

Theorie und Praxis der thermisch-geschichteten Wasserspeicher

Citation for published version (APA):

van Koppen, C. W. J., Fischer, L. S., & van Wolde, J. T. T. (1977). Theorie und Praxis der thermisch-geschichteten Wasserspeicher. In *Rationelle Energienutzung durch Waerme-Speicherung : Tagung, Stuttgart 1977* (pp. 33-37). (VDI-Berichte; Vol. 288). VDI-Verlag.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1977

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

Theorie und Praxis der thermisch-geschichteten Wasserspeicher

Von Ir. L. S. Fischer, Prof. Dr. C. W. J. van Koppen und Ir. J. Th. T. van Wolde, Eindhoven

1. Einführung.

Von wissenschaftlichen Standpunkt gesehen ist das Energieproblem kein quantitatives aber ein qualitatives Problem. Der 1^e und 2^e Hauptsatz der Thermodynamik lassen über diese Aussage keine Zweifel: nur die Qualität der Energie kann verloren gehen. Jedoch ist von Wissenschaftlern nur ausnahmsweise versucht worden die Energieprobleme in thermodynamisch-qualitativem Sinne zu formulieren. Auch die Wärmespeicherung wurde meistens mehr praktisch-technisch als wissenschaftlich und fundamentele behandelt. Dieses ist zu bedauern weil ein einheitlicher Gedankenaustausch selbstverständlich durch das Fehlen allgemein erkannter Grundbegriffe erheblich erschwert wird.

Von Fischer u.a. [1] und von Koefoed [2] wurde vor einigen Jahren vorgeschlagen das thermodynamische Begriff Exergie an zu wenden zur Charakterisierung der Wärmespeicherung. Wie Fischer u.a. gezeigt haben können in dieser Weise speziell die Phänomene im thermisch-geschichteten Wasserspeicher eindeutig und klar beschrieben werden. Es können z.B. sinnvolle, quantitative Angaben gemacht werden über die Vorteile der Schichtung, und infolgedessen über die wirksame Lebensdauer der Schichtung.

Das Ziel dieses Referates ist die skizzierte Betrachtungsweise und ihre praktische Anwendung in breiterem Kreise zu erläutern. Als praktisches Beispiel wird der Wärmespeicher des Solarhauses der T.U., Eindhoven herangezogen.

2. Die Exergie gespeicherter Wärme.

Wenn eine Wärmemenge dQ mit einer Temperatur T bei einer Umgebungstemperatur T_u , thermodynamisch ideal in Arbeit transformiert wird, so beträgt die freikomende Menge Arbeit

$$dE = -\left(1 - \frac{T_u}{T}\right) dQ \quad (1)$$

Die restliche Wärme wird an die Umgebung abgeführt. Wenn die Wärmemenge dQ in einer Masseneinheit enthalten war (wir notieren dafür dq), dann erleidet die Masse einen Temperaturabfall:

$$dT = \frac{1}{c} dq \quad (2)$$

Werden die Wärmeabführung und die Transformation fortgesetzt bis die Temperatur auf die Umgebungstemperatur herabgesunken ist, so ergibt sich die maximale Menge Arbeit die, pro Masseneinheit, gewonnen werden kann:

$$e = \int_{T_u}^T \left(1 - \frac{T_u}{T_s}\right) c \cdot dT_s = \int_{T_u}^T c dT_s - T_u \int_{T_u}^T \frac{dT_s}{T_s} \quad (3)$$

Definitionsgemäß ist (3) identisch mit:

$$e = (i - i_u) - T_u (s - s_u) \quad (4)$$

Bei konstanter spezifischen Wärme kann (3) sofort integriert werden. Es ergibt sich:

$$e = c \left\{ (T - T_u) - T_u \left(\ln \frac{T}{T_u} \right) \right\} \quad (5)$$

Mittels Reihenentwicklung kann leicht bewiesen werden dass für $T \approx T_u$ die folgende Annäherung gilt:

$$e = \frac{c}{2T_u} (T - T_u)^2 \quad (6)$$

(5% Genauigkeitsgrenze bei $T = 1,08 T_u$)

Die Größe e ist in der Thermodynamik bekannt als der (spezifische) Exergie. Sie bildet ein eindeutiges Maß für die Qualität der bei der Temperatur T vorhandene Wärmemenge, bei vorgegebener Umgebungstemperatur T_u . Es sei bemerkt dass oben die Ableitung von e stark vereinfacht durchgeführt worden ist. Ein etwaiger Massenaustausch zwischen Wärmeträger und Umgebung sowie die Kompressibilität des Wärmeträgers sind vernachlässigt worden. Für unseren Zweck, die Charakterisierung von thermisch-geschichteten Wasserspeichern, reicht die Genauigkeit der abgeleiteten Formeln jedoch völlig aus:

Auf den ersten Blick kann es ziemlich willkürlich erscheinen die Exergie als Maß für die Qualität einer gespeicherten Wärmemenge heran zu ziehen. Zumal weil die Transformation der Wärme in Arbeit öfters nicht den Zweck des Aufbewahrens ist.

