

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 92 (1974)  
**Heft:** 31

**Artikel:** Über Möglichkeiten des Wärmepumpeneinsatzes bei der Städtefernheizung  
**Autor:** Ostertag, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-72428>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 04.04.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

## Über Möglichkeiten des Wärmepumpeneinsatzes bei der Städtefernheizung

Von A. Ostertag, Zürich

DK 621.577

Unser Redaktionskollege A. Ostertag hatte sich als Leiter der Konstruktionsabteilung für Kältemaschinen bei der Firma Escher Wyss AG in Zürich in den Jahren vor und während des Zweiten Weltkrieges unter anderem auch mit der Entwicklung und Ausführung von Wärmepumpenanlagen befasst. Wir baten ihn daher, sich zu diesem heute wieder aktuell gewordenen Problemkreis zu äussern und auf neue Einsatzmöglichkeiten hinzuweisen. Red.

### Zusammenfassung

Das Prinzip der Wärmepumpen begegnet neuerdings wieder erhöhtem Interesse. Für sie und namentlich auch ihre Anwendungen gelten die Gesetze der Thermodynamik, von denen die wichtigsten in allgemein verständlicher Weise dargelegt werden. Es folgen Angaben über die Verwirklichung und die Wirtschaftlichkeit, die ein wichtiges Entscheidungskriterium für die Eignung bilden. Die Probleme der Raumheizung bedürfen besonderer Beachtung, da auch bei ihnen die thermodynamischen Gesetze befolgt werden müssen. Diese Forderung zwingt, gewohnte Verfahren und Bauweisen aufzugeben und Lösungen zu suchen, die den Eigenarten des Wärmepumpenverfahrens angepasst sind. Auf einen möglichen Wärmepumpeneinsatz bei der Städteheizung mittels Fernheizkraftwerken wurde neuerdings mehrfach hingewiesen, was Anlass bot, einige Fälle überschlägig durchzurechnen. Die Ergebnisse, die bekanntgegeben werden, legen es nahe, derartige Möglichkeiten näher zu untersuchen. Gleiches ist vom Ferntransport grosser Heizleistungen mittels Wärmepumpen zu sagen, wie er für die Nutzung von Abwärmen aus Atomkraftwerken in Frage kommt. Abschliessend wird auf die Notwendigkeit hingewiesen, die Möglichkeiten des Wärmepumpeneinsatzes beim Aufstellen einer Gesamtenergiekonzeption zu berücksichtigen.

### 1. Die Veranlassung

Im Zusammenhang mit der Erweiterung des Maschinenlaboratoriums der Eidgenössischen Technischen Hochschule (ETH) in Zürich Anfang der dreissiger Jahre wurde dort ein Fernheizkraftwerk (FHK) errichtet, das neben der Erzeugung elektrischer Energie der Heizung der ETH-Gebäude, später auch der Walchbauten (kantonale Verwaltung) sowie des Kantonsspitals, der Universität und zahlreicher privater Gebäude zu dienen hatte. Seither beschäftigte das Problem der Städtefernheizung mittels Wärme aus thermischen Kraftwerken die Fachleute in zunehmendem Masse. Im Ausland haben sich zahlreiche derartige Anlagen bestens bewährt. Auch in der Schweiz werden seit Jahren in einigen grösseren Städten mehr oder weniger grosse Wärmeverteilnetze betrieben. Der Ausbau in grossem Massstab befindet sich gegenwärtig im Studium. Es sei hierzu auf den Bericht «Städtefernheizung» verwiesen, den die Firma Gebrüder Sulzer, Winterthur, im Auftrag des Eidgenössischen Amtes für Energiewirtschaft ausgearbeitet hat. Der Ruf nach wirksamerem Umweltschutz und die Ölkrise haben das Bedürfnis nach besseren Lösungen auf dem Gebiet der Wärmeversorgung in weiten Kreisen geweckt. Verschiedene Stellungnahmen anerkannter Fachleute weisen auf diesbezügliche Möglichkeiten hin. So entwarf R. Hohl an der SIA-Informationstagung «Technik für den Menschen» das Modell einer fernbeheizten Schweiz. (Einwirkungen der Energieerzeugung auf die Umwelt, Betrachtungen zur Gesamtenergiekonzeption. «Schweiz. Bauzeitung» 92 (1974), H. 17, S. 403–409.) Ähnlich liess sich H. U. Fruttschi in der «Weltwoche» vom 13. Februar 1974 vernehmen. Und an der Pressekonferenz vom 28. Februar 1974 besprachen Bundesrat Willi Ritschard und der Direktor des Eidgenössischen Amtes für Energiewirtschaft, H. R. Siegrist, Probleme einer schweizerischen Gesamtenergiekonzeption. In allen diesen Verlautbarungen wurde auf die verlockenden Möglichkeiten hingewiesen, Umwelt- oder Abwärmen durch Aufwerten mittels Wärmepumpen nutzbar zu machen. Es ist tatsächlich faszinierend, wenn auf diese Weise bei gleichem Verbrauch an elektrischer Energie vier- bis fünfmal mehr Nutz-

wärme gewonnen werden kann als bei elektrischer Heizung. Wie das geschehen kann, was für Probleme sich dabei stellen und wie sich die Wärmebezüger an die Eigenarten dieser Heizweise anzupassen haben werden, wurde allerdings nirgends gesagt. Es sind aber gerade diese Fragen, die geklärt sein müssen, bevor man mit der Projektierung derartiger Anlagen beginnen kann. Zu ihnen soll nachfolgend Stellung genommen werden.

wärme gewonnen werden kann als bei elektrischer Heizung. Wie das geschehen kann, was für Probleme sich dabei stellen und wie sich die Wärmebezüger an die Eigenarten dieser Heizweise anzupassen haben werden, wurde allerdings nirgends gesagt. Es sind aber gerade diese Fragen, die geklärt sein müssen, bevor man mit der Projektierung derartiger Anlagen beginnen kann. Zu ihnen soll nachfolgend Stellung genommen werden.

### 2. Thermodynamische Grundlagen

Die Vorgänge, die sich bei der Erzeugung und beim Gebrauch von Wärme abspielen, unterliegen den Gesetzen der Thermodynamik. Aus ihnen ergeben sich gewisse Grundregeln, die befolgt werden müssen, wer gegebene Heizaufgaben mit geringstem Energieaufwand lösen will. Da sich unsere Erörterungen nicht nur an Thermodynamiker, sondern auch an alle an der Städtefernheizung Interessierten richten und da es erfahrungsgemäss Heizungsfachleuten wie auch den meisten Wärmekonsumenten schwerfällt, die ihnen ungewohnten Anforderungen zu begreifen, die an ihre Installationen sowie an deren Betrieb gestellt werden müssen, um den Wärmepumpenbetrieb wirtschaftlich durchführen zu können, soll vorerst versucht werden, diese Grundregeln auf allgemein verständliche Weise zu begründen.

Wir gehen dazu von folgender Begriffsbeschreibung aus: Unter *Wärmepumpe* versteht man eine Vorrichtung, die bezweckt, Umwelt- oder Abwärme auf ein höheres, für die Nutzung geeignetes Temperaturniveau zu heben. Dazu ist mechanische Arbeit erforderlich. Diese nimmt mit der Höhe der Temperaturstufe zu, um welche die Wärme zu heben ist. Bild 1 zeigt den Zusammenhang. Dort ist der Leistungsbedarf  $N_{th}$  einer idealen, verlustfreien Wärmepumpe dargestellt, der für das Heben eines Wärmestromes von 100000 kcal/h von 0 °C auf  $t$  °C erforderlich ist. Zum Vergleich zeigt die gestrichelte Linie den Leistungsbedarf einer verlustfrei arbeitenden Wasserpumpe, die 100000 kg/h um  $t$  m hebt.

Aus Bild 1 ergeben sich drei allgemein gültige Gesetzmäßigkeiten, die von so elementarer Natur sind, dass sie jedermann

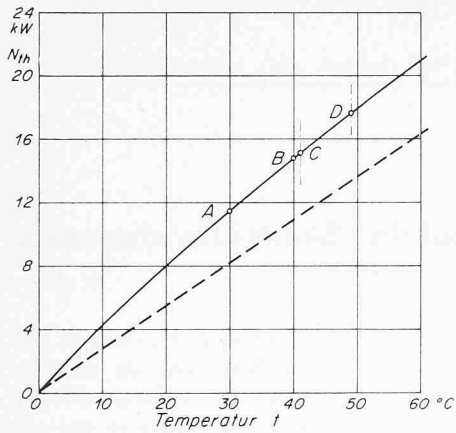


Bild 1 (links). Leistungsbedarf einer idealen, verlustfreien Wärmepumpe zum Heben eines Wärmestroms von 100000 kcal/h von 0 °C auf  $t$  °C; gestrichelt: Leistungsbedarf einer verlustfreien Wasserpumpe zum Heben von 100000 l/h um  $t$  m

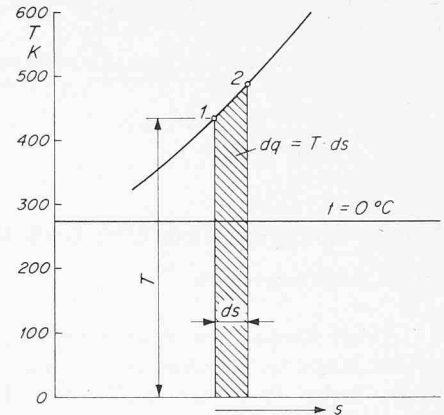


Bild 2 (rechts). Entropiezunahme  $ds$ , die 1 kg eines Gases durch eine Wärmezufuhr  $dq$  erleidet

verständlich sein müssten, gegen die aber namentlich bei den Wärmeanwendungen immer wieder verstossen wird. Wie bei einer Wasserpumpe der Leistungsbedarf mit der Höhe zunimmt, um die ein bestimmter Wasserstrom zu heben ist, so wächst auch bei der Wärmepumpe der Leistungsbedarf mit der Höhe der zu überwindenden Temperaturstufe. Wärme ist also nicht nur eine quantitative Grösse, wofür sie meist gehalten wird, vielmehr kommt ihr auch ein Wert zu. Das Wertmass ist die Differenz, die zwischen der Temperatur des Wärmeträgers und der der Umgebung besteht. Hieraus ergibt sich, dass Wärmepumpen nur dort wirtschaftlich berechtigt sind, wo geringe Temperaturstufen zu überwinden sind, und dass man die Einrichtungen auf der Verbraucherseite dementsprechend bauen und betreiben muss.

