

Einführung in die Physik der Entwärmung elektronischer Systeme

Von
Franz Adamczewski

Inhaltsverzeichnis

Wärmeleitung	3
Der transiente Wärmewiderstand	7
Wärmestrahlung	10
Konvektion	13
Grenzschichtdicke	14
Freie Konvektion	16
Temperaturabhängigkeit des Wärmeübergangs	18
Wärmewiderstand in Abhängigkeit von der Länge	19
Oberflächentemperatur	20
Erzwungene Konvektion	23
Belüftetes Kühlkörperprofil	24
Lüfteraggregate	25
Formeln zur Berechnung von Lüfteraggregaten	26
Berechnung der Arbeitskennlinie	27
Transportleistung der Luft	28
Schlußbetrachtung	30
Literatur:	31

Abfuhr der Verlustwärme elektronischer Bauelemente.

In elektronischen Systemen kann die entstehende Verlustwärme nur an die umgebende Luft abgeführt werden. Da Luft jedoch einer der schlechtesten Wärmeleiter ist - siehe Thermosflasche -, hilft man sich dadurch, daß man die Luft in möglichst schnelle Bewegung versetzt, um so über ihre Wärmekapazität möglichst viel Wärme abzutransportieren.

Bei Bauteilen mit hohen Verlustleistungen ist es außerdem erforderlich, die Flächen zur Wärmeübertragung an die Luft wesentlich zu vergrößern, also geeignete Kühlkörper einzusetzen.

Im allgemeinen erfolgt die Wärmeübertragung physikalisch gesehen durch drei grundsätzlich voneinander verschiedene Vorgänge, die jedoch in der Praxis gewöhnlich gemeinsam auftreten.

- 1. Wärmeleitung**
- 2. Wärmestrahlung**
- 3. Konvektion**

Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung handelt es sich um den molekulare Wärmetransport in einem ruhenden Stoff unter dem Einfluss einer Temperaturdifferenz

Stoffwerte	spez. Wärmeleitwert W/m/K	Dichte kg/m ³	spez. Wärmekapazität W*s/kg/K	kin. Viskosität m ² /s
Aluminium AlMgSio,5	200 - 220	2700	879	
Kupfer	380	8900	394	
Luft trocken bei 1013 mbar	0,0256 bei 20°C 0,0316 bei 100°C	1.205 0.946	1005 1013	15,11*10 ⁻⁶ 23,06*10 ⁻⁶
Wasser	0,598 bei 20°C 0,682 bei 100°C	1000 959	4187 4216	1,004*10 ⁻⁶ 0,295*10 ⁻⁶

Tafel 1 Stoffwerte

λ (Lambda) = spezifischer Wärmeleitwert

ρ (Rho) = Dichte

c = spezifische Wärmekapazität

ν (ny) = kinematische Viskosität (Zähigkeit)

Der spezifische Wärmeleitwert (Tafel 1) wird mit dem Querschnitt der wärmeleitenden Fläche multipliziert und durch die Länge des Körpers in Wärmeflußrichtung dividiert, um den Wärmeleitwert zu erhalten.

Der Wärmewiderstand R_{th} ist der reziproke Wärmeleitwert.

$$R_{th} := \frac{L}{\lambda \cdot A} \quad \frac{K}{W} \quad (1)$$

R_{th} = Wärmewiderstand in Kelvin pro Watt (K/W)

L = Länge in Strömungsrichtung in Meter (m)

A = Materialquerschnitt für den Wärmestrom in Quadratmeter (m²)

Lambda (λ) = spezifischer Wärmeleitwert des Materials aus Tafel 1 (Stoffwerte)

Bei Reihenschaltung von Wärmewiderständen addieren sich ihre Werte und bei Parallelschaltung werden die Wärmeleitwerte addiert.

Weitere Zusammenhänge sind:

Wärmestrom Q (Watt) = Wärmemenge/Zeit = Verlustleistung

Die Temperaturdifferenz ist sinngemäß die ‘Wärme-Spannung’, die durch den Wärmestrom Q am Wärmewiderstand abfällt:

$$\Delta\theta = Q * R_{th} \quad [K] \quad (2)$$

$$(\text{Delta Theta}) \Delta\vartheta \quad (K) = Q \quad (W) * R_{th} \quad (K/W) \quad (2)$$

Die schlechte Wärmeleitfähigkeit der Luft wirkt sich auch bei der Montage von Leistungshalbleitern aus, die nie ohne Lufteinschlüsse erfolgen kann. Man hilft sich dabei, indem man die Luft durch Verwendung von Wärmeleitpaste oder neuerdings auch mit Thermaphase-Materialien verdrängt.

Für Wärmeleitpaste liegt der spez. Wärmeleitwert bei etwa 1,2 W/m/K.

Damit kann der Wärmewiderstand solcher Montageübergänge bei ca. 800 mm² in der Praxis unter 0,2 K/W gedrückt werden; mit Thermaphase liegt der Wert bei etwa 0,1 K/W.

Somit errechnet sich der Gesamtwärmewiderstand eines gekühlten Halbleiters aus der Summe folgender Teilwiderstände:

- 1) Halbleitersperrschicht (junction) zum Halbleitergehäuse (case) R_{thjc}
 - 2) Halbleitergehäuse (case) zum Kühlkörper (heatsink) R_{thch}
 - 3) Kühlkörper (heatsink) zu einem äußeren Bezugspunkt, also Umgebung (ambient) oder zur Luft (air) R_{thha}
- 1-3) Gesamtwiderstand von der Halbleitersperrschicht (junction) zur Luft (air) R_{thja}

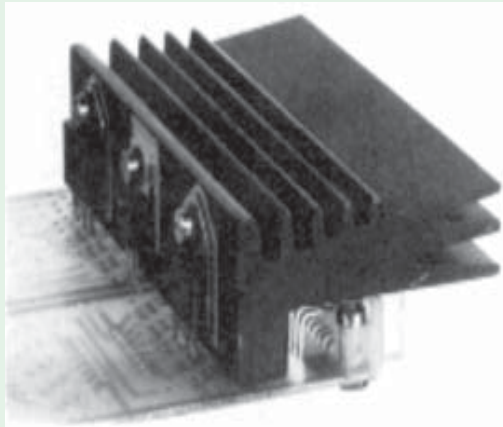


Bild 1 Kühlkörper Typ PR-133/94/3xM3/SE der Firma Alutronic GmbH.

