

Grundlagen der Wärmelehre

für

Kältemonteur

Vorwort

In Fachkreisen ist häufig darüber diskutiert worden, in welcher Weise angehenden Kältemonteuren, aber auch solchen, die schon in der Praxis stehen, die Grundlagen der technischen Wärmelehre nahe gebracht werden sollen. Die grössten Meinungsverschiedenheiten ergaben sich bei der Frage, ob die Unterweisung auch Erläuterungen des sogenannten i-p-Diagramms einschliessen soll. Vielfach wurde die Ansicht vertreten, dass dies zu hohe Anforderungen an den durchschnittlichen Monteur stelle.

Ich habe deshalb in einem Monteurkurs, der im Frühjahr 1969 in Ulm stattfand, den Versuch unternommen, das i-p-Diagramm an Hand einer Reihe von Lichtbildern schrittweise aufzubauen. Alle, für das grundlegende Verständnis nicht wesentlichen Linienzüge wurden dabei weggelassen, sodass eine gewisse Übersichtlichkeit geschaffen werden konnte. Die meisten Lehrgangsteilnehmer gewannen dabei neue Erkenntnisse über die Arbeitsweise eines Kältekreislaufs, was ihrer künftigen Arbeit sicher dienlich gewesen sein dürfte.

Die vorliegende Arbeit stellt eine Zusammenfassung der in diesem Lehrgang vermittelten Kenntnisse dar und bringt auch die Reproduktion eines Teils der gezeichneten Lichtbilder. Sie soll den Lehrgangsteilnehmern eine Stütze bei der Verwertung des im Kurs Erlernen in der Praxis sein.

Die im ersten Lehrgang gewonnenen Erfahrungen legen es nahe, solche Kurse, die sich ausschliesslich auf die Grundlagen der technischen Wärmelehre beschränken, und die in einer Unterrichtszeit von 15 bis 20 Stunden abgewickelt werden können, auch an anderen Plätzen durchzuführen. Sie stellen eine Ergänzung der vom Verband Deutscher Kältefachleute und der Arbeitsgemeinschaft Kälteindustrie in Zusammenarbeit mit den zuständigen Gewerbeförderungsanstalten veranstalteten Monteurlehrgänge dar, sollen aber auch gerade denen, die aus zeitlichen und Entfernungsgründen die Monteurlehrgänge nicht besuchen können, eine Weiterbildungsmöglichkeit eröffnen und eine Grundlage für intensives Selbststudium mit Hilfe einschlägigen Schulungsmaterials bilden.

Inhaltsverzeichnis

Die Grundbegriffe der Wärmelehre

Was ist "Kälte" ?	Seite	1
Die Aggregatzustände der Materie		1
Schmelz- beziehungsweise Erstarrungspunkt		1
Siede- beziehungsweise Verflüssigungspunkt		1
Spürbare und vorborgene Wärme		2
Wärmeübertragung		2
Wärmemenge		3
Spezifische Wärme		3
Schmelz- oder Erstarrungswärme		3
Wärmeinhalt		4
Temperaturskalen		4
Temperaturmessung		4
Zusammenhang von Druck und Temperatur siedender Flüssigkeiten		5
Überhitzung von Dämpfen		6
Unterkühlung von Flüssigkeiten		7

Die Funktion der Kälteanlage im i-p-Diagramm

Der Aufbau des i-p-Diagramms		7
Darstellung eines Kältekreislaufs im i-p-Diagramm		9
Kreislauf einer Tieftemperaturanlage im i-p-Diagramm		11

Bilder

Darstellung spürbarer Wärme	Bild	1
Wärmeübertragung durch Konvektion		2
Wärmeübertragung durch Strahlung		3
Wärmeleitung		4
Einfluss des Luftdrucks auf das Kochen beim Autokühler		5
Darstellung des festen, flüssigen und gasförmigen Aggregatzustands		6 + 7
Achsenkreuz und Sättigungskurve des i-p-Diagramms		8
Linien gleicher Temperatur im i-p-Diagramm		9
Qualitätslinien im i-p-Diagramm		10
Adiabaten im i-p-Diagramm		11
Normalkreisläufe im i-p-Diagramm		12 + 13
Tieftemperaturkreislauf im i-p-Diagramm		14
Übliches i-p-Diagramm		15
Darstellung einer Normaltemperaturkälteanlage		16 + 17
Darstellung einer Tieftemperaturkälteanlage		18 + 19
Wärmeinhaltsdiagramm von Wasser		20
Dampfdruckkurve von Wasserdampf		21
Dampfdruckkurven verschiedener Kältemittel		22

Die Grundbegriffe der Wärmelehre

Was ist "Kälte" ?

Kälte lässt sich nicht eindeutig definieren. Temperaturen, die den Einwohnern Afrikas kalt scheinen, sind für den Eskimo Alaskas warm. Man könnte sagen, Kälte herrscht dann, wenn die Temperatur tiefer als üblich ist. Eine solche Begriffsbestimmung ist in der Technik nicht brauchbar, weil hier Maßstäbe erforderlich sind, die sich nicht auf persönliche Empfindungen stützen.

Wir sagen deshalb: kalt ist gleichbedeutend mit nicht warm. Damit gewinnen wir einen objektiven Maßstab, denn Wärme lässt sich exakt definieren. Die Materie besteht aus einzelnen Molekülen. Diese kleinen Teile befinden sich in ständiger Bewegung. Je schneller sich die Moleküle bewegen, desto höher ist die Temperatur des Stoffs. Bei tiefen Temperaturen wird die Bewegungsenergie immer kleiner, sie endet beim absoluten Nullpunkt. Dieser entspricht in der bei uns üblichen Celsiuskala einer Temperatur von $-273,16^{\circ}$. Hier befinden sich die Moleküle im Stillstand. Somit haben wir gleichzeitig den Nullpunkt der natürlichen Temperaturskala, die als Kelvinskala bezeichnet wird.

Wärme ist Bewegungsenergie der Moleküle. Kälte erzeugen heißt Wärme entziehen. Die in den Molekülen enthaltene Bewegungsenergie kann nicht verloren gehen, sie muss deshalb auf Moleküle eines anderen Stoffes übertragen werden. Wir gewinnen daraus die grundlegende Erkenntnis, dass Kälte erzeugen immer bedeutet, Wärme von einem Stoff auf einen anderen zu übertragen. Jede Kälteanlage ist streng genommen eine Wärmepumpe die Wärme von der einen zur anderen Seite des Systems, das heißt vom Verdampfer zum Verflüssiger pumpt.

Die Aggregatzustände der Materie

Materie kann in den Aggregatzuständen fest, flüssig und gasförmig vorliegen. In festen Körpern schwingen die Moleküle um feste Ruhelagen, der Körper ist formstabil. In Flüssigkeiten fehlt die Bindung an feste Ruhelagen fast ganz, der Stoff zerfließt und kann nur in einem Behälter aufbewahrt werden, der allerdings offen sein darf. In Gasen bewegen sich die Moleküle vollkommen ungerichtet durcheinander und streben voneinander weg. Gase können deshalb nur in geschlossenen Behältern gespeichert werden.

Schmelz- beziehungsweise Erstarrungspunkt

Der Übergang vom festen in den flüssigen Aggregatzustand erfolgt am sogenannten Schmelzpunkt. In umgekehrter Richtung spricht man auch vom Erstarrungspunkt. Der Schmelzpunkt ist für jedes Material charakteristisch und ist vom Druck fast unabhängig. Nur bei sehr hohen Drücken ändert sich der Schmelzpunkt geringfügig.

Siede- beziehungsweise Verflüssigungspunkt

Am Siedepunkt erfolgt der Übergang vom flüssigen zum gasförmigen Zustand. Da die Zustandsänderung umkehrbar ist, spricht man bei der Kondensation auch vom Verflüssigungspunkt. Auch der Punkt dieser Zustandsänderung ist bezeichnend für jeden Stoff, doch ist hier eine starke Abhängigkeit vom Druck gegeben. Jede Erhöhung des Drucks führt auch zu einer Erhöhung des Siedepunkts.

Der Zusammenhang von Druck und Temperatur siedender Flüssigkeiten ist nicht gradlinig, sondern folgt einer Kurve. Im Bild 21 ist die Kurve für Wasserdampf, in Bild 22 die Dampfdruckkurve verschiedener Kältemittel dargeboten. Der Kurvenverlauf ist auch an den Temperaturskalen unserer Montagemanometer erkennbar. Mit steigenden Drücken wird der Temperaturunterschied pro Druckeinheit immer geringer, die Abstände auf der Temperaturskala werden grösser.

Spürbare und verborgene Wärme

Innerhalb eines gegebenen Aggregatzustands führt jede Wärmezufuhr zu einer Erhöhung der Temperatur. Bild 1. Man spricht von spürbarer oder sensibler Wärme. An den Punkten der Zustandsänderung bringt Wärmezufuhr keine Temperaturerhöhung, bis das gesamte Material in den anderen Zustand überführt ist. Erst dann tritt bei weiterer Wärmezufuhr wieder eine Temperatursteigerung ein. In diesem Fall spricht man von verborgener, oder latenter Wärme, weil sie mit dem Thermometer nicht messbar ist.

Bei der Überführung eines Stoffes von einem in den anderen Aggregatzustand sind erhebliche Wärmemengen zu- oder abzuführen. Wie bereits erwähnt, sind die Vorgänge voll umkehrbar. Bild 20 zeigt die Wärmemengen, die zur Umwandlung von Wasser vom festen in den flüssigen und vom flüssigen in den gasförmigen Zustand erforderlich sind. Um ein Kilogramm Eis mit einer Temperatur von 0° C. in Wasser gleicher Temperatur umzuwandeln, müssen 80 Kalorien zugeführt werden. Die Temperaturerhöhung bis zum Siedepunkt verlangt weitere 100 Kalorien. Zur Umwandlung in Wasserdampf gleicher Temperatur sind 539 Kalorien erforderlich. Die Kurve geht dann steil nach oben, was bedeutet, dass zur weiteren Temperaturerhöhung nur noch geringe Wärmemengen erforderlich sind. Bei der Kondensation hundertgrädigen Dampfs müssen umgekehrt 539 Kalorien entzogen, das heisst auf ein anderes Medium übertragen werden, während das Einfrieren von einem Kilogramm nullgrädigem Wasser in Eis gleicher Temperatur den Entzug von 80 Kalorien voraussetzt.

Wärmeübertragung

Die Übertragung von Wärme kann auf drei Wegen, durch Leitung oder Konduktion, durch Mitführung oder Konvektion und durch Strahlung oder Radiation erfolgen. Die Wärmeleitung zeigt Bild 4. Der einseitig erwärmte Metallstab ist bestrebt, seine Temperatur auszugleichen. Nach einer gewissen Zeit wird er auch auf der nicht erwärmten Seite so heiss werden, dass er mit der blossen Hand nicht mehr gehalten werden kann. Wir gewinnen hierbei eine neue wesentliche Erkenntnis: Wärme fliesst von selbst immer vom warmen zum kalten Ort und niemals umgekehrt.

Bild 2 veranschaulicht die Wirkungsweise der Wärmemitführung oder Konvektion. Hier wird als Übertragungsmedium ein Gas oder eine Flüssigkeit zwischengeschaltet. Im gezeigten Beispiel wird die Handwärme an die Luft abgegeben und von dieser an den Eisblock übertragen. Es tritt ein Abschmelzen des Eisblocks ein.

Die Wärmeübertragung durch Strahlung wird im Bild 3 gezeigt. Hier werden nur Gegenstände, die im Strahlengang liegen, wie das rechte Thermometer erwärmt. Das linke, ausserhalb des Strahlengangs hängende Thermometer zeigt die Umgebungstemperatur. Auf dem Weg der Strahlung gelang die Sonnenwärme auf unsere Erde. Die Sonne erwärmt also nicht unmittelbar die Luft, sondern nur den Erdboden. Von ihm wird dann erst die Luft erwärmt.

Wärmemenge

Das Mass der Wärmemenge ist die Kalorie. Im technischen Sprachgebrauch wird ausschliesslich der tausendfache Wert, nämlich die Kilokalorie, abgekürzt kcal, verwendet. Eine Kilokalorie ist die Wärmemenge, die erforderlich ist, ein Kilogramm beziehungsweise 1 Liter Wasser um ein Grad, genau genommen von $+14,5^{\circ}$ auf $+15,5^{\circ}$ zu erwärmen. Im englischen Sprachbereich wird anstelle der Kalorie die btu, das ist die British thermal unit oder britische Wärmeeinheit verwendet. Für Überschlagsrechnungen genügt, dass 4 btu einer kcal entsprechen. Ausserdem wird besonders in den USA häufig mit tons of refrigeration gerechnet. Besonders bei Klimaanlageanlagen und Expansionsventilen begegnet uns diese Massangabe häufig. Eine Tonne sind ungefähr 3000 kcal, sodass eine 1/2 ton Expansionsventil für eine Leistung von 1500 kcal/h geeignet ist und eine 4 tons Klimaanlage etwa 12 000 kcal/h leistet.

Spezifische Wärme

Jeder Stoff hat eine ihm arteigene spezifische Wärme. Sie gibt an, welche Wärmemenge erforderlich ist um 1 Kilogramm dieses Stoffs um 1° zu erwärmen. Metalle haben durchweg verhältnismässig niedrige spezifische Wärmen, das heisst, dass zur Erwärmung eines Kilogramms um ein Grad weit weniger Wärme aufgewendet werden muss, als bei Wasser. Die spezifischen Wärmen von Aluminium, Eisen und Gold betragen 0,217, 0,114 und 0,031 kcal/kg. Eine Kalorie, die ein Kilogramm Wasser um ein Grad erwärmt, kann die gleiche Gewichtsmenge Aluminium um $4,6^{\circ}$ Eisen um $8,8^{\circ}$ und Gold um 32° erwärmen.

