

Elektrikli Araçlarda İklimlendirme Sistemi için Model Öngörülü Kontrolör Tasarımı

Model Predictive Controller Design for HVAC System in Electric Vehicle

Osman Sezgin Temel¹, Levent Uçun²

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Bölümü
Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul

¹{sezgin.temel}@std.yildiz.edu.tr ²{lucun}@yildiz.edu.tr

Özetçe

Son yıllarda elektrik araç teknolojisindeki gelişmelerle birlikte elektrikli araç kullanımı önemli ölçüde yaygınlaşmıştır. Elektrikli araçların güç tüketimi ve menzil mesafesi, iyileştirilmesi gereken bir konu olup bu konu üzerine birçok çalışma yapılmaktadır. Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemi (HVAC), elektrikli araçların güç tüketimini önemli ölçüde etkileyen yardımcı komponentlerden biridir. Bu nedenle HVAC sisteminin daha verimli bir şekilde çalıştırılması, elektrikli araçların menzil ve güç tüketimini olumlu yönde etkilemektedir. Bu çalışmada elektrikli araçlarda bulunan HVAC sistemi için model öngörülü kontrolör (MPC) tasarımı ile araç kabini sıcaklık kontrolü uygulanarak elektrikli araçlarda doğrudan menzili ve şarj durumunu (SOC) etkileyen güç tüketiminin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bu kapsamda önerilen model öngörülü kontrolör tasarımı, klasik bir Oransal-İntegral (PI) kontrolör tasarımı ile MATLAB/Simulink ortamında karşılaştırılarak benzetim çalışmaları gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

Abstract

In recent years, with the advancements in electric vehicle technology, the use of electric vehicles has significantly increased. The power consumption and range of electric vehicles is an issue that needs improvement and many studies are being carried out on this subject. Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) is one of the auxiliary components that significantly affects the energy consumption of electric vehicles. Therefore, operating the HVAC system more efficiently positively affects the range and power consumption of electric vehicles. In this study, it is aimed to improve the power consumption that directly affects the range and charging status (SOC) in electric vehicles by applying temperature control in the vehicle cabin via model predictive controller design for the HVAC system found in electric vehicles. In this context, the proposed model predictive controller design is compared with a classical Proportional-Integral (PI) controller design in a MATLAB/Simulink environment where simulation studies are performed and the results obtained are evaluated.

1. Giriş

Teknolojinin hızlı gelişimi ve nüfusun çoğalması, son yıllarda enerji kaynaklarına olan talebi önemli ölçüde artırmıştır. Enerji tüketiminin artması ile beraber fosil yakıtların kullanılması

yüksek miktarda sera gazı emisyonu ve çevre kirliliğine yol açmaktadır. Bu durum yenilenebilir enerji kullanımını daha değerli hale getirmektedir. Fosil yakıt kullanılan içten yanmalı motorlu araçlar yerine elektrikli araçların kullanımı karbon ayak izini azaltmakta ve küresel ısınmanın önlenmesi noktasında olumlu yönde etki göstermektedir [1].

Elektrikli araçların kullanım oranındaki artış, batarya değiştirme maliyeti, uzun şarj süresi, sınırlı menzil ve diğer altyapıyla ilgili kısıtlamalar nedeniyle çok hızlı olmamaktadır. Sınırlı menzil ve uzun şarj süresi, sürücülerin araç kullanırken hedeflerine ulaşamama endişesine yol açabilmektedir. Menzil kaygısı olarak ifade edilen bu durum şarj istasyonlarının sayısını veya batarya kapasitesinin artırılması ile belli ölçüde çözülebilmektedir [2].

Şarj istasyonlarının sayısını veya batarya kapasitesini artırmanın yanında sınırlı menzil problemini çözmek için doğru bir menzil tahmin sistemi de gerekmektedir. Güç tüketimi, araç özellikleri, sürücü davranışı, trafik, hava ve yol durumu gibi birçok faktöre bağlı olan bu sistem oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir [3].

Literatürde elektrikli araçların güç tüketimini ve menzili tahmin etmeye yönelik çalışmalar mevcuttur [4]. Elektrikli araç güç tüketim sistemlerinin incelenmesi ve modellenmesi için uygulanan çalışmalar ağırlıklı olarak MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmalar önerilen modellerin doğruluğunu ve etkinliğini kanıtlayan benzetim sonuçları içermektedir [5,6].

Elektrikli araçlarda bulunan HVAC sisteminin güç tüketimi, araçtaki toplam güç tüketiminin önemli bir bölümünü oluşturmaktadır [7]. HVAC sistemi, elektrikli araçlarda motordan sonra diğer yardımcı sistemlere kıyasla en fazla güç tüketen sistemdir. Bu sistem ile kabin sıcaklık kontrolünün doğru ve verimli bir şekilde kontrol edildiği elektrikli araçlarda, daha uzun menzil değerleri elde edilebilmekte ve bu araçların bataryaları daha verimli şekilde kullanabilmektedir [8, 9].

HVAC sisteminin dinamik modelinin elde edilmesi için öncelikli olarak sistemin çalışma prensibi ele alınmakta ve çalışma prensibinden yola çıkılarak sistemde kullanılan komponentler belirlenmektedir. Bu komponentlerin matematiksel ifadeleri kullanılarak HVAC sisteminin prensip şeması belirlenmekte ve matematiksel modeli elde edilmektedir [10, 11, 12].