Der transiente Wärmewiderstand

Die zeitabhängige Komponente des Wärmeleitwertes ist durch die Wärmekapazität C ($W*s/K$) bestimmt. Man erhält sie, indem man den Stoffwert der spez. Wärmekapazität c mit dem Gewicht multipliziert, sie ist also abhängig von der Masse des Kühlkörpers.

$$C = c * \text{Rho} * V \quad (3)$$

c = spezifische Wärmekapazität des Materials (siehe Tafel 1 Stoffwerte)

(Rho) ρ = Dichte des Materials (siehe Tafel 1 Stoffwerte)

V = Volumen (m^3) (Rho) $\rho * V$ = Masse

Die thermische Zeitkonstante (s) eines Kühlkörpers ist das Produkt aus Wärmekapazität C und Wärmewiderstand R_{th} . Damit errechnet sich dann der transiente Wärmewiderstand Z_{th} (K/W) als Funktion der Zeit t (s)

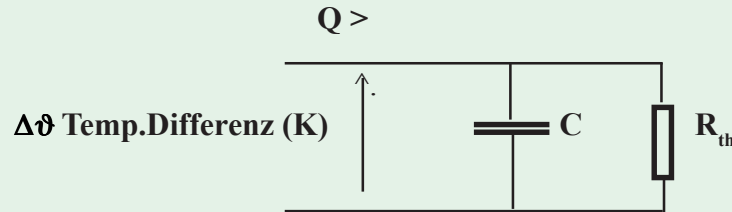


Bild 1: Ersatzschaltbild für den transienten Wärmewiderstand

Diese Werte spielen bei intermittierendem Betrieb, bzw. bei Stoßlast-Beanspruchungen eine wesentliche Rolle. Je größer die Zeitkonstante eines Kühlkörpers, um so länger benötigt er zum Aufheizen auf seine Endtemperatur, je länger dauert aber auch seine Abkühlung.

$$Z_{th_i} := R_{th} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_i}{C \cdot R_{th}}} \right) \quad (4) \text{ beim Aufheizen}$$

$$Z_{th} := R_{th} \cdot e^{-\frac{t}{C \cdot R_{th}}} \quad (5) \text{ beim Abkühlen}$$

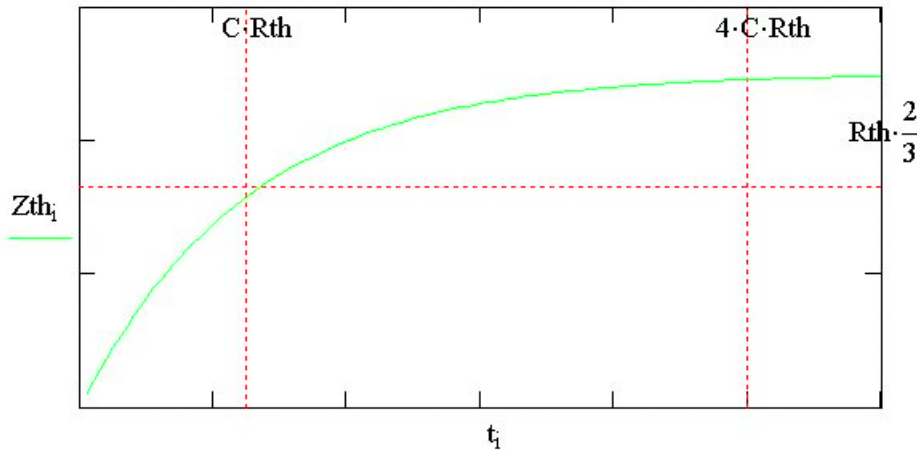


Bild 2: transienter Wärmewiderstand
beim Aufheizen

Bei $t = C \cdot R_{th}$ sind beim Aufheizen $2/3$ des Endwertes R_{th} erreicht,
bei $T = 4 \cdot C \cdot R_{th}$ sind 98% von R_{th} - also annähernd der Endwert - erreicht.

So hat der in Bild 1 gezeigte Kühlkörper bei einer Verlustleistung von 25 W eine Temperaturdifferenz von 80 K und bei einem Gewicht von 156 g eine Zeitkonstante von 440 s.

Der in Bild 4 dargestellte Kühlkörperquerschnitt hat bei einer Länge von 150mm eine Zeitkonstante von 1000s. Er benötigt damit über eine Stunde, um annähernd seine Endtemperatur zu erreichen. Das in Bild 11 gezeigte Lüfteraggregat hat eine Zeitkonstante von 400 bis 800s, je nach Gleichmäßigkeit der Oberflächentemperatur.

Da die Parameter des thermischen Vierpols von Halbleiter und Kühlkörper sich gegenseitig beeinflussen, kann der genaue Wert von Z_{thja} nur in zusammengebautem Zustand ermittelt werden.

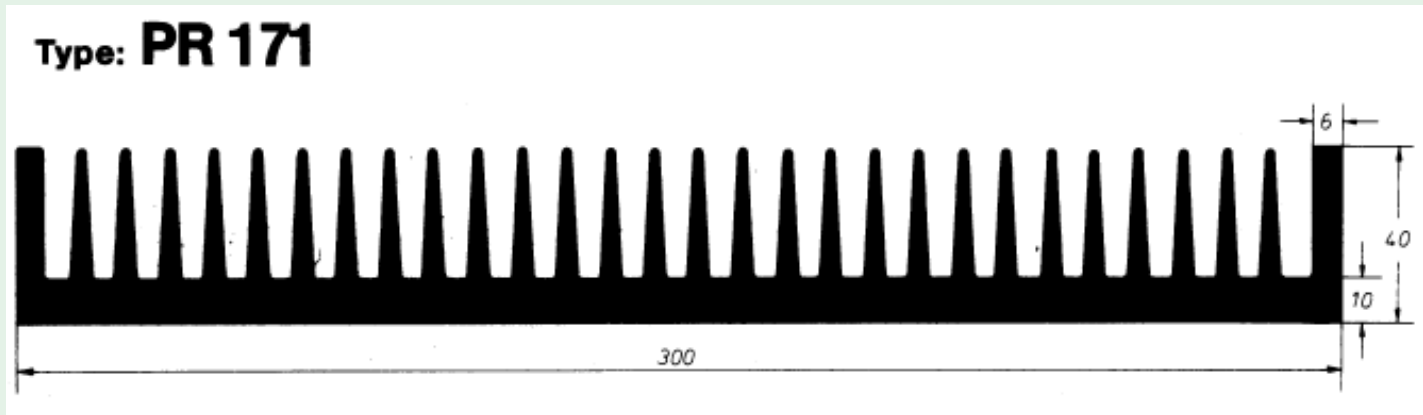


Bild 4: Querschnitt des Kühlkörpers PR-171 von Alutronic

Wärmestrahlung

Bei der Wärmestrahlung erfolgt die Energieübertragung ohne stofflichen Träger durch elektromagnetische Wellen. Sie ist lediglich von der Temperatur und Beschaffenheit der strahlenden Oberfläche eines Körpers abhängig. Die maximal mögliche Wärmestrahlung ist die des ‘schwarzen Lochs’, sie beträgt bei :

25°C	447 W/m ²
50	617
100	1097
150	1815

Tafel 2 Gesamtstrahlung des schwarzen Körpers

Die Abweichung der Oberflächenbeschaffenheit vom ‘schwarzen Loch’ wird durch das Emissionsverhältnis ϵ (kl. Epsilon), welches gleich dem Absorbptions-Verhältnis ist, beschrieben:

Gold poliert	0,018	bei 130°C
Aluminium walzblank	0,04	bei 170°C
	0,022	bei 25°C
Alu, schwarz eloxiert	0,6	bei 40°C
mattschwarzer Lack	0,97	bei 80°C

Tafel 3 Emissionsverhältnis

Strahlung die nicht absorbiert wird, wird reflektiert. Jeder Körper strahlt, empfängt und reflektiert Wärmestrahlung. Für unsere Betrachtung ist nur die abgestrahlte Resultierende maßgebend. Ein blanker Aluminium-Kühlkörper strahlt kaum, absorbiert aber auch in gleichem Maß nicht, also reflektiert er die aus der Umgebung ankommende Wärmestrahlung.