Die spezifischen Wärmen von Baustoffen, wie Mauerwerk, Beton, aber auch von Isoliermaterial wie Styropor und Kork liegen zwischen 0,2 und 0,4. Je höher der Wassergehalt eines Stoffes, desto höher die spezifische Wärme. Bier beispielsweise hat den Wert 0,9. Flüssige Kältemittel der Frigen-Reihe liegen zwischen 0,2 und 0,3, nur Ammoniak weicht kräftig ab mit einem Wert von 0,9.

Die spezifischen Wärmen einiger Kühlgüter sind: Schweinefleisch 0,6, Rindfleisch 0,7, Geflügel 0,75, Obst und Gemüse 0,88 bis 0,92.

Schmelz- oder Erstarrungswärme

Auch die Schmelz- oder Erstarrungswärme ist eine charakteristische Eigenschaft eines Stoffes. Sie besagt, wieviel Kilokalorien einem Kilogramm dieses Stoffs zugeführt beziehungsweise entzogen werden müssen, um ihn vom festen in den flüssigen Zustand oder umgekehrt zu überführen. Die Schmelzwärme hatte früher einige Bedeutung bei der reinen Eiskühlung. Aber auch heute noch wird vor allem in der Milchwirtschaft noch häufig von Eisspeicheranlagen Gebrauch gemacht. Wie bereits weiter oben angegeben, liegt die Schmelzwärme von Wassereis bei 80 kcal/kg.

Die Erstarrungswärme ist ein wesentlicher Punkt beim Einfrieren. Sie ist bei allen pflanzlichen und tierischen Nahrungsmitteln stark abhängig vom Wassergehalt und erreicht Werte, die es verständlich machen, dass zum Einfrieren erhebliche Kälteleistungen aufgewendet werden müssen. Daneben spielt der Kältebedarf für das Abkühlen auf den Gefrierpunkt und das anschliessende Weiterkühlen auf Lagertemperatur nur noch eine untergeordnete Rolle. Interessant ist in diesem Zusammenhang, dass es beim Kuttereis, im Gegensatz zur Meinung vieler Metzger, fast wirkungslos ist, das Eis stark unter den Gefrierpunkt abzukühlen, da die spezifische Wärme von Eis nur 0,5 beträgt und 10° zusätzlicher Abkühlung nur einen Gewinn von 5 kcal/kg bringen.

Wärmeinhalt

Jeder Körper, dessen Temperatur über dem absoluten Nullpunkt liegt, beinhaltet Wärme. Man kann seinen Wärmeinhalt – auch Enthalpie genannt und mit dem Buchstaben i bezeichnet – auf den absoluten Nullpunkt beziehen. Häufig werden aber auch andere Bezugstemperaturen gewählt, weil die absolute Grösse des Wärmeinhalts überwiegend belanglos ist und nur die Wärmeinhaltsdifferenz zwischen zwei unterschiedlichen Zuständen interessiert.

Temperaturskalen

Die bei uns übliche Temperaturskala ist nach dem Physiker Celsius benannt. Bei ihr ist als Nullpunkt der Erstarrungspunkt von Wasser und als Bezugspunkt 100 die Siedetemperatur des Wassers bei der Normalatmosphäre angesetzt. Der absolute Nullpunkt dieser Skala liegt, wie bereits weiter oben erwähnt, bei $-273,16^\circ$. Alle unter dem Schmelzpunkt von Wasser liegenden Temperaturen werden mit dem Minuszeichen versehen. Man sollte sich jedoch grundsätzlich angewöhnen, nicht von höheren Minusgraden sondern von tieferer Temperatur zu reden.

Die auf dem absoluten Nullpunkt aufbauende Kelvinskala hat die gleiche Teilung wie die Celsiusskala. Einem Temperaturwert in der Celsiusskala muss nur 273,16 zugezählt werden um den entsprechenden Wert in der Kelvinskala zu erhalten. $+20^\circ$ Celsius sind demgemäss $293,16^\circ$ Kelvin. -40° C. entsprechen $233,16^\circ$ K.

Im englischen Sprachraum wird häufig noch die Fahrenheitskala benützt. Fahrenheit legte als Nullpunkt die tiefste Temperatur fest, die er erlebt hatte, das waren -18° C. Für den Bezugspunkt 100 verwendete er die menschliche Körperwärme. Somit wurde bei ihm der Schmelzpunkt von Eis 32° F. und der Siedepunkt von Wasser 212° F. 1 Grad Fahrenheit entspricht $5/9$ Grad Celsius, wobei bei der Umrechnung der unterschiedlich Bezugspunkt berücksichtigt werden muss. Einem aus der Celsiusskala nach dem Verhältnis 5:9 umgerechneten Wert müssen 32 hinzugezählt werden um den korrekten Wert in Fahrenheit zu erhalten.

Der absolute Nullpunkt in der Fahrenheitsskala ist -460° F. Analog zur Celsiusskala gibt es auch hier eine Absolutskala die nach dem Physiker Rankine bezeichnet wird. Sie verliert allerdings ständig an Bedeutung, da die Absolutskalen überwiegend in der Wissenschaft verwendet werden und man sich hier weltweit auf die Kelvinskala geeinigt hat.

Temperaturmessung

Die einfachsten Temperaturmessgeräte sind solche, die auf der Ausdehnung von Flüssigkeiten beruhen. Von ganz wenigen Ausnahmen abgesehen, führt eine Temperaturerhöhung von festen Körpern und von Flüssigkeiten zu einer Volumenzunahme. Aus dem Mass dieser Ausdehnung kann auf die Temperaturänderung geschlossen werden. Statt des früher üblichen Quecksilbers wird in einfachen Thermometern heute meist gefärbter Alkohol verwendet.

Das Ausdehnungsprinzip kann auch auf Zeigerthermometer übertragen werden. Auf Flüssigkeitsdehnung beruhende Zeigerthermometer haben eine nahezu lineare Skala, im Gegensatz zu sogenannten Tensionsthermometern, bei denen der Druck einer siedenden Flüssigkeit zur Anzeige herangezogen wird und die eine Skala aufweisen, die der Temperaturskala der Montagemanometer ähnlich ist.

Auf elektrischem Weg können Temperaturen durch Widerstandsmessfühler und durch Thermoelemente gemessen werden. In jüngster Zeit werden häufig auch sogenannte NTC-Widerstände für Mess- und Regelgeräte eingesetzt. Die elektrische Temperaturmessung hat den Vorteil sehr hoher Ansprechempfindlichkeit, da die Messpunkte eine sehr geringe Masse haben und sich dementsprechend schnell Temperaturänderungen anpassen können. Aus diesem Grund haben sich auch in der Kältetechnik elektrische Temperaturmessgeräte durchgesetzt.

Noch zu erwähnen sind die sogenannten Bimetallthermometer, die die Verdrehung einer aus zwei verschiedenen Metallen aufeinander gewalzten Spirale für die Temperaturanzeige ausnützen.

Zusammenhang von Druck und Temperatur bei siedenden Flüssigkeiten

Wie bereits zuvor erwähnt, hängt der Siedepunkt von Flüssigkeiten sehr stark vom Druck ab. Wir kennen dies von den sogenannten Schnellkochtöpfen. Noch eindrucksvoller kann der Zusammenhang anhand des Kessels einer Dampflokomotive klar gemacht werden. Der Kessel solcher Maschinen erzeugt bis zu 15 Tonnen Wasserdampf mit einer Dampfspannung von 16, teilweise sogar 20 atü.

Anhand nachfolgender Tabelle sollen die Vorgänge im Kessel der Lokomotive und anschliessend im Triebwerk deutlich gemacht werden. Aus dieser Betrachtung geht auch hervor, weshalb die Wirkungsgrade herkömmlicher Dampflokomotiven sehr ungünstig sind, was dazu führt, dass sie in wenigen Jahren von den Schienen verschwunden sein werden.

Überdruck atü	Siedetemp. °C.	Flüssigkeits- wärme kcal/kg	Verdampfungs- wärme kcal/kg	Wärmeinh. kcal/kg	Spezifischer Rauminhalt cbm/kg
0	99,1	99,1	539,4	638,5	1,725
1	119,6	119,9	525,9	645,8	0,902
2	132,9	133,4	516,9	650,3	0,617
4	151,1	152,1	503,7	655,8	0,382
6	164,2	165,6	493,8	659,4	0,278
8	174,5	176,4	485,6	662,0	0,219
10	183,2	185,6	478,3	663,9	0,181
12	190,7	193,5	471,9	665,4	0,154
14	197,4	200,6	466,0	666,6	0,134
16	203,4	207,1	460,4	667,5	0,119
20	213,9	218,5	450,2	668,7	0,097

Aus dieser Tabelle sehen wir zuerst, dass die Anhebung des Dampfdrucks von Atmosphärendruck auf 1 atü einer Siedepunktverschiebung von 20,5° nach oben entspricht. Eine Drucksteigerung von 16 auf 20 atü erhöht den Siedepunkt nur noch um 10,5°, das ist ungefähr ein Achtel des ersten Wertes. Die Flüssigkeitswärme des im Kessel befindlichen Wassers steigt fast linear mit der Siedetemperatur.

Die Verdampfungswärme fällt dagegen, sodass der Wärmeinhalt des Dampfes nicht in gleichem Mass ansteigt, wie die Flüssigkeitswärme. Ein Kilogramm Dampf von 16 atü enthält also $667,5 - 638,5 = 29,0$ Kalorien mehr Wärme als solcher von Atmosphärendruck. Nur diese Wärmemenge kann günstigstenfalls im Zylinder in nutzbare Arbeit verwandelt werden. In der Praxis ist es jedoch nicht möglich, den

Dampf auf Atmosphärendruck zu entspannen, da die Ausströmkanäle hinter den Zylindern, das sogenannte Blasrohr, das zur Feueranfächung dient und der Schornstein zusätzliche Druckverluste verursachen. Selbst wenn es in den modernen Mischvorwärmern gelingt, das Kesselspeisewasser annähernd auf 100° vorzuwärmen, müssen doch $667,5 - 99,1 = 568,4$ Kalorien aufgewandt werden, um 29 Kalorien im Dampfzylinder wirksam werden zu lassen. Das ergibt einen theoretisch möglichen Wirkungsgrad von $5,1\%$ der in der Praxis jedoch nicht annähernd erreicht werden kann.

Eine zusätzliche Verschlechterung des Wirkungsgrads tritt dadurch ein, dass der Dampf, der unmittelbar dem Kessel entnommen wird nur gesättigt, jedoch nicht überhitzt ist. Jede auch nur geringfügige Abkühlung des Dampfes in den zum Zylinder führenden Dampfrohren und in diesem selbst bewirkt sofort eine Kondensation. Da das kondensierte Wasser wesentlich weniger Raum einnimmt, als der dem Kessel entsrömende Dampf, ist die Arbeitsfähigkeit eines solchen Dampf-Wassergemischs wesentlich niedriger als die von reinem Dampf.

Wir ziehen hieraus eine auch für unsere Kühlanlage wesentliche Erkenntnis. In einem Druckbehälter, in dem Flüssigkeit und Dampf gleichzeitig vorhanden sind, beispielsweise in jeder Kältemittelflasche ist der Dampf über der Flüssigkeit gesättigt, das heisst, dass bei jeder Temperaturabsenkung bei gleichem Druck sofort die Kondensation des Dampfes beginnt. Es kondensiert soviel Dampf, dass der Behälterdruck auf den der niedrigeren Temperatur entsprechenden Wert abfällt.

Überhitzung von Dämpfen

Um den schlechten Wirkungsgrad der Nassdampflokomotiven zu verbessern, entwickelte der Kasseler Ingenieur Schmidt den sogenannten Rauchröhrenüberhitzer. Der dem Kessel über das Regelventil entnommene Dampf wird durch ein Rohrsystem geleitet, das von den heissen Rauchgasen, die bei der Verbrennung in der Feuerbüchse des Kessels entstehen, umspült wird. Bei einem Druck, der bei voller Öffnung des Reglers fast dem Kesseldruck entspricht, wird der Dampf nochmals wesentlich erwärmt. Man spricht jetzt von überhitztem Dampf, weil seine Temperatur nicht mehr der Siedetemperatur entspricht. Bei der Überhitzung tritt eine zusätzliche Ausdehnung des Dampfes ein, der seine Arbeitsfähigkeit im Zylinder beträchtlich erhöht. Ausserdem wird die Gefahr der Kondensation in den Dampfleitungen und im Zylinder vermieden. Eine Überhitzung des Dampfes auf ungefähr 400° reduziert den Dampfverbrauch um mehr als ein Drittel und senkt den Kohleverbrauch um ungefähr 20% . Damit lassen sich in der Praxis Wirkungsgrade von 6 bis 7 Prozent bei den sogenannten Auspuffdampfmaschinen erzielen.

Bei Dampfmaschinen in Kraitwerken gibt man sich mit so minimalen Wirkungsgraden nicht zufrieden. Hier wird der noch mit viel Wärmeinhalt versehene Dampf nicht durch den Schornstein ins Freie geblasen, er arbeitet in einem geschlossenen Kreislauf, gleich dem einer Kälteanlage. Die Arbeitsleistung des Dampfes wird dadurch erheblich gesteigert, dass er bis ins hohe Vakuum entspannt wird. Dadurch lassen sich Wirkungsgrade erreichen, die denen guter Brennkraftmaschinen kaum nachstehen. Man hat zwar vor vielen Jahren versucht, solche Erkenntnisse auch auf Schienenfahrzeuge zu übertragen, doch reichten die damaligen technischen Mittel nicht aus, eine störungsfreie Arbeitsweise zu erzielen. Erst heute beherrscht man solche Probleme einigermaßen, wovon die erfolgreichen Versuche mit Dampfautomobilen in Amerika zeugen.

