

VOORLICHTINGSNOTA DFTK N° 17

**Berekeningsmethode voor expansievaten
in Centrale Verwarming en Koelinstallaties**

Inhoud Voorlichtingsnota DFTK n° 17

1.	Algemeenheden	- 4 -
1.1.	Inleiding	- 4 -
1.2.	Algemene bepaling van het expansievolume	- 4 -
1.2.1.	De waterinhoud van de installatie: C_i [ℓ]	- 4 -
1.2.2.	Het fysisch expansievolume: V_{ep} [ℓ]	- 6 -
1.2.3.	Theoretische waterreserve: R_t [ℓ]	- 7 -
1.2.4.	Het netto volume: V_n [ℓ]	- 7 -
1.2.5.	Het nuttig volume: V_u [ℓ]	- 7 -
1.2.6.	Reële waterreserve: R_r [ℓ]	- 7 -
1.3.	Plaats van het expansiesysteem	- 8 -
2.	Bepaling van expansievaten met variabele druk	- 9 -
2.1.	Basisbegrippen	- 9 -
2.1.1.	Wet van Boyle-Mariotte:	- 9 -
2.1.2.	Waterkolom van een installatie: p_h [bar]	- 9 -
2.1.3.	Dampdruk: p_v [bar]	- 9 -
2.1.4.	Voordruk: p_g [bar]	- 9 -
2.1.5.	Begindruk: p_i bar	- 10 -
2.1.6.	Einddruk: p_f bar	- 10 -
2.1.7.	Maximale druk: p_m [bar]	- 11 -
2.1.8.	Openingsdruk der veiligheidsventielen: p_s [bar]	- 11 -
2.1.9.	Theoretisch en werkelijk totaal volume: V_{tt} en V_{tr} [ℓ]	- 11 -
2.1.10.	Beginvolume: V_i [ℓ]	- 12 -
2.1.11.	Eindvolume: V_f [ℓ]	- 12 -
2.1.12.	Nuttig volume: V_u [ℓ]	- 12 -
2.2.	Dimensioneringsvergelijkingen.	- 13 -
2.2.1.	Volumerendement of drukfactor: F_p	- 13 -
2.2.2.	Theoretisch en werkelijk totaal volume van het expansievat : V_{tt} en V_{tr}	- 13 -
2.2.3.	Nuttig volume : V_u [ℓ]	- 13 -
2.2.4.	Reële waterreserve: R_r [ℓ]	- 13 -
2.2.5.	Begindruk : p_i [bar]	- 14 -
2.2.6.	Voorbeelden:	- 14 -
3.	Bepaling van expansievaten met constante druk	- 16 -
3.1.	Basisbegrippen	- 16 -
3.1.1.	Geregelde druk : p_r [bar]	- 16 -
3.1.2.	Compressorcapaciteit : q_c [ℓ/h]	- 16 -
3.1.3.	Afblaascapaciteit	- 17 -
3.2.	Dimensioneringsvergelijkingen	- 18 -
3.2.1.	Theoretisch en werkelijk totaal volume van het expansiesysteem:	- 18 -
3.2.2.	Nuttig volume : V_u [ℓ]	- 18 -
3.2.3.	Reële waterreserve: R_r [ℓ]	- 18 -
3.2.4.	Voorbeeld	- 19 -
3.2.5.	Bepaling van de compressorcapaciteit: q_c [ℓ/h]	- 20 -
3.2.6.	Voorbeeld	- 21 -
4.	Andere elementen en bepalingen	- 22 -
4.1.	Buffervat	- 22 -
4.2.	Keuze van het expansiesysteem	- 22 -

APPENDIX A:- 24 -
APPENDIX B:- 25 -
APPENDIX C:- 26 -
APPENDIX D:- 27 -
APPENDIX E:- 28 -
APPENDIX F:- 36 -

1. Algemeenheden

1.1. Inleiding

Expansievaten zijn veiligheidsinrichtingen voor centrale verwarmingsinstallaties in gesloten kring. Ze zijn bestemd om de volumeveranderingen op te vangen welke veroorzaakt worden door het opwarmen of afkoelen van de installatie.

Te klein gedimensioneerde expansiesystemen veroorzaken bedrijfsstoornissen en beschadigen de installatie: bij afkoeling komt er onderdruk in de installatie en aldus een luchtinfiltratie via dichtingen, automatische ontluchters op hoog gelegen punten enz. ; bij opwarming kan het expansiesysteem geen water meer opnemen wat een verlies aan installatiewater via de veiligheidsventielen veroorzaakt.

Door het infiltreren van lucht wordt zuurstof in de installatie gebracht welke onbehandelde staaloppervlakken kan corroderen. Luchtbellen verhinderen tevens een goede circulatie, kunnen de pomp beschadigen enz.

Wij onderscheiden twee werkingsprincipes:

- expansiesysteem met variabele druk
(vaste hoeveelheid lucht: TB 105 art C5 § 1)
- expansiesysteem met constante druk
(variabele hoeveelheid lucht: TB 105 art C5 § 2)

1.2. Algemene bepaling van het expansievolume

1.2.1. De waterinhoud van de installatie: C_i [ℓ]

De waterinhoud van de installatie wordt bepaald door volgende componenten:

- de ketel: waterinhoud afhankelijk van type en merk. Zowel voor een ketel in staal als gietijzer is deze gewoonlijk begrepen tussen 1,5 ℓ en 3,5 ℓ/kW ketelvermogen.
- de leidingen: de waterinhoud van de leidingen hangt af van de dimensionering en van het tracé. Deze is nauwkeurig te berekenen aan de hand van de opmetingsstaat der leidingen.
- de verwarmingslichamen: de waterinhoud is afhankelijk van het type verwarmingslichamen (convectoren, staalradiatoren, staalplaatradiatoren, gietijzeren radiatoren, batterijen, warmtewisselaars...) en van het merk.

In het diagramma (fig.1) is benaderend de waterinhoud gegeven van een gebruikelijke installatie met een gemiddeld tracé van leidingen met versnelde circulatie voor de verschillende types verwarmingslichamen in functie van het warmtevermogen in kW. Voor bestekbepalingen wordt een exacte berekening geëist.