HVAC sisteminin matematiksel modeli ele alınırken durum uzay gösterimi kullanılarak her alt sistem için matematiksel modeller elde edilmiştir [13]. Farklı termal sistemler için dinamik modellerin geliştirilmesi ve doğrulanması, kontrol

algoritmalarının optimum güç tüketimi ile tasarlanması için kritik öneme sahip olmaktadır.

Literatürde elektrikli araçlarda basitleştirilmiş matematiksel modeller kullanılarak bulanık mantık ve yapay sinir ağları yöntemi ile HVAC kabin sıcaklık kontrolünün yapıldığı çalışmalar mevcuttur [14, 15]. Bu çalışmalara ek olarak temel HVAC modellerinin ele alındığı ve PI/PID kontrolörlerin kullanıldığı çalışmalar da literatürde bulunmaktadır [16]. Ayrıca model öngörülü kontrol tabanlı kontrolörlerin HVAC sisteminin basitleştirilmiş modeli ile kullanıldığı çalışmalar da bulunmaktadır [17].

Bu çalışmada ise, literatürde var olan çalışmalardan farklı olarak, HVAC sistemi içinde yer alan bütün alt sistemleri, araç dinamiğini ve araç güç modelini ele alan bir sistem yaklaşımı oluşturulmuştur ve bu sistem için model öngörülü kontrolör tasarımı uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar referans sıcaklığı takip etme performansı, uygulanan kontrol sinyali, hesaplanan SOC ve menzil değeri göz önüne alınarak analiz edilmiştir.

2. Elektrikli Araçların Modellenmesi

Elektrikli araçlar, geleneksel içten yanmalı motorlu araçlardan farklı çalışma prensibine sahiptir. Bu araçların temel özelliği, bataryalar veya yakıt hücreleri gibi enerji depolama birimlerinden aldıkları elektrik enerjisini, elektrik motorları aracılığıyla mekanik enerjiye dönüştürerek hareket etmeleridir. Elektrikli araçlar, içten yanmalı motorlu araçlardan daha az hareketli parçaya sahip oldukları için düşük bakım maliyetleri ve daha verimli bir sürüş deneyimi sunmaktadır.

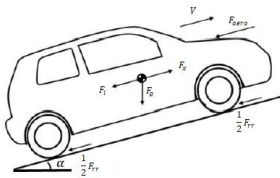
Elektrikli bir aracın doğru bir şekilde modellenmesi ve gerçekleştirilmesi, aracın dinamik davranışlarının ve performans değerlerinin hesaplanması ve bu değerler doğrultusunda araç tasarımının iyileştirilmesini sağlar. Aynı zamanda sürüş çevrimlerine göre yapılan benzetimler batarya ömrü, menzil mesafesi ve güç tüketimi gibi testlerin yapılmasına imkan vermektedir.

2.1. Araç Dinamiği Modeli

Elektrikli aracın doğrusal yönde hareket etmesi için motor tarafından üretilen kuvvetin (1)'de görüldüğü üzere birtakım direnç kuvvetlerini yenmesi gerekmektedir [6].

$$F_x = F_{aero} + F_g + F_{rr} + F_i \quad (1)$$

Bu ifadede, F_x boyuna çekiş kuvveti olup F_{aero} aerodinamik direnç kuvvetini, F_g eğim direnç kuvvetini, F_{rr} yuvarlanma direnç kuvvetini ve F_i ivmelenme direnç kuvvetini göstermektedir. Bu kuvvetlerin araca hangi yönde etki ettiği Şekil 1'de görülmektedir.



Şekil 1: Elektrikli araç üzerine etkiyen boyuna kuvvetler [3]

Aerodinamik direnç kuvveti, bir aracın hareket ettiği havayla etkileşimi sonucu oluşan viskoz sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Bu tür sürtünme, aracın yüzeyini saran havanın hareketi ve bu hareket ile oluşan havadaki basınç farklılıklarından dolayı meydana gelir.

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 \quad (2)$$

Aerodinamik direnç kuvveti (2)'de verildiği üzere gibi birçok parametreye bağlı olup ρ hava yoğunluğunu, C_d aerodinamik direnç katsayısını, A_f aracın ön yüzey alanını ve V araç hızını tanımlamaktadır.

Bir aracın eğimli bir yolda hareket ederken karşılaştığı kuvvete eğim direnç kuvveti olarak ifade edilmektedir. Eğim direnç kuvveti $F_g = mgsin(\alpha)$ denkleminde görüldüğü gibi aracın kütlesi m , yerçekimi ivmesi g ve yokuş eğimi α ile bağlantılıdır. Standart sürüş çevrimlerinde genellikle yol eğimsiz kabul edildiği için $\alpha=0$ şeklinde alınır, bu durumda eğim direnç kuvvetinin etkisi olmamaktadır.

Aracın tekerlekleri yol yüzeyi ile temas ettiğinde, tekerleğin elastik yapısından dolayı tekerlek temas merkezinin önünde dönme hareketine karşı tekerlek yuvarlanma direnci oluşmaktadır.

$$F_{rr} = mgC_{rr} \quad (3)$$

Yuvarlanma direnç kuvveti (3)'te görüldüğü üzere araç kütlesine, yerçekimi ivmesine ve C_{rr} ile ifade edilen yuvarlanma direnci katsayısına bağlıdır.