Es gibt aber keine andere fundamentelle Größe als die Exergie mit deren zugleich zum Ausdruck gebracht werden kann dass:

- nur Wärme bei einer Temperatur über einer gewissen Umgebungstemperatur für uns Menschen nützlich ist, und
- der Nutzen einer gegebenen Wärmemenge um so größer ist, wie größer der Unterschied ist zur Umgebungstemperatur.

Die Vorteile eines hohen Temperaturunterschiedes zeigen sich im Praxis in kleineren und billigeren Anlagen wenn irgendwelche Hochtemperaturwärmequellen für die Heizung zur Verfügung stehen. Wenn auch das Ersparnis nicht direkt aus der höherer Exergie berechnet werden kann, so bleibt immerhin das Vermeiden unnötiger Exergieverluste die beste allgemeine Richtschnur für den Entwurf wärmetechnischer Anlagen mit hohem Wirkungsgrade. Also: umso knapper und teurer die "Energie" wird, umso exergiebewusster werden wir durchaus vorgehen müssen.

3. Anwendung der Theorie auf einen thermisch-geschichteten Wasserspeicher.

Die Frage die bei der praktischen Anwendung des Exergiebegriffes immer wieder neu beantwortet werden muss, ist welche Temperatur als Umgebungstemperatur betrachtet werden soll. Offensichtlich bestimmt der praktischen Fall der vor Augen steht die richtige Antwort. Die Exergie ist gleich Null zu setzen wenn die Wärme, auch rein physikalisch gesehen, keinen Nutzen mehr bringen kann. Für Raumheizung liegt ein

derartiges Verhalten z.B. vor wenn die Temperatur der Wärme der erwünschten Raumtemperatur gleich ist, also ungefähr 295 K (22°C) beträgt. Für die Brauchwasserbereitung wäre eine Nulltemperatur von 345 K (72°C) angebracht, und für das aufwärmen frischer Ausenluft im Winter durchschnittlich 273 K (0°C). Wie sich später noch zeigen wird können in einem einzigen Wohnhauswärmespeicher diese verschiedene Nulltemperaturen einigermaßen kombiniert werden. Vorläufig aber beschränken wir die Überlegungen, insoweit sie numerischer Art sind, auf einem thermisch-geschichteten Wasserspeicher mit einer Niedrigsttemperatur von 295 K und einer Höchsttemperatur von 345 K. Die Niedrigsttemperatur wird dabei zugleich als Nulltemperatur betrachtet. Die Höchsttemperatur ist hinreichend für eine etwaige Brauchwasserbereitung.

Drei für Berechnungen leicht zugängliche Temperaturverteilungen die in einem derartigen Wasserspeicher auftreten können sind in Figur 1 angegeben. Es handelt sich, in Reihenfolge der Nummerierung, um einen linearen-, einen harmonischen-, und einen sprunghaften Temperaturanstieg. In allen drei Fällen beträgt die mittlere Temperatur 320 K.

Der Exergieinhalt des Speichers kann mit (4) in Prinzip leicht berechnet werden. Zur Beurteilung des Effektes der thermischen Schichtung ist es zweckmäßig das Verhältnis zu bestimmen zwischen den tatsächlichen Exergieinhalt und die Exergie die bei demselben totalen Wärmeeinhalt minimal im Speicher vorhanden ist. Dieses Minimum stellt sich ein bei uniformer Temperatur.