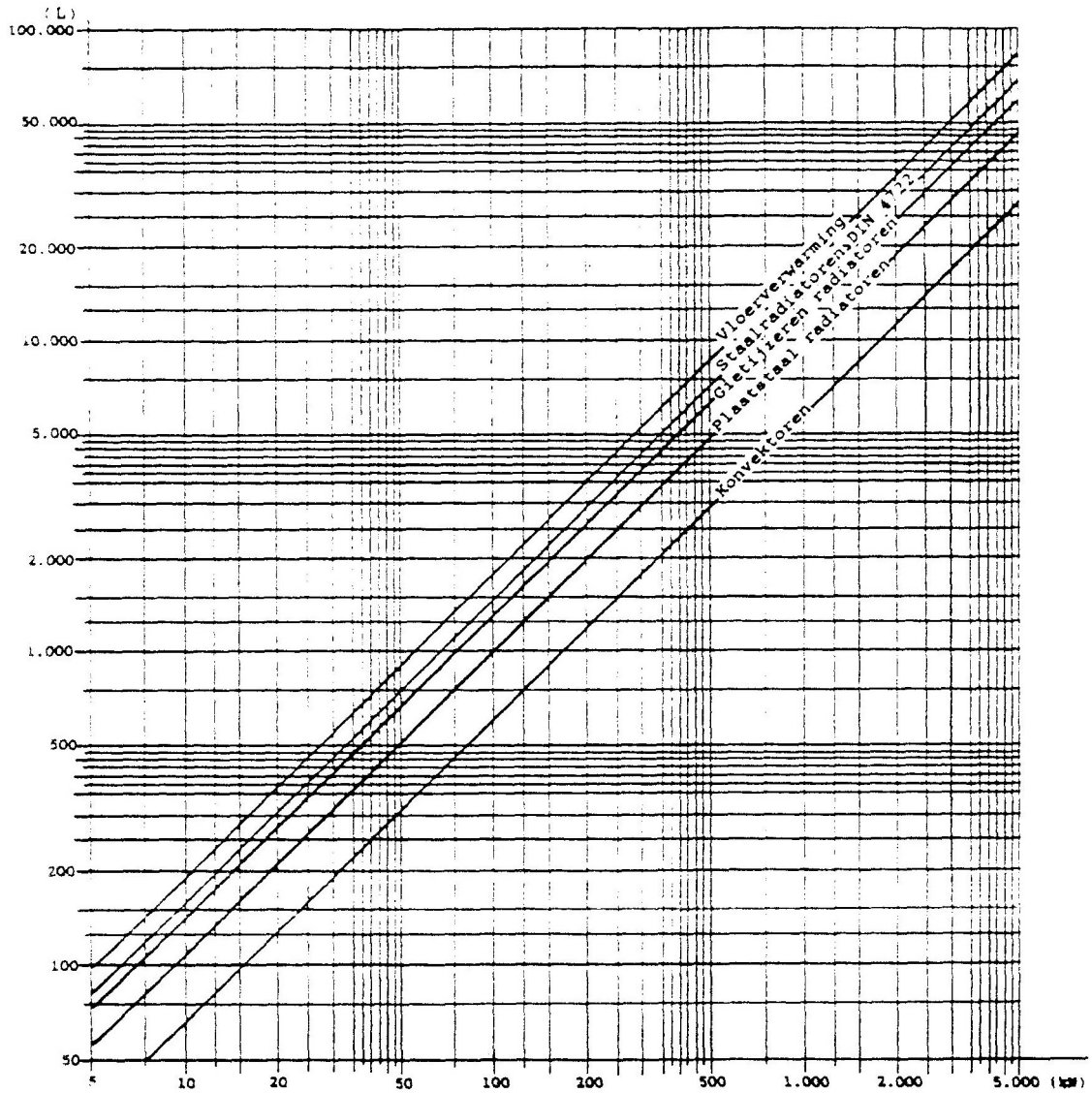


Diagramma (fig.1)

Gemiddelde waterinhoud van een centrale verwarmingsinstallatie in functie van het vermogen.

(opgelet: staalradiatoren DIN 4722 = kolomradiatoren uit plaatstalen kolommen
Plaatstaalradiatoren = moderne radiatoren met convectielamellen)

1.2.2. Het fysisch expansievolume: V_{ep} [ℓ]

Water heeft bij een atmosferische druk van 1013mbar en bij een temperatuur van 4° C zijn grootste volumieke massa gelijk aan 1 kg/dm³ en zet bij opwarming van 4°C tot 100° C uit met 4,31 %.

In tabel 1 wordt de expansiecoëfficiënt (c_e) (in %) gegeven voor water, vertrekkende van 4°C, in functie van de maximale diensttemperaturen (zie ook fig.2).

Expansievaten moeten ten minste de expansie bij volledige opwarming van de installatie kunnen opvangen. Bij verwarmingsinstallaties wordt de vertrektemperatuur als maximale opwarmtemperatuur aangenomen (meestal 90°C). Bij koelinstallaties is de maximale opwarmtemperatuur gelijk aan de maximaal mogelijke omgevingstemperatuur (meestal 30°C).

$$V_{ep} = C_i \frac{c_e}{100}$$

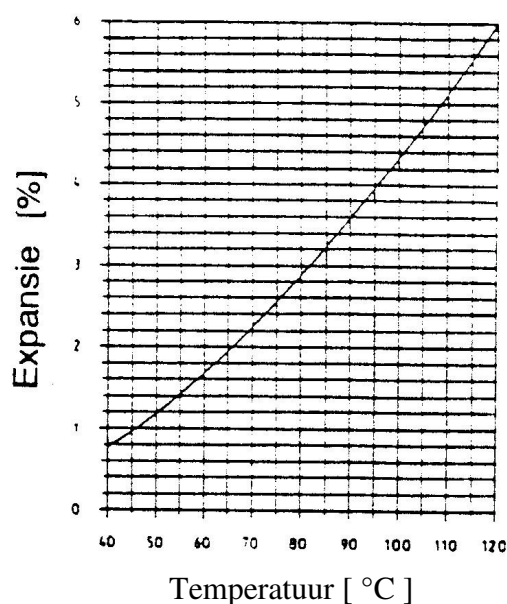
V_{ep} = fysisch expansievolume [ℓ]

C_i = totale waterinhoud van de installatie [ℓ]

c_e = procentuele expansiecoëfficiënt van water bij de maximale opwarmtemperatuur (voor verwarming: de vertrektemperatuur) (voor gewone installaties 90° = 3,55 %) (zie appendix A)

°C	c_e %
30	0,44
40	0,75
50	1,17
60	1,67
70	2,24
80	2,86
90	3,55
100	4,31
110	5,11
120	5,99

Tabel 1



figuur 2

Let op: bij toevoeging aan het water van additieven, bv. antivriesmiddelen, kunnen Deze expansiecoëfficiënten beduidend wijzigen.

1.2.3. Theoretische waterreserve: R_t [ℓ]

Een expansievat dient méér water op te vangen dan strikt genomen alleen maar de expansiehoeveelheid van de installatie. Immers, indien men zich zou beperken tot enkel de hoeveelheid expansie, zou het vat geen water bevatten als de installatie afgekoeld is.

Dit is een abstracte situatie: het is onmogelijk een installatie zo precies te vullen; eventuele lekkages en waterverliezen tijdens ontluichten illustreren deze onmogelijkheid.

Men zal dus voorzien in een waterreserve R_t die samen met het fysisch expansievolume V_{ep} eveneens in het expansievat zal worden opgenomen. Deze waterreserve wordt vastgesteld op 1% van de totale waterinhoud C_i van de installatie:

$$R_t = C_i \cdot 0,01$$

R_t = theoretische waterreserve

C_i = waterinhoud installatie

1.2.4. Het netto volume: V_n [ℓ]

is de som van het fysisch expansievolume en de theoretische waterreserve.

$$V_n = V_{ep} + R_t$$

V_n = netto volume

V_{ep} = fysisch expansievolume

R_t = theoretische waterreserve

1.2.5. Het nuttig volume: V_u [ℓ]

Naargelang marktaanbod zal steeds een expansievat gekozen worden dat een nuttig volume V_u kan opnemen dat minstens gelijk is aan het netto volume V_n , en in vele gevallen dus groter zal zijn.

$$V_u \geq V_n$$

1.2.6. Reële waterreserve: R_r [ℓ]

is de reële waterreserve die in dat expansievat kan worden opgenomen

$$R_r > R_t$$

$$R_r = V_u - V_{ep}$$

1.3. Plaats van het expansiesysteem

Het aansluitpunt van het expansiesysteem is bij voorkeur in de retourleiding van de installatie, omdat de temperatuur er de levensduur van het membraam ten goede komt en de diffusie van lucht doorheen het membraam vermindert.

Het expansiesysteem wordt steeds aan de zuigzijde van de circulator geplaatst, omdat dit het hydraulische nulpunt van de installatie is.

Ingeval meerder circulatoren op verschillende plaatsen gebruikt worden, zal men het volgende steeds betrachten:

zuigleiding (= gedeelte expansievat -> circulator):
zo kort mogelijk

persleiding (= gedeelte circulator -> expansievat):
zo lang mogelijk.

2. Bepaling van expansievaten met variabele druk (vaste hoeveelheid lucht).

2.1. Basisbegrippen

Alle drukken (bar) hier vermeld zijn relatieve drukken, behalve in 2.1.1

2.1.1. Wet van Boyle-Mariotte:

$$p \cdot V = \text{constant}$$

Deze gaswet is geldig bij constante temperatuur. In werkelijkheid echter kan de temperatuur van het drukgas in het expansievat veranderen.

Deze mogelijke afwijking wordt op indirecte wijze gecorrigeerd door de expansiecoëfficiënt van de vertrektemperatuur te nemen i.p.v. deze van de gemiddelde temperatuur van een installatie (zie appendix A).

2.1.2. Waterkolom van een installatie: p_h [bar]

Dit is de druk veroorzaakt door het hoogteverschil tussen het aansluitpunt van het expansievat en het hoogste punt van de installatie in koude toestand.

$$P_h = \rho \cdot g \cdot h \quad [\text{Pa}]$$

$$P_h = 1 \cdot 9,81 \cdot h \quad [\text{Pa}]$$

$$\text{of eenvoudiger: } P_h [\text{bar}] \approx \frac{H [\text{m}]}{10}$$

2.1.3. Dampdruk: p_v [bar]

Dit is de druk die nodig is om te vermijden dat het water gaat verdampen (kookverschijnsel) bij een vertrektemperatuur die hoger ligt dan 100°.

