

# Wirtschaftliches Heizen mit Wärmepumpen

Autor(en): **Ostertag, A.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **76 (1958)**

Heft 45

PDF erstellt am: **08.08.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-64079>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrücke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

serkräfte des Vorderrheingebietes im Auge behaltenden Bedingungen genehmigt und in Angriff genommen worden. Auch im Gebiet des Glenners sind ebenfalls noch von anderer Seite Projekte für die noch freien Wasserkräfte aufgestellt worden. Hier geht es vor allem um eine eventuelle Mitbenützung des projektierten Stausees auf der Greina (Bild 11) zwecks Speicherung eines Teils der Sommerabflüsse des Glenners, da das ursprünglich bei Silgin vorgesehene Staubecken aus geologischen Gründen, wenn überhaupt erstellbar, nur in bescheidenem Ausmass verwirklicht werden kann.

Nach den bei internationalen Kraftwerkprojekten gewöhnlich lange dauernden Verhandlungen befindet sich die Kraftwerkgruppe Valle di Lei-Hinterrhein im Bau, so dass nun am *Hinterrhein* bis zur Einmündung der Albula eine Kraftwerkgruppe bedeutenden Umfanges im Entstehen begriffen ist. Anschliessend daran folgen zwei projektierte Kraftwerkstufen der Patvag bis Reichenau und eine weitere am vereinigten Rhein bei Ems, welche vom Post- und Eisenbahndepartement schon anfangs 1957 genehmigt worden sind. Es sind auch bereits Bestrebungen im Gange für die Nutzung des Rheins bis zur lichtensteinischen Grenze (punktiertes Band längs des Rheins); diese Projekte haben aber noch keine konkrete Gestalt angenommen. Wie im Wallis an der Rhone, so zeigt sich auch hier am vereinigten Rhein, dass mit zunehmendem Ausbau von Speicherseen im oberhalb liegenden Einzugsgebiet die Erstellung von Laufkraftwerken mehr und mehr in den Bereich der in Betracht kommenden Möglichkeiten rückt.

An den *Zuflüssen des Rheins und des Hinterrheins* sind noch folgende Projekte von Bedeutung:

Landquart: Veredelung der Produktionsmöglichkeit des bestehenden Kraftwerkes Küblis durch Erstellung eines Stausees im Vereinaltal mit neuer Stufe bis Klosters, sowie eine in ihrer generellen Disposition noch zu wenig bekannte Stufe anschliessend an das Kraftwerk Küblis (punktiertes Band längs der Landquart). — Plessur: Wie bei der Landquart besteht auch hier noch die Möglichkeit, eine obere Stufe mit grösserem Speicher zu erstellen. — Obere Albula/Landwasser: Es liegt ein Gesamtausbauplan vor, der drei Zentralen umfasst. Vor kurzem hat die kantonale Behörde die von den Gemeinden erteilten Konzessionen genehmigt, so dass der Baubeginn nicht mehr lange auf sich warten lassen wird. — Als letzte Möglichkeiten an der Julia und ihren Seitenbächen sei noch auf die beiden Projekte der Stadt Zürich zwischen der bestehenden Zentrale Tinzen des Marmoreraerwerkes und der Wasserfassung des Kraftwerkes Tiefencastel hingewiesen, deren Verwirklichung aber erst nach Beendigung der gegenwärtig im Bau befindlichen Bergellerwerke der Stadt Zürich, sowie der Kraftwerkgruppe Valle di Lei-Hinterrhein, an welcher die Stadt Zürich beteiligt ist, spruchreif werden dürfte.

Pro memoria sei noch darauf hingewiesen, dass der Gesamtausbauplan für das Einzugsgebiet der Moesa im vorhergehenden Unterabschnitt 7. Tessingebiet erwähnt wurde.

(Schluss folgt)

## Wirtschaftliches Heizen mit Wärmepumpen

Von A. Ostertag, dipl. Ing., Zürich

DK 621.577:697.1.003

Die Frage des zweckmässigen Einsatzes von Wärmepumpen für die Raumheizung stand während und unmittelbar nach dem zweiten Weltkrieg im Brennpunkt des Interesses. Sie wird sich, wenn auch in etwas anderer Form, neu stellen, wenn die Versorgung mit fossilen Brennstoffen ernsthaft gestört werden sollte, was im Hinblick auf die gespannte aussenpolitische Lage keineswegs ausgeschlossen ist. Aber auch in Zeiten wie der gegenwärtigen, da sich das Wirtschaftsleben weitgehend ungehemmt entfalten kann, bieten sich immer wieder Möglichkeiten, Gebäude mit Wärmepumpen zu heizen. Die Entwicklung dieser Heizweise wurde seit ihren Anfängen in der Schweizerischen Bauzeitung eingehend verfolgt [1 bis 8]\*). Es dürfte angezeigt sein, an dieser Stelle die für ihren Einsatz massgebenden Gesichtspunkte näher zu beleuchten.

### 1. Grundsätzliche Überlegungen

Handelt es sich ausschliesslich um das Heizen von Räumen im Winter, so bezweckt das Eingliedern von Wärmepumpen in die Wärme-Erzeugungsanlagen in erster Linie das Einsparen von Brennstoffen. Als weitere Vorteile sind zu nennen die Verringerung der Unannehmlichkeiten durch Rauch, Russ, Brennstoffanfuhr und Schlackenabfuhr sowie eine geringere Beanspruchung des Bedienungspersonals. Nun sind aber reine Raumheizanlagen schlecht ausgenutzt. Sie müssen für niedrige Aussentemperaturen gebaut werden, die nur äusserst selten vorkommen. Der Ausnützungsgrad, d. h. das Verhältnis des tatsächlichen Wärme-Bedarfs zur bei durchgehendem Vollastbetrieb möglichen Wärme-Erzeugung beträgt z. B. für Zürich (bei einer Innentemperatur von 20° C) nur rund 20%. Aus diesem Grund wäre es unwirtschaftlich, die kostspieligen Wärmepumpen für die volle Leistung auszubauen. Man begnügt sich vielmehr mit einer Teilleistung, die je nach den Verhältnissen nur etwa 35 bis 40% der vollen beträgt, jedoch während längerer Zeit ganz ausgenutzt werden kann. Damit wird der weitere Vorteil gewonnen, dass die Wärmepumpen mit niedrigen, dem jeweiligen Heizleistungsbedarf entsprechenden Vorlauftemperaturen betrieben werden können, so dass der Energiebedarf in vertretbaren

Grenzen bleibt und sich in vielen Fällen normale Kältekompressoren verwenden lassen.

Infolge dieser Beschränkung auf Grundlastdeckung ist eine brennstoffgefeuerte Kesselanlage von voller Leistung für die Deckung des Spitzenbedarfs nötig. Diese Anlage steht nur an wenigen, sehr kalten Tagen und auch dann nur zeitweilig in Betrieb, so dass sie einfach und ohne Rücksicht auf beste Wirkungsgrade gebaut sein kann. Da sie aber rasche Laständerungen bewältigen muss, werden namentlich an die Feuerung gewisse Anforderungen gestellt. Diese lassen sich mit Oel, Gas oder Kohlenstaub am besten erfüllen, was zugleich einen selbsttätigen Betrieb und entsprechende Personaleinsparungen ermöglicht.

Die Kesselanlage bedeutet nicht nur eine volle Reserve für allfällige Betriebsausfälle der Wärmepumpen, sondern bietet auch die Möglichkeit, Betriebspausen einzuschalten. Dies kann erwünscht sein, wenn z. B. bei ganz kaltem Wetter die Wärmequelle wegen Vereisungsgefahr des Verdampfers nicht mehr benützbar ist, oder wenn bei trockenen Wintern an elektrischer Energie gespart werden muss. Eine solche Rücksichtnahme auf die Liefermöglichkeiten des zuständigen Elektrizitätswerks rechtfertigt einen günstigen Strompreis. Man kann dabei noch weiter gehen, indem man sich z. B. zum Einhalten von Betriebspausen während der Zeit der Mittagsspitzen verpflichtet. Da diese nur etwa eine Stunde dauern, kann sich die Unterbrechung des Heizbetriebs im allgemeinen nicht nachteilig auf das Raumklima auswirken. Diese Anpassungsfähigkeit mildert den energiewirtschaftlich nachteiligen Umstand, dass fast ausschliesslich Winterenergie gebraucht wird, die in Ländern wie die Schweiz mit vorwiegend hydraulischer Energieerzeugung seltener und teurer ist als Jahresenergie. Wo die elektrische Energie hauptsächlich thermisch erzeugt werden muss, kommt sie gegenüber Brennstoffen so hoch zu stehen, dass sich die Aufwertung von Umweltwärme nur unter ausnahmsweise günstigen Verhältnissen hinsichtlich Wärmequelle und Heizaufgabe wirtschaftlich rechtfertigen lässt.

Eine Wärmepumpe für Raumheizung ist somit als reine Zusatzeinrichtung zu bewerten, die in Verbindung mit einer brennstoffgefeuerten Kesselanlage steht. Sie ist dort angezogen, wo diese Kombination bei gleichem Wärmelieferungs-

\*) Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes.

programm nicht nennenswert höhere Jahreskosten ergibt als eine gleichwertige Kesselanlage. Bei diesem Vergleich sind die Versorgungssicherheiten und die voraussichtlichen Preisentwicklungen für Brennstoffe und Elektrizität innerhalb der Amortisationsdauer mitzubedenken. Es wäre durchaus irreführend, dabei nur mit stabilen Verhältnissen rechnen zu wollen. So haben die beiden Weltkriege nicht nur unerhörte Preissteigerungen für Brennstoffe, sondern auch Schwierigkeiten in der Beschaffung von sehr teuren Ersatzbrennstoffen sowie Einschränkungen und Umstellungen in der Betriebsführung mit beträchtlichen Mehrkosten gebracht, die in vielen Fällen bei Wärmepumpeheizung wesentlich geringer ausgefallen wären. Es ist nicht vorzusehen, ob sich derartige Verhältnisse wiederholen werden. Zu befürchten ist, dass bei aussenpolitischen Konflikten Versorgungsstörungen auch im Elektrizitätssektor vorkommen können. Um so wertvoller dürfte eine Wärmebeschaffung aus zwei voneinander unabhängigen Quellen sein. Für sie rechtfertigen sich denn auch gewisse Mehraufwendungen in ruhigen Zeiten. Es genügt, in diesem Zusammenhang z. B. an die Auswirkungen der Suezkrise auf die Oelmärkte zu erinnern.

