



Kurak İklim Bölgelerinde Seraların İklimlendirilmesi: Şanlıurfa Örneği

Eisa Fathelrahman Hamdi ELGALI^{1*}, Abdullah Nafi BAYTORUN²

^{1,2} Çukurova Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Tarımsal Yapılar ve Sulama Anabilim Dalı, Balcalı, Adana, TÜRKİYE

¹ <https://orcid.org/0009-0003-4101-8768>, ² <https://orcid.org/0000-0002-5971-6893>

*Corresponding Author: eisafathi@gmail.com

Araştırma Makalesi

ÖZ

Makale Tarihçesi:

Geliş Tarihi: 07 Nisan 2025

Kabul Tarihi: 17 Temmuz 2025

Online Yayınlanma: 15 Aralık 2025

Anahtar Kelimeler:

Sera

Havalandırma

Soğutma

Hava Değişim Katsayısı

Bitkil Verimi

Seralarda iklimlendirme, enerji tasarrufu ile birlikte bitkisel verim ve kalite açısından büyük önem taşır. Günlük ortalama sıcaklığın 12 – 22 °C arasında olduğu dönemlerde, bitkilerin büyüme ve gelişme için ihtiyaç duyduğu optimum sıcaklık ve nem koşullarının korunması, en ucuz iklimlendirme yöntemi olan doğal havalandırma ile sağlanabilir. Günlük ortalama sıcaklığın 22 °C'nin üzerine yükselmesi durumunda seralarda havalandırmaya ek gölgeleme ve evaporatif soğutma gibi iklimlendirme önlemlerinin alınması zorunlu hale gelmektedir. Yapılan bu çalışmada, TS 825 standardına göre Türkiye'nin en yüksek soğutma derece gün (CDD) değerlerinden birine sahip illerden biri olan Şanlıurfa ilinin uzun yıllık saatlik iklim değerlerinden (sıcaklık, güneş ışıması, nem ve rüzgar hızı) gidilerek enerji dengesi yöntemi ve psikrometrik eşitliklerden yararlanarak sıcak dönemlerde kullanılan iklimlendirme önlemleri ile (havalandırma, [havalandırma + gölgeleme] ve evaporatif soğutma) seralarda ulaşılabilen sıcaklık değerlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, Şanlıurfa iklim koşullarında % 50 oranında gölgelendirilen ve % 40 havalandırma açıklığına sahip büyük hacimli seralarda Mayıs ortalarına kadar sera ortam sıcaklığının 27 °C'de tutulabileceği belirlenmiştir. Şanlıurfa iklim koşullarında Mayıs ayının ortalarından sonra serada üretim için evaporatif soğutmanın zorunlu olduğu ve % 80 ped randımanına sahip büyük hacimli serada Temmuz ayında sıcaklığın 27 °C'de tutulabileceği belirlenmiştir.

Climatization of The Greenhouses in Arid Climate Regions: A Case Study of Şanlıurfa

Research Article

ABSTRACT

Article History:

Received: 07 April 2025

Accepted: 17 July 2025

Published online: 15 December 2025

Keywords:

Greenhouse

Ventilation rate

Cooling

Air Exchange Coefficient

Plant Yield

In greenhouses, climate control is important for energy savings and the quality of the crop yield. At times when the average daily temperature is between 12 and 22 °C, the climate values desired by the plants can be maintained at the biological optimum by natural ventilation, one of the most cost-effective climate control methods. If the average daily temperature rises above 22 °C, climate control measures such as additional shading and evaporative cooling for greenhouse ventilation are essential. In this study, according to the TS 825 standards in Turkey, based on the long-term hourly climate data (temperature, solar radiation, humidity, and wind speed) of Şanlıurfa, the city with the highest value of cooling degree days. and using the energy balance and psychrometric equations, the temperature values required for the continuity of vegetative

production in greenhouses with the air conditioning measures (ventilation, [ventilation + shading], and evaporative cooling) used in hot periods will be determined. Consequently, it was determined that the ambient temperature in the greenhouse can be maintained at 27 °C until mid-May in large-volume greenhouses with 50% shading and 40% ventilation and that evaporative cooling is mandatory for production in the greenhouse after mid-May under the climatic conditions of Şanlıurfa, and that the temperature can be maintained at 27 °C in July in the large-volume greenhouse with 80% pad efficiency.

Atıf İçin :	Elgali, EFH, Baytorun AN., 2025. Kurak İklim Bölgelerinde Seraların İklimlendirilmesi: Şanlıurfa Örneği. Tarım, Gıda, Çevre ve Hayvancılık Bilimleri Dergisi, 6(2): 403-418.
To Cite :	Elgali, EFH, Baytorun AN., 2025. Climatization of the Greenhouses in Arid Climate Regions: A Case Study of Şanlıurfa. Agriculture, Food, Environment and Animal Sciences, 6(2): 403-418.

GİRİŞ

Seralarda yetiştirilen bitkilerin gelişimi iklimsel çevreye (ışınımı, hava sıcaklığı, nem, CO₂) bağlıdır. Seralarda optimum bir bitki gelişimi için sıcaklık 17 °C – 27 °C arasında olmalıdır (Nisen ve ark., 1988). Günlük ortalama sıcaklığın 12 °C – 22 °C arasında bulunması durumunda havalandırma ile sıcaklığın bitkilerin arzuladıkları değerlerde tutulabilmesi mümkündür. Günlük ortalama sıcaklığın 22 °C'nin üstüne çıkması durumunda seralarda havalandırma ile birlikte gölgeleme ve aktif soğutma önlemlerinin alınması zorunludur (Nisen ve ark., 1988; Baytorun ve ark., 1994; Von Zabeltitz, 2011). İyi bir havalandırma ile boş serada ulaşılan sıcaklık, dış sıcaklığın 2 °C – 3 °C üzerinde seyrederken, üretimin yapıldığı seralarda 1 °C – 2 °C'ye kadar çekilebilmektedir (Baytorun, 2000, 2016).

Son yıllarda blok olarak inşa edilen yüksek teknolojiye sahip seralarda havalandırma açıklıkları sera çatısında konumlandırılıp açıklık alanları sera taban alanının %40'na kadar çıkarılmıştır. Böcek tüllerinin kullanılmadığı seralarda havalandırma açıklıklarının sera taban alanına oranının %20 - %25 olması yeterlidir (Baytorun, 1987). Çanakçı ve Akıncı (2007) subtropik iklim koşullarına sahip Antalya'daki modern ve geleneksel sera işletmelerinin kıyaslanmasında, doğal havalandırma açıklıklarının sera taban alanına oranını ileri teknoloji seralarında %30 - %35, geleneksel seralarda ise havalandırma açıklıklarının seradaki konumuna göre %2 - %4 ve %11 - %16 arasında saptamışlardır.

Seralarda havalandırma sistemlerinin etkinliği, hava değişim katsayısı ile belirlenir. Seralarda iyi bir havalandırma için hava değişim katsayısının 50 1/h olması istenir (Baytorun, 1986; Von Zabeltitz, 1986). Hava değişim katsayısı rüzgar hızına, yönüne, sıcaklık farkına, havalandırma açıklıklarının konumuna, büyüklüğüne (Baytorun, 1986), havalandırma açıklıklarına yerleştirilen böcek tüllerine ve yetiştirilen bitki boyuna bağlı olarak değişir (Harmanto ve ark., 2006).