İvmelenme direnci, aracın harekete geçmesini sağlayan, hızını artırırken veya azaltırken karşılaştığı dirençtir. Aracın ilk hareketi ve frenleme esnasında ivmelenme direnci etkisi oldukça yüksektir.

$$F_i = ma \quad (4)$$

İvmelenme direnç kuvveti (4)'te görüldüğü üzere araç kütlesi ve a ile ifade edilen araç ivmesine bağlıdır.

$$a = \frac{F_x - F_{aero} - F_g - F_{rr}}{m} \quad (5)$$

Araç dinamiği modelinde araç ivmesi, araç üzerine etkiyen boyuna kuvvetlere bağlı olup (1) ve (4) kullanılarak (5)'te araç ivme bilgisi elde edilmektedir. Aracın ivme bilgisinden yola çıkarak aracın hız ve konum bilgisi de bulunmaktadır [5].

2.2. Güç Sistemi Modeli

Elektrikli araçlarda güç sistemleri, elektrik enerjisini bataryadan alıp elektrik motorlarına yönlendirmekte ve aktarma organlarıyla beraber tekerleklere göndererek aracın hareketini sağlamaktadır. Elektrik motorunun tükettiği toplam güç (6)'da görüldüğü gibi birçok parametreye bağlıdır.

$$M_g = \tau \omega + M_k \quad (6)$$

Verilen güç ifadesinde, M_g elektrik motorunun tükettiği toplam güç olup τ toplam torku (sürüş ve regen), ω motor hızını ve M_k motor güç kayıplarını ifade etmektedir.

Motor güç kayıpları $M_k = k_c T^2 + k_i \omega + k_\omega \omega^3 + C$ denkleminde görüldüğü üzere k_c , k_i , k_ω ve C motordan gelen motor kaybı sabitlerine ve T ile belirtilen motorun maksimum torkuna bağlıdır.

Elektrikli araçlarda aktarma organları, motordan alınan enerjiyi tekerleklere ileten sistemleri ifade eder. Bu sistemler, elektrik motorundan çıkan dönme hareketini tekerleklere aktaran ve aracın hareketini sağlayan bileşenlerden oluşmaktadır. Elektrikli araçların aktarma organları, içten yanmalı motorlu araçların aktarma organlarından daha farklı olup şanzıman sistemi gerektirmezler.

$$F_x = (T_{mot} - T_{kayıp}) \frac{G}{r_w} - F_B \quad (7)$$

Boyuna çekiş kuvveti (7)'de görüldüğü gibi birçok parametreye bağlıdır. T_{mot} motordan gelen tork değerini, $T_{kayıp}$ tork

kaybını, F_B fren kuvvetini, G dişli çarpanını ve r_w tekerlek yarıçapını göstermektedir.

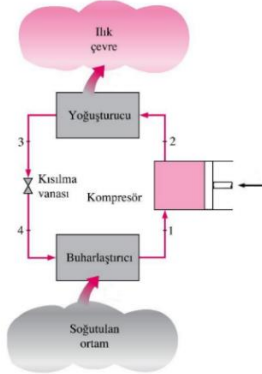
Batarya sistemi, elektrikli araçların güç kaynağını oluşturan ve elektrik enerjisini depolayan temel yapıdır. Bu sistem, aracın çalışması için gerekli olan elektrik enerjisini sağlayıp aracın günlük sürüş menziline belirleyen önemli bir bileşendir. Elektrikli araç batarya sistemi, yüksek enerji yoğunluğuna sahip batarya veya bataryalardan oluşmakta ve aracın elektrik motoruna güç sağlayarak tekerlekleri hareket ettirmektedir. Bu sistem HVAC, DC-DC dönüştürücü, direksiyon ve basınç pompası gibi yüksek gerilim (YG) yardımcı komponentleri de harekete geçirir.

$$I = V_{oc} - \sqrt{\frac{V_{oc}^2 - 4R_i G_t}{2R_i}} \quad (8)$$

Batarya modelinde, G_t toplam güç tüketimini, V_{oc} açık devre gerilimini, R_i iç direnci ifade etmek üzere I batarya akımı (8)'de verildiği şekilde hesaplanmaktadır. Batarya akımı ve gerilimden batarya anlık güç tüketimi hesaplanarak SOC durumu hakkında bilgi elde edilmektedir.

2.3. HVAC Matematiksel Modeli

Elektrikli araçlarda YG yardımcı komponentler, YG elektrik sisteminin güvenli ve etkin bir şekilde çalışmasını sağlayan önemli bileşenlerdir. DC-DC dönüştürücü, YG bataryadan alınan gücü, düşük gerilimli 12V akü ve elektrik sistemlerinde kullanılan güce dönüştürmektedir. Direksiyon sistemi için direksiyon pompası ve fren sistemi için basınç pompası da YG bataryadan alınan güç ile harekete geçmektedir. Elektrikli araçlarda iklimlendirme için kullanılan HVAC sistemi, diğer YG yardımcı komponentlere göre daha fazla güç tüketmektedir.