(bv; 110°C : $p_v \approx 0,5$ bar)

2.1.4. Voordruk: p_g [bar]

Dit is de druk van het expansievat dat nog geen water heeft opgenomen, bv. vooraleer het wordt aangesloten op de installatie.

$$p_g = p_h + p_v + 0,3 \text{ bar} \quad (p_g = \text{minimum } 0,5 \text{ bar})$$

Opm.: vooral van belang voor dakinstallaties en gebouwen met slechts 1 niveau:

1) in sommige situaties ontstaat het gevaar dat de druk aan de zuigzijde van de circulator (p_{circ}) lager kan zijn dan de NPSH (Net Positive Suction Height = netto zuighoogte) van deze laatste; daarom dient p_g mede in functie hiervan te worden gekozen:

$$\text{NPSH} < p_{\text{circ}}$$

$$p_g \geq p_{\text{circ}} \pm \Delta p(\text{nulpunt-circ})$$

$$p_{\text{circ}} = \text{druk ter hoogte van zuigzijde circulator (circ)}$$

$$\Delta p(\text{nulpunt-circ}) = \text{drukverschil tussen aansluitpunt expansievat (nulpunt) en zuigzijde circulator (circ)}$$

2) omdat de druk in de ketel nooit lager mag zijn dan de door de fabrikant opgegeven waarde, dient p_g ook mede in functie hiervan te worden gekozen.

$$\text{min druk ketel} < p_{\text{ch}}$$

$$p_g \geq p_{\text{ch}} \pm \Delta p(\text{nulpunt} - \text{ch})$$

$$p_{\text{ch}} = \text{druk ter hoogte van ketel}$$

$$\Delta p(\text{nulpunt-ch}) = \text{drukverschil tussen aansluitpunt expansievat (nulpunt) en ketel (ch)}$$

(zie tevens appendix B).

2.1.5. Begindruk: p_i bar

Dit is de druk ter hoogte van het expansievat in een nog koude, geheel gevulde installatie, terwijl het expansievat de werkelijke waterreserve (R_r) opgenomen heeft. Er heerst op dat moment overdruk in alle punten van de installatie.

2.1.6. Einddruk: p_f bar

Dit is de druk ter hoogte van het expansievat in een volledig opgewarmde installatie. Het expansievat heeft het nuttig volume (V_u) opgenomen.

2.1.7. Maximale druk: p_m [bar]

Dit is de maximaal toelaatbare druk aan het expansievat; aan de ketels is de openingsdruk van de veiligheidsventielen bereikt (zie 2.1.8).

$$P_m > P_f$$

2.1.8. Openingsdruk der veiligheidsventielen: p_s [bar]

De openingsdruk der veiligheidsventielen dient aldus te worden gekozen dat nergens in de installatie een druk kan bestaan die hoger is dan de toelaatbare druk op dat punt.

Opm.:

Omdat er omwille van verschil in waterkolom, leidingsverliezen, etc., een betekenisvol drukverschil kan bestaan tussen de ketel (ch), waar de veiligheidsventielen opgesteld staan, en het aansluitpunt van het expansiesysteem, dient hiermee rekening gehouden te worden:

$$p_m \leq p_s \pm \Delta p \text{ (nulpunt-ch)}$$

(zie ook appendix C).

Geen enkel veiligheidsventiel sluit bij dezelfde druk als deze waarbij het opent (hysteresis). Het is dus raadzaam hiermee rekening te houden om het onnodig aanspreken van de veiligheidsventielen te voorkomen.

De einddruk van het expansievat dient dus overeenkomstig te worden gekozen:

$$p_f = p_m - 0,5 \text{ bar}$$

2.1.9. Theoretisch en werkelijk totaal volume: V_{tt} en V_{tr} [ℓ]

V_{tt} = dit is het theoretisch berekend luchtvolume van het lege expansievat.

V_{tr} = idem, maar praktische keuze naargelang marktaanbod.

2.1.10. Beginvolume: V_i [ℓ]

Dit is het luchtvolume van het expansievat terwijl het de waterreserve R_f opgenomen heeft, dit bij een druk p_i .

2.1.11. Eindvolume: V_f [ℓ]

Dit is het luchtvolume van het expansievat in een volledig opgewarmde installatie; Het expansievat heeft het nuttig volume V_u opgenomen bij een druk p_f .

2.1.12. Nuttig volume: V_u [ℓ]

Dit is het watervolume dat het vat maximaal kan opvangen en afgeven tussen p_g en p_f .

$$V_u = V_{tr} - V_f$$

$$V_u \geq V_n$$

2.2. Dimensioneringsvergelijkingen.

Onderstaand vindt men vergelijkingen, die nadien verduidelijkt worden in een eenvoudig voorbeeld.

De berekening verloopt in drie fasen:

- bepaling van het netto volume V_n (zie 1.2.4.)
- bepaling van het volumerendement F_p (zie 2.2.1)
- bepaling van het theoretisch benodigde totaal volume V_{tt} en het werkelijke totaal volume V_{tr} (zie 2.2.2)

2.2.1. Volumerendement of drukfactor: F_p

Het volumerendement is bepaald in functie van de voordruk (p_g) en van de einddruk (p_f) van de installatie.

$$F_p = \frac{(p_f + 1) - (p_g + 1)}{(p_f + 1)}$$

Indien het uiteindelijk gekozen type omwille van constructieve beperkingen een gelimiteerd volumerendement (F_p) heeft, zal men in de definitieve bepaling met deze beperkte waarde rekening houden. (zie appendix D).

2.2.2. Theoretisch en werkelijk totaal volume van het expansievat: V_{tt} en V_{tr}

$$V_{tt} = \frac{V_n}{F_p} [\ell]$$

Naargelang marktaanbod wordt dan V_{tr} gekozen

2.2.3. Nuttig volume: V_u [ℓ]

$$V_u = V_{tr} \cdot F_p$$

2.2.4. Reële waterreserve: R_r [ℓ]

$$R_r = V_u - V_{ep}$$

2.2.5. Begindruk : p_i [bar]

$$P_i = \frac{V_{tr} \cdot (p_g + 1)}{V_{tr} - R_r} - 1$$

2.2.6. Voorbeelden:

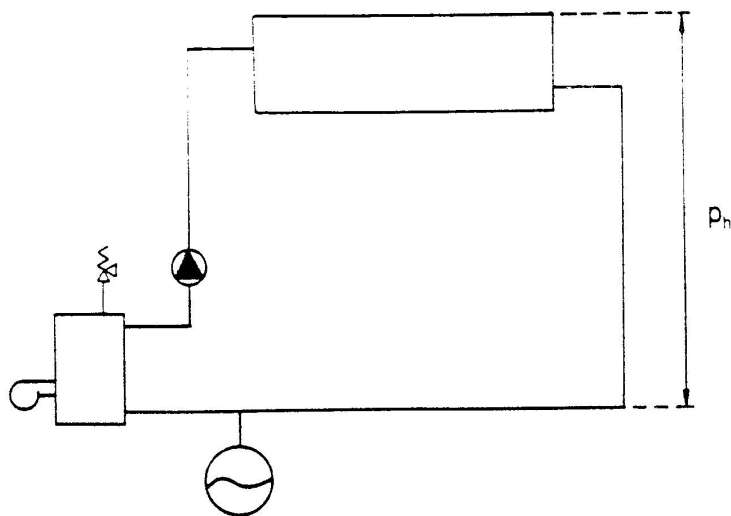
Eerste voorbeeld: uitgewerkt op blz 14

Let op: het gaat om een voorbeeld, uitgewerkt in een vereenvoudigd berekeningsblad

Basisgegevens:

- Waterinhoud van de installatie: $C_i = 200 \ell$
- Temperatuursregime: $90/70 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Openingsdruk veiligheidsventiel: $p_s = 3\text{bar}$
- Hoogte van de waterkolom: $p_h = 7 \text{ m}$

Eenvoudig schema van deze installatie:



Voorbeelden van speciale gevallen: zie appendix E

BEREKENING EXPANSIEVOLUME:

Waterinhoud van het systeem (berekend)	:	200	[ℓ]	C_i
(geschat: kW x l/kW)				
Expansiecoëfficiënt bij 90 °C	:	x 3.55	[%]	x_{c_e}
Fysisch expansievolume	:	7.7	[ℓ]	$= V_{ep}$
1% reserve ($C_i \times 0.01$)	:	+ 2	[ℓ]	$+R_t$
NETTO VOLUME	:	9.1	[ℓ]	$= V_n$

BEREKENING EXPANSIEVAT:

Voordruk = waterkolom $p_h \left(\frac{h(m)}{10} \right) + 0.3 \text{ bar}$ ($P_g = \min 0.5 \text{ bar}$)
(let op NPSH circulatiepomp en minimale werkdruk ketel ! : P_g evt. aanpassen)

= $\frac{7 \text{ [m]}}{10} \text{ [bar]} + 0.3 \text{ bar} = 1 \text{ [bar]} = p_g$

Einddruk = maximale druk $p_m - 0.5 \text{ bar}$ (let op p tussen nulpunt en veiligheidsklep, o.i.v. bv hoogteverschil of een aanwezige circulator etc.: verschil tussen p_m en p_s te verrekenen.)

