduğu görülmüştür.

Kavitasyonun hızlı bir şekilde modellenmesine imkân veren yeni bir yöntemde ise [15] zamana bağlı tabaka kavitasyonunun sınır elemanlar yöntemi ile çözümü verilmiştir. Bu yöntemde konumsal iterasyon adımları ortadan kaldırılmış, bunun yerine anlık kavitasyon kovluğu boyutlarını veren yeni

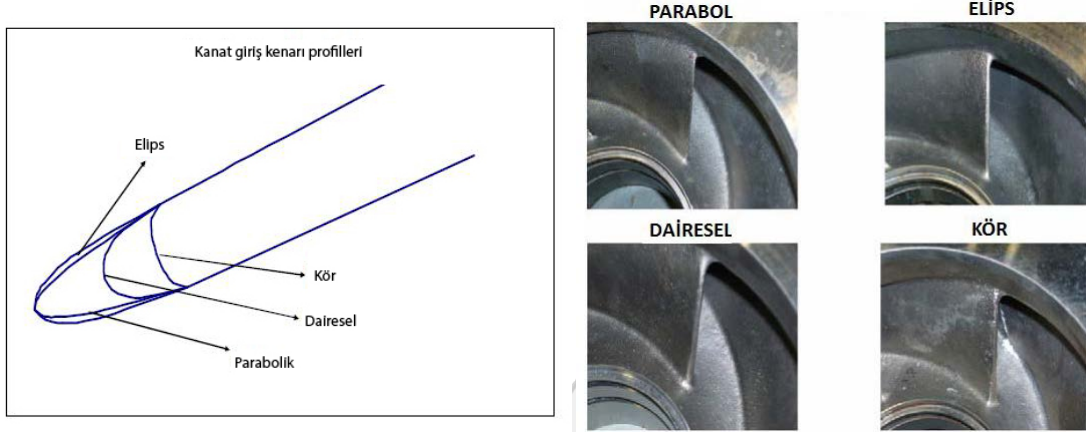
bir yaklaşım önerilmiştir. Algoritmanın performansı çeşitli kavitasyon akışlarında değişik geometrilerdeki kanatlar üzerinde düşük mertebeli frekanslarda zamana bağlı olarak hesaplanmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar konvensiyonel yöntemlerle karşılaştırılmıştır. Kavitasyon kovuğu ve kaldırma katsayıları (C_L) doğrulukla hesaplanmıştır (max %7 fark ile). Kavitasyon kovuğunun akışla birleşim noktası civarındaki basınç dağılımının modifikasyonu için ise basit bir cebirsel ilişki kurulmuştur. Ticari CFD yazılımları ile (ANSYS Fluent, CFX, Numeca, StarCD, vb.) çift fazlı kavitasyon hesapları endüstride geniş kullanım alanı bulmaktadır. Bu hesaplamalar neticesinde pompaya ait karakteristik eğrilerden biri olan Q-NPSHr değeri hesaplanabilmekte ve bu karakteristikler firma kataloglarında kullanım alanı bulabilmektedir. Yine pompa endüstrisinde faaliyet gösteren firmalarından araştırmacılar seçtikleri bir pompa üzerinde 3 farklı ticari yazılım ile (Fluent, Star CD, CFX) kavitasyon hesapları yapmışlardır [11]. Elde edilen NPSH-H karakteristikleri deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır (şekil 22).



