

بررسی نرم افزار Ventsim در مدل تراکم پذیری به همراه ارایه یک برنامه کامپیوتری جدید برای تهویه در فضای زیرزمینی

مقاله پژوهشی

ابراهیم الهی زینی^{۱*}؛ فرهنگ سرشکی^۲؛ رضا کاکایی^۳

۱- استادیار؛ گروه مهندسی معدن، دانشگاه سیستان و بلوچستان، elahi@eng.usb.ac.ir

۲- استاد؛ دانشکده مهندسی معدن، نفت و ژئوفیزیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، sereshki@shahroodut.ac.ir

۳- استاد؛ دانشکده مهندسی معدن، نفت و ژئوفیزیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، r_kakaie@shahroodut.ac.ir

دریافت دست نوشته: ۱۴۰۵/۰۴/۲۹؛ پذیرش دست نوشته: ۱۴۰۵/۰۷/۰۷

شماره صفحات: ۷۱ تا ۸۸

شناسه دیجیتال (DOI): 10.22044/tuse.2026.18031.1512

واژگان کلیدی	چکیده
تهویه فضاهای زیرزمینی مدل تراکم پذیری نرم افزار	یکی از روش های تهویه فضاهای زیرزمینی استفاده از مدل تراکم پذیری است. در مدل تراکم پذیری سیال هوا در دو مدل خشک و مرطوب تحلیل می شود. در مدل مرطوب می توان شرایط واقعی حاکم بر فضاهای زیرزمینی را مورد تجزیه و تحلیل قرار داد. اصولاً برای تحلیل کامل فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم پذیری نیاز به حل تعداد زیادی معادله ریاضی است. بر این اساس ارایه یک نرم افزار مناسب برای تحلیل معادلات مربوطه امری ضروری است. یکی از نرم افزارهای رایج در این حوزه، نرم افزار Ventsim است. هر چند نرم افزار Ventsim قابلیت های زیادی دارد اما در این پژوهش بیان می شود که در این نرم افزار برخی از معادلات ریاضی تحلیل مدل گرمایی در آن به طور مستقیم تعریف نشده است. بر این اساس برای تکمیل تر شدن بهتر تحلیل طراحی تهویه فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم پذیری در این پژوهش برنامه کامپیوتری "Ventilation Design: Compressible Model" ارائه شده است. اعتبارسنجی های متعدد انجام شده در خصوص برنامه کامپیوتری Ventilation Design: Compressible Model بیانگر تاکید عملکرد صحیح این برنامه کامپیوتری در تحلیل مدل های مختلف است.

۱- پیش گفتار

می شود. در مدل تراکم پذیری اگر مقدار بخار آب در هوا صفر فرض شود در این صورت طراحی تهویه از نوع مدل تراکم پذیر خشک در نظر گرفته می شود ولی در واقعیت در اکثر معادن زیرزمینی مقدار رطوبت هوای معدن برابر صفر نیست. بر این اساس طراحی تهویه از نوع مدل مرطوب تراکم پذیر در نظر گرفته خواهد شد. اصولاً برای طراحی دقیق تهویه فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم پذیری غالباً از

محققین معتقدند اگر عمق فضای زیرزمینی بیش از ۵۰۰ متر باشد در این صورت بهتر است ویژگی هوا برای تهویه این فضای زیرزمینی از نوع سیال تراکم پذیر فرض شود. در این مدل اولاً حجم مخصوص سیال هوا ثابت فرض نمی شود و ثانیاً با توجه به وجود یا عدم وجود بخار آب، طراحی تهویه در دو مدل تراکم پذیر خشک یا مرطوب انجام

$$k = \frac{\ln(P_2/P_1)}{\ln(\rho_{d2}/\rho_{d1})} \quad (۱۷)$$

$$h_{12} = c_p(t_{d2} - t_{d1}) + w_2 h_{v2} - w_1 h_{v1} - (w_2 - w_1) \overline{h_w} \quad (۱۸)$$

$$h_{v1} = (1.81t_{d1} - 2501) \times 1000 \quad (۱۹)$$

$$h_{v2} = (1.81t_{d2} - 2501) \times 1000 \quad (۲۰)$$

$$\overline{h_w} = 2100 \times (t_{d2} + t_{d1}) \quad (۲۱)$$

در این معادلات:

P : فشار کل هوا (پاسکال)

P_d : فشار هوای خشک (پاسکال)

P_v : فشار بخار آب (پاسکال)

ρ_d : جرم حجمی هوای خشک (کیلوگرم بر متر مکعب)

ρ_m : جرم حجمی هوای مرطوب (کیلوگرم بر متر مکعب)

R_d : ضریب ثابت هوای خشک معادل $287/0.4$ (ژول بر کیلوگرم درجه کلوین)

R_v : ضریب ثابت بخار آب معادل $461/5$ (ژول بر کیلوگرم درجه کلوین)

w : نسبت رطوبت هوا (کیلوگرم بر کیلوگرم)

T : دمای هوای خشک (کلوین)

T_{d1} : دمای هوای خشک در ایستگاه ۱ (سانتیگراد)

T_{d2} : دمای هوای خشک در ایستگاه ۲ (سانتیگراد)

C_p : ظرفیت گرمایی ویژه هوا در فشار ثابت معادل 1005 (ژول بر کیلوگرم درجه کلوین)

L : گرمای نهان تبخیر آب (ژول بر کیلوگرم)

P_{vs} : فشار بخار آب اشباع (پاسکال)

w_s : نسبت رطوبت اشباع هوا (کیلوگرم بر کیلوگرم)

P_{vsd} : فشار بخار آب اشباع در دمای خشک هوا (پاسکال)

R_h : رطوبت نسبی هوا (درصد)

C_{pv} : ظرفیت گرمایی ویژه بخار آب در فشار ثابت معادل 1884 (ژول بر کیلوگرم درجه کلوین)

Δ_{ep}^* : تغییرات انرژی پتانسیل (ژول بر کیلوگرم)

Δ_{ek}^* : تغییرات انرژی جنبشی (ژول بر کیلوگرم)

W_{12} : قدرت بادبزن (ژول بر کیلوگرم)

F_{12} : اصطکاک کار معدنی (ژول بر کیلوگرم)

q_{12} : مقدار گرما بین دو ایستگاه (ژول بر کیلوگرم)

K : ضریب اتمیسته گاز

روش تحلیل ترمودینامیکی استفاده می شود. در این معادلات، مدل های مختلف گرما به همراه مقداری رطوبت در حفريات زیرزمینی منظور می شوند. بر این اساس معادلات کلی ترمودینامیکی این تئوری در معادلات ۱ تا ۲۱ گزارش شده است (Hall, 1998), (McPherson, 1993), (Madani, 2003), (Samadzadegan, 2010), (Wu, et al., 2017), (Tong, et al., 2017), (Roghanchi, 2017), (Li, et al., 2019), (Elahi Zeyni, 2020). به دلیل تعداد و حجم زیاد معادلات مربوطه، تولید نرم افزار و استفاده از آن برای طراحی تهویه فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم پذیری هوا الزامی است.