Die kombinierte Wärmeversorgung lässt sich etappenweise ausbauen. Da die Heizkessel der vollen Leistung genügen müssen und so den Heizbetrieb für sich allein zu tragen vermögen, kann die zusätzliche Wärmepumpe noch nach Jahren, z. B. als Arbeitsbeschaffungsmassnahme hinzugefügt werden. Sie dürfte sich alsdann mit geringeren Erstellungskosten ausführen lassen.

## 2. Die Wärmequelle

Bekanntlich besteht die Aufgabe einer Wärmepumpe darin, Umweltwärme von niedriger Temperatur auf das für den jeweiligen Zweck erforderliche höhere Temperaturniveau aufzuwerten. Die erste Vorbedingung für die Verwirklichung dieses Verfahrens ist die Verfügbarkeit über geeignete Wärmequellen. Als solche kommen grundsätzlich zwei Gruppen in Frage, nämlich Abwärmen z. B. in Form von industriellen Abwässern, warmen Gasen und Dämpfen, sowie warmer, stark feuchter Abluft, und natürliche Wärme in Form von Quell- oder Grundwasser, Fluss-, See- oder Meerwasser, Erdboden oder Aussenluft.

Günstig sind vor allem unentgeltlich nutzbare Abwärmen, wie sie insbesondere als Kühlwasser in zahlreichen Betrieben anfallen. Es ist eine Aufgabe vorausschauender Planung industrieller und gewerblicher Anlagen, gleichzeitig auch die Wärmeversorgung der zugehörigen und benachbarter Gebäude unter Nutzung der anfallenden Abwärmen abzuklären. Dabei wird sich zeigen, ob diese Wärmen mit so hohen Temperaturen zur Verfügung gestellt werden können, dass sie sich unmittelbar oder unter Zwischenschaltung von Austauschern zum Heizen verwenden lassen oder ob eine tiefere Abgabetemperatur zweckmässiger ist, wobei dann aber die Wärme aufgewertet werden muss. Dabei kann die für unmittelbare Heizung noch verwendbare Mindesttemperatur, wie noch zu zeigen sein wird, verhältnismässig niedrig (bei Radiatorenheizung zu etwa 50° C) angesetzt werden, so dass in vielen Fällen Kühlwasser verwendbar ist.

Unter den natürlichen Wärmequellen sind Quell- und Grundwasser wegen ihrer verhältnismässig hohen, das ganze Jahr hindurch fast gleichbleibenden Temperatur (von 10 bis 12° C) technisch die vorteilhaftesten. Sie stehen aber nur selten in für grössere Anlagen genügendem Masse zur Verfügung. Ueberdies sind hier möglicherweise Nutzungsrechte zu erwerben und Gebrauchsgebühren zu bezahlen, selbst dann, wenn das abgekühlte Wasser dem Grundwasserstrom wieder zurückgegeben wird. In solchen Fällen wären überdies wirksame Massnahmen zum Schutz des Grundwassers gegen Verunreinigung durch Kältemittel bei Undichtwerden des Verdampfers zu treffen.

Bei Flüssen kann die Wassertemperatur im Verlauf von aussergewöhnlichen Kälteperioden und beim Auftauen des Eises bis unter 1,5° C sinken, so dass ein Wärmeentzug nicht mehr möglich ist [6]. Vor jedem Bauvorhaben sind daher genaue Aufnahmen über den Temperaturverlauf während genügend langer Zeit vorzunehmen. Aus ihnen lässt sich die voraussichtliche Dauer der infolge ungenügender Temperatur erforderlichen Betriebspausen bestimmen und die Frage beantworten, ob der betreffende Flusslauf als Wärmequelle überhaupt genützt werden kann oder nicht. Sie wird meist bejaht wer-

den können, wenn es sich um den Ausfluss eines Sees handelt und die Nutzungsstelle nicht weit vom See-Ende entfernt liegt. Die noch nutzungsfähige Temperaturgrenze liegt bei etwa +1,7° bis +2,0° C; die Abkühlung wählt man möglichst klein (0,2 bis 0,3° C). Da bei Flüssen Vereisungen der Verdampfer vorkommen können, sind diese Apparate dementsprechend zu bauen (z. B. als Steilrohrapparate mit Verdampfung in den Rohren und Flusswasserumspülung ausserhalb der Rohre).

Bei Seen ist das Wasser an einer Stelle zu entnehmen, an der möglichst wenig Verunreinigungen vorkommen und die Temperatur nie wesentlich unter +4° C sinkt. Da man dazu auf Tiefen von 20 bis 30 m gehen muss, ergeben sich bei den meist flachen Ufern verhältnismässig lange, kostspielige Leitungen, die die Wärmekosten belasten. Um diese zu verringern, kann man eine weniger tiefe Fassungsstelle in Betracht ziehen, muss dann aber mit niedrigeren Wassertemperaturen, also mit grösseren Wassermengen oder mit Betriebspausen rechnen. Die Verdampfer werden mit Vorteil dicht am Ufer angeordnet, so dass das abgekühlte Wasser frei in den See ausfliessen kann und keine grossen Pumpenarbeiten zu leisten sind.

Befindet sich die Wärmequelle in einiger Entfernung vom Aufstellungsort der Anlage, so ist es im allgemeinen vorteilhaft, den Verdampfer in unmittelbarer Nähe der Quelle aufzustellen und den Ferntransport in Form von Kältemitteldampf vorzunehmen. Dabei sind die in den Boden verlegten Fernleitungen nicht zu isolieren und es treten keine Wärmeverluste auf. Werden übliche Kolbenkompressoren verwendet, so sind namentlich bei grösseren Entfernungen zweckdienliche Massnahmen zur Sicherung des Schmiermittel-Kreislaufs zu treffen.

Da die Verdampfer bei Fluss- oder Seewasser wegen Vereisungsgefahr mit sehr geringen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle und Kältemittel arbeiten müssen, ist ein Mittel zu verwenden, das auch unter diesen Bedingungen einen guten Wärmeübergang aufweist. Das ist bei Ammoniak der Fall, nicht aber bei Freonen. Hier sinkt die Uebergangszahl mit der Flächenbelastung so stark ab, dass man bei den üblichen Verdampferbauformen nicht unter Temperaturdifferenzen von 6 bis 7° C hinunterkommt. Man müsste das Kältemittel mittels Pumpen umwälzen, um so die Uebertragungsfächen intensiv zu bespülen, was aber zusätzliche Kosten und etwelche Komplikationen ergäbe, die sich nur bei grossen Anlagen verantworten liessen.

Ein Wärmeentzug aus dem Erdreich wird wegen seiner vegetationshemmenden Wirkung nur bei kleinen Anlagen und nur selten in Betracht gezogen werden dürfen. Das selbe ist von der Aussenluft zu sagen, die sich deshalb schlecht eignet, weil die Heizleistung mit sinkender Lufttemperatur stark abnimmt (vgl. Bild 5), während sie gerade dann am grössten sein sollte. Man könnte einen Tagesausgleich durch Einbau eines Speichers herbeiführen, und müsste auf alle Fälle einen brennstoffgefeuerten Kessel voller Leistung für die ganz kalten Tage vorsehen.

## 3. Die Maschinenanlage

Grundsätzlich können sowohl Verdichter mit hin- und hergehenden Kolben, mit rotierenden Kolben oder Turboverdichter verwendet werden. Wichtig ist neben hoher Betriebssicherheit ein guter Wirkungsgrad. Diese Forderung trifft insbesondere auch für die Umwälzpumpen für das Heizwasser und für den Träger der Wärmequelle zu und ist heute durchaus erfüllbar. Die Verdichter haben mit stark veränderlichen Druckverhältnissen und je nach Art der Wärmequelle entweder mit konstanten (Grundwasser, industrielle Abwässer) oder mit veränderlichen (Fluss- und Seewasser) Ansaugdrücken zu arbeiten. Diese können so hoch liegen, dass bei Kolbenkompressoren üblicher Bauart Massnahmen zur Verhinderung einer Verflüssigung des Kältemittels im Kurbelgehäuse zu treffen sind.

