

AIC Translation No. 10

"Ventilation heat losses through factory shed entrances"

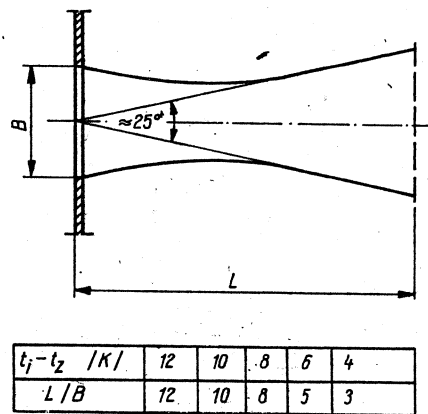
Translated from the original German:
"Zum Problem der Luftungswärmeverluste
an Hallentoren"
M. Klengel
Stadt und Gebäudetechnik September 1978
vol.32 No.9 p276-279

On the problem of ventilation heat losses at shop gates

Dr.-Ing. M. KLENGEL

Institute of Energetics/Centre for Rational Use of Energy

Unprotected, open shop gates are the cause of considerable heat losses and discomfort areas in which values above or below the climatic parameters laid down in TGL 32 603/Sht. 1 (1) are recorded. Planners and users of industrial shops are faced with the alternative of either dispensing with the provision of workspaces (3) which are in constant use in the gate area, or of providing devices for preventing the incidence of cold air. Figure 1 illustrates the area in which reductions in the room air temperature of over 2 K must be expected according to (2), when opening gates, if the incoming cold air is not deflected. In the case of a gate 3 m wide, and with $t_i - t_z = 12$ K, this area extends 36 m into the shop interior.



1 Area in which a reduction in the air temperature of over 2 K must be expected when the gate is opened (2).

As will be shown later, the heat losses at unprotected open shop gates may, with greater opening frequencies and/or protracted opening times, form the dominant component of the heating load and energy consumption in industrial shops. Since a large number of gates are provided in any industrial company, and since gates are often highly frequented because of the large proportion of journeys in connection with the production process, substantial heat and energy savings can be made by reducing the heat losses at the gates. Some advice is given in the following for using air sluices and air veiling (ballooning) systems, and possibilities are discussed for calculating the ventilation heat losses at protected and unprotected gates.

Formula symbols

A	area
B	gate width
c _p	specific thermal capacity at constant pressure
g	acceleration due to gravity
h	height of the opening centre
H	gate height
m	mass of air
$\dot{m}$	mass flow of air
p	pressure
Q	effect
T	temperature in K
t	temperature in °C

$\dot{V}$ flow per unit of volume
 z height of the neutral zone
 e relative height of the neutral zone
 μ coefficient of outflow
 μ_v coefficient of outflow for veiled opening
 v relative height of the opening centre
 ρ density
 τ opening time
 ϕ relative mass flow (flow per unit of mass)

Indices

A parameter at the escape gap in the air veil
 ab spent air
 e outer
 i inner
 mech mechanical ventilation
 o top
 O opening
 S sluice
 T gate
 u bottom
 w wind
 z air supply

Heat losses at unprotected open shop gates

The intensity of the air and heat exchange at open shop gates is dependent on the temperature difference between the outer and inner air, on the wind loading of the shop, the position of the gate in the building, the size and distribution of ventilation openings in the building shell, and on the mechanical ventilation systems provided. Whilst wind and mechanical ventilation systems load the gate area almost uniformly, the pressure difference resulting from thermal lifting forces depends on height. It is therefore appropriate to identify the pressure loading of gates by the height of the neutral zone and the ratio of the air temperatures.

Since the neutral zone will in most cases be located above the centre of the gate in the case of open shop gates, due to thermal and mechanical pressure load, the heat losses at the gate may generally be calculated from the mass of cold air flowing in through the gate

$$\dot{Q} = \dot{m}_{T,z} c_p (t_i - t_e) \quad (1)$$

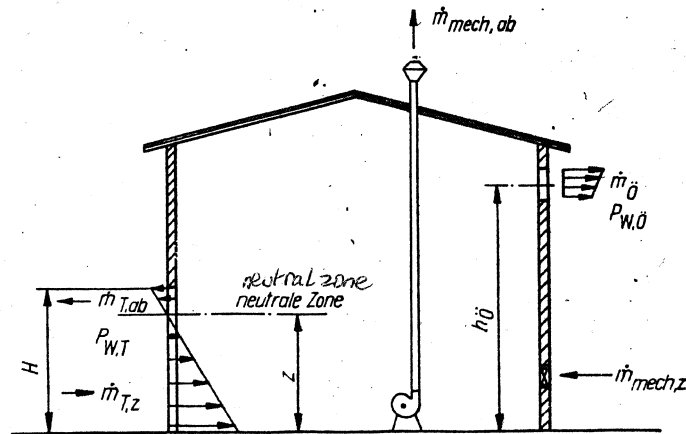
Equation (2) (2), (4), (5), (6) applies to the cold air flowing in through gates below the neutral zone

$$\dot{m}_{T,z} = \frac{2}{3} \mu_T \cdot B \cdot \rho_0 \sqrt{2 z^3 g \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right)} \quad (2)$$

If the neutral zone lies above the gate, the amount of air flowing in may be calculated with sufficient accuracy from equation (3).

$$\dot{m}_{T,z} \approx \mu_T A_T \rho_0 \sqrt{2 g \left(z - \frac{H}{2}\right) \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right)} \quad (3)$$

The error is below 5 percent in this case (2).



2 Explanatory sketch showing the air balance of an industrial shop.

The height of the neutral zone is deducted from the balance of all the air masses flowing to and from the building.

Using the values given in figure 2, the following applies:

(4)

$$\text{with } \Delta \dot{m}_{\text{mech}} = \dot{m}_{\text{mech,from}} - \dot{m}_{\text{mech,to}}$$

After substituting the expressions for $\dot{m}_{T,z}$, $\dot{m}_{T,\text{from}}$ and $\dot{m}_0$ (4), (6) follows:

$$\begin{aligned} & \frac{2}{3} \mu_T A_T (\sqrt{\varepsilon^3} - \sqrt{1 - \varepsilon^3}) \\ & + \sum \left[\mu_0 A_0 \sqrt{\left| \frac{P_{w,T} - P_{w,0}}{\rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)} + v_0 - \varepsilon \right|} (-1)^x \right] = \\ & = \frac{\Delta \dot{m}_{\text{mech}}}{\rho_e \sqrt{2 g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)}} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{with } \varepsilon = \frac{z}{H}; \quad v_0 = \frac{h_0}{H}; \quad \sqrt{\rho_e \cdot \rho_i} = \rho_e$$

$$\text{and } x = 0, \text{ wenn } \frac{P_{w,T} - P_{w,0}}{2 \rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)} + v_0 - \varepsilon < 0$$

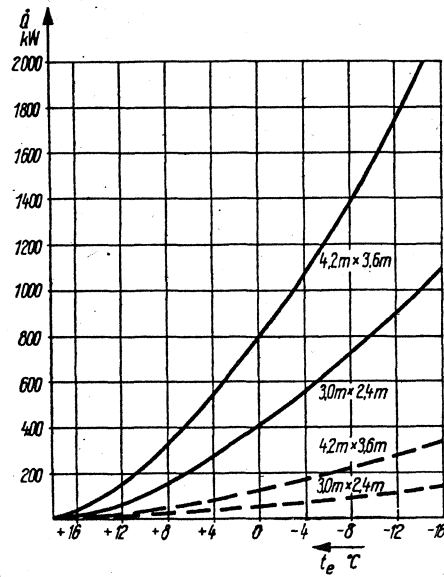
$$x = 1, \text{ wenn } \frac{P_{w,T} - P_{w,0}}{2 \rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)} + v_0 - \varepsilon > 0.$$