Die zweite Gesetzlichkeit betrifft das Temperaturgefälle bei Wärmeübergängen. Beim Heben von Wärme mittels Wärmepumpen muss die Umweltwärme, z. B. Seewasser von 4 °C, an ein Arbeitsmedium, z. B. verdampfendes Ammoniak, übergeführt werden. Dazu ist ein Temperaturgefälle von z. B. 4 °C erforderlich, so dass der eigentliche Prozess bei 0° beginnt, wie das bei Bild 1 angenommen wurde. Ebenso ist ein Temperaturgefälle im warmen Prozessteil nötig, um die gehobene Wärme an einen Wärmeträger, z. B. an das Heizwasser, abzugeben. Wenn dieses z. B. 45 °C haben soll, so muss die Wärme durch den inneren Prozess auf etwa 49 °C gehoben werden. Im ganzen ist also eine Temperaturstufe von 49 °C zu überwinden und nicht von nur 41 °C. Das bedeutet nach Bild 1 einen Leistungsaufwand von 17,6 kW (Punkt D) statt von nur 15,1 kW (Punkt C). Hieraus folgt, dass der Leistungsaufwand zum verlustfreien Heben eines bestimmten Wärmestromes über eine gegebene Temperaturstufe (Seewasser – Heizwasser) um so grösser ist, je grösser die Temperaturgefälle in den Wärmeübertragungsapparaten sind. *Diese Gefälle müssen also so klein wie möglich gehalten werden.*

Die dritte Gesetzlichkeit bezieht sich auf die Mischung von Wasserströmen von verschiedenen Temperaturen. Betrachten wir zum Beispiel einen Wasserstrom von 10 m<sup>3</sup>/h, der von 20 auf 30°C erwärmt werden soll. Dazu sind 100000 kcal/h erforderlich, zu deren Hebung nach Bild 1 11,5 kW (Punkt A) aufzuwenden sind. Man kann aber auch so vorgehen, dass man einen Wasserstrom von 5 m<sup>3</sup>/h auf 40 °C erwärmt, was wiederum 100000 kcal/h ausmacht, und nachher 5 m<sup>3</sup>/h von 20 °C beimischt. Das Erwärmen erfordert nun aber 14,8 kW (Punkt B), also 3,3 kW mehr als im ersten Fall. *Man muss also Mischvorgänge mit Stoffen von verschiedenen Temperaturen entweder vermeiden oder die Temperaturunterschiede möglichst klein halten.*

Zu den genannten Eigenarten thermischer Prozesse treten in wirklichen Anlagen noch Verluste durch mechanische Reibung, Strömungswiderstände, Undichtheiten, Wärmeströme usw. hinzu. Alle diese Abweichungen vom idealen

Prozess werden unter dem Begriff «Nichtumkehrbarkeiten» zusammengefasst<sup>1)</sup>. Für diese hat Rudolf Clausius 1850 einen mathematischen Ausdruck gefunden, den er später Entropie nannte. Bildet man die Summe der Entropieänderungen, die alle an einem Vorgang beteiligten Stoffe erfahren, so ist diese im Idealfall gleich null, bei den wirklichen Vorgängen jedoch stets grösser als null. Alle natürlichen Vorgänge verlaufen somit in der Richtung zunehmender Entropie. Dabei ist die Entropiezunahme ein Mass für die Grösse der Nichtumkehrbarkeiten.

Was uns interessiert, ist nicht die absolute Grösse der Entropie, sondern die Änderung, die die Entropie eines Körpers bei thermischen Prozessen erfährt. Bezieht man diese auf 1 kg des betrachteten Stoffes von der absoluten Temperatur  $T$ , dem die Wärme  $dq$  zugeführt wird, so beträgt sie

$$ds = \frac{dq}{T}.$$

Es ist in der Wärmetechnik üblich, thermische Zustandsänderungen in einem Diagramm nach Bild 2 darzustellen, bei dem als Ordinate die Temperatur  $T$  und als Abszisse die Entropie  $s$  gewählt wird. Dann stellt der Flächenstreifen zwischen der Zustandslinie 1 2 und der Abszissenachse die Wärme  $dq = T \cdot ds$  dar.

In einem solchen Diagramm wird der Kreisprozess, den das Arbeitsmittel einer idealen Wärmepumpe durchläuft, durch ein Rechteck dargestellt, Bild 3. Dieser Prozess setzt sich aus folgenden Teilvorgängen zusammen: einer Wärmeaufnahme bei konstanter Temperatur  $T_0$  von A bis B, einer Verdichtung ohne Wärmeaustausch ( $ds = 0$ ) von B bis C, einer Wärmeabgabe bei konstanter Temperatur  $T$  von C bis D und einer Expansion unter Arbeitsleistung ohne Wärmeaustausch von D bis A. Der Inhalt des Rechtecks A B C D dem Wärmewert der Verdichtungsarbeit, abzüglich dem der Expansionsarbeit, und der des Rechtecks C D A' B', also die Summe der Inhalte der beiden soeben genannten Rechtecke, der abgegebenen Nutzwärme. Dieser Kreisprozess wurde erstmals 1824 vom französischen Forscher Sadi Carnot beschrieben und wird seither nach ihm benannt.

Man bezeichnet als Leistungsziffer  $\varepsilon$  das Verhältnis der Nutzwärme  $q$  zum Wärmewert der Arbeit  $AL$ , die von aussen zugeführt werden muss:

<sup>1)</sup> Der Ausdruck «Nichtumkehrbarkeit» ergibt sich aus folgendem Gedankenexperiment: Grundsätzlich kann jeder physikalische Vorgang, durch den sich ein Körpersystem von einem Zustand A in einen Zustand B verändert, auch in umgekehrter Richtung verlaufen, wodurch das System den Zustand A wieder erreicht. Verlaufen alle Vorgänge ideal, so trifft das uneingeschränkt zu. Ist aber die Veränderung von A nach B mit einer Nichtumkehrbarkeit verbunden, so zeigt sich das in einer nicht mehr rückgängig zu machenden Änderung des nach der Umkehrung erreichten Endzustandes gegenüber dem Anfangszustand A.

Bild 3 (links). Der Carnotsche Kreisprozess im  $T,s$ -Diagramm

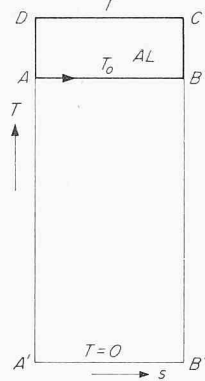


Bild 4 (Mitte). Der Carnotsche Kreisprozess des Stoffes II sowie die Zustandsänderungen, welche die Wärmequelle I und das Heizwasser III bei Berücksichtigung endlicher Temperaturgefälle erfahren

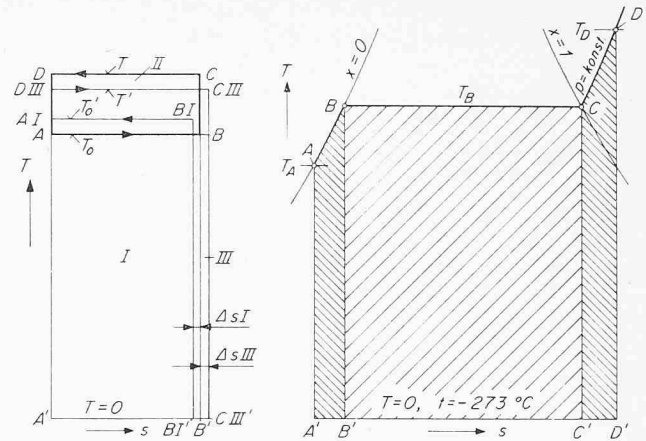


Bild 5 (rechts).  $T,s$ -Diagramm für 1 kg eines Kältemittels und Zustandsänderung bei konstantem Druck

$$\varepsilon = \frac{q}{AL} = \frac{T}{T - T_0} \quad 2)$$

Dieser Ausdruck ist der Kehrwert des *Carnotschen Wirkungsgrades*, der zur Beurteilung thermischer Kraftmaschinen verwendet wird. Bemerkenswerterweise ist dieser Wirkungsgrad nicht eins, trotzdem es sich um einen idealen Prozess ohne Nichtumkehrbarkeiten handelt. Bei Wärmepumpenanlagen gibt die Leistungsziffer des wirklichen Prozesses an, um wievielfach die Nutzwärme grösser ist als die bei elektrischer Heizung bei gleichem Energieaufwand zu gewinnende Wärme.

Berücksichtigt man die Temperaturgefälle bei den Wärmeübergängen, so ergeben sich die in Bild 4 dargestellten Zustandsänderungen. Die Wärmequelle (Stoff I) gibt je kg des umlaufenden Arbeitsmittels II an dieses die Wärme BI AI A' B'I' bei der Temperatur  $T_0'$  ab, wobei sich sein Zustand von BI nach AI verändert. Infolge des Temperaturgefälles  $T_0' - T_0$  liegt die Zustandslinie AB des Stoffes II tiefer als die des Stoffes I. Da aber keine Wärme verlorengehen soll, die genannten beiden Rechtecke also gleichen Inhalt haben, ist das Rechteck von II um die Entropiezunahme  $\Delta sI$  länger als das von I. Entsprechendes geschieht bei der Wärmeabgabe vom Arbeitsmittel II an das Heizwasser III. Wegen des Temperaturgefälles  $T - T'$  wird das Rechteck des Stoffes III um  $\Delta sIII$  länger als das des Stoffes II. Man überzeugt sich an diesem einfachen Beispiel leicht, dass die Entropiezunahmen um so grösser werden, je grösser die Temperaturgefälle bei den Wärmeübergängen, oder allgemeiner, je grösser die Nichtumkehrbarkeiten der wirklichen Vorgänge sind.

Das Entropiediagramm eines Kältemittels, wie es auch für Wärmepumpen verwendet wird, ist auf Bild 5 dargestellt. Darin bezeichnet die Linie  $x = 0$  den flüssigen Zustand, die Linie  $x = 1$  die Zustände des trocken gesättigten Dampfes. Dazwischen liegt das Gebiet des feuchten Dampfes, also von

Gemischen von siedender Flüssigkeit und gesättigtem Dampf. Wir betrachten nun die Zustandsänderung, die 1 kg Flüssigkeit vom Zustand A infolge Wärmezufuhr bei konstantem Druck erfährt. Zunächst steigt dessen Temperatur bis zum Siedepunkt B; dabei ist die zugeführte Wärme gleich der Fläche A B B' A'. Dann verdampft die Flüssigkeit, wobei die Temperatur  $T_B$  konstant bleibt (Verdampfungswärme B C C' B'). Wird weiter Wärme zugeführt, so überhitzt sich der Dampf (Überhitzungswärme C D D' C'). Als *Enthalpie* (Wärmeinhalt) bezeichnet man die Wärme, die je kg des betreffenden Stoffes bei konstantem Druck zugeführt werden muss, um ihn von einem vereinbarten Nullzustand (z. B. A bei  $0^\circ\text{C}$ ) in den betrachteten Endzustand (z. B. D) überzuführen.