Kolbenverdichter passen sich veränderlichen Drücken selbsttätig an und sind in dieser Beziehung gegenüber Turboverdichter im Vorteil. Bei diesen bleibt dagegen der Kältemittel-Kreislauf ölfrei, was betrieblich erwünscht ist. Auf Leistungsregelung kann wegen der Speicherfähigkeit der Gebäude meist verzichtet werden. Bei Anlagen grösserer Leistung wählt man mehrere Maschinen, von denen eine Anzahl durchlaufen und sich eine weitere durch selbsttätiges Ein- und

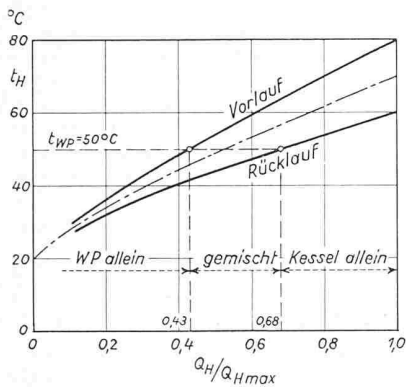


Bild 1. Radiatorenheizung 80/60°C

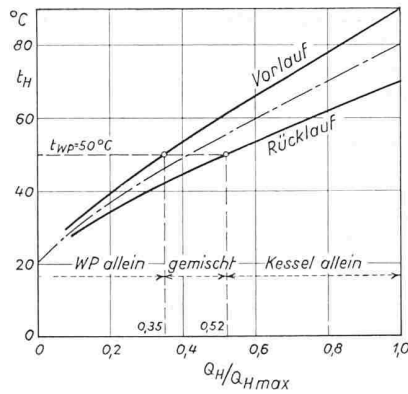


Bild 2. Radiatorenheizung 90/70°C

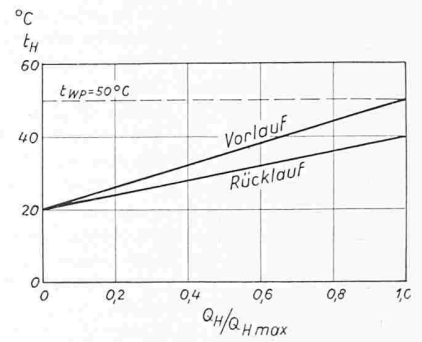


Bild 3. Deckenstrahlungsheizung 50/40°C

Bilder 1 bis 3. Heizwassertemperaturen in Funktion des Heizleistungsverhältnisses  $Q_H/Q_{H,max}$  bei einer Raumtemperatur von  $t_e = 20^\circ\text{C}$

Ausschalten dem Bedarf anpasst. In Wohngebieten werden hohe Anforderungen hinsichtlich Vermeidung von Erschütterungen und Geräusch gestellt, die sich bei guten Maschinen durch zusätzliche Vorkehrungen weitgehend erfüllen lassen. Immerhin wird man den Maschinenraum möglichst weit von bewohnten oder mit Menschen belegten Räumen entfernt anordnen und dämpfende Zwischenglieder vorsehen.

Bei grösseren Leistungen lohnt es sich, die Verlustwärmen (Zylinderkühlung, Oelkühler, Kühlluft der Antriebsmotoren) möglichst weitgehend als Nutzwärmen zu verwerten, sei es zum Vorwärmen von Gebrauchswasser, sofern solches benötigt wird, sei es durch Aufwerten in besonderen Kreisläufen mit eigenen kleineren Verdichtern oder mit den oberen Stufen der Hauptverdichter. Dasselbe gilt insbesondere auch für das warme Kältemittelkondensat, dessen Wärmeinhalt durch Unterkühlen in einem Gegenstrom-Wärmeübertrager an Gebrauchswasser abgegeben oder durch mehrstufige Expansion unter Absaugen der Dämpfe zurückgewonnen werden kann.

#### 4. Die Heiznetze

Am weitesten verbreitet sind Warmwasser-Radiatorheizungen. Sie wurden ursprünglich für rd.  $90^\circ\text{C}$  im Vorlauf und rd.  $70^\circ\text{C}$  im Rücklauf ausgelegt. Diese hohen Temperaturen setzen die im Staub enthaltenen Fettstoffe um, verursachen Staubaufwirbelungen und unangenehme Strahlenwirkungen. Man setzt sie heute deshalb meist niedriger an, so z. B. zu  $80/60^\circ\text{C}$ , gelegentlich sogar nur zu  $70/50^\circ\text{C}$ . Die genannten Heizwassertemperaturen sind Höchstwerte, wie sie für die Erzeugung der grössten Heizleistung erforderlich sind. Diese werden tatsächlich nur sehr selten benötigt. Meist heizt man mit niedrigeren Wassertemperaturen und entsprechend niedrigeren Leistungen.

Die Wärmedurchgangszahl zwischen Heizwasser ( $t_w$ ) und Raumluft ( $t_e$ ) hängt infolge des konvektiven Wärmeübergangs von der wirksamen Temperaturdifferenz ( $t_w - t_e$ ) ab. Näherungsweise kann sie für die üblichen Heizkörper mit vorzugsweise senkrechten Rohren zu [9] [10]

$$k = k_0 \sqrt[4]{t_w - t_e} \quad [\text{kcal/m}^2, ^\circ\text{C}, \text{h}]^1$$

angesetzt werden, wobei der Faktor  $k_0$  sich aus den in den Heizkörperlisten angegebenen  $k$ -Werten und den zugehörigen Temperaturen bestimmen lässt. Demzufolge kann die gesamte Wärmeabgabe des Heiznetzes durch die Gleichung angegeben werden

$$Q = k O (t_w - t_e) = k_0 O (t_w - t_e)^{5/4} \quad \text{oder} \\ Q = Q_0 \left( \frac{t_w - t_e}{t_{w0} - t_e} \right)^{5/4} \quad [\text{kcal/h}]$$

Hierin bedeuten

- $O$  die Summe der wirksamen Oberflächen aller Heizkörper [ $\text{m}^2$ ]
- $Q_0$  die grösste Heizleistung [ $\text{kcal/h}$ ]
- $t_w$  die mittlere Heizwassertemperatur (Mittelwert zwischen Vorlauf- und Rücklaufemperatur)
- $t_e$  die Temperatur der Raumluft

<sup>1)</sup> Bei runden Bandrippenrohren sowie bei Gliederheizkörpern ist statt der vierten die dritte Wurzel der Temperaturdifferenz einzusetzen.

Im normalen Betriebsbereich bleibt die Heizwassermenge meist unverändert, so dass die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf proportional mit der Heizleistung abnimmt. Bei der bildlichen Darstellung des Zusammenhangs zwischen Heizwassertemperaturen und Heizleistung, die als «Charakteristik des Heiznetzes» bezeichnet werden könnte, trägt man zweckmässigerweise auf der Abszisse die Heizleistungen in Prozenten des grössten Wertes  $Q_0$  auf. Bild 1 zeigt die Charakteristik für eine Radiatorenheizung 80/60, Bild 2 dasselbe für 90/70.

Für den Einsatz von Wärmepumpen eignet sich die *Grossflächen-Strahlungsheizung* besonders gut. Sie ist hier eingehend beschrieben worden [11] [12]. Ihre Charakteristik kann durch zwei gerade Linien dargestellt werden (Bild 3). Die niedrigen Heizwassertemperaturen ergeben einen geringen Energieverbrauch und lassen einen wirtschaftlichen Betrieb erhoffen. Da die Vorlauftemperaturen erst bei der grössten Heizleistung den für normale Kältekompressoren üblichen Grenzwert ( $45$  bis  $50^\circ\text{C}$ ) erreichen, können die Wärmepumpen voll eingesetzt bleiben, und die Kesselanlage lässt sich für eine entsprechend kleinere Leistung auslegen.

In neuerer Zeit wird dieses Heizsystem nur noch in besonderen Fällen ausgeführt, weil sich seine grosse Trägheit, die strahlende Wirkung auf die Köpfe der Rauminassen und die ungenügende Wärmezufuhr zu den wertvollen Fensterplätzen als erhebliche Nachteile erwiesen haben, die sich nur durch kostspielige Massnahmen (z. B. durch zusätzliche Heizung der Fensterbänke oder durch künstliche Lüftung) beheben lassen. Demgegenüber tritt die Deckenstrahlungsheizung mit freihängenden Heizregistern und Verschalung aus leichten Metallplatten häufiger auf [13]. Bei ihr arbeitet man mit ähnlichen Heizwassertemperaturen wie bei Radiatorheizungen, und auch die Charakteristiken beider Heizarten dürften sich weitgehend decken.

Zunehmende Bedeutung haben Lufterhitzer und Konvektoren [14] erlangt, also verschaltete Rippenrohr-Heizkörper, die von künstlich umgewälzter Luft bespült werden. Hier bleibt die Wärmedurchgangszahl im wesentlichen unabhängig von der wirksamen Temperaturdifferenz, so dass als Charakteristik mit genügender Genauigkeit gerade Linien angenommen werden können. Durch geeignete Wahl der wärmeübertragenden Oberflächen lassen sich die Heizwassertemperaturen bei gegebenen Heizleistungen den durch anderweitige Verbraucher, z. B. durch bestehende Zentralheizungen festgelegten Werten anpassen.

Bei grösseren Zentralheizungsnetzen werden in der Regel heiztechnisch gleichartige Räume zu Gruppen zusammengefasst, die man von Unterstationen aus versorgt. Dabei stellt man die Heizleistungen der einzelnen Gruppen durch Regeln der Vorlauftemperatur mittels Rücklaufbeimischung dem jeweiligen Bedarf entsprechend ein. Die Erzeugungsanlage gibt das Heizwasser mit einer Temperatur ab, die etwas über der höchsten Vorlauftemperatur liegt, so dass in allen Stationen geregelt werden kann. Nun bedeutet die Rücklaufbeimischung eine Wertvernichtung (Entropievermehrung), die sich in einem höheren Energieverbrauch für den Wärmepumpenantrieb äussert und daher nur in möglichst beschränkter Masse für die Feinregelung angewendet werden sollte. Man erreicht dies zunächst durch ein sorgfältiges Bemessen der

Heizflächen in den einzelnen Räumen. Wo im Betrieb grössere Unterschiede im Wärmebedarf auftreten, z. B. zwischen besonnter und schattiger Gebäudeseite, ist es angezeigt, die Gruppen mit geringerem Bedarf mit dem Rücklauf der andern zu heizen. In vielen Fällen lohnt es sich, entsprechende Umschaltorgane vorzusehen. Man kann ausserdem die einzelnen Kompressoren mit ihren Verflüssigern heizwasserseitig getrennt anschliessen, so dass jeder Maschinensatz auf eine heiztechnisch ähnliche Gruppe mit der jeweiligen günstigsten Vorlauftemperatur arbeitet, oder dass das Heizwasser die verschiedenen Kondensatoren *nacheinander* durchströmt und die zugehörigen Kompressoren gegen abgestufte Drücke fördern. Derartige Möglichkeiten gilt es sinnvoll auszunützen, wobei man durch Aufklärung des Personals und Betriebsvorführungen eingefleischte Heizergewohnheiten überwinden muss.