Hava değişim katsayısının belirlenmesinde kullanılan indikatör gaz yöntemi, hava değişim katsayısının doğrudan belirlenmesinde kullanılır. Ancak bu yöntemde kullanılan gazın maliyetli olması, büyük seralarda kullanımını sınırlamaktadır. Hava

değişim katsayısının belirlenmesinde kullanılan bir diğer yöntem, enerji, kütle ve momentum dengesinden gidilerek yapılan hesaplamalardır (Munoz ve ark., 1999; Baptista ve ark., 2001). Hava değişim katsayısının belirlenmesinde kullanılan enerji dengesi yöntemi, basit, hızlı, ucuz, esnek ve oldukça doğru bir yöntem olarak kabul edilmektedir. Ayrıca enerji dengesi yönteminin indikatör gaz yöntemine göre bir diğer avantajı da ölçümlerde daha kısa zaman aralıklarının kullanılabilmesidir (Baytorun, 2016).

Günlük ortalama sıcaklığın 22 °C'nin üzerine yükselmesi durumunda havalandırma ile seralarda bitkiler için gerekli konfor ortamının sağlanması mümkün değildir. Hava neminin düşük olması durumunda evaporatif soğutma ile serada bitkiler için optimum koşulların sağlanabilmesi mümkün olabilmektedir.

Sabeh (2007) yaptığı araştırmalarda, birim alana tekabül eden hava değişim sayısına bağlı olarak fan - ped soğutma sisteminin soğutma etkisi ve su tüketimini belirlemiştir. Sistemin soğutma etkisi, birim alana tekabül eden hava değişim sayısının (V_A) artmasına bağlı olarak %85'ten %73.5'e düşmüş, birim pad alanına tekabül eden su tüketimi, hava değişim sayısının 61 m³/m²h'den 284 m³/m²h'ye yükselmesine bağlı olarak 0.504 m³/m²h'ten 1.404 m³/m²h'e yükselmiştir. Yapılan araştırmada seradaki hava sıcaklığı artan hava değişim sayısına bağlı olarak hafifçe düşerken, 180 m³/m²h'den sonra sabit olarak seyretmiştir. Serada ortalama oransal nem, bitkiyle tamamen kaplı serada artan hava değişim sayısına bağlı olarak azalmıştır. Domates üretiminde kabul edilebilir minimum oransal nemin genellikle %50 civarında olduğu belirtilmektedir. Bu durumda serada izin verilebilir hava değişim sayısının 180 – 200 m³/m²h'ten düşük olması önerilmektedir. Ayrıca, bitkisel üretimde oransal nemin %70 düzeyinde tutulması durumunda, hava değişim sayısının yaklaşık 60 m³/m²h olması en uygun değer olarak ifade edilmektedir.

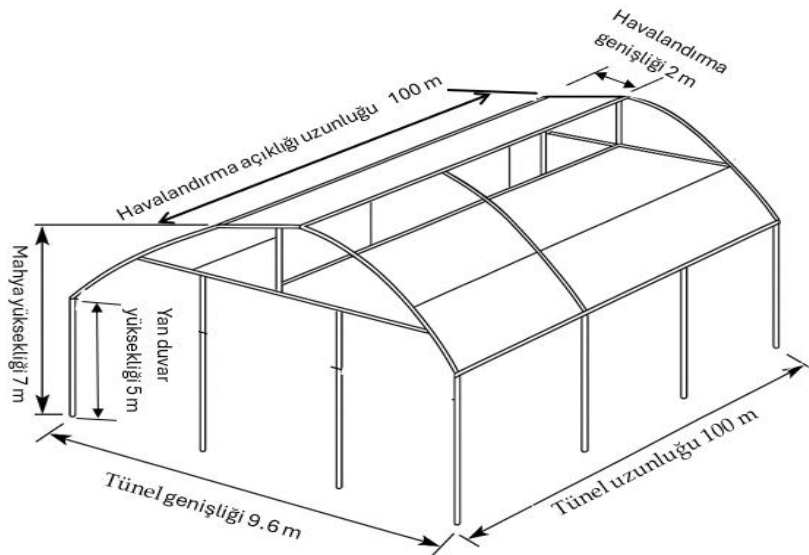
Seralarda evaporatif soğutmada su tasarrufu öncelikli olduğunda düşük havalandırma oranları tercih edilmelidir (Sabeh, 2007). Evaporatif soğutmanın en önemli sakıncalarından biri fan ve pedler arasındaki yatay eksen boyunca ortaya çıkan sıcaklık ve nem farklılıklarıdır. Fan - ped ile evaporatif soğutmanın yapıldığı seralarda sıcaklık pedten fana doğru yükselirken nem değerlerinde azalma olur. Ancak bu değişim tamamen bitkiyle kaplı serada daha düşüktür. Pedten fana doğru ortaya çıkan sıcaklık farkı hava değişim sayısının artmasıyla azalır. Yapılan bir araştırmada hava değişim sayısının 61 m³/m²h'ten 284 m³/m²h'e yükselmesi durumunda, ped ve fan arasındaki sıcaklık farkı 6.8 °C'den 2 °C'ye düşmüştür (Kubotave ark., 2006). Hava değişim sayısının 180 m³/m²h'ten büyük olması durumunda, pedten fana hava sıcaklığı ve oransal nem arasında önemli bir farklılık bulunmamıştır.

Bu çalışma, Türkiye'nin kurak ve sıcak iklim özelliklerine sahip önemli bir tarımsal üretim bölgesi olan Şanlıurfa'da seralarda uygulanabilecek iklimlendirme stratejilerini detaylı olarak analiz ederek mevcut literatüre katkı sağlamayı amaçlamaktadır.

Literatürde, sıcak dönemlerde sera içi sıcaklık kontrolüne yönelik çalışmalar genellikle yalnızca genel havalandırma ve gölgeleme uygulamalarına odaklanmış; ancak yerel iklim verilerine dayalı olarak evaporatif soğutmanın etkinliği, hava değişim sayısı ve gerekli su miktarının saatlik bazda modellenmesi sınırlı kalmıştır. Bu kapsamda, TS 825 standardına göre Türkiye'nin en yüksek soğutma-derece-gün (CDD) değerlerinden birine sahip illerden biri olan Şanlıurfa'nın uzun yıllık saatlik iklim verileri (sıcaklık, güneş ışıınımı, nem ve rüzgar hızı) kullanılarak enerji dengesi yöntemi ve psikrometrik eşitlikler yardımıyla sıcak dönemlerde uygulanabilecek iklimlendirme önlemleri (havalandırma, [havalandırma + gölgeleme] ve evaporatif soğutma) ile seralarda ulaşılacak iç ortam sıcaklıklarının yanı sıra havalandırma açıklıklarının büyüklüğü, gerekli hava değişim sayısı ve soğutma suyu miktarları belirlenmiştir.