Die allgemeine Gleichungen für das (Exergiegewinn-)Verhältnis sind:

$$r = \frac{E}{E_{\min}} = \frac{\bar{e}}{e_{\min}} \quad (7)$$

$$\bar{e} = \frac{E}{M} = \frac{1}{M} \int \{i - i_u\} + t_u (s - s_u) \} dM \quad (8)$$

und

$$e_{\min} = \frac{E_{\min}}{M} = \{i_m - i_u\} + T_u (s_m - s_u) \quad (9)$$

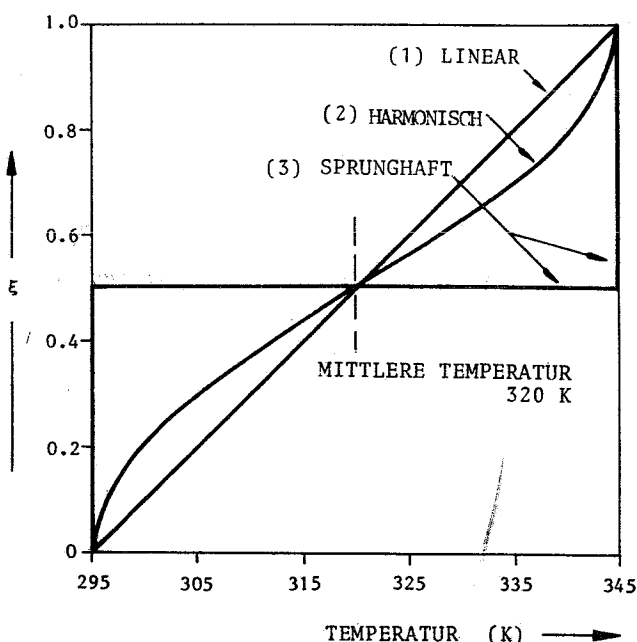


Bild 1. Drei Stylisierte Temperaturverteilungen im Speicher

Der Index m deutet auf die Speicherung des totalen Wärmeeinhalts bei uniformer Temperatur hin. Diese Temperatur folgt die Gleichung:

$$\int_{T_u}^{T_m} c \, dT_s = \bar{i} - i_u = \frac{1}{M}(I - I_u) = \frac{1}{M} \int (i - i_u) dM \quad (10)$$

Wenn die spezifische Wärme des Wärmeträgers konstant ist können (7) bis (10) vereinfacht werden in gleicher Weise wie vorher (3). Die Temperatur T_m wird dann die mittlere Temperatur des Wärmeträgers.

Die Resultaten derartig vereinfachter Berechnungen zeigen dasz für die drei in Figur 1 skizzierte Temperaturverteilungen die Exergiegewinnverhältnisse sich bzw. belaufen auf 1,30; 1,44 und 1,90. Der letzte Wert ist der höchste der überhaupt bei den gegebenen Temperaturgrenzen und mittlerer Temperatur erreicht werden kann. Die zugehörige Temperaturverteilung stellt aber einen Ausnahmefall da.

4. Der Exergieverfall.

Eine wichtige praktische Frage ist wie schnell die thermische Schichtung und der zugehörige Exergiegewinn unter Einfluss der Wärmeleitung abnehmen. Die Beantwortung dieser Frage erfordert die Lösung der instationären Wärmeleitungsgleichung:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (11)$$

oder, in dimensionsloser Darstellung:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} \quad (12)$$

(Siehe Formelzeichen)

Die klassische Lösung von (12) ist:

$$\theta = \frac{1}{2} + \sum_{n=0}^{\infty} C_n \{ \exp(-n^2 \pi^2 \tau) \cos n \pi \xi \} \quad (13)$$

Die Werte von C_n hängen nur von der ursprünglichen Temperaturverteilung ab. Für den linearen Temperaturanstieg (1) in Figur 1 ergibt sich:

$$C_n = -\frac{4}{n^2 \pi^2} \quad (n = 1, 3, 5, \dots) \quad (14)$$

Für den harmonischen Temperaturanstieg geht die Zahl der Konstanten auf eins zurück:

$$C_1 = -\frac{1}{2} \quad (15)$$

Der sprunghafte Temperaturanstieg führt zur Konstantenreihe:

$$C_n = -(-1)^n \frac{2}{(2n+1)\pi} \quad (n = 0, 1, 2, \dots) \quad (16)$$

Die Figur 2 zeigt, in teilweise dimensionsloser Form, wie die Temperatur und die Exergie im Laufe der Zeit abnehmen für einen ursprünglich linearen Temperaturanstieg.

Erwartungsgemäß entwickelt der linearen Temperaturanstieg dich ziemlich schnell zu einem harmonischen Temperaturanstieg, der sich anschließend allmählich zur mittleren Temperatur abschwächt. Das spezifische Exergiegewinnverhältnis nähert sich im Laufe der Zeit allmählich den Wert 1 an. Bemerkenswert ist dasz die mittlere spezifische Exergie beim Ausgleichprozess kleiner wird, im Gegensatz zur mittleren Temperatur, die konstant bleibt (angenommen ist dasz der Speicher perfekt isoliert ist).