Bei grösserer Ausdehnung der Heiznetze kann der Energiebedarf für das Umwälzen der beträchtlichen Heizwassermengen ein die Wirtschaftlichkeit allzu sehr belastendes Mass annehmen. In solchen Fällen ist es unter Umständen vorteilhaft, das ganze zu versorgende Gebiet zu unterteilen und im Schwerpunkt jedes Teils eine Wärmepumpzentrale vorzusehen. Gemeinsam bleibt die Verdampferanlage. Der Ferntransport mittels Kältemittelgas unter Verdampfungs-temperatur ist abgesehen von einem bei Ammoniak sehr geringen Druckabfall verlustfrei und vollzieht sich in unisolierten Leitungen, die wie Leuchtgasleitungen in den Boden verlegt werden können. Die Zentralen selber arbeiten vollautomatisch und bedürfen lediglich täglich einiger Nachstellungen der Vorlauftemperatur zwecks Anpassung an den sich mit Witterung und Tageszeit ändernden Bedarf.

### 5. Betriebsweise der Wärmepumpe

Wir verfolgen die Betriebsweise an einem Beispiel und wählen dazu ein gut wärmedichtes Bureaugebäude mit Radiatorheizung 80/60 an einem Ort mit den selben klimatischen Verhältnissen wie Zürich. Die in üblicher Weise durchgeführte Wärmebedarfsberechnung habe für die tiefste Aussentemperatur ( $-15^{\circ}\text{C}$ ) eine grösste Heizleistung der Wärmeerzeugungsanlage von  $Q_{Hmax} = 4 \cdot 10^6$  kcal/h ergeben. Die für die Wärmepumpanlage vorgesehenen Ammoniakkompressoren erlauben eine höchste Vorlauftemperatur bei Kondensatoraustritt von  $50^{\circ}\text{C}$ . Als Wärmequelle diene Flusswasser (Limmat), deren Temperatur während des Hauptteils der Heizperiode mindestens  $+3^{\circ}\text{C}$  betrage, gelegentlich aber auf  $+1,5^{\circ}\text{C}$  abfallen kann.

Wie aus Bild 1 hervorgeht, entspricht einer Vorlauftemperatur von  $50^{\circ}\text{C}$  eine Heizleistung von 43 % der maximalen; das ist die grösste Leistung, die die Wärmepumpe bei den gegebenen Heizwassertemperaturen abgeben darf. Wir sehen die Ausbauleistung etwas kleiner vor, nämlich zu  $0,4 \cdot Q_{max} = 1,6$  Mio kcal/h, um etwas Spielraum für sich ändernde Betriebsbedingungen zu gewinnen. Wie ersichtlich, erreicht die Rücklauftemperatur die Grenze von  $50^{\circ}\text{C}$  bei 68 %. Grundsätzlich ist es möglich, den Leistungsbereich zwischen 43 und 68 % durch gemischte Wärmeerzeugung zu decken, bei

welcher das Rücklaufwasser zuerst durch die Wärmepumpe auf  $50^{\circ}\text{C}$  erwärmt und erst nachher durch die Kessel auf die erforderliche Vorlauftemperatur gebracht wird.

Ist eine bestehende Heizkörper - Heizung 90/70 zu versorgen, so ergeben sich die auf Bild 2 dargestellten Verhältnisse. Meist sind solche Heizungen reichlich bemessen, so dass die Leistung der Wärmepumpe für die höchste zulässige Temperatur von  $50^{\circ}\text{C}$ , in unserem Fall also für  $0,35 \cdot Q_{Hmax} = 1,4$  Mio kcal/h gewählt werden kann. In der Praxis wird man sich an die vorhandenen Kompressorgrössen halten und diese möglichst gut ausnützen.

Zunächst ist nun abzuklären, wie die Wärmepumpen einzusetzen sind und welchen Anteil des jährlichen Wärmebedarfs sie zu decken vermögen. Hierzu wird dieser Bedarf für verschiedene kalte Tage möglichst genau ermittelt und zwar für *mittlere* Verhältnisse, also unter Weglassung der Zuschläge für nur selten vorkommende Bedarfserhöhungen. Diese Werte findet man in Tabelle 1 unter Pos. 2 für die unter Pos. 1 angegebenen Tagesmittelwerte der Aussentemperatur.

Nun stellt man für die ausgesuchten Tage Heizprogramme auf, die dem sich tagsüber ändernden Wärmebedarf entsprechen und zugleich eine möglichst grosse Wärmelieferung durch die Wärmepumpe ergeben<sup>2)</sup>. Bild 4 zeigt Beispiele solcher Diagramme. Der Einfachheit halber wurden dabei nur zwei verschiedene Heizleistungen pro Tag gewählt. Wenn nötig, wird man mehr Abstufungen vornehmen. Nach jedem Uebergang von einer grösseren auf eine kleinere Leistung ist eine Pause zum Abkühlen des Heizwassers einzuschalten. Eine davon lässt sich meist auf die Zeit der Mittagkochspitze verlegen. Bei bedecktem Himmel verändern sich Aussentemperatur und Wärmebedarf nur wenig, so dass man mit entsprechend geringen Leistungsunterschieden auskommt, wie das z. B. im Fall für  $0^{\circ}\text{C}$  Aussentemperatur angenommen wurde. Unter anderen Bedingungen wird man die Unterschiede grösser wählen müssen. Man wird auch meist durchgehend heizen, so dass das Gebäude trotz geringer Masse nicht auskühlt und man am Morgen nicht übermässig

<sup>2)</sup> Einige Gesichtspunkte hierfür findet man in [9] S. 488.

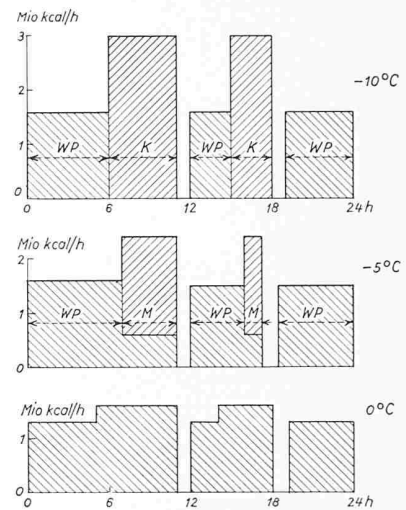


Bild 4. Heizprogramme für mittl. Tages-temperaturen von  $-10$ ,  $-5$  und  $0^{\circ}\text{C}$ . WP = Wärmepumpbetrieb, K = Kesselbetrieb, M = gemischter Betrieb

Tabelle 1. Wärmebedarf, Aufteilung der Heizleistungen und Energiebedarf an verschiedenen kalten Tagen

	Mittl. Aussentemp.	$^{\circ}\text{C}$	$-15$	$-10$	$-5$	$-2$	$-2$	$0$	$+4$	$+8$	$+12$	
1												
2	Wärmebedarf	Mio kcal/Tag	54,0	46,5	39,0	34,0	34,0	31,0	25,0	18,5	12,5	
3	grosse Leistung	Heizleistung	Mio kcal/h	3,6	3,0	2,4(0,6)	2,0(1,2)	1,6	1,6	1,3	1,0	0,75
4		Dauer	h	10	8	5,3	2,6	15	10	10	16,7	
5		Wärmemenge	Mio kcal	36,0	24,0	12,6(3,1)	5,2(3,1)	24,0	16,0	13,0	10,0	12,5
6	kleine Leistung	Heizleistung	Mio kcal/h	1,6	1,6	1,6	1,6	1,3	1,3	1,0	0,75	—
7		Dauer	h	11,3	14,0	16,5	18,0	7,7	11,6	12,0	11,4	—
8		Wärmemenge	Mio kcal	18,0	22,5	26,4	28,8	10,0	15,0	12,0	8,5	—
9	grosse Leistung	Heizwassertemp.	$^{\circ}\text{C}$	75/58	67/52	59/47	54/44	48,5/40,5	48,5/40,5	44/37,5	39,5/34,5	35/31
10		spez. Heizleistg.	kcal/kWh	—	—	(3170)	(3170)	3450	3450	3800	4170	4600
11		Energieverbrauch	kWh	—	—	(1000)	(980)	6950	4640	3430	2300	2720
12	kleine Leistung	Heizwassertemp.	$^{\circ}\text{C}$	48,5/40,5	48,5/40,5	48,5/40,5	48,5/40,5	44/37,5	44/37,5	39,5/34,5	35/31	—
13		spez. Heizleistg.	kcal/kWh	3450	3450	3450	3450	3800	3800	4170	4600	—
14		Energiebedarf	kWh	5220	6520	7660	8350	2630	3950	2890	1850	—
15	Energie- bedarf	Flusswasserpumpe	kWh	440	440	440	420	450	440	440	430	330
16		Total	kWh	5660	6960	8100	8770	10030	9030	6760	4580	3050