= $3 \text{ [bar]} - 0.5 \text{ bar} = 2.5 \text{ [bar]} = p_f$

Volumerendement = $\frac{(p_f + 1) - (p_g + 1)}{(p_f + 1)} = \frac{(2.5 + 1) - (1 + 1)}{(2.5 + 1)} = 0.428 = F_p$

Theoretisch Totaal Volume = $\frac{\text{NETTO VOLUME } V_n}{\text{volumerendement } F_p} = \frac{9.1}{0.428} = 21.3 \text{ [ℓ]} = V_{tt}$

MATERIAALKEUZE:

Werkelijk Totaal Volume = $1 \times \text{expansievat type } 25 = V_{tr}$

Reële reserve = $(V_{tr} \times F_p) - V_{ep} = (25 \times 0.428) - 7.1 = 3.6 \text{ [ℓ]} = R_r$

Begindruk = $\frac{V_{tr} \times (p_g + 1)}{V_{tr} - R_r} - 1 = \frac{25 \times (1 + 1)}{25 - 3.6} - 1 = 1.3 \text{ [bar]} = p_i$

3. Bepaling van expansievaten met constante druk **(variabele hoeveelheid lucht).**

3.1. Basisbegrippen

De begrippen uit 2.1.4 (p_g), 2.1.5 (p_i) en 2.1.6 (p_f) zijn niet relevant en worden vervangen door één enkel begrip : p_r .

3.1.1. Geregelde druk: p_r [bar]

Dit is de druk waarop het expansiesysteem wordt afgeregeld. Indien de heersende druk in de installatie daalt, omdat er bv. een afkoeling plaatsvindt, zal de compressor starten. Indien hij stijgt omdat er bv. een opwarming plaatsgrijpt, zal het afblaasventiel openen.

$$P_r = p_h + p_v + 0.5 \text{ bar}$$

Opm.: de opmerkingen uit 2.1.4 en 2.1.8 zijn ook hier van toepassing.
(zie eveneens appendix B)

3.1.2. Compressorcapaciteit: q_c [l/h]

Het is noodzakelijk de luchtopbrengst van de compressor te berekenen in functie van de volgende criteria:

Maximale lastverandering: Q [kW]

Hieronder verstaan wij de maximale lastverandering die men mag verwachten tijdens normaal bedrijf. Zij kan veroorzaakt worden door het bijschakelen van één of meerdere groepen verbruikers van veel vermogen of door het afschakelen van één of meerdere groepen warmteproducerende warmtewisselaars of ketels. In het meest extreme geval is de lastverandering gelijk aan het totale vermogen van de installatie.

Voorbeeld

- Brander(s) met on/off i.p.v. modulerende regeling.
- In werking treden van luchtgroepen op vol vermogen.
- Inschakelen op vol vermogen van absorptiekoelmachines.

Het resultaat van het uitschakelen van een ketel of brander tegenover het inschakelen van een groep warmteverbruikers is hetzelfde: de gemiddelde temperatuur zal tijdelijk dalen. Dit betekent dat het watervolume onmiddellijk verkleint omwille van de afkoeling, waardoor water vanuit het expansievat in de installatie terugstromen moet; De hoeveelheid perslucht die hiervoor tijdens deze welbepaalde tijd benodigd is bepaalt het compressorvermogen. Dit is dus afhankelijk van het tijdelijke onevenwicht in de warmtehuishouding van de installatie.

Gemiddelde temperatuur van de installatie: t [°C]

Terwijl voor de berekening van de grootte der vaten de maximale temperatuur genomen wordt, kan men voor de bepaling van de juiste compressorcapaciteit volstaan met de gemiddelde watertemperatuur. Dit is normaal omdat de maximale compressorcapaciteit niet in regimesituatie, maar wel in afkoelfase nodig is. Als gemiddelde temperatuur kan men het gemiddelde van de theoretische voorloop- en teruglooptemperaturen bij vollast nemen.

Geregelde druk aan de bedieningsgroep: p_r [bar]

Des te meer de aangezogen lucht samengedrukt moet worden, des te minder debiet levert de compressor. Enerzijds vermindert het rendement van de compressor zelf, anderzijds wordt het nuttig volume steeds kleiner omwille van de steeds hogere samendrukking. Omwille van deze reden dient men in de compressorbepaling rekening te houden met de normale werkdruk die op de bedieningskast geregeld zal worden.

Voor een juiste bepaling van de compressorcapaciteit: zie 3.2.5

3.1.3. Afblaascapaciteit

Principieel is de redenering hier dezelfde als deze voor de compressor, doch in de omgekeerde richting.

3.2. Dimensioneringsvergelijkingen

De opnamecapaciteit van het vat is onafhankelijk van de geregelde druk (p_r). Omwille van de wijze waarop dit expansiesysteem werkt (de druk kan niet stijgen of dalen) is de berekening van de samendrukking van het drukgas irrelevant.

3.2.1. Theoretisch en werkelijk totaal volume van het expansiesysteem:

V_{tt} en V_{tr}

$$V_{tt} = V_n \quad [\ell]$$

Naargelang marktaanbod wordt dan V_{tr} gekozen.

$$V_{tr} \geq V_{tt}$$

3.2.2. Nuttig volume: V_u [ℓ]

$$V_u = V_{tr}$$

(zie ook appendix F)

3.2.3. Reële waterreserve: R_r [ℓ]

$$R_r = V_{tr} - V_{ep}$$

(zie ook appendix F)

3.2.4. Voorbeeld

BEREKENING EXPANSIEVOLUME:

Waterinhoud van het systeem (berekend):	5000	[ℓ]	C_i
(geschat: kWx l/kW)			
Expansiecoëfficiënt bij °C	: x 3.55	[%]	αC_e
Fysisch expansievolume	: 177.5	[ℓ]	$=V_{ep}$
1% reserve ($C_i \times 0.01$)	: + 50	[ℓ]	+ R_t
NETTO VOLUME	: 227.5	[ℓ]	$= V_n$

BEREKENING EXPANSIEVAT:

THEORETISCHE TOTAAL VOLUME = NETTO VOLUME: 230 [ℓ] = V_{tt}

KOMPRESSORCAPACITEIT : zie afzonderlijk blad

MATERIAALKEUZE:

WERKELIJK TOTAAL VOLUME: 1 x expansievat type 300 = V_{tr}

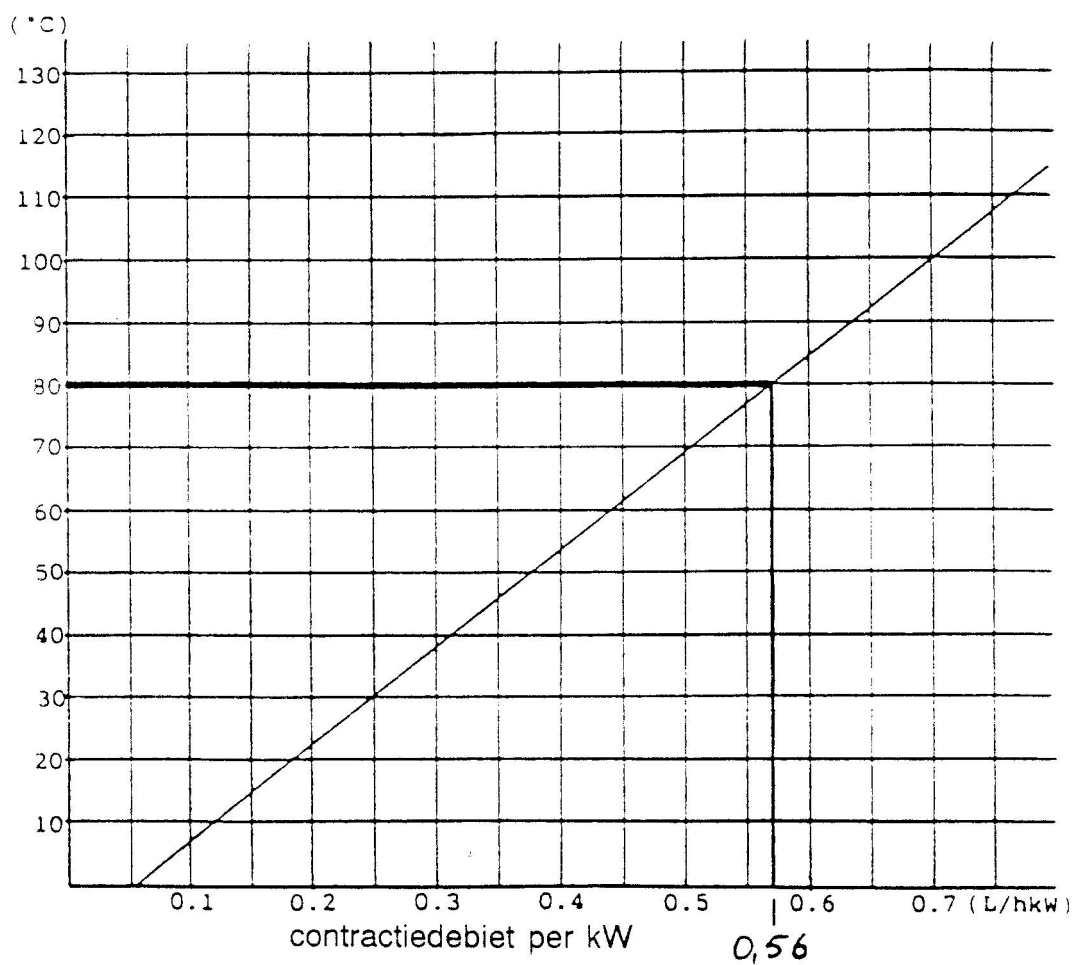
Reële reserve = $(V_{tr} - V_{ep}) = (300 - 177.5) = 122.5$ [ℓ] = R_r