$$P = P_d + P_v \quad (۱)$$

$$P_d = \rho_d R_d T \quad (۲)$$

$$P_v = \rho_v R_v T = w \rho_d R_v T \quad (۳)$$

$$\rho_d = \frac{P - P_v}{287.04T} \quad (۴)$$

$$\rho_m = \frac{P - 0.378P_v}{287.04T} \quad (۵)$$

$$L = (2502.5 - 2.386 t_w) \times 10^3 \quad (۶)$$

$$P_{vs} = 610.6 \exp\left(\frac{17.27 t_w}{237.3 + t_w}\right) \quad (۷)$$

$$w_s = 0.622 \frac{P_{vs}}{P - P_{vs}} \quad (۸)$$

$$w = \frac{L w_s - c_p (t_d - t_w)}{L + c_v (t_d - t_w)} \quad (۹)$$

$$P_v = \frac{P w}{0.622 + w} \quad (۱۰)$$

$$P_{vsd} = 610.6 \exp\left(\frac{17.27 t_d}{237.3 + t_d}\right) \quad (۱۱)$$

$$R_h = \frac{P_v}{P_{vsd}} \quad (۱۲)$$

$$-\Delta_{ep}^* - \Delta_{ek}^* + W_{12} = \int V dP + F_{12} = h_{12}^* - q_{12} \quad (۱۳)$$

$$\Delta_{ep}^* = g(Z_2 - Z_1)\left(1 + \frac{w_2 + w_1}{2}\right) \quad (۱۴)$$

$$\Delta_{ek}^* = \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2)\left(1 + \frac{w_2 + w_1}{2}\right) \quad (۱۵)$$

$$\int V dP = \left(\frac{P_2}{\rho_{d2}} - \frac{P_1}{\rho_{d1}}\right) \frac{k}{k-1} \quad (۱۶)$$

$$F_o = \frac{\alpha_r t}{r_a^2} \quad (31)$$

$$q = h \frac{G}{B} (VRT - \theta_d) \text{ (Dry)} \quad (32)$$

$$q = h_c \frac{G}{B} (VRT - \theta_d) \text{ (Wet)} \quad (33)$$

$$\theta_{ws} = \frac{G}{B} (VRT - \theta_{ef}) + \theta_{ef} \quad (34)$$

$$q_{sen} = h_c (\theta_{ws} - \theta_d) \quad (35)$$

$$q_L = 0.0007 h_c L_{ws} \frac{(e_{ws} - e)}{P} \quad (36)$$

$$S = C_{pa} t_d + X [L + C_{pv} (t_d - t_w)] \quad (37)$$

۲-۲- انتقال گرما از تجهیزات الکتریکی

این نوع از انتقال گرما طبق معادله ۳۸ محاسبه می‌شود (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$q_{12} = P_{ow} E - mgh \quad (38)$$

۲-۳- انتقال گرما از تجهیزات دیزلی

انتقال گرما از تجهیزات دیزلی به هوا براساس معادله ۳۹ محاسبه می‌شود (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$q_{12} = \frac{34000VE}{2.83} \quad (39)$$

۲-۴- انتقال گرما از آب‌های داخل حفاریات

زیرزمینی

این نوع از انتقال گرما طبق معادله ۴۰ محاسبه می‌شود (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$q_{12} = mC_w \Delta\theta \quad (40)$$

۲-۵- انتقال گرما از فرآیند اکسایش مواد معدنی

انتقال گرما به سبب فرآیندهای اکسایش مطابق معادلات ۴۱ و ۴۲ محاسبه می‌شود (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$\text{Coal Ore} \rightarrow q_{12} = 16477.5Q(o_{in} - o_{out}) \quad (41)$$

$$\text{Sulphide Ore} \rightarrow q_{12} = 12095.2Q(o_{in} - o_{out}) \quad (42)$$

h_{12} : مقدار آنتالپی کلی بین دو ایستگاه (ژول بر کیلوگرم)

h_{v1} : مقدار آنتالپی بخار آب در ایستگاه اول (ژول بر کیلوگرم)

h_{v2} : مقدار آنتالپی بخار آب در ایستگاه دوم (ژول بر کیلوگرم)

$\bar{h}w$: مقدار آنتالپی آب بین دو ایستگاه (ژول بر کیلوگرم)

۲- مروری بر انواع مدل‌های انتقال گرما به هوا

انتقال گرما در مدل تراکم‌پذیری به عنوان یکی از پارامترهای مهم در طراحی تهویه فضاها‌ی زیرزمینی مطرح است. بر این اساس مساله انتقال گرما در ۹ مدل مختلف به شرح ذیل مطرح شده که هر یک از آن‌ها از معادلات خاص خود تبعیت می‌کند.

۲-۱- انتقال گرما از سنگ دربرگیرنده حفاریات

زیرزمینی

این مدل از انتقال گرما برپایه قانون گرمای فوریه به مشخصات هندسی حفاری، عمر حفاری، مشخصات ذاتی سنگ دربرگیرنده حفاری و دبی حجمی هوای تهویه استوار است. بر این اساس معادلات اصلی آن در معادله‌های ۲۲ تا ۳۷ گزارش شده است (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$\alpha_r = \frac{k_r}{\rho_r C_r} \quad (22)$$

$$Re = 268\,000 Q / per \quad (23)$$

$$N_u = \frac{0.35 f Re}{1 + 1.592(15.217 f Re^{0.2} - 1) / Re^{0.125}} \quad (24)$$

$$k_a = 2.2348 \times 10^{-4} T^{0.8353} \quad (25)$$

$$h_c = \frac{N_u k_a}{d} \quad (26)$$

$$h_r = 22.68 \times 10^{-8} (273.15 + \theta_d)^3 \quad (27)$$

$$a_b = 0.104 \ln(147 \times L) \quad (28)$$

$$h = h_c + a_b h_r \quad (29)$$

$$B = \frac{h r_a}{k_r} \quad (30)$$

روش کا (Elahi Zeyni, 2020) و (Elahi Zeyni, et al., 2022)، و روش کا-دبلیو (K-W) (Elahi Zeyni, 2020) و (Elahi Zeyni, et al., 2024)، ارائه شده که هر یک از آنها از معادلات خاص خود تبعیت می‌کند. طبق مراجع مربوطه در روش دلتا نیاز به حل ۱۳ معادله ریاضی است. همچنین در روش کا و کا-دبلیو به ترتیب نیاز به حل ۱۵ و ۱۸ معادله ریاضی است. به دلیل حجیم بودن محاسبات ریاضی مربوطه نیاز به تولید نرم‌افزار و استفاده از آن برای طراحی تهویه فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم‌پذیری هوا است.

