

Wetenschap, Energie en Milieu

Clauscentrale

van dit artikel was een overdruk uit De Stem der PLEM van juli 1972 no 7 beschikbaar, o.a. voor de ketelbouwer Stork, het ministerie van economische zaken en voor instructie- en onderwijsdoeleinden.

[Energie](#)
[Hoofdpagina](#)

Superkritisch Super.....wat ?

J.W.M. Beek

Ja, we hebben het nu al zo vaak gehoord.

De centrale in Maasbracht wordt de eerste superkritische centrale in Nederland. Wel een primeur om een beetje trots op te zijn. Immers zo houdt de PLEM vast aan haar traditie, de voortgang der techniek in de voorste gelederen te volgen.

Niet dat een superkritische installatie nu iets zo spectaculair nieuws is. In Amerika en elders in de wereld zijn dergelijke eenheden reeds jaren met succes in gebruik. Nee, het is meer zoals bij unit 3, toen de PLEM als eerste van de Nederlandse electriciteits-productiebedrijven een "Benson"-doorpompetel in haar centrale installeerde.

En nu krijgen wij dan de eerste superkritische eenheid. Mooi! Maar wat houdt dat nu eigenlijk in, dat "superkritische"?

Om dat te verklaren moeten we straks even onze toevlucht nemen tot een klein beetje natuurkunde, maar laat U daardoor niet afschrikken. Evenmin trouwens als door het woord "superkritisch", dat hier niet in de betekenis "uitzonderlijk gevaarlijk" wordt gebruikt.

U weet dat de turbines in onze centrale aangedreven worden door middel van stoom. Die stoom komt onder hoge druk de turbine binnen en krijgt daar de gelegenheid zich te ontspannen doordat het huis van de turbine steeds wijder wordt, waarbij de op de turbine-as gemonteerde schoepen door de passerende stoom in beweging worden gebracht.

Het volume van de stoom neemt daarbij toe tot meer dan het duizendvoudige. Aan de uitlaat van de turbine immers wordt een vrijwel volledig vacuüm gehandhaafd doordat men de stoom zo sterk afkoelt dat hij condenseert tot waterdruppeltjes, die bij hetzelfde gewicht slechts een half miljoenste van het volume van de stoom innemen. Dit water wordt verzameld onder in de condensor (het vat waarin de stoom moet condenseren), en teruggepompt in het systeem, waardoor het uiteindelijk via de stoomketel weer als hogedruk-stoom bij de turbine komt.

Het is een ons allen bekend verschijnsel dat water, mits het voldoende verwarmd wordt, verdampt en in stoom overgaat. Hoewel dit verschijnsel het sterkst opvalt bij het koken van water - wij zeggen dan: het water verkookt - treedt dit verdampen, (zoals wij kunnen constateren aan een vochtig oppervlak en zelfs bij sneeuw), bij elke temperatuur beneden een zeer bepaalde waarde op. Die waarde noemen wij de **"kritische temperatuur"**. Deze bedraagt bij water 374,15 °C.

Bij die kritische temperatuur en daarboven verdampt water, en in het algemeen elke vloeistof bij zijn eigen kritische temperatuur, niet meer. Er is geen verschil meer te ontdekken tussen water en stoom; men weet dan ook niet waarvan men eigenlijk spreken moet. De Amerikanen hebben dit probleem keurig opgelost en spreken van "fluid", waaronder men beide kan verstaan.

U weet waarschijnlijk nog uit de natuurkunde dat water bij 100°C kookt doordat dan de druk van de gevormde stoom gelijk is aan de druk die door de buitenlucht op het water wordt uitgeoefend, namelijk 1 atmosfeer. Hoog in de bergen, waar de luchtdruk lager is, kookt het water bij lagere temperaturen. Water heeft dan ook bij elke temperatuur een specifieke dampspanning. Wij noemen die de **"verzadigingsdruk"**, hetgeen wil zeggen dat het water bij die druk en de bijbehorende temperatuur juist op het punt staat in stoom over te gaan. Maar daar is nog iets meer voor nodig. Een ketel water die op het fornuis staat gaat bij 100 °C niet plotseling in stoom over (gelukkig maar, want het zou net een bom zijn), maar verdampt geleidelijk, zolang wij warmte blijven toevoeren. De temperatuur verandert daarbij niet tot al het water verdampt is. Klaarblijkelijk is er dus warmte nodig om het verdampingsproces op gang te houden. De hoeveelheid warmte die nodig is om 1 kg water geheel te verdampen, noemen wij de verdampingswarmte. Zij wordt uitgedrukt in kcal/kg. (Een kcal is de hoeveelheid warmte die nodig is om 1 liter water van 4°C één graad in temperatuur te verhogen).