MATERYAL ve METOT

Yapılan çalışmada, son yıllarda kurulan yüksek teknolojiye sahip sera boyutları esas alınmıştır. Serada örtü malzemesi olarak yan duvarlarda çift kat Polikarbonat (PC) (8 mm aralıklı) ve çatıda tek kat katkılı polietilen (PE) plastik (200 µm) kullanıldığı kabul edilmiştir. Blok serada toplam 20 tünel bulunmakta olup, her bir tünelin uzunluğu 100 m, genişliği 9.6 m, yan duvar yüksekliği 5 m ve mahya yüksekliği 7 m olarak alınmıştır. Ayrıca havalandırma açıklığı uzunluğu 100 m, açıklık genişliği ise 2 m olarak belirlenmiştir. Hesaplamalarda örtü malzemesinin ışık geçirgenliği %60 olarak kabul edilmiştir (Şekil 1).



Şekil 1. Çalışmada esas alınan tünel boyutları

Hava değişim katsayısı, havalandırma açıklıklarında ortaya çıkan hava akış debisinin sera hacmine oranı olup sera tipine bağlı bir katsayı olduğundan, farklı boyutlardaki

seraların karşılaştırılmasında kullanılamaz. Belirtilen nedenle birim alana tekabül eden hava değişim sayısının kullanılması daha fazla uygulama alanı bulmaktadır (Baytorun, 1986). Yapılan bu çalışmada havalandırma etkinliğinin belirlenmesi için birim alana tekabül eden hava değişim sayısı esas alınmıştır.

Seralarda sıcaklık farkının yarattığı hava değişimi toprağa olan ısı akısı ve fotosentezde kullanılan ısı enerjisi ihmal edildiğinde, enerji dengesi yöntemine göre Eşitlik 1 ile ifade edilir (von Zabeltitz, 1986; Bailey, 1998; Willits, 2006)

$$\tau * I_o = U * \frac{A_c}{A_g} * \Delta T + V_A * c_p * \rho * \Delta T + E * f * \tau * I_o \quad (1)$$

Eşitlikte; τ : Örtü malzemesinin geçirgenliği (-), I_o : Dış ortam güneş ışıınımı (W/m^2), c_p : Havanın özgül ısısı ($Wh/kg K$), ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m^3), ΔT : İç-dış sıcaklık farkı ($^{\circ}C$), U : Örtü ısı transfer katsayısı ($W/m^2 K$), A_c : Örtü yüzey alanı (m^2), E : Seraya ulaşan güneş enerjisinin transpirasyonda kullanılan oranı (-), f : Bitki tarafından örtülen alan faktörü (-)'dür.

Eşitlik 1'e göre istenen hava değişim sayısına bağlı olarak serada ulaşılan sıcaklık farkı Eşitlik 2'den, serada istenen sıcaklık farkına göre gereksinilen hava değişim sayısı Eşitlik 3'ten gidilerek hesaplanır.

$$\Delta T = \frac{\tau * I_o * (1 - E * f)}{V_A * c_p * \rho + u * A_c / A_g} \quad (2)$$

$$V_A = \frac{\tau * I_o * (1 - E * f)}{c_p * \rho * \Delta T} - \frac{u * A_c}{c_p * \rho * A_g} \quad (3)$$

Seraya ulaşan hava, bitkide terlemeye etki etmediği sürece, E 0 ile 1 arasında değişir. Ancak, kurak iklim bölgelerinde hava çok düşük neme sahipse, buharlaşmaya ve seradaki ısı enerjisine katkı sağlayarak $E > 1$ değerine sahip olabilir. $E > 1$ ise, terleme bitkiye ulaşan net ışıınımdan daha fazla enerji gerektirir. Bu durumda hava sıcaklığı hava girişinden çıkışına doğru düşer (Willits 2003, 2006). Havalandırma hesaplamaları için dış nemin çok düşük olmadığı koşullarda E değerleri, bitkisel üretimin yapılmadığı sera için 0, bitkiyle yarı örtülmüş sera için 0.5 ve bitkiyle tamamen kaplı sera için 0.8 – 1.0 alınır (von Zabeltitz, 2011). Alan örtü faktörü (f); toprakta üretimin yapıldığı sera için 0.8, kesme çiçek için 0.8 ve masada saksı bitkileri üretimi için 0.6 - 0.8 alınır (von Zabeltitz, 2011).

Rüzgarın ve sıcaklık farkının etkisine bağlı olarak havalandırma açıklıklarından ortaya çıkan hava akış debisi Bernoulli denklemi kullanılarak belirlenebilmektedir. Boulard ve Baille (1995), çatı havalandırma açıklıklarından sıcaklık farkı ve rüzgar hızına bağlı olarak ortaya çıkan havalandırma debisini Eşitlik 4 ile ifade etmişlerdir. Benzer modeller Boulard (2006), Perez-Parra ve ark. (2006) ile Bailey (2000) tarafından da tartışılmıştır.

$$V_V = \frac{A_V}{2} * C_d \sqrt{\frac{2 * g(h/4) \Delta T}{\theta_m}} + C_w * v_w^2 \quad (4)$$

Eşitlikte; A_V : Havalandırma açıklık alanı (m^2), g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2), h : Hava giriş ve çıkışı arasındaki dikey mesafe (m), θ_m : Ortalama dış sıcaklık ($^{\circ}C$), v_w : Rüzgar hızı (m/s), C_w : Rüzgar basınç katsayısı (-), C_d : Deşarj katsayısı (-)'dir.

Sıcaklık farkının hava değişimine etkisi yan duvar ve çatı havalandırmasına sahip seralarda ve iç-dış sıcaklık farkının büyük olduğu koşullarda önemlidir (Bailey, 2000). Sadece çatı havalandırması olan blok seralarda sıcaklık farkının hava değişimine etkisi ihmal edildiğinde çatı havalandırma açıklığından ortaya çıkan hava debisi Eşitlik 5'ten hesaplanır.

$$V_V = \frac{A_V}{2} * C_d * v_w \sqrt{C_w} \quad (5)$$

Havalandırma açıklıklarına böcek tülünün gerilmesi durumunda kullanılan tülün porozitesine bağlı olarak ortaya çıkan hava akış debisi Eşitlik 6 ile hesaplanır (Muñoz, 1998; Pérez-Parra, 2002).

$$V_V = \frac{A_V}{2} * C_d * v_w \sqrt{C_w} * (\varepsilon * (2 - \varepsilon)) \quad (6)$$

Eşitlikte; ε böcek tülü olarak kullanılan malzemenin porozite katsayısıdır. Eşitlik 10'un her iki tarafı sera taban alanına bölündüğünde birim alana tekabül eden hava değişim sayısının belirlenmesinde kullanılan Eşitlik 7 elde edilir.

$$V_A = \frac{A_V}{2 * A_G} * C_d * v_w \sqrt{C_w} * (\varepsilon * (2 - \varepsilon)) \quad (7)$$

Enerji dengesi yöntemine göre hesaplanan hava değişim sayısı (Eşitlik 3) ile Bernoulli eşitliğine göre hesaplanan hava değişim sayısının (Eşitlik 7) eşitlenmesi durumunda Eşitlik 8 elde edilir.

$$\frac{A_V}{A_G} = \frac{2}{c_p * \rho * v_w * C_d \sqrt{C_w} * (\varepsilon * (2 - \varepsilon))} * \left[\frac{\tau * I_o (1 - E * f)}{\Delta T} - \frac{A_C}{A_G} * u \right] \quad (8)$$

Eşitlik 8'teki deşarj katsayısı (C_d) havalandırma açıklığının boyutlarına göre Eşitlik 9'dan hesaplanır (von Zabeltitz, 2011).