From equation (5), z may be calculated by means of ε iteratively. Explicit or graphically representable solutions for z may only be obtained in special cases. For example, completely airtight buildings without mechanical ventilation and de-aeration, and buildings without wind loading and mechanical ventilation with windows whose centre of opening is situated at $0.5H$, form such special cases. In this case, the value $\varepsilon = 0.5$ and $z = 0.5 H$ respectively

follow from equation (5), and equation (2) is simplified to:

$$\dot{m}_{T,z} = \frac{1}{3} \mu_T \cdot A_T \cdot \rho_e \sqrt{g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right)}. \quad (6)$$

If a shop has only two window hinges, if the centre of opening of the lower window hinge coincides with the centre of the gate opening, and if it is established that the neutral zone lies above the gate, the height of the neutral zone can be calculated if there is no wind and $\Delta \dot{m}_{\text{mech}} \approx 0$, with equation (7).



3 Heat losses at unprotected shop gates with $t_i = +18^\circ\text{C}$ and with no wind, as a function of the outside temperature

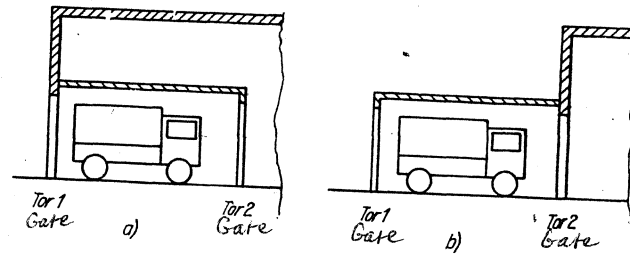
— hot operation with natural ventilation, $z = 12.9$ m at $A_T = 3.0 \times 2.4$ m² and $z = 11.8$ m at $A_T = 4.2 \times 3.6$ m²

— fully airtight assembly shop without mechanical ventilation, $z = 0.5$ H.

$$z = \frac{h_{\delta,o} - 0.5H}{\left(\frac{\mu_T A_T + \sum \mu_{\delta,u} A_{\delta,u}}{\sum \mu_{\delta,o} A_{\delta,o}}\right)^2 + 1} + \frac{H}{2}. \quad (7)$$

A further special case applies where the areas of the air supply and discharge in hot processing shops are considerably larger than the gate area. The neutral zone will then only be slightly displaced when the gate is opened, and the pressure ratios which occur when the gate is closed may be calculated (2) (equation (8)).

$$z = \frac{h_{\delta,o} - h_{\delta,u}}{1 + \left(\frac{\sum \mu_{\delta,u} A_{\delta,u}}{\sum \mu_{\delta,o} A_{\delta,u}}\right)^2 \frac{T_i}{T_e}} + h_{\delta,u} + \frac{H}{2}. \quad (8)$$



4 Explanatory sketch for arrangement of air sluices

- a) air sluice in the shop
- b) air sluice in front of the shop

Figure 3 gives a survey of the possible heat losses, and shows that even in the most favourable case, from the point of view of energy economy (fully airtight building, no wind, no mechanical suction ventilation), heat losses corresponding to the thermal load of a small industrial shop still occur as a result of a constantly open gate of $H \cdot B \approx 4.2 \times 3.6 \text{ m}^2$.

Figure 3 clearly shows that the opening times of gates and the gate sizes must always be limited to the minimum technological requirements. Suitable devices for achieving this are swing doors, doors or gates with variable opening area, and automatic opening and closing mechanisms.

Reduction of heat losses by air sluices

The basic structure of air sluices is illustrated in figure 4. Their operation is based on the principle that only one of two consecutive doors is open at any one time. If the length of the means of transport does not permit alternate opening and closing of both gates, or if both gates must remain open for long periods of time, air sluices are ineffective.

When a sluice gate is opened, the neutral zone lies in the centre of the gate, according to equation (5), and the flow per unit mass of the exchanged air follows from equation (6). Because of the reduction in temperature in the sluice, caused by the air exchange, $\dot{m}_z$ is also reduced.

It is possible to calculate the heat losses from air sluices if the course of the temperature in time, in the sluice, is known. Assuming an ideal mixture of the air contained in the sluice with the penetrating air, the temperature reduction in the sluice may be calculated from the mass variation of the air filling the sluice (6).

$$dm_s = \dot{m}_z d\tau - \dot{m}_{ab} d\tau \quad (9)$$

If there are no heat sources in the sluice and if the emission of heat from the external structure to the air in the sluice whilst the gate is open is ignored, $\dot{V}_{\text{from}} = \dot{V}_{\text{to}}$ applies.

With $dm_s = V_s d\varrho_s$ and equation (6), the following applies for the outer gate:

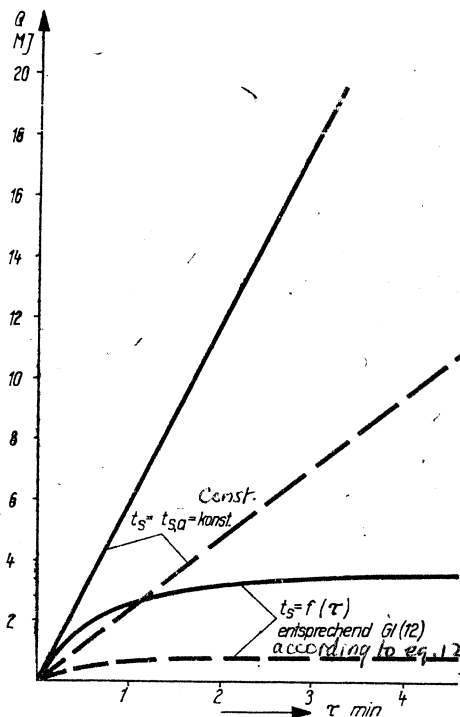
$$\frac{d\varrho_s}{V(\varrho_e - \varrho_s)^3} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\mu_T A_T}{V_s} \sqrt{\varrho_e g H} d\tau \quad (10)$$

and

$$\frac{T_e}{T_s} = \frac{\varrho_s}{\varrho_e} = 1 - \frac{1}{\left[\frac{1}{6} \cdot \frac{\mu_T A_T}{V_s} \sqrt{\varrho_e g H} \tau - \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{T_e}{T_i}}} \right]^2} \quad (11)$$

The heat loss from the sluice, when opening the outer gate, may then be calculated from equation (12)

$$\dot{Q} = V_s \varrho_e c_P T_{s,a} \left(\frac{T_e}{T_s} - \frac{T_e}{T_{s,a}} \right) \quad (12)$$



5 Heat losses from air sluices as a function of time at $t_{s,a} = 20^{\circ}\text{C}$ and $t_e = 4^{\circ}\text{C}$ (6)

$$\begin{aligned} \text{---} & H_r \times B_r = 4,2 \times 3,6 \text{ m}^2, V_g = 180 \text{ m}^3 \\ \text{---} & H_r \times B_r = 3,0 \times 2,4 \text{ m}^2, V_g = 43 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

The heat losses from two sluices, calculated according to equation (12), when the outer gate is opened, are represented in fig. 5 as a function of the opening time of this gate. As a comparison, the heat losses for $T_s = T_{s,a} = \text{constant}$ (heated air sluice) are plotted. It is shown that with ideal mixing and without subsequent heating in either sluice, there is a full air exchange in a relatively short period of time. This applies particularly to sluices of small depths.