To = die absolute Temperatur für 0°C = 273 K

Diese Verhältnisse werden durch den Wärmeübergangskoeffizienten der Wärmestrahlung (Alpha Str) wie folgt beschrieben:

$$\alpha_{\text{str}} = \epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \cdot C_s \cdot \frac{\left(\frac{\Delta\theta + T_0 + T_L}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_0 + T_L}{100}\right)^4}{\Delta\theta} \quad (6)$$

TL = Umgebungstemperatur der Luft

(kl.Epsilon1) ϵ_1 = Emissionsverhältnis der Kühlkörperoberfläche

(kl.Epsilon2) ϵ_2 = dto. der Umgebung

Cs = Boltzmannsche Strahlungskonstante 5,67 W/m²/K⁴

(Delta Theta) $\Delta\theta$ = Temperaturdifferenz Kühlkörper/Umgebung K

Das Emissionsverhältnis eines blanken Kühlkörpers liegt bei etwa 0,03, das eines schwarz eloxierten Kühlkörpers - je nach Oberflächenqualität - bei etwa 0,6 bis 0,7.

Das Emissionsverhältnis der Umgebung kann sicher nur grob geschätzt werden. Ist der Kühlkörper zur Messung seines Wärmewiderstands frei im Raum aufgehängt, so ist (kl.Epsilon2) $\epsilon_2 = 1$ zu setzen.

In der Praxis ist der Kühlkörper jedoch immer in einem Gehäuse, bzw. in einer sehr engen Umgebung mit ebenfalls strahlenden Bauteilen untergebracht. Die Temperaturdifferenz des Kühlkörpers zu diesen Bauteilen kann so klein werden, daß die Wärmestrahlungen sich gegenseitig aufheben, sodaß die Emissionsverhältnisse keine Rolle mehr spielen. Steckt der Kühlkörper in einem blanken Blechkasten, der alles reflektiert, nutzt es auch nichts, wenn er schwarz eloxiert ist, d.h. der beim freihängend gemessenen Kühlkörper im Wärmewiderstand enthaltene Strahlungsanteil verschwindet, der Wärmewiderstand wird höher. Hieraus ist zu ersehen, daß ohne Kenntnis der Einbauverhältnisse keine Aussage über den wärmetechnischen Sinn einer schwarzen Kühlkörperoberfläche, bzw. die dadurch zu erreichende Verbesserung des Wärmewiderstands, gemacht werden kann. Diese kann zwischen Null und 20% liegen. Falls die Bauteile in der Umgebung heißer werden als der schwarze Kühlkörper, nimmt dieser sogar noch Wärme über die Strahlung auf. Ein guter Korrosionsschutz ist das Schwarzeloxieren auf alle Fälle.

Ein überschlägiges Rechenbeispiel mit dem in Bild 4 dargestellten Kühlkörperquerschnitt zeigt

bei einer Länge von 150 mm:

Die abstrahlende Oberfläche beträgt: $(300+40) \cdot 2 \cdot 150 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}^2$, da die Rippen des Kühlkörpers nicht mitgerechnet werden dürfen. Der aus der Kennlinie entnommene Wärmewiderstand $R_{th} = 0,5 \text{ K/W}$ ergibt bei $dt = 75 \text{ K}$ 150W abführbare Verlustleistung.

Bei einer Umgebungstemperatur von 20°C ergibt sich eine Oberflächentemperatur von 95 C , jedoch nur direkt unter der Wärmequelle. Ist diese zentral angeordnet dürfte die mittlere Temperatur der Oberfläche bei etwa 80°C liegen.

Mit einem $dt = 60 \text{ K}$ und $\epsilon_1 = 0,6$ und $\epsilon_2 = 1$ errechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient für die Strahlung nach Formel (6) zu $4,63 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

(Bei einer Temperaturdifferenz von 40 K ist dieser Wert $4,19$ und bei 80 K dann $5,1$)

Die gesamte Wärmeabfuhr des Kühlkörpers beträgt $1/0,5 = 2 \text{ W/K}$. Davon entfallen $0,1 \text{ m}^2 \cdot 4,63 = 0,46 \text{ W/K}$ auf die Strahlung. Also ist bei frei im Raum hängendem Kühlkörper der Anteil der Wärmestrahlung etwa 23%.

Die Temperaturabhängigkeit des strahlungsbedingten Wärmewiderstandsanteils entspricht bei 20°C - zwischen 25 und 85 K - grob dem in Bild 7 dargestellten Verlauf.

Konvektion

Konvektion ist der Wärmeübergang zwischen einem festen Körper und einem strömenden flüssigen oder gasförmigen Medium. Wird die Strömung nur durch die Energie aus dem Temperaturunterschied zwischen Kühlkörper und der ihn umgebenden Luft erzeugt, so spricht man von natürlicher oder freier Konvektion.

Der Wärmeübergang ist abhängig vom Wärmeleitwert der Luft, und der thermischen Grenzschichtdicke δ (kl.Delta). Diese ist abhängig von der Strömungslänge des Körpers - je größer, je dicker - und von der Strömungsgeschwindigkeit, erzeugt durch die Temperaturdifferenz - je größer, je dünner.

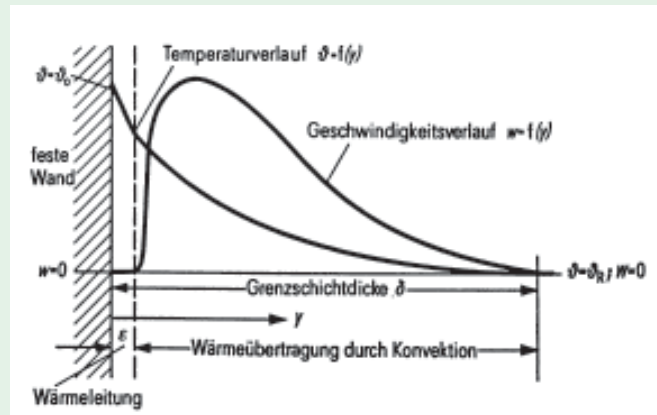


Bild 5: Luftgeschwindigkeit und Temperaturverlauf bei freier Konvektion

Grenzschichtdicke

Die Nußeltzahl ist das Verhältnis der kennzeichnenden Abmessung des Körpers - bei Kühlkörpern die überströmte Länge - bei Rohren bzw. bei den Luftspalten von Lüfteraggregaten der hydraulische Durchmesser - zur Dicke der thermischen Grenzschicht.

$$\text{Nu} := \frac{L}{\delta}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich aus dem Verhältnis des spezifischen Wärmeleitwerts des Mediums für Luft siehe Tafel 1 (Stoffwerte) - zur thermischen Grenzschichtdicke. Um die thermische Grenzschicht berechnen zu können, ist es erforderlich, die Strömungsgrenzschicht zu kennen. Diese ergibt sich aus dem Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften der Luft, ausgedrückt durch die Reynoldszahl.

$$\alpha := \frac{\lambda L}{\delta} \quad (7)$$

(7) Wärmeübergangskoeffizient
(Alpha = LambdaLuft / Delta)

$$\text{Re} := \frac{\omega \cdot L}{\nu} \quad (21)$$

Reynoldszahl =
Strömungsgeschwindigkeit * kennzeichnende Abmessung / kinematische Viskosität (Zähigkeit)

$$\delta := \frac{5 \cdot L}{\sqrt{\text{Re}} \cdot \sqrt[3]{\text{Prandtl}}}$$

(8a) thermische Grenzschichtdicke bei laminarer Strömung.