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{1.9 + 0.7 * \exp\{-L_0 / [32.5 * H_0 * \sin \alpha]\}}} \quad (9)$$

Eşitlikte; L_0 ve H_0 Havalandırma açıklığının uzunluğu ve genişliği, α ise havalandırma kapaklarının açıklık açısıdır.

Eşitlik 8'de gerekli olan rüzgâr basınç katsayısı (C_w) rüzgâr hızına bağlı olarak değişir. Bu değer rüzgâr hızına bağlı olarak artmaktadır. Büyük sera alanları için rüzgâr basıncı katsayısı $C_w = 0.1 - 0.11$ kabul edilir (von Zabeltitz, 2011).

Evaporatif soğutma, seralarda iç ortam sıcaklığını düşürmek amacıyla kullanılan bir iklimlendirme yöntemidir. Bu yöntemde hava, su buharlaştırılarak soğutulur ve seraya verilir. Böylece yüksek sıcaklıkların bitki gelişimine olumsuz etkileri azaltılır. Bu çalışmada, Şanlıurfa koşullarında evaporatif soğutmanın uygulanabilirliği ve gerekli hesaplamalar ASHRAE (2009)'nin temel eşitlikleri kullanılarak belirlenmiştir.

Hava basıncı, hesaplamanın yapıldığı yerin deniz seviyesinden yüksekliğine göre Eşitlik 10 ile hesaplanmıştır.

$$P = 101.325 * (1 - 2.25577 * 10^{-5} * h)^{5.2559} \quad (10)$$

Eşitliklerde, h : Deniz seviyesinden olan yüksekliktir (m)

Hesaplamalarda havanın doymuş buhar basıncı dış sıcaklık değerlerine bağlı olarak Eşitlik 11 ile hesaplanmıştır.

$$p_{ws} = 1.4097 \cdot 10^7 * e^{\left[\frac{-3928.5}{(\theta_L + 231.67)} \right]} \quad (kPa) \quad (11)$$

Havanın nem içeriği, oransal nem ve doymuş buhar basıncından gidilerek Eşitlik 12 ile hesaplanmıştır.

$$x = 0.62198 * \frac{p_{ws} * \varphi}{P - (p_{ws} * \varphi)} \quad (12)$$

Eşitlikte; x : Havanın nem içeriği (kg/kg KH), p_{ws} : Doymuş buhar basıncı (kPa), φ : Oransal nem (%), P : Atmosfer basıncıdır (kPa).

Yapılan hesaplamalarda evaporatif soğutmada kullanılan pedlerin randımanları (η) %70 - %80 - %90 olarak alınmıştır. Pedlerin randımanlarına bağlı olarak ulaşılabilen sıcaklık Eşitlik 13'ten yararlanılarak hesaplanmıştır.

$$\theta_i^* = \theta_o - \eta * (\theta_o - \theta_{FK}) \quad (13)$$

Eşitlikte; θ_i^* : Ped çıkışındaki hava sıcaklığı (°C), θ_o : Dış sıcaklık (°C), η : Ped randımanı (-) ve θ_{FK} : Havanın yaş termometre sıcaklığıdır (°C).

Dış ortam havasının entalpi değeri Eşitlik 14'ten gidilerek hesaplanmıştır.

$$h = \theta_L * c_{pL} + x * (r_0 + c_{pD} * \theta_L) \quad (14)$$

Eşitlikte; h : Havanın entalpi değeri (kJ/kg), r_0 : Suyun buharlaşma ısısı (kJ/kg), c_{pD} : Su buharının özgül ısısı (kJ/kgK), θ_L : Kuru termometre sıcaklığıdır (°C).

Evaporatif soğutmada seraya ulaşan havanın entalpi değerinin değişmediği kabul edildiğinden, ped girişindeki ve çıkışındaki entalpi değerleri eşittir. Bu koşullarda seradaki havanın nem içeriği Eşitlik 15'ten yararlanarak hesaplanmıştır.

$$x_i^* = \frac{h - c_{pL} * \theta_i^*}{r_0 + c_{pD} * \theta_i^*} \quad (15)$$

Dış ortam havasının nem içeriği ve seraya ulaşan havanın yeni nem içeriği farkından gidilerek havaya eklenen su miktarı (Δx) Eşitlik 16'dan belirlenmiştir.

$$\Delta x = x_i^* - x \quad (16)$$

Serada soğutulan havanın oransal nemi, serada ulaşılan nem içeriğine bağlı olarak Eşitlik 17'den hesaplanmıştır.

$$\varphi = \frac{x_i^* * P}{(0.622 + x_i^*) * p_{ws}} \quad (17)$$

Seradan uzaklaştırılacak güneş ışınlamına bağlı olarak gerekli olan hava değişim sayısı Eşitlik 18'den gidilerek hesaplanmıştır.

$$V_A = \frac{q_L}{\rho \cdot (h_i - h_o)} \quad (18)$$

Eşitlikte; q_L : Havalandırma ile uzaklaştırılacak güneş ışınlamı (W/m^2), h_i : Sera havasının entalpi değeri (kJ/kg), h_o : Dış havanın entalpi değeridir (kJ/kg).

Sera havasının entalpi değeri (h_i) serada arzulanan iç sıcaklık değerine göre hesaplanmıştır. Eşitlikteki havalandırma ile seradan uzaklaştırılacak olan atık ısı (q_L) belirlenmesinde seraya ulaşan ışınlamın %3'nün fotosentezde, %32'sinin terleme (transpirasyon) ve transmisyonda kullanıldığı kabul edilerek seradan uzaklaştırılacak olan atık ısı Eşitlik 19'dan hesaplanmıştır (von Zabeltitz, 1986).

$$q_L = (q_o \cdot \tau) \cdot (1 - (q_{ft} + q_v)) \quad (19)$$

Eşitlikte; q_{ft} : Fotosentezde kullanılan ışınlam yüzdesi, q_v : Transpirasyonda (terleme) kullanılan ışınlam oranıdır.

Evaporatif soğutmada gerekli su miktarı Eşitlik 20 ile hesaplanmıştır.

$$m_w = V_A \cdot \rho \cdot (x_i - x_o) \quad (20)$$

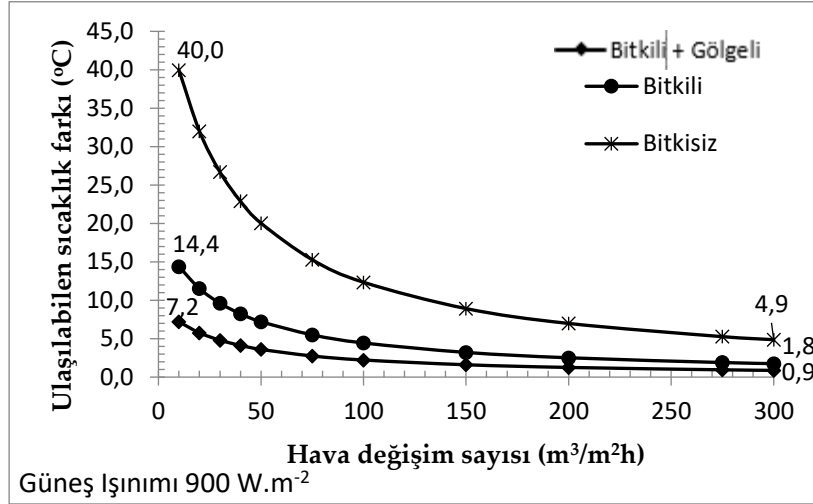
Eşitlikte; m_w : Su miktarı (kg/m^2h), x_o : Dış havanın nem içeriğidir (kg/kg KH)