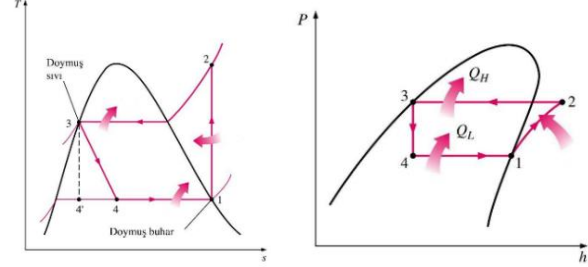
Şekil 2: İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi [18]

HVAC sistemi kapalı çevrimi, bir soğutma sistemi türüdür. Şekil 2'de görüldüğü üzere soğutucu akışkanın sürekli olarak bir döngü içinde dolaştığı bir sistemdir. Bu çevrimde, soğutucu akışkan sürekli olarak buharlaştırıcı, kompresör, yoğurturucu ve genişleme valfi gibi bileşenler arasında dolaşmaktadır.

Kompresör, servo motor ile çalışıp HVAC sistemi içindeki soğutucu akışkanının sistemin içinde dolaşmasını imkan vermektedir. Bu dolaşımın ısı transferinin soğuk kaynaktan sıcak kaynağa gerçekleştirilmesi sağlanır. Öncelikle soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak gelmektedir. Kompresörde yoğurturucu basıncına kadar sıkıştırılarak çevre sıcaklığının üstüne çıkan soğutucu akışkan yüksek sıcaklık ve basınçta yoğurturucuya yüksek sıcaklıkta buhar olarak girmektedir. Yüksek basınçlı ve yüksek sıcaklıktaki buharlaşmış soğutucu akışkan, yoğurturucu ile çevredeki

ortama ısı vererek hal değiştirmekte ve tekrar sıvı hale dönüşmektedir.

Yoğurturucudan çıkan sıvı soğutucu akışkan, genişleme valfine girmekte ve genişleme valfinden geçtikten sonra düşük basınçlı ve düşük sıcaklıktaki sıvı buhar karışımı haline gelmektedir. Sabit entalpide gerçekleşen bu durum ile soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulacak ortamın sıcaklığının altına düşmektedir.



Şekil 3: Sıcaklık-entropi ve basınç-entalpi diyagramları [18]

Soğutucu akışkan, bu aşamadan sonra buharlaştırıcıya girer. Bu bölümde, soğutucu akışkan alçak basınçta ve düşük sıcaklıktadır. Buharlaştırıcı içinden geçerken bu sırada ısı alır ve soğutucu akışkanı buhar haline dönüştürür. Doymuş buhar halinde çıkan soğutucu akışkan tekrar kompresöre girerek çevrim tamamlanır [18]. Bu aşamalar sırası ile Şekil 3'te HVAC kapalı çevriminin sıcaklık-entropi ve basınç-entalpi grafikleri üzerinde gösterilmektedir.

Araç kabini ve HVAC komponentlerinin dinamiği, enerjinin korunumu ilkesine dayalı olarak bir diferansiyel denklem şeklinde modellenmiştir.

HVAC sistemine verilen güç kompresör üzerinden sağlanmaktadır. Kompresörü harekete geçirmek için servo motor modeli kullanılmaktadır [12].

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L}(V_a - k_b \omega - Ri) \quad (9)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I}(k_m i - b\omega - \frac{W_{cp}}{\omega}) \quad (10)$$

Kontrol gerilimi V_a olup kompresör gücü W_{cp} , servo motor elektrik direnci R , servo motor akımı i ve servo motor açısal hızı ω (9) ve (10)'da bulunmaktadır. Bu denklemlerde k_m servo motor transfer sabitini, k_b ise dahili geri besleme sabitini ifade etmektedir.

$$C_p \rho v \frac{dT_k}{dt} = M_{ref}(T_b C_{prk} - T_k C_{prl}) \quad (11)$$

Kompresör enerji dengesi (11)'de gösterilmekte olup T_k kompresörün çıkış sıcaklığını, M_{ref} kütle akış hızını, C_p havanın özgül ısısını ve T_b buharlaştırıcıdan gelen kompresör giriş sıcaklığını göstermektedir. Ayrıca hava yoğunluğunu ρ , araç kabininin hacmini v , sırasıyla giriş ve çıkış özgül ısısını C_{prk} ve C_{prl} ifade etmektedir.

$$M_{ref} = n \frac{\pi}{4} D_c^2 S_p N_c \frac{\eta_v}{v_s} \quad (12)$$

Kütle akış hızı (12)'de verildiği gibi birçok parametreye bağlıdır. Bu denklemde n , D_c , S_p , N_c parametreleri sırasıyla kompresördeki silindir sayısı, silindir çapı, piston vuruş uzunluğu ve HVAC sisteminin kontrolünü sağlayan kompresör hızını ifade etmektedir. Hacimsel verimlilik η_v ve izantropik verimlilik v_s parametreleri deneysel verilerle elde edilmektedir. Buharlaştırıcı tarafından soğutma işleminden önce ortamdaki, kabinden ve genişleme valfinden gelen havanın

adyabatik karışım sıcaklığı T_b kütle dengesi (13)'te ifade edilmektedir.

$$\rho f C_{pe} T_b = m_f C_{pa} T_a + (\rho f - m_f) C_{pr} T_{ka} + T_g m_f C_{pe} \quad (13)$$