Das Verhältnis der Strömungsgrenzschicht zur thermischen Grenzschicht entspricht der dritten Wurzel aus der Prandtlzahl. Sie ist ein leicht temperaturabhängiger Stoffwert, der für Luft mit 0,71 eingesetzt wird. Sie wird berechnet aus der Wärmekapazität * Dynamische Viskosität / Wärmeleitwert des Mediums.

Bei freier Konvektion muß die Luftgeschwindigkeit bzw. die Reynoldszahl über die Grashofzahl - Formel (10) - ermittelt werden.

$$\delta := 5.28 \cdot \frac{L}{\sqrt[4]{\text{Gr}}} \quad (8)$$

Die Grenzschichtdicke ist ausschlaggebend bei der optimalen Dimensionierung der Rippenabstände von Profilkühlkörpern z.B. wie in Bild 4 dargestellt. Der Rippenabstand beim PR-171 beträgt unten 6 mm und oben 8 mm. In der Literatur wird allgemein empfohlen, daß der Rippenabstand mindest das 1 bis 1,5-fache der Grenzschichtdicke betragen soll. Daraus und aus Bild 6 ergibt sich, daß dieser Kühlkörper nur bei Längen unter 50 mm optimale Strömungsverhältnisse hat.

Weitere Angaben über die Dimensionierung von Rippen findet man bei Dieter van Leyen (a)

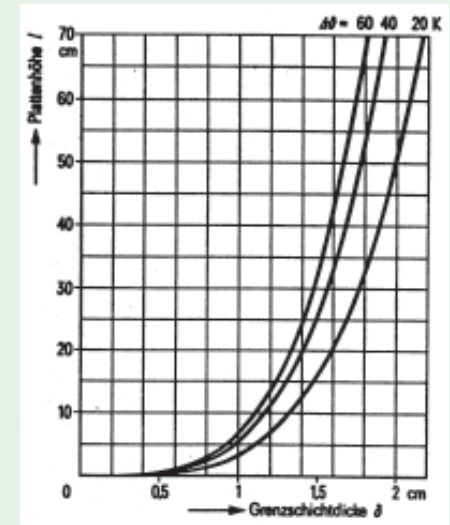


Bild 6: Grenzschichtdicke in Abhängigkeit von der überströmten Länge (Plattenhöhe) bei einer Lufttemperatur von 20°C, bei freier Konvektion nach Formel (8)

Freie Konvektion

Wird eine senkrechte Platte von der Höhe L beheizt, dann sind die wandnahen Fluidschichten leichter als die weiter entfernt liegenden, und es entsteht durch diesen Dichteunterschied eine Auftriebsströmung gemäß Bild 5.

Die mittlere Luftgeschwindigkeit ist proportional zum Verhältnis der Differenz zwischen der Dichte an der Platte und der Dichte bei Umgebungstemperatur zur Dichte an der Platte gemäß Formel (9)

$$\omega := \sqrt{\frac{\Delta\rho \cdot g \cdot L}{\rho \cdot 2.5}} \quad (9)$$

(9) Energiegleichung der mittleren Luftgeschwindigkeit mit $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Der Wärmeübergang wird durch die inneren Reibungskräfte der Luft beeinflusst, die - wie bei der Reynoldszahl - durch die kinematische Viskosität ν (kl.Ny) beschrieben werden.

Die Werte für die Luftdichte können in Temperaturwerte umgerechnet werden und so ergibt sich die dimensionslose Grashof-Zahl - eine Art Reynoldszahl der freien Konvektion - zu:

$$\text{Gr} := \frac{g \cdot L^3 \cdot \Delta\theta}{\nu^2 \cdot (273 + T_u)} \quad (10)$$

$\Delta\vartheta$ = Differenz zwischen Kühlkörper- und Umgebungs-Temperatur T_u

ν = kinematische Viskosität - Stoffwert der Luft

g = Erdbeschleunigung $9,81 \text{ m/s}^2$

L = überströmte Länge in m

Die Reynoldszahl ergibt sich dann aus der Beziehung

$$\text{Re} := \sqrt{\frac{\text{Gr}}{2.5}} \quad (11)$$

Nach der Ähnlichkeitstheorie wird das Verhältnis der Kühlkörper-Länge - bei gleichmäßiger Oberflächentemperatur - zur Dicke der thermischen Grenzschicht durch die dimensionslose Nußelt-Zahl beschrieben. Für die freie Konvektion wird sie aus der Grashofzahl errechnet:

$$\text{Nu} := 0.55 \cdot \sqrt[4]{0.71 \cdot \text{Gr}} \quad (12)$$

Diese Beziehung gilt bis $0,71 \cdot \text{Gr} < 10^9$, was in der Praxis kaum überschritten wird. Damit ergibt sich dann der Wärmeübergangskoeffizient in $\text{W/m}^2/\text{K}$ zu

$$\alpha := \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{L} \quad (13)$$

λ = Wärmeleitwert der Luft - Tafel 1 Stoffwerte
 L = überströmte Länge in m

Mit Formel (1) wird der Wärmewiderstand eines Stoffes berechnet. Hier handelt es sich um den Wärmewiderstand beim Übergang vom Kühlkörper zur Luft.

Unter Vernachlässigung des Innenwiderstandes des Kühlkörpers - also bei gleichmäßiger Oberflächentemperatur - rechnet sich der Wärmewiderstand in K/W :

A = wärmeabgebende Oberfläche in m^2

$$\text{Rth} := \frac{1}{\alpha \cdot A} \quad (14)$$

Aus diesen Formeln können Sie erkennen, daß der Wärmewiderstand eines Kühlkörpers im Wesentlichen von folgenden Faktoren abhängig ist:

1. Temperaturdifferenz Kühlkörper zu Luft
2. Länge des Kühlkörpers in Strömungsrichtung
3. wärmeabgebende Oberfläche des Kühlkörpers
4. Anzahl und Anordnung der Wärmequellen
5. Wärmestrahlung, abgehende-ankommende

Alle vorgenannten Einflußgrößen verringern den Wärmewiderstand in unterschiedlicher Weise.

Temperaturabhängigkeit des Wärmeübergangs

Die Höhe der Umgebungstemperatur T_u geht nur unwesentlich in den Wärmewiderstand ein, seine Erhöhung beträgt ca. 3,4% bei einer Temperaturänderung von 10 C auf 50 C.

Wesentlich ist jedoch die Temperaturdifferenz dT zwischen der mittleren Oberflächentemperatur und der Umgebungstemperatur. Der Wärmewiderstand ist umgekehrt proportional zur 4-ten Wurzel aus dT :

$$R_{th} \sim \frac{1}{\sqrt[4]{dT}} \quad (16)$$

Dies stimmt recht genau, weil sich die Temperaturabhängigkeiten der Wärmeleitfähigkeit und der des Quadrats der kinematischen Viskosität gut kompensieren.