### 3. Der wirkliche Kreisprozess

Von den verschiedenen Verfahrensweisen, die angewendet werden, um den Kreisprozess der Wärmepumpe zu verwirklichen, sei jene näher betrachtet, die in der Kälte- und Wärmepumpentechnik in weit überwiegender Mehrzahl angewendet wird. Bild 6 zeigt das Prinzipschema und Bild 7 das zugehörige  $T,s$ -Diagramm. Im Verdampfer 1, der als Steilrohrapparat mit Flüssigkeitsabscheider 1a dargestellt ist und von Wasser als Wärmequelle umströmt wird, verdampft ein geeigneter Arbeitsstoff, z. B. Ammoniak, bei konstanter Temperatur  $T_0$  unter Aufnahme der Umweltwärme  $q_0$ , die das Wasser bei der Temperatur  $T_w$  abgibt. Der Kompressor 2 verdichtet den Dampf von B nach C und fördert ihn in den Kondensator 3, wo er sich bei der Temperatur  $T$  unter Abgabe der Nutzwärme  $q$  an das Heizwasser von der Temperatur  $T_h$  verflüssigt, also vom Zustand C in den Zustand D übergeht. Das Kondensat durchströmt das Regulierventil 4, in welchem dessen Druck von D nach A abgedrosselt wird, und gelangt wieder in den Verdampfer zurück. Das Rechteck A B B' A' stellt die aufgenommene Umweltwärme  $q_0$  dar, die Fläche A B C D A<sub>1</sub> A den Wärmewert der Kompressionsarbeit und die Summe der beiden Flächen die Nutzwärme  $q$ .

Die Abweichungen vom Idealprozess nach Bild 3 sind

<sup>2)</sup> Dieses Temperaturverhältnis ergibt sich aus Bild 3 als Verhältnis der Höhen der entsprechenden Rechtecke.

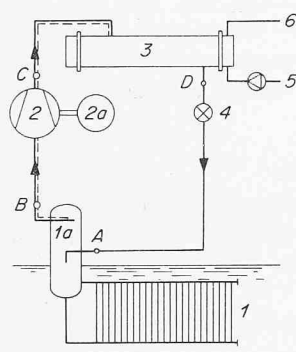
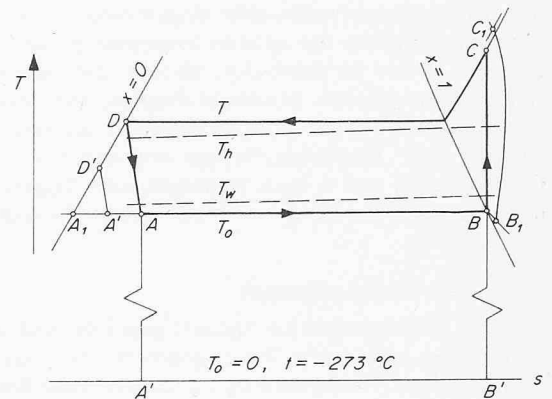


Bild 6 (links). Prinzipschema einer Wärmepumpe. 1 Verdampfer, 1a Flüssigkeitsabscheider, 2 Kompressor, 2a Motor, 3 Kondensator, 4 Regulierventil, 5 Rücklauf mit Umwälzpumpe für das Heizwasser, 6 Vorlauf

Bild 7 (rechts). Der Wärmepumpen-Kreisprozess im  $T,s$ -Diagramm. A B Verdampfung bei  $T_0$ , B C isentrope Verdichtung; B<sub>1</sub> C<sub>1</sub> wirkliche Verdichtung, C D Verflüssigung bei T, D A Drosselung,  $T_h$  Heizwassertemperatur,  $T_w$  Temperatur der Wärmequelle (Grundwasser)



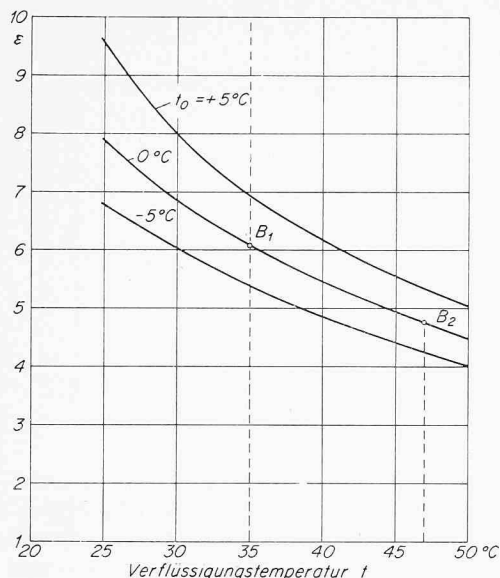


Bild 8. Wirkliche Leistungsziffern eines grösseren zweistufigen Ammoniakkompressors in Abhängigkeit von der Verflüssigungstemperatur  $t$  für verschiedene Verdampfungstemperaturen  $t_0$

nicht sehr beträchtlich, da man die Temperaturgefälle  $T - T_h$  und  $T_w - T_0$  klein hält. Die grösste stellt sich bei der Verdichtung ein. Diese verläuft nämlich nicht vertikal von B nach C, sondern wegen Strömungswiderständen, innern Undichtheiten und Wärmeverlusten von  $B_1$  nach  $C_1$ , was eine Vergrösserung des wirklichen Leistungsbedarfes zur Folge hat. Diese berücksichtigt man durch Einführen des isentropen Wirkungsgrades, der gleich ist dem Verhältnis des Leistungsbedarfes bei isentroper Verdichtung nach der Linie B C und dem wirklichen Bedarf, gemessen an der Wellenkupplung.

Die zweite Abweichung vom Carnotprozess ist die Drosselung von C nach D. Sie lässt sich vermeiden, wenn die Flüssigkeit von D nach  $A_1$  abgekühlt und die freiwerdende Wärme zum Erwärmen von Wasser ausgenutzt wird. Der Leistungsbedarf würde dadurch nicht vergrössert.

Die wirklichen Leistungsziffern, die alle Nichtumkehrbarkeiten einschliessen, sind für die drei Verdampfungstemperaturen  $t_0 = -5, 0$  und  $+5^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit von den Verflüssigungstemperaturen  $t$  in Bild 8 dargestellt. Die Kurven beziehen sich auf einen zweistufigen, zweizylindrigen Kolbenkompressor grösserer Leistung, der sich für Wärmepumpenbetrieb besonders gut eignet. Nicht eingeschlossen sind der Motorwirkungsgrad und der Leistungsbedarf einer Zubringerpumpe für die Wärmequelle.

Was zunächst auffällt, ist das steile Abfallen der Kurven mit zunehmender Verflüssigungstemperatur  $t$ . Das entspricht dem Anstieg des Leistungsbedarfes, wie er in Bild 1 zum Ausdruck kommt und auf dessen Folgerungen für die Heiztechnik mit Wärmepumpen schon dort hingewiesen wurde. Weiter ist der starke Einfluss der unteren Prozessstemperatur  $t_0$  bemerkenswert. Diese ist durch Art, Grösse und Temperatur der Wärmequelle gegeben. Je wärmer diese ist, desto wertvoller ist sie. – Da sich sowohl die Leistungsziffer als auch die Heizleistung einer gegebenen Anlage mit den beiden Prozessstemperaturen  $t$  und  $t_0$  stark verändern, sind Angaben über sie nur sinnvoll, wenn gesagt wird, auf welche Temperaturen sie sich beziehen.

#### 4. Über die Wirtschaftlichkeit

Die Wärmepumpe konkurriert gegen brennstoffgefeuerte Heizanlagen und gegen Wärmeangebote von Fernheizkraftwerken. Dieser Wettbewerb zwingt zu äusserster Sparsamkeit.

Man darf sich wegen der ausserordentlich hohen Brennstoffkosten von heute nicht zu einer wirklichkeitsfremden Beurteilung der Lage verleiten lassen. Vielmehr mahnen die unstabilen Marktverhältnisse zu vorsichtiger Einschätzung der Aussichten für neue Wärmeversorgungs-systeme, sollten diese doch während der Abschreibungsdauer von mindestens 25 Jahren rentabel sein.

Die für die Beurteilung der Wettbewerbsfähigkeit massgebende Grösse ist der Betrag der Jahreskosten. Dieser setzt sich aus den festen Kosten, hauptsächlich bedingt durch den Kapitaldienst, und den Betriebsmittelkosten zusammen. Für eine grobe Abschätzung dürfte es genügen, den Strompreis für den Wärmepumpenbetrieb zu bestimmen, der die gleichen Jahreskosten ergibt wie eine gleichwertige brennstoffgefeuere Anlage bei marktüblichen Brennstoffpreisen. Hiefür muss die über eine Heizsaison gemittelte Leistungsziffer  $\epsilon_m$  bekannt sein. Wie diese bestimmt wird, soll später gezeigt werden. Sie ergibt sich bei Deckenstrahlungsheizungen dank niedriger Heizwassertemperaturen zu rund 6,1, bei Radiatorenheizungen ( $80/60^\circ\text{C}$ ) zu rund 4,7 (Punkte  $B_1$  bzw.  $B_2$  in Bild 8). Dabei wurde einfachheitshalber mit einer konstanten Verdampfungstemperatur von  $0^\circ\text{C}$  gerechnet, wie sie sich bei Seewasser von  $4^\circ\text{C}$  einstellen wird<sup>3)</sup>. Berücksichtigt man den Wirkungsgrad des Antriebsmotors und den Arbeitsaufwand der Seewasserpumpe, so verringern sich die Zahlen auf rund 5,5 bzw. 4,3. Hieraus wird deutlich, wie gross der energiewirtschaftliche Vorteil wäre, wenn statt elektrischer Heizung, die wegen geringer Umweltbelastung und grosser Bequemlichkeit heute vielerorts angewendet wird, mit Wärmepumpen geheizt würde, welche die gleichen Annehmlichkeiten böten. Wie steht es nun aber mit den Kosten? Für den äquivalenten Strompreis gilt die Gleichung

$$P_{el} = \frac{860}{\eta_k H_u} \frac{\epsilon_m}{a} P_B$$

Hierin bedeuten  $\eta_k$  den Kesselwirkungsgrad (Jahresmittelwert),  $H_u$  den unteren Heizwert (kcal/kg),  $P_B$  den Brennstoffpreis (Fr./kg) und  $a$  einen Faktor, der den grösseren Kapitaldienst der Wärmepumpenanlage gegenüber dem einer gleichwertigen Kesselanlage berücksichtigt. Schätzen wir diesen zu 80% der jährlichen Stromkosten für den Wärmepumpenbetrieb, setzen wir also  $a = 1,8$ , so ergeben sich mit  $\epsilon_m = 4,3$  (Radiatorenheizung  $80/60^\circ\text{C}$ ) folgende äquivalente Strompreise:

für Brechkoks mit

$$H_u = 7000 \text{ kcal/kg}; \eta_k = 0,75; P_B = 0,30 \text{ Fr./kg}; \\ P_{el} = 0,12 \text{ Fr./kWh}$$

für Heizöl leicht mit

$$H_u = 10000 \text{ kcal/kg}; \eta_k = 0,82; P_B = 0,30 \text{ Fr./kg}; \\ P_{el} = 0,075 \text{ Fr./kWh}$$

Diese Strompreise dürften für die erforderliche Energiequalität tragbar sein, wenn berücksichtigt wird, dass es sich zwar um Winterenergie handelt, aber um Grundlastdeckung, also um eine verhältnismässig gute Ausnutzung des Anschlusswertes mit beträchtlichem Nachtstromanteil, und dass gegebenenfalls der Betrieb während der Mittagskochspitze unterbrochen werden kann. Der Preisvergleich zeigt aber auch, dass das Preisverhältnis Brechkoks zu Heizöl dem tatsächlichen Nutzwert keineswegs entspricht.