۴- بررسی نرم‌افزار ونت‌سیم (Ventsim)

یکی از پرکاربردترین و معروف‌ترین نرم‌افزارها برای طراحی شبکه تهویه، نرم‌افزار ونت‌سیم است. این نرم‌افزار قابلیت‌های زیادی دارد به ویژه نسخه‌های ۴ و بالاتر از آن قادر به حل معادلات ترمودینامیکی هوای خشک و مرطوب در دو مدل تراکم‌ناپذیری و تراکم‌پذیری به همراه تحلیل ۵ مدل از مدل‌های گرمایی، بررسی عملکرد گازهای مفید و غیر مفید، تحلیل آتش‌سوزی، بررسی تهویه طبیعی و تحلیل اقتصادی در شبکه تهویه هستند. طبق بررسی‌های انجام شده توسط نویسندگان این پژوهش و شکل ۱، مشاهده می‌شود نرم‌افزار ونت‌سیم به طور مستقیم قادر به تحلیل ۵ مدل از ۹ مدل گرمایی همچون تجهیزات الکتریکی (نوار نقاله، سنگ شکن و تجهیزات خنک‌سازی)، تجهیزات دیزلی، ایستگاه پمپ آب، اکسیداسیون ماده معدنی و نوع سنگ دربرگیرنده حفريات معدنی تعریف شده است.

در نرم‌افزار ونت‌سیم مواردی همچون انتقال گرما از آب‌های داخل حفريات معدنی، انتقال گرما از انفجار مواد منفجره، انتقال گرما از حمل و نقل مواد خرد شده و انتقال گرما از فعالیت پرسنل در شبکه تهویه منظور نشده است. بر این اساس در این پژوهش ابتدا یک نرم‌افزار بومی برای تهویه فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم‌پذیری سیال هوا طراحی و سپس علاوه بر مدل‌های مختلف گرمایی مطرح شده در نرم‌افزار ونت‌سیم، ۴ مورد مطرح نشده در مباحث انتقال گرما به هوا در نرم‌افزار جدید تهویه کارسازی شده است. این نرم‌افزار جدید تهویه با نام "Ventilation Design: Compressible Model" در

۲-۶- انتقال گرمای حاصل از انفجار مواد منفجره
این مدل از انتقال گرما طبق معادله ۴۳ محاسبه می‌شود (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$q_{12} = MHE \quad (43)$$

۲-۷- انتقال گرمای ناشی از حمل و نقل مواد خرد شده
این مدل از انتقال گرما طبق معادله ۴۴ محاسبه می‌شود (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$q_{12} = mC_r\Delta\theta \quad (44)$$

۲-۸- انتقال گرمای ناشی از فعالیت پرسنل
این مدل از انتقال گرما طبق معادله ۴۵ محاسبه می‌شود (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$q_{12} = NH \quad (45)$$

۲-۹- انتقال گرمای ناشی از تراکم خود به خود هوا
این مدل از انتقال گرما به قانون انرژی پتانسیل وابسته بوده و طبق معادلات ۴۶ و ۴۷ محاسبه می‌شود (برای جزییات بیشتر به مراجع (McPherson, 1993) و (Madani, 2003) رجوع شود).

$$C_{pm} = \frac{(1005 + 1884 X)}{(1 + X)} \quad (46)$$

$$q_{12} = C_{pm} (T_2 - T_1) - (Z_1 - Z_2)g \quad (47)$$

۳- مروری بر انواع روش‌های تحلیل انتقال گرما
به طور کلی معادلات ترمودینامیکی حاکم بر مدل تراکم‌پذیری در علم تهویه از نوع معادلات غیرخطی است که معمولاً برای حل آن‌ها نیاز به استفاده از تکنیک‌های محاسبات عددی همچون روش نیوتن-رافسون است (Hall, 1998) و (Madani, 2003). همچنین برای حل این معادلات، روش‌های ابتکاری مختلفی همچون روش دلتا (4) (Elahi Zeyni, et al., 2022) و (Elahi Zeyni, 2020)

این پژوهش نامگذاری شده است.

Tools Select

Heat

Heat ☒ On

Heat Preset 1

Point Source

Heat Sensible (kW)	Custom
Heat Latent (kW)	Conveyor Linear 350 w/m
Refrigeration (kW)	Crusher Station 500kW Electric
Moisture (ml/sec)	Diesel Truck 350kW @ 50%
Diesel Engine (kW)	Pump Station 300kW Electric 90% efficient
	Refrigeration Plant 500kW

Linear Source

Heat Sensible (W/m)	
Heat Latent (W/m)	0.0
Moisture (g/s/m)	0.0
Oxidisation (W/m)	0.0
Diesel Engine (kW/m)	0.00

Fuel Burn

Fuel Burn Preset	
Point Burn (l/hour)	0
Linear Burn (l/h/100m)	0.0

Rock

Rock Type Preset	
Conductivity (W/mC)	4.50
Diffusivity (m ² /s 10 ⁻⁶)	2.153
Specific Heat (J/kgC)	950.000000
Rock Density (kg/m ³)	2,200.0

Fixed Data

Diesel Emission (g/kW.hr)	0.100
Advance Rate (m/mth)	0.0
Air Temperature (Wet-bulb) (°C)	17.846520
Air Temperature (Dry-bulb) (°C)	24.999850
Fixed \ Threshold	Fixed

Rock Surface

Wetness Fraction Preset	Very Dry
Wetness Fraction	0.02
Age Entry (year)	0.250000
Date Mined Entry	ژوئیه-2020
Age Exit (year)	0.250000
Date Mined Exit	ژوئیه-2020
VRT Temperature 1 (°C)	25.000000
VRT Temperature 2 (°C)	25.000000
Exposed Surface 1 (°C)	25.000000
Exposed Surface 2 (°C)	24.999860

Fix Heat/Humidification

Fixed Dry Bulb Temperature (°C)	0.000000
Fixed Humidity (°C)	0.000000

شکل ۱- عملکرد نرم‌افزار Ventsim (5.2.6.8) در خصوص تحلیل انواع مدل‌های گرمایی

هوا تعریف شده که نمونه‌ای از آن در شکل ۴، نشان داده شده است. همچنین در این دستور اطلاعات مورد نیاز هر شاخه، تعریف مدل گرمایی و روش حل مدل گرمایی تعریف شده است.

۵-۲-۱- اطلاعات شاخه (Branch Data)

طبق شکل ۴، این دستور برای پذیرش اطلاعات هر شاخه در شبکه تهویه تعریف شده است. این اطلاعات به ترتیب شامل طول حفاری (Excavation Length)، سطح مقطع حفاری (Excavation Area)، محیط مقطع حفاری (Excavation Perimeter)، ضریب اصطکاک بدون بعد (Friction Factor (dimensionless))، سرعت هوای ورودی (Air Flow Velocity)، دمای خشک هوای ورودی (Dry Bulb Temperature)، رطوبت نسبی هوای ورودی (Relative Humidity)، فشار هوای ورودی (Barometric Pressure)، ارتفاع نقطه شروع حفاری (Start Point) و ارتفاع نقطه انتهای حفاری (End Point) است.