Wenn wir den Wert für $dT = 80$ K gleich 1 setzen, erhalten wir die in Bild 7 gezeigte Abhängigkeit.

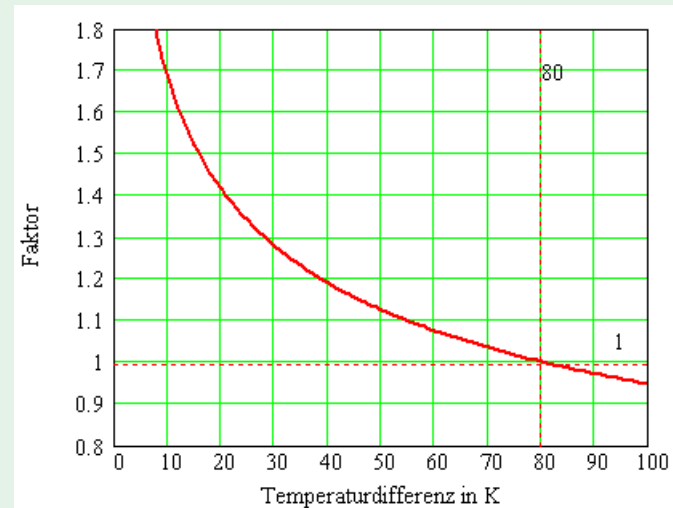


Bild 7 Abhängigkeit des Wärmewiderstandes eines beliebigen Kühlkörpers von der Temperaturdifferenz bei gleichmäßiger Oberflächentemperatur:

Wärmewiderstand in Abhängigkeit von der Länge

Im Idealfall, d.h. wenn der Kühlkörper überall die gleiche Temperatur hat, ist sein Wärmewiderstand umgekehrt proportional zur Länge nach folgender Beziehung:

$$R_{th} \sim \frac{1}{4\sqrt{L^3}} \quad (17)$$

Hierbei ist der Anteil der Wärmestrahlung - der auch von der Länge abhängt - unberücksichtigt. Auch sollten die Stirnflächen klein gegenüber der Gesamtoberfläche sein.

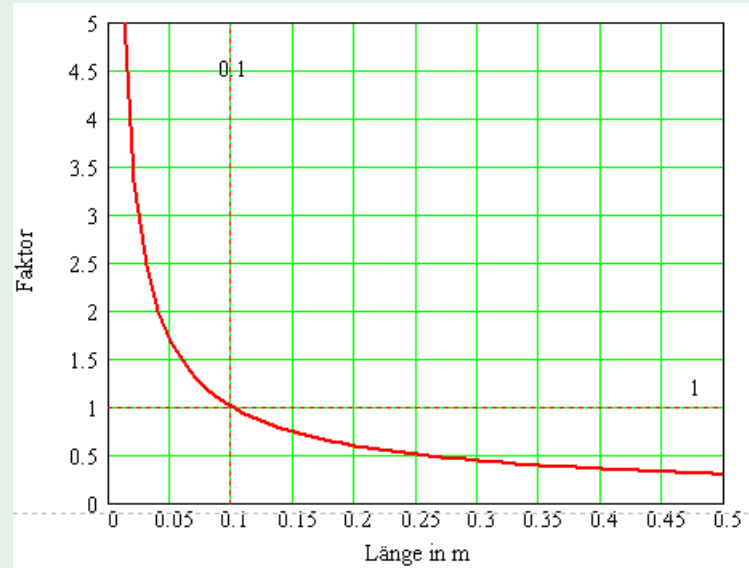
Wenn man den Wert für $L = 100\text{mm}$ gleich 1 setzt, so erhält man den in Bild 8 dargestellten Proportionalitätsfaktor F .

Bild 8 Abhängigkeit des Wärmewiderstandes eines beliebigen Kühlkörpers von seiner Länge, bei gleichbleibender Oberflächentemperatur.

Praktische Anwendung:

Sie entnehmen aus dem Herstellerkatalog den Wärmewiderstand des gewünschten Kühlkörpers bei einer Länge von 100 mm und multiplizieren ihn mit dem Faktor aus Bild 8 für die gewünschte Länge und erhalten damit den zu dieser Länge gehörenden Wärmewiderstand.

Daraus ersehen Sie, daß eine Verdopplung der Baulänge bestenfalls nur 40% Verbesserung des Wärmewiderstandes bringt - bzw. 66% mehr abführbare Leistung - wenn es gelingt



die Wärmequellen so anzuordnen, daß die mittlere Kühlkörper-Temperatur die gleiche bleibt. Dies hängt natürlich von der Wärmeleitfähigkeit des Kühlkörpers - also von seinem Querschnitt ab. Wird der wärmeleitende Querschnitt des Kühlkörpers zu klein, verflacht sich die Kurve in Bild 8.

Oberflächentemperatur

Die oben angestellten Betrachtungen gehen immer davon aus, daß die Temperatur an der ganzen Oberfläche des Kühlkörpers gleich ist. Wenn sehr viele Wärmequellen über die ganze Oberfläche verteilt montiert werden, kann dies annähernd erreicht werden. Wenn aber nur eine Wärmequelle vorhanden ist und diese vielleicht noch unsymmetrisch montiert ist, so ist der Temperaturabfall im Kühlkörper erheblich und führt zu einer Erhöhung des Wärmewiderstands.

Die hierbei auftretenden Verhältnisse genau zu erfassen, würde die Berechnung eines dreidimensionalen Temperaturfeldes erforderlich machen. Aber unter der Einschränkung, daß die Profil-Breite klein gegenüber der Länge ist - oder umgekehrt - was bedeuten soll, daß die Temperatur über einen Querschnitt als gleichmäßig angesehen werden kann, läßt sich folgende Betrachtung anstellen:

In der Theorie spricht man vom Temperaturverlauf an einem Stab. Mit den gleichen Formeln wird auch der Temperaturverlauf in den Rippen von Kühlkörpern vom Fuß zur Spitze betrachtet und daraus der Rippenwirkungsgrad berechnet.

Die Temperaturdifferenz dT_2 am Ende des Stabes ergibt sich aus der Beziehung

$$dT_2 := dT_1 \cdot \frac{1}{\cosh(m \cdot h)} \quad (18)$$

dT_1 = Temperaturdifferenz am Wärmeeintritt

dT_2 = Temperaturdifferenz am Stabende

h = Entfernung zwischen Wärmeeintritt und Stabende in m

m = Rechenfaktor nach Formel (20) in $1/m$

Den Verlauf der hyperbolischen Winkelfunktionen finden Sie in Bild 9.

Der arithmetische Mittelwert zwischen dT_1 und dT_2 ist die mittlere Temperaturdifferenz der Kühlkörperoberflächen zur Umgebungstemperatur, die den Berechnungen zu Grunde gelegt werden muß.