Under real conditions, opening times of 1 to 3 mins. occur with truck and fork lift truck traffic. As can be seen from fig. 5, a simple exchange of the air contained in the sluice may be expected in a first approximation with these opening times and in the case of gates whose area is as large as the inside cross-section of the sluice.

Heated air sluices cause greater heat losses, according to fig. 5. The heating of air sluices, which is often found in practice, is not necessary, therefore.

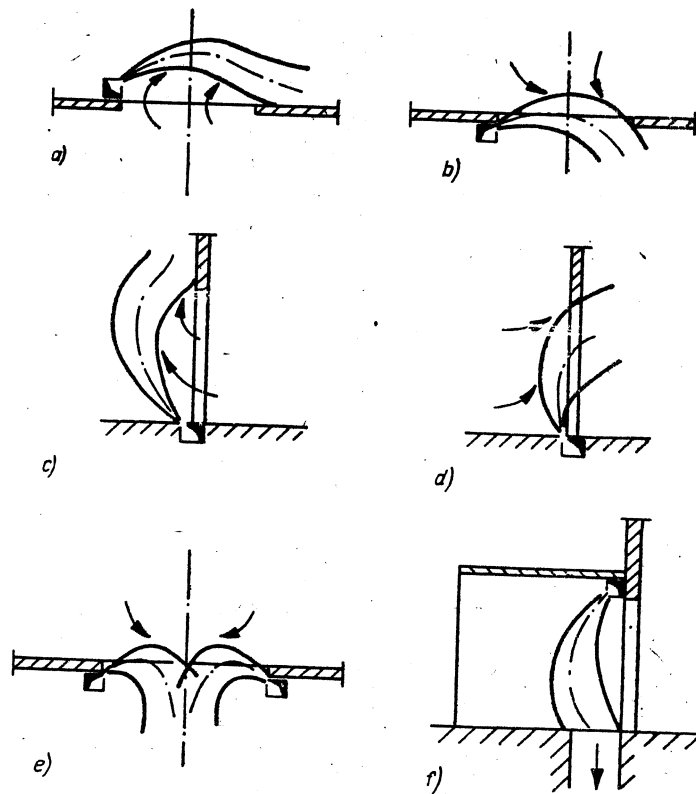
Preliminary economy (feasibility) estimates (6) indicated that air sluices are still economic compared with gate heating systems with wall air heaters, now in widespread use, even where there are less than five opening operations (cycles) per day.

Reduction of heat losses by air veiling systems

Air veiling systems are classified according to the nature of the air supply and the temperature of the air streams. Some designs are shown in fig. 6.

As far as air temperature boosting is concerned, the use of hot air veils is also recommended for shop gates (7).

The nature of the air supply depends on the shape of the gate to be protected and on the structural possibilities for the installation of the systems. The



6 Explanatory sketch of the design of air veil systems

- a) unilateral cold air veil
- b) unilateral hot air veil
- c) cold air veil with air supply from bottom to top
- d) hot air veil with air supply from bottom to top
- e) bilateral hot air veil
- f) hot air veil with suction and air supply from top to bottom

escape or discharge gap should in this case run parallel with the longest side of the gate surface, i.e. in the case of high and narrow gates, lateral air veils are preferable. It must be remembered that it is not advisable to extend the outwardly directed air stream (jet) beyond the neutral zone. Two-sided air veils are required if gates can no longer be fed with unilateral air supply because of their width.

Due to the uneven pressure loading of the gate area (cf. fig. 2), hot air veils with air supply from bottom to top afford the best protection against draught phenomena in the most frequented areas.

By extracting the air on the side of the gate opposite the escape or discharge gap (cf. fig. 6f), the efficiency of air veil systems cannot be substantially increased (8). However, it is possible to improve the operation of air veil systems by the use of lateral wind screens for air supply from bottom to top, or vice versa, and by means of horizontal projecting roofs for lateral air supply (2), (9). In order to design air veil systems, it is essential to know the pressure loading of the veiled gate.

The height of the neutral zone is also obtained from the balance of all the air masses flowing to and from the building. Using the relation:

$$\varphi = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{T,z}} \quad (13)$$

the following is true:

$$(1 - \varphi) \dot{m}_{T,z} = \dot{m}_{T,ab} + \sum \quad (14)$$

Where air veils are provided, consideration must be given to the flow coefficient of the protected gate $\bar{u}_T$, for the veiled part of the gate area. φ and $\bar{u}_T$ are design parameters for the air veil (2). According to (7), $\varphi \approx 0.55$ and $\bar{u}_T \approx 0.23$ may be expected.

If the neutral zone is located above the gate, a different conditional equation applies to ϵ and z from that in the case of $z < H$, because $\bar{u}_T \neq u_T$.

Where $z < H$, ϵ is obtained from equation (16), and where $z \geq H$, it is obtained from equation (17) (6).

$$\begin{aligned} & \frac{2}{3} A_T [\bar{\mu}_T (1 - \varphi) \sqrt{\epsilon^3} - \mu_T \sqrt{(1 - \epsilon)^3}] \\ & + \sum \left[\mu_\delta A_\delta \sqrt{\left| \frac{P_{w,T} - P_{w,\delta}}{\rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)} + v_\delta - \epsilon \right|} (-1)^x \right] = \\ & = \frac{\Delta \dot{m}_{mech}}{\rho_e \sqrt{2 g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)}} \cdot \frac{\bar{\mu}_T A_T (1 - \varphi) \sqrt{\epsilon - 0.5}}{\quad} + \sum \left[\mu_\delta A_\delta \sqrt{\left| \frac{P_{w,T} - P_{w,\delta}}{\rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)} + v_\delta - \epsilon \right|} (-1)^x \right] \end{aligned} \quad (15)$$

$$= \frac{\Delta \dot{m}_{mech}}{\rho_e \sqrt{2 g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)}} \quad (16)$$

For ϵ , v_δ , x and $\sqrt{\rho_e \cdot Q_i}$, the same conditions as in equation (5) apply.

Here too, explicit solutions for z are only obtained in special cases (6), such as fully airtight shops and where $\Delta \dot{m}_{mech} = 0$. In this case, the following is obtained from equation (15):

$$z = \frac{H}{1 + \sqrt[3]{(1 - \Phi)^2 \left\{ \frac{\bar{\mu}_T}{\mu_T} \right\}^2}} \quad (17)$$

A second special case is represented by hot processing shops whose air supply and discharge areas are much larger than the gate area. In this case equation (8) applies.

Because of the relatively expensive calculation of the pressure load and the uncertainty of the data on which this calculation is based, an approximate measurement determination of z in existing buildings and for $\dot{m}_A = 0$ would also seem justified if air veil systems are to be subsequently installed. This applies particularly to buildings with several ventilation openings and $\Delta \dot{m}_{mech} \neq 0$, where the height of the neutral zone is only slightly affected by the air veil.

Where the pressure load is known, a suitable dimensioning method is available for air veil systems using El'terman's method (2) (7). The heating efficiency required to prevent inflows of cold air may be determined from the quantity blown out and the escape temperature of the veil (2), (7).

$$\dot{Q} = \dot{m}_A c_p (t_A - t_i). \quad (18)$$

High electrical power values are also required for operating air veil systems, but when the units are arranged in the shop, these contribute towards heating the room air.