#### 5. Folgerungen für die Verwirklichung

Aus unseren bisherigen Erörterungen ergibt sich, dass das Wärmepumpenverfahren nur dort wirtschaftlich berechtigt ist, wo die Wärme über nur geringe Temperaturstufen aufgewertet

<sup>3)</sup> Steht Grundwasser zur Verfügung, so ergeben sich etwas günstigere Leistungsziffern.

Bild 9 (links). Prinzipschema eines Schichtspeichers üblicher Bauart mit Durchlauferhitzer. 1 Speicher, 2 Durchlauferhitzer, 3 Umwälzpumpe, 4 Frischwasserpumpe, 5 Warmwasserabgabe, 6 Trennzone zwischen warmem und kaltem Wasser

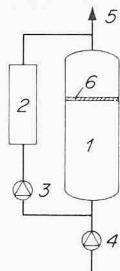


Bild 10 (Mitte). Temperaturverlauf während des Aufheizvorganges in Abhängigkeit von der zugeführten Wärme.

a Brauchwassertemperatur, b Verflüssigungstemperatur des Arbeitsmittels bei der Anordnung nach Bild 9, c dasselbe bei der Anordnung nach Bild 11

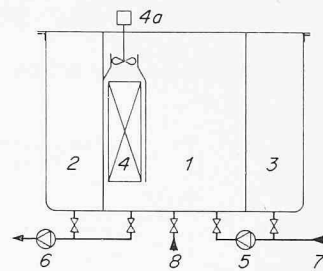
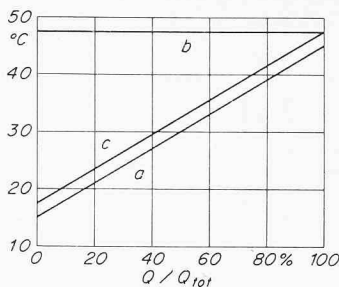


Bild 11 (rechts). Prinzipschema eines Warmwasserspeichers mit einer dem Aufwärmvorgang angepassten Verdampfungstemperatur. 1 Hauptspeicher, 2 Nebenspeicher zum Überbrücken des Aufladens von 1, 3 Nebenspeicher zum Sammeln von vorgewärmtem Wasser, 4 Verflüssiger, 4a Rührwerk, 5 Hilfspumpe, 6 Netzpumpe, 7 Leitung für vorgewärmtes Wasser, 8 Frischwasserleitung

werden muss und günstige Wärmequellen verfügbar sind, deren Temperatur über 0 °C liegt. Seine Anwendungsmöglichkeiten sind daher beschränkt und müssen von Fall zu Fall sorgfältig geprüft werden. Es handelt sich bei ihm nicht um eine Spitzentechnik mit grossen Umsätzen, sondern um eine bescheidene Haustechnik, die sich nur dann zu behaupten vermag, wenn sie sich auf eine gut eingeführte Kältefirma stützen kann, die ihr die Maschinen, die Apparate, die Verkaufsorganisation und die erforderlichen erfahrenen Fachleute zur Verfügung stellt.

Trotz diesen Einschränkungen gibt es einige Gründe, die es rechtfertigen, sich heute erneut mit dieser Art der Wärmebeschaffung zu befassen. Davon seien genannt: Die Brennstoffpreise, die auch nach Abflauen der gegenwärtigen Krise kaum mehr auf die früheren Werte zurückfallen werden; weiter die Unsicherheit der Marktlage auf dem Brennstoffsektor; sodann die dringende Notwendigkeit, die natürlichen Bestände an fossilen Brennstoffen zu schonen und die Umweltbelastung durch Rauchgase zu verringern; und schliesslich die auf dem Gebiet der Fernwärmeversorgung gewonnenen Erfahrungen und erzielten Fortschritte, deren Vorteile von immer weiteren Kreisen erkannt werden, was die Einführung des Wärmepumpenverfahrens erleichtert.

Die wesentlichen Voraussetzungen für sinnvollen Einsatz lassen sich wie folgt zusammenfassen: 1. Das Verfahren muss gegenüber anderen bewährten Heizsystemen aufs Ganze gesehen vorteilhafter sein. 2. Es sollen geeignete Wärmequellen in nicht zu grosser Entfernung möglichst kostenfrei verfügbar sein. 3. Heiznetz und Heizbetrieb haben sich den Eigenarten der Wärmepumpe sinngemäss anzupassen.

## 6. Wärmequellen

Eine der ersten Fragen, die sich bei der Beurteilung eines Wärmepumpenprojektes stellt, ist die nach der verfügbaren Wärmequelle. Davon gibt es natürliche und künstliche. Von den natürlichen ist das *Grundwasser* am günstigsten. Es kommt in unserem Lande verhältnismässig häufig vor und weist eine fast konstante Temperatur je nach Ort von 9 bis 11 °C auf. Es verändert sich durch den Gebrauch nicht, kann also auch nach dem Wärmezug als Trinkwasser verwendet werden. Vorteilhaft ist auch *Seewasser*, das bei etwa 30 m Tiefe + 4 °C aufweist. Da es kaum mehr als 1 °C abgekühlt werden kann, ergeben sich grosse Wasserströme, die bei den meist flachen Ufern durch lange Leitungen herbeigeschafft werden müssen, was Pumpenergie kostet. Weniger günstig ist *Flusswasser*, da dessen Temperatur stark schwankt und gegen Winterende unter 1 °C sinken kann. Die Verdampfer müssen daher so gebaut sein, dass sie eine allfällige Eisbildung ertragen. Vereinzelt ist der *Erboden* als Wärmequelle verwendet worden. Das dürfte aber nur unter besonderen Umständen und bei kleinen Leistungen in Frage kommen.

Von den künstlichen Wärmequellen seien genannt:

1. Abwärmen, wie sie bei zahlreichen industriellen und gewerblichen Betrieben, Bädern, Wäschereien usw. anfallen. 2. Kälteanlagen; hier lässt sich das Kältemittel ohne grossen Mehraufwand bei einer für die Nutzung genügend hohen Temperatur verflüssigen. Diese Möglichkeit sollte systematisch genutzt werden. 3. Klimaanlage, die sich vom Kühlbetrieb im Sommer auf Heizbetrieb im Winter umstellen lassen, wobei die warme Abluft oder Aussenluft als Wärmequelle dient. Unter den nutzbaren Abwärmen verdienen jene thermischer und nuklearer Kraftwerke besondere Beachtung. Auf sie soll später eingegangen werden.

Wenn eine energiewirtschaftliche Planung den Einsatz von Wärmepumpen in grösserem Ausmass vorsieht, so müsste sie zugleich Richtlinien für eine sinnvolle Bewirtschaftung der natürlichen und künstlichen Wärmequellen aufstellen, gesetzliche Bestimmungen für deren Nutzung vorbereiten und ein Inventar der vorhandenen und in Aussicht stehenden Nutzungsmöglichkeiten aufnehmen. Es betrifft das einerseits vor allem das Grundwasser und andererseits die industriellen und gewerblichen Abwärmen. Wie man sich bemüht, aus Abfällen Rohstoffe zurückzugewinnen, ebenso ist es angezeigt, Abfallenergien zu Nutzformen aufzuwerten.

## 7. Das Erwärmen von Brauchwasser

Der Warmwasserverbrauch in Haushalt, Gewerbe und Industrie ist sehr bedeutend; er erstreckt sich über das ganze Jahr. Seine Deckung durch elektrische Energie erlaubt eine gute Ausnutzung der Einrichtungen und ist geeignet, durch Speicher, die über Nacht aufgeladen werden, Schwachlasttälern auszufüllen. Hier ist der Einsatz von Wärmepumpen hauptsächlich aus zwei Gründen angezeigt: Erstens ermöglicht er eine beträchtliche Energieeinsparung, und zweitens können sonst nicht ausnutzbare Abwärmen des Wärmepumpenprozesses hierfür verwertet werden<sup>4)</sup>. Daher wären Anlagen für Raumheizung wo immer möglich durch Einrichtungen für Warmwasserbereitung zu ergänzen, was in der Planung berücksichtigt werden müsste.

Die bei der Warmwasserbereitung übliche Anordnung nach Bild 9 mit isoliertem Schichtspeicher und Durchlauferhitzer, bei welchem das kalte Wasser in *einem* Durchgang auf die Endtemperatur erwärmt wird, ergibt den auf Bild 10 durch die Linien a und b dargestellten Temperaturverlauf. Wie ersichtlich, treten bei ihm grosse Temperaturgefälle zwischen kondensierendem Arbeitsmittel (Linie b) und Wasser (Linie a), also grosse Nichtumkehrbarkeiten auf. Dieser Nachteil lässt sich durch eine Anordnung nach Bild 11 mit offenem Speicher vermeiden, der abends mit Frischwasser gefüllt und über Nacht durch Umwälzen des Wassers durch einen Arbeitsmittel-

<sup>4)</sup> Eine solche Abwärme lässt sich durch Abkühlen des Arbeitsmittelkondensates von D nach D', Bild 7, gewinnen.

