

VARMEPUMPER



Utarbeidet av Norsk Gartnerforbund
med finansiering av SLF

«Varmepumper utnytter fornybar varme i form av eksterne, fritt tilgjengelige varmekilder. Behovet for energi til oppvarming reduseres dermed med typisk 50 til 80 % i forhold til konvensjonelle oppvarmingssystemer basert på elektrisitet, olje og gass. Varmepumpeteknologien kan derfor medvirke til betydelig reduksjon i utslipp av klimagasser.»

Introduksjon

Varmepumper utnytter fornybar varme i form av eksterne, fritt tilgjengelige varmekilder. Behovet for energi til oppvarming reduseres dermed med typisk 50 til 80 % i forhold til konvensjonelle oppvarmingsystemer basert på elektrisitet, olje og gass. Varmepumpeteknologien kan derfor medvirke til betydelig reduksjon i utslipp av klimagasser.

Varmepumpeanlegg installert i større bygninger, veksthus osv. inngår alltid som en del av et totalt varme- og eventuelt kjølesystem, og energisparing, driftssikkerhet og levetid for anleggene påvirkes i første rekke av:

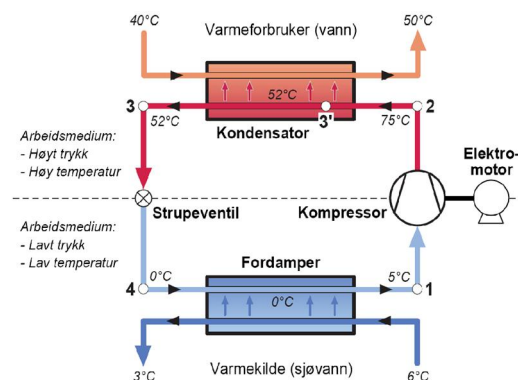
- temperatur over året/fyringssesongen og beskaffenhet for varmekilden
- temperatur ved varmeavgivelse – type varmedistribusjonssystem
- dimensjonering, kvalitet/egnethet for komponenter og systemløsninger for varmeopptakssystem, varmepumpeaggregater, anlegg for tilsatsvarme (spisslast) samt distribusjonssystemer for varme- og eventuelt kjøling
- instrumentering og styring/regulering
- regelmessig ettersyn og vedlikehold

Varmepumpeprosessen

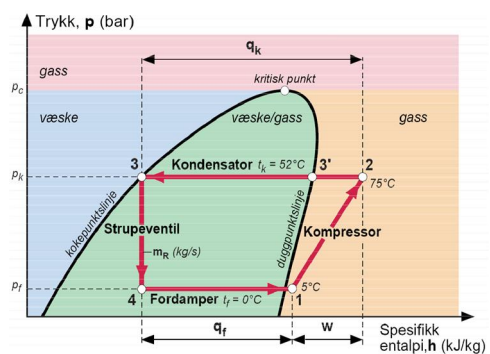
Oppbygging og funksjon

En varmepumpe består i sin enkleste utførelse av fire hovedkomponenter. De er fordampner (varmeveksler), kompressor med elektromotor, kondensator (varmeveksler) og strupeventil (trykkreduksjonsventil). Komponentene er koblet sammen med et lukket rørsystem hvor det sirkulerer et arbeidsmedium/kuldemedium. Arbeidsmediet transporterer varme fra varmekilden til

varmeforbruker ved at det gjennomgår ulike tilstandsendringer, det vil si fordampning av væske til gass, trykk- og temperaturøkning for gass, avkjøling av gass og deretter kondensering av gass til væske, trykkreduksjon for væske og forfra (kontinuerlig "sirkelprosess"). Figur 1 viser et eksempel på en enkel varmepumpe som avkjøler sjøvann fra 6 til 3 °C (varmekilde) og varmer vann fra 40 til 50 °C (varmeforbruker). Det er vist eksempler på arbeidsmediets temperaturer i anlegget.



Figur 1: Skisse av en varmepumpe med fordampner, kompressor med elektromotor, kondensator og strupeventil koblet sammen med et lukket rørsystem



Figur 2: Prinsipielt trykk/entalpidiagram hvor varmepumpeprosessen fra Figur 1 er tegnet inn med røde piler (4-1-2-3-4).

Forklaring til figuren følger på neste side:

4