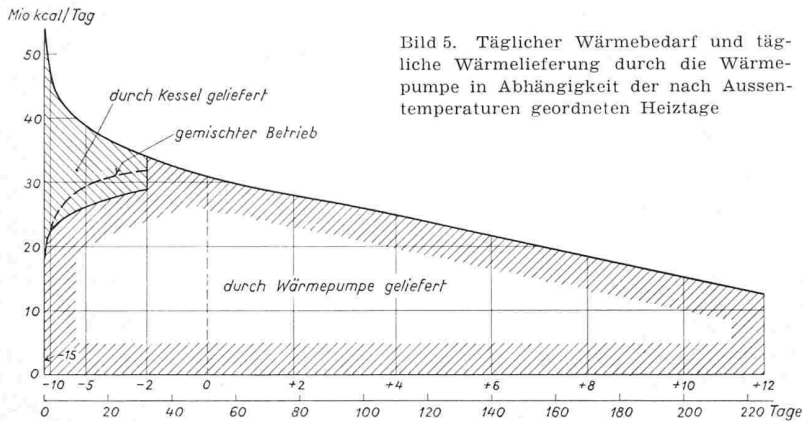


Bild 5. Täglicher Wärmebedarf und tägliche Wärmelieferung durch die Wärmepumpe in Abhängigkeit der nach Aussentemperaturen geordneten Heiztage

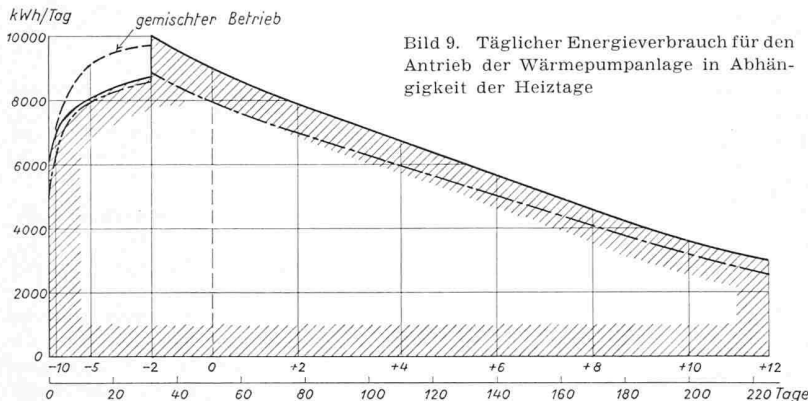


Bild 9. Täglicher Energieverbrauch für den Antrieb der Wärmepumpenanlage in Abhängigkeit der Heiztage

stark aufwärmen muss. Bei zweckmässiger Bauausführung sind die Wärmeverluste über Nacht gegenüber unterbrochenem Betrieb nur wenig grösser und werden durch den besseren Wirkungsgrad des gleichmässigen Betriebs wieder ausgeglichen.

Wie aus Tabelle 1 und Bild 4 ersichtlich, sind die Heizkessel bei kaltem Wetter täglich nur während einigen Stunden (z. B. bei  $-10^{\circ}\text{C}$  während acht Stunden) im Betrieb zu halten. In der übrigen Zeit (während 14 Stunden) laufen die Wärmepumpen und vermögen so einen beträchtlichen Teil des Bedarfs zu decken. Bei Aussentemperaturen über  $-2^{\circ}\text{C}$  kann die Brennstoffheizung ganz abgestellt werden. Im Bereich der Heizleistungen zwischen 43 % und 68 % der maximalen, also zwischen  $1,6$  und  $2,7 \cdot 10^6$  kcal/h, kann stufenweise geheizt werden, wobei die Wärmepumpe die untere Stufe und der nachgeschaltete Heizkessel oder ein Wärmeaustauscher die obere Stufe übernehmen. Die eingeklammerten Zahlen der Tabelle 1 beziehen sich auf den Anteil der Wärmepumpen bei derart gemischtem Betrieb. Die nachfolgende Berechnung ist mit und ohne diesen Betrieb durchgeführt worden.

Um die Betriebsführung übersehen und die von den beiden Erzeugern zu liefernden Wärmemengen im Verlauf der Heizperiode ermitteln zu können, sind in Bild 5 auf der Abszisse die Heiztage, nach mittleren Tagestemperaturen geordnet, auf der Ordinate der tägliche Wärmebedarf (Pos. 2 der Tabelle 1) und die durch die Wärmepumpe lieferbaren Wärmemengen (Pos. 5 für  $-2$  bis  $+12^{\circ}\text{C}$  und Pos. 8 für alle Aussentemperaturen) aufgetragen.

Die schraffierten Flächen stellen die pro Heizsaison umgesetzten Wärmemengen dar. Die Heizgrenze wird wie üblich bei  $12^{\circ}\text{C}$  angenommen, so dass während 225 Tagen geheizt werden muss. Zunächst fällt der grosse Flächeninhalt zwischen etwa  $-2$  und  $+12^{\circ}\text{C}$  auf, in dem der Hauptteil der Wärme zu liefern ist. Dieser ist für den Heizbetrieb und dessen Wirtschaftlichkeit massgebend, nicht die wenigen ganz kalten Tage, auf die sich die üblichen Berechnungen beziehen. Die Kessel müssen nur während 32 Tagen betrieben werden.

Der von den Wärmepumpen lieferbare Anteil ist trotz der niedrigen Grenztemperatur im Vorlauf ( $48,5^{\circ}\text{C}$ ) und trotz der geringen Heizleistung (40 % der Kesselleistung) grösser als 90 % des Jahresbedarfs, der 5665 Mio kcal ausmacht. Das Ausmassen der Flächen ergab 5265 Mio kcal oder 92,93 %, bei gemischtem Betrieb sogar 5361 Mio kcal oder 94,63 %.

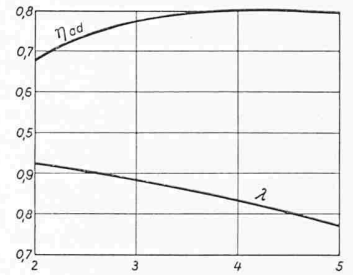


Bild 7. Wirkungsgrad gegenüber adiabatischer Verdichtung und Liefergrad des Kompressors

Dieses unerwartet günstige Ergebnis zeigt die technische Brauchbarkeit des Verfahrens und ermuntert zur Prüfung des Betriebsmittelverbrauchs und der wirtschaftlichen Seite unseres Problems.

Dieselbe Untersuchung für eine Radiatorenheizung 90/70 gemäss Bild 2 führte naturgemäss zu etwas weniger günstigen Ergebnissen. Hier müssen die Heizkessel bis zu mittleren Aussentemperaturen von  $0^{\circ}\text{C}$ , also während 51 Tagen, betrieben werden. Die Wärmepumpen vermögen bei einer Heizleistung von  $1,4$  Mio kcal/h immerhin 5010 Mio kcal oder 88,5 %, bzw. bei gemischtem Betrieb 5045 Mio kcal oder 88,9 % des Jahresbedarfs zu liefern, was immer noch sehr beachtlich ist.

Zugleich muss darauf hingewiesen werden, dass der Ausnützungsgrad trotz diesem günstigen Ergebnis bescheiden ist. Im Falle der Radiatorenheizung 80/60 beträgt er 37,6 % ohne bzw. 38,3 % mit gemischtem Betrieb; bei der Heizung 90/70 lauten die entsprechenden Zahlen 40,7 % bzw. 41,0 %.

## 6. Kompressorgrösse, Energiebedarf und Nachkühlerwärme

Für die Berechnung dieser Grössen sind die in der Kältetechnik üblichen Formeln den hier vorliegenden Verhältnissen anzupassen. Dazu stellen wir zunächst eine Beziehung zwischen der Heizleistung  $Q_H$  im Kondensator der Wärmepumpe und dem Hubvolumen  $V_h$  des Kompressors auf.  $Q_H$  kann nach der Gleichung berechnet werden:

$$(1) \quad Q_H = Q_0 + \frac{\varphi}{\eta_k} 860 N_{ad} \quad [\text{kcal/h}]$$

Dabei ist die Kälteleistung im Verdampfer

$$(1a) \quad Q_0 = \lambda \frac{V_h}{v_s} (i'' - i') = \lambda V_h q_{0th} \quad [\text{kcal/h}]$$

Hierin bedeuten

$v_s$  das spez. Volumen des Kältemittels im Saugstutzen des Kompressors [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$i'' - i'$  das Wärmegefälle im Verdampfer [ $\text{kcal}/\text{kg}$ ]

$\lambda = V_s/V_h$  den Liefergrad des Kompressors

$q_{0th}$  die volumetrische Kälteleistung, die den «Regeln» [15] zu entnehmen ist

$\varphi$  ist ein Faktor, der angibt, welcher Teil der an der Welle in den Kompressor eingeführten mechanischen Leistung  $N_e$  [ $\text{kW}$ ] in Nutzwärme umgesetzt wird.  $\varphi$  hängt von der Isolierung der warmen Teile, dem Ausnützungsgrad der Abwärmen (Oelkühler, Zylinderkühlung) sowie von Konstruktion und Grösse des Kompressors ab. Er liegt bei günstigen Anordnungen zwischen 0,8 und 0,88 und wird hier zu 0,85 angenommen

$\eta_k$  der Wirkungsgrad des Kompressors gegenüber adiabatischer Verdichtung.