Die nachstehende Formel (19) für den Wärmestrom Q berücksichtigt bereits diesen Temperaturabfall über die Länge des Stabes. Der ideale Wärmestrom Q_i - wie er der Formel ((14) zugrunde liegt - geht von gleichmäßiger Temperatur aus. Das Verhältnis Q/Q_i ist der Rippenwirkungsgrad, der mit Formel (21) berechnet werden kann.

$$Q := m \cdot \lambda \cdot A \cdot dT_1 \cdot \tanh(m \cdot h) \quad (19)$$

dT_1 = Temperaturdifferenz des heißesten Querschnitts (K)

λ = Wärmeleitwert in W/m/K des Kühlkörpers - siehe Tafel 1 Stoffwerte - Aluminium

A = Wärmeleitender Querschnitt in m^2

Rechenfaktor m

$$m := \sqrt{\frac{\alpha \cdot U}{\lambda \cdot A}} \quad (20)$$

α = Wärmeübergangskoeffizient in $W/m^2/K$ aus Formel (13)

U = Umfang des wärmeübertragenden Querschnitts in m

Solange $m \cdot h < 0,5$ ist, kann man von einer gleichmäßigen Kühlkörpertemperatur ausgehen.

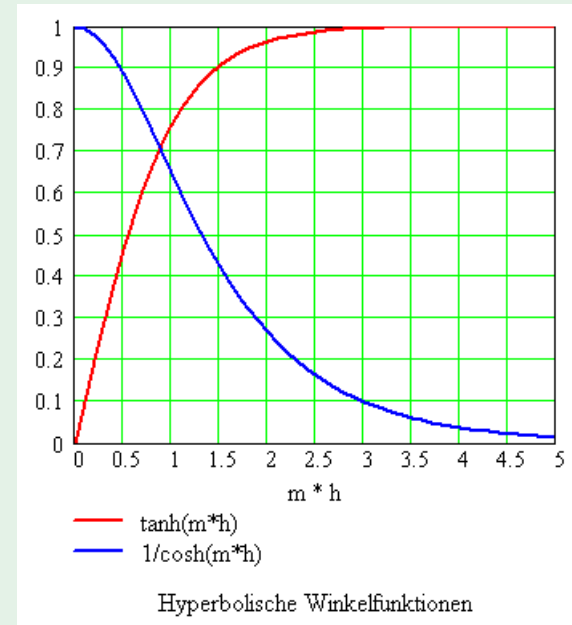
Mit zunehmendem $m \cdot h$ bis etwa 2,5 fällt die Temperatur am Rand des Kühlkörpers bis zu 20%.

Rippenwirkungsgrad

$$\eta_R := \frac{1}{m \cdot h} \cdot \tanh(m \cdot h) \quad (21)$$

Verhältnis des tatsächlichen Wärmestroms nach Formel (19) und dem idealen Wärmestrom ohne innere Widerstände.

Bild 9 hyperbolische Winkelfunktionen zur Berechnung der Temperatur und des Wärmewiderstandes.



Aus dem Gesagten geht klar hervor, daß Angaben von Wärmewiderständen nur dann einen praktischen Wert haben, wenn auch über die Größe und Anzahl der benutzten Wärmequellen, sowie die bei der Messung verwendete Verlustleistung und/oder Oberflächentemperaturen Angaben gemacht werden.

z.B. treten bei einem Profil Typ PR-171/300/SE - siehe Bild 4 - folgende Verhältnisse auf:

bei einer zentral montierten Wärmequelle von 235 W ergibt sich ein Wärmewiderstand von 0,34 K/W.

Messe ich jedoch nur mit 50 W, liegt der Wärmewiderstand bei 0,55 K/W.

Bei gleichmäßig verteilter Last von 235 W geht der Wärmewiderstand auf 0,27 K/W zurück.

Konvektion und Wärmestrahlung

In Formel (20) kann auch der Anteil der Wärmestrahlung in die Berechnung einbezogen werden indem man den Wärmeübergangskoeffizienten der Strahlung aus Formel (6) multipliziert mit dem für die Strahlung maßgebenden Umfang dem Wert im Nenner hinzuaddiert.

Es ist jedoch zu beachten, daß die Bezugstemperaturen - die für die Konvektion und die Strahlung maßgebend sind - unterschiedlich sein können. Für die Strahlung ist die Temperatur des nächsten Körpers ausschlaggebend, für die Konvektion die Temperatur der umgebenden Luft.

Erzwungene Konvektion

Der nächste Schritt, um den Wärmewiderstand des Kühlkörpers zu verbessern besteht darin, den Profil-Kühlkörper anzublasen. Damit wird die durch die Lufterwärmung erzeugte Luftströmung ersetzt durch die mechanische Energie des Ventilators. Die Dicke der Grenzschicht wird unabhängig von der Temperaturdifferenz, bzw. der Grashofzahl und diese wird durch die Reynoldszahl ersetzt. Sie ist das dimensionslose Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften und ein Maß für das Verhältnis zwischen charakteristischer Länge und der Dicke der Strömungsgrenzschicht:

Re = Reynolds-Zahl (dimensionslos)

ω = Luftgeschwindigkeit in m/s

L = kennzeichnende Abmessung in m

beim Kühlkörper die Länge, bei Rohrströmungen der \emptyset

ν = kinematische Viskosität in m^2/s

$$\text{Re} := \frac{\omega \cdot L}{\nu} \quad (21)$$

Damit errechnet sich die Nußelt-Zahl zu

$$\text{Nu} := 0.664 \cdot \sqrt{\text{Re}} \cdot \sqrt[3]{\text{Prandtl}} \quad (25)$$

Diese Formel ist generell gültig für längs angeströmte Platten mit laminarer Grenzschicht bei $\text{Re} < 10^5$ und Prandtl-Zahlen $> 0,6$ (und kleiner 2000) - wie gehabt für Luft 0,71

Belüftetes Kühlkörperprofil

Da sich der Wärmewiderstand proportional zur Dicke der thermischen Grenzschicht verhält und diese umgekehrt proportional zur Luftgeschwindigkeit ist, genügt es den bekannten Wärmewiderstand bei freier Konvektion mit einem Faktor aus dem Verhältnis der Luftgeschwindigkeiten zu multiplizieren.

Bei freier Konvektion, bei einer Umgebungstemperatur von 20°C und einer Temperaturdifferenz von 75 K beträgt die Luftgeschwindigkeit die Quadratwurzel aus der Länge und damit ergibt sich der Faktor f zu

$$f := \sqrt{\frac{\sqrt{L}}{\omega}} \quad (26) \dots\dots$$

wobei L (m) die Kühlkörperlänge in Strömungsrichtung ist und ω (kl.Omega) die forcierte Luftgeschwindigkeit in m/s.

Praktische Anwendung:

Für eine überschlägige Betrachtung genügt es den Wärmewiderstand aus dem Herstellerkatalog zu entnehmen, ihn mit Bild 8 auf die gewünschte Länge umzurechnen und dann mit dem Faktor aus Bild 10 zu multiplizieren.