Although air veil systems reduce heat losses compared with unprotected shop gates, the energy expenditure, as initial example calculations show (6), is very high for operating these systems compared with air sluices. Air veil systems should therefore only be used when air sluices cannot be provided due to technological requirements, when greater opening frequencies and times are required, or when a different method of screening workplaces in the gate area is not possible. Because of the relatively high investment costs and low thermal energy savings compared with air sluices, economic return times are obtained only when higher opening frequencies are reached, by contrast to gate heating systems.

If it is necessary to use air veil systems there must be guarantees that the systems only operate when the gates are open and that the opening times and frequencies are also limited in this case to the absolute technological minimum.

Summary

Open shop gates cause ventilation heat losses which then become determining components of the thermal load and energy consumption in industrial shops with prolonged opening times and/or greater opening frequencies.

Unheated air sluices are recommended as the most economical version for reducing heat losses at gates. If alternate opening and closing of the outer and inner gate is not possible for technological reasons, air sluices are ineffective, and in such cases the use of air veil systems for higher opening frequencies is justified. The use of air veil systems should therefore be preceded by feasibility studies.

Cold air veils have no advantages, from the point of view of energy economy, over hot air veils. The maximum operational reliability is expected from hot air veils with air supply from bottom to top. Suitable circuits must guarantee that the fans only operate when the gates are open. The opening area of gates and the opening times and frequencies must be limited to the absolute technological minimum for all versions, and doors with variable opening area and automatic closing devices are suitable for this purpose.

Whilst approximations indicate merely a single exchange of air contained in the sluice, when operating air sluices, the calculation of the heat losses for unprotected gates and gates protected with air veil systems is relatively expensive. Only in a few cases are explicit solutions obtained. The purpose of further work on the problem of ventilation heat losses at shop gates will therefore be the compilation of calculation graphs for relevant special cases suitable as a basis for feasibility studies.

Bibliography

- (1) TGL 32 603/1 Mikroklima in Arbeitsräumen (Microclimate in work rooms), November 1975 issue.
- (2) El'terman, V. M.: Vozdušnye zavesy, izdatel'stvo "mašinstroenie", Moscow 1966
- (3) TGL 10 724 Arbeitsräume - bauhygienische, bautechnische und brandschutztechnische Forderungen (Work rooms - structural hygiene, construction and fire safety requirements) June 1967
- (4) Baturin, W.W.: Lüftungsanlagen für Industriebauten (Ventilation systems for industrial buildings). Verlag Technik, Berlin 1959
- (5) Tamm, W.: Kälteverluste durch Kühlraumöffnungen (Cold air losses through cold storage openings). "Kältetechnik" 18 (1966), Vol. 4, pp. 142-144.
- (6) Klengel, M./Körner, L.: Verminderung von Wärmeverlusten bei Hallentoren (Reduction of heat losses at shop gates) - 1st draft of an application guideline, IFE/ZRE, Report no. 26.0042.77 M (unpublished).
- (7) Klengel, M.: Zur Dimensionierung von Luftschleieranlagen (On the sizing of air veil systems) - Verfahren von El'terman (El'terman's method). "Stadt- und Gebäudetechnik" 32 (1978), Vol. 4, pp. 121-124.
- (8) Eigel, J., and others: Untersuchungen über die Beeinflussung ebener Strahlen bei Schräganströmung (Investigations into the effect of flat jets (streams) with oblique flow). Institute of Light Construction* Dresden, Report no. 82 - 1/70.
- (9) Lajos, T./Preszler, L.: Untersuchung von Torluftschleieranlagen (Investigation into gate air veil systems). "Heizung/Lüftung/Haustechnik" 26 (1975) no. 5, pp. 171 to 176, and Vol. 6, pp. 226-235.

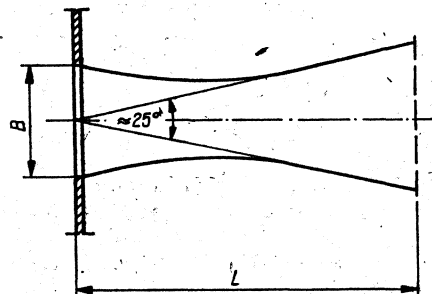
* Institut für Leichtbau

Zum Problem der Lüftungswärmeverluste an Hallentoren

Dr.-Ing. M. KLENGEL

Institut für Energetik/Zentralstelle für rationelle Energieanwendung

Ungeschützte offene Hallentore verursachen beachtliche Wärmeverluste und Diskomfortzonen, in denen die in TGL 32 603/Bi. 1 [1] geforderten Klimaparameter unter- bzw. überschritten werden. Projektanten und Nutzer von Industriehallen stehen deshalb vor der Alternative, entweder auf die Anordnung ständig genutzter Arbeitsplätze [3] im Torbereich zu verzichten oder Vorrichtungen zum Verhindern von Kaltlufteinfällen anzuordnen. Bild 1 veranschaulicht den Bereich, in dem nach [2] beim Öffnen von Toren mit Absenkungen der Raumlufttemperatur um mehr als 2 K zu rechnen ist, wenn kein Ablenken der einfallenden Kaltluft erfolgt. Bei einem 3 m breiten Tor und bei $t_i - t_z = 12$ K reicht dieser Bereich 36 m ins Halleninnere.



$t_i - t_z$ / K	12	10	8	6	4
L / B	12	10	8	5	3

1 Bereich, in dem beim Öffnen des Tors eine Absenkung der Lufttemperatur um mehr als 2 K zu erwarten ist [2].

Wie noch gezeigt wird, können die Wärmeverluste an ungeschützten offenen Hallentoren bei größeren Öffnungsfrequenzen und/oder längeren Öffnungsdauern zur dominierenden Komponente der Heizlast und des Energieverbrauches von Industriehallen anwachsen. Da in jedem Industriebetrieb eine große Anzahl von Toren vorhanden ist, und da Tore aufgrund des hohen Anteils von Transporten am Produktionsprozeß oft stark frequentiert werden, sind durch das Vermindern der Wärmeverluste an Toren relevante Heizenergieeinsparungen zu erreichen.

Im folgenden werden einige Hinweise zur Anwendung von Luftschleusen und Luftschleieranlagen gegeben und Möglichkeiten zur Berechnung der Lüftungswärmeverluste an geschützten und ungeschützten Toren erörtert.

Formelzeichen

A	Fläche
B	Torbreite
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
g	Erdbeschleunigung
h	Höhe der Öffnungsmitte
H	Torhöhe
m	Masse der Luft
$\dot{m}$	Massestrom der Luft
p	Druck
$\dot{Q}$	Leistung
T	Temperatur in K
t	Temperatur in °C
$\dot{V}$	Volumenstrom
z	Höhe der neutralen Zone
s	relative Höhe der neutralen Zone
μ	Ausflußzahl
μ	Ausflußzahl bei verschleierter Öffnung
ν	relative Höhe der Öffnungsmitte
ρ	Dichte
τ	Öffnungsdauer
φ	relativer Massestrom

Indizes

A	Parameter am Ausblaspalt des Luftschleiers
ab	Abluft
e	außen
i	innen
mech	mechanische Lüftung
o	oben
Ö	Öffnung
S	Schleuse
T	Tor
u	unten
w	Wind
z	Zuluft

Wärmeverluste an ungeschützten offenen Hallentoren

Die Intensität des Luft- und Wärmeaustausches an offenen Hallentoren ist abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Innenluft, von der Windbelastung der Halle, von der Lage des Tors im Gebäude, von der Größe und Verteilung von Lüftungsöffnungen in der Bauwerkhülle sowie von den vorhandenen mechanischen Lüftungsanlagen. Während Wind und mechanische Lüftungsanlagen die Torfläche annähernd gleichmäßig belasten, ist die Druckdifferenz infolge thermischer Auftriebskräfte höhenabhängig. Es ist deshalb zweckmäßig, die Druckbelastung von Toren durch die Höhe der neutralen Zone und das Verhältnis der Lufttemperaturen zu kennzeichnen.