۵- برنامه کامپیوتری جدید تهویه (Ventilation Design: Compressible Model)

برنامه کامپیوتری جدید تهویه تحت عنوان "Ventilation Design: Compressible Model" برای برطرف کردن برخی از ضعف‌های نرم‌افزار ونت‌سیم در خصوص تحلیل انتقال گرما در مدل تراکم‌پذیری لازم آرایه شده است. پنجره اصلی این برنامه کامپیوتری در شکل ۲ و سایر دستورات آن به شرح ذیل است.

۵-۱- دستور File

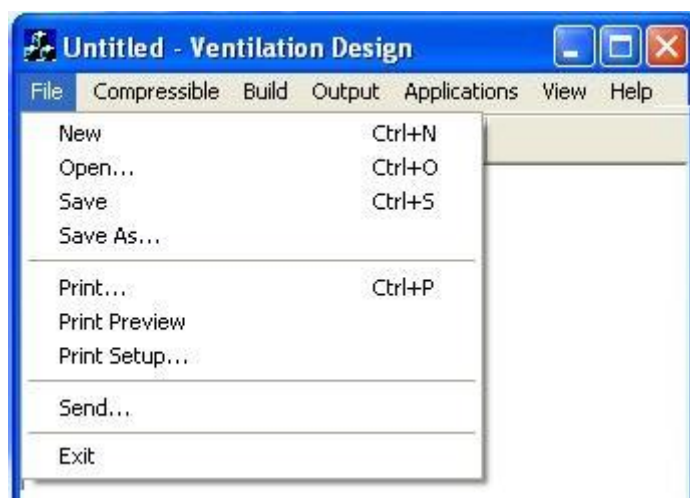
در این دستور برای ایجاد فایل جدید (New)، بازکردن فایل‌ها (Open)، ذخیره کردن فایل‌ها (Save, Save as)، چاپ اطلاعات (Print) و دستور خروج از برنامه (Exit) مطابق شکل ۳، تعریف شده است.

۵-۲- دستور Compressible

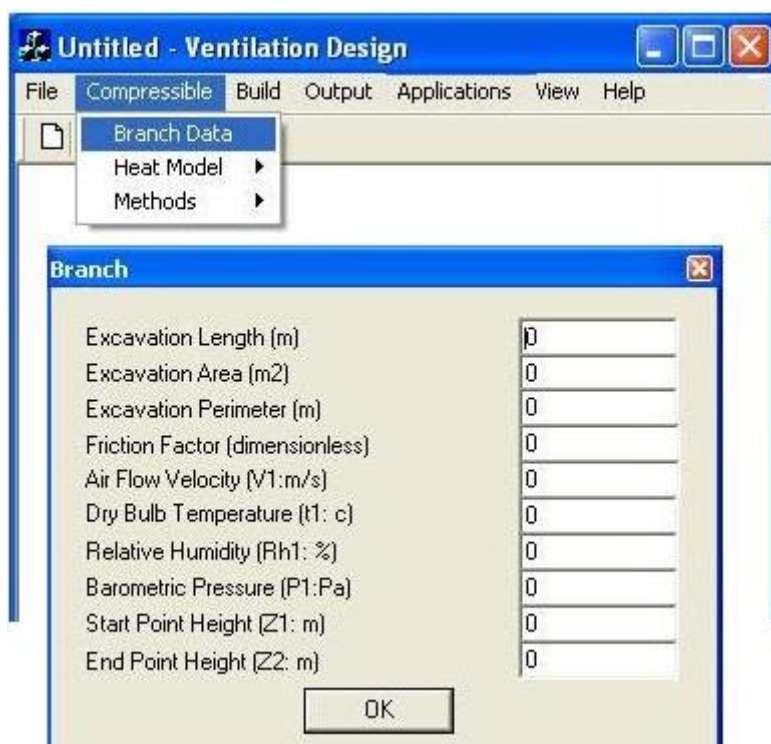
در دستور Compressible عملکردهای متفاوتی برای طراحی تهویه فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم‌پذیری سیال



شکل ۲- پنجره اصلی برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model)



شکل ۳- عملکرد دستور File



شکل ۴- عملکرد دستور Branch Data

(*Virgin Rock Temperature*)، چگالی سنگ (*Rock Density*)، رسانایی حرارتی سنگ (*Rock Thermal Conductivity*)، ظرفیت حرارتی ویژه سنگ (*Rock Specific Heat*) و عمر حفاری (*Mine Work Age*) است.

۴-۲-۵- گرمای حاصل از تجهیزات الکتریکی (Electrical Equipments)

طبق معادله ۳۸ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از تجهیزات الکتریکی تعریف شده است. این اطلاعات به ترتیب شامل توان ماشین الکتریکی (*Power Machine*)، راندمان کل ماشین الکتریکی (*Efficiency Machine*) و وزن مواد جابجا شده توسط ماشین الکتریکی (*Material Weight for Transferring*) است.

۵-۲-۵- گرمای حاصل از تجهیزات دیزلی (Diesel Equipments)

طبق معادله ۳۹ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از تجهیزات دیزلی تعریف شده است. این اطلاعات به ترتیب شامل حجم گازوئیل مصرفی (*Volume of Diesel Fuel*)،

۵-۲-۲- انواع مدل گرمایی (Heat Model)

در این دستور مدل‌های مختلف محاسبه مقدار گرمای تولید شده از سنگ دربرگیرنده حفاریات معدنی (*Strata Heat*)، تجهیزات الکتریکی (*Electrical Equipments*)، تجهیزات دیزلی (*Diesel Equipments*)، آب درون منبع آب و مجاری باز (*Fissure Water and Channel Flow*)، اکسایش مواد معدنی (*Oxidation Process*)، مواد منفجره (*Explosive*)، حمل و نقل سنگ‌های خرد شده (*Fragmented Rock*)، پرسنل (*Metabolic Heat*) و سایر موارد (*Other*) تعریف شده است.

۵-۲-۳- انتقال گرما از سنگ دربرگیرنده حفاریات معدنی (Strata Heat)

از این دستور برای برآورد انتقال گرما از سنگ دربرگیرنده حفاریات معدنی به صورت جریان شعاعی طبق قانون گرمای فوریه طبق معادلات ۲۲ تا ۳۷ در دو مدل خشک و مرطوب تعریف شده است.

این اطلاعات به ترتیب شامل دمای بکر سنگ

۵-۲-۱۰- گرمای حاصل از حمل و نقل سنگ‌های خرد

شده (Fragmented Rock)

طبق معادله ۴۴ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از حمل و نقل سنگ‌های خرد شده تعریف شده است این اطلاعات به ترتیب شامل دبی جرمی سنگ خرد شده (*Mass Flow of Rock*)، دمای اولیه سنگ خرد شده (*Primary Temperature of Fragmented Rock*)، دمای نهایی سنگ خرد شده (*Final Temperature of Fragmented Rock*) و ظرفیت حرارتی ویژه سنگ (*Specific Heat*) است.