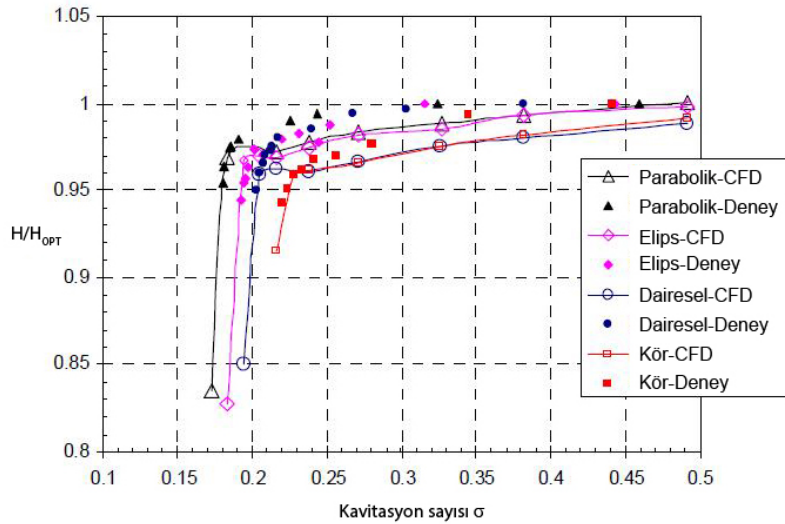
Şekil 22. Üç farklı yazılım ile hesaplanan NPSH karakteristiği ve deneysel sonuçlar. Sonuçlara bakıldığında basma yüksekliği karakteri en iyi Fluent yazılımıyla hesaplanmış olmasına rağmen, NPSH değeri her 3 yazılımda da iyi bir doğrulukla bulunabilmiştir. CFX yazılımında basma yüksekliği değerinin fazla çıkmasının nedeni ise sadece çarkın modellenmiş olması, salyangozdaki ve diğer bölümlerdeki kayıpların hesaba girmemesi olarak gösterilmiştir. Teoriden de bilindiği gibi mevcut NPSH azaldıkça kavitasyonlu bölgelerin yoğunluğu da artmaktadır (şekil 23).



Şekil 23. Fluent ile hesaplanan kavitasyon kovuğu bölgeleri. Yine endüstriden bir uygulamada araştırmacılar [14] CFD ile çark kanadı giriş kenarı profillerinin kavitasyon karakteristiğine etkilerini hesaplamışlardır. Bu profiller şekil 24 de görülmektedir. Nümerik olarak hesaplanan sonuçlar NPSH testi yapılan çarkların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar yapılırken çark göbek ve emme ağzı çapı, kanat giriş açıları ve hücum açısı, kanat sayısı ve kalınlığı, pasaj boğaz kesidi, yüzey pürüzlülüğü gibi kavitasyona etki eden diğer parametreler sabit tutulmuştur.



Şekil24. Farklı geometrilere haiz kanat giriş kenarı profilleri Kavitasyon akışı CFX yazılımı ile çift faz homojen mixture modeli ile modellenmiştir. Kavitasyon başlangıcı, kovuk oluşumu ve uzunluğu ve NPSH3 gibi değerler hesaplanmıştır. Kavitasyon modeli Rayleigh-Plesset denklemlerine buhar oluşumu-patlama gibi kaynak terimlerinin eklenmesi ile oluşturulmuştur. Türbülans Shear Stress SST yaklaşımı ile modellenmiştir.



Şekil25. Optimum noktada farklı geometrilerdeki kavitasyon karakteristikleri Yukarıdaki şekilden de görülebileceği gibi deneysel sonuçlar ve sayısal sonuçlar arasında iyi bir uyum gözlenmektedir. Bununla beraber en iyi kavitasyon karakteristiğini düşük kavitasyon sayıları verdiği için parabolik profil oluşturmaktadır. Bir sıralama yapmak gerekirse parabolüğün ardından elips, dairesel ve kör profil gelmektedir. Kavitasyon sayısına bağlı debi karakteristiklerine bakıldığında tüm debilerde parabolik profilin kör profile göre yaklaşık %20 lik bir üstünlüğü olduğu görülmektedir. %120 debide ise bu farkın kapandığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak bu bölgelerde emme resirkülasyonunun ortaya çıkması ve bu fenomenin akışı domine etmesi gösterilmiştir.

REFERANS LİSTESİ

- [1] J. F. Gülich, 2008, *Centrifugal Pumps, Second Edition*.
 [2] Dupont P. Casartelli E., 2002, "Numerical prediction of the cavitation in pumps" *ASME FEDSM2002-31189*.
 [3] B. Schiavello, F.C. Visser, 2009, "Pump Cavitation – Various NPSHr Criteria, NPSHa Margins, and Impeller Life Expectancy", *Proceedings of the 25th International Pump Users Symposium*.