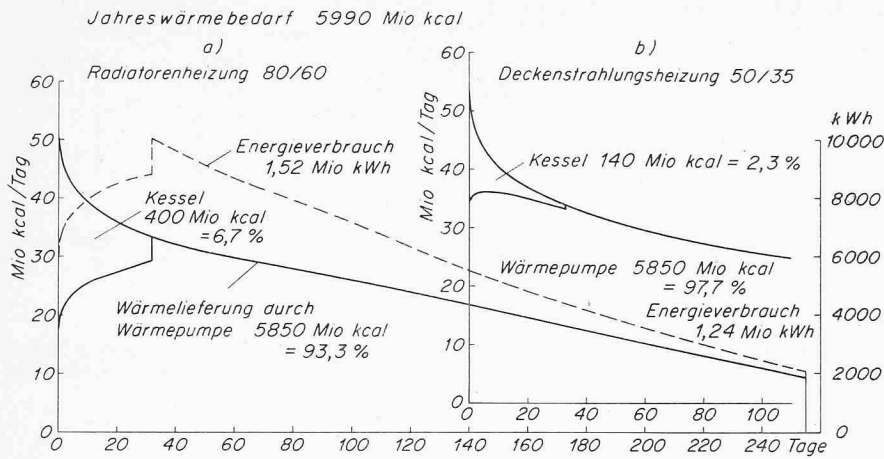


Bild 12. Täglicher Wärmebedarf und tägliche Wärmelieferung durch die Wärmepumpe in Abhängigkeit von den nach Aussentemperaturen geordneten Heiztagen eines Gebäudekomplexes von 4 Mio kcal/h grösstem Heizleistungsbedarf, a) bei Radiatorenheizung 80/60 °C, b) bei Deckenstrahlungsheizung 50/35 °C, Beispiel: Amtshäuser der Stadt Zürich. Gestrichelt: Energieverbrauch je Tag im Falle a

kondensator<sup>5</sup> allmählich aufgeladen wird. Dabei verläuft die Verflüssigungstemperatur nach der Linie c (Bild 10). Eine einfache Rechnung mit Hilfe der  $\epsilon$ -Kurven nach Bild 8 ergibt für das Aufwärmen von 20 auf 45 °C im ersten Fall eine Leistungsziffer von 4,5, im zweiten von 5,8. Der Unterschied ist also sehr bedeutend. Man kann den Speicher dreiteilig ausführen: Ein Abteil 2 dient für die Warmwasserversorgung durch die Netzpumpe 6 während des Aufladens des Hauptteils 1. Im Abteil 3 sammelt sich das durch Abwärmen vorgewärmte Wasser (Leitung 7), das während des Aufladens des Hauptteils 1 in dem Zeitpunkt durch die Pumpe 5 nach 1 übergeführt wird, wo in 3 und 1 gleiche Temperaturen herrschen<sup>5</sup>).

Wir wählen die Endtemperatur zu 45 °C, weil erfahrungsgemäss der weit überwiegende Teil des Brauchwassers nicht wärmer sein muss. Für besondere Anwendungen, die höhere Temperaturen erfordern, kann elektrisch nachgeheizt werden.

## 8. Probleme der Raumheizung mit Wärmepumpen

Was dem unvoreingenommenen Beobachter auffällt, wenn er die in der Heiztechnik üblichen Methoden kritisch betrachtet, ist die grosszügige Art, mit der mit den Temperaturgefällen bei Heizkörpern und Lufterhitzern umgegangen wird. Wer von der Kältetechnik herkommt, wo bei Luftkühlern meist mit nur 10 °C zwischen Raumluft und verdampfendem Kältemittel, oft sogar mit noch weniger gerechnet wird, stellt mit Erstaunen fest, dass zum Warmhalten eines Raumes auf 20 °C das Heizwasser bei tiefsten Aussentemperaturen (-15 °C) 80 °C im Vorlauf und 60 °C im Rücklauf aufweist. Diese hohen Temperaturen beeinflussen die Betriebsmittelkosten nicht, wenn die Wärme in Heizkesseln erzeugt wird, wohl aber beim Heizen mit Wärmepumpen. In diesen Fällen ist es angezeigt, die sämtlichen Wärmeverbraucher und die Versorgungsnetze in die Wirtschaftlichkeitsberechnungen einzubeziehen und auf diese Weise ihre optimalen Abmessungen zu ermitteln. Eine Ausnahme bildet die Deckenstrahlungsheizung, bei der die höchsten Temperaturen nur 50 °C bzw. 35 °C betragen, die sich also für Wärmepumpenbetrieb besonders gut eignet.

Unter den verschiedenen Problemen, die zu klären sind, ergibt sich ein erstes aus der starken Veränderung des Wärmebedarfs während einer Heizsaison. Sie ist aus Bild 12 ersichtlich. Dort ist über den nach mittleren Aussentemperaturen geordneten Tagen des Jahres der tägliche Wärmebedarf für einen bestimmten Gebäudekomplex (Amtshäuser der Stadt Zürich) aufgetragen. Auffallend ist die hohe Spitze von 54 Mio kcal am kältesten Tag mit -15 °C, zu deren Deckung ursprünglich Heizkessel mit einer Leistung von 4 Mio kcal/h

aufgestellt wurden. Die Fläche zwischen der Kurve und der Abszisse stellt den Wärmebedarf pro Heizsaison dar. Dieser beträgt beim vorliegenden Beispiel 5990 Mio kcal. Das sind nur rund 17% der bei ganzjährigem Vollbetrieb möglichen Wärmelieferung. Aus dieser sehr geringen Ausnützung ist zweierlei zu folgern:

Erstens ist es im Hinblick auf die hohen Erstellungskosten einer Wärmepumpenanlage angezeigt, deren Heizleistung nur für etwa 35 bis 40% der vollen Leistung des Heiznetzes zu bemessen und sie durch eine brennstoffgefeuerte Kesselanlage für Spitzendeckung zu ergänzen. Zweitens ist die Wärmepumpe nicht für die höchste, sondern für jene Vorlauftemperatur vorzusehen, die ihrem verringerten Leistungsanteil entspricht. Das erlaubt, normale Kältekompressoren zu verwenden, wie sie für tropische Verhältnisse üblich sind. Weiter ergibt ein solcher Betrieb günstige Leistungsziffern.

Ein zweites Problem besteht in der Anpassung der Heizkörperleistung an den von der Aussentemperatur abhängigen Wärmebedarf. Diese Regelung soll weder durch Drosseln des Heizwasserstromes an den einzelnen Radiatoren noch durch Beimischen von Rücklaufwasser in den Vorlauf, sondern durch Verändern der Vorlauftemperatur bei Kondensatoraustritt und damit der Verflüssigungstemperatur des Wärmepumpenkreislaufes vorgenommen werden, wobei diese Temperaturen möglichst niedrig zu halten sind. Praktisch wird man allerdings für die Feinanpassung der einzelnen Stränge eine minimale Beimischung zulassen. Diese wird um so kleiner, je genauer die Leistungen der einzelnen Verbraucher dem wirklichen Bedarf angepasst, je sorgfältiger also die Wärmebedarfsberechnungen durchgeführt worden sind. Wo die erforderlichen Heizleistungen zeitweise, etwa infolge Besonnung einzelner Gebäudeseiten, stärker voneinander abweichen, schaltet man die betreffenden Stränge hintereinander. Deren Schaltung an den Verteil- und Sammelbatterien ist dementsprechend auszuführen.

Ein drittes Problem ergibt sich aus dem Verlauf des Wärmebedarfs während eines Heiztages. Er hängt vom Verlauf der Aussentemperatur und von der Benützungart der einzelnen Räume ab. Man wird meist über Nacht und an einigen Stunden des Tages mit geringer Leistung und sonst mit höherer Leistung fahren. Das erlaubt, auch bei kaltem Wetter mit den Wärmepumpen zeitweise zu arbeiten. Die Bilder 13 und 14 zeigen mögliche Heizprogramme für Tage von -10 °C für Radiatoren- bzw. Deckenstrahlungsheizung, die Bilder 15 und 16 den Verlauf der Heizwassertemperaturen in Abhängigkeit von der Heizleistung unter Annahme eines für alle Heizleistungen gleichen Heizwasserstromes. Dabei wurde die höchste Vorlauftemperatur, welche die Wärmepumpe zu liefern vermag, zu 50 °C angenommen.

<sup>5</sup> Eine derartige Einrichtung zum Erwärmen des Duschwassers wurde im Hallenbad der Stadt Zürich ausgeführt, SBZ Bd. 120 (1942) H. 1, S. 5-11.

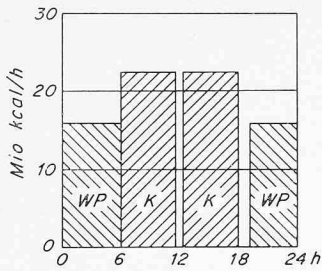


Bild 13. Heizprogramm für einen Tag mit  $-10^{\circ}\text{C}$  bei Radiatorenheizung nach Bild 15, Anlage nach Bild 12.  
WP Wärmepumpenbetrieb,  
K Kesselbetrieb

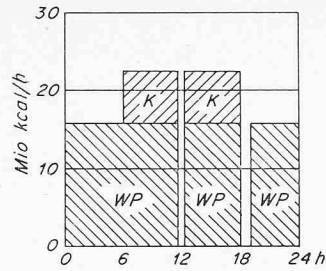


Bild 14. Heizprogramm für einen Tag mit  $-10^{\circ}\text{C}$  bei Deckenstrahlungsheizung nach Bild 16, Anlage nach Bild 12.  
WP Wärmepumpenbetrieb,  
K Kesselbetrieb

Diese Temperatur wird bei der Radiatorenheizung bei rund 43 % der vollen Heizleistung des Netzes erreicht (Punkt  $A_1$ , Bild 15), während die Wärmepumpen wie angenommen nur 40 % (bei einer Verdampfungstemperatur von  $0^{\circ}\text{C}$ ) zu leisten vermögen. Es besteht also ein gewisser Spielraum, der sich ausnützen lässt, wenn mit höheren Verdampfungstemperaturen gearbeitet werden kann; doch soll diese Möglichkeit in der Berechnung nicht berücksichtigt werden. Im Bereich zwischen  $A_1$  und  $A_2$  wäre ein gemischter Betrieb möglich, wobei die Kessel heizwasserseitig den Wärmepumpen nachgeschaltet sein müssten. Auch hierauf wird verzichtet, da nicht viel zu gewinnen ist und die Umstellungen den Betrieb erschweren. In den Betriebsphasen mit hohen Heizleistungen müssen die Wärmepumpen abgestellt werden. Die Kessel haben also die volle Leistung (in unserem Falle 4,0 Mio kcal/h) aufzubringen. Demgegenüber können bei der Deckenstrahlungsheizung die Wärmepumpen voll in Betrieb bleiben, weshalb die Kessel für eine entsprechend geringere Leistung, in unserem Beispiel also nur für 2,4 Mio kcal/h, zu bemessen sind.