۵-۲-۱۱- گرمای حاصل از پرسنل (Metabolic)

طبق معادله ۴۵ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از فعالیت بدنی پرسنل تعریف شده است. این اطلاعات به ترتیب شامل تعداد نفرات (*Personal Number*) و گرمای حاصل شده از هر نفر (*Metabolic Heat Production*) است.

۵-۲-۱۲- تراکم خود به خود هوا

طبق معادلات ۴۶ و ۴۷ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از تراکم خود به خود هوا تعریف شده است.

۵-۲-۱۳- سایر موارد (Other)

از این دستور برای تعریف سایر اطلاعات مورد نیاز جهت برآورد گرما استفاده می‌شود. این اطلاعات به ترتیب شامل نرخ تبخیر بخار آب (*Vaporization Rate*)، ضریب همزمانی مسائل گرما (*Simultaneity Coefficient*) و توان بادبزن (*Powe Fan*) است.

۵-۲-۱۴- روش تحلیل هوای خشک (Dry Model)

از این دستور برای تحلیل تهویه‌ی هوای خشک تراکم‌پذیر استفاده می‌شود.

۵-۲-۱۵- روش تحلیل هوای مرطوب- مدل اول

(Certain Vaporization)

از این دستور برای تحلیل تهویه‌ی هوای مرطوب تراکم‌پذیر با معلوم بودن نرخ تبخیر بخار آب استفاده می‌شود که شامل دو روش دلتا و K است.

راندمان کل ماشین دیزلی (*Efficiency Machine*) و حجم بخار آب تولید شده توسط ماشین دیزلی (*Volume of Water Vapor*) است.

۵-۲-۱۶- گرمای حاصل از ایستگاه منبع آب (Water

Sump)

طبق معادله ۴۰ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از ایستگاه منبع آب تعریف شده است. این اطلاعات به ترتیب شامل حجم آب (*Water Volume*)، دمای متوسط آب (*Average Temperature of Water*) و دمای آب درون منبع (*Water Temperature*) است.

۵-۲-۱۷- گرمای حاصل از آب درون مجاری باز (Open

Drainage Channel)

طبق معادله ۴۰ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از آب درون مجاری باز تعریف شده است. این اطلاعات به ترتیب شامل ضریب اصطکاک با سطح آب (*Friction Coefficient on Water Surface*)، دمای سطح آب (*Temperature of Water Surface*) و عرض مجاری باز (*Channel Width*) است.

۵-۲-۱۸- گرمای حاصل از اکسایش مواد معدنی

(Oxidation Process)

طبق معادلات ۴۱ و ۴۲ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از اکسایش مواد معدنی برای فضاهای زیرزمینی زغالسنگ و سولفیدی تعریف شده است. این اطلاعات به ترتیب شامل عیار اکسیژن هوای ورودی (*Input of Oxygen Grade*) و خروجی هوا (*Output of Oxygen Grade*) است.

۵-۲-۱۹- گرمای حاصل از انفجار مواد منفجره

(Explosive)

طبق معادله ۴۳ این دستور برای برآورد گرمای حاصل از انفجار مواد منفجره تعریف شده است. این اطلاعات به ترتیب شامل وزن ماده منفجره (*Explosive Weight*)، مقدار گرمای تولید شده از ماده منفجره (*Heat Produced*)، درصد گرمای دفع شده در هنگام تهویه فرعی (*Blast Heat Removed*) و زمان تهویه فرعی (*Ventilation Time*) است.

۵-۲-۱۶- روش تحلیل هوای مرطوب- مدل دوم (Uncertain Vaporization)

از این دستور برای تحلیل تهویه‌ی هوای مرطوب تراکم‌پذیر در حالت نامشخص بودن نرخ تبخیر بخار آب استفاده می‌شود که شامل روش $K-W$ است.

۵-۳- دستور Build

از این دستور برای اجرای انواع دستورات مطرح شده برای مدل تراکم‌پذیری سیال هوا در امر تهویه تعریف شده است.

۵-۴- دستور Output

از این دستور برای نمایش انواع فایل‌های خروجی در طراحی تهویه استفاده می‌شود.

۵-۵- دستور Applications

از این دستور برای اجرای چند برنامه کاربردی همچون ماشین حساب، *Notepad* و نقاشی استفاده می‌شود.

۵-۶- دستور View

از این دستور برای مدیریت نوار ابزار در برنامه کامپیوتری استفاده می‌شود.

۵-۷- دستور Help

از این دستور برای توضیح برخی از دستورات تعریف شده در برنامه کامپیوتری استفاده می‌شود.

۶- اعتبارسنجی برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model)

برای اعتبارسنجی این برنامه کامپیوتری جدید از ۱۱ مدل حل شده تراکم‌پذیری ارائه شده در منابع مختلف استفاده شد و نتایج آن‌ها با نتایج (Ventilation Design: Compressible Model) مقایسه شده در ادامه آمده است:

۶-۱- اعتبارسنجی مقدار گرمای ناشی از سطوح خشک سنگ

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از سطوح سنگ دربرگیرنده حفاری زیرزمینی در مطالعه موردی انجام شده از منبع (McPherson, 1993) برای

مدل سطوح خشک سنگ تحت شرایط مطرح شده استفاده شد. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۲۴ وات بر متر مربع است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۱، مقدار این گرما برابر ۲۳/۸۷۶۶۱۲ وات بر متر مربع محاسبه شده که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۲- اعتبارسنجی مقدار گرمای حاصل از تجهیزات الکتریکی

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از تجهیزات الکتریکی از مطالعه موردی انجام شده در منبع (McPherson, 1993) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۶۲۷/۵ کیلووات است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۲، مقدار این گرما برابر ۶۲۷/۵۹۳۰۵۶ کیلووات محاسبه شده که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۳- اعتبارسنجی مقدار گرمای حاصل از تجهیزات دیزلی

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از تجهیزات دیزلی در مطالعه موردی انجام شده از منبع (McPherson, 1993) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۲۳۸ کیلووات است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۳، مقدار این گرما برابر ۲۳۷/۷۷۹۷۴۱ کیلووات محاسبه شده که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۴- اعتبارسنجی مقدار گرمای حاصل از ایستگاه منبع آب

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از

ایستگاه منبع آب در مطالعه موردی انجام شده از منبع (McPherson, 1993) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۳۳۰ کیلووات است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۴، مقدار این گرما برابر ۳۲۹/۵۵۱۲۵۷ کیلووات محاسبه شده که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۷- اعتبارسنجی مقدار گرمای حاصل از انفجار مواد منفجره

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از انفجار مواد منفجره در مطالعه موردی انجام شده از منبع (McPherson, 1993) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۳۲۹ کیلووات است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۷، مقدار این گرما برابر ۳۲۸/۸۸۸۸۸۹ کیلووات محاسبه شده که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

ایستگاه منبع آب در مطالعه موردی انجام شده از منبع (McPherson, 1993) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۲۴۲۳ کیلووات است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۴، مقدار این گرما برابر ۲۴۲۳/۰۳۲۳۴۷ کیلووات محاسبه شده که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۵- اعتبارسنجی گرمای حاصل از آب درون مجاری باز