- [4]M.Hofmann, B.Stoffel, J.Friedrichs, G.Kosyna,2001,,"Similarities and Geometrical Effects on Rotating Cavitation In Two Scalded Centrifugal Pumps", *Proceedings of the CAV 2001 Fourth International Symposium on Cavitation*.
- [5] M. Cudina, 2003, "Detection of cavitation phenomenon in a centrifugal pump using audible sound", *Mechanical Systems and Signal Processing* 17(6), 1335-1347.
- [6]M. Cudina, J. Prezelj, 2009, "Detection of cavitation in operation of kinetic pumps. Use of discrete frequency tone in audible spectra", *Applied Acoustics* 70, 540-546.
- [7]M. Cudina, J. Prezelj, 2009, "Detection of cavitation in situ operation of kinetic pumps: Effects of cavitation on the characteristic discrete frequency component", *Applied Acoustics* 70, 1175-1182.
- [8]W.Yong, L.Houlin, Y. Shouqi, L. Dongxi, W. Jian, 2012, "Experimental measurement on cavitation induced vibration and noise of centrifugal pumps", *Proceedings of the Eighth International Symposium on Cavitation*.
- [9]A.Cervone, L.Torre, A.Pasini, L.D'Agostino, 2009,,"Cavitation and flow instabilities in a 3-Bladed axial inducer designed by means of a reduced order analytical model", *Proceedings of the seventh International Symposium on Cavitation*.
- [10]M.Athavale, H.Y.Li, Y. Jiang ,A.K.Singhal, 2002, "Application of the full cavitation model to pumps and inducers", *International Journal of Rotating Machinery* 8(1):45-56.
- [11]P.Dupont, T.Okamura, 2003, "Cavitating flow calculations in industry", *International Journal of Rotating Machinery* 9(3): 163-170.
- [12]J.Li, L.J.Liu, Z.P.Feng, 2006, "Two dimensional analysis of cavitating flows in a centrifugal pump using a single phase Reynolds averaged Navier-Stokes solver and cavitation model", *Proc. IMechE Vol. 220 Part A:J. Power and Energy*.
- [13]W.Yong, L. Houlin, Y. Shouqui, T. Minggao, W.Kai, 2009, "Prediction research on cavitation performance for centrifugal pumps", *Proceedings of the seventh International Symposium on Cavitation*.
- [14]R. Balasubramanian, E. Sabini, S. Bradshaw, 2011, "Influence of impeller leading edge profiles on cavitation and suction performance", *Proceedings of the 27th. International Pump Users Symposium*.
- [15]M.B. Nejad, M. Cihangizian, 2012, "A fast non-iterative algorithm to predict unsteady partial cavitation", *Proceedings of the 8th International Symposium on Cavitation*.
- [16]S. Phoemsapthawee, J.B. Leroux, S. Kerampran, J.M. Laurens, 2012, "Implementaion of a transpiration velocity based cavitation model within a RANSE solver", *European Journal of Mechanics B/Fluids* 32 (2012) 45-51.

SUMMARY

Cavitation in Pumps & Prediction of Cavitation

Cavitation is the process of evaporation of the fluid that is exposed to low local pressures and then vanishing of the vapour phase exposed to pressures higher than the evaporation pressure. Although there exists an analogy between boiling and cavity formation; this process occurs due to local pressure drop not with heat transfer mechanisms. Cavitation represents a thermodynamic phase transition, a mass transfer mechanism from fluid state to vapour state and vice versa (formation and explosion of cavities). When operating in thermodynamically or hydrodynamically induced cavitating conditions, the pump suffers various kinds of instabilities and hydraulic performance loss. In this paper cavitation parameters are defined, related concepts and operating regimes are described. Factors that are affecting cavitation and possible damage that may occur are considered. In addition, cavitation prediction methods are summarized. Some of these include;

- Scaling laws
- Impact of thermodynamic factors
- Numerical computation of cavitation