Für den adiabatischen Leistungsbedarf ist in der Kältetechnik die Gleichung üblich

$$(2) \quad N_{ad} = \frac{Q_0}{K_{th}}$$

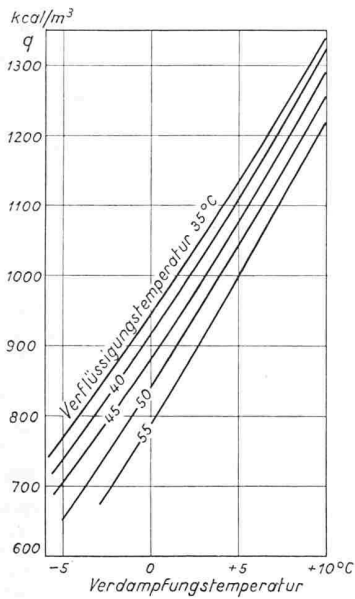


Bild 6. Volumetrische Heizleistung im Kondensator bezogen auf das Hubvolumen des Kompressors (Gl. 4)

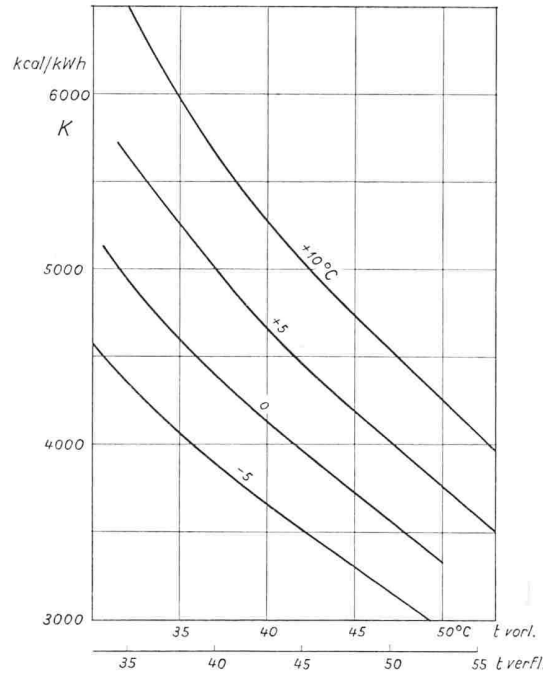


Bild 8. Spezifische Heizleistung im Kondensator bezogen auf den Leistungsbedarf an den Motorklemmen (Gl. 6)

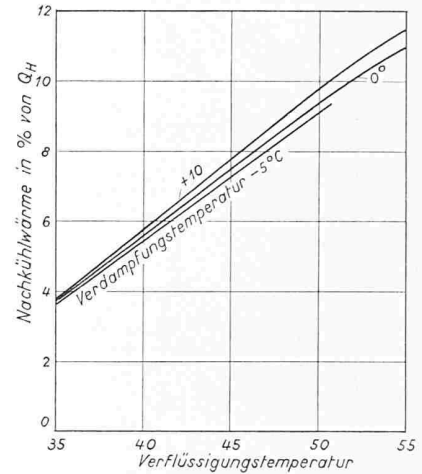


Bild 10. Im Flüssigkeitsnachkühler nutzbare Wärme in Prozenten der Kondensatorwärme (Gl. 7)

Die Bilder 6, 8 und 10 geben die effektiven Werte in Funktion der Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur bei den in Bild 7 dargestellten Wirkungsgraden  $\eta_{ad}$  und Liefergraden  $\lambda$

Dabei können die Werte für die spezifische Kälteleistung  $K_{th}$  ebenfalls den «Regeln» entnommen werden. Wo diese nicht ausreichen, greift man auf die bekannte Gleichung zurück

$$N_{ad} = \frac{10\,000}{102 \cdot 3600} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] p_s V_s$$

die wir in der vereinfachten Form anschreiben

$$(2a) \quad N_{ad} = a p_s V_s \quad [\text{kW}]$$

Dabei ist  $a$  eine Funktion von  $p_d/p_s$  und  $\kappa$  ( $p_d$  = Druck im Druckstutzen,  $p_s$  = Druck im Saugstutzen) und kann für das betreffende Kältemittel ein für allemal berechnet werden.

Für  $K_{th}$  gilt

$$(3) \quad K_{th} = \frac{i'' - i'}{a p_s V_s} \quad [\text{kcal/kWh}]$$

Durch Einsetzen von (2) in (1) erhält man

$$(4) \quad Q_H = \lambda V_h q_{0th} \left( 1 + \frac{\varphi \cdot 860}{K_{th} \eta_k} \right) \quad [\text{kcal/h}]$$

Bild 6 zeigt die auf das Hubvolumen von 1 m<sup>3</sup>/h bezogene (volumetrische) Heizleistung  $q_H$  für verschiedene Arbeitstemperaturen und für die auf Bild 7 angegebenen Werte von  $\lambda$  und  $\eta_k$ , die für neuzeitliche zweistufige Kolbenkompressoren grössere Leistung gelten.

Was hier auffällt, ist der steile Verlauf der  $q_H$ -Kurven, also die starke Abhängigkeit der volumetrischen Heizleistung von der Temperatur der Wärmequelle. Sie zwingt, bei Fluss- oder Seewasser den Verdampfer für kleine mittlere Temperaturdifferenzen (etwa 3°C) zwischen zuströmendem Wasser und verdampfendem Kältemittel zu bauen, um so mehr, als man nur auf diese Weise ein gefährliches Einfrieren des Verdampfers, das das Abstellen der ganzen Anlage nötig macht, in den Bereich ganz niedriger und selten vorkommender Temperaturen der Wärmequelle (unter etwa 1,7°C) hinausschieben kann. Demgegenüber ist die Abhängigkeit von der Verflüssigungstemperatur nur gering. Diese Abhängigkeiten machen es nötig, bei Leistungsangaben auch die Arbeitstemperaturen zu nennen, auf die sich diese Angaben beziehen. Bei konstanter Temperatur der Wärmequelle lässt sich die massgebende Verdampfungstemperatur leicht angeben. Bei Flusswasser ist dafür diejenige Temperatur zu wählen, bei der die grösste Heizleistung abgegeben werden muss. Erfahrungsgemäss treten bei einem Flusslauf die tiefsten Temperaturen in der Auftauzeit auf, wenn das Wasser viel Eisschol-

len mitschwemmt, während an Frosttagen, an denen die volle Leistung beansprucht wird, das Wasser meist noch wärmer (2,5 bis 3°C) ist. Für unser Beispiel sei die massgebende Verdampfungstemperatur zu 0°C, entsprechend einer Flusstemperatur von +3°C angenommen, so dass sich bei einer Verflüssigungstemperatur von +50°C eine spez. Heizleistung von 840 kcal/m<sup>3</sup> ergibt. Das Hubvolumen der Kompressoren ist demzufolge  $1,6 \cdot 10^6 / 840 = 1900$  m<sup>3</sup>/h; es kann z. B. auf drei gleiche Einheiten von je 640 m<sup>3</sup>/h verteilt werden, wodurch eine genügende Anpassung der Leistung an wechselnde Bedürfnisse erzielt wird.

Der Leistungsbedarf an den Motorklemmen ist

$$(5) \quad N_{kl} = \frac{Q_0}{K_{th} \eta_k \eta_M}$$

( $\eta_M$  = Motorwirkungsgrad)

Dividiert man (4) durch (5), so erhält man die spezifische Heizleistung  $K_H$  der Wärmepumpe, bezogen auf den Energieverbrauch an den Motorklemmen

$$(6) \quad K_H = \frac{Q_H}{N_{kl}} = (K_{th} \eta_k + \varphi \cdot 860) \eta_M$$

Bild 8 zeigt den Verlauf von  $K_H$  in Abhängigkeit der Verflüssigungs- bzw. der Vorlauftemperatur für verschiedene Verdampfungstemperaturen. Es war zu erwarten, dass die Kurven mit steigender Vorlauftemperatur verhältnismässig steil abfallen, dass man also diese Temperatur möglichst niedrig halten soll. Es lohnt sich ferner, den Kondensator reichlich auszulegen, so dass die Verflüssigungstemperatur nur wenig (etwa 3°C) über der Vorlauftemperatur liegt. Bemerkenswert gross ist aber auch der Einfluss der Verdampfungstemperatur, was insbesondere bei der Ausnützung industrieller Abwärmen zu beachten ist, die möglichst warm sein sollen.

Zur Ermittlung des täglichen Energiebedarfs der Wärmepumpen entnimmt man der Charakteristik des Heiznetzes (Bild 1) die den jeweiligen Heizleistungen entsprechenden Heizwassertemperaturen (Tabelle 1, Pos. 9 und 12), greift aus Bild 8 die zugehörigen spezifischen Heizleistungen  $K_H$  heraus (Pos. 10 und 13) und erhält die gesuchten Verbrauchszahlen (Pos. 11 und 14) durch Dividieren der Wärmemengen (Pos. 5 und 8) mit  $K_H$ <sup>3)</sup>. Schliesslich fügt man noch den Verbrauch der Flusswasserpumpe (20 kW) hinzu, die zum Bspülen des Verdampfers nötig ist (Pos. 15), wodurch der gesamte tägliche

<sup>3)</sup> Man kann zur Vorlauftemperatur noch rund 1°C für die Feinregelung durch Rücklaufbeimischung zuschlagen.

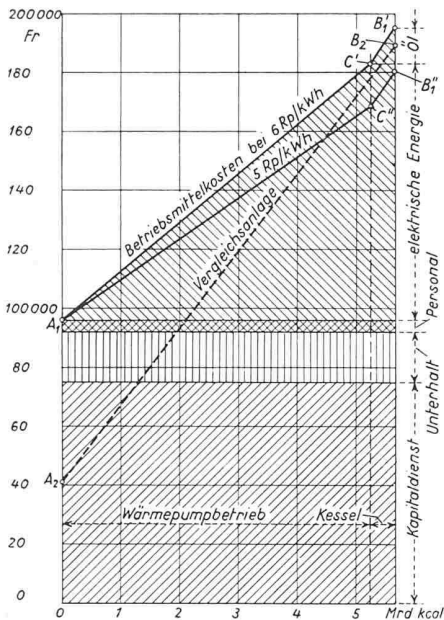


Bild 11. Jahreskosten einer Wärmepumpenanlage mit Spitzendeckung durch oelgefeuerten Kessel in Abhängigkeit der erzeugten Wärme bei zwei verschiedenen Strompreisen. Gestrichelt die Jahreskosten einer Vergleichsanlage mit oelgefeuerten Kesseln.