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از آب درون مجاری باز در مطالعه موردی انجام شده از منبع (McPherson, 1993) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۲/۵۳۹ کیلووات است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۵، مقدار این گرما برابر ۲/۵۸۶۷۲۳ کیلووات محاسبه شده که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۶- اعتبارسنجی مقدار گرمای حاصل از اکسایش مواد معدنی

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از

جدول ۱- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای سطوح خشک سنگ

F=4.653825	Re=670000.000000	Nu=2432.552144
hc=21.742497 w/m2c	href=1.597002 w/m2c	h=23.339499 w/m2c
B=9.905591	G=0.596091	q=23.876612 w/m2

جدول ۲- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای تجهیزات الکتریکی

$$q=627.593056 \text{ (kw)} \quad \text{Total Heat}=627.593056 \text{ kw}$$

جدول ۳- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای تجهیزات دیزلی

$$q=237.779741 \text{ kw} \quad \text{Total Heat}=237.779741 \text{ kw}$$

جدول ۴- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای ایستگاه منبع آب

$q=2423.032347 \text{ kw}$	Total Heat=2423.032347 kw
----------------------------	---------------------------

جدول ۵- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای آب درون مجاری باز

Re=957143.587385	Nu=2127.382160	hc=16.402103 w/m ² c
qsen=32.804207 w/m ²	ql=484.540461 w/m ²	q=517.344668 w/m ²
q=2.586723 kw	Total Heat=2.586723 kw	

جدول ۶- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای اکسایش مواد معدنی

$q=329.551257 \text{ kw}$	Total Heat=329.551257 kw
---------------------------	--------------------------

جدول ۷- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای انفجار مواد منفجره

$q=328.888889 \text{ kw}$	Total Heat=328.888889 kw
---------------------------	--------------------------

کیلووات محاسبه شده است.

۶-۱۰- اعتبارسنجی تحلیل مدل هوای خشک

در این مدل برای اعتبارسنجی تحلیل مدل هوای خشک از مطالعه موردی انجام شده در منبع (مدنی، ۱۳۸۲) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مشخصات هوای خروجی محاسبه شده تقریباً برابر مشخصات هوای خروجی حاصل شده از نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) ارائه شده در جدول ۱۰، است که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۱۱- اعتبارسنجی تحلیل مدل هوای مرطوب

در این مدل برای اعتبارسنجی تحلیل مدل هوای مرطوب در مطالعه موردی انجام شده از منبع (مدنی، ۱۳۸۲) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مشخصات هوای خروجی محاسبه شده تقریباً برابر مشخصات هوای خروجی حاصل شده از نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) ارائه شده در جدول ۱۱، است که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۸- اعتبارسنجی مقدار گرمای حاصل از حمل و

نقل سنگ‌های خرد شده

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از حمل و نقل سنگ‌های خرد شده در مطالعه موردی انجام شده از منبع (McPherson, 1993) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۶۴۷ کیلووات است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۸، مقدار این گرما برابر ۶۴۷/۴۰۶۹۴۴ کیلووات محاسبه شده که از اختلاف کمی برخوردار بوده و علت این اختلاف محاسبه دقت در تعداد ارقام اعشار است.

۶-۹- اعتبارسنجی مقدار گرمای حاصل از پرسنل

عملیاتی

در این مدل برای اعتبارسنجی مقدار گرمای منتشر شده از پرسنل عملیاتی در مطالعه موردی انجام شده از منبع (مدنی، ۱۳۸۲) تحت شرایط مطرح شده استفاده شده است. طبق محاسبات انجام شده در منبع مربوطه، مقدار گرمای محاسبه شده برابر ۱۶۵ کیلووات است که با نتایج برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) طبق جدول ۹، مقدار این گرما هم برابر ۱۶۵

جدول ۸- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای حمل و نقل سنگ های

خرد شده

q=647.406944 kw	Total Heat=647.406944 kw
-----------------	--------------------------

جدول ۹- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای گرمای پرسنل عملیاتی

q=165.000000 kw	Total Heat=165.000000 kw
-----------------	--------------------------

جدول ۱۰- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای تحلیل مدل هوای خشک

v2=10.723655 m/s	t2=14.967664 c	p2=96145.087848 Pa
w2=0.000000 kg/kg	Rh2=0.000000	rd2=1.162558 kg/m3
M=352.492175 kg/s	cp=1005 J/kgK	

جدول ۱۱- نتایج محاسبات برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) برای تحلیل مدل هوای مرطوب به

دو روش دلتا و کا

v2=7.736087 m/s	t2=34.523545 c	p2=143230.404582 Pa
w2=0.008000 kg/kg	Rh2=33.223101	rd2=1.601225 kg/m3
M=111.484935 kg/s	cp=1005 J/kgK	

۷- نتیجه گیری

به طور کلی طراحی تهویه فضاهای زیرزمینی در دو مدل تراکم پذیری و تراکم پذیری انجام می شود. شرط اصلی در طراحی تهویه، محاسبه حجم مخصوص سیال هوا و نحوه عملکرد آن در شبکه تهویه است. اگر حجم مخصوص هوا متغیر فرض شود بر این اساس طراحی تهویه از نوع مدل تراکم پذیری فرض شده در غیر این صورت از نوع مدل تراکم-ناپذیری منظور خواهد شد.

تجربه نشان می دهد طراحی تهویه فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم پذیری با واقعیت منطبق تر است اما تعداد معادلات مورد نیاز آن نسبت به مدل تراکم ناپذیری بسیار بیشتر است. اما نکته مهم در استفاده از مدل تراکم پذیری، حل معادلات گرمایی در شبکه تهویه فضاهای زیرزمینی است. برای تحلیل مساله انتقال گرما روش های مختلفی همچون نیوتن-رافسون، دلتا، کا و کا-دبلیو طبق اهداف مختلف مطرح شده که هر یک از معادلات خاص خود تبعیت می کند.

به طور معمول در طراحی تهویه فضاهای زیرزمینی در مدل تراکم پذیری نیاز به حل تقریباً ۴۷ معادله ریاضی است

که برای سهولت حل، نیازمند نرم افزارهاست. تاکنون نرم افزارهای متعددی برای حل معادلات در این مدل ارایه شده اند که یکی از آنها نرم افزار ونتسیم است. در این نرم افزار ۵ مدل از ۹ مدل تحلیل گرما در شبکه های تهویه، تعریف شده است. بر این اساس برای تکمیل محاسبات ریاضی ۹ مدل تحلیل گرما در این پژوهش برای برنامه کامپیوتری جدید تحلیل تهویه در مدل تراکم پذیری تحت عنوان (Ventilation Design: Compressible Model) ارایه شده است.