Da bei offenen Hallentoren aufgrund der thermischen und mechanischen Druckbelastung die neutrale Zone meist oberhalb der Mitte des Tors liegt, können die Wärmeverluste am Tor in der Regel aus der durch das Tor einströmenden Kaltluftmasse berechnet werden

$$\dot{Q} = \dot{m}_{T,z} c_p (t_i - t_e) \quad (1)$$

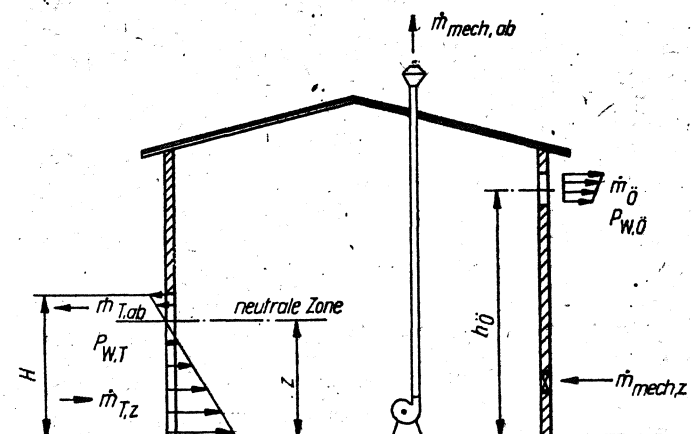
Für die unterhalb der neutralen Zone durch Tore einfallende Kaltluft gilt Gl. (2) [2], [4], [5], [6]

$$\dot{m}_{T,z} = \frac{2}{3} \mu_T \cdot B \cdot \rho_e \sqrt{2 z g \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)} \quad (2)$$

Wenn die neutrale Zone oberhalb des Tors liegt, kann die einfallende Luftmenge mit hinreichender Genauigkeit aus Gl. (3) berechnet werden.

$$\dot{m}_{T,z} \approx \mu_T A_T \rho_e \sqrt{2 g \left(z - \frac{H}{2} \right) \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)} \quad (3)$$

Der Fehler liegt dabei unter 5 Prozent [2].



2 Prinzipische Skizze zur Luftbilanz einer Industriehalle

Die Höhe der neutralen Zone folgt aus der Bilanz aller dem Gebäude zu- und abströmenden Luftmassen.

Unter Verwendung der im Bild 2 erläuterten Größen gilt

$$\dot{m}_{T,z} - \dot{m}_{T,ab} + \sum \dot{m}_{\delta} - \Delta \dot{m}_{mech} = 0 \quad (4)$$

mit $\Delta \dot{m}_{mech} = \dot{m}_{mech, ab} - \dot{m}_{mech, zu}$

Nach Einsetzen der Ausdrücke für $\dot{m}_{T,z}$, $\dot{m}_{T,ab}$ und $\dot{m}_{\delta}$ [4] folgt [6]

$$\begin{aligned} & \frac{2}{3} \mu_T A_T (\sqrt{\varepsilon^3} - \sqrt{1 - \varepsilon^3}) \\ & + \sum \left[\mu_{\delta} A_{\delta} \sqrt{\left| \frac{p_{w,T} - p_{w,\delta}}{\rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right)} + v_{\delta} - \varepsilon \right|} (-1)^x \right] = \\ & = \frac{\Delta \dot{m}_{mech}}{\rho_e \sqrt{2 g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right)}} \end{aligned} \quad (5)$$

mit $\varepsilon = \frac{z}{H}$; $v_{\delta} = \frac{h_{\delta}}{H}$; $\sqrt{\rho_e \cdot \rho_i} = \rho_e$

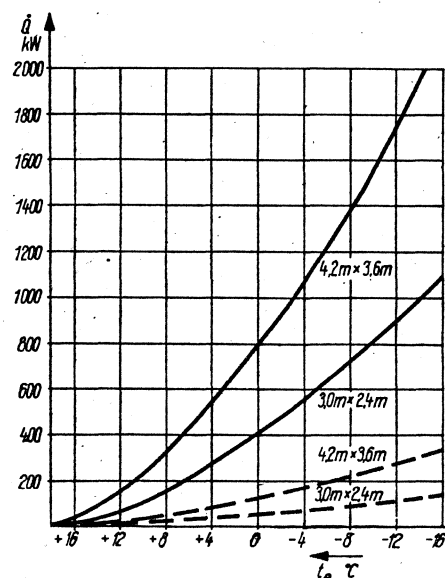
und $x = 0$, wenn $\frac{p_{w,T} - p_{w,\delta}}{2 \rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right)} + v_{\delta} - \varepsilon < 0$

$x = 1$, wenn $\frac{p_{w,T} - p_{w,\delta}}{2 \rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right)} + v_{\delta} - \varepsilon > 0$.

Aus Gl. (5) kann z über ε iterativ berechnet werden. Explizite oder grafisch darstellbare Lösungen für z ergeben sich nur in Sonderfällen. Einen solchen Sonderfall bilden z. B. vollkommen dichte Gebäude ohne mechanische Be- und Entlüftung sowie Gebäude ohne Windbelastung und mechanische Lüftung mit Fenstern, deren Öffnungsmitte bei $0,5 H$ liegt. In diesem Fall folgt aus Gl. (5) der Wert $\varepsilon = 0,5$ bzw. $z = 0,5 H$, und Gl. (2) vereinfacht sich zu

$$\dot{m}_{T,z} = \frac{1}{3} \mu_T A_T \rho_e \sqrt{g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i}\right)} \quad (6)$$

wenn eine Halle nur zwei Fensterbänder hat, wenn die Öffnungsmitte des unteren Fensterbandes mit der Mitte der Toröffnung zusammenfällt und wenn feststeht, daß die neutrale Zone oberhalb des Tores liegt, kann die Höhe der neutralen Zone bei Windstille und $\Delta \dot{m}_{mech} \approx 0$ mit Gl. (7) berechnet werden.

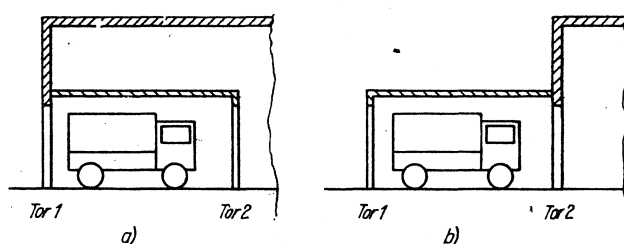


3 Wärmeverluste an ungeschützten Hallentoren bei $t_i = +18^\circ\text{C}$ und Windstille in Abhängigkeit von der Außentemperatur
Heißbetrieb mit natürlicher Lüftung, $z = 12,9$ m bei $A_T = 3,0 \times 2,4$ m² und $z = 11,8$ m bei $A_T = 4,2 \times 3,6$ m²
vollkommen dichte Montagehalle ohne mechanische Lüftung, $z = 0,5 H$

$$z = \frac{h_{\delta,o} - 0,5 H}{\left(\frac{\mu_T A_T + \sum \mu_{\delta,u} A_{\delta,u}}{\sum \mu_{\delta,o} A_{\delta,o}} \right)^2 + 1} + \frac{H}{2} \quad (7)$$