Bu ifadede, T_b buharlaştırıcının girişine giden karışım havasının sıcaklığı olup T_g genişleme valfinden gelen sıcaklığı, T_a ortam sıcaklığını, T_{ka} kabin sıcaklığını, f hacimsel hava akış hızını, m_f havalandırma kütle akış hızını, C_{pr} , C_{pe} , C_{pa} sırası ile kabindeki, buharlaştırıcıdaki ve ortamdaki özgül ısıyı ifade etmektedir. Buharlaştırıcı kuru ve ıslak olarak iki bölgeden oluşmaktadır. Buharlaştırıcıya giren havanın sıcaklığı buharlaştırıcı duvarı boyunca azalmakta ve kuru soğutma bölgesinin sonunda buharlaştırıcı sıcaklığı T_d ifadesine eşit olmaktadır. Buharlaştırıcının hava tarafından kuru soğutma bölgesindeki enerji dengesi (14)'te gösterilmektedir [13].

$$C_p \rho V_{h1} \frac{dT_d}{dt} = C_p \rho f (T_b - T_d) + \alpha_1 A_1 (T_w - \frac{T_b + T_d}{2}) \quad (14)$$

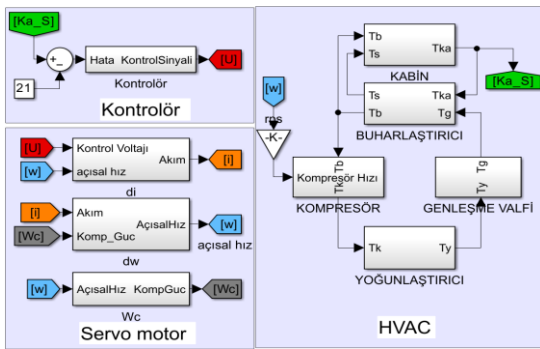
Kuru soğutma bölgesinde hava ile buharlaştırıcı duvarı arasındaki ısı transfer katsayısı α_1 , soğutma bobininin ısı transfer alanı A_1 , kuru bölge hava hacmi V_{h1} ve havanın özgül ısı C_p parametreleri ile ifade edilmektedir.

$$C_p \rho V \frac{dT_w}{dt} = \alpha_1 A_1 (\frac{T_b + T_d}{2} - T_w) + \alpha_2 A_2 (\frac{T_d + T_s}{2} - T_w) - M_{ref} (h_{r2} - h_{r1}) \quad (15)$$

Buharlaştırıcı duvarı iki bölgenin arasında olup sıcaklığı T_w , ıslak soğutma bölgesinde hava ile buharlaştırıcı duvarı arasındaki ısı transfer katsayısı α_2 , soğutma bobininin ısı transfer alanı A_2 , soğutucu akışkan giriş ve çıkış entalpi değerleri sırası ile h_{r1} , h_{r2} olmak üzere ilgili diferansiyel denklem (15)'te gösterilmektedir.

$$C_p \rho V_{h2} \frac{dT_s}{dt} = C_p \rho f (T_d - T_s) + \rho f h_{fg} (W_m - W_g) + \alpha_2 A_2 (T_w - \frac{T_d + T_s}{2}) \quad (16)$$

Araç kabine buharlaştırıcıdan gelen havanın sıcaklığı T_s olup W_m , W_g sırasıyla buharlaştırıcı girişi ve araç kabini besleme havasının nem içeriğini, h_{fg} suyun gizli buharlaşma ısısını ve V_{h2} ıslak bölge hava hacmini (16)'da ifade edilmektedir.



Şekil 4: HVAC, servo motor ve kontrolör modellemesi

HVAC modeli bileşenlerin enerjinin korunumu denklemleri ile oluşturulan blok diyagramları Şekil 4' te gösterilmektedir.

Yoğunlaştırıcı ile buharlaştırıcı tam ters işlevi gören fakat enerji dengesi ile birbirine benzer bileşenlerdir. Yoğunlaştırıcı içinde buharlaştırıcı ile benzer model denklemleri kullanılmaktadır.

$$T_y M_{fv} C_{pv} - T_g M_{fl} C_{pl} = 0 \quad (17)$$

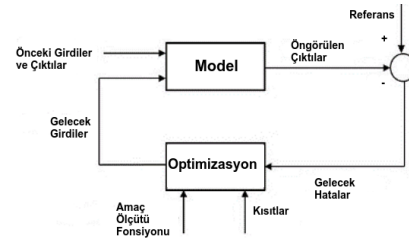
Genişleme valfi enerji modeli (17)'de bulunup soğutucu akışkanın buhar fazındaki özgül ısı C_{pv} , buhar kütle akışı M_{fv} , soğutucu akışkanın sıvı fazındaki özgül ısı C_{pl} , sıvının kütle akışı M_{fl} , giriş çıkış sıcaklıkları T_y ve T_g ile ifade edilmektedir [13].

$$M_r C_{pr} \frac{dT_{ka}}{dt} = C_{pe} \rho f (T_b - T_s) + Q_s + Q_p + Q_{ps} + U_0 A_0 (T_a - T_{ka}) + m_f C_{pa} (T_a - T_{ka}) + K_{spl} f \quad (18)$$

Kabin enerji dengesi (18)'de belirtilmekte olup K_{spl} besleme fanı ısı kazanç katsayısını, M_r araç kabini içindeki havanın kütle, U_0 araç kabini ısı transfer katsayısını, A_0 araç kabininin yüzeyini, Q_s radyasyon ısı yükünü ve Q_p yolcu ısı yükünü göstermektedir [12].