Schliesslich ist an vierter Stelle auf die geringen Temperaturunterschiede zwischen Vorlauf und Rücklauf hinzuweisen, was grosse Heizwasserströme und entsprechend hohe Antriebsleistungen für die Umwälzpumpen ergibt. Die Gebiete, die sich von einer Zentrale aus mit Wärmepumpen versorgen lassen, dürfen daher nicht gross gewählt werden. Entfernungen, die 500 m wesentlich überschreiten, können nur dann in Betracht gezogen werden, wenn man die Temperaturdifferenzen vergrössert, bei der Radiatorenheizung z. B. auf  $90/50^{\circ}\text{C}$ , was allerdings eine geringere Leistungsziffer nach sich zieht. Auch so sind diese Differenzen noch wesentlich kleiner als jene, die bei Fernheiznetzen im allgemeinen üblich sind, so dass man das Versorgungsgebiet immer noch verhältnismässig klein wählen muss. Abgesehen von vereinzelten Sonderfällen wird man bei einer allgemeinen Versorgung auf Strahlungsheizungen mit ihren niedrigen Temperaturen keine Rücksicht nehmen können.

Wie solche Raumheizaufgaben mit Wärmepumpen gelöst werden können, wurde in der «Schweizerischen Bauzeitung»

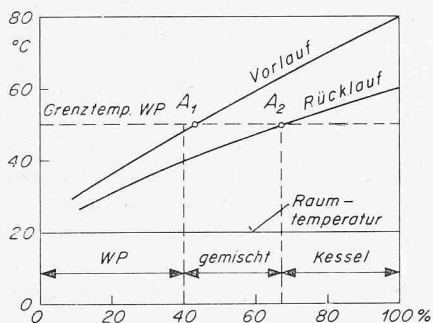
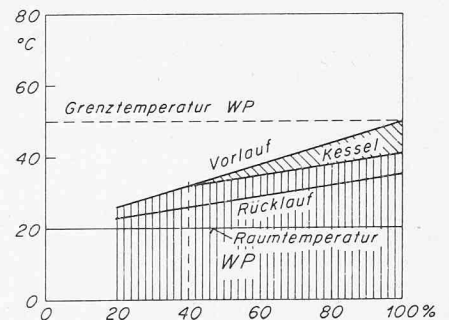


Bild 15 (links). Heizwassertemperaturen bei einer Radiatorenheizung  $80/60^{\circ}\text{C}$  in Abhängigkeit von der Heizleistung bei konstantem Heizwasserstrom

Bild 16 (rechts). Heizwassertemperaturen bei Deckenstrahlungsheizung  $50/35^{\circ}\text{C}$  in Abhängigkeit von der Heizleistung bei konstantem Heizwasserstrom



(SBZ) 76 (1958) H. 45, S. 674–681, ausführlich erläutert. Wenn man die Heizgrenze von  $12^{\circ}\text{C}$ , wie dort angenommen, auf  $14^{\circ}\text{C}$  erweitert, so erhält man den schon oben erwähnten Jahreswärmebedarf von 5990 Mio kcal. Davon lassen sich bei der Variante mit Strahlungsheizung 5850 Mio kcal oder 97,7 % durch die Wärmepumpen decken, während die Kessel nur 140 Mio kcal oder 2,3 % zu liefern haben. Der Energiebedarf einschliesslich Flusswasserpumpe wurde graphisch zu 1,24 Mio kWh bestimmt, was einer Leistungsziffer von 5,5 entspricht. Bei der Variante mit Radiatorenheizung können die Wärmepumpen 5590 Mio kcal oder 93,3 % übernehmen, so dass für die Kessel noch 400 Mio kcal oder 6,7 % beizusteuern verbleiben. An elektrischer Energie werden jetzt 1,52 Mio kWh verbraucht, woraus sich die Leistungsziffer zu 4,28 ergibt. Es darf hier bemerkt werden, dass diese Ergebnisse durch den praktischen Betrieb der Amtshäuseranlage bestätigt worden sind, und zwar sowohl hinsichtlich Art der Betriebsweise und der Wärmelieferung als auch bezüglich Energieverbrauch und Wirtschaftlichkeit<sup>6)</sup>. Leider musste die Anlage nach dreissigjährigem Betrieb wegen umfangreicher Bauarbeiten demontiert werden. Hervorzuheben ist der geringe Anteil, den die Kessel zu liefern haben. Diese müssen erst bei Aussentemperaturen unter  $-2^{\circ}\text{C}$  in Betrieb genommen werden, was in Zürich im Mittel 33 Heiztagen entspricht.

## 9. Möglichkeiten eines Wärmepumpeneinsatzes in Fernheiznetzen

Unsere bisherigen Betrachtungen bezogen sich auf naturgesetzliche Ordnungen und bewährte Ausführungen. Diesen gesicherten Bereich muss verlassen, wer neue Aufgaben zu lösen unternimmt. Eine solche Aufgabe ist der Wärmepumpeneinsatz in bestehende oder projektierte Fernheiznetze. Hierfür sollen an dieser Stelle keine Entwürfe vorgeschlagen, sondern lediglich denkbare Möglichkeiten kritisch betrachtet werden.

Eine erste Möglichkeit bietet sich bei abseits liegenden Gebäudekomplexen, deren Anschluss an ein Fernheiznetz sich wirtschaftlich nicht rechtfertigen lässt. Dort können Anlagen, wie sie vorhin beschrieben wurden, eingebaut werden, sofern geeignete natürliche Wärmequellen, z. B. Grundwasser, in der Nähe vorhanden sind. Zu denken wäre an Sanatorien, Hotels, Schulen, Industrien, Wohnkolonien usw. Gewiss besteht diese Möglichkeit auch innerhalb eines Fernheiznetzes. Sie könnte dort vorteilhaft sein, wo die zu beheizenden Gebäude mit Deckenstrahlungsheizungen ausgerüstet sind, die hohe Leistungsziffern ergeben, sofern günstige Wärmequellen vorhanden sind.

Besonders vorteilhaft sind Raumheizungen, die ihren Wärmebedarf aus naheliegenden industriellen Kälteanlagen (Kühlhäuser, Eisbahnen, Lebensmittelindustrien, Schlachthöfe, Milchzentralen usw.) beziehen. Hier sind die technischen Anlagen weitgehend vorhanden, oder sie lassen sich ohne erhebliche Kosten den besonderen Erfordernissen des Heiz-

<sup>6)</sup> Hierüber unterrichtet ein Bericht des städtischen Heizamtes in SBZ Bd. 128 (1946) Nr. 12, S. 147–150.

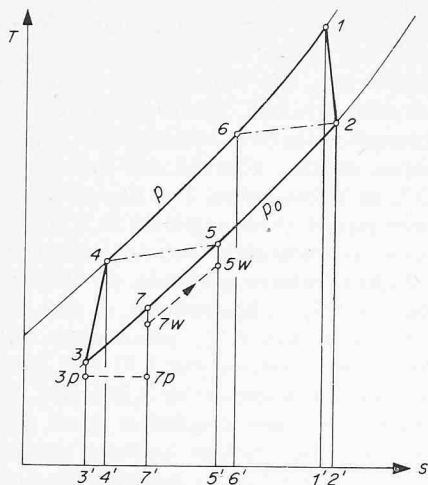


Bild 17.  $T, s$ -Diagramm einer Heissluftturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf mit Ausnützung der Luftkühlerwärmen in zwei Stufen;  $7W-5W$  Heizwassererwärmung für das Hauptnetz,  $3p-7p$  Arbeitsmittelverdampfung für sekundäre Netze

betriebs anpassen, was schon bei der Projektierung vorzusehen wäre. Eine solche Anpassung besteht im Aufstellen eines zusätzlichen Verdampfers, der mit Grundwasser betrieben werden kann und der die volle Auslastung der Kompressorenleistung auch im Winter erlaubt, wo der Kältebedarf verhältnismässig gering ist. Gewiss verdünnen solche Sonderfälle die Dichte des allgemeinen Versorgungsnetzes; sie helfen aber mit, Brennstoff zu sparen, und es dürfte sich deshalb ihre Ausführung in manchen Fällen rechtfertigen<sup>7)</sup>.

Ein besonderer Fall liegt vor, wo im Fernheizkraftwerk Heissluftturbinen mit geschlossenem Kreislauf verwendet werden. Wie aus dem  $T, s$ -Diagramm, Bild 17, ersichtlich, lässt sich die dem Wärmeaustauscher entströmende Luft in zwei Stufen abkühlen: Die erste, von 5 bis 7, dient dem Erwärmen des Heizwassers von  $7W$  auf  $5W$ ; die zweite, von 7 auf 3, eignet sich hervorragend gut als Wärmequelle für einige ausserhalb des Fernheiznetzes liegende Wärmepumpenanlagen. Dabei ergibt sich die im Prinzipschema Bild 18 dargestellte Schaltung, bei welcher die erste Luftkühlerstufe, 5a, ein nahe gelegenes Fernheiznetz 6 versorgt, während die zweite Stufe, 5b, als Kältemittelverdampfer ausgebildet ist. Dabei kann die Entfernung zwischen dem Kraftwerk und den Wärmepumpenzentralen mehrere Kilometer betragen. Man wird auch hier diese Zentralen für Grundlastdeckung durch Wärmepumpen und Spitzendeckung durch brennstoffgefeuerten Heizkessel vorsehen. Die Fernleitung muss nur schwach isoliert sein. In ihr stellt sich ein gewisser Druckabfall ein, um den sich die Druckstufe vergrössert, die der Arbeitsmittelkompressor 7 zu überwinden hat. Aber die Verdampfungstemperatur ist so hoch ( $20$  bis  $25^\circ\text{C}$ ), dass der Ansaugdruck noch immer weit höher liegt als bei Verwendung natürlicher Wärmequellen. An die Stelle der Heissluftturbinegruppe kann auch eine Entnahmedampfturbine treten, wobei der Entnahmedampf das Fernheiznetz versorgt und der Abdampf wenigstens teilweise als Wärmequelle für die Wärmepumpen dient. Welche dieser beiden Möglichkeiten vorzuziehen ist, hängt hauptsächlich vom Betriebsverhalten bei stark unterschiedlichem Wärmebedarf und von der Nachfrage nach der erzeugten elektrischen Energie ab.

<sup>7)</sup> Eine derartige Anlage hat die Firma Brissonneau-York, Paris, für ein Kühlhaus in Chalon-sur Saône ausgeführt, wobei die benachbarten Werkstätten einer Firma für elektrische Apparate geheizt werden. Beschreibung in «Handbuch der Kältetechnik» Band VIa von R. Plank, Abschnitt Kompressionskälteanlagen S. 435-444.