Auch in der Kälteanlage spielt die Überhitzung eine wesentliche Rolle. Während bei der Dampfmaschine eine kräftige Überhitzung des Dampfes die Arbeitsfähigkeit verbessert, tritt bei der Kälteanlage ein gegenteiliger Effekt ein. Die Überhitzung bewirkt, wie zuvor festgestellt, eine zusätzliche Ausdehnung des Dampfes. Ein Kompressor gegebenen Hubvolumens wird also bei stärker gedehnten Dämpfen, das sind gewissermassen dünnere Dämpfe, gewichtsmässig weniger Kältemittel fördern. Da die Leistung vom geförderten Dampfgewicht abhängig ist, wird saugseitige Überhitzung von Dämpfen zu einer Leistungsminderung führen. Es ist deshalb in jedem Fall ratsam, die Überhitzung bis zum Saugventil des Kompressors so gering als möglich zu halten.

Unterkühlung von Flüssigkeiten

Ebenso wie Kältemitteldampf überhitzt sein kann, kann Flüssigkeit unterkühlt werden. Sie hat dann eine niedrigere Temperatur als die dem Druck entsprechende Sättigungstemperatur. Eine solche Unterkühlung wird in jedem Verflüssiger bewirkt. Wäre dies nicht der Fall, würde der geringste Druckverlust durch Widerstände in der Flüssigkeitsleitung, oder durch ein Ansteigen dieser Leitung eine Dampfblasenbildung zur Folge haben. Es käme nie blasenfreies Kältemittel bis zum Expansionsventil. Die natürliche Unterkühlung im Kondensator ist jedoch nur begrenzt. Grössere Druckverluste durch zu kleine Leitungsquerschnitte oder zu grosse Höhenunterschiede haben dann doch Blasenbildung zur Folge. Der gleiche Effekt tritt ein, wenn die Flüssigkeitsleitung starker Wärmeeinwirkung ausgesetzt ist. Flüssigkeitsleitungen dürfen deshalb niemals durch Räume geführt werden, deren Temperatur über der Verflüssigungstemperatur der Anlage liegt. Ebenso muss vermieden werden, dass Flüssigkeitsleitungen und besonders auch Trockenpatronen direkter Sonneneinstrahlung ausgesetzt sind.

Die Funktion der Kälteanlage im i-p-Diagramm

Der Aufbau des i-p-Diagramms

Auf einem Achsenkreuz wird wagrecht ein linearer Masstab für den Wärmeinhalt i aufgetragen. Er ist in unserem Fall in Fünfeinheiten unterteilt, beginnt bei 95 und endet bei 145 kcal/kg. Bild 8. Der senkrechte Druckmasstab ist logarithmisch verkürzt, das heisst die Einteilung entspricht der eines Rechenschiebers. Diese Verkürzung wird der besseren Übersichtlichkeit halber durchgeführt, das Diagramm würde sonst nicht handhabbare Ausmasse annehmen. Wesentliches Merkmal des logarithmisch verkürzten Masstabes ist es, dass die Strecke 1 - 2 genau so gross ist wie die Strecke 10 - 20. Gleichermassen sind 2 - 4 beziehungsweise 0,6 bis 1 gleich lang wie 20 - 40 und 6 - 10.

In das Diagramm wird nun eine Kurve eingezeichnet, die sogenannte Sättigungskurve. Sie umschliesst das Sättigungsgebiet, in dem Flüssigkeit und Dampf gleichzeitig vorhanden sind. Der höchste Punkt der Kurve ist der sogenannte kritische Punkt. Oberhalb dieses Punktes ist auch bei weiterer Drucksteigerung eine Verflüssigung nicht mehr möglich. Bei den meisten der üblichen Kältemittel liegt dieser Punkt weit ausserhalb der Drücke, die im normalen Betrieb erreicht werden. Nur bei dem Hochdruckkältemittel R 13, das ausschliesslich für die Tieftemperaturerzeugung verwendet wird, nähert man sich diesem kritischen Druck. Er liegt hier bei einer Temperatur von $+28^{\circ}$ was einem Druck von 39 atü entspricht. Eine volle R 13 Flasche, die auf über 28° erwärmt wird, enthält also keine Flüssigkeit mehr sondern nur sehr dichten Dampf. Wenn man versucht, durch Schwenken der Flasche auf die Füllung zu schliessen, scheint sie leer zu sein.

Die Sättigungskurve unterteilt das Diagramm in drei Teile. Links vom bereits erwähnten Sättigungsgebiet liegt die Zone unterkühlter Flüssigkeit, während rechts die Zone überhitzten Dampfes anschliesst.

Im Bild 10 sind zusätzliche Linien eingezeichnet, die sogenannten Isothermen oder Linien konstanter Temperatur. Dass sie innerhalb der Sättigungskurve genau waagrecht verlaufen, ist einleuchtend, denn in diesem Bereich ist einem gegebenen Druck auch immer eine bestimmte Temperatur zugeordnet. Hier zeigt sich auch ein wesentlicher Vorteil der logarithmischen Verkürzung des Druckmassstabs. Die einzelnen Temperaturlinien im Abstand von 10° sind fast gleichweit voneinander entfernt, mit einer geringen Zunahme der Abstände im Bereich tiefer Temperaturen. Das ist ganz im Gegensatz zu den Temperaturskalen auf unseren Betriebsmanometern, wo im Tieftemperaturbereich grosses Gedränge der Zahlen herrscht. Es wäre für jeden Monteur sehr praktisch, wenn es Manometer mit einem derartig übersetzten Druckbereich geben würde, aber das lässt sich zumindest preisgünstig nicht erreichen.

Die Linien gleicher Temperatur kippen an der Sättigungsgrenze nach unten weg. Das ist verständlich, weil bei der weiteren Expansion trockener Dämpfe nur eine ganz minimale Abkühlung eintritt. Wir kennen diesen Effekt von der Abkühlung beim Entspannen von Druckluft.

Im Bild 9 erscheinen zusätzliche Linien im Diagramm. Es sind dies die sogenannten Qualitätslinien. Sie geben Aufschluss über die Zusammensetzung des Flüssigkeits-Dampf-Gemisches. An der ersten rechts neben der linken Sättigungslinie liegenden und mit 0,1 bezeichneten Kurve sind 10 % Dampf vorhanden, dementsprechend 90 Prozent Flüssigkeit. Die 0,5-Linie zeigt an, dass hier gewichtsmässig (nicht auf das Volumen bezogen) die Hälfte Flüssigkeit und die andere Hälfte Dampf vorliegen. Die 0,9er Linie weist 90 Prozent Dampf und 10 Prozent Flüssigkeit aus.

Ein neues Kurvenbündel wird in Bild 11 eingeführt, es sind dies die sogenannten Adiabaten. Das sind Linien, über die sich einiges Nachdenken lohnt. Stellen wir uns einen Kompressor vor, der unendlich langsam läuft, etwa am Tag nur eine einzige Umdrehung. Unterstellen wir dabei, dass der oder die Kolben vollkommen dicht abschliessen, denn sonst würde bei so geringer Drehzahl keine Förderung stattfinden. Wenn sich der Kompressor so langsam dreht, kann die bei der Verdichtung entstehende Wärme sofort über die Zylinderwände, die Ventilplatte und den Zylinderkopf abströmen. Die Verdichtung würde also bei konstanter Temperatur ablaufen. Lassen wir nun den Kompressor zunehmend schneller drehen, wird die Zeit nicht mehr ausreichen, die Verdichtungswärme abströmen zu lassen, das verdichtete Gas wird also zunehmend heisser den Kompressor verlassen.

Würde der Kompressor mit unendlich hoher Geschwindigkeit laufen, hätte das Gas keine Möglichkeit mehr, Wärme an das Gehäuse abzugeben und wir hätten die reine adiabatische Verdichtung, das heisst eine Verdichtung bei der weder Wärme von aussen zu- noch abgeführt wird. Unsere normalen Kältemaschinen haben heute solche Drehzahlen, dass der vom Gehäuse abströmende Wärmeanteil sehr gering ist, wir können für unsere praktischen Überlegungen unterstellen, dass der Vorgang im Verdichter adiabatisch verläuft. Wir vernachlässigen also die kleinen abgestrahlten Wärmemengen.

Die erwähnten Adiabaten zeigen also, entlang welcher Linie die Verdichtung im Kompressor verläuft. Alle weiteren, in den gedruckten i - p -Diagrammen noch enthaltenen Linien können für unsere Betrachtungen vernachlässigt werden. Sie würden nur die Übersichtlichkeit beeinträchtigen, ohne zur besseren Verständlichkeit beizutragen.

Darstellung eines Kältekreislaufs im i-p-Diagramm

In das Diagramm Bild 12 ist ein Kreislauf eingezeichnet, der mit einer Verflüssigungstemperatur von $+30^\circ$, einer Flüssigkeitsunterkühlung von 3° , einer Verdampfungstemperatur von -10° und einer Sauggastemperatur am Kompressoreintritt von $+0^\circ$ arbeitet. Wir beginnen mit der Verfolgung dieses Kreislaufs bei der linken, senkrecht nach unten verlaufenden dick ausgezogenen Linie. Sie beginnt links von der Sättigungskurve im Bereich unterkühlter Flüssigkeit und schneidet die Sättigungskurve an einem Punkt, der zwischen der wagrechten 25° -Linie und der 30° -Linie liegt, genau bei einer Temperatur von $+27^\circ$, was der oben genannten Unterkühlung von 3° gegenüber der Verflüssigungstemperatur von $+30^\circ$ entspricht. Am Schnittpunkt dieser senkrechten Linie mit der wagrecht verlaufenden oberen dick ausgezogenen Linie stellen wir uns das Expansionsventil vor.

Nach dem Expansionsventil fällt der Druck auf den der Verdampfungstemperatur von -10° entsprechenden. Bei dem entlang der senkrechten Linie verlaufenden Expansionsvorgang erfolgt noch keine Kühlleistung, der Wärmeinhalt des Kältemittels bleibt konstant bei 107 kcal/kg.

An dieser Stelle gewinnen wir bereits eine wesentliche Erkenntnis auf dem i-p-Diagramm. Die Expansionslinie berührt die wagrecht verlaufende -10° -Linie rechts von der Qualitätslinie 0,2. Das bedeutet, dass an diesem Punkt nur noch etwa 78 Prozent Flüssigkeit vorhanden ist, die übrigen 22 Prozent sind bereits in Dampfform übergegangen, ohne dabei nach aussen Kühlleistung zu bewirken. Sie haben lediglich das noch flüssige Kältemittel selbst von $+27^\circ$ auf -10° abgekühlt. Das $+27^\circ$ grädige Kältemittel hat einen höheren Wärmeinhalt als das auf -10° abgekühlte, die Differenz im Wärmeinhalt können wir ebenfalls dem Diagramm entnehmen. Wir brauchen nur auf der -10° -Linie nach links bis zur Sättigungskurve zu gehen. Der Schnittpunkt liegt bei 97,5 kcal/kg, das bedeutet, dass der Unterschied im Wärmeinhalt 9,5 kcal/kg beträgt.

Entlang der dick ausgezogenen unteren Linie verläuft nun die Verdampfung unter Wärmeaufnahme aus dem Kühlsystem, wobei in zunehmendem Mass das flüssige Kältemittel in Dampfform übergeht. Am Schnittpunkt mit der rechten Sättigungslinie ist das letzte Flüssigkeitströpfchen verdampft. Bei gleichem Druck - deshalb weiterhin wagrecht - nimmt das gasförmige Kältemittel weiterhin Wärme auf, es wird überhitzt. Wir oben angegeben, soll der Saugzustand am Verdichtereinlass $+0^\circ$ betragen. Deshalb erstreckt sich die dick ausgezogene Linie bis zum Schnittpunkt mit der im Dampfbereich nach rechts unten abkippenden 0° -Linie. Von hier aus erfolgt die Verdichtung entlang der sogenannten Adiabaten. Wir müssen die dick ausgezogene, nach rechts oben gehende Verdichtungskurve zwischen zwei benachbarte Adiabaten einzeichnen, es sei denn, der Schnittpunkt von Verdampfungs- beziehungsweise Überhitzungslinie fällt genau mit einer Adiabaten zusammen.

Das Verdichtungsende liegt auf dem Schnittpunkt der Verdichtungsline mit der nach rechts verlängerten 30° -Kondensationslinie. Dieser Punkt seinerseits liegt wieder etwas rechts von der abfallenden 50° -Temperaturlinie, das heisst bei etwa 52° C. Das zeigt uns, dass die Gastemperatur am Kompressorausstritt $+52^\circ$ beträgt. Das Gas ist also gegenüber seinem Druck, der ja der Verflüssigung bei $+30^\circ$ entspricht, um 22° überhitzt. Im Kondensator muss zuerst diese Überhitzung abgeführt werden, ehe am Schnittpunkt der oberen, dick ausgezogenen Linie mit der rechten Sättigungskurve die Verflüssigung beginnt. Sie verläuft nun entgegengesetzt der Verdampfung von rechts nach links, berührt an der Stelle, an der das gesamte Gas verflüssigt ist, den linken Ast der Sättigungskurve und geht soweit noch in das Gebiet unterkühlter Flüssigkeit, bis sie die Expansionslinie berührt. Der Kreislauf ist hier geschlossen.

Wir betrachten nun den gleichen Vorgang an Hand einer vereinfachten Darstellung einer Kälteanlage. Bild 16 zeigt diese Anlage, wobei flüssiges Kältemittel massiv schwarz dargestellt ist, der Sättigungsbereich im Verdampfer und Kondensator ist entsprechend dem Gasanteil schwarz und weiss abgebildet. Wo nur Gas vorhanden ist, erscheint das Rohrrinnere weiss. Wir sehen, dass der Kondensatoranfang der Abführung der Überhitzungswärme dient, ebenso wie der letzte Teil des Verdampfers die für die Funktion des Expansionsventils erforderliche Überhitzung bewirkt.