BULGULAR ve TARTIŞMA

Şekil 2'da gölgelendirilmeyen boş ve bitkili serada ve bitkisel üretimin yapıldığı gölgelendirilmiş bir serada güneş ışınlamının $900 W/m^2$ olduğu koşullarda farklı hava değişim sayılarında ulaşılan sıcaklık değerleri verilmiştir. Şekilden görüleceği gibi bitkisel üretimin yapıldığı gölgelendirilmiş serada hava değişim sayısına göre ulaşılan sıcaklık farkı önemli bir miktarda aşağı çekilebilmektedir. Bitkisel üretimin yapılmadığı boş seralarda sıcaklık farkı $4.9 - 40 ^\circ C$ arasında değişirken, bitkisel üretimin yapıldığı seralarda bu farkın $1.8 - 14.4 ^\circ C$ 'ye düşmesi, bitkilerin transpirasyon yoluyla serinleme sağlaması ve güneş ışınlamının önemli bir kısmını bu süreçte kullanmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, %50 oranında gölgelemenin uygulandığı seralarda sıcaklık farkının $0.9 - 7.2 ^\circ C$ 'ye kadar azalması, gölgelemenin seralarda sıcaklık kontrolünde etkin bir yöntem olduğunu ortaya koymaktadır.

Bytorun ve Abass (2022), seralara ulaşan güneş ışınlamının yaklaşık %35'inin transpirasyon, fotosentez ve transmisyonda kullanıldığını, geri kalan kısmının ise duyulur ısıya dönüşerek ortam sıcaklığını yükselttiğini belirtmiştir. Bu nedenle bitkisel üretimin yapıldığı seralarda sıcaklık farkının, boş seralara göre daha düşük olduğu ifade edilmiştir. Aynı çalışmada, güneş ışınlamının gölgeleme ile kısmen engellenmesinin sera içi sıcaklığını düşürdüğü ve özellikle sıcak dönemlerde gölgelemenin bitki konforunu sağlamak için gerekli olduğu vurgulanmıştır. Dolayısıyla bu çalışmada elde edilen bulgular, literatür ile uyumlu olup, Şanlıurfa

koşullarında gölgelemenin ve transpirasyonun sera içi iklimlendirmede kritik bir rol oynadığını göstermektedir.



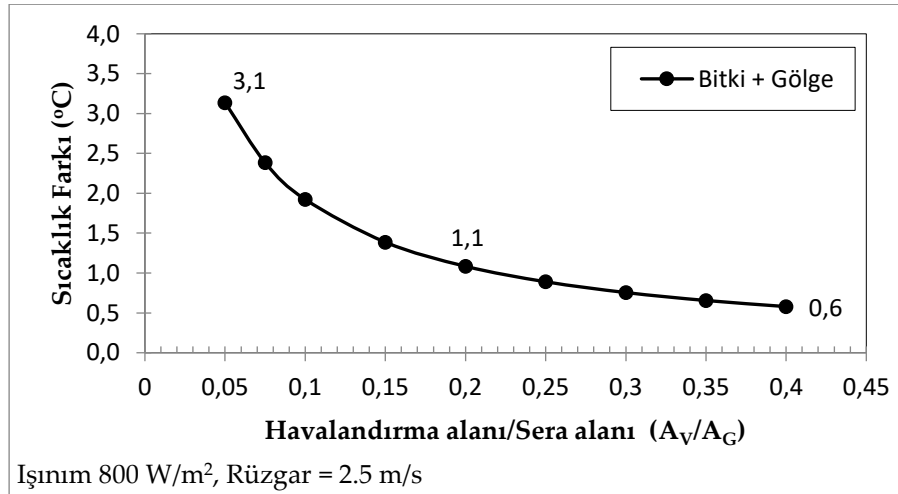
Şekil 2. Boş ve bitkili serada hava değişim sayısına bağlı ulaşılan sıcaklık farkı

Serada ortaya çıkan hava değişim sayısının, rüzgâr hızı ve havalandırma kapaklarının büyüklüğüne bağlı olarak değiştiği belirlenmiştir. Eşitlik 12'den A_v/A_G oranına göre ulaşılan sıcaklık farkı Şekil 2'de verilmiştir. Şekil 3'de görüldüğü üzere, bitkisel üretimin yapıldığı gölgelendirilmiş bir serada 800 W/m^2 güneş ışınımı ve 2.5 m/s rüzgâr hızı koşullarında farklı havalandırma açıklıklarına bağlı olarak ulaşılan sıcaklık farkı $0.6 - 3.1 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında değişmektedir. Ayrıca, böcek tülünün bulunmadığı serada %20 oranındaki havalandırma açıklığı iyi bir havalandırma için yeterli olmaktadır. Havalandırma açıklığına böcek tülünün gerilmesi ve havalandırma açıklığının %40'a yükseltilmesi durumunda Eşitlik 12'ye göre hesaplanan hava değişim sayısı $277 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ 'e ulaşırken serada ortaya çıkan sıcaklık farkı $1.1 \text{ }^\circ\text{C}$ olmaktadır. Literatürde de benzer sonuçlar rapor edilmiştir. Baytorun ve Abass (2022), Akdeniz bölgesinde Mayıs ayında 800 W/m^2 güneş ışınımı, %50 gölgeleme ve 1.6 m/s ortalama rüzgâr hızı koşullarında, sera çatısında %25 oranındaki havalandırma açıklığıyla hava değişim katsayısının 30 h^{-1} olduğunu ve sıcaklık farkının $1.6 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye düştüğünü bildirmiştir. Bu değerler, yeterli havalandırmanın sağlandığını göstermektedir.

Ayrıca, Baytorun ve von Zabeltitz (1987), serada iyi bir havalandırma için havalandırma açıklıklarının sera taban alanına oranının %20 – 25 arasında olması gerektiğini belirtmiştir. Benzer şekilde, Baytorun ve ark. (2017), Nicolaus (1990), Özmerzi ve Kürklü (1989), Sevgican (1989) ve von Zabeltitz (1990) da farklı koşullarda yaptıkları çalışmalarda, çatı ve yan havalandırma açıklıklarının toplam alanının sera taban alanının %16 – 33'ü arasında olması gerektiğini bildirmişlerdir. Dolayısıyla bu çalışmada elde edilen bulgular, literatür ile uyumlu olup, %20 – 25 seviyesindeki havalandırma açıklıklarının seralarda yeterli hava değişimi ve sıcaklık kontrolü sağlamak için kritik önemde olduğunu ortaya koymaktadır.