Ein weiterer Sonderfall liegt vor, wenn bei Heiðhallen die Zu- und Abluftflächen wesentlich größer sind als die Torfläche. Die neutrale Zone verschiebt sich dann beim Öffnen des Tores nur wenig, und es kann mit den bei geschlossenem Tor auftretenden Druckverhältnissen gerechnet werden [2] (Gl. (8))

$$z = \frac{h_{\delta,o} - h_{\delta,u}}{1 + \left(\frac{\sum \mu_{\delta,u} A_{\delta,u}}{\sum \mu_{\delta,o} A_{\delta,o}} \right)^2 \frac{T_i}{T_e}} + h_{\delta,u} + \frac{H}{2} \quad (8)$$



4 Prinzipskizze zur Anordnung von Luftschleusen
a) Luftschleuse in der Halle
b) Luftschleuse vor der Halle

Einen Überblick über die möglichen Wärmeverluste gibt Bild 3. Es zeigt, daß durch ein ständig geöffnetes Tor von $H \cdot B \approx 4,2 \times 3,6$ m² selbst im energiewirtschaftlich günstigsten Fall (vollkommen dichtes Bauwerk, Windstille, keine mechanische Absauglüftung) Wärmeverluste entstehen, die der Heizlast einer kleineren Industriehalle entsprechen.

Bild 3 weist mit Nachdruck darauf hin, daß die Öffnungsdauern von Toren und die Torgrößen stets auf die technologischen Mindestforderungen zu begrenzen sind. Geeignete Vorrichtungen dafür sind Pendeltüren, Türen oder Tore mit variabler Öffnungsfläche sowie automatische Öffnungs- und Schließmechanismen.

Verminderung von Wärmeverlusten durch Luftschleusen

Der prinzipielle Aufbau von Luftschleusen ist in Bild 4 dargestellt. Ihre Wirkung beruht darauf, daß von zwei aufeinander folgenden Toren jeweils nur ein Tor geöffnet ist. Wenn die Länge der Transportmittel ein wechselseitiges Öffnen und Schließen der beiden Tore nicht gestattet, oder wenn beide Tore über längere Zeiträume geöffnet bleiben müssen, sind Luftschleusen wirkungslos. Beim Öffnen eines Tores der Schleuse liegt die neutrale Zone entsprechend Gl. (5) in der Tormitte, und der Massestrom der ausgetauschten Luft folgt aus Gl. (6). Infolge der durch den Luftaustausch bewirkten Temperatursenkung in der Schleuse verringert sich auch $\dot{m}_z$.

Die Berechnung der Wärmeverluste von Luftschleusen ist möglich, wenn der zeitliche Verlauf der Temperatur in der Schleuse bekannt ist. Unter der Annahme einer idealen Durchmischung der in der Schleuse enthaltenen Luft mit der eindringenden Luft kann die Temperatursenkung in der Schleuse aus der Masseänderung der die Schleuse ausfüllenden Luft berechnet werden [6]

$$dm_s = \dot{m}_z d\tau - \dot{m}_{ab} d\tau \quad (9)$$

Wenn in der Schleuse keine Wärmequellen vorhanden sind und wenn die Wärmeabgabe der Umfassungskonstruktion an die Luft in der Schleuse während der Öffnung des Tores vernachlässigt wird, gilt $\dot{V}_{ab} = \dot{V}_{zu}$.

Mit $dm_s = V_s d\rho_s$ und Gl. (6) folgt für das äußere Tor.

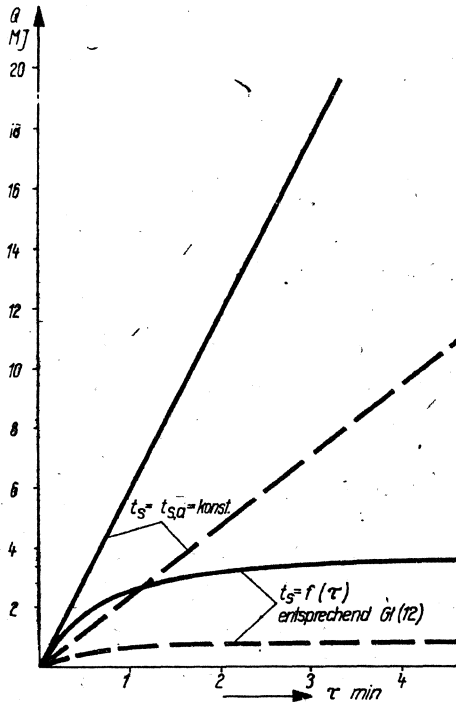
$$\frac{d\rho_s}{\sqrt{(\rho_e - \rho_s)^3}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\mu_T A_T}{V_s} \sqrt{\rho_e g H} d\tau \quad (10)$$

und

$$\frac{T_e}{T_s} = \frac{\rho_s}{\rho_e} = 1 - \frac{1}{\left[\frac{1}{6} \frac{\mu_T A_T}{V_s} \sqrt{\rho_e g H} \tau - \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{T_e}{T_i}}} \right]^2} \quad (11)$$

Der Wärmeverlust der Schleuse beim Öffnen des äußeren Tores wird dann aus Gl. (12) berechnet

$$\dot{Q} = V_s \varrho_e c_p T_{s,a} \left(\frac{T_o}{T_i} - \frac{T_o}{T_{s,a}} \right) \quad (12)$$



5 Wärmeverluste von Luftschleusen in Abhängigkeit von der Zeit bei $t_{s,a} = 20^\circ\text{C}$ und $t_o = 4^\circ\text{C}$ [6]

— $H_T \times B_T = 4,2 \times 3,6 \text{ m}^2$, $V_S = 180 \text{ m}^3$
 — $H_T \times B_T = 3,0 \times 2,4 \text{ m}^2$, $V_S = 43 \text{ m}^3$

In Bild 5 sind die mit Gl. (12) berechneten Wärmeverluste zweier Schleusen bei Öffnung des äußeren Tores dargestellt als Funktion der Öffnungsdauer dieses Tores. Zum Vergleich sind die Wärmeverluste für $T_s = T_{s,a}$ = konstant (beheizte Luftschleuse) eingezeichnet. Es zeigt, daß bei idealer Durchmischung und ohne Nachheizung bei beiden Schleusen in relativ kurzer Zeit ein vollständiger Luftaustausch erfolgt. Das gilt besonders für Schleusen mit geringen Tiefen.

Unter realen Bedingungen treten bei LKW- und Gabelstaplerverkehr Öffnungsdauern von 1 bis 3 min auf. Wie aus Bild 5 hervorgeht, kann bei diesen Öffnungsdauern und bei Toren, deren Fläche fast ebenso groß ist wie der lichte Querschnitt der Schleuse, in erster Näherung mit einem einfachen Austausch der in der Schleuse enthaltenen Luft gerechnet werden.

Beheizte Luftschleusen verursachen entsprechend Bild 5 höhere Wärmeverluste. Die in der Praxis oft anzutreffende Beheizung von Luftschleusen ist deshalb nicht zweckmäßig.