Im Bild 17 sind die einzelnen Temperaturpunkte des i-p-Diagramms eingezeichnet. Wir beginnen im Flüssigkeitssammler, in dem die Flüssigkeitstemperatur $+27^{\circ}$ beträgt, obgleich das Druckmanometer einen Verflüssigungsdruck von $+30^{\circ}$ aufweist. Das flüssige Kältemittel ist demgemäss um 3° unterkühlt. Mit der gleichen Temperatur von $+27^{\circ}$ gelangt das flüssige Kältemittel bis vors Expansionsventil. Diese Stelle entspricht dem linken oberen Eckpunkt unseres dick ausgezogenen Kreislaufs im i-p-Diagramm. Genau betrachtet fällt der Eckpunkt mit dem Ringspalt zwischen Düse und Nadel des Ventils zusammen.

An der Darstellung im Bild 16 sehen wir, dass bereits unmittelbar hinter dem Expansionsventil keine reine Flüssigkeit mehr vorhanden ist, sondern bereits ein bestimmter Dampfanteil mitgeführt wird. Das ist die Dampfmenge, die bei der Abkühlung des $+27^{\circ}$ grädigen Kältemittels auf die Verdampfungstemperatur von -10° entsteht. Innerhalb des Verdampfers wächst die Gasmenge stetig und bereits vor dem Verdampferende ist das letzte Flüssigkeitspartikel verdampft. Der verbleibende Teil des Verdampfers bringt die für die Funktion des Expansionsventils erforderliche Überhitzung. In unserem Fall ist die Temperatur am Ventilfühler -5° , das Ventil arbeitet also mit einer Überhitzung von -10° minus -5° gleich 5° . Auf dem Weg zum Saugabsperrventil des Verdichters erwärmt sich das Gas auf $+0^{\circ}$, es ist also gegenüber der am Manometer angezeigten Verdampfungstemperatur von -10° um 10° überhitzt.

Die bei der Verdichtung aufgewandte mechanische Arbeit ergibt eine weitere Überhitzung des nun unter Verflüssigungsdruck stehenden Gases. Das Mass dieser Überhitzung geht aus dem i-p-Diagramm gemäss der vorangegangenen Beschreibung hervor. Im vorliegenden Fall ist die Verdichtungsendtemperatur $+52^{\circ}$ entsprechend einer Überhitzung von 22° gegenüber der Verflüssigungstemperatur von $+30^{\circ}$.

In den ersten Rohrlagen des Verflüssigers wird diese Überhitzung abgebaut, der Kältemitteldampf erreicht die Verflüssigungstemperatur von $+30^{\circ}$ und kondensiert. In der letzten Rohrlage des Verflüssigers, in dem sich bereits reine Flüssigkeit befindet, erfolgt die Unterkühlung auf $+27^{\circ}$. Mit dieser Temperatur tritt das Kältemittel in die Sammelflasche, der Kreislauf beginnt erneut.

Bild 13 vermittelt uns nun nochmals eine wesentliche Erkenntnis. Hier sind die im Verdampfer aufgenommenen und die vom Kondensator abzuführenden Wärmemengen eingetragen. Wir sehen, dass im Verdampfer $136 - 107 = 29$ Kalorien pro Kilogramm umgewälten Kältemittels aufgenommen werden. Der Kondensator muss jedoch $144 - 107 = 37$ kcal/kg abführen. Wir sehen daraus, dass der Kondensator mehr Wärme abgibt, als im Verdampfer an Nutzkälteleistung erzielt wurde. In unserem Fall ist die sogenannte Bruttokälteleistung - am Kondensator gemessen - 28 Prozent höher als die Netto- oder Nutzkälteleistung. Wir können auch sagen: Wenn am Verdampfer dieser Anlage 1000 kcal/h aufgenommen werden, muss der Kondensator 1280 kcal/h abführen. Für den Monteur ausserordentlich wichtig: Die Wärme muss auch tatsächlich abgeführt und nicht nur im Kreis herumgezogen werden.

Kreislauf einer Tieftemperaturanlage

Im Bild 14 sehen wir den Kreislauf einer Anlage, die ebenfalls mit $+30^{\circ}$ verflüssigt, auch genauso eine Flüssigkeitsunterkühlung von 3° aufzuweisen hat, jedoch statt mit -10° mit -40° verdampft. Als Saugtemperatur wurden hier ebenfalls $+0^{\circ}$ angenommen.

Die einzelnen Schritte im Diagramm sind hier die gleichen wie bei der vorigen Anlage. Wir sehen jedoch, dass der Schnittpunkt von Expansionslinie und -40° -Linie zwischen den Qualitätslinien 0,3 und 0,4 liegt. Das heisst, hier sind schon 35 Prozent Flüssigkeit verdampft um die restliche Flüssigkeit selbst auf -40° abzukühlen. Der Gasanteil ist hier bereits am Verdampferanfang sehr hoch. Die bei der Verdampfung aufzunehmende Wärmemenge beträgt 26 Kalorien pro Kilogramm umgewälzten Kältemittels. Könnte man die von den Sauggasen bis zur Sauggasttemperatur von 0° aufgenommene Wärmemenge noch zur Kühlung nutzbar machen, vergrösserte sich die Kühlleistung auf 31 kcal/kg. Da bei einer Verdampfungstemperatur von -40° aber wahrscheinlich ein Raum von -30° zu kühlen ist, kann eine darüber hinausgehende Überhitzung nur in einem Wärmeaustauscher zwischen Flüssigkeits- und Saugleitung genutzt werden. Doch darüber später.

Wir haben hier im Ansaugzustand bereits eine Überhitzung von 40° gegenüber den 10° des vorherigen Beispiels. Verfolgen wir nun die Verdichtungsline nach rechts oben bis zum Schnittpunkt mit der verlängerten 30° -Linie, erhalten wir eine Verdichtungs-
endtemperatur von ungefähr 90° C. Wir haben also in diesem Fall eine Überhitzung der Druckgase um 60° gegenüber der Verflüssigungstemperatur von 30° C.

Wir ziehen aus diesem Beispiel die Erkenntnis, dass die Verdichtungs-
endtemperatur umso höher liegt, je grösser der Druckunterschied zwischen Verdampfungs- und Verflüssigungsdruck ist. Eine Klimaanlage wird also trotz sehr hoher Leistung im Verhältnis zur Kompressorgrösse nur eine geringe Druckrohrtemperatur haben, verglichen mit einer Tieftemperaturanlage.

Der Verdichtungs-
endtemperatur sind in zweifacher Hinsicht Grenzen gezogen. Zum einen vertragen unsere üblichen Kältemaschinenöle keine allzu hohen Temperaturen, zum andern steigt die Geschwindigkeit chemischer Reaktionen bei höheren Druckrohrtemperaturen sehr schnell an. Da es auch bei grösster Sorgfalt kaum gelingt, ein System ohne Einschluss minimalster Luftmengen in Betrieb zu nehmen, entstehen bei hohen Temperaturen schnell aggressive Säuren, die vor allem bei Hermetikkompressoren schnell zu deren Zerstörung führen.

Es ist deshalb besonders bei Tieftemperaturanlagen von äusserster Wichtigkeit, die Verdampfungstemperatur so hoch als möglich und die Verflüssigungstemperatur so niedrig als möglich zu halten.

Es muss in diesem Zusammenhang ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass das gezeigte i-p-Diagramm nur für das Kältemittel R 12 gilt. Jedes andere Kältemittel hat sein eigenes Diagramm, das zwar grundsätzlich ähnlich ist, meist aber dahingehend abweicht, dass die Adiabaten nicht so steil nach oben ansteigen sondern flacher nach rechts geneigt sind. Das bedeutet, dass unter sonst gleichen Bedingungen die Verdichtungs-
endtemperaturen höher liegen. Dies trifft in besonderem Mass auf das Kältemittel R 22 zu. Im Fall der zuletzt besprochenen Tieftemperaturanlage läge die Verdichtungs-
endtemperatur bei R 22 unter sonst gleichen Bedingungen nicht bei $+90^{\circ}$ sondern bei $+125^{\circ}$.

Man kann daraus den zutreffenden Schluss ziehen, dass R 22 zwar für Klimaanlage, nicht jedoch für Tieftemperaturanlagen, besonders dann wenn sie luftgekühlt ausgeführt werden, geeignet ist. Besser geeignet ist dafür das neue Mischkältemittel R 502, das wesentlich niedrigere Verdichtungsendtemperaturen aufweist.

Beim Bild 14 ist noch festzuhalten, dass die Verflüssigungswärme (43 kcal/kg) um 65 Prozent höher liegt als die Verdampfungswärme (26 kcal/kg). Der Verflüssiger einer am Verdampfer 1000 kcal/h leistenden Anlage muss also unter diesen Bedingungen 1650 kcal/h abführen. Dies zeigt, dass Kondensatoren von Tieftemperaturanlagen grösser ausgelegt werden müssen als solche von Normaltemperaturanlagen gleicher Leistung. Da jedoch die Maschinenleistung mit fallender Temperatur stark abnimmt, ist der Kondensator einer Normaltemperaturmaschine auch im Tieftemperaturbereich gut ausreichend.

Eine ähnliche Anlage wie im Diagramm Bild 14 wollen wir nun noch an hand von Bild 18 durchsprechen. Die Verdampfungstemperatur ist hier -35° , die Saugtemperatur am Verdichtereingang $+0^{\circ}$, die Verflüssigungstemperatur $+30^{\circ}$ und die Flüssigkeitsunterkühlung 5° sodass die Flüssigkeitstemperatur $+25^{\circ}$ beträgt. Die Überhitzungseinstellung des Expansionsventils beträgt 5° . Bei Tieftemperaturanlagen ist eine etwas grössere Überhitzungsstrecke erforderlich, sodass die Verdampfung am Punkt X schon vor dem letzten Rohrbogen des Verdampfers endet.

Eine kleine Tieftemperaturanlage könnte nach Bild 18 arbeiten. Bei etwas grösseren Anlagen macht sich der Druckabfall im Verdampfer besonders bei tiefen Verdampfungstemperaturen sehr störend bemerkbar. Im Bild 19 ist deshalb gezeigt, welche Verhältnisse sich in der Praxis einstellen werden. Die Verdampfungstemperatur unmittelbar hinter dem Expansionsventil ist auch hier -35° . Durch den Druckabfall im Verdampfer bedingt, fällt sie jedoch bis zum Verdampfungspunkt des letzten Flüssigkeitspartikels auf -37° . Am Saugmanometer werden infolge des Druckabfalls in der Saugleitung bis auf -39° .

Das Expansionsventil ist auch hier auf eine Überhitzung von 5° eingestellt. Auf die Unterseite der Ventilmembrane wirkt der am Verdampfereingang herrschende, einer Temperatur von -35° entsprechende Druck. Dementsprechend muss am Fühler bei dieser Ventileinstellung eine Temperatur von -30° herrschen. Da der Verdampfungsdruck innerhalb des Verdampfers auf -37° fällt, ist eine tatsächliche Gasüberhitzung von 7° erforderlich, damit das Sauggas am Fühler eine Temperatur von -30° aufweist. Wegen der grösseren für die Überhitzung erforderlichen Wegstrecke des Gases wird der Verdampfer nur schlecht ausgenützt.

Man könnte nun sagen, dass das Expansionsventil nur soweit geöffnet zu werden braucht, dass die eingestellte Überhitzung bei 3° und die tatsächliche bei 5° liegt, damit wieder gleiche Voraussetzungen wie bei der kleinen Anlage in Bild 18 herrschen. Diese Methode ist jedoch sehr gefährlich, weil sich der Druckabfall ja nur bei laufender Maschine einstellt. Im Stillstand ist der Druck auf der gesamten Saugseite des Systems gleich, es steht also nicht mehr genügend Betätigungskraft zum Schliessen des Ventils zur Verfügung. Der Verdampfer wird sich mit Flüssigkeit füllen. Damit sind Flüssigkeitsschläge beim Anlaufen des Verdichters sehr wahrscheinlich. Aus diesem Grund können solche Schwierigkeiten nur durch ein Expansionsventil mit äusserem Druckausgleich vermieden werden. Hier entspricht der Druck unter der Membrane dem Druck am Fühleranbringungsort. Es gibt hier keine Differenz zwischen eingestellter und tatsächlicher Überhitzung.

Erwähnt werden soll in diesem Zusammenhang noch, dass ein Abfallen der Verdampfungstemperatur von -35° auf -39° einer Leistungsminedrung von fast 20 Prozent gleichkommt.

Zum Schluss noch ein Wort zur Wirkungsweise des Wärmeaustauschers zwischen Saug- und Flüssigkeitsleitung. Bei der Besprechung der i-p-Diagramme haben wir gesehen, dass besonders bei Tieftemperaturanlagen ein erheblicher Teil der Verdampfungswärme des Kältemittels aufgewendet werden muss, um dies selbst auf die Verdampfungstemperatur abzukühlen. Wenn es also gelingt, die Flüssigkeitstemperatur bereits vor dem Expansionsventil erheblich abzusenken, könnte die freiwerdende Leistung im Verdampfer nutzbar werden. Eine entsprechende zusätzliche Unterkühlung kann durch die noch kalten Sauggase erfolgen. Dort wo sich die Sauggase auf dem Weg zum Verdichter ohnedies erwärmen würden kann das in ihnen noch enthaltene Abkühlpotential zur zusätzlichen Unterkühlung der Flüssigkeit eingesetzt werden.