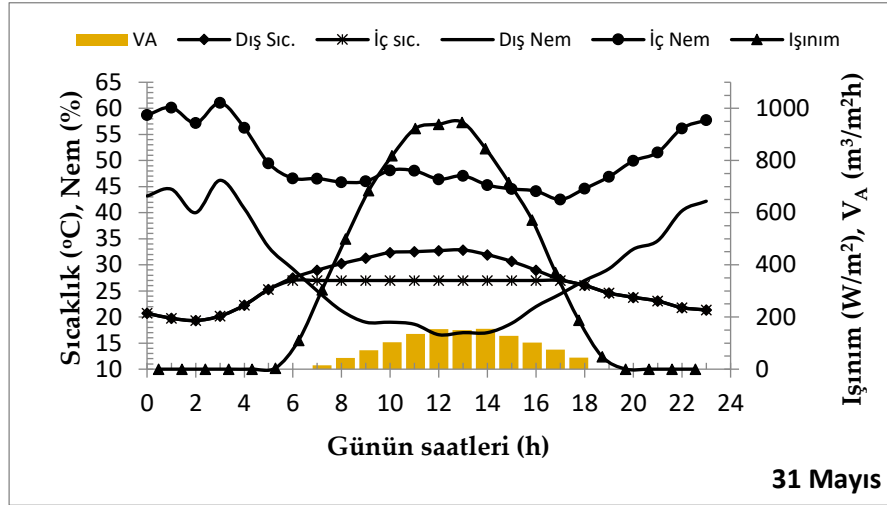
Şanlıurfa koşullarında Nisan ayında dış ortamda 22 °C'den yüksek sıcaklık değerleri 136 saat olurken, havalandırma açıklığı/sera alanı oranı %40 olan serada sıcaklık 156 saat 22 °C'nin üzerinde seyretmektedir. Bu değer Mayıs ayında hızlı bir şekilde artarak 432 saate ulaşmaktadır. Bu koşullarda serada üretimin devamı için aktif soğutma yapmak zorunlu olmaktadır. Şanlıurfa koşullarında yapılan çalışmada Mayıs ayının 4. haftasında sera içi sıcaklık değerleri 30 °C'nin üzerine çıkmıştır. Bu durum, doğal havalandırmanın tek başına yeterli olmadığını ve seralarda aktif soğutma yöntemlerinin kullanımının zorunlu hale geldiğini göstermektedir.

Oysa Baytorun ve Abass (2022), Akdeniz Bölgesi koşullarında yaptıkları çalışmada %50 gölgeleme ve %40 çatı havalandırma açıklığı bulunan seralarda sıcaklık farkını 1,6 °C olarak belirlemiş ve bunun yeterli bir havalandırmaya işaret ettiğini belirtmişlerdir. Bu farklılık, öncelikle iklim koşullarından kaynaklanmaktadır. Akdeniz koşullarında yeterli görülen havalandırma açıklıkları Şanlıurfa koşullarında yetersiz kalmakta ve ilave soğutma önlemleri gerekmektedir.



Şekil 3. Bitkisel üretimin yapıldığı gölgelendirilen serada havalandırma alanı/sera alanı oranına bağlı olarak ulaşılan sıcaklık farkı

Şanlıurfa iklim koşullarında gölgelendirilmeyen serada yapılan evaporatif soğutmada 31 Mayıs günü için sıcaklığın maksimum 27 °C'de tutulabilmesi için gereksinilen hava değişim sayısı Şekil 4'te verilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi serada istenen 27 °C'lik sıcaklığın sağlanabilmesi için gerekli olan hava değişim sayısı günün saatlerine bağlı olarak 10 – 153 m³/m²h arasında değişmektedir. Dış ortam sıcaklığının 32.7 °C ve oransal nemin %17 olduğu koşullarda serada sıcaklığın 27 °C'de tutulabilmesi için gerekli hava değişim sayısı 153 m³/m²h olmalıdır. Bu koşullarda iç dış ortam arasındaki sıcaklık farkı 6 °C'ye kadar düşmüştür. Hanan, (1998) yaptığı çalışmada çok düşük oransal neme (RH < %20) sahip havanın sıcaklığı 10 °C düşürülebileceğini belirlemiştir.

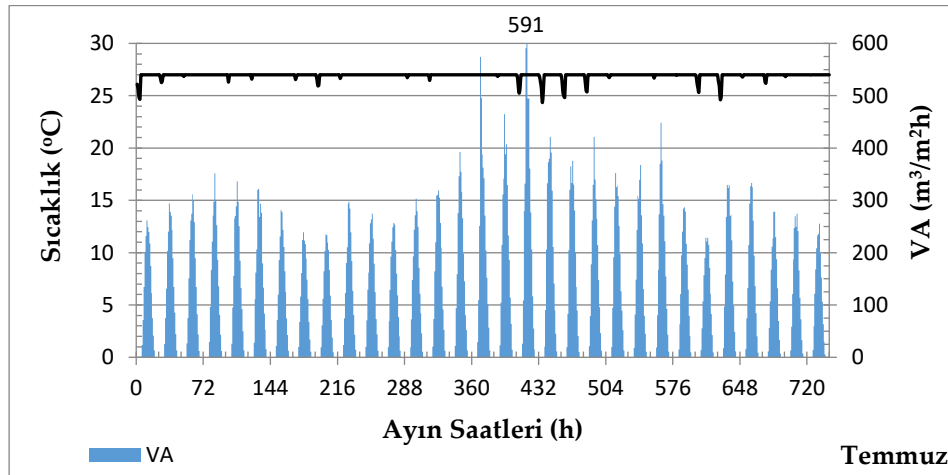


Şekil 4. Şanlıurfa koşullarında gölgelendirilmeyen ve ped randımanı %80 olan serada sıcaklığın 27 °C'de tutulabilmesi için gerekli hava değişim sayısı, serada ortaya çıkan sıcaklık ve nem değerleri

Seralarda yapılan fan-ped soğutmada sistemde kullanılan pedlerin randımanı serada ulaşılan sıcaklık değerlerine etki eder. Sistemde kullanılan pedlerin tozlar nedeniyle tıkanması veya tam olarak ıslanmaması durumunda ped çıkışında ulaşılan sıcaklık değerleri soğutma sınır sıcaklığına ulaşmamaktadır. Çalışmada elde edilen sonuçlara göre, fan ve ped sistemi ile yapılan evaporatif soğutmanın önemli miktarda temiz suya ihtiyaç duyduğu belirlenmiştir. Benzer şekilde Baytorun ve ark. (2019) de fan ve ped sisteminin yalnızca fazla miktarda temiz suya değil, aynı zamanda yüksek düzeyde elektrik enerjisine ihtiyaç gösterdiğini bildirmiştir. Bu durum, söz konusu sistemin sera koşullarında etkin bir soğutma sağlamakla birlikte sürdürülebilirlik açısından hem su hem de enerji tüketimi yönünden sınırlılıklara sahip olduğunu ortaya koymaktadır.