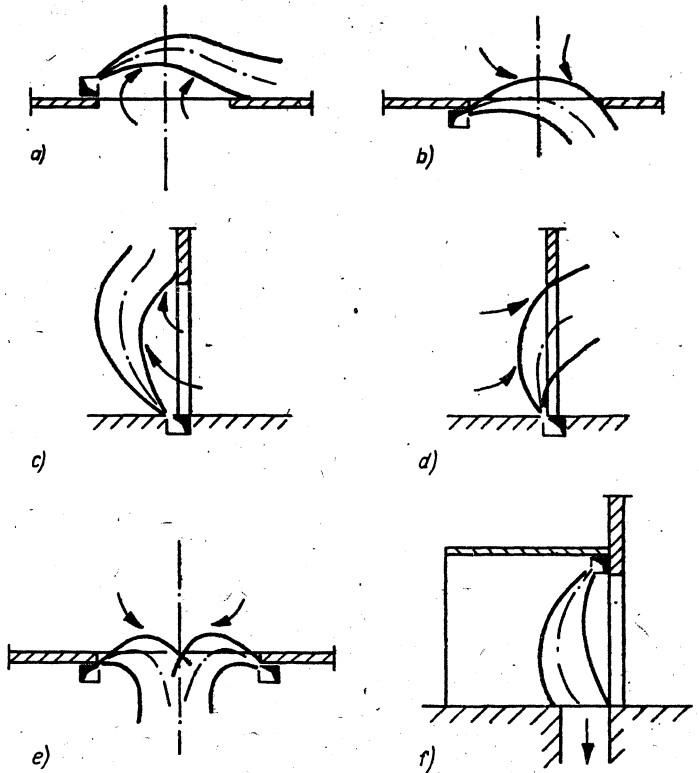
Erste Einschätzungen der Wirtschaftlichkeit [6] wiesen aus, daß Luftschleusen gegenüber den derzeit weit verbreiteten Torbeheizungen mit Wandluftheizern auch bei weniger als fünf Öffnungsvorgängen je Tag noch wirtschaftlich sind.

Verminderung von Wärmeverlusten durch Luftschleieranlagen

Luftschleieranlagen werden unterteilt nach der Art der Luftführung und nach der Temperatur der Luftstrahlen. In Bild 6 sind einige Ausführungsformen dargestellt.

Hinsichtlich der Lufttemperaturaufladung wird auch für Hallentore die Anwendung von Warmluftschleiern empfohlen [7].

Die Art der Luftführung ist abhängig von der Form des zu schützenden Tores und von den baulichen Möglichkeiten für das Anbringen der Anlagen. Der Ausblaspalt sollte dabei parallel zur längsten Seite der Torfläche verlaufen, d. h. bei hohen und schmalen Toren sind seitliche Luftschleier günstig. Dabei ist zu beachten, daß eine Verlängerung des nach außen gerichteten Luftstrahles über die neutrale Zone hinaus nicht sinnvoll ist. Zweiseitige Luftschleier werden erforderlich, wenn Tore infolge ihrer



6 Prinzipskizze zur Gestaltung von Luftschleieranlagen

- a) einseitiger Kaltluftschleier
- b) einseitiger Warmluftschleier
- c) Kaltluftschleier mit Luftführung von unten nach oben
- d) Warmluftschleier mit Luftführung von unten nach oben
- e) zweiseitiger Warmluftschleier
- f) Warmluftschleier mit Absaugung und Luftführung von oben nach unten

Breite mit einseitiger Luftführung nicht mehr versperrt werden können.

Aufgrund der ungleichmäßigen Druckbelastung der Torfläche (vgl. Bild 2) bieten Warmluftschleier mit Luftführung von unten nach oben den sichersten Schutz vor Zugscheinungen im Aufenthaltsbereich.

Durch Absaugung von Luft auf der dem Ausblaspalt gegenüberliegenden Seite des Tores (vgl. Bild 6f) läßt sich die Effektivität von Luftschleieranlagen nicht wesentlich erhöhen [8]. Eine Verbesserung der Funktion von Luftschleieranlagen ist jedoch möglich durch seitliche Windfänge bei Luftführung von unten nach oben oder umgekehrt sowie durch horizontale Vordächer bei seitlicher Luftführung [2], [9]. Voraussetzung für die Auslegung von Luftschleieranlagen ist die Kenntnis der Druckbelastung des verschleierten Tores.

Die Höhe der neutralen Zone folgt auch hier aus der Bilanz aller dem Gebäude zu- und abströmenden Luftmassen. Unter Verwendung der Beziehung

$$\varphi = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{T,z}} \quad (13)$$

gilt

$$(1 - \varphi) \dot{m}_{T,z} - \dot{m}_{T,ab} + \sum \dot{m}_\delta - \Delta \dot{m}_{\text{mech}} = 0 \quad (14)$$

Beim Vorhandensein von Luftschleiern muß für den verschleierten Teil der Torfläche die Durchflussszahl des geschützten Tores $\bar{\mu}_T$ berücksichtigt werden. φ und $\bar{\mu}_T$ sind Auslegungsparameter des Luftschleiers (2). Entsprechend [7] kann mit $\varphi \approx 0,55$ und $\bar{\mu}_T \approx 0,23$ gerechnet werden.

Wenn die neutrale Zone oberhalb des Tores liegt, gilt infolge $\bar{\mu}_T \neq \mu_T$ eine andere Bestimmungsgleichung für ε bzw. z als bei $z < H$. Bei $z < H$ folgt ε aus Gl. (16) und bei $z \geq H$ aus Gl. (17) [6].

$$\frac{2}{3} A_T [\bar{\mu}_T (1 - \varphi) \sqrt{\varepsilon^3} - \mu_T \sqrt{(1 - \varepsilon)^3}] + \sum \left[\mu_\delta A_\delta \sqrt{\frac{P_{w,T} - P_{w,\delta}}{\varrho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)} + v_\delta - \varepsilon} \right] (-1)^x =$$

$$= \frac{\Delta \dot{m}_{\text{mech}}}{\rho_e \sqrt{2 g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)}} \quad (15)$$

$$+ \sum \left[\mu_{\delta} A_{\delta} \sqrt{\frac{P_{w,T} - P_{w,\delta}}{\rho_e g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)}} + v_{\delta} - \varepsilon \right] (-1)^{\kappa}$$

$$= \frac{\Delta \dot{m}_{\text{mech}}}{\rho_e \sqrt{2 g H \left(1 - \frac{T_e}{T_i} \right)}} \quad (16)$$

Für ε , v_{δ} , κ und $\sqrt{\rho_e \cdot \rho_i}$ gelten die gleichen Bedingungen wie bei Gl. (5).

Explizite Lösungen für z ergeben sich auch hier nur in Sonderfällen [6], wie z. B. bei vollkommen dichten Hallen und $\Delta \dot{m}_{\text{mech}} = 0$. In diesem Fall folgt aus Gl. (15)

$$z = \frac{H}{1 + \sqrt[3]{(1 - \varphi)^2 \left(\frac{\bar{\mu}_T}{\mu_T} \right)^2}} \quad (17)$$

Einen zweiten Sonderfall bilden Heiðhallen, deren Zu- und Abluftflächen wesentlich größer sind als die Torfläche. In diesem Fall gilt Gl. (8).

Aufgrund der relativ aufwendigen Berechnung der Druckbelastung und der Unsicherheit der dieser Rechnung zugrunde zu legenden Daten erscheint auch eine näherungsweise meßtechnische Bestimmung von z bei vorhandenen Gebäuden und bei $\dot{m}_A = 0$ gerechtfertigt, wenn nachträglich Luftschleieranlagen installiert werden sollen. Das gilt besonders für Gebäude mit mehreren Lüftungsöffnungen und $\Delta \dot{m}_{\text{mech}} \neq 0$, bei denen die Höhe der neutralen Zone nur wenig durch den Luftschleier beeinflusst wird.