Die Vorteile sind mehrfacher Art. Neben dem zu erwartenden Leistungsgewinn durch die Flüssigkeitsunterkühlung stellt sich eine zusätzliche Leistungsverbesserung im Verdampfer durch den geringeren Gasanteil am Verdampferanfang ein. Ausserdem lässt sich ein Schwitzen der Saugleitung weitgehend vermeiden.

Jedoch nur beim Kältemittel R 12 ist der Einsatz eines Wärmeaustauschers ratsam, weil hier die Vorteile grösser sind als die gleichzeitig damit verbundenen Nachteile. Bei R 22 sollte auf einen Wärmeaustauscher grundsätzlich verzichtet werden. Statt dessen ist es ratsam, die Saugleitung zu isolieren, sodass mit möglichst niedriger Ansaugtemperatur gefahren wird. Die Verdichtungsendtemperatur hält sich damit eher in zulässigen Grenzen. Bei R 502 gleichen sich Vor- und Nachteile ziemlich aus, sodass der Wärmeaustauscher keinen Gewinn bringt und somit eine nutzlose Ausgabe darstellt.

Jede R-12-Tieftemperaturanlage gewinnt durch den Wärmeaustauscher spürbar an Leistung. Der billigste Austauschereffekt lässt sich durch Zusammenlöten von Saug- und Flüssigkeitsleitung auf einer Strecke von mindestens 2 bis maximal 5 Meter erreichen.

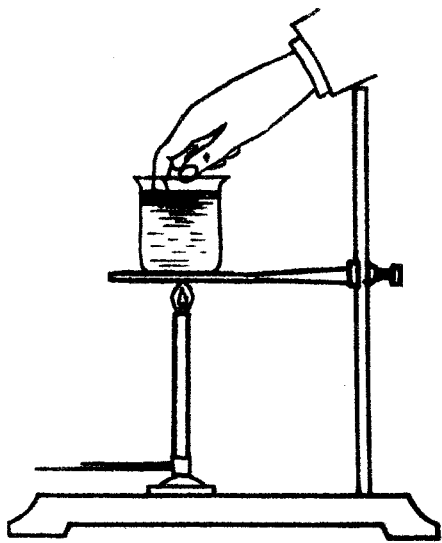


Bild 1

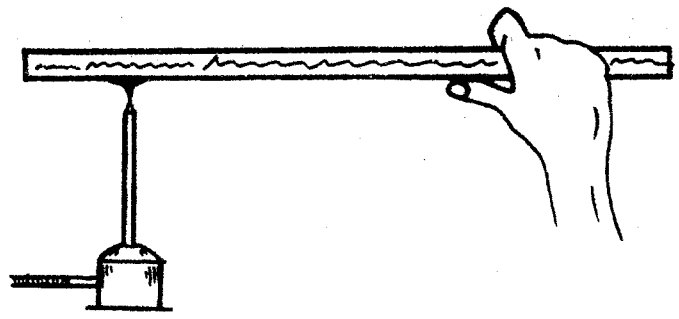


Bild 4

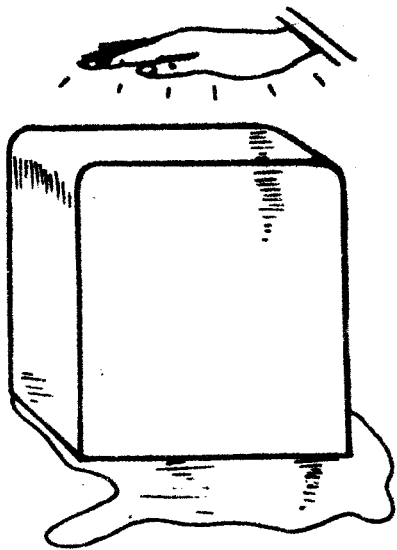


Bild 2

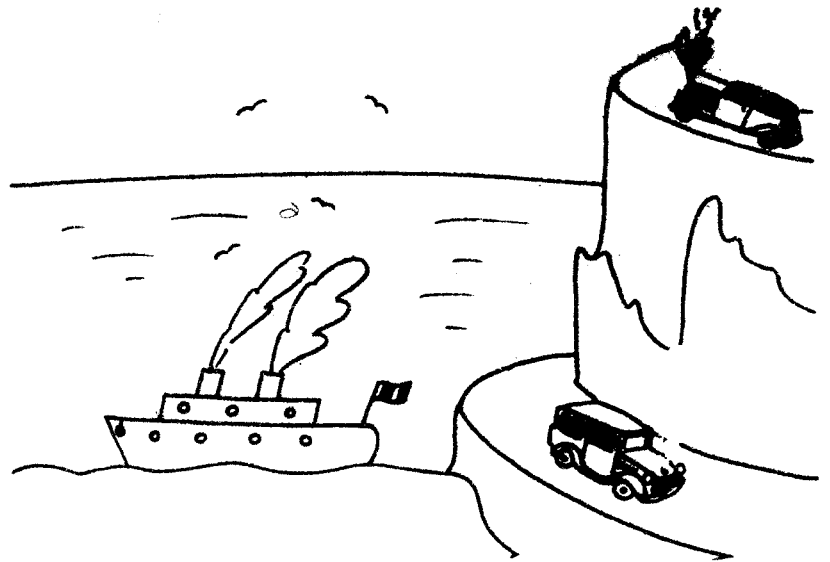


Bild 5

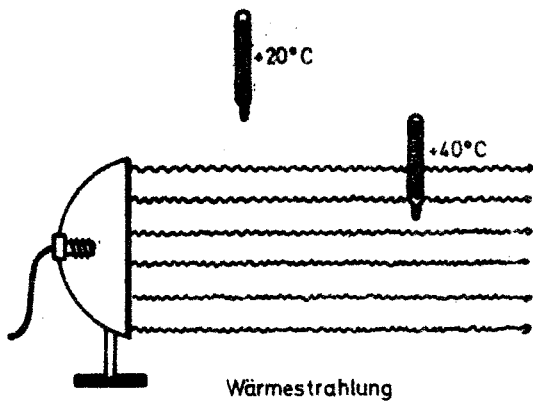
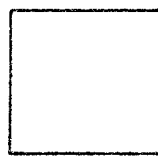
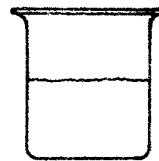