Geregelde druk = [bar] = p_r

3.2.5. Bepaling van de compressorcapaciteit: q_c [l/h]

Voorafgaandelijk worden volgende gegevens bepaald:

- de geschatte maximale lastverandering Q [kW]
- gemiddelde temperatuur t [°C]
- geregelde druk in de installatie p_r [bar]
- contractiedebiet q [l/h.kW] dat wordt bepaald uit onderstaande grafiek 3



Grafiek 3

Uiteindelijk wordt de vergelijking dan:

$$q_c = q \cdot Q$$

3.2.6. Voorbeeld

BEREKENING COMPRESSORCAPACITEIT

Geïnstalleerd vermogen	:	1500	[kW]	
Geschatte lastverandering	:	750	[kW]	Q
Contractiesnelheid per kW bij °C	:	0.56	[ℓ/h per kW]	xq
Minimaal benodigd persluchtdebiet	:	420	[ℓ/h]	$\frac{Q}{q_c}$
Geregelde druk	:	geleverd bij	[bar]	p _r

MATERIAALKEUZE:

VOORSTEL **x compressor type**

⁽¹⁾Standaard inbouw in bedieningskast type

⁽¹⁾Afzonderlijke montage, aangestuurd door bedieningskast type

⁽¹⁾schrappen wat niet past

4. Andere elementen en bepalingen

4.1. Buffervat

Omwille van de snellere veroudering van het rubber en de grotere diffusie doorheen het membraan bij hogere temperaturen moet de temperatuur in elk expansievat beperkt worden.

Een buffervat is dus altijd te voorzien bij alle heetwaterinstallaties (temp. > + 111°C)

Voor installaties 90/70°C met een continue watertemperatuur > + 60°C ter hoogte van het aansluitingspunt van het expansievat is eveneens een buffervat te voorzien.

De inhoud van het buffervat bedraagt minimum 20% van de netto-inhoud (V_n) van het expansievat.

In installaties met zeer grote volumeschommelingen door sterk wisselende stookregimes kan de inhoud van het buffervat oplopen tot 50% van V_n , mede afhankelijk van de temperaturen ter hoogte van het aansluitingspunt op de installatie.

4.2. Keuze van het expansiesysteem

De keuze tussen een systeem met variabele druk of een systeem met constante druk gebeurt op basis van volgende criteria:

- het expansievolume
- de waterkolom (p_h), de eventuele voordruk (p_g) en de maximaal toelaatbare druk (p_m)
(volumerendement F_p van expansievaten met variabele druk)
- de beschikbare opstellingsruimte
- de prijs

Als algemene richtlijn kan men aanhouden:

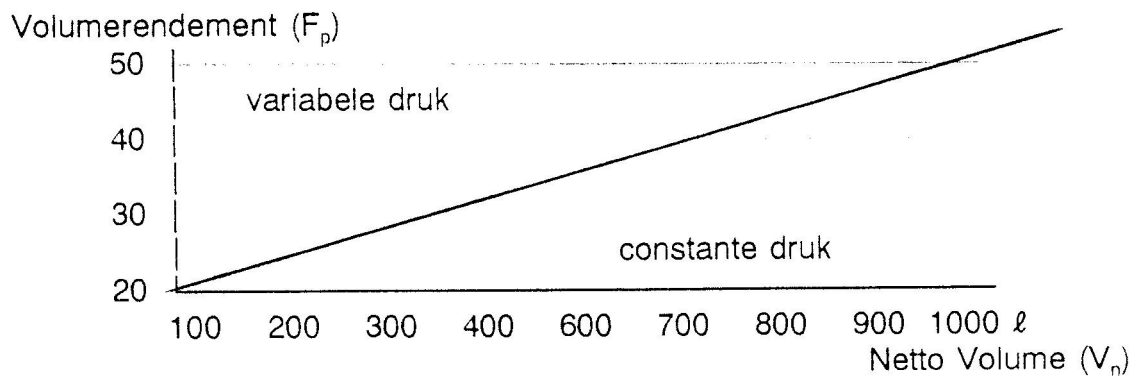
$V_n \leq 100\ell$: expansievaten met variabele druk

(TB105 C5 § 1)

$V_n \geq 1000\ell$: expansievaten met constante druk

(TB105 C5 § 2)

In de tussenliggende zone van 100 tot 1000ℓ geldt volgende richtlijn:



Opmerking:

Ingeval de heersende druk in het systeem laag blijft (<3bar) geniet het systeem met variabele druk de voorkeur.

Anderzijds gaat in volgende gevallen de voorkeur naar het systeem met constante druk:

- relatief hoge druk (omwille van waterkolom)
- een beperkte opstellingsruimte
- noodzaak tot afstandsbewaking op het expansiesysteem
- een gefundeerde voorkeur voor een systeem met constante druk (bv. voor oudere installaties in bedenkelijke staat).

APPENDIX A:

Voor een welbepaald gas geldt:

$$\frac{p \cdot V}{T} = \text{constant (Gay-Lussac)}$$

Als we de temperatuur van de lucht in het vat constant veronderstellen, bekommen we:

$$p \cdot V = \text{constant (Boyle-Mariotte)}$$

Omdat het water in de balg wel degelijk temperatuursveranderingen ondergaat, zal echter de temperatuur van het drukgas in het vat niet constant blijven:

$$\text{Expansie} \Leftrightarrow T \uparrow$$

We onderzoeken het effect hiervan d.m.v. een eenvoudig voorbeeld:

Veronderstel dat de temperatuur van het drukgas oploopt tot 50°C

Deze toestandsverandering wordt dan uitgedrukt in formulevorm als volgt:

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{(20 + 273)\text{K}} = \frac{p_2 \cdot V_2}{(50 + 273)\text{K}}$$

De noemers van beide verhoudingen vertonen een verschil van ca. 10% . Omdat V_2 constant blijft, is de druk p_2 ca. 10% gestegen. Deze drukstijging, die uitsluitend gevolg is van de temperatuurstijging van het drukgas in het expansievat, wordt ten onrechte verwaarloosd.

Voor de bepaling van het expansievolume in normaal regime 90°/70°C zou men normalerwijze de expansiecoëfficiënt van de maximaal gemiddelde temperatuur nemen, zijnde 2,9% bij 80°C.

Om met het bovenstaande rekening te houden, neemt men echter de expansiecoëfficiënt van de vertrektemperatuur, nl. 3,55% bij 90°C. Op deze wijze rekt men het fysisch expansievolume V_{ep} dat ca.20% groter is dan in werkelijkheid het geval.

Het op deze wijze berekende expansievat zal dus ook ca. 20% groter zijn dan hetgeen men berekend zou hebben door rekening te houden met de expansiecoëfficiënt van de maximaal gemiddelde temperatuur.

Men houdt aldus impliciet en op zeer eenvoudige wijze rekening met het extra volume dat men nodig heeft om een ongewilde drukstijging tengevolge van opwarming van het drukgas te compenseren

APPENDIX B:

- Men dient de NPSH (Net Positive Suction Height = netto zuighoogte) van een circulatiepomp te respecteren om cavitatie verschijnselen te voorkomen. De druk ter hoogte van de zuigzijde van een circulatiepomp (P_{circ}) dient dus ten allen tijde hoger te zijn dan de NPSH-waarde.
- Men dient de minimale werkdruk van een verwarmingsketel te respecteren om te verhinderen dat de ketel aan abnormale werkingssomstandigheden zou blootgesteld worden. Immers, de temperatuur van de ketelwand aan de vuurhaard is véél hoger dan de vertrektemperatuur van het water naar de installatie. Indien de druk té laag is in de ketel, kunnen plaatselijk kookverschijnselen optreden met ketelgeluiden als rechtstreeks, en ketelbeschadigingen als onrechtstreekse gevolg. De druk ter hoogte van de ketel (P_{ch}) dient dus ten allen tijde hoger te zijn dan de minimale werkdruk van deze laatste.