Bei bekannter Druckbelastung steht mit dem Verfahren von El'terman [2] eine geeignete Bemessungsmethode für Luftschleieranlagen zur Verfügung [7]. Aus der Ausblasmenge und -temperatur des Schleiers [2], [7] folgt die zur Verhinderung von Kaltlufteinfällen erforderliche Heizleistung.

$$\dot{Q} = \dot{m}_A c_p (t_A - t_i) \quad (18)$$

Für das Betreiben von Luftschleieranlagen sind auch beachtliche elektrische Leistungen erforderlich, die jedoch bei Anordnung der Aggregate in der Halle zur Erwärmung der Raumluft beitragen. Obwohl Luftschleieranlagen die Wärmeverluste im Vergleich zu ungeschützten Hallentoren vermindern, ist — wie erste Beispielrechnungen zeigen [6] — der Energieaufwand für das Betreiben dieser Anlagen im Vergleich zu Luftschleusen sehr hoch. Luftschleieranlagen sollten deshalb nur dann eingesetzt werden, wenn Luftschleusen aufgrund technologischer Forderungen nicht vorgesehen werden können, wenn größere Öffnungsfrequenzen und -dauern erforderlich sind, oder wenn ein anderweitiges Abschirmen von Arbeitsplätzen im Torbereich nicht möglich ist. Infolge der relativ hohen Investitionskosten und der geringeren Heizeneinsparungen als bei Luftschleusen ergeben sich beim Vergleich mit Torbeheizungen erst bei höheren Öffnungsfrequenzen der Tore wirtschaftliche Rückflaußdauern.

Wenn der Einsatz von Luftschleieranlagen erforderlich wird, ist zu garantieren, daß die Anlagen nur bei geöffneten Toren arbeiten und daß die Öffnungsdauern und -häufigkeiten auch hier auf das technologisch notwendige Mindestmaß begrenzt werden.

Zusammenfassung

Offene Hallentore verursachen Lüftungswärmeverluste, die bei längerer Öffnungsdauer und/oder größeren Öffnungsfrequenzen zur bestimmenden Komponente der Heizlast und des Energieverbrauches von Industriehallen werden.

Als wirtschaftlichste Variante zur Minderung von Wärmeverlusten an Toren werden unbeheizte Luftschleusen empfohlen. Wenn ein wechselseitiges Öffnen und Schließen des äußeren und des inneren Tores aus technologischen Gründen nicht möglich ist, sind Luftschleusen wirkungslos. In solchen Fällen ist der Einsatz von Luftschleieranlagen bei höheren Öffnungsfrequenzen berechtigt. Der Anwendung von Luftschleieranlagen sollten deshalb Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen vorausgehen.

Kaltluftschleier haben keine energiewirtschaftlichen Vorteile gegenüber Warmluftschleiern. Die höchste Funktionssicherheit wird von Warmluftschleiern mit Luftführung von unten nach oben erwartet. Es ist durch entsprechende Schaltungen zu garantieren, daß die Lüfter nur bei geöffneten Toren arbeiten. Die Öffnungsfläche von Toren sowie die Öffnungsdauern und -häufigkeiten müssen bei allen Varianten auf das technologische Mindestmaß beschränkt werden. Dazu sind Türen mit variabler Öffnungsfläche und automatischen Schließvorrichtungen geeignet.

Während beim Durchfahren von Luftschleusen näherungsweise mit einem einfachen Austausch der in der Schleuse enthaltenen Luft gerechnet werden kann, ist die Berechnung der Wärmeverluste bei ungeschützten und bei durch Luftschleieranlagen geschützten Toren relativ aufwendig. Nur in wenigen Fällen ergeben sich explizite Lösungen. Das Ziel weiterer Arbeiten zum Problem der Lüftungswärmeverluste an Hallentoren wird deshalb die Zusammenstellung von Berechnungsdiagrammen für relevante Sonderfälle sein, die als Grundlage für Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen geeignet sind.

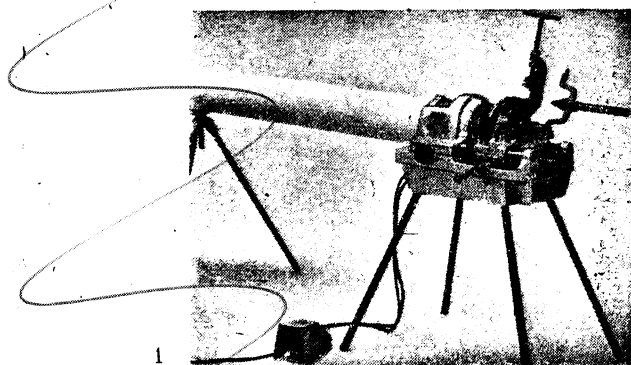
Literatur

- [1] TGL 32 603/01 Mikroklima in Arbeitsräumen, Ausgabe November 1975
- [2] El'terman, V. M.: Vozdušnye zavesy, izdatel'stvo „mašinostroenie“, Moskau 1966
- [3] TGL 10 724 Arbeitsräume — bauhygienische, bautechnische und brandschutztechnische Forderungen, Ausgabe Juni 1967
- [4] Baturin, W. W.: Lüftungsanlagen für Industriebauten. Verlag Technik, Berlin 1959
- [5] Tamm, W.: Kälteverluste durch Kühlraumöffnungen. „Kältetechnik“ 18 (1966), H. 4, S. 142 bis 144
- [6] Klengel, M./Körner, L.: Verminderung von Wärmeverlusten bei Hallentoren — 1. Entwurf einer Einsatzrichtlinie, IfE/ZRE, Ber.-Nr. 26.0042.77 M (unveröffentlicht)
- [7] Klengel, M.: Zur Dimensionierung von Luftschleieranlagen — Verfahren von El'terman. „Stadt- und Gebäudetechnik“ 32 (1978), H. 4, S. 121 bis 124
- [8] Eigel, J., u. a.: Untersuchungen über die Beeinflussung ebener Strahlen bei Schräganströmung. Institut für Leichtbau Dresden, Bericht Nr. 82 — 1/70
- [9] Lajos, T./Preszler, L.: Untersuchung von Torluftschleieranlagen. „Heizung/Lüftung/Haustechnik“ 26 (1975) Nr. 5, S. 171 bis 176, und H. 6, S. 226 bis 235

Rohrdrehmaschine VIRAX 1605

Von der französischen Firma VIRAX ist eine tragbare Rohrdrehmaschine, Modell 1605, entwickelt worden. Die Maschine dient zum Fräsen und Gewindeschneiden von Rohren $\frac{1}{2}$ " bis 2". Mit einem Zusatzschneidkopf ist Gewindeschneiden bis 6" und Anfasen von $2\frac{1}{2}$ " bis 6" möglich.

Das Grundmodell 1605 schneidet Rohre von $\frac{1}{2}$ " bis 2" (Bild 1).



Das Gerät kann mit einem Nippelhalter 1 605 250 ausgerüstet werden (Schneidbereich $\frac{1}{2}$ " bis 2").

Ein Rechts- und Linksgewinde an einem 2"-Rohr kann mit dieser Maschine in weniger als 30 Sekunden geschnitten werden. Die Maschine hat zwei automatische Schnellspannfutter, zwei Drehrichtungen und einen Gewindeschneidkopf mit automatischer Kühlung.

Die automatischen Spannfutter befinden sich in Metallgehäusen, die jeden zufälligen Kontakt ausschließen. Umschalter mit Absperrvorrichtung. Risikoloser Antrieb der Getriebeklappe mit Scherspannstift. Eine Schutzvorrichtung, die das Rohr abdeckt, kann in der Werkstatt selbst angebaut werden.

VIRAX, Reims
Firmenprospekt