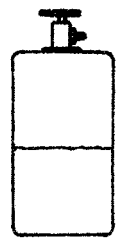
Bild 3



fest

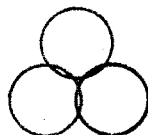


flüssig

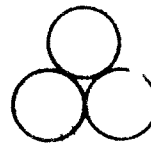


gasförmig

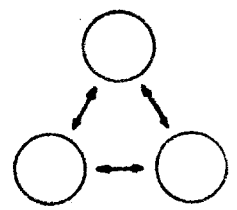
Bild 6



fest



flüssig



gasförmig

Bild 7

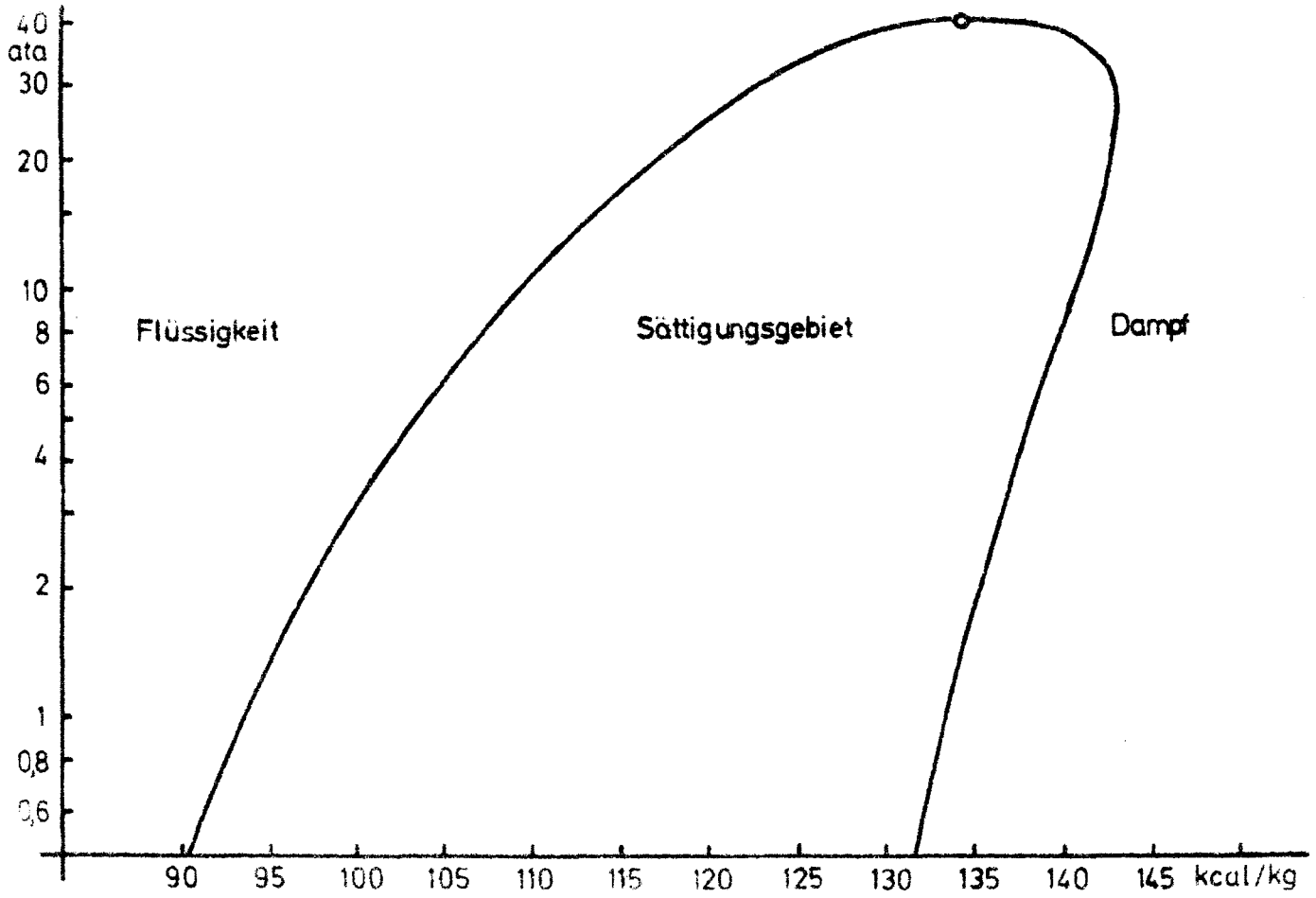


Bild 8

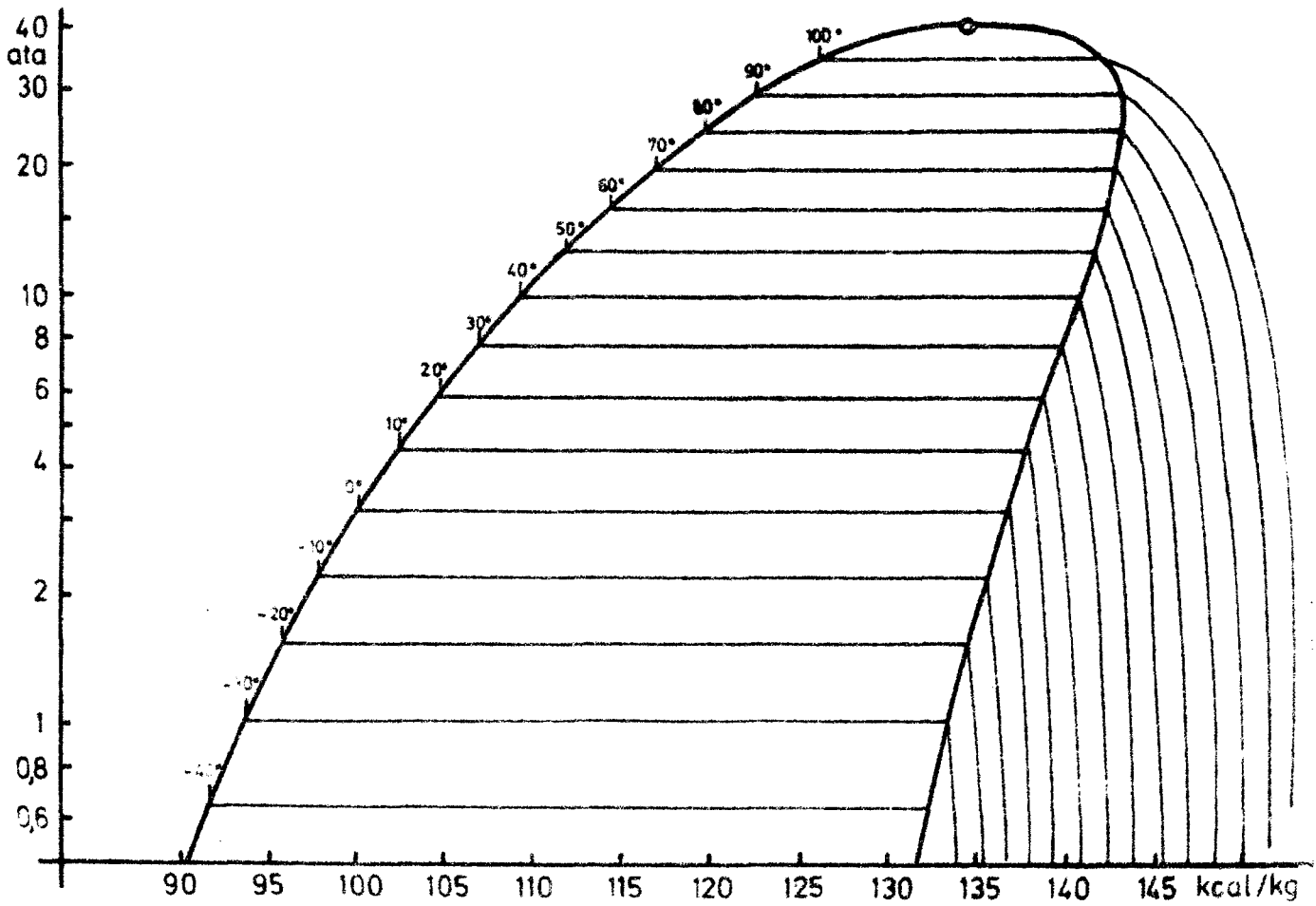