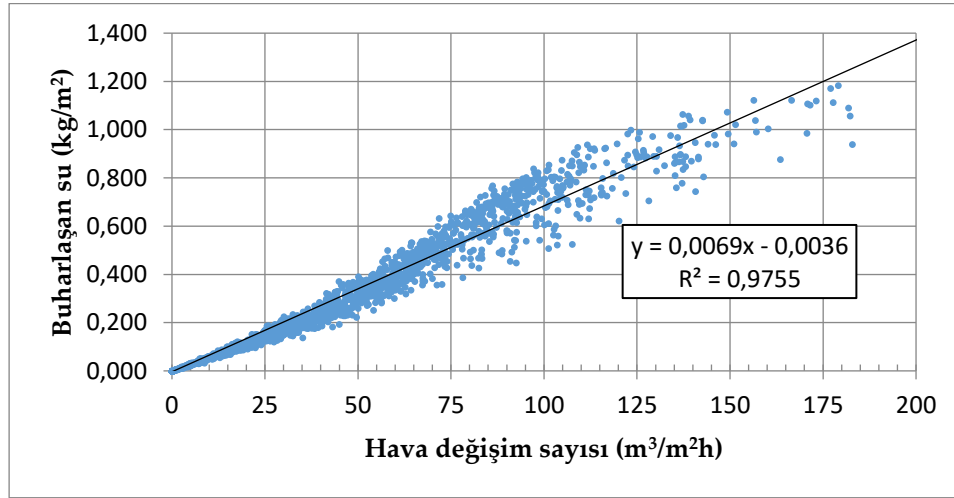
Evaporatif soğutmada kullanılan pedlerin randımanı yükseldikçe serada sıcaklığın belli bir değerde tutulabilmesi için gerekli olan hava değişim sayısı küçülmektedir. Şanlıurfa koşullarında %50 oranında gölgelendirilen, hava değişim sayısının 180 m³/m²h ve ped randımanı %70 olan bir serada, ortalama sıcaklığının 27 °C'de tutulmak istenmesi durumunda hava sıcaklığı 406 saat 27 °C'den yüksek olmaktadır. Ped randımanının %90'a yükseltilmesi durumunda hava değişim sayısının 180 m³/m²h olduğu serada sıcaklık sadece 11 saat 27 °C'nin üzerinde olmaktadır. Yapılan hesaplamalardan ped randımanının serada ulaşılan sıcaklığa etkisinin oldukça yüksek olduğu belirlenmiştir. Özellikle Şanlıurfa iklim koşullarında dış ortam sıcaklıklarının 30 °C'nin üzerine çıktığı dönemlerde, ped veriminin %90 seviyesinde olması sayesinde sera içi sıcaklığın daha düşük değerlere çekilebildiği görülmektedir.

Şanlıurfa iklim koşullarında Mayıs ayında gölgelendirilmeyen serada sıcaklığın 27 °C’de tutulabilmesi için 150 m³/m²h hava değişim sayısı yeterli olurken, Temmuz ayında gölgelendirilmeyen serada ped randımanı %80 olduğunda 27 °C’ye ulaşabilmek için gerekli olan hava değişim sayısı 600 m³/m²h olmaktadır (Şekil 5). Serada bu hava değişim sayısına ulaşabilmek ortaya çıkacak hava hızı nedeniyle mümkün değildir. Gölgelelendirilmeyen seralarda hava değişim katsayısının 50 1/h, gölgelendirilen seralarda ise 30 1/h olması tavsiye edilmektedir (von Zabeltitz, 1986).



Şekil 5. Şanlıurfa koşullarında Temmuz ayında gölgelendirilmeyen ve ped randımanı %80 olan serada sıcaklığın 27 °C’de tutulabilmesi için gerekli hava değişim sayısı

Şanlıurfa iklim koşullarında evaporatif soğutmada hava değişim sayısına bağlı olarak gereksinilen soğutma suyu miktarı Şekil 6’te verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, Şanlıurfa koşullarında evaporatif soğutma sistemlerinde gereksinilen su miktarı hava değişim sayısına bağlı olarak doğrusal şekilde artmaktadır. Nitekim yapılan hesaplamalarda, hava değişim sayısı 100 m³/m²h olduğunda su gereksinimi 0.614 kg/m²h iken, bu değer 180 m³/m²h’e yükselmesi durumunda su ihtiyacı 1.083 kg/m²h olmaktadır. Bu bulgu, sera soğutma sistemlerinde hava değişim hızının yalnızca sıcaklık kontrolünde değil, aynı zamanda su tüketiminde de belirleyici bir rol oynadığını ortaya koymaktadır. Dolayısıyla evaporatif soğutma, sıcaklık kontrolü açısından kaçınılmaz bir yöntem olmakla birlikte, yüksek su tüketimi nedeniyle dikkatle değerlendirilmesi gereken bir uygulamadır.



Şekil 6. Şanlıurfa iklim koşullarında %50 oranında gölgelendirilen ve ped randımanının %90 olduğu serada hava değişim sayısına bağlı gereksinilen soğutma suyu miktarı.

SONUÇ ve ÖNERİLER

Kurak iklim bölgelerinde seralarda yapılan üretimde bitki konforunun sağlanabilmesi için seraların belli dönemlerde havalandırılması ve soğutulması gereklidir. Şanlıurfa’da kurulan ileri teknoloji seralarında Ekim - Nisan döneminde havalandırma yapılarak bitkiler için optimum koşulların sağlanabilmesi mümkün olabilirken, Mayıs ayının ortasından sonra artan hava sıcaklıkları nedeniyle soğutma yapmak zorunlu hale gelmektedir.

Seralarda en ucuz iklimlendirme önlemi, havalandırma ve gölgelemenin birlikte yapılmasıdır. Ancak bu iklimlendirme önlemi ile sera ortam sıcaklığı dış sıcaklığın 1 - 2 °C üstüne çekilebilmektedir. Havalandırma açıklıklarının çok az açıldığı koşullarda seradaki ısı enerjisinin önemli kısmının bünyesinde tutan nemli hava dış ortama taşınmaktadır (Schmidt, 2008). Yapılan hesaplamalarda havalandırma açıklıklarının çok az açık olduğu (%10’a kadar) koşullarda sıcaklığın hızlı bir düşüş gösterdiği, havalandırma açıklığının %10’dan büyük olduğu durumunda bu düşüşün azaldığı belirlenmiştir.

Rüzgâr hızının 1.5 m/s, havalandırma açıklık alanının sera taban alanına oranı %20 – %25 olduğu koşullarda gölgelendirilen serada sıcaklık farkının 1.5 °C altına tutabileceğini belirlenmiştir. Yapılan hesaplamalara göre böcek tülünün kullanılmadığı seralarda havalandırma açıklıklarının %20 - %25 olması yeterlidir. Havalandırma açıklığının daha da büyütülmesi sıcaklık farkını çok az etkilediği belirlenmiştir.

Serada sıcaklığın dış sıcaklık değerinin altında tutulabilmesi evaporatif soğutma ile mümkündür. Şanlıurfa koşullarında Mayıs ayının sonuna doğru ped randımanı %80 olan soğutma sistemi ile, dış sıcaklığın 32.7 °C ve oransal nemin %17 olduğu

koşullarda serada sıcaklığın 27 °C’de tutulabilmesi için hava değişim sayısının en az 150 m³/m²h olması gerektiği belirlenmiştir.