Energiebedarf erhalten wird (Pos. 16). Dieser ist in Bild 9 über den Heiztagen aufgetragen. Die Fläche unter der so erhaltenen Kurve stellt den Energieverbrauch pro Jahr dar. Er wurde durch Planimetrieren zu 1,45 Mio kWh ermittelt, was einer mittleren spezifischen Heizleistung von 3640 kcal/kWh entspricht. Demnach erzeugt 1 kWh 4,25 mal mehr Wärme als bei direkter elektrischer Heizung.

Führt man die selbe Untersuchung für eine Radiatorenheizung 90/70 durch, so genügen Kompressoren mit einem Hubvolumen von 1670 m<sup>3</sup>/h. Der Energiebedarf pro Jahr steigt infolge der höheren Heizwassertemperaturen trotz der geringeren Wärmelieferung (5010 Mio kcal) auf 1,47 Mio kcal, und es ergibt sich eine mittlere spezifische Heizleistung von 3400 kcal/kWh (3,95fache Wärmeerzeugung). Für eine Deckenstrahlungsheizung mit einer Charakteristik entsprechend Bild 3 ergeben sich bei 0° Verdampfungstemperatur spezifische Heizleistungen von etwa 4300 kcal/kWh (rd. fünffache Wärmeerzeugung).

Die Annahme einer unveränderlichen Verdampfungstemperatur trifft für einen Flusslauf nicht zu. Es besteht auch kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Flusstemperatur und Aussentemperatur. Eigentlich müsste man die Heizperiode aufteilen, z. B. monatsweise, und die Untersuchung für jeden Teil mit der ihm geltenden mittleren Flusswasser- bzw. Verdampfungstemperatur durchführen. Meist genügt es, mit der wahrscheinlichen mittleren Temperatur während der Hauptbetriebszeit zu rechnen (in unserem Fall 0°) und den Einfluss höherer Temperaturen während der Uebergangszeiten abzuschätzen. Um dafür Anhaltspunkte zu gewinnen, wurde die Radiatorheizung 80/60 für eine konstante Verdampfungstemperatur von +5° C durchgerechnet. Für die selbe Wärmelieferung von 5265 Mio kcal benötigt die Wärmepumpe nur noch 1,28 Mio kWh (strichpunktierte Kurve in Bild 9), so dass sich eine spezifische Heizleistung von 4120 kcal/kWh ergibt. Der Einfluss ist somit beträchtlich und rechtfertigt namentlich bei grossen Bauvorhaben, bei denen die Wirtschaftlichkeit umstritten ist, eine genauere Untersuchung.

Bei den bisherigen Berechnungen wurde nur die im Kondensator übermittelte Heizleistung berücksichtigt, während alle sonst noch anfallenden Wärmen ungenutzt blieben. Unter ihnen ist die im Kältemittelkondensat bei Kondensatoraustritt enthaltene Wärme die bedeutendste. Sie lässt sich z. B. zum Erwärmen von Gebrauchswasser verwenden, wo immer sol-

Tabelle 2. Betriebsmittelkosten bei verschiedenen Brennstoffen und Betriebsmittelkosten-Ersparnis durch kombinierte Heizung mit Wärmepumpe

Pos.	Brennstoff		Heizöl leicht	Brech-koks	Flammkohle	Oelfeuerung der komb. Heizung
1	unt. Heizwert	kcal/kg	10 000	7000	7000	10 000
2	mittl. Wirkungsgr.		0,80	0,75	0,73	0,75
3	Preis loco Bunker	Fr./t	220	180	120	220
4	Wärmemenge	Mio kcal	5665	5665	5665	400
5	Brennstoffmenge	t	710	1080	1110	53,5
6	Kosten	Fr.	156 000	194 000	133 000	11 800

Tabelle 3. Erstellungskosten und Jahreskosten der betrachteten Varianten in Fr.

	kombinierte Anlage		einfache Kessel	
	Maschinen	Bauten	Maschinen	Bauten
<b>Erstellungskosten</b>				
Wärmepumpen	1,4 Mio kcal/h	700 000	200 000	—
Heizkessel	4,0 Mio kcal/h	240 000	25 000	240 000
Oelfeuerung		40 000	—	40 000
Oeltank		10 000	5 000	30 000
<b>Totale Erstellungskosten</b>		<b>990 000</b>	<b>230 000</b>	<b>310 000</b>
<b>Jahreskosten</b>				
Kapitaldienst		63 400	11 500	19 800
Unterhalt		14 800	2 300	4 700
Personalkosten		4 000	—	6 000
<b>Totale feste Kosten</b>			<b>96 000</b>	<b>32 900</b>
Betriebsmittelkosten		84 300 <sup>1)</sup>	98 800 <sup>2)</sup>	156 000
<b>ges. Jahreskosten</b>		<b>180 300</b>	<b>194 800</b>	<b>188 900</b>

1) bei Strompreis 5 Rp./kWh.

2) bei Strompreis 6 Rp./kWh.

ches benötigt wird. Den dazu nötigen Nachkühler baut man mit Vorteil als Doppelrohr-Gegenstromapparat.

Die Nachkühlerwärme beträgt

$$Q_{NK} = G (i'_1 - i'_2)$$

worin  $G$  das stündlich umgewälzte Kältemittelgewicht [kg/h] und  $i'_1 - i'_2$  das Wärmegefälle im Nachkühler bedeuten. Es ist zweckmässig, diese Wärme ins Verhältnis zur Heizleistung  $Q_H$  im Kondensator zu setzen. Man erhält dann

$$(7) \quad q_{NK} = \frac{Q_{NK}}{Q_H} = \frac{i'_1 - i'_2}{i'' - i' \left(1 + \frac{\varphi \cdot 860}{K_{th} \eta_K}\right)}$$

Bild 10 zeigt die Werte für  $q_{NK}$  unter Annahme einer Abkühlung des Kondensates auf +20° C. Wie ersichtlich, wachsen die prozentualen Nachkühlerwärmen beträchtlich mit der Verflüssigungstemperatur, während sie von der Verdampfungstemperatur nur sehr wenig abhängen. Bei einer Verflüssigungstemperatur von 50° C betragen sie nahezu 10%. Da ihre Ausnützung den Leistungsbedarf nicht erhöht und nur geringfügige höhere Anlagekosten verursacht (grösserer Verdampfer, Nachkühler, Warmwasser-Zwischenbehälter), lohnt sie sich. Die erzielbare Endtemperatur des Wassers liegt um etwa 3° C unter der Kondensattemperatur bei Verflüssigeraustritt. Da sich diese mit der Vorlaufstemperatur ändert, erhält man verschiedene Wassertemperaturen und muss auf die Gebrauchstemperatur nachwärmen, was eine gewisse Komplikation bedeutet.

## 7. Kostenvergleich mit brennstoffgefeuerten Anlagen

Wir sagten, die Wärmepumpe bedeute für Fälle der hier untersuchten Art lediglich eine zusätzliche Einrichtung, die bezwecke, Brennstoffe einzusparen. Sie rechtfertigt sich, wenn die durch sie erzielbaren Einsparungen an Betriebsmittelkosten für den zusätzlichen Kapitaldienst und den Unterhalt ausreichen. Bei einem Strompreis von 5,5 Rp./kWh für die Wärmepumpenmotoren ergeben sich für unser Beispiel jährliche Stromkosten von 80 000 Fr. In Tabelle 2 sind die jährlichen Brennstoffkosten für reine Kesselanlagen angegeben, und zwar für Heizöl leicht, Koks und Flammkohle sowie für die ölgefeuerten Kessel einer kombinierten Anlage mit Wärmepumpen. Als Brennstoffpreise wurden nicht die heute gültigen Zahlen, sondern Mittelwerte über längere Zeit eingesetzt. Innerhalb von Städten scheidet Flammkohle wegen



Russbelastigung vielfach aus. Koks erweist sich als teurer Brennstoff. Die Wärmepumpe hat demnach gegen Heizöl zu konkurrieren.

Tabelle 3 gibt in ihrem oberen Teil die ungefähren Erstellungskosten für die maschinellen Einrichtungen und die baulichen Anlagen einer kombinierten Zentrale mit Wärmepumpen und einer Vergleichszentrale mit ölgefeuerten Kesseln. Im unteren Teil findet man die festen Elemente der Jahreskosten, wobei ein Zinsfuss von 4 % und eine Tilgungsdauer von 25 Jahren für die maschinellen Einrichtungen und von 40 Jahren für die Bauten angenommen wurde. Die entsprechenden Annuitäten betragen dabei 6,4 bzw. 5,0 %. Für den Unterhalt wurde mit 1,5 bzw. 1 % der Erstellungskosten gerechnet. Da die Wärmepumpen vollautomatisch arbeiten, ist der auf sie entfallende Personalkostenanteil etwas kleiner als bei der Kesselanlage.