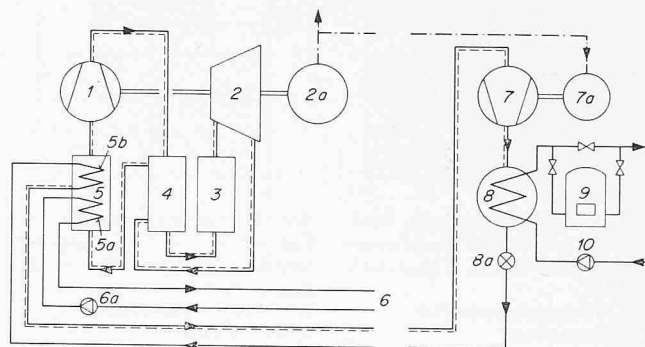


Bild 18. Prinzipielles Schaltbild einer Heissluftturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf und zweistufiger Ausnutzung der Luftkühlerwärme. 1 Luftkompressor, 2 Heissluftturbine, 2a Generator, 3 Lufterhitzer, 4 Wärmeaustauscher, 5 Luftkühler, 5a Heizwassererwärmer, 5b Arbeitsmittelverdampfer, 6 Fernheiznetz, 6a Heizwasser-Umwälzpumpe, 7 Arbeitsmittelkompressor, 7a Motor zu 7, 8 Kondensator, 8a Regulierventil, 9 Heizkessel, 10 Heizwasser-Umwälzpumpe im sekundären Netz

Bei einem Städtefernheiznetz müssen die Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf verhältnismässig gross gewählt werden, damit man mässige Wasserströme und entsprechend geringe Antriebsleistungen für die Umwälzpumpen erhält. Dabei kann es wirtschaftlich sein, das Heizwasser in mehreren Stufen zu erwärmen. Man wird dafür im allgemeinen stufenweise Zwischendampfentnahme vorsehen, hat aber den stark schwankenden Wärmebedarf und die sich ändernden Vorlauftemperaturen zu berücksichtigen. Es kann Fälle geben, wo für die erste Erwärmungsstufe eine Wärmepumpe Vorteile bietet, die den Turbinenabdampf als Wärmequelle benützt, während die zweite Stufe mit Entnahmedampf vorgenommen wird. Es ergibt sich dann eine Anordnung nach dem Prinzipschema von Bild 19. Bild 20 zeigt den angenommenen Verlauf der Heizwassertemperaturen. Dabei wurde im Gegensatz zu den früher behandelten Beispielen eine gesetzmässige Abnahme nicht nur der Temperaturdifferenzen zwischen Vorlauf und Rücklauf, sondern auch *des Heizwasserstromes* angenommen, um so an Leistungsbedarf für die Umwälzpumpen zu sparen. Diese Abnahme kann folgenden Gleichungen entsprechen:

$$w = w_0 \sqrt{Q/Q_0}; \quad \Delta t = \Delta t_0 \sqrt{Q/Q_0}^8)$$

Die strichpunktierte Kurve zeigt den Verlauf der Grössen  $w$  und  $\Delta t$ . Dank dieser Gesetzmässigkeit kann die abgegebene Heizleistung  $Q$  durch Messen des jeweiligen Wasserstromes  $w$  nach der Gleichung ermittelt werden:

$$Q = \frac{\Delta t_0}{w_0} w^2.$$

Und zwar gilt das auch sinngemäss für jeden einzelnen Wärmekonsumenten.

Um die Eignung dieses Vorschlages beurteilen zu können, wurde ein einfaches Beispiel mit Entnahmeturbine und einer maximalen Heizleistung von 50 Mio kcal/h untersucht. Die Berechnung bezog sich auf die halbe Leistung, von der angenommen wurde, sie verteile sich zu gleichen Teilen von je 12,5 Mio kcal/h auf die beiden Erwärmungsstufen. Davon heizt die erste das Heizwasser von  $35$  auf  $49^\circ\text{C}$ , die zweite von  $49$  auf  $63^\circ\text{C}$  auf (Punkte  $A_1, A_2$  und  $A_3$  in Bild 20). Um bei voller Heizleistung eine Vorlauftemperatur von  $90^\circ\text{C}$  zu erreichen, muss der Dampf bei 1 ata der Turbine entnommen

<sup>8)</sup> Die Grössen  $w_0$  und  $\Delta t_0$  beziehen sich auf die Werte bei der vollen Heizleistung  $Q_0$ .

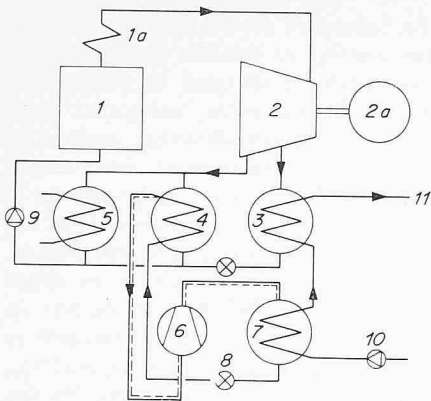
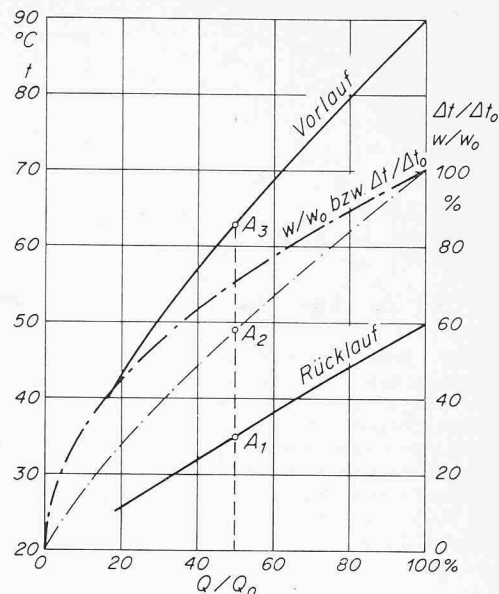


Bild 19 (links). Prinzipielles Schaltbild eines Fernheiz-Dampfkraftwerkes mit zweistufiger Heizwassererwärmung, bei dem die erste Stufe durch Aufwerten von Abdampfwärme mittels Wärmepumpe, die zweite Stufe durch Entnahmedampf erfolgt. 1 Dampferzeuger, 1a Überhitzer, 2 Entnahmeturbine, 2a Generator, 3 Heizwassererwärmer (zweite Stufe), 4 Arbeitsmittelverdampfer, 5 Kondensator zu 2, 6 Kompressor (Wärmepumpe), 7 Arbeitsmittelkondensator (erste Stufe der Heizwassererwärmung), 8 Regulierventil, 9 Kesselspeisepumpe, 10 Heizwasser-Rücklauf mit Umwälzpumpe, 11 Heizwasser-Vorlauf

Bild 20 (rechts). Heizwasser-Vorlauf- und Rücklauftemperaturen und Heizwasserstrom in Abhängigkeit von der Heizleistung bei einer Fernwärmeversorgung nach Bild 19



werden. Dieser Druck kann bei halber Heizleistung je nach der Leistungsabgabe der Turbine steigen oder fallen. Für unsere Berechnung wurde der ungünstigere Fall angenommen, wonach er auf 0,8 ata absinkt. Unter diesen Betriebsbedingungen erfordert der Antrieb der Wärmepumpe, die mit 28 °C im Verdampfer und 53 °C im Verflüssiger arbeitet, eine elektrische Leistung von rund 1500 kW; der Verbrauch des Wärmepumpenverdampfers an Turbinenabdampf beträgt rund 24000 kg/h. Ergänzend sei bemerkt, dass vorausgesetzt wurde, die Heizwassererwärmer seien mit Zusatzapparaten für das Vorwärmen des Wassers durch Kondensatunterkühlung ausgerüstet.

Würde die erste Erwärmungsstufe statt mit der Wärmepumpe mit Entnahmedampf von 0,8 ata durchgeführt, so wären dazu 23000 kg/h Dampf erforderlich, die in der Turbine bei der Expansion auf 0,05 ata 1800 kW leisten könnten. Das ist mehr als der Leistungsbedarf der Wärmepumpe, so dass diese unter den getroffenen Annahmen, was den Energieverbrauch betrifft, als vorteilhaft erscheint. Es dürfte sich daher lohnen, diesen Vorschlag auch hinsichtlich Wirtschaftlichkeit näher zu untersuchen.

### 10. Heizwärme aus Atomkraftwerken und Ferntransport grosser Heizleistungen

Mit grosser Beharrlichkeit fragen weite Kreise immer wieder nach den Gründen, warum die riesigen Abwärmemengen, die in Atomkraftwerken anfallen, nicht für die Städteheizung verwendet werden. Einer der Gründe ist der beträchtliche Energieaufwand, der für Erzeugung und Transport der Wärme erforderlich wäre. Aus Sicherheitsgründen müssen solche Werke, wenigstens vorläufig noch, weit von Ballungsgebieten entfernt aufgestellt werden, so dass mit grossen Transportdistanzen gerechnet werden muss. Hinzu kommt der stark schwankende Heizleistungsbedarf mit hoher Winterspitze, was eine geringe Ausnutzung ergibt. Um diese zu verbessern, wird man die Fernleitung nur für Grundlastübertragung bemessen, wie das auch bei Wärmepumpen geschieht. Und schliesslich lässt sich eine solche Übertragung nur verwirklichen, wenn im Konsumgebiet ein genügend ausgebautes Fernheizungsnetz vorhanden ist. Die Umweltbelastung durch die Kühltürme wird in Zeiten voller Auslastung der Heizanlagen wohl etwas gemildert, aber nicht verschwinden, da der Abwärmefall auch bei ausgebauter Fernheizung wohl immer wesentlich grösser sein wird als der Heizwärmebedarf.

Für den Ferntransport, der nur bei grossen Heizleistungen

in Frage kommt, gibt es grundsätzlich drei Möglichkeiten, nämlich:

*Erstens:* Das Umwälzen von Heizwasser in isolierten Leitungen, wobei die Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf gross zu wählen sind, damit man mit mässigen Wasserströmen und Pumpenleistungen auskommen kann.

*Zweitens:* Der Entnahmedampf wird durch eine isolierte Fernleitung einer oder mehreren Heizzentralen im Konsumgebiet zugeleitet und dort zum Erwärmen von Heizwasser verwendet. Das Kondensat muss ins Kraftwerk zurückgepumpt werden. Auch hier sieht man grosse Wärmegefälle in den Umformern vor; überdies muss der Druckverlust in der Fernleitung überwunden werden, so dass sich ein höherer Entnahmedruck einstellt.