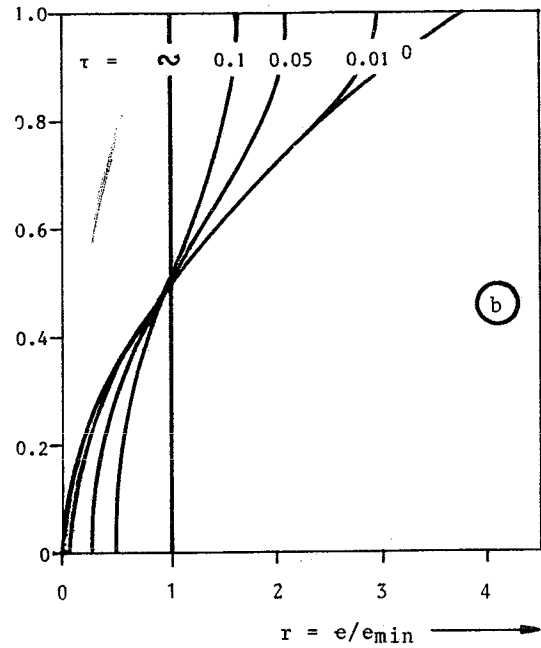
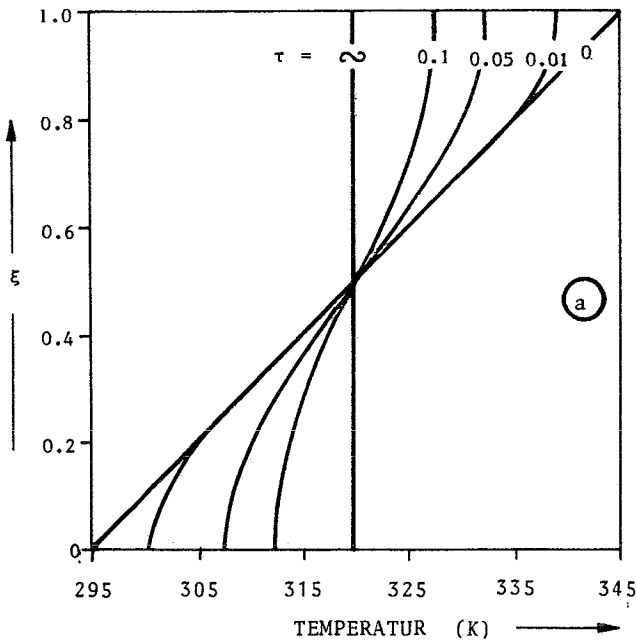


Bild 2. Zerfall der Thermischen Schichtung
a = Temperatur, b = Exergie

Zur Gesamtbeurteilung des Temperatur- und Exergieausgleiches ist in Figur 3 angegeben wie schnell die Temperaturen ihren Endwert annähern und in Figur 4 dasselbe für die Exergieüberschüsse. Der Exergieüberschuss ist hier definiert als der Differenz zwischen der tatsächlichen totalen Exergie im Speicher und der minimalen Exergie. d.h. bei uniformer Temperatur.

Aus den Figuren 3 und 4 zeigt sich dasz die Halbierungszeit für die Exergieüberschüsse ungefähr ein Faktor 2 kleiner ist als für die Temperaturen. Daraus folgt, wenn die Exergie als Masz für die Qualität der Wärme genommen wird, dasz die Vorteile der thermischen Schichtung ungefähr zwei mal so schnell abnehmen als die mit der Schichtung verbundenen Temperaturunterschiede. Diese Folgerung ist im Einklang mit dem auf Erfahrung beruhenden Gefühlen dasz kleinere Temperaturdifferenzen im Praxis unverhältnismäßig schwierig zunutze gemacht werden können. Ein runder Wert für die dimensionslose Halbierungszeit des Exergieüberschusses ist 0,030 (Figur 4). Der Meinung der Autoren nach ist diese Zeit das beste Durchschnittsmasz für den "Lebensdauer" einer thermischen Schichtung.

Für eine Schichtung in Wasser von 320 K (47°C, $\lambda = 0,64 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $\rho = 990 \text{ kg/m}^3$, $c = 4190 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$) kann daraus direkt als Faustformel für den Lebensdauer abgeleitet werden:

$$L(\text{in Tage}) \approx 2,25 H^2 \quad (\text{in m}^2) \quad (17)$$

wenn H die Höhe der Schichtung ist.