Um den Aufbau der Jahreskosten deutlicher hervorzuheben und den Vergleich mit ölgefeuerten Kesseln zu erleichtern, sind in Bild 11 diese Kosten in Funktion der während einer Heizsaison abgegebenen Wärmemenge aufgezeichnet. Dabei sind als Stromkosten für die Wärmepumpen 5 und 6 Rp./kWh angenommen worden. Die Strecke OA stellt die festen, die Vertikalen bis zum Linienzug AC' B' die gesamten Jahreskosten dar. Dieser unterteilt sich in die Linie AC' für den Wärmepumpenbetrieb und in C' B' für die Spitzendeckung. Diese erfolgt mit etwas ungünstigerem Wirkungsgrad als die Wärmelieferung durch die Vergleichsanlage, weshalb die Linie C<sub>1</sub>' B<sub>1</sub>' etwas steiler verläuft als die Linie A<sub>2</sub> B<sub>2</sub>, die für die Vergleichsanlage gilt. Wie ersichtlich, liegen die gesamten Jahreskosten B<sub>2</sub> der Vergleichsanlage zwischen denen der kombinierten Wärmeerzeugung B<sub>1</sub>' bzw. B<sub>1</sub>''.

Die Unsicherheit dieser Berechnung liegt in den Schwankungen der Brennstoffpreise, die namentlich bei Heizöl gross sind. Hinzu kommt die eher ungünstige Annahme der mittleren Verdampfungstemperatur von 0° C. Bei +2° C würde sich der Energieverbrauch auf 1,375 Mio kWh stellen und die Stromkosten wären um rd. 4000 Fr. geringer. Der Vergleich würde günstiger ausfallen, wenn die Nachkühlwärme voll ausgenutzt werden könnte, insbesondere wenn während des ganzen Jahres ein bestimmter, täglich gleichbleibender Bedarf an warmem Gebrauchswasser bestehen würde.

\*

Die Durchrechnung unseres Beispiels lässt erkennen, dass sich eine Raumheizung mittels Wärmepumpen nur unter günstigen Bedingungen hinsichtlich Wärmequelle, Heizaufgaben und Preisverhältnis Strom zu Brennstoff wirtschaftlich rechtfertigt. Sie wird immer nur auf Einzelfälle beschränkt bleiben. Wo solche Bedingungen erfüllt sind, lohnt sich eine genauere Berechnung der Jahreskosten. Betriebsergebnisse an manchen Ausführungen bestätigen die Zweckmässigkeit solcher Einrichtungen.

Wesentlich günstiger liegen die Verhältnisse bei Anlagen, die im Sommer zum Kühlen und Klimatisieren verwendet werden, wie das schon bei der ersten Anlage aus dem Jahre 1938 im Zürcher Rathaus [1] und seither in zunehmendem Masse ausgeführt wurde [16], ferner bei Heizanlagen, die mit ganzjährig betriebenen Kühlanlagen in Verbindung stehen sowie in elektrischen Zentralen oder Umformerstationen, wo als Wärmequelle Kühlwasser verfügbar ist.

#### Literaturverzeichnis

- [1] Eichelberg, G.: Physikalische Grundlagen und Anwendungen der Wärmepumpe. «Schweizer Archiv» 1938, Nr. 11, s. auch SBZ Bd. 114, S. 11\* (1. Juli 1939).
- [2] Egli, M.: Die Wärmepumpeheizung des renovierten zürcherischen Rathauses. SBZ Bd. 116, S. 59\*, 73\*, 175 (10. Aug., 17. Aug., 12. Okt. 1940).
- [3] Wirth, P. E.: Die Bestreitung von Heizungs- und Wärmeprozessen mittels der Wärmepumpe. SBZ Bd. 117, S. 265\* (7. Juni 1941).
- [4] Herter H.: Das Hallenschwimmbad der Stadt Zürich. SBZ Bd. 120, S. 1\* (4. Juli 1942).
- [5] Bauer, B.: Das Wärmepump-Ergänzungswerk des Fernheizkraftwerkes der ETH. SBZ Bd. 123, S. 52\* (29. Jan. 1944).
- [6] Egli, M.: Erfahrungen aus dem Betrieb der Wärmepumpen-Heizung im Rathaus von Zürich. SBZ Bd. 123, S. 87\* (19. Febr. 1944).
- [7] Wärmepumpenanlagen für die Zürcher Amtshäuser I bis V. SBZ Bd. 124, S. 98\* (19. Aug. 1944).
- [9] Reiss, W.: H. Rietschels Lehrbuch der Heiz- und Lüftungstechnik, 13. Aufl. Berlin, Göttingen, Heidelberg 1958, Springer-Verlag, S. 375.
- [10] Sprenger, E.: Taschenbuch für Heizung und Lüftung 1956. München 1956, Oldenbourg, S. 247 ff.

- [11] Roß, M.: Bewehrte Betondecken mit Strahlungsheizung, System Gebrüder Sulzer, Winterthur. SBZ Bd. 118, S. 161\* und 169\* (4. u. 11. Okt. 1941).
- [12] Wirth, E.: Zehn Jahre Betriebserfahrungen mit Sulzer-Strahlungsheizungen (System Crittall). SBZ 1947, Nr. 16, S. 211\*.
- [13] Frenger, G.: Die Zent-Frenger-Strahlungsheizdecke. SBZ 1953, Nr. 30, S. 435\*.
- [14] Ziemba, W.: Klimakonvektoren, die modernen Klimaapparate. SBZ 1954, Nr. 24, S. 354\*.
- [15] Kältemaschinen-Regeln, 4. Aufl. Karlsruhe 1950. C. F. Müller.
- [16] Märki, A.: Die klimatechnischen Anlagen im neuen Bürogebäude der Escher-Wyss AG., Zürich. SBZ 1955, Nr. 26, S. 402\*.
- [17] Betriebsergebnisse der Wärmepumpenanlage der Amtshäuser I bis V der Stadt Zürich, SBZ Bd. 128, S. 147\* (21. Sept. 1946).

## Mitteilungen

**Zur Gründung einer Schweizerischen Vereinigung für Atomenergie.** Im vergangenen Jahr haben der Schweizerische Ingenieur- und Architektenverein (S. I. A.) und die Allgemeine Treuhänd AG. in Bern die Initiative zum Zusammenschluss aller an der Nutzbarmachung der Atomenergie interessierten Kreise aus Wissenschaft und Wirtschaft in einer privatwirtschaftlichen Organisation ergriffen. Der Vorschlag stiess auf vielfache und lebhaftige Zustimmung. Am 27. Januar 1958 fand in Bern eine Zusammenkunft von massgebenden Persönlichkeiten aus Wissenschaft und Wirtschaft statt, die das Projekt der Schaffung einer Schweizerischen Vereinigung für Atomenergie begrüßte. Nach Ansicht der Initiatoren und der Teilnehmer dieser Versammlung ist die Zusammenfassung aller Kreise, die sich in naturwissenschaftlicher, technischer, medizinischer, wirtschaftlicher und rechtlicher Hinsicht mit den Problemen der Nutzbarmachung der neuen Energiequelle befassen, erwünscht. Ein solches Forum könnte einen rationellen Einsatz der Kräfte und Mittel unseres kleinen Landes auf dem Gebiete der Atomenergie fördern. Es würde ein zuständiges Organ zur sachverständigen und unabhängigen Aufklärung der Öffentlichkeit geschaffen, was gerade in einer Referendumsdemokratie von besonderer Bedeutung ist. Die staatliche Verwaltung würde entlastet und damit ein wesentlicher Beitrag zur Bewahrung der privatwirtschaftlichen Struktur der schweizerischen Atomwirtschaft geleistet. Ähnliche Vereinigungen für Atomenergie bestehen bereits schon in USA, Deutschland, Belgien, Luxemburg und Japan; in einer Reihe anderer Länder ist Derartiges in Bildung begriffen. Zur weiteren Abklärung und Bearbeitung der mit der Gründung einer solchen Vereinigung zusammenhängenden Fragen wurde ein Arbeitsausschuss gebildet, dem gegen 20 Vertreter der Wissenschaft und verschiedenster Branchen der Wirtschaft angehören. Das Echo auf die Bemühungen des Arbeitsausschusses war in weiten Kreisen so positiv, dass dieser sich entschlossen hat, die Gründung der Vereinigung noch in diesem Jahre durchzuführen. Die Gründungsversammlung hat am 7. November 1958 in Bern stattgefunden.

**Eine neue horizontale Grundwasserfassung für die Stadt Lenzburg** wurde nach System Fehlmann erstellt. Der Sammelschacht hat eine Weite von 3 m und 50 cm Wandstärke. Er wurde über Boden in Ringen von 1 m Höhe betoniert und in offener Bauweise abgesenkt. Mit Brunnengreifern wurde das Material im Schacht ausgehoben, so dass sich dieser durch sein Eigengewicht in den vorbereiteten Hohlraum senkte. Die anschließend betonierete Schachtsohle liegt 37 m unter Terrain. Es ist die grösste Tiefe, die bisher in der Schweiz mit dieser Fassungsart erreicht wurde. Die Besonderheit dieser Art der Grundwasserfassung sind die horizontalen Filterstränge (s. SBZ 1947, S. 670 und 1949, S. 326 und 333). Bei der Fassung Lenzburg wurden 15 Bohrungen von je rd. 32 m Länge erstellt. Darin sind insgesamt 450 m Filterrohre aus Kunststoff verlegt. Diese Filterlänge ergibt eine grosse Filteroberfläche, so dass das Grundwasser nur langsam in die Filteröffnungen eintritt. Zur Abklärung der Leistungsfähigkeit dieser Fassung werden gegenwärtig Pumpversuche durchgeführt. Die Wassermenge von anfänglich 80 l/s konnte laufend auf 500 l/s gesteigert werden. Sie wird in 24stündigem Betrieb gepumpt, so dass pro Tag über 40 000 m<sup>3</sup> dem Grundwasserstrom entnommen werden. Das ist die grösste Wassermenge, die in der Schweiz je aus einer einzelnen Grundwasserfassung gepumpt worden ist.