Dit is uiteraard vooral van belang in installaties waar ketel en circulatiepomp op een lage druk kunnen werken. Een typisch voorbeeld hiervan zijn de zgn. dakinstallaties of systemen met slechts één enkel niveau. Omdat de waterkolom (p_h) in dergelijke systemen 0 is zou normalerwijze de voordruk (p_g) van het expansiesysteem slechts 0,5bar dienen te bedragen (idem voor p_r in geval van expansiesysteem met constante druk)

Indien de nog resulterende druk ter hoogte van ketel of circulatiepomp voldoende hoog is, kan voor p_g (of p_r) de waarde 0,5bar volstaan.

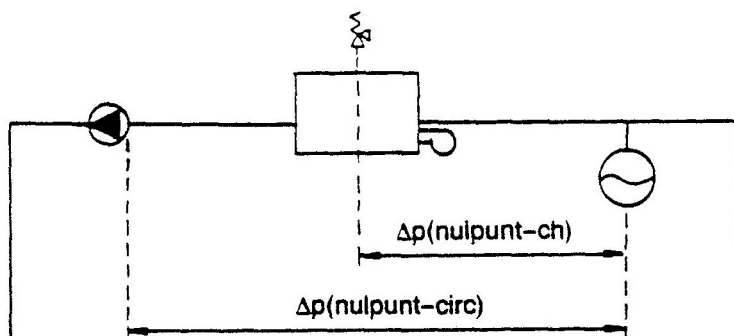
Indien dit niet het geval is, dient men p_g (of p_r) dienoverkomstig hoger te kiezen.

$$p_g \geq p_{\text{circ}} \pm \Delta p (\text{nulpunt-circ})$$

(zie appendix E4)

$$p_g \geq p_{\text{ch}} \pm \Delta p (\text{nulpunt-ch})$$

(zie bv. appendix E3)



APPENDIX C:

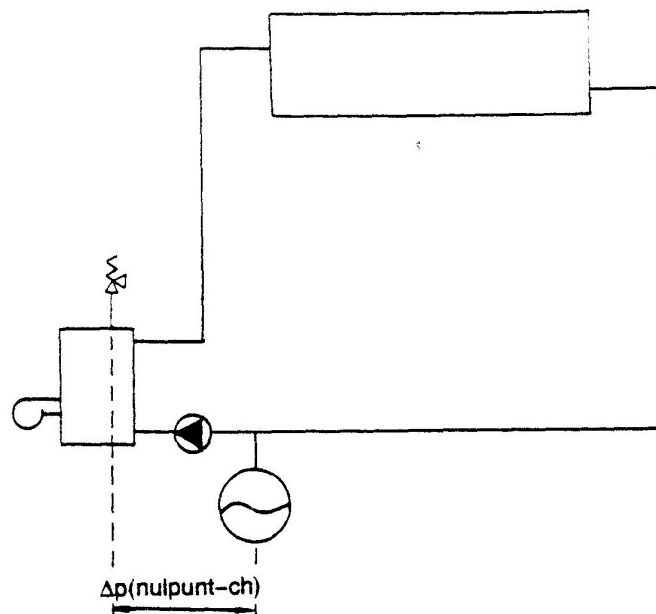
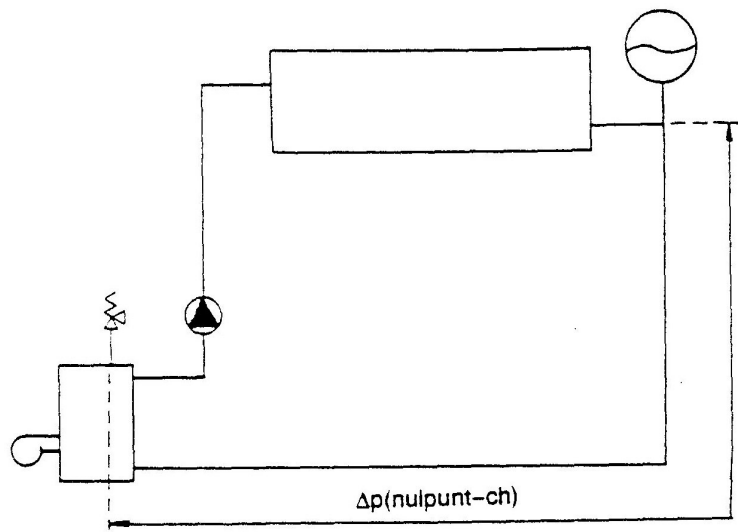
Het kan voorkomen dat er een betekenisvol drukverschil kan bestaan tussen de ketel (ch) (waar de veiligheidsventielen opgesteld staan) en het aansluitpunt van het expansiesysteem (nulpunt)

Dit kan veroorzaakt worden door een verschil in waterkolom, leidingsverliezen, pompen, etc....

Hiermee dient terdege rekening gehouden te worden:

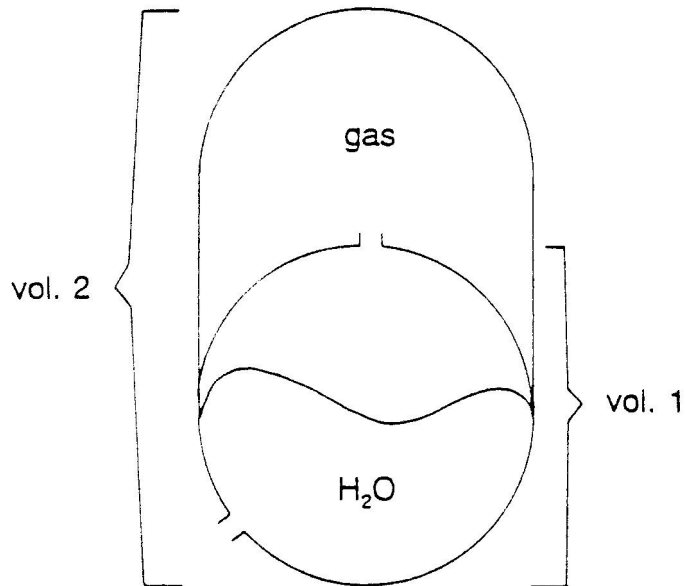
$$p_m \leq p_s \pm \Delta p \text{ (nulpunt-ch)}$$

(zie bv. Appendix E1)



APPENDIX D:

Sommige expansievaten hebben omwille van hun constructie een gelimiteerd volumerendement:



Dit expansievat bevat inwendig een geperforeerde wand die de uitslag van het menbraan begrenst. Bijgevolg is het volumerendement ook begrensd.

Het volumerendement bij deze vaten kan onmogelijk groter zijn dan de verhouding:

$$F_p \Rightarrow \frac{\text{volume 1}}{\text{volume 2}}$$

APPENDIX E:

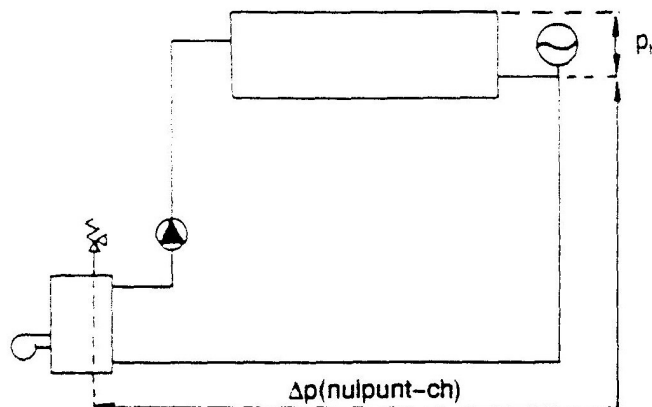
Speciale voorbeelden:

- 1) expansievat op hoogste punt terwijl ketel beneden staat:

Basisgegevens:

- Waterinhoud van de installatie $C_i = 200\ell$
- Temperatuursregime $90/70\text{ }^\circ\text{C}$
- Openingsdruk veiligheidsventiel $p_s = 3\text{bar}$
- Hoogte van de waterkolom $p_h = 1\text{ m} = 0,1\text{bar}$
- Statisch drukverschil tussen nulpunt en ketel $0,7\text{bar}$
- Dynamisch drukverschil tussen ... idem $0,2\text{bar}$
- totaal drukverschil te verrekenen tussen nulpunt en ketel $0,7\text{bar}$
(immers, de drukdaling die de pomp in de ketel in deze opstelling zal teweegbrengen als ze start mag niet mee verrekend worden; bij stilgevallen pomp zou de druk aan het veiligheidsventiel stijgen boven de voorziene waarde)