Dit wordt onder meer geïllustreerd in het bovenste deel van bijgaande grafiek. Als wij b.v. 1 kg water verwarmen bij een druk van 20 atmosfeer, stijgt de temperatuur geleidelijk tot wij de grenskromme "100% water" bereiken.

Hier begint het water te verdampen. De temperatuur blijft constant op 211°C. We gaan recht omhoog door het grijze gebied, evenwijdig aan de lijn 200 °C, waarbij steeds meer water verdampt.

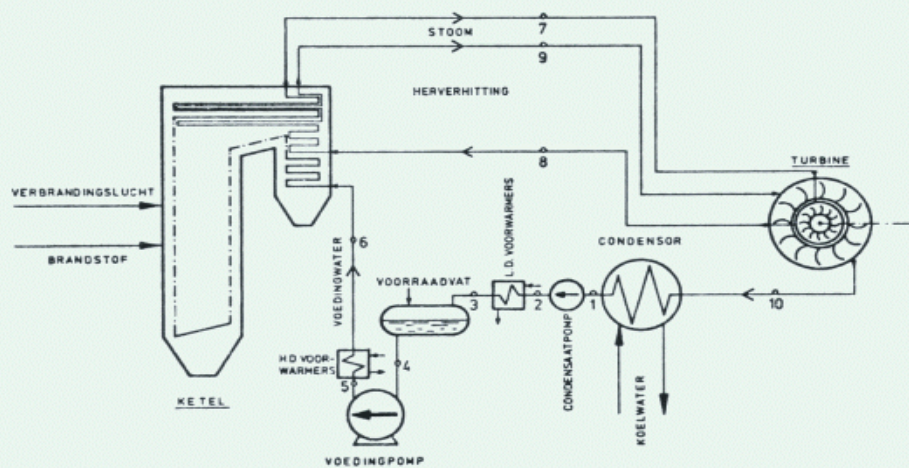
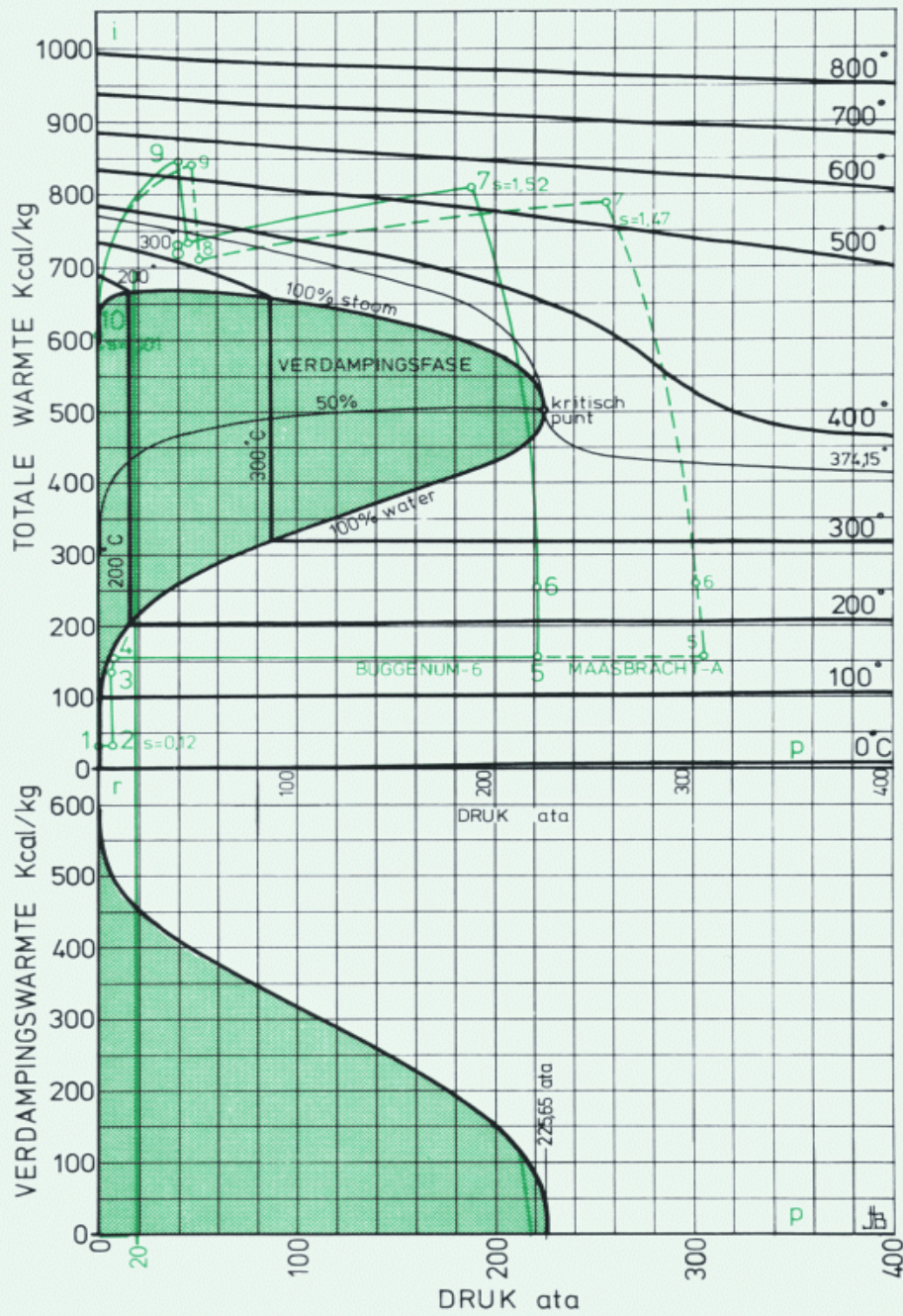
Als wij in totaal 444 kcal warmte hebben toegevoerd (evenveel als wij nodig gehad zouden hebben om 444 kg water van 4 op 5°C te brengen), is de helft van het water verdampt. En nadat wij in totaal 670 kcal in het water hebben gestopt is er geen water meer over, alleen nog maar stoom. Verwarmen we die stoom nog verder, dan stijgt de temperatuur weer.