In einem Wasserspeicher wird im allgemeinen die Höhe des Speichers maszgebend für H sein. Die Faustformel zeigt dasz für ein Tageswasserspeicher eine Höhe von 0,7 m schon hinreicht um eine thermische Schichtung praktisch verwenden zu können. Für einen Halbjahreswasserspeicher aber stellt eine Höhe von etwa 10 m ein Mindestmasz da.

Zur Faustformel sei noch bemerkt dasz der Koeffizient korrigiert werden muss wenn die Wärmeleitfähigkeit der Wände des Behalters im Vergleich zur Wärmeleitfähigkeit des Wassers einen beträchtlichen Wert hat. In erster Annäherung möchte in derartigen Fällen die Gesamtleitfähigkeit von Wasser und Wänden in Rechnung getragen werden.

4. Die Praxis des thermisch-geschichteten Wasserspeichers.

Es ist nicht zweckvoll einen thermisch-geschichteten Wasserspeicher an zu wenden wenn nicht die ganze zugehörige Anlage exergie-ausnutzend geplant und gefahren wird. Diese Ausnutzung der Exergie erfordert z.B. in einer Solarheizung dasz:

- die Mischung von Flüssigkeiten verschiedener Temperaturen möglichst vermieden wird, und keine Mischventile zur Regelung verwendet werden,
- alle Wärmetauscher im Gegenstrom und mit kleinen Temperaturdifferenzen arbeiten,
- ein hintergeschaltetes Raumheizungssystem auf niedriger Vorlauftemperaturen ausgelegt ist,
- etwaige vorgeschalteten Sonnenkollektoren eher mit niedriger Kühlmittelmenge und hohem Temperaturanstieg als umgekehrt gefahren werden.

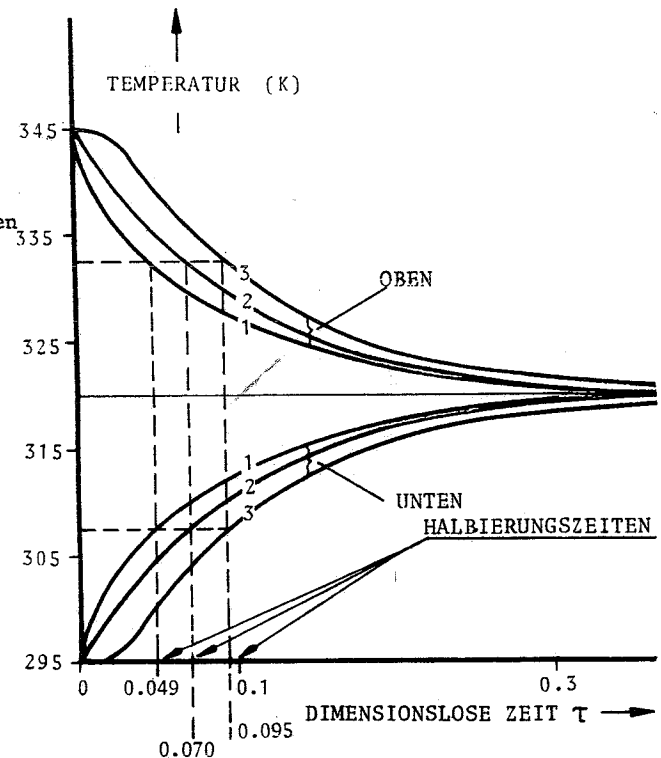


Bild 3. Zerfall der Temperaturunterschiede für die Temperaturverteilungen aus Bild 1