برای اعتبارسنجی برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) از ۱۱ مدل حل شده از منابع مختلف طبق پیوست های ۸-۱ تا ۸-۱۱ در مدل تراکم پذیری استفاده شده و نتایج آنها طبق جدول ۱ تا جدول ۱۱، تقریباً با هم یکسان بوده است. بر این اساس به اطلاعات خروجی در برنامه کامپیوتری (Ventilation Design: Compressible Model) که یک برنامه کامپیوتری بومی در امر تهویه فضاهای زیرزمینی است می توان کاملاً اطمینان کرد.

۷- مراجع

- Elahi Zeyni, E. (2020). *Presentation a Mathematical Model for Ventilation Network Analysis of Mines*, Ph.D thesis. Shahrood University of Thechnology. (In Persian).
- Elahi, E., Sereshki, F., & Kakaie, R. (2022). Faster Convergence of Thermodynamic Equations of Wet Air Using Δ and K Methods. *Journal of Mining Engineering*, 17(57), 26-36. (In Persian).
- Elahi Zeyni, E., Sereshki, F., & Kakaie, R. (2024). The Complete Model of Wet Air Analysis in Mine Ventilation Design (CMWAA Method). *International Journal of Mining and Geo-Engineering*, 58(1), 1-9.
- Hall, C.J. (1998). *Mine Ventilation Engineering*. S.M.F., INC.
- Li, J.; Yang, L.; Song, T.; & Qi, R. (2019). Research on the Effects of the High Temperature and Humidity Environment on Human Comfort in Coal Mine Emergency Refuge System. *Safety*, 5(28), 1-10.
- Madani, H. (2003). *Mines Ventilation*. Vol. 2, Tehran: Amirkabir University of Technology (Tehran Polytechnic) Press. (In Persian).
- McPherson., Malcolm.J. (1993). *Subsurface Ventilation and Environmental Engineering*. Champan & Hall.
- Roghanchi, P. (2017). *Managing and Controlling the Thermal Environment in Underground Metal Mines*. Ph.D thesis, University of Nevada, Reno.
- Samadzadegan, R. (2010). *Mine Ventilation Engineering [translation]*. Tehran: Publication of Nopardazan. (In Persian).
- Tong, X.; Guo, W.; Kang, K.; & Qin, Y. (2017). Experimental evaluation of heat and moisture transmission characteristics of the working ensemble of hot coal mines using the thermal manikin. *International Journal of Heat and Technology*, 35(4), 836-842.
- Wu, J.; Fu, M.; Tong, X.; & Qin, Y. (2017). Heat stress evaluation at the working face in hot coal mines using an improved thermo physiological model. *International Journal of Heat and Technology*, 35(1), 67-74.

Investigation of Ventsim software using the compressible-flow model and introduction of a new software for underground mine ventilation

E. Elahi Zeyni^{1*}, F. Sereshki², R. Kakaie³

1- Assistant Professor; Faculty of Mining Engineering, University of Sistan and Baluchestan, elahi@eng.usb.ac.ir

2- Professor; Faculty of Mining, Petroleum and Geophysics, Shahrood University of Technology, farhang-sereshki@shahroodut.ac.ir

3- Professor; Faculty of Mining, Petroleum and Geophysics, Shahrood University of Technology, r_kakaie@shahroodut.ac.ir

Received: 20 Jul 2026; Accepted: 29 Sep 2026

DOI: 10.22044/tuse.2026.18031.1512

Keywords

Ventilation
Underground excavation
Compressibility model
Software

Extended Abstract

Summary

One of the methods for ventilating underground spaces is the use of a compressible-flow model. In the compressible-flow model, the air is analyzed under both dry and humid conditions. The humid model enables the analysis of the actual conditions prevailing in underground spaces. In general, a comprehensive analysis of underground spaces using a compressible-flow model requires solving many mathematical equations. Therefore, the development of an appropriate software tool for analyzing the corresponding equations is essential. One of the commonly used software packages in this field is Ventsim. Although Ventsim offers a wide range of capabilities, this study demonstrates that some of the mathematical equations required for analyzing the thermal model are not explicitly incorporated into the software. Accordingly, to enhance the comprehensiveness of ventilation design analysis for underground spaces using the compressible-flow model, a computer program entitled "Ventilation Design: Compressible Model" has been developed and presented in this study. Multiple validation tests, conducted to check the results of this computer program, demonstrate its reliable performance in analyzing various models.

Introduction

Researchers suggest that when the depth of an underground space exceeds 500 m, the air properties for ventilation purposes should preferably be assumed to correspond to a compressible fluid. In this model, first, the specific volume of air is not assumed to be constant; second, depending on the presence or absence of water vapor, the ventilation design is carried out using either a dry or a humid compressible-flow model. In the compressible-flow model, if the amount of water vapor in the air is assumed to be zero, the ventilation design is considered to be based on the dry compressible-flow model. However, in practice, the air moisture content in most underground mines is not zero. Therefore, the ventilation design is based on the humid compressible-flow model. In general, thermodynamic analysis is commonly employed for the accurate design of ventilation systems in underground spaces using the compressible-flow model. In these equations, various heat-transfer mechanisms, together with a certain amount of moisture, are taken into account within underground excavations.

Methodology and Approaches

The main and important equations required for the thermodynamic analysis of underground space networks have been presented in equations (1) to (21) presented below, as reported by McPherson (1993), Hall (1998), Madani (2003), Samadzadegan (2010), Roghanchi (2017), Tong et al. (2017), Wu et al. (2017), Li et al. (2019), and Elahi Zeyni (2020). Given the large number and complexity of the equations involved, the development and

implementation of dedicated software are essential for the design of ventilation systems in underground spaces based on an air-compressibility model. Heat transfer under the air-compressibility model is considered one of the key parameters in the design of ventilation systems for underground spaces. Accordingly, the heat-transfer problem is formulated for nine different models, as described below, in which each of the models is governed by its own set of specific equations.

- a. Heat transfer from the surrounding rock of underground excavations (Fourier's law)
- b. Heat transfer from electrical equipment
- c. Heat transfer from diesel-powered equipment
- d. Heat transfer from water within underground excavations
- e. Heat transfer from the oxidation of mineral materials
- f. Heat transfer generated by explosive blasting
- g. Heat transfer from the transportation of fragmented material
- h. Heat transfer generated by personnel activities
- i. Heat transfer due to the natural compression of air

Furthermore, the thermodynamic equations in the compressible-flow model are non-linear equations, which are generally solved using the Newton–Raphson method, the Delta method, the K method, and the K–W method (Hall, 1998; Madani, 2003; Elahi Zeyni, 2020; Elahi Zeyni et al., 2024).

Results and Conclusions

One of the most widely used and well-known software packages for ventilation network design is Ventsim. This software offers a wide range of capabilities and is capable of solving the thermodynamic equations of dry and humid air under both incompressible and compressible flow models. It also provides the capability to analyze five heat-transfer models, assesses the behavior of useful and harmful gases, performs fire simulations, evaluates natural ventilation, and conducts economic analyses of ventilation networks.