Eenvoudig schema van deze installatie:



$$\begin{aligned}\text{Berekening } p_m &= p_s \text{ +/- } \Delta p(\text{nulpunt-ch}) \\ &= 3 \text{ bar} - 0,7 \text{ bar} \\ &= 2,3 \text{ bar}\end{aligned}$$

BEREKENING EXPANSIEVOLUME:

Waterinhoud van het systeem (berekend)	:	200	[ℓ]	C_i
(geschat: kW x ℓ/kW)	:	x 3,55	[%]	$x c_e$
Fysisch expansievolume	:	7,1	[ℓ]	$=V_{ep}$
1% reserve ($C_i \times 0,01$)	:	+ 2	[ℓ]	$+R_t$
NETTO VOLUME	:	9,1	[ℓ]	$=V_n$

BEREKENING EXPANSIEVAT :

Voordruk	=	waterkolom p_h ($= \frac{h(m)}{10}$) + 0,3 bar	(! $P_g = \text{min } 0,5\text{bar}$)
			(let op NPSH circulatiepomp en minimale werkdruk ketel! : pg evt. aanpassen)
	=	$\frac{1 [m]}{10}$ [bar] + 0,3 bar	= 0,5 [bar] = p_g
Einddruk	=	maximale druk p_m - 0,5 bar	(let op Δp tussen nulpunt en veiligheidsklep o.i.v. bv. hoogteverschil of een aanwezige circulator etc.: verschil tussen p_m en p_s te verrekenen)
		$p_m = 3 \text{ bar} - 0,7 \text{ bar} = 2,3 \text{ bar}$	
	=	2,3 [bar] - 0,5 bar	= 1,8 [bar] = p_f
Volumerendement	=	$\frac{(p_f + 1) - (p_g + 1)}{(p_f + 1)} = \frac{(1,8 + 1) - (0,5 + 1)}{(1,8 + 1)}$	= 0,464 = F_p
Theoretisch Totaal Volume	=	NETTO VOLUME V_n 9,1	
	=	$\frac{9,1}{0,464}$	= 19,6 [ℓ] = V_{tt}

MATERIAALKEUZE:

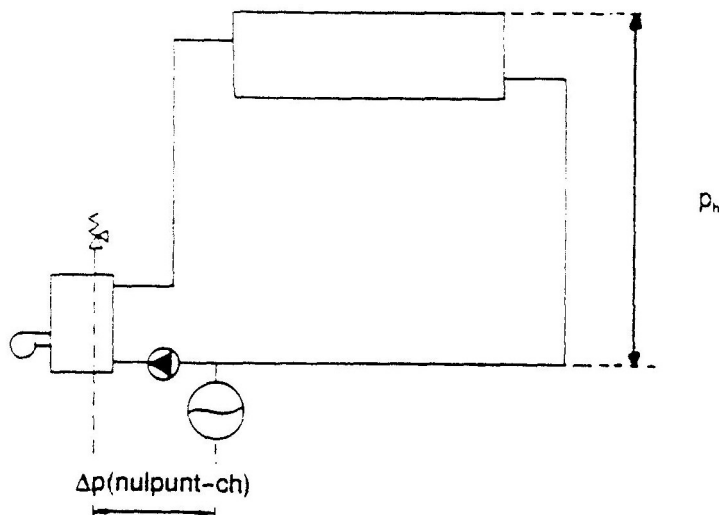
Werkelijk Totaal	1	x	expansievat type 25	= V_{tr}
Reële reserve	=	$(V_{tr} \times F_p) - V_{ep} = (25 \times 0,464) - 7,1$	= 4,5 [ℓ]	= R_r
Begindruk	=	$\frac{V_{tr} \times (p_g + 1)}{V_{tr} - R_r} - 1 = \frac{25 \times (0,5 + 1)}{25 - 4,5} - 1$	= 0,8 [bar]	= p_i

2) circulatiepomp in de retourleiding tussen expansievat en ketel:

Basisgegevens:

- Waterinhoud van de installatie: $C_i = 2000\ell$
- Temperatuursregime: $90/70^\circ\text{C}$
- Openingsdruk veiligheidsventiel: $p_s = 3\text{bar}$
- Hoogte van de waterkolom: $p_h = 7\text{m} = 0,7\text{ bar}$
- Dynamisch drukverschil (pomp) tussen nulpunt en ketel: $0,4\text{ bar}$
- Totaal drukverschil tussen nulpunt en ketel: $0,4\text{ bar}$

Eenvoudig schema van deze installatie:



$$\begin{aligned} \text{Berekening } p_m &= p_s \pm \Delta p(\text{nulpunt-ch}) \\ &= 3\text{ bar} - 0,4\text{ bar} \\ &= 2,6\text{ bar} \end{aligned}$$

BEREKENING EXPANSIEVOLUME:

Waterinhoud van het systeem (berekend)	:	2000	[ℓ]	C_i
(geschat: $\frac{\text{kW} \times \ell/\text{kW}}{^\circ\text{C}}$) Expansiecoëfficiënt bij $^\circ\text{C}$:	x 3,55	[%]	x c_e
Fysisch expansievolume	:	71	[ℓ]	$= V_{ep}$
1% reserve ($C_i \times 0,01$)	:	+ 20	[ℓ]	+ R_t
NETTO VOLUME	:	91	[ℓ]	$= V_n$

BEREKENING EXPANSIEVAT:

Voordruk	=	waterkolom p_h ($= \frac{h \text{ [m]}}{10}$) + 0,3 bar (! $p_g = \text{min } 0,52 \text{ bar}$) (let op NPSH circulatiepomp en minimale werkdruk ketel! : p_g evt. aanpassen)
	=	$\frac{7 \text{ [m]}}{10}$ [bar] + 0,3 bar = 1 [bar] = p_g
Einddruk	=	maximale druk $p_m - 0,5 \text{ bar}$ (let op Δp tussen nulpunt en veiligheidsklep i.o.v. bv. hoogteverschil van een aanwezige circulator etc.: verschil tussen p_m en p_s te verrekenen) ($p_m = 3\text{bar} - 0,4\text{bar} = 2,6 \text{ bar}$)
	=	2,6 [bar] - 0,5 bar = 2,1 [bar] = p_f
Volumerendement	=	$\frac{(p_f + 1) - (p_g + 1)}{(p_f + 1)} = \frac{(2,1 + 1) - (1 + 1)}{(2,1 + 1)} = 0,355 = F_p$
Theoretisch Totaal Volume	=	$\frac{\text{NETTO VOLUME } V_n}{\text{Volumerendement } F_p} = \frac{91}{0,355} = 256 \text{ [ℓ]} = V_{tt}$

MATERIAALKEUZE:

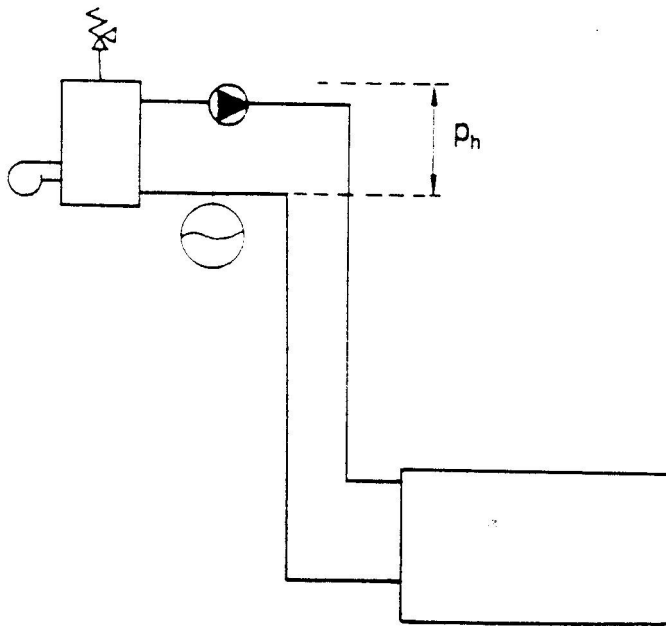
Werkelijk Totaal Volume	=	1 x expansievat type 300 = V_{tr}
Reële reserve	=	$(V_{tr} \times F_p) - V_{ep} = (300 \times 0,355) - 71 = 35,5 \text{ [ℓ]} = R_r$
Begindruk	=	$\frac{V_{tr} \times (p_g + 1)}{V_{tr} - R_r} - 1 = \frac{300 \times (1 + 1)}{300 - 35,5} - 1 = 1,3 \text{ [bar]} = p_i$