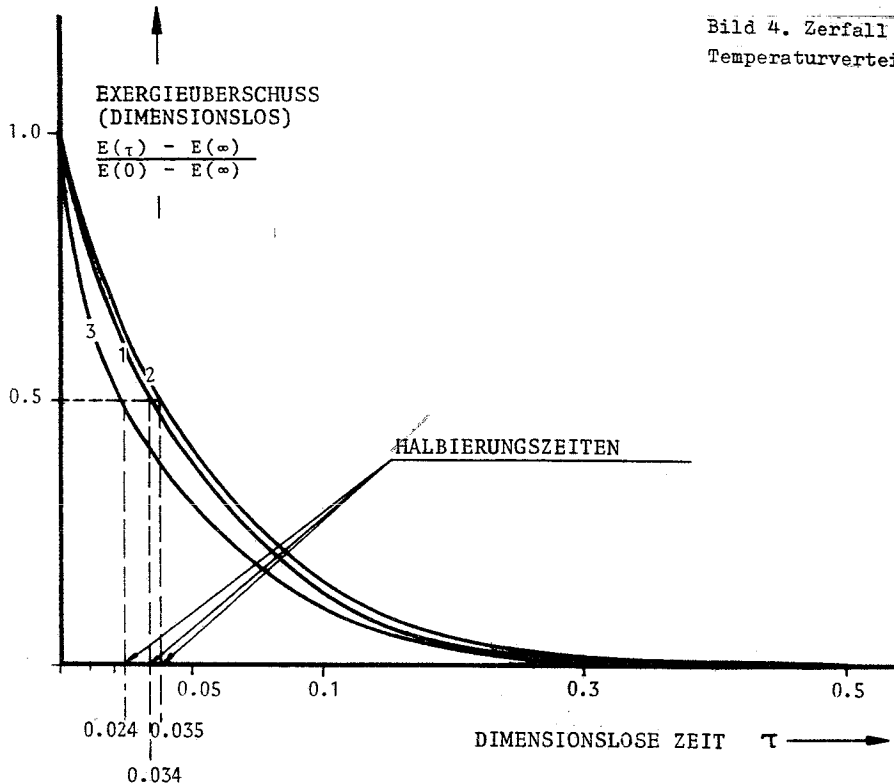


Bild 4. Zerfall des Exergieüberschusses für die Temperaturverteilungen aus Bild 1

Die Notwendigkeit dieser Massnahmen wird bis jetzt bei Solaranlagen noch verschleiert von der Tatsache dasz diese Anlagen fast ausnahmslos mit Zusatzheizung arbeiten. Die Exergieverluste können dann von einer heizen Gas- oder Ölflamme leicht kompensiert werden. Wenn aber Jahresspeicher nachher die Aufgabe der Zusatzheizung übernehmen müssen, gibt es einen solchen leichten Ausweg nicht mehr. Selbstverständlich sollen die oben erwähnte Massnahmen in wohlbilanzierter Weise getroffen werden. Es hat z.B. keinen Sinn die Austrittstemperatur eines Kollektors höher zu treiben als für die Brauchwasserbereitung erforderlich ist. Auch aus wirtschaftlichen Gründen sind den genannten Massnahmen Grenzen gesetzt. Der wichtige Punkt aber ist dasz ein exergiebewussteres Vorgehen sich auf alle Apparate richten soll wo Exergie verschwendet werden kann, und nicht nur auf einige.

Als praktisches Beispiel der Exergiekonservierung zeigt die Figur 5 den Aufbau des 4 m³ Tagesspeichers

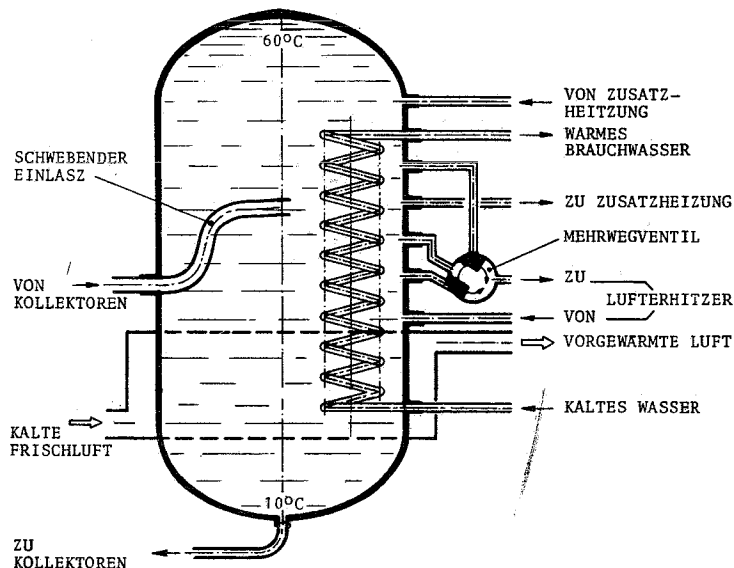


Bild 5. Schema des Exergiekonservierenden Wasserspeichers

im Solarhaus der T.U. Eindhoven. Die Temperatur des Wassers im Speicher steigt an von 10°C unten auf 60°C oben im Speichergefäß. Zur Aufrechterhaltung der Schichtung und Exergie wurden hier fünf Massnahmen getroffen:

- Das Wasser aus die Solarkollektoren wird mittels eines schwebenden Einlasses in den Speicher geleitet. Der Einlass ist ein dünnwandiger Kunststoffschlauch. Die Auftriebskräfte auf dem (Wasser im) Schlauch treiben die Mündung des Schlauches zu die Ebene im Gefäß, wo die Temperatur gleich ist an der Temperatur des Wassers im Schlauch. Wie Berechnungen und Experimente zeigen [1] ist die Temperaturgenauigkeit des schwebenden Einlasses sehr gut ($\pm 2^\circ\text{C}$). Der Schlauch passt sich ruhig und schnell wechselnden Verhältnissen an. Die Strömungsgeschwindigkeit im Schlauch soll auf $0,1 \text{ m s}^{-1}$ beschränkt bleiben um Schwingungen zu vermeiden.
- Die Wasserentnahme für den Lufterhitzer wird von einem Mehrwegregelventil dem jeweiligen Wärmebedarf des Hauses angepasst. Das Ventil wird von einem Temperaturregler im Wohnzimmer gesteuert (tatsächlich sind 5 Auslassöffnungen im Speicher vorhanden; klarheitshalber sind in Figur 5 nur zwei gezeichnet). J. van Wolde [3] hat nachgewiesen dasz die Regelung die Exergieverluste um ein Faktor 2 verringert im Vergleich zu einem Mischventil.
- Für die Brauchwasserbereitung ist ein Aufwärmrohr von unten nach oben im Speicher angebracht. Die Aufwärmung in Gegenstrom verstärkt die thermische Schichtung.
- Die zum Ventilieren des Hauses angesaugte Frischluft wird am unteren Teil des Speichers entlang geführt. Die Vorwärmung der Luft entspricht eine Abkühlung des Wassers, die sowohl als eine Ausnutzung der noch vorhandene Exergie wie als eine Verbesserung der Vorlauftemperatur für die Sonnenkollektoren gedeutet werden kann. Im vergangenen Winter wurden öfters Vorlauftemperaturen unter 10°C erreicht.
- Die Wärmetauschfläche des Lufterhitzers wurde erheblich grösser bemessen als in Luftklimaanlagen üblich ist. Der Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Luft bleibt dadurch beschränkt auf 5°C , durchschnittlich.