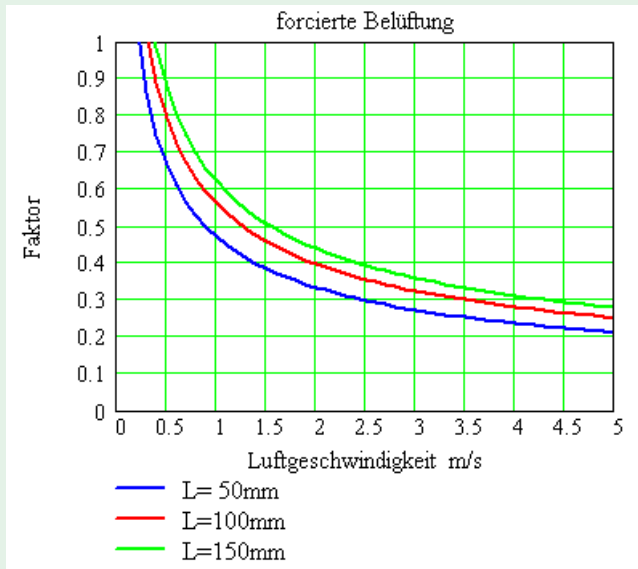


Bild 10 Verbesserung des Wärmewiderstandes bei $dT = 75$ K eines beliebigen Kühlkörpers durch forcierte Belüftung

Lüfteraggregate

bestehen aus einem Kühlkörper, der an den zugehörigen Lüfter so angepaßt ist, daß dieser in seinem günstigsten Arbeitspunkt arbeitet und somit vom Kühlkörper die optimale Wärmemenge an die Luft abgegeben wird. Dies ist jedoch in den meisten Fällen mit den herkömmlichen Strangpreßprofilen nicht mehr zu erreichen. Um den gewünschten max. Wirkungsgrad zu erzielen, sind kleinere Rippenabstände und dünnere Rippen erforderlich, als sie sich mit der bisher üblichen Technik erreichen lassen. Daher wurden Lamellen-11 gezeigt - deren Arbeitskennlinie die in dem der Lüfter seine maximal Stelle der Lüfterkennlinie an der das Druck ein Maximum bilden.

Mit großen Lüftern können Lamellen-bei 40 K gebaut werden. In jedem Fall gend Luft zur Abfuhr der Wärme zur kapazität und das Luftvolumen kann ein stromes berechnet werden. Er sollte 30 standes des Aggregats betragen.

Bei diesen Bauformen ist die der Reynoldszahl der hydraulische größeren Aggregaten mit stärkeren Schlitzen auch turbulent werden. Dann Formel berechnet werden.



Bild 11: Lüfteraggregat für 200 W bei 40 K der Fa. Alutronic GmbH.

aggregate konstruiert - wie z.B. in Bild Lüfterkennlinie in dem Punkt schneidet, abgebbare Luftleistung hat. Es ist die Produkt aus Volumen und statischem

aggregate bis etwa 5 kW Verlustleistung muß darauf geachtet werden, daß genü-Verfügung steht. Über die Wärme-fiktiver Wärmewiderstand des Luft-bis 50 % des gesamten Wärmewider-

charakteristische Länge zur Berechnung Durchmesser der Luftschlitze. Bei Lüftern kann die Strömung in den muß die Nußeltzahl nach einer anderen

Formeln zur Berechnung von Lüfteraggregaten

Bei normalen Lüfteraggregaten (wie LK-10 und LK-30) mit Achsiallüftern bleibt auch bei den spaltförmigen Luftschlitzen die Luftströmung laminar. Die charakteristische Abmessung ist aber nicht wie bisher die Länge sondern der hydraulische Durchmesser. Er berechnet sich inklusive Korrekturfaktor, wenn das Verhältnis von der Höhe h des Luftspalts zur Breite b größer 3 ist, aus:

$$dh := \frac{4 \cdot b}{3} + \frac{22 \cdot b^2}{24 \cdot h} \cdot \left(2 - \frac{b}{h} \right) \quad (27)$$

Damit ergibt sich die Reynoldszahl, bezogen auf die kennzeichnende Abmessung dh , nach der bekannten Beziehung:

$$Re_d := \frac{\omega \cdot dh}{\nu}$$

Für die Nußeltzahl ist bei dieser Anwendung die folgende Formel zutreffend. (28)

$$Nu_d := 0.664 \cdot \sqrt{Re_d \cdot \frac{dh}{L}} \cdot \sqrt[3]{Prandtl}$$

gültig für kurze Rohre bei $Re_d < 2300$

Bei der Verwendung von Radiallüftern oder großen Tangentiallüftern (mit Luftleistungen über 5 W) kann die Luftströmung bei $Re_d > 2300$ auch turbulent werden. Dann ist der hydraulische Durchmesser ohne die Korrekturen einsetzbar und die Nußeltzahl wird mit der Formel für turbulente Strömung berechnet.

$$dh := 2 \cdot b \quad (29)$$

$$Nu_d := 0.0235 \cdot \left[(Re_d)^{0.8} - 230 \right] \cdot Prandtl^{0.48} \quad (30)$$

Berechnung der Arbeitskennlinie

Die Arbeitskennlinie zeigt den Strömungsdruck am Lamellenaggregat in Abhängigkeit vom durchströmenden Luftvolumen. Der Strömungsdruck berechnet sich wie folgt:

$$p_{St} := \left(\lambda \cdot \frac{L}{dh} + \zeta \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \quad (31)$$

darin ist L = Länge in mm
 dh = hydraulischer Durchmesser in mm
 ρ (Rho) = Luftdichte - siehe Tafel 1 Stoffwerte
 ω (Omega) = Luftgeschwindigkeit
 λ (Lambda) = Rohrreibungszahl

$$\lambda_l := \left(1.5 - 1.5 \cdot \frac{b}{h} \right) \cdot \frac{64}{Re_d} \quad \lambda_t := .3164 \cdot (Re_d)^{-.25}$$

laminar

turbulent

Widerstandszahl $\zeta = 1,3$

$\zeta := 1$

Die Auswahl des geeigneten Lüfters erfolgt in der Weise, daß seine Kennlinie im Bereich der maximalen Luftleistung von der Arbeitskennlinie des Kühlkörpers geschnitten wird.

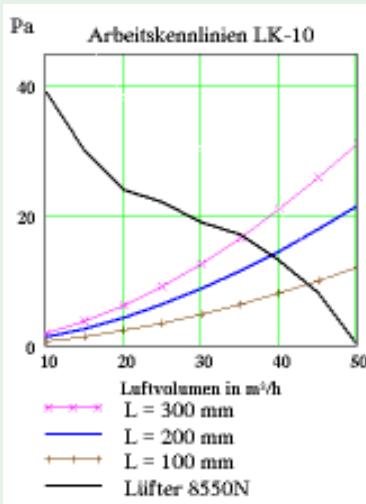


Bild 12: Arbeitskennlinien für verschiedene Baulängen des Lüfteraggregats LK-10 der Fa. Alutronic mit der Lüfterkennlinie des Lüfters 8550 N der Fa. Papst optimiert für die Länge 200 mm bei einer Luftleistung von 0,17 W

Transportleistung der Luft

Die Möglichkeit der Luft Wärme zu transportieren, ist durch ihr Fassungsvermögen, ihre Wärmekapazität bestimmt. Wie Sie in Tafel 1 sehen ist dieser Wert für Wasser 4x größer als für Luft. Um die gleiche Wärmemenge bei gleicher Temperaturdifferenz zu transportieren, benötigt man bei Luft die 4-fache Masse bzw. das 4000-fache Volumen pro Zeiteinheit als bei Wasser. Dies ist der Grund, warum man bei extrem großen Verlustleistungen nicht um die Wasserkühlung herum kommt.