3) dakopstelling van ketel: minimale werkdruk van ketel te respecteren

Basisgegevens:

- Waterinhoud van de installatie: $C_i = 2000\ell$
- Temperatuursregime: $70/90\text{ }^\circ\text{C}$
- Openingsdruk veiligheidsventiel: $p_s = 3\text{ bar}$
- Hoogte van de waterkolom: $p_h = 1\text{ m} = 0,1\text{ bar}$
- Minimale werkdruk ketel: 1 bar

Eenvoudig schema van deze installatie:



$$\begin{aligned} \text{Berekening } p_g &= p_{ch} \pm 0\text{ bar} \\ &= 1\text{ bar} \pm 0\text{ bar} \\ &= 1\text{ bar} \end{aligned}$$

BEREKENING EXPANSIEVOLUME:

Waterinhoud van het systeem (berekend)	:	2000	[ℓ]	C _i
(geschat		kW x	ℓ/kW)	
Expansiecoëfficiënt bij	°C	:	x 3,55	[%] x c _e
Fysisch expansievolume	:	71	[ℓ]	=V _{ep}
1% reserve (C _i x 0,01)	:	+ 20	[ℓ]	+R _t
NETTO VOLUME	:	91	[ℓ]	=V_n

BEREKENING EXPANSIEVAT:

Voordruk	=	waterkolom p _h (= $\frac{h(m)}{10}$) + 0,3 bar (let op NPSH circulatiepomp en minimale werkdruk ketel! : p _g evt. aanpassen)
	=	$\frac{[m]}{10}$ [bar] + 0,3 bar = 1 [bar] = p _g
Einddruk	=	maximale druk p _m - 0,5 bar (let op Δp tussen nulpunt en veiligheidsklep, o.i.v. bv. hoogteverschil of een aanwezige circulator etc.: verschil tussen p _m en p _s te verrekenen)
	=	3 [bar] - 0,5 bar = 2,5 [bar] = p _f
Volumerendement	=	$\frac{(p_f + 1) - (p_g + 1)}{(p_f + 1)} = \frac{(2,5 + 1) - (1 + 1)}{(2,5 + 1)} = 0,428 = F_p$
Theoretisch Totaal Volume	=	$\frac{\text{NETTO VOULME } V_n}{\text{volumerendement } F_p} = \frac{91}{0,428} = 212,6 \text{ [ℓ]} = V_{tt}$

MATERIAALKEUZE:

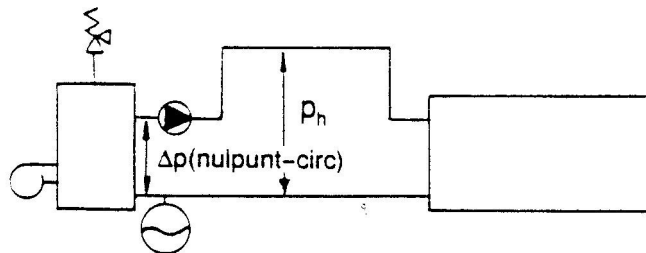
Werkelijk Totaal Volume	=	1 x expansievat type 300 = V _{tr}
Reële reserve	=	(V _{tr} x F _p) - V _{ep} = (300 x 0,428) - 71 = 57,4 [ℓ] = R _r
Begindruk	=	$\frac{V_{tr} \times (p_g + 1)}{V_{tr} - R_r} - 1 = \frac{300 \times (1 + 1)}{300 - 57,4} - 1 = 1,5 \text{ [bar]} = p_i$

4) laagbouw met alles op 1 enkel niveau: NPSH van de pomp te respecteren

Basisgegevens:

- Waterinhoud van de installatie: $C_i = 2000 \ell$
- Temperatuursregime: $90/70 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Openingsdruk veiligheidsventiel: $p_s = 3\text{bar}$
- Hoogte van de waterkolom: $p_g = 2 \text{ m} = 0,2 \text{ bar}$
- Dynamisch drukverschil (leidingsverlies) tussen nulpunt en circulatiepomp: $0,3 \text{ bar}$
- Statisch drukverschil tussen nulpunt en circulatiepomp: $0,1 \text{ bar}$
- NPSH van de circulatiepomp: $0,9 \text{ bar}$

Eenvoudig schema van deze installatie:



$$\begin{aligned} \text{Berekening } p_g &= p_{\text{circ}} \pm \Delta p (\text{nulpunt} - \text{circ}) \\ &= 0,9 \text{ bar} + 0,3 \text{ bar} + 0,1 \text{ bar} \\ &= 1,3 \text{ bar} \end{aligned}$$

BEREKENING EXPANSIEVOLUME:

Waterinhoud van het systeem (berekend)	:	2000	[ℓ]	C_i
(geschat $\text{kW} \times \frac{\text{ℓ}}{\text{kW}}$)				
Expansiecoëfficiënt bij $^{\circ}\text{C}$:	$x \quad 3,55$	[%]	$x C_e$
Fysisch expansievolume	:	71	[ℓ]	$= V_{ep}$
1% reserve ($C_i \times 0,01$)	:	+ 20	[ℓ]	+ R_t
NETTO VOLUME	:	91	[ℓ]	$= V_n$

BEREKENING EXPANSIEVAT:

Voordruk	=	waterkolom $p_h (= \frac{h \text{ (m)}}{10}) + 0,3 \text{ bar}$	(! $P_g = \min 0,5$)
	=	0,9 bar + 0,3 bar + 0,1 bar	(let op HPSH circulatiepomp en minimale werkdruk ketel !: P_g evt. aanpassen)
	=	$\frac{\text{[m]}}{10} \text{ [bar]} + 0,3 \text{ bar} = 1,3 \text{ [bar]}$	$= 1,3 \text{ [bar]} = p_g$
Einddruk	=	maximale druk $p_m - 0,5 \text{ bar}$	(let op Δp tussen nulpunt en veiligheidsklep, o.i.v. bv. hoogteverschil of een aanwezige circulator etc.: verschil tussen p_m en p_s te verrekenen)
	=	3 [bar] - 0,5 bar = 2,5 [bar]	= p_f
Volumerendement	=	$\frac{(p_f + 1) - (p_g + 1)}{(p_f + 1)} = \frac{(2,5 + 1) - (1,3 + 1)}{(2,5 + 1)}$	= 0,343 = F_p
Theoretisch Totaal Volume	=	$\frac{\text{NETTO VOLUME } V_n}{\text{volumerendement } F_p} = \frac{91}{0,343}$	= 265 [ℓ] = V_{tt}

MATERIAALKEUZE :

Werkelijk Totaal Volume	1	x	expansievat type	300	=	V_{tr}
Reële reserve	=	$(V_{tr} \times F_p) - V_{ep} = (300 \times 0,343) -$	=	32	[ℓ] = R_r	
Beginndruk	=	$\frac{V_{tr} \times (p_g + 1)}{V_{tr} - R_r} - 1 = \frac{300 \times (1,3 + 1)}{300 - 32} - 1$	=	1,6 [bar]	= p_i	

APPENDIX F:

Bij een expansiesysteem onder constante druk zal de werkdruk van het ganse systeem niet variëren, behoudens wanneer:

- 1) het expansievat leeg gekomen is. De druk valt dan plots weg (idem voor expansievaten met variabele druk) omdat het drukgas in het vat geen contact meer heeft met het water van de installatie.
- 2) het expansievat geheel gevuld is met water. De druk kan dan zeer snel stijgen omdat er geen drukgas meer is (dit is fundamenteel verschillend van het andere systeem met variabele druk).

Bij een expansiesysteem met variabele druk is de manometer van de installatie een instrument dat aangeeft in welke mate het expansievat met water gevuld is (men meet immers de samendrukking van het drukgas). Vermits bij constante druk dit niet het geval is, kan de manometer dus ook geen informatie verschaffen over de mate waarin het expansievat met water gevuld is.

Het is dus bij dit systeem van groot belang te beschikken over een voldoende nauwkeurige waterinhoudsaanduiding. Omwille van de goede werking van het geheel, kan deze worden uitgerust met alarmzones, t.t.z. een alarm wanneer;

- het expansievat bijna leeg is.
- Het expansievat bijna geheel gevuld is.

Conventioneel worden deze alarmzones vastgelegd op 10% van de totale inhoud, t.t.z.

- “Te weinig water” alarm bij een expansievat dat nog slechts voor 10% gevuld is,
- “Te veel water” alarm bij een vat dat voor meer dan 90% gevuld is.