Als we bijvoorbeeld nog 50 kcal meer toevoeren (dus tot in totaal 670 + 50 = 720 kcal), dan stijgt de temperatuur verder tot 300°C. We spreken dan van "oververhitte stoom". De voor het verdampen benodigde warmte heeft, zoals we in het onderste deel van de grafiek kunnen aflezen, iets meer dan 450 kcal/kg bedragen.

De benodigde verdampingswarmte is niet bij elke druk even groot. Het blijkt dat zij het grootst is in de buurt van het absolute vacuüm, en dat zij afneemt met toenemende druk, tot zij de waarde 0 bereikt bij een druk van 225,65 ata (atmosferen gerekend vanaf het absolute vacuüm). En dit is nu juist de verzadigingsdruk die hoort bij de kritische temperatuur.

Wij noemen die druk daarom de **"kritische druk"** van water.

De kritische druk kunnen wij dus ook definiëren als de druk waarbij en waarboven geen verdamping meer optreedt.



Alle installaties dië tot nu toe in Nederland gebouwd zijn werken met drukken beneden de kritische druk.

De centrale in Maasbracht zal echter bedreven worden met een druk die hoger ligt dan de kritische waarde. Daarom noemt men dit een **"superkritische"** installatie.

Waarin ligt nu het voordeel van een dergelijke superkritische centrale? In de loop van de laatste twintig jaren zijn de temperatuur en druk van de stoom waarmee turbogeneratoren in centrales worden bedreven steeds meer verhoogd. Bij Unit 1 en 2 zijn deze stoomcondities 75 ata en 500 °C, bij Unit 3 werd dat 145 ata en 540°C.

Bij de Units 4, 5 en 6 werd de stoomtemperatuur niet meer verhoogd, de druk steeg echter nog van 185 ata bij Unit 4 tot bijna 190 ata bij Unit 6. Op deze wijze kon het rendement van de insiallaties steeds meer verbeterd worden.