Wenn man in Formel (3) das Volumen des Mediums pro Zeiteinheit einsetzt - also den Volumenstrom in m^3/s -, so erhält man den Wärmeleitwert der bewegten Luft, der über die Dichte stark temperatur- und druckabhängig ist. Damit errechnet sich dann die Temperaturerhöhung der Luft durch die aufgenommene Verlustleistung aus Formel (33) für eine mittlere Luftdichte und bei einem Luftdruck von 1013 mbar:

dT_L = Temperaturerhöhung der Luft in K

V = Luftvolumen in m^3/h

Q = Verlustwärme in W

T_u = Umgebungstemperatur

$$dT_L := \frac{273 + T_u}{98.9 \cdot \frac{V}{Q} - 0.5} \quad (33)$$

Praktische Anwendung:

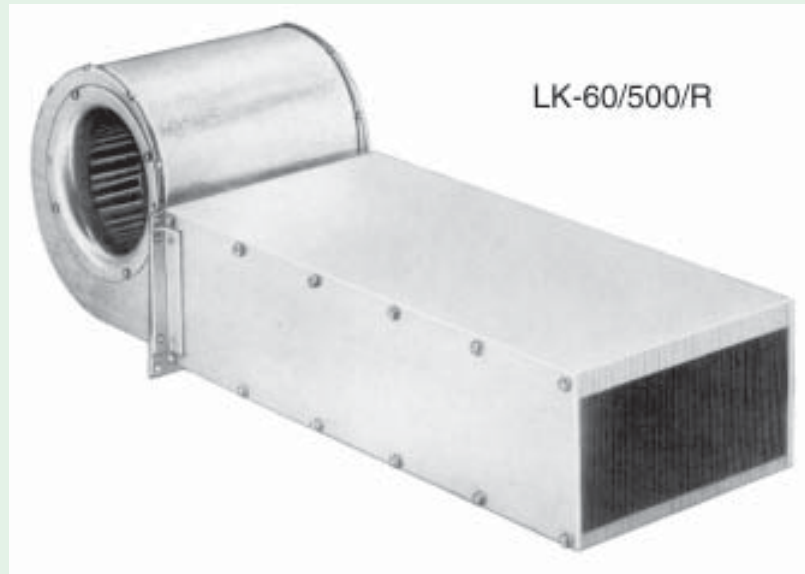
Für eine überschlägige Orientierung genügt folgende Faustformel:

R_{th_L} = fiktiver Wärmewiderstand der Luftströmung bei 40°C

$$R_{th_L} := \frac{3.2}{V} \quad (34)$$

Der mit Formel (34) ermittelte Wert muß unter der Hälfte des für das Aggregat geforderten Gesamtwärmewiderstand liegen - bei gut optimierten Lüfteraggregaten beträgt er 30%.

Beim Einsetzen des Luftvolumens muß beachtet werden, daß der aus der Kennlinie entnommene Wert durch Filter oder anderweitige, zusätzliche Widerstände im Luftstrom reduziert wird. Die Wärmeübertragung ist im laminaren wie im turbulenten Bereich von der Reynoldszahl und damit ganz wesentlich von der Luftgeschwindigkeit abhängig. Daher ist es für den Anwender wichtig darauf zu achten, daß keine zusätzlichen Luftwiderstände beim Ansaugen oder Abblasen der benötigten Luftmengen auftreten. Diese würden über die Reduzierung des Luftstroms zu einer erheblichen Erhöhung des Wärmewiderstandes führen. Gegebenenfalls müssen diese bereits bei der Auslegung des Lüfteraggregats in die Berechnung einbezogen werden.



*Bild 14: Lüfteraggregat LK-60/500/R der Fa. Alutronic GmbH.
für 3500 W bei 40°C*

Schlußbetrachtung

Das Verhalten von Strömungen - wie hier im Speziellen bei Wärmeübergängen und Luftströmungen - ist physikalisch-mathematisch nicht eindeutig beschreibbar. Man kann die Flugbahn zum Mond genau berechnen und kommt - sofern man keinen Rechenfehler macht - auch tatsächlich dort an; was man für den Wärmewiderstand eines Kühlsystems leider nicht sagen kann.

Von den Physikern wurde viel meßtechnischer Aufwand betrieben und danach die Ähnlichkeitstheorie entwickelt, die beschreibt wie sich eine Strömung verhält, wenn diese und jene Randbedingungen und charakteristische Werte ähnlich sind. Die entscheidenden Arbeiten zur Ähnlichkeitstheorie stammen von dem Physiker Ernst Kraft Wilhelm Nußelt, der 1915 in Nürnberg geboren wurde und am 1.9.1957 in München starb. 1915 hat er die später nach ihm benannte Nußelt-Zahl eingeführt. Sein Hauptwerk ist die „Technische Thermodynamik“ in 2 Bd. (1934-44).

Die Qualität eines Wärmeübergangs ist einzig von der thermischen Grenzschichtdicke und ihrer Wärmeleitfähigkeit abhängig. Für jeden Kühlkörper, Lüfteraggregat oder Wärmetauscher muß daher die im Betrieb entstehende Grenzschichtdicke herausgefunden werden.

Die Nußeltzahl ist das Verhältnis der kennzeichnenden Abmessung zur Dicke der thermischen Grenzschicht. Es wird eine Ähnlichkeitsrelation zu den überschaubaren Verhältnissen an der ebenen Platte hergestellt. Vorausgesetzt wird immer, daß die Wandtemperatur über die ganze Fläche der Platte sowie die Luftdichte gleich sind. Durch die Vielzahl der Strömungsverhältnisse gibt es auch eine Vielzahl von Formeln für die Nußeltzahl, die jeweils mit anderen Randbedingungen angegeben werden. Es ist daher Ausschlaggebend für eine Berechnung, daß die den vorliegenden Verhältnissen entsprechende Formel angewendet wird.

Auf viele Detailfragen konnte in dieser kurzen Einführung nicht eingegangen werden. So kann z.B. bei stumpfen Kanten und hoher Luftgeschwindigkeit auch bei Werten unter der kritischen Reynoldszahl Turbulenzen auftreten, die aber wieder in laminare Strömung übergehen. Auch bei starken Strömungen mit Reynoldszahlen über dem kritischen Wert wird es vor allem bei Rohrströmungen (zwischen den Rippen von Kühlkörpern) einer Anlaufstrecke bedürfen, bis die Strömung wirklich turbulent wird.

Die in diesem Aufsatz genannten Formeln sind für überschlägige Betrachtungen ausreichend und die auf den Seiten 19, 24 und 28 genannten Faktoren für den Praktiker sehr hilfreich. Wer es genauer wissen will kommt um eine meßtechnische Bearbeitung seiner Aufgabe nicht herum.

Moderne Simulationsverfahren beruhen auf der Methode der infiniten Elemente. Damit können die Strömungsverhältnisse sehr gut abgebildet werden. Aber auch hier ist es Voraussetzung, daß die Randbedingungen mit entsprechender Genauigkeit eingegeben werden.

Literatur:

- a) D. van Leyen „Wärmeübertragung“ Siemens AG. 1971
- b) W. Wagner „Wärmeübertragung“ Vogel-Verlag 1981
- c) W. Wagner „Strömung und Druckverlust“ Vogel-Verlag 1992
- d) W. Bohl „Technische Strömungslehre“ Vogel-Verlag 1986
- e) F. Hell „Grundlagen der Wärmeübertragung“ VDI-Verlag 1982
- f) VDI-Wärmeatlas VDI-Verlag 1984