Bild 9

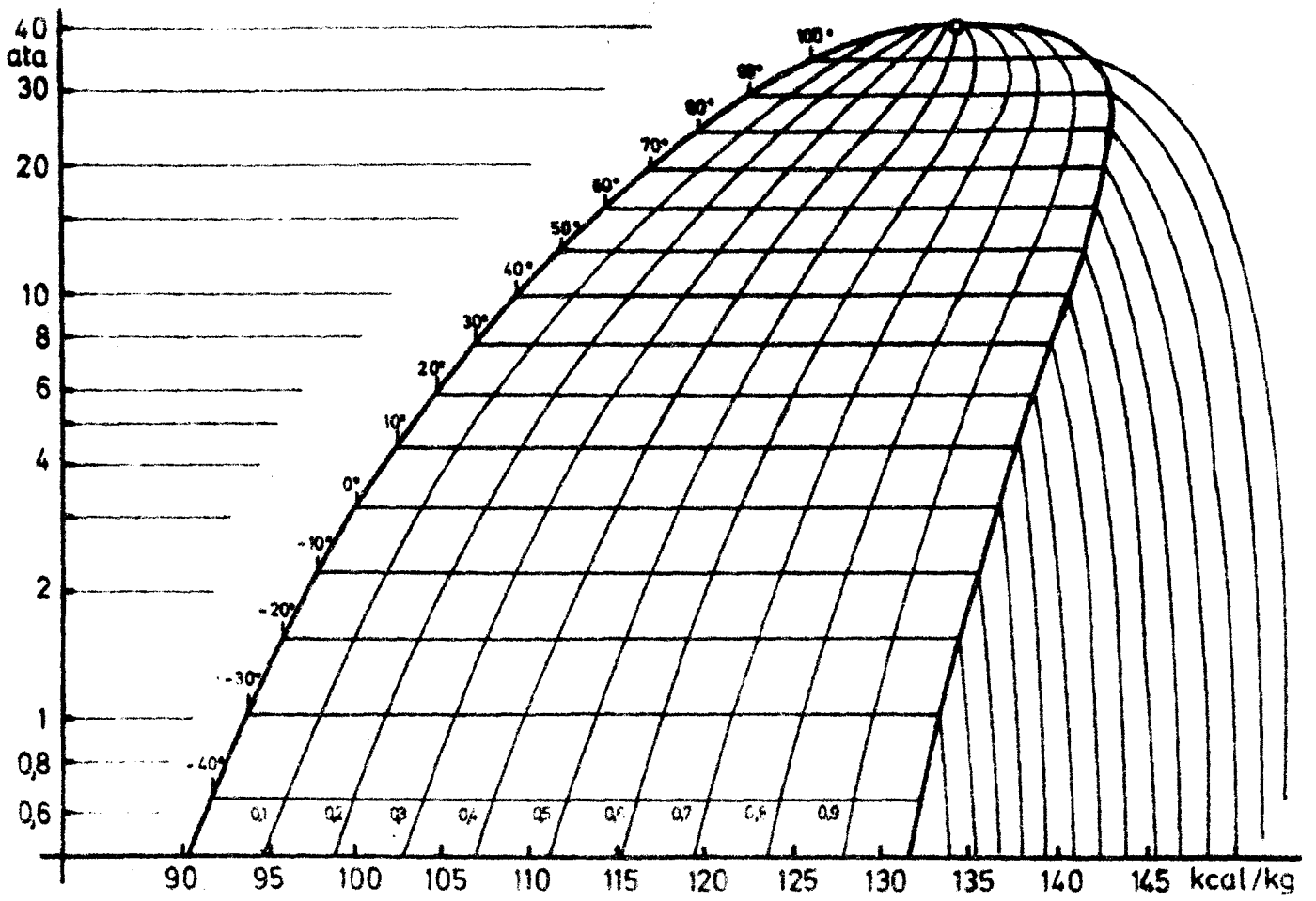


Bild 10

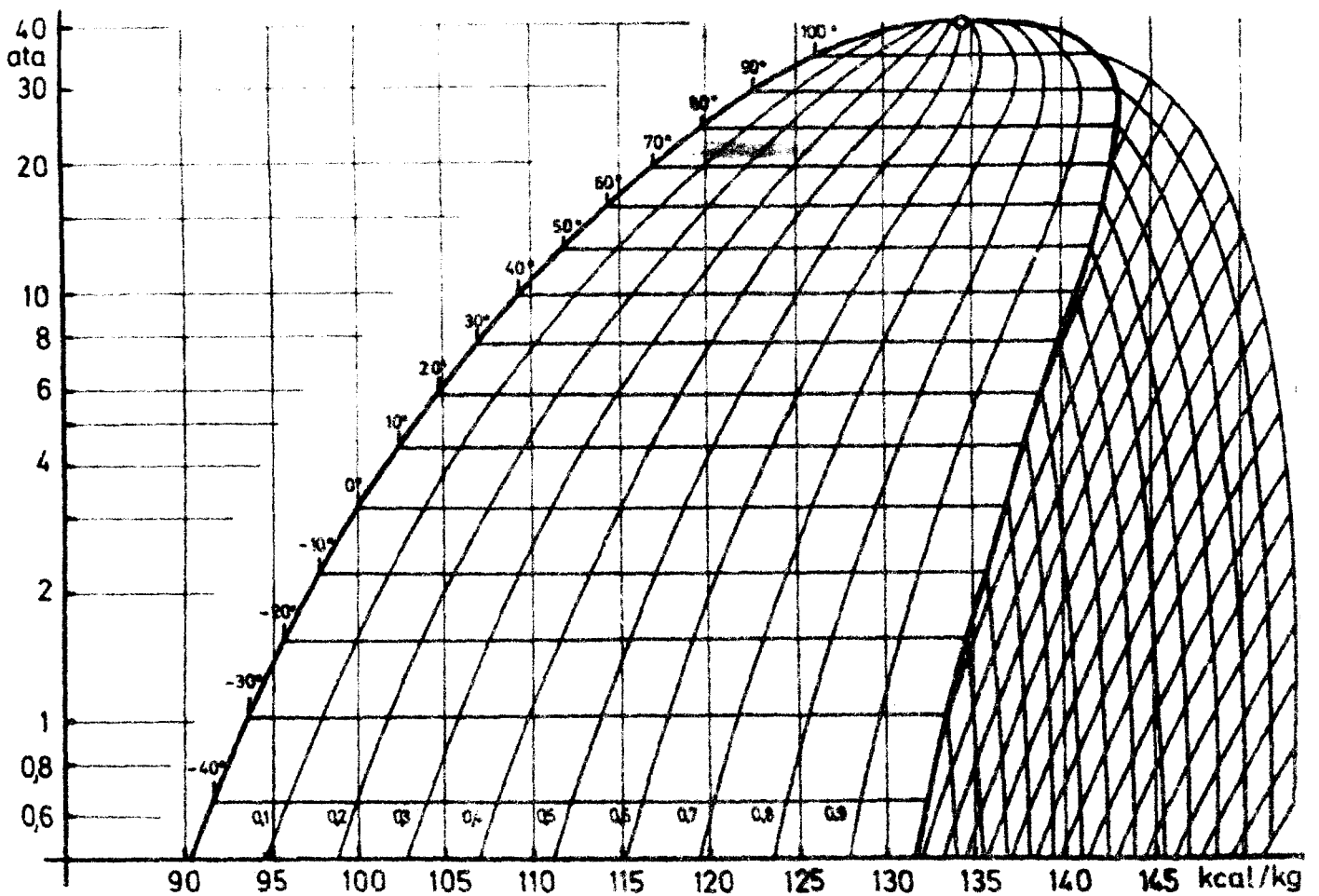


Bild 11

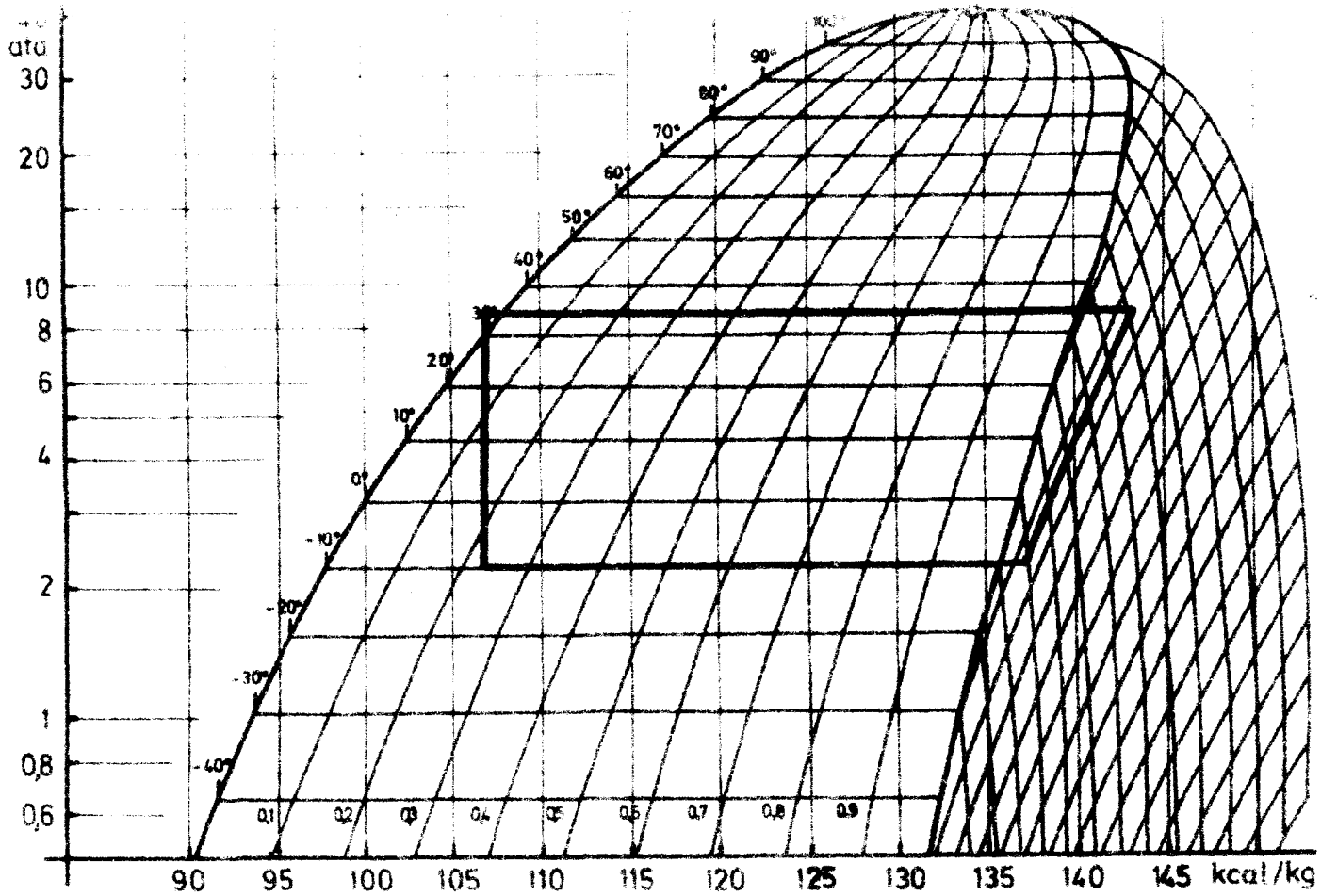


Bild 13

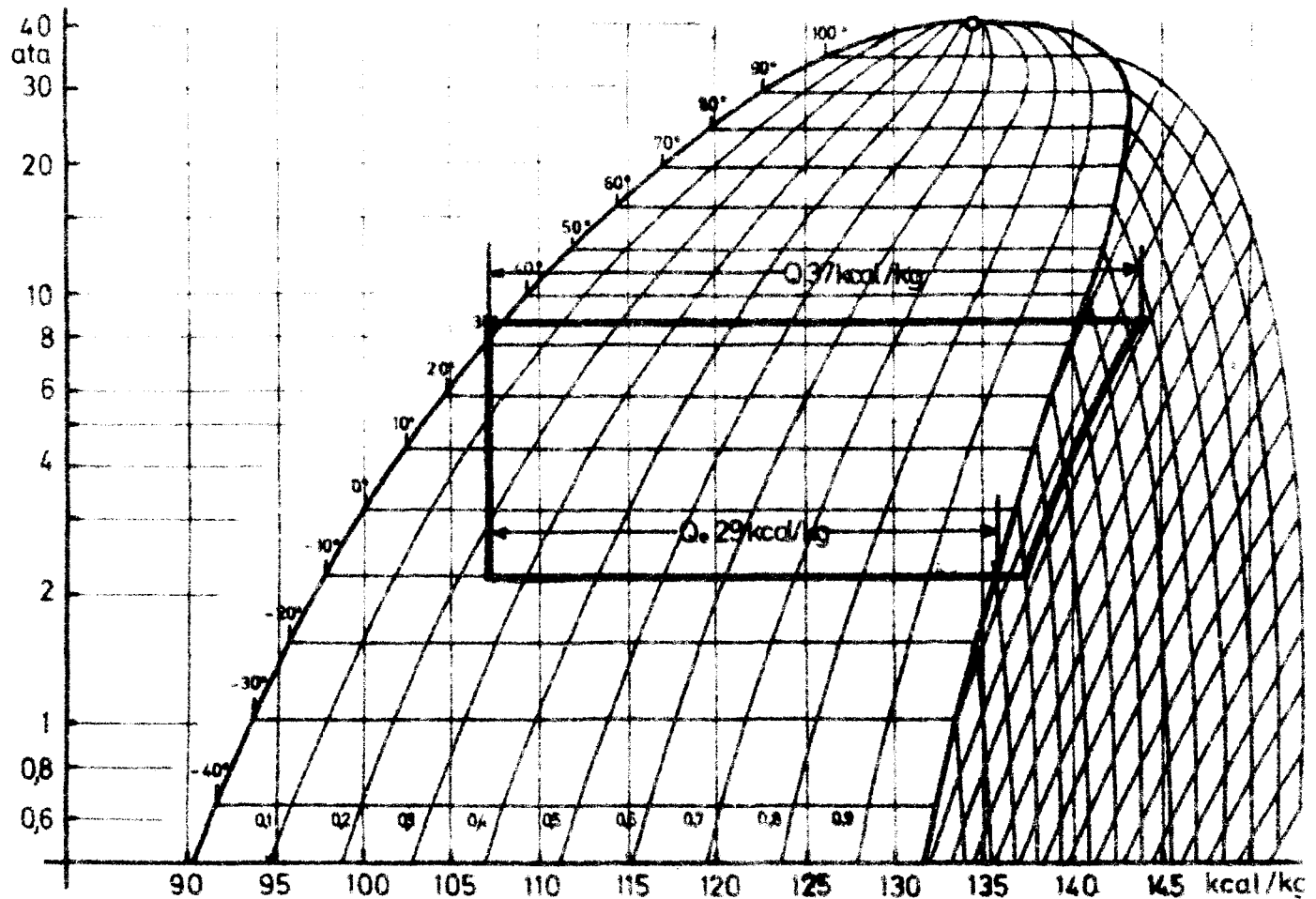


Bild 12

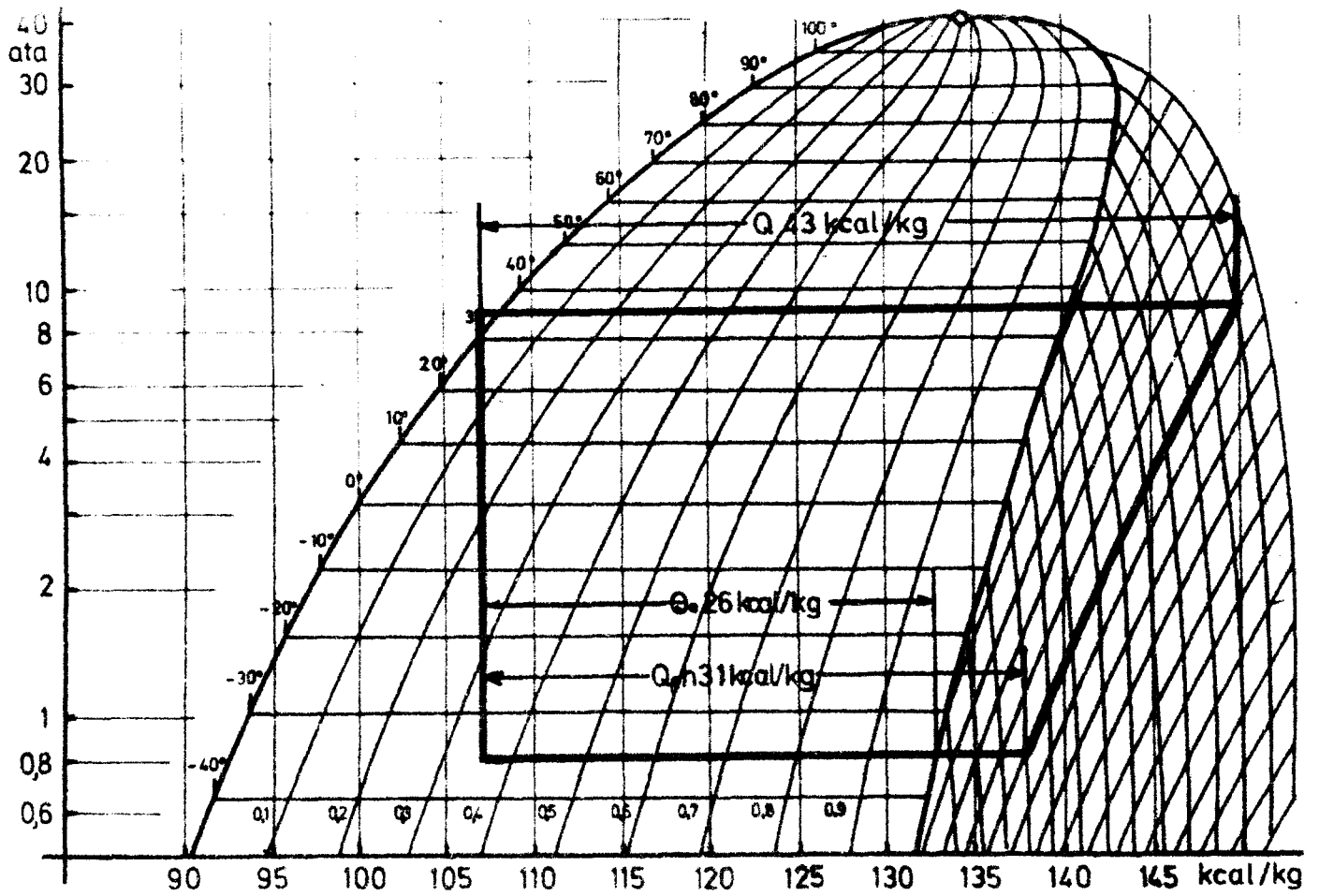


Bild 14

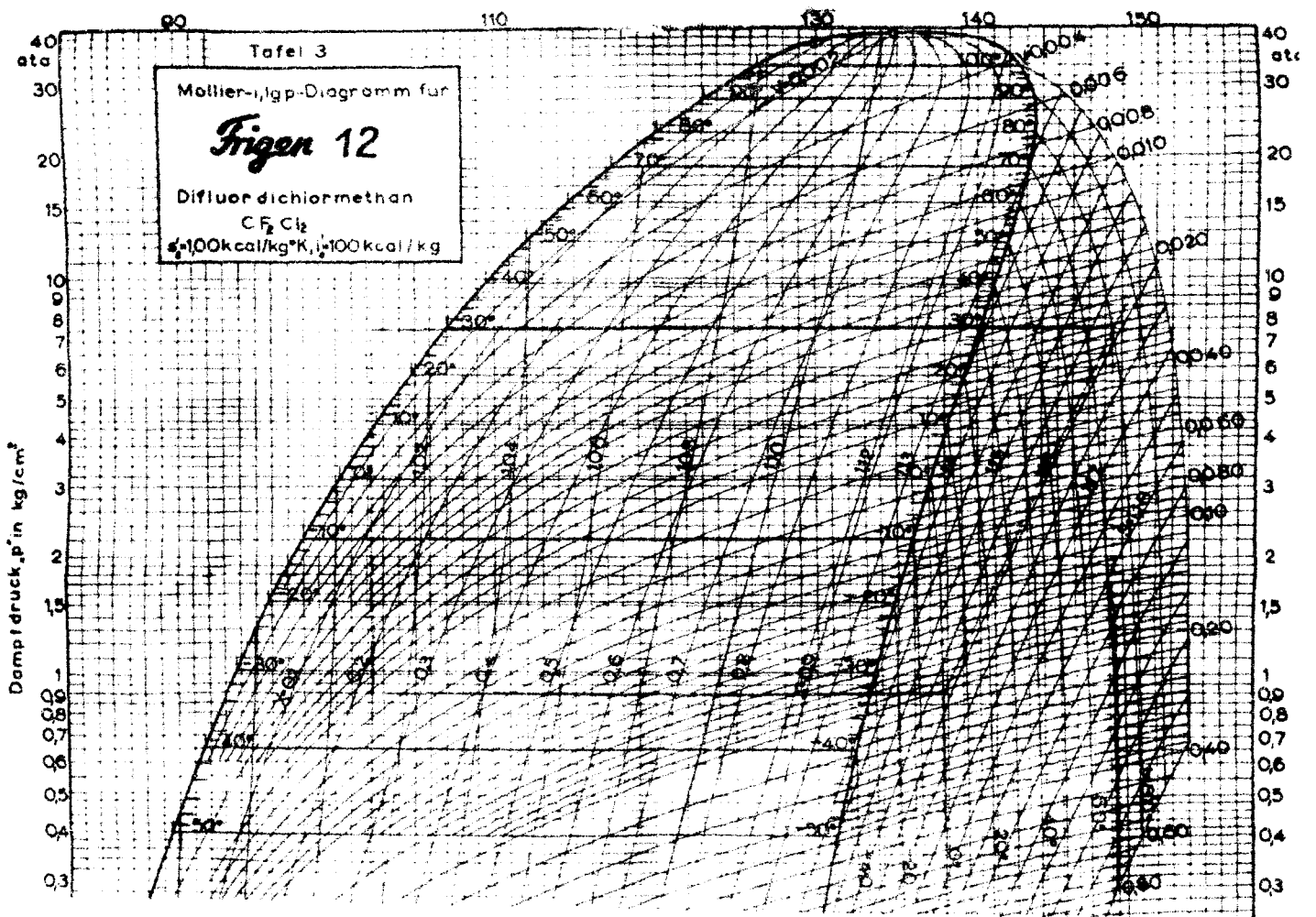