*Drittens:* Das Kraftwerk wird ohne Rücksicht auf Abwärmeverwertung entworfen und betrieben, was im Hinblick auf die mässigen Frischdampftemperaturen, die bei den heute üblichen Reaktoren erreicht werden, erwünscht ist. Der Turbinenabdampf umspült ausser dem üblichen Kondensator einen Arbeitsmittelverdampfer; der dort erzeugte Dampf strömt durch die Fernleitung einigen Heizzentralen zu, wird dort durch Turbokompressoren unter höheren Druck gesetzt und kondensiert anschliessend unter Abgabe der Nutzwärme an das Heizwasser. Das Arbeitsmittelkondensat fliesst zum Verdampfer im Kraftwerk zurück. Bild 21 zeigt das entsprechende Prinzipschema.

Der Kühlturm dürfte in unserer Gegend das Kühlwasser von etwa 28 auf 22 °C kühlen, so dass mit einem Kondensatordruck von 0,05 ata entsprechend 32,5 °C gerechnet werden kann. Um die Fernleitungen gut auszunützen, wird man sie für nur etwa 40% der grössten Netzleistung vorsehen und den Spitzenbedarf durch brennstoffgefeuerten Kessel in den verschiedenen Heizzentralen decken. Diese Ergänzung, die, wie wir oben feststellen konnten, nur etwa 6 bis 8% der gesamten Wärme zu liefern hat, erhöht die Betriebssicherheit und ist auch daher im Hinblick auf mangelnde Erfahrungen mit derartigen Anlagen geboten.

Unseren Untersuchungen sei als Beispiel ein Atomkraftwerk der heute üblichen Bauart mit Dampfturbinen zugrunde gelegt, von dem eine Heizleistung von 100 Mio kcal/h (rund 10% der in einem Kraftwerk von 300 MWe anfallenden Abwärme!) über eine Entfernung von 20 km zu übertragen ist. Wir fragen nach dem Energieaufwand, der zum Erzeugen und Transportieren dieser Leistung erforderlich ist. Dieser Aufwand hängt naturgemäss von den Heizwassertemperaturen im

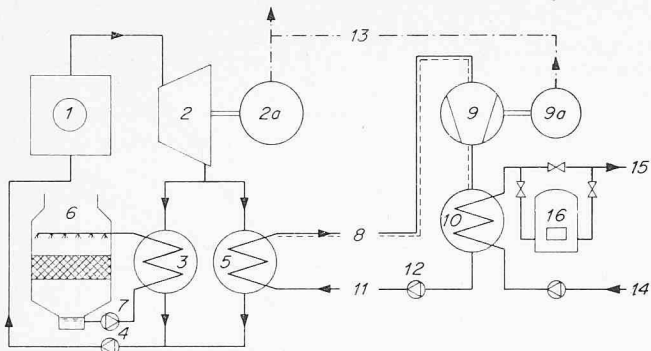


Bild 21. Prinzipielles Schaltbild einer Fernübertragungsanlage mittels Wärmepumpen. 1 Leichtwasser-Reaktor, 2 Dampfturbine, 2a Generator, 3 Kondensator, 4 Speisewasserpumpe, 5 Arbeitsmittelverdampfer, 6 Rückkühlturm, 7 Umwälzpumpe für Kühlwasser, 8 Fernleitung für Arbeitsmitteldampf, 9 Kompressor, 9a Motor, 10 Arbeitsmittelkondensator, 11 Rückleitung für Arbeitsmittelkondensat, 12 Rückförpumppe, mit Regulierventil kombiniert, 13 elektrische Fernleitung, 14 Rücklauf des Heiznetzes mit Umwälzpumpe, 15 Vorlauf, 16 Heizkessel für Spitzendeckung

Verteilnetz des Konsumgebietes ab, die sich bei der angenommenen Teillast von 40% einstellen werden. Wir rechnen bei den ersten beiden Varianten mit 100 °C im Vorlauf und 50 °C im Rücklauf. Das sind auch die Temperaturen, die bei der ersten Variante am Ende der Fernleitungen herrschen sollen.

Bei der ersten Variante ergibt sich für das Überwinden der Strömungswiderstände in den beiden isolierten Leitungen von je 600 mm Durchmesser ein Leistungsbedarf der Pumpen von insgesamt 1500 kW. Hinzu kommt nun aber die Leistung, die der Entnahmedampf bei der Expansion vom Entnahmedruck (1,46 ata entsprechend 110 °C) auf den Kondensatordruck von 0,05 ata in den Niederdruckstufen der Turbinen leisten könnte. Dieser beträgt 18500 kW, wobei die Wärmeverluste in den Fernleitungen von 1,5% berücksichtigt sind. Man erhält somit einen vergleichbaren Leistungsbedarf von rund 20000 kW.

Bei der zweiten Variante entfällt die Pumpenleistung. Hingegen muss der Dampf bei dem höheren Druck von 2,2 ata der Turbine entnommen werden, um den Druckabfall in der isolierten Fernleitung von 1,45 m Durchmesser zu überwinden. Hier betragen die Wärmeverluste 2,1%, und die Leistung, die der Entnahmedampf erbringen könnte, ist rund 21000 kW. Hinzu kommt noch ein kleiner Betrag für das Rückfördern des Kondensats. Betrieblich ist die erste Variante mit Umformung von Dampf auf Heizwasser im Kraftwerk vorzuziehen.

Bei der dritten Variante mit mehreren Wärmepumpenzentralen im Konsumgebiet und geringer Ausdehnung der von den einzelnen Zentralen versorgten Gebiete wird mit mässigen Heizwassertemperaturen, etwa mit 90/50 °C bei grösster Heizleistung gerechnet. Für den Wärmepumpenbetrieb kann dann eine mittlere Vorlauftemperatur von 50 °C (Verflüssigung 53 °C) angenommen werden. Als Arbeitsstoff dürfte Ammoniak wegen geringer Strömungswiderstände besonders geeignet sein. Die Verdampfungstemperatur bei direkter Besspülung des Verdampfers durch den Turbinenabdampf (0,05 ata, 32,5 °C) wird sich auf 28 °C einstellen. In der Fernleitung von 1,1 m Durchmesser, die nur schwach isoliert sein muss, senkt sich der Druck von 11,2 auf 9,6 ata. Unter diesen Bedingungen ergibt sich ein Leistungsbedarf an den Motorklemmen von rund 15000 kW. Dieser ist also beträchtlich kleiner als bei den andern beiden Varianten.

Die hier genannten Berechnungsergebnisse sollen lediglich eine erste, vorläufige Übersicht bieten. Sie sind nicht optimiert und werden bei genauerer Untersuchung nicht unbedeutende Verschiebungen erfahren. Auch musste die Frage nach den Kosten und der Wirtschaftlichkeit mangels Unterlagen offen bleiben. Immerhin lassen unsere Untersuchungen erkennen, dass ein Ferntransport technisch mit vertretbarem Aufwand

möglich ist und dass im besondern die Variante mit Wärmepumpen verdient, weiter verfolgt zu werden. Gewiss wäre es sowohl gesamtenergiewirtschaftlich als auch hinsichtlich geringerer Umweltbelastung sehr erwünscht, wenigstens einen Teil der Abwärmemengen von Atomkraftwerken nutzbar zu machen. Nur muss man sich vor übertriebenen Erwartungen hüten. Heizwärme wird ja nur im Winter, und auch da in stark verschiedenem Ausmass gebraucht. Und überdies ist der Energieaufwand für Erzeugung und Ferntransport der Wärme, wie gezeigt wurde, sehr beträchtlich. Müsste er in einem modernen ölgefeuerten Dampfkraftwerk erzeugt werden, so würde die dazu erforderliche Ölmenge bei einem Transport in Form von Heisswasser nach unseren Berechnungen rund 39%, in Form von Dampf rund 41% und bei jenem mit Wärmepumpen rund 29% jener Menge betragen, die zur Erzeugung der gleichen Nutzwärme in gewöhnlichen Heizkesseln am Verbrauchsort erforderlich wäre.

## 10. Schlussbemerkung

Die Wärmepumpe darf nicht als Mittel zu weiterer Wohlstandssteigerung betrachtet werden; vielmehr kann sie, richtig angewendet, dazu helfen, Energie zu sparen und Umweltbelastungen zu mildern. Sie wird zum Zuge kommen, wenn der Ungeist des Hochmuts und der Verschwendung dem guten Geiste der Bescheidenheit und sparsamen Haushaltens mit dem, was uns Menschen zusteht, Platz gemacht haben wird. Dann werden auch andere, menschlichere Bewertungsmaßstäbe für Bauwerke und deren technische Einrichtungen angewendet werden, als sie heute Mode sind.

Es dürfte durch unsere Untersuchung klar geworden sein, wie behutsam man bei Entwurf, Bau und Betrieb von Wärmepumpenanlagen sowie beim Einsatz der durch sie aufgewerteten Wärmemengen vorgehen muss, wenn das technisch mögliche Höchstmass an Ausbeute und damit an Rohenergieersparnis auf wirtschaftlich tragbare Weise erzielt werden soll. Solches Bemühen kann sich aber nur sinnvoll auswirken, wenn die gleichen Grundsätze der Mässigung und verantwortbarer Nutzung naturgegebener Bestände auch von den Baufachleuten und Bauherrschaften sowie von den Benützern der Gebäude befolgt, wenn im besondern die Bauwerke so entworfen und ausgeführt werden, dass in ihnen ein zuträgliches Klima mit einem Mindestmass an Energieaufwand erzeugt und aufrecht erhalten werden kann und dass dabei auch möglichst wenig energieintensive Baustoffe wie Stahl und Glas Verwendung finden.

Es ist höchste Zeit, einzusehen, dass unter dem Begriff «Gesamtenergiekonzeption», auf den schon eingangs hingewiesen wurde, eine sichere, ausreichende, preisgünstige und umweltfreundliche Versorgung nicht nur mit Elektrizität, sondern mit Energie in jeder benötigten Form, im besondern auch mit Wärme, zu verstehen ist. Nur die *Wärme-Kraft-Kuppelung*, also die gleichzeitige Erzeugung von elektrischer Energie und Wärme für Heizzwecke und Warmwasserbereitung als *zwei Stufen eines einheitlichen Prozesses*, ermöglicht die technisch optimale Nutzung der in Brenn- und Spaltstoffen verfügbaren Energie. Hierfür sind grundsätzlich die Inhaber thermischer und nuklear-thermischer Kraftwerke zuständig.

Damit ist aber nur die eine Seite des mit dem Stichwort Gesamtenergiekonzeption gemeinten Problemkreises ins Auge gefasst. Die andere betrifft die weiten Bereiche der *Energieverwendung*, und zwar sowohl in Form von Elektrizität, Gas, Brennstoffen, Wärme als auch in der mit Energieaufwand hergestellten Stoffe. An ihr entscheidet sich nämlich, ob das Bemühen um Forschung, Entwicklung und Verwirklichung sinnvoller Möglichkeiten der Güterversorgung aufs Ganze gesehen den Menschen wirklich dient und damit auch letztlich verantwortlich ist.