However, in the Ventsim software, certain heat-transfer mechanisms have not been considered in the ventilation networks, including heat transfer from water within underground mine workings, heat transfer generated by explosive blasting, heat transfer associated with the transportation of fragmented material, and heat transfer generated by personnel activities. Therefore, in the present study, a dedicated software program was first developed for the ventilation design of underground spaces based on the compressible-flow model of air. In addition to the various heat-transfer models incorporated in Ventsim, four additional heat-transfer mechanisms that are not considered in Ventsim were implemented in the new ventilation software. This new ventilation software that is designated in this study is called as “Ventilation Design: Compressible Model.” The main window of this new computer program is presented in Figure 1, and some of its commands are shown in Figures 2 and 3.

To validate this computer program, eleven solved compressibility models from various sources have been used. The validation results indicate that the final findings are entirely consistent; consequently, the output data from this computer program can be considered as fully reliable.

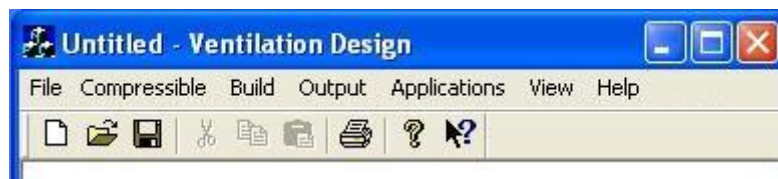


Figure 1. The main window of the new computer program called as Ventilation Design: Compressible Model

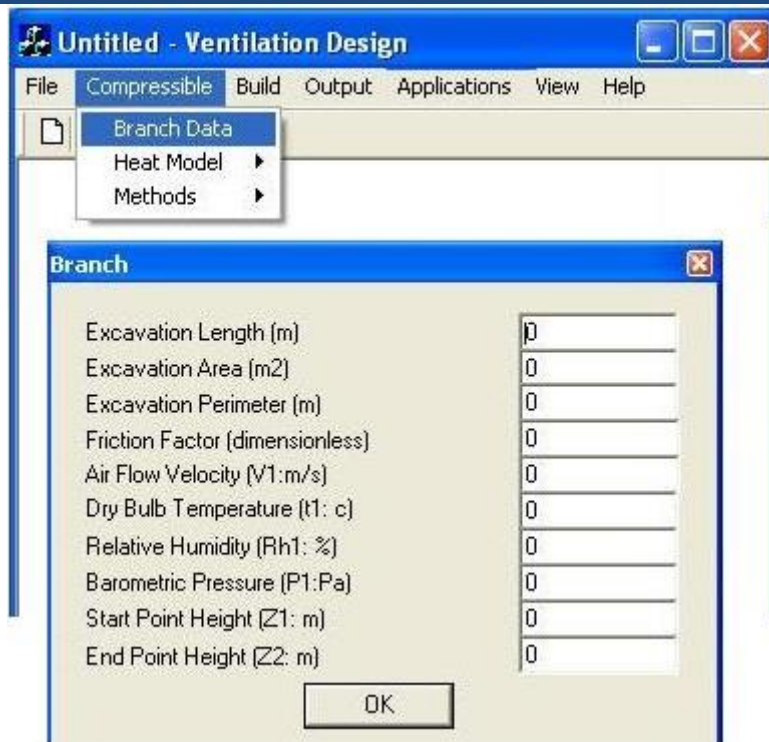


Figure 2. The operation of the branch data command

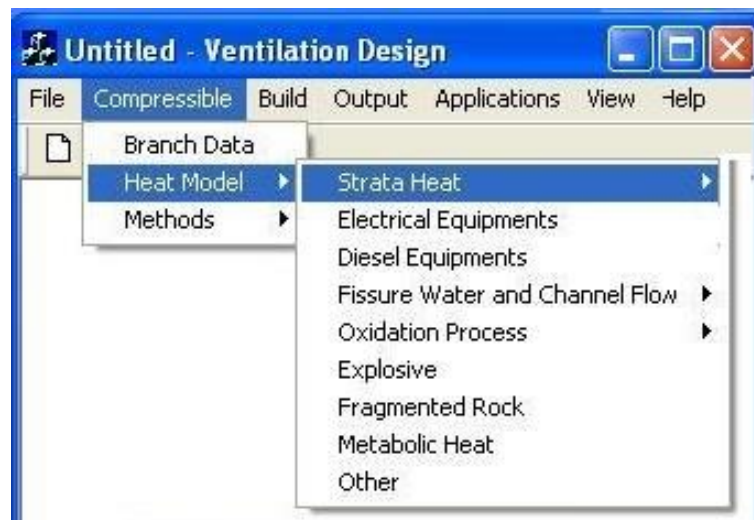


Figure 3. The operation of the heat model command

$$R_h = \frac{P_v}{P_{vsd}} \quad (12)$$

$$-\Delta_{ep}^* - \Delta_{ek}^* + W_{12} = \int V dP + F_{12} = h_{12}^* - q_{12} \quad (13)$$

$$\Delta_{ep}^* = g(Z_2 - Z_1)(1 + \frac{w_2 + w_1}{2}) \quad (14)$$

$$\Delta_{ek}^* = \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2)(1 + \frac{w_2 + w_1}{2}) \quad (15)$$

$$\int V dP = (\frac{P_2}{\rho_{d2}} - \frac{P_1}{\rho_{d1}}) \frac{k}{k-1} \quad (16)$$

$$k = \frac{Ln(\frac{P_2}{P_1})}{Ln(\frac{\rho_{d2}}{\rho_{d1}})} \quad (17)$$

$$h_{12} = c_p(t_{d2} - t_{d1}) + w_2 h_{v2} - w_1 h_{v1} - (w_2 - w_1) \overline{h_w} \quad (18)$$

$$h_{v1} = (1.81t_{d1} - 2501) \times 1000 \quad (19)$$

$$h_{v2} = (1.81t_{d2} - 2501) \times 1000 \quad (20)$$

$$\overline{h_w} = 2100 \times (t_{d2} + t_{d1}) \quad (21)$$

$$P = P_d + P_v \quad (1)$$

$$P_d = \rho_d R_d T \quad (2)$$

$$P_v = \rho_v R_v T = w \rho_d R_v T \quad (3)$$

$$\rho_d = \frac{P - P_v}{287.04T} \quad (4)$$

$$\rho_m = \frac{P - 0.378P_v}{287.04T} \quad (5)$$

$$L = (2502.5 - 2.386 t_w) \times 10^3 \quad (6)$$

$$P_{vs} = 610.6 \text{Exp}(\frac{17.27 t_w}{237.3 + t_w}) \quad (7)$$

$$w_s = 0.622 \frac{P_{vs}}{P - P_{vs}} \quad (8)$$

$$w = \frac{L w_s - c_p (t_d - t_w)}{L + c_v (t_d - t_w)} \quad (9)$$

$$P_v = \frac{P w}{0.622 + w} \quad (10)$$

$$P_{vsd} = 610.6 \text{Exp}(\frac{17.27 t_d}{237.3 + t_d}) \quad (11)$$