3. Model Öngörülü Kontrolör Tasarımı

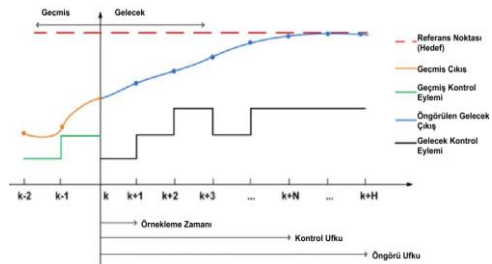
Bu bölümde bir önceki bölümde anlatılan HVAC sisteminin sıcaklık çıkışı kontrol etmek üzere tasarlanacak olan model öngörülü kontrolör ile ilgili temel bilgiler verilmektedir. Model öngörülü kontrol yapısı, gelecekteki sistem davranışını tahmin etme ve değişen şartlara uyum sağlama kabiliyeti ile karmaşık sistemlerin kontrolünde tercih edilmektedir.



Şekil 5: Model öngörülü kontrol yapısı [19]

Model öngörülü kontrol, sistem davranışının gelecek değerlerini tahmin etmek için bir sistem modeli kullanır ve belirli bir optimizasyon kriterine göre en uygun kontrol işaretini hesaplar. Bu kontrol işaretini hesaplarırken kayan ufuk ilkesinden yararlanıp sistemin belirli bir zaman ufku içindeki davranışını dikkate alarak kontrol işaretini buna göre Şekil 5'te görüldüğü üzere güncellemektedir.

Model öngörülü kontrol tasarımında kontrol parametrelerinin seçilmesi oldukça önemlidir. Bu parametrelerin uygun seçilmesi, kontrolörün performansını etkilemesinin yanında çevrim içi olarak her adımda optimizasyon problemini çözen model öngörülü kontrol algoritmasının hesaplanmasını da etkilemektedir.



Şekil 6: Model öngörülü kontrol stratejisi [19]

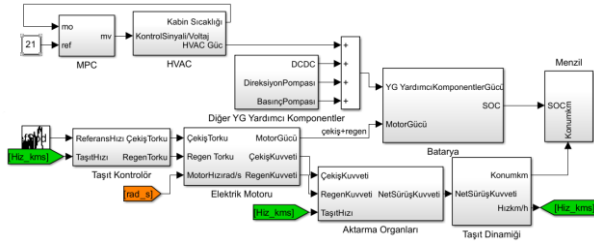
Kontrol algoritmasının uygulama hızını örnekleme zamanı belirlemekte ve örnekleme zamanının gereğinden büyük seçildiği durumlar sistemi etkileyecek bozululara yeterli hızda cevap verilmemesine neden olmaktadır. Örnekleme zamanının küçük seçildiği durumlarda ise bozululara hızlı bir şekilde cevap verilmekte fakat bu durumda hesaplama yükü artmaktadır. Bu iki durum göz önüne alınarak çalışmada ele alınan sistem için uygun bir örnekleme zamanı seçilmiştir.

Model öngörülü kontrol, öngörü ufku (ÖÜ) olarak adlandırılan belirli bir ufuk boyunca optimal kontrol problemini yinelemeli çözerek sistem davranışının gelecekteki değerleri hesaplanmaktadır. Öngörü ufkunun gereğinden büyük seçildiği durumlarda sistem dinamikleri hakkında daha fazla bilgi toplanmakta fakat aynı zamanda hesaplama yükü artmaktadır. Öngörü ufkunun gereğinden küçük seçildiği durumlarda ise hesaplama yükü azalmakta ancak bu durum kontrol performansını etkilemektedir. Bu gerçekler ışığında öngörü ufku, ele alınan sistem için uygun şekilde seçilmiştir.

Kontrol sinyali, öngörülen sistem çıkışının en iyi şekilde referans noktasına ulaşması için hesaplanıp o noktadan sonra sabit tutulmaktadır. Kontrol ufku (KU) olarak adlandırılan parametrenin doğrudan hesaplama yüküne etkisi vardır. Uygulamalarda kontrol ufku, öngörü ufku ile eşit seçilebileceği gibi, genel yaklaşımda öngörü ufku değerinin %10 ile %20 arasında seçilmektedir.

4. Benzetim Çalışmaları

Bu bölümde ele alınan sistem için yapılan benzetim çalışmaları verilmektedir. Bu çalışmanın blok diyagramı Şekil 7'de gösterilmektedir.