Şanlıurfa iklim koşullarında en sıcak ay olan Temmuz ve Ağustos aylarında oransal nem %10'lara kadar düşmektedir. Hava neminin bu denli düşük olması Şanlıurfa’da evaporatif soğutmanın etkili olabileceğini göstermiştir. Şanlıurfa iklim koşullarında %50 oranında gölgelendirilen serada ped randımanının %80 olması durumunda serada ulaşılan ortalama sıcaklık 116 saat 27 °C’nin üzerinde seyretmektedir. Ped randımanının %90 çıkarılması durumunda ise bu süre 11 saate düşmektedir. Yapılan hesaplama sonuçlarına göre Şanlıurfa koşullarında seralarda yapılacak evaporatif soğutmada ped randımanının en az %90 olması gereklidir.

Evaporatif soğutmanın en önemli projelendirme parametrelerinden bir tanesi soğutmada kullanılan su miktarıdır. Şanlıurfa iklim koşullarında Temmuz ayında %50 oranında gölgelendirilen serada hava değişim sayısının 180 m³/m²h olması bitki için uygun bir ortamın sağlanabileceğini göstermektedir. Şanlıurfa koşullarında hava değişim sayısının 180 m³/m²h ve ped randımanının %90 olması durumunda gerekli soğutma suyu miktarı 1.238 kg/m²h olmaktadır.

Çıkar Çatışması Beyanı

Herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

Araştırmacıların Katkı Oranı

Makaleye yazarların katkı oranı eşittir.

KAYNAKLAR

ASHRAE., 2009. ASHRAE Handbook—Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA.

Bailey BJ., 1998. Principals of environmental control, Chapter 3. In: von Zabeltitz (ed) Energy conservation and renewable energies for greenhouse heating. 2. FAO Regional office for Europe.

Bailey BJ., 2000. Constraints, limitations and achievements in greenhouse natural ventilation. International Conference and British-Israeli Workshop on Greenhouse Techniques towards the 3rd Millennium, 534: 21–30.

Baptista FJ, Bailey BJ, Meneses JF, Navas LM., 2001. Greenhouse climate modeling. Tests, adaptation and validation of a dynamic climate model. Spanish Journal of Agricultural Research, 8: 285–298.

Baytorun AN., 1986. Bestimmung des Luftwechsels bei gelüfteten Gewächshäusern. Institut für Technik in Gartenbau und Landwirtschaft, Universität Hannover.

Baytorun AN, von Zabeltitz C., 1987. Die Wirkung bautechnischer Einflussgrößen auf den Luftwechsel gelüfteter Gewächshäuser. Gartenbauwissenschaft, 52: 233–239.

Baytorun AN, Tokgöz H, Üstün S, Akyüz A., 1994. Seralarda iklimlendirme olanakları. 3. Soğutma ve İklimlendirme Kongresi, 303–313.

Baytorun AN., 2000. Seralar (Çeviri). Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi, Yayın No:110, Adana, 402 s.

Baytorun AN., 2016, Seralar. Sera Tipleri, Donanımı ve İklimlendirmesi. Nobel Yayın Evi.

Baytorun AN, Üstün S, Akyüz A, Önder D., 2017. Akdeniz İklim Koşullarında Seralarda Havalandırma Açıklık Oranlarının Belirlenmesi. Türk Tarım–Gıda Bilim ve Teknoloji Dergisi, 5(4): 409-415.

Baytorun AN, Akyüz A, Çaylı A, Üstün S., 2019. Investigation of TR63 region climate conditions in terms of greenhouse. Mustafa Kemal University Journal of Agricultural Sciences, 24: 91–100.

Baytorun AN, Abass MAM., 2022. Seralarda Doğal Havalandırma Açıklıklarının Belirlenmesi. Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 37(1): 67–78.

Boulard T, Baille A., 1995. Modelling of air exchange rate in a greenhouse equipped with continuous roof vents. Journal of Agricultural Engineering Research, 61: 37–47.

Boulard T., 2006. Greenhouse natural ventilation modelling: a survey of the different approaches. International Symposium on Greenhouse Cooling, 719: 29–30.

Çanakcı M, Akıncı İ., 2007. Antalya ili seralarında kullanılan havalandırma ve ısıtma sistemleri. Akdeniz Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi, 20: 241–252.

Hanan JJ., 1998. Radiation. Greenhouses: Advanced Technology for Protected Horticulture, CRC Press Inc., Boca Raton FL, 91–166.

Harmanto, Tantau HJ, Salokhe VM., 2006. Influence of Insect Screens with Different Mesh Sizes on Ventilation Rate and Microclimate of Greenhouses in the Humid Tropics. Agricultural Engineering International (CIGR), Manuscript BC 05 017, Vol VIII.

Kubota C, Sabeh NC, Giacomelli GA., 2006. Water use for pad and fan evaporative cooling of a greenhouse in a semi-arid climate. International Symposium on Greenhouse Cooling, 719: 409–416.

Muñoz P., 1998. Ventilación Natural de Invernaderos Multitúnel. Ph.D. Thesis, Universitat de Lleida.

Muñoz P, Montero JI, Antón A, Giuffrida F., 1999. Effect of insect-proof screens and roof openings on greenhouse ventilation. Journal of Agricultural Engineering Research, 73: 171–178.

- Nicolaus A., 1990. Ventilation methodologies in greenhouses. *Acta Horticulturae*, 263: 299–306.
- Nisen A, Grafiadellis M, Jiménez R, La Malfa G, Martiez-Garcia PF, Monteiro A, Verlodt H, Villele O, Zabeltitz CV, Denis JC, Boudoin W, Garnaud JC., 1988. Cultures protegees en climat mediterranean. FAO, Rome.
- Özmerzi A, Kürklü A., 1989. Seralarda havalandırma yöntemleri ve zorunlu havalandırma sistemlerinin hesaplanması. *Akdeniz Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, 2(2): 101–120.
- Sevgican A., 1989. Örtüaltı sebzeciliği. Tarımsal Araştırmaları Destekleme ve Geliştirme Vakfı, Yayın No: 19, Yalova.
- Pérez Parra J., 2002. Ventilación Natural De Invernaderos Tipo Parral. Tesis Doctoral, Universidad De Córdoba.
- Pérez Parra J, Montero JL, Baeza EJ, Lopez Hernandez JC., 2006. Determination of global wind coefficients for the development of ventilation rate calculation models for a parral multi span greenhouse. *Acta Horticulturae*, 710: 143–150.
- Sabeh NC, Giacomelli GA, Kubota C., 2007. Water use by greenhouse evaporative cooling systems in a semi-arid climate. 2007 ASAE Annual Meeting, 1.
- Schmidt U., 2008. Das besondere Problem der Feuchte. Bericht zur Bestimmung und Bewertung des Energiebedarfs von Gewachshauser. KTBL-Workshop, 17 September 2008 in Worms, 53–60.
- von Zabeltitz C., 1986. Greenhouse heating with solar energy. *Energy in Agriculture*, 5: 111–120.
- von Zabeltitz C., 1990. Greenhouse construction in function of better climate control. *Acta Horticulturae*, 263: 357–374.
- von Zabeltitz C., 2011. Integrated Greenhouse Systems for Mild Climates: Climate Conditions, Design, Construction, Maintenance, Climate Control. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>.
- Willits DH., 2003. Cooling fan-ventilated greenhouses: a modelling study. *Biosystems Engineering*, 84(3): 315–329.
- Willits DH., 2006. Fan ventilated greenhouse cooling: some considerations for design. *International Symposium on Greenhouse Cooling*, 719: 83–96.