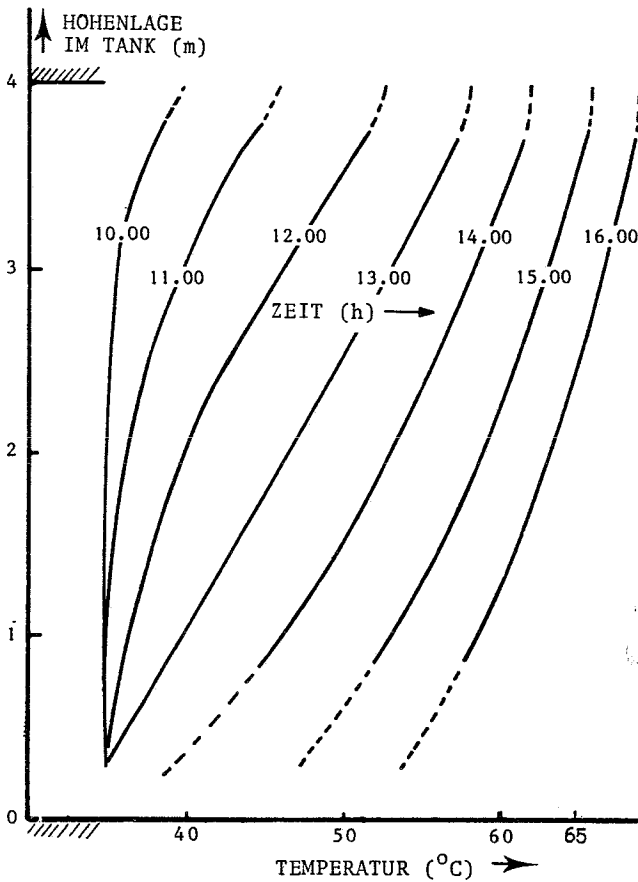


Bild 6. Entwicklung der Temperatur im Speicher während eines sonnigen Tages

Der Speicher hat sich im vergangenen Winter gut bewährt. Nur im unteren Teil wurde manchmal ein Rückgang der Schichtung beobachtet. Wegen des niedrigen Ausdehnungskoeffizienten des Wassers bei niedrigen Temperaturen ist die Schichtung in diesem Teil am verwundbarsten. Die niedrige Strömungsgeschwindigkeiten im Speicher ($< 0.2 \text{ m s}^{-1}$) sind hier offensichtlich unter Umständen noch zu hoch. Irgendwelche Dämpfungsplatten wären hier vielleicht zu empfehlen. In Figur 6 wird ein Beispiel gegeben wie die Schichtung sich im Praxis verhält. Am Beginn des Tages war die Temperatur im ganzen Speicher durch speziellen Masznahmen auf uniform 35°C gebracht. Ab 9.00 Uhr fing die Wärmelieferung des Kollektors an. Wie aus die Figur hervorgeht bleibt die Lieferung fast ausschliesslich zum obersten Teil des Speichers beschränkt. Offensichtlich ist der schwebende Einlass zu diese Stelle hoch getrieben. Die Wärmeübertragung der Schlauchwand ergibt noch eine geringfügige Aufwärmung niedrigere Teile (Wärmedurchgangskoeffizient der Wand $\approx 300 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$). In Laufe des (sonnigen) Tages steigt die Endtemperatur des Kollektorwassers monoton an und bleibt infolgedessen die Lieferung dem obersten Teil vorbehalten. Mit der gesamten Wasserbewegung schieben die Temperaturlinien dabei $0,85 \text{ m}$ pro Stunde nach unten. Nach 16.00 Uhr stoppte an diesem Tag die Wärmelieferung zu den Speicher, weil (automatisch) auf Kollektorwärmeabfuhr mittels eines Kühlrohres im Erdreich umgeschaltet wurde zur Vermeidung von Überhitzung.

5. Schlussbetrachtung.

Die obenstehende Auseinandersetzungen zeigen wie das thermodynamische Begriff Exergie zur Charakterisierung eines thermisch-geschichtete Wasserspeichers und zur Orientierung beim Entwurf herangezogen werden kann. Es musz aber klar sein dasz im wesentlichen die

Reichweite des Begriffes Exergie viel grösser ist. Fast alle technische Wege die uns zur Verbesserung der Energieverzorgung zur Verfügung stehen können als Methoden zur Konservierung der Exergie gedeutet werden. Einfach, weil es sich im Grunde um ein qualitatives Problem handelt.

Formelzeichen

a	Temperaturleitzahl	$\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$
c	spezifische Wärme	$\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
C_n	Konstanten in Fourier Reihe	-
E	Gesamtexergie im Speicher	J
e	spezifische Exergie	J kg^{-1}
H	Höhe des Speichergefäßes	m
i	spezifische Enthalpie	J kg^{-1}
I	Gesamtenthalpie im Speicher	J
L	Halbierungszeit	s, Tag
M	Gesamtmasse im Speicher	kg
q	entnommene Wärme pro Masseinheit	J kg^{-1}
Q	übertragene Wärme	J
r	Exergiegewinnverhältnis (E/ E_{min})	-
s	spezifische Entropie	$\text{J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}$
t	Zeit	s
T	Temperatur, meist lokal	K
x	Höhenlage im Speicher	-
θ	dimensionslose Temperatur $(T-T_u)/(T_m-T_u)$	-
λ	Wärmeleitzahl	$\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
ξ	dimensionslose Höhenlage (x/H)	-
ρ	spezifische Dichte	kg m^{-3}
τ	dimensionslose Zeit (at/ H^2)	-

Indizes

- über Formelzeichen: mittlere Wert
- m mittlere Temperatur
- min minimal (bei uniformer Temperatur)
- u bei Temperatur T_u (Temperatur der Wärmesenke für die Exergie)
- s variabel

Schrifttum

- 1 Fischer, L.S., Kopp en, C.W.J. van, and Mennink, B.D., The Thermodynamics and Some Practical Aspects of Thermally Stratified Heat Storage in Water, Eindhoven Un. of Technology, Rep. WPS3.75.11.R247 (Nov. 1975).
- 2 Koefoed, J., Thermal Exergy and its Storage, in: Thermal Energy Storage, Report NATO Science Committee Conference, 1st - 5th March, 1976, Turnberry, Scotland.
- 3 Wolde, J.T.T. van, De optimalisatie en regeling van het verbruikscircuit van een zonneverwarmingsinstallatie (Die Optimierung und Regelung der Wärmeentnahme bei einer Solarheizung). T.U. Eindhoven, Bericht WPS3.76.11. R265 (Nov. 1976).