Dezelfde overwegingen bepalen de keuze van een superkritische installatie. Terwijl enerzijds de investeringen hoger worden omdat men betere materialen moet toepassen, die de hogere druk kunnen weerstaan, zijn er aan de andere zijde factoren die ofwel de investeringen weer drukken (zoals het 28% kleinere volume per kg, waardoor de doorsnede van de stoomleidingen kleiner kan worden) ofwel de jaarlijkse kapitaalslasten kleiner maken (zoals een verhoogd rendement). Deze factoren moeten tegen elkaar worden afgewogen. In het geval Maasbracht heeft dit geresulteerd in een klein voordeel voor de superkritische centrale. In het kader van dit artikel zullen wij ons in onze vergelijking beperken tot het rendement.

Als bovenste deel van onze grafische illustratie hebben wij het (overigens in de thermodynamica vrij ongebruikelijke) i.p.-diagram gekozen, omdat daarin de waterstoom-cyclus in een centrale zeer duidelijk kan worden uitgezet. Immers in dit diagram worden de grootheden die wij in het proces invoeren of daaraan onttrekken, namelijk druk (pompenenergie) en warmtetoevoer (in laatste instantie vuur) ten opzichte van elkaar uitgezet, terwijl de temperatuurlijnen aangeven bij welke temperaturen het beschouwde procesdeel zich afspeelt. De getrokken krommen, die de met grote cijfers gemerkte punten 1 t/m 10 verbinden, illustreren deze cyclus voor een installatie als Unit 5 of 6 in de Maascentrale. (zie ook het schema)

Bij punt 1 zuigen de condensaatpompen de in de condensor d.m.v. zeer veel koelwater tot water gecondenseerde stoom, onder vacuüm uit de condensor en verhogen de druk van dit condensaat. Tussen punt 2 en 3 wordt het water d.m.v. uit de turbine afgetapte stoom voorgewarmd in de zogenaamde lage-druk-voorwarmers, waarna het in het voedingwatervoorraadvat (accu) terecht komt. In dit vat wordt het water nog wat verwarmd door rechtstreeks inblazen van afgetapte stoom (punt 3-4), waardoor het dicht tegen de verzadigingsgrens aankomt. Daardoor worden in het water opgeloste gassen daaruit verdreven - het ons bekende "zingen" van water even voordat het begint te koken -; het vat wordt daarom ook wel "voedingwaterontgasser" genoemd.

Uit dit vat stroomt het water naar de ketelvoedingpompen die het van punt 4 tot 5 in druk verhogen om de tegendruk voor ketel en turbine te leveren. Van nu af daalt de druk door stromingsverliezen en het reeds besproken uitzettingsproces in de turbine.

Tussen punt 5 en 6 wordt nogmaals warmte aan het water toegevoerd in de hoge-druk-voorwarmers, waarvoor eveneens gebruik gemaakt wordt van stoom, die uit de turbine wordt afgetapt.

Bij 6 begint de stoomketel. Van punt 6 tot 7 wordt de uit de brandstof verkregen warmte in het kringproces ingevoerd. Een deel daarvan dient om het water tot het kookpunt te brengen, een ander deel om het water geheel te verdampen (zoals we in het onderste deel van de grafiek kunnen zien bedraagt deze hoeveelheid 125 kcal/kg) en het restant om de stoom te oververhitten.

In punt 7 begint de stoom de daarin opgeslagen warmte-energie als mechanische (draaiings-)energie af te staan in het hoge-druk-deel van de turbine. Daarna wordt hij nog eens teruggevoerd naar de ketel om opnieuw verwarmd te worden in de zogenaamde "herverhitter" (punt 8-9), waarna de stoom het midden- en lagedrukdeel van de turbine doorloopt en daar opnieuw energie afstaat (punt 9-10). Nu begint het condensatieproces in de condensor (10-1). De condensatiewarmte (gelijk aan de warmte die nodig is om het water bij die druk te verdampen) gaat verloren in het koelwater. Die condensatiewarmte is zeer groot, reden waarom men reeds bij hogere drukken stoom uit de turbine aftapt, zodat een kleiner gedeelte in de condensor gecondenseerd behoeft te worden, waardoor het rendement van de installatie verhoogd wordt.