Şekil 7: Blok diyagram

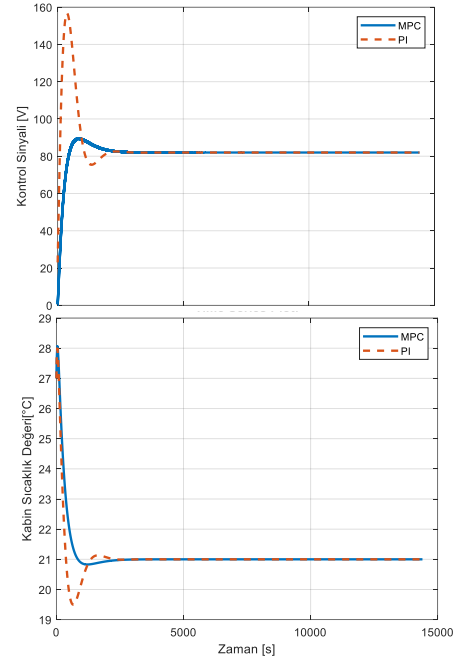
Bu çalışmada, model öngörülü kontrolör ile elektrikli araçlarda bulunan HVAC sistemi için araç kabini sıcaklık kontrolü yapılması sağlanmıştır. Servo motor ile kontrol edilen HVAC sisteminin sıcaklık kontrolünün yanında güç tüketimi de hesaplanmıştır. Elde edilen HVAC sisteminin güç tüketimi, elektrikli araç modeli ile beraber değerlendirilerek SOC ve menzil mesafesi değerleri elde edilmiştir.

RTS 95 sürüş çevrimi uygulanan bu benzetim çalışması 4 saat olarak planlanmış ve örnekleme zamanı 1 saniye olarak belirlenmiştir. Batarya kapasitesi 75 kWh olarak seçilmiştir ve DC-DC dönüştürücü, direksiyon pompası ve basınç pompasının toplam güç tüketimi sabit olacak şekilde 0.25 kWh saat olarak belirlenmiştir.

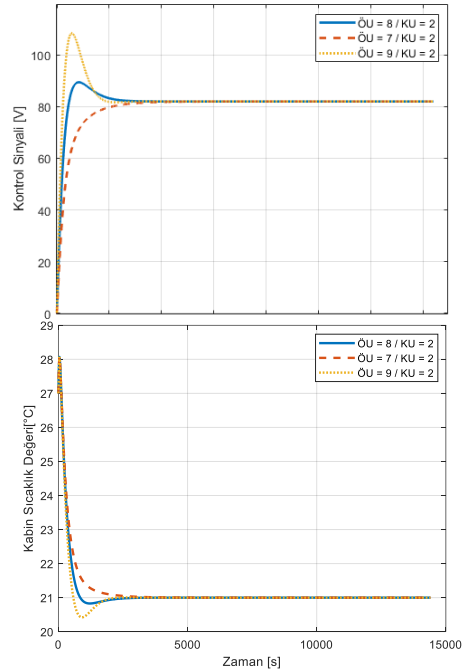
Benzetim çalışmasında ele alınan sistem model öngörülü kontrolör ve PI kontrolör ile ayrı ayrı kontrol edilmiştir. Benzetim çalışmalarında PI kontrolörün parametreleri $K_p=0.5$ ve $K_i=0.1$ olarak belirlenmiştir. Model öngörülü kontrolör tasarımında öngörü ufku ve kontrol ufku parametreleri sırası ile 8 ve 2 olarak belirlenmiştir.

Yapılan benzetim çalışmaları sonucunda Şekil 8' de görüldüğü üzere PI kontrolör, model öngörülü kontrolöre göre

sistemin sıcaklık değeri çıkışında daha fazla aşımaya sebep olmuştur. Ayrıca sisteme uygulanan kontrol sinyali incelendiğinde PI kontrolörün, model öngörülü kontrolöre göre daha yüksek değerler oluşturduğu anlaşılmaktadır. Bu sonuca bağlı olarak PI kontrolör kullanılan sistemin model öngörülü kontrolör kullanılan sisteme göre daha çok güç tükettiği görülmektedir. Yapılan hesaplamalarda model öngörülü kontrolörün, PI kontrolöre göre güç tüketimi bu benzetim çalışması için yaklaşık olarak 0.185 kWh daha az olduğu hesaplanmıştır.

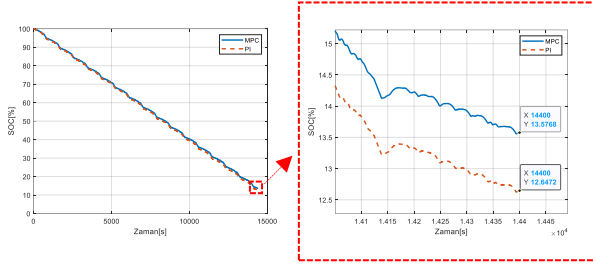


Şekil 8: Kontrol sinyali ve kabin sıcaklık değeri



Şekil 9: Farklı öngörü ufku değerleri için kontrol sinyali ve kabin sıcaklık değeri

Benzetim çalışmaları kapsamında ikincil bir analiz olarak model öngörülü kontrolör tasarımında seçilen öngörü ufku parametresinin, sistemin çıkışına olan etkisi ele alınmıştır. Şekil 10'da verildiği üzere kontrol ufku sabit kalmak şartıyla öngörü ufku arttıkça ters aşım değerinin yükseldiği görülmektedir.



Şekil 10: Model öngörülü kontrolör ve PI kontrolör ile SOC değeri

Benzetim çalışmaları kapsamında, aynı çevresel faktörler altında model öngörülü kontrolör uygulanan sistemin kalan SOC değeri %13.57 olarak hesaplanırken PI kontrolör uygulanan sistemin kalan SOC değeri %12.64 hesaplanmıştır. Buna bağlı olarak iklimlendirme sisteminde model öngörülü kontrolör uygulanan elektrikli aracın menzili 240.9 km olarak hesaplanırken PI kontrolör kullanıldığı durumda menzil 238.3 km olarak hesaplanmıştır. Bu durum, iklimlendirme sisteminde model öngörülü kontrol algoritmasının kullanılmasının aynı benzetim koşulları altında PI kontrolöre göre menzil üzerinde daha olumlu bir etkisi olduğunu göstermiştir.