Bild 15

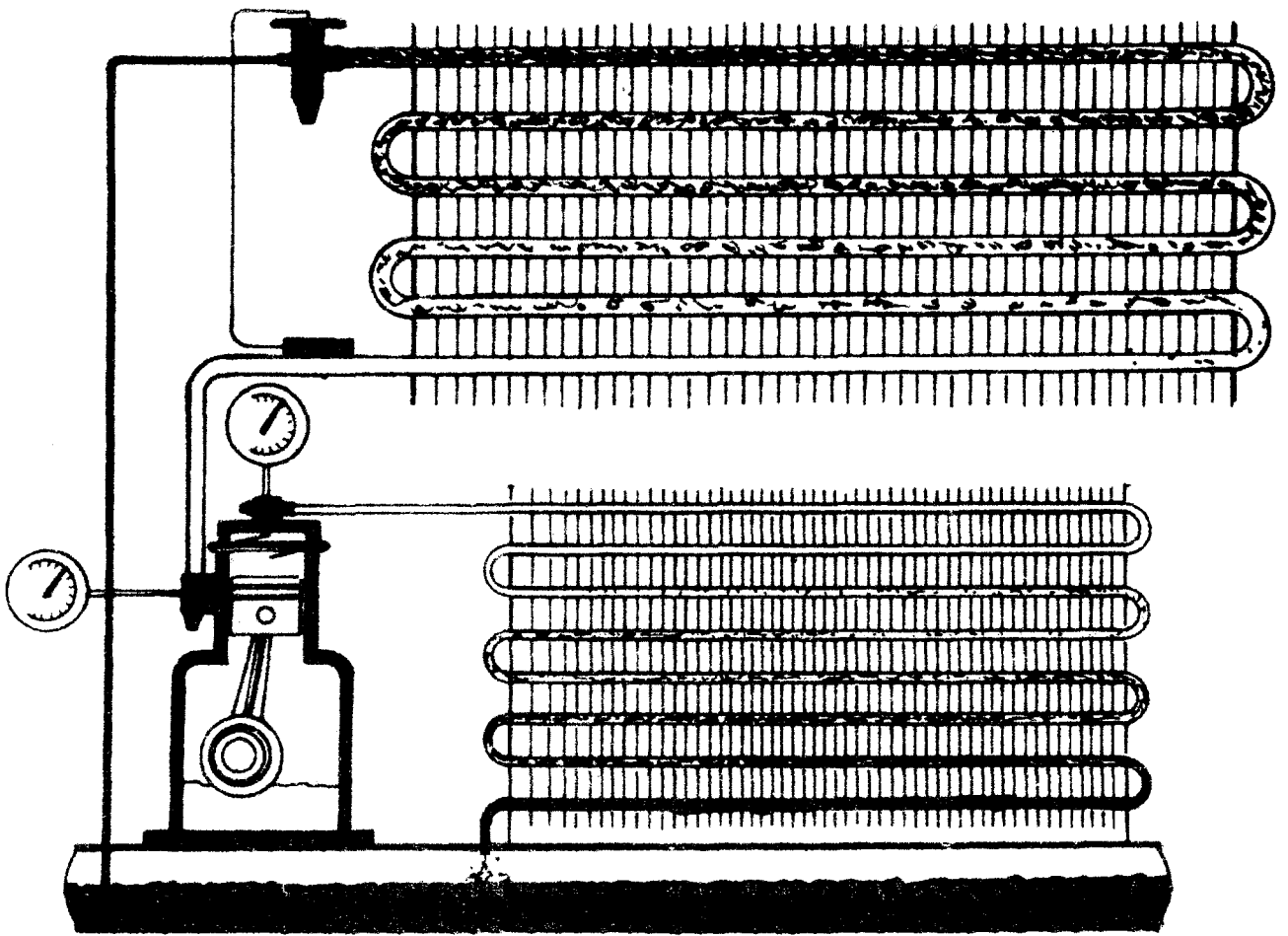


Bild 16

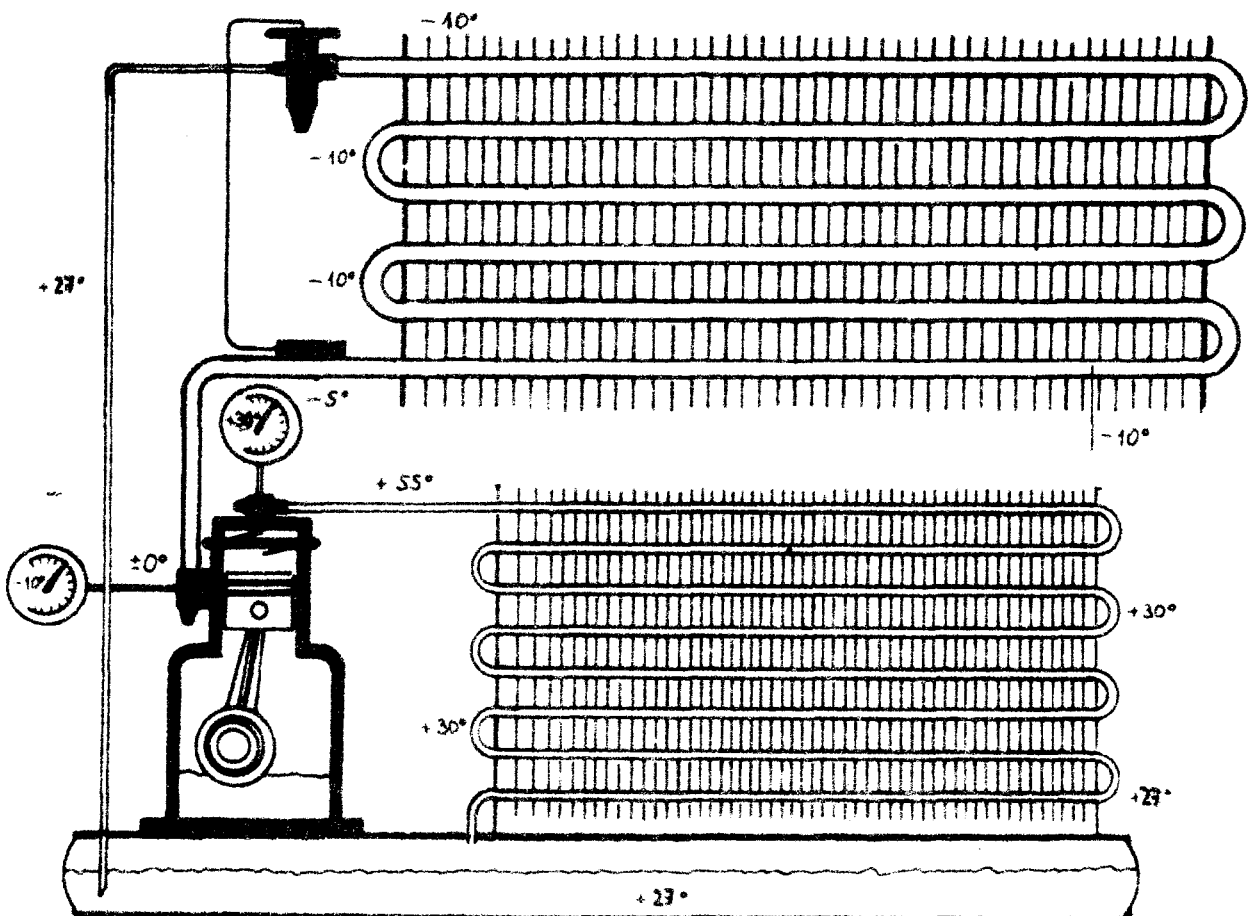


Bild 17

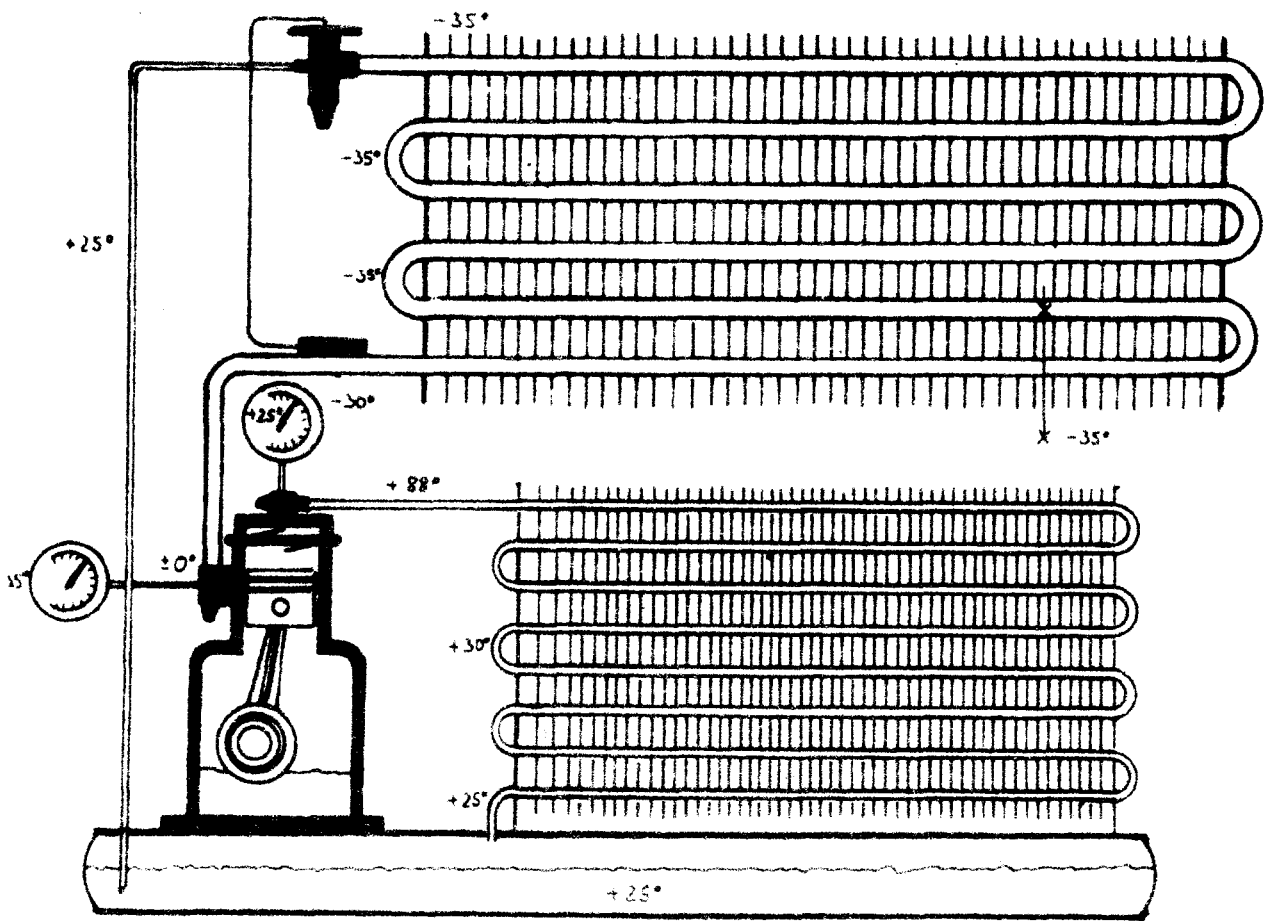


Bild 18

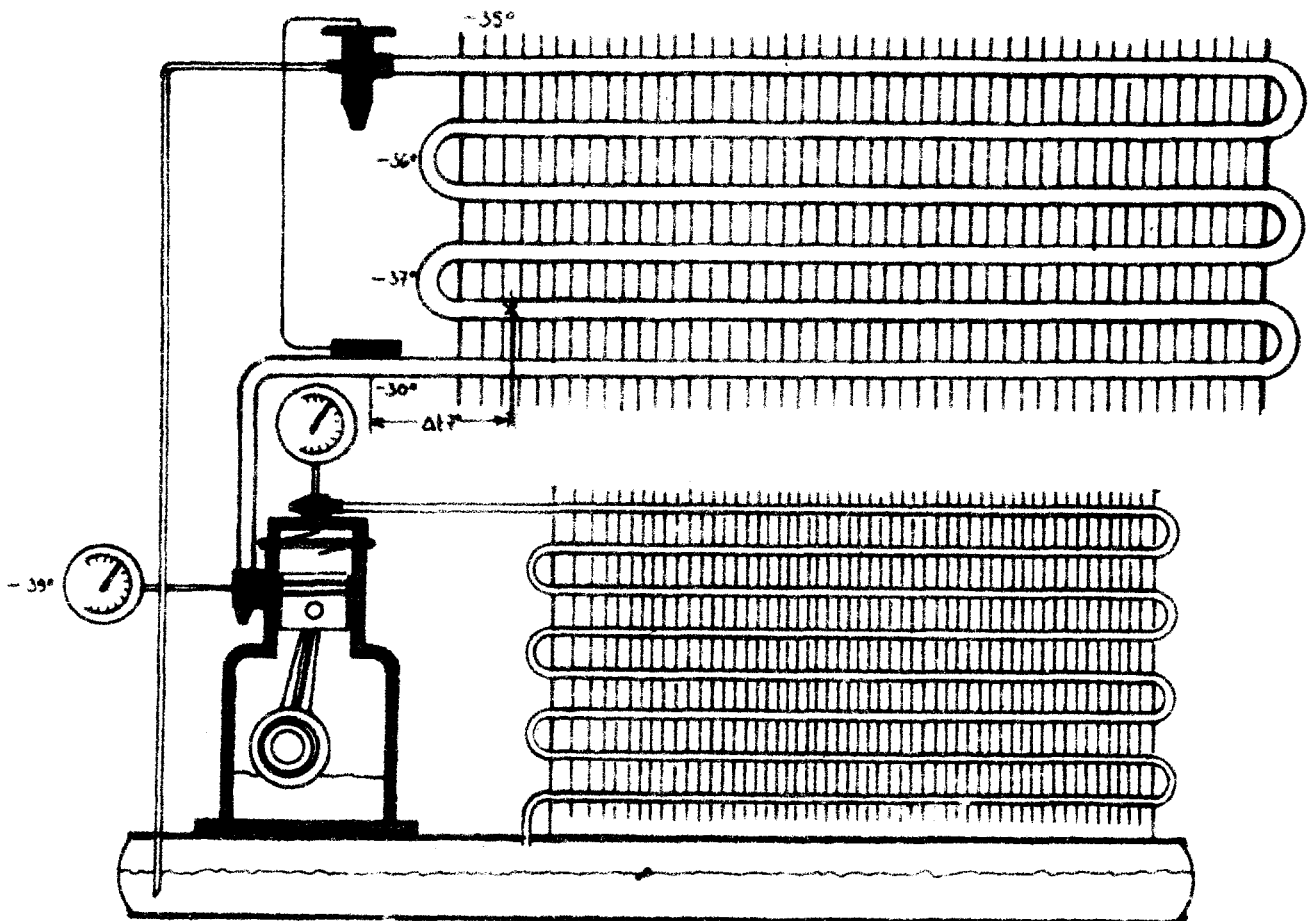


Bild 19

Bild 20

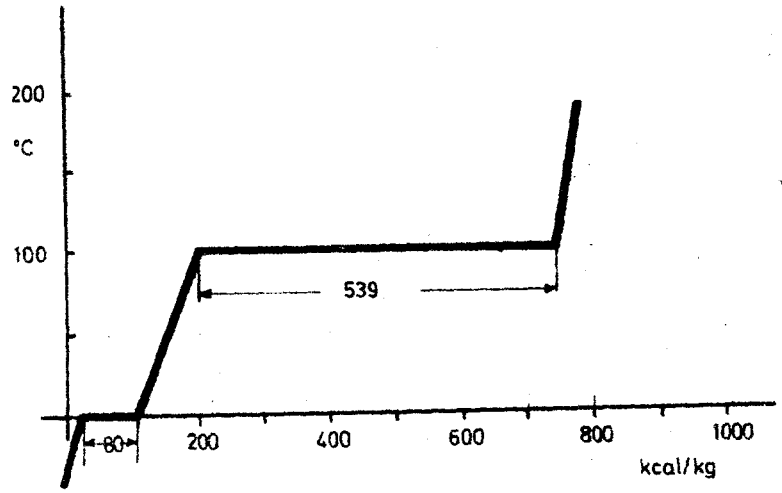


Bild 21

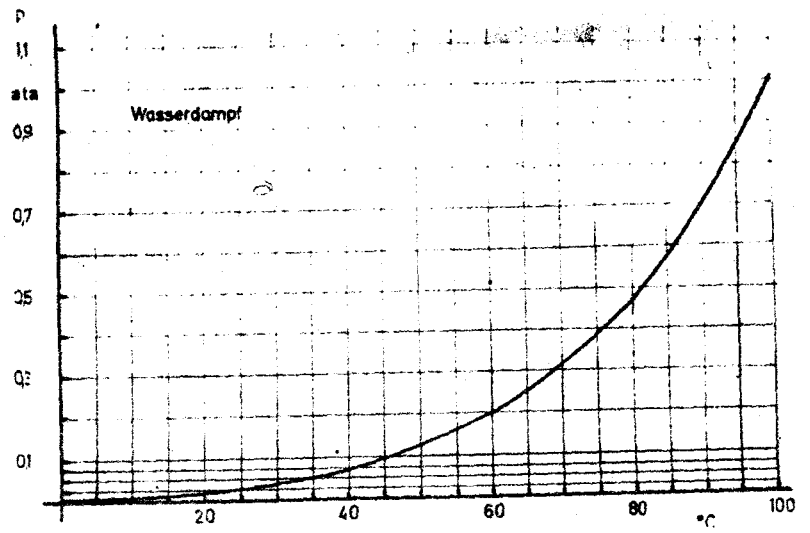


Bild 22