De gestippelde krommen, die de met kleine cijfers aangegeven punten verbinden, geven aan in hoeverre de cyclus van de eerste te Maasbracht geprojecteerde eenheid hiervan afwijkt.

Onmiddellijk valt op dat deze de verdampingsfase omzeilt. Juist in dit feit, dat de verdampingswarmte, die bij Buggenum-6 nog 125 kcal/kg bedroeg, gereduceerd is tot nul, ligt het verschil in haalbaar rendement omdat, zoals in het diagram te zien is, een deel van de warmte bij hogere temperaturen wordt opgenomen.

Onderstaande vergelijking van Buggenum-6 en Maasbracht-A illustreert dat duidelijk.

Opgenomen warmte in kcal/kg bij BUGGENUM-6 resp. MAASBRACHT-A

boven	B-6	M-A
300°C	494	473
374,15°C	209	360
400°C	136	230
500°C	30	35

Dat het verschil in haalbaar rendement zijn oorzaak vindt in die aanzienlijk grotere warmteopname bij hogere temperaturen, zullen wij aantonen met behulp van een sterk vereenvoudigde rendementsberekening.

Daarbij hebben wij het begrip "entropie" nodig, een uitdrukking die zich moeilijk in enkele woorden laat verklaren, maar misschien door een voorbeeld te verduidelijken is. Bij het verdampen, dat zoals wij in het diagram zagen onder een bepaalde druk bij constant blijvende temperatuur gebeurt, is de entropietoename gelijk aan de toegevoerde warmte, gedeeld door de absolute temperatuur in graden Kelvin (= Celsius + 273). Bij ketel 6 bedraagt die entropietoename bij de verdamping dus:

$$\frac{125}{350+273} = 0,2$$

De entropie-toename bij toevoer van eenzelfde hoeveelheid warmte zal dus kleiner zijn, naarmate de

temperatuur waarbij die warmte wordt opgenomen hoger is. Hoe groter nu die entropietoename is, des te

geringer wordt de waarde van de opgenomen warmte als pure energie.

Is het verschil tussen de totale warmte bij het begin van een proces, gedeeld door de absolute temperatuur bij dat punt, en de totale warmte aan het einde, gedeeld door de dan heersende absolute temperatuur, kleiner dan het verschil in entropie tussen beide punten, dan gaat er als we de toegevoerde warmte in een of andere energievorm willen terugwinnen altijd warmte verloren. Zo'n proces is dus niet geheel omkeerbaar, terwijl zoals wij ook reeds eerder zagen het verdampingsproces wél geheel omkeerbaar is (condensatiewarmte = verdampingswarmte). Het verschil in entropie tussen begin- en eindtoestand van het procesgedeelte waarbij energie wordt afgegeven, gedeeld door het verschil in entropie bij het procesdeel waarin energie wordt toegevoerd, geeft dan ook een indicatie over het nuttig effect van de toegevoerde warmte. Het nuttige effect noemt men - in procenten uitgedrukt - **"thermodynamisch rendement"**. Bij niet-ideale adiabatische processen, zoals die in een turbine plaatsvinden, staat tegenover een entropiedaling bij de omzetting van warmte in arbeid echter altijd een entropiestijging t.g.v. de inwendige arbeid in de stoom, die even groot is. Bovendien wordt de entropie tijdens die fase van energie-afgifte nog verhoogd door wrijvingswarmte o.a. uit de turbinelagers, en warmtegeleiding en overdracht via het metaal van de turbine. Dientengevolge moeten wij onze toevlucht nemen tot een iets andere berekeningsmethode om de haalbare rendementen van een superkritische installatie en een installatie als Buggenum-6 te kunnen vergelijken. Voor het gemak stellen wij ons de cyclus daarbij zo sterk vereenvoudigd voor dat het water direct door de ketelvoedingpompen uit de condensor gezogen wordt en in de ketel gepompt, en daar verandert in stoom die door de turbine geleid wordt en weer in de condensor condenseert.

Nemen wij verder aan dat bij Buggenum-6 en Maasbracht-A de condities van de stoom aan de uitlaat van de turbine, en van het condensaat in de condensor dezelfde zijn, dan ziet ons rekensommetje voor het thermodynamisch rendement er als volgt uit: (in werkelijkheid is het rendement dus lager doordat de verliezen hier buiten beschouwing zijn gelaten).