5. Sonuçlar

Bu çalışmada elektrikli araçlarda bulunan HVAC sistemine model öngörülü kontrolör tasarımı ile araç kabin sıcaklık kontrolü uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar klasik bir PI kontrolör tasarımı ile MATLAB/Simulink ortamında karşılaştırılarak benzetim çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Model öngörülü kontrolörün, PI kontrolöre göre başarımlı ise güç tüketimi değerleri incelenerek gözlemlenmiştir. Bu kapsamda model öngörülü kontrolörün SOC ve menzil değerlerine olumlu yönde katkı yaptığı açıkça görülmektedir.

Kaynakça

- [1] J. Larminie ve J. Lowry, *Electric Vehicle Technology Explained*, John Wiley & Sons, 2012.
- [2] N. RAuh, T. Franke J. F. Krems, "Understanding the Impact of Electric Vehicle Driving Experience on Range Anxiety," *Sage Journals*, Cilt:57, No:1, s:1-11, 2014.
- [3] J. Wang, I. Basselink, H. Nijmeijer, "Electric vehicle energy consumption modelling and prediction based on road information," *World Electric Journal*, Cilt:7, No:3, s:447-458, 2015.
- [4] I. Miri, A. Fotouhi, N. Ewin, "Electric vehicle energy consumption modelling and estimation – A case study," *International Journal of Energy Research*, Cilt:45, No:1, s:501-520, 2020.
- [5] M. A. Halabi ve A. A. Tarabsheh, "Modelling of Electric Vehicles Using Matlab/Simulink," *Society of Automobile Engineers (SAE International) Technical Paper*, No:2020-01-5086, 2020.
- [6] A. O. Kıyaklı ve H. Solmaz, "Modelling of Electric Vehicles with MATLAB/Simulink," *International Journal of Automotive Science and Technology*, Cilt:2, No:4, s:9-15, 2018.
- [7] S. Shibata ve T. Nakagawa, "Mathematical Model of Electric Vehicle Power Consumption for Travelling and Air-Conditioning," *Journal of Energy and Power Engineering*, Cilt:9, s:269-275, 2015.
- [8] M. A. A. Faraque ve K. Vatanparvar, "Modeling, Analysis, and Optimization of Electric Vehicle HVAC Systems," (ASP-DAC) Asia and South Pacific Design Automation Conference, Macao, China, s:423-428, 2016.
- [9] S. S. Jose ve R. K. Chidambaram, "Electric Vehicle Air Conditioning System and Its Optimization for Extended Range – A Review," *World Electric Vehicle Journal*, Cilt:13(11), No:204, 2022.
- [10] G. D. Librado, L. A. M. Santiyanes, E. E. R. Vazquez, J. H. P. Vazquez, C. A. N. Martin, "Transient Analysis of a Single-stage Vapour Compression Refrigeration System Using Lumped Parameter Approaches," *International Journal on Advances in Systems and Measurements*, Cilt:11, No:3&4, s:352-362, 2018.
- [11] J. V. C. Vargas ve J. A. R. Parise, "Simulation in transient regime of a heat pump with closed loop and on-off control," *International Journal of Refrigeration*, Cilt:18, No:4, s:235-243, 1995.
- [12] H. Khayyam, A.Z. Kouzani, E. J. Hu, "Reducing Energy Consumption of Vehicle Air Conditioning System by an Energy Management System," *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Xi'an, China, s:752-757, 2009.
- [13] A. S. Subramaniyan ve S. Pandian, "A State Space Approach for the Dynamic Analysis of Automotive Air Conditioning System," *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette, IN, U.S.A. No:1079, 2010.
- [14] X. Zeng, G. A. Major, T. Hirao, M. Sekita, M. Fujitani, "Automotive A/C System Integrated with Electrically-Controlled Variable Capacity Scroll Compressor and Fuzzy Logic Refrigerant Flow Management," *Society of Automobile Engineers (SAE International) Technical Paper*, No:2001-01-0587, 2001.
- [15] H. M. Kamar, R. Ahmad, N.B. Kamsah, A. F. M. Mustafa, "Artificial neural networks for automotive air-conditioning systems performance prediction," *Applied Thermal Engineering*, Cilt:50, No:1 s:63-70, 2013.
- [16] G. Bejarano, J. A. Alfaya, D. Rodriguez, M. G. Ortega, F. Morilla, "Benchmark for PID control of Refrigeration Systems based on Vapour Compression," *International Federation of Automatic Control (IFAC)*, Ghent, Belgium, Cilt:51, No:4, s:497-502, 2018.
- [17] H. Wang, I. Kolmanovsky, M. R. Amini, J. Sun, "Model Predictive Climate Control of Connected and Automated Vehicles for Improved Energy Efficiency," *Annual American Control Conference (ACC)*, Milwaukee, USA, s:828-833, 2018.
- [18] Y. A. Çengel ve M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, McGraw-Hill, 1994.
- [19] E. F. Camacho ve C. Bordons, *Model Predictive Control*, Springer, 2007.