		Bugg-6		Maasbr-A
a) Entropie condensaat	$s_a =$	0,12	kcal/kg.K	0,12
b) „ uitlaat ketel	$s_b =$	1,52	„	1,47
c) „ uitlaat turbine	$s_c =$	2,01	„	2,01
(voor nummers, zie schema)				
d) Entropie-toename 1-7	(=b-a)	1,40	„	1,35
e) Entropie-toename 10-1	(=c-a)	1,89	„	1,89
f) Warmte-opname 1-7		775	kcal/kg	755
g) Verlies in condensor 10-1		575	„	575
h) Gem. temperatuur 1-7	(=f/d)	553	K	560
j) Gem. temperatuur 10-1	(=g/e)	304	„	304

Met de daartoe door Carnot opgestelde formule, die zegt:

$$\text{haalbaar rendement} = \frac{T_o - T_a}{T_o}$$

berekenen wij nu het theoretisch haalbare rendement, waarbij T_o de temperatuur bij warmte-opname voorstelt, en T_a de temperatuur bij afgifte van de overtollige warmte in de condensor.

In ons geval kunnen we deze formule schrijven als:

$$\text{rendement (X 100\%)} = \frac{h - j}{h} = \frac{249}{553} = 45,0\% \quad \frac{256}{560} = 45,7\%$$

Uit deze sterk vereenvoudigde vergelijking blijkt toch dat de superkritische installatie duidelijk in het voordeel is.

En dat was het dan alweer.

Al met al een verre van eenvoudige zaak.

Toch hopen wij met onze uiteenzetting te hebben bereikt, dat de technisch geïnteresseerden onder ons (en zijn wij dat niet allen min of meer?) enig inzicht hebben gekregen, zodat zij bij het horen van de term "superkritisch" niet langer verwonderd hoeven vragen: super . . . wat ?

P.S.: Rendementen

De oorspronkelijke publicatie week wat de rendementsberekening af van die in de bovenstaande tekst van de overdruk. De daarin gebruikte formule was (voor de entropiewaarden, zie de tabel boven):

$$\text{effectiviteit} = \frac{s_c - s_b}{s_b - s_a}$$

Hierin is dus

$s_c - s_b$ de entropiestijging tijdens de ontladingsfase van het transportmedium (turbine: mechanische energie), en $s_b - s_a$ de entropiestijging tijdens de opladingsfase van het transportmedium (water/stoom) met warmte en met mechanische energie (drukverhoging)

Het is uit het artikel duidelijk geworden dat bij overigens gelijke entropie voor begin- en eindtoestand, de procesvoering waarbij de entropietoename tijdens de opladingsfase het kleinst is, het grootste nuttig effect heeft.

De verhouding van de aandelen van ontladen en opladen in de totale entropiestijging geeft derhalve een indicatie voor de verhouding van de rendementen van beide installaties.

Ik heb die berekeningswijze destijds tóch aangepast, omdat deze, hoewel op zich correct en wellicht ook duidelijker qua resultaat, een vertekende indruk kan wekken.

De entropiestijging tijdens de ontladingsfase is n.l. niet geheel zuiver. Er wordt in de beschouwde fase n.l. ook nog warmte toegevoerd in de herverhitter (feitelijk oplading dus). Tevens wordt in deze fase warmte onttrokken (aftapstoom) die direct overgedragen wordt aan de oplaadfase. Verder is er nog intern warmtetransport (warmtegradatie, waarbij deze warmte bij lagere temperaturen weer aan het transportmedium wordt afgegeven), warmtegeleiding via het metaal van de turbine, verliezen die optreden door mechanische wrijving (lagerkoeling) en lekverliezen.

Ik geef U deze berekening desondanks hieronder alsnog.

	2,01 - 1,52	0,49	
Effect Bugg-6 (in %) =	-----	---	= 35%
	1,52 - 0,12	1,40	
	2,01 - 1,47	0,54	
Effect Maasbr-A (in %) =	-----	---	= 40%
	1,47 - 0,12	1,35	

Deze oorspronkelijke vergelijkingswijze wilde ik U niet graag onthouden.

Zoals U kunt zien zijn de percentages lager, het verschil tussen beide vergeleken installaties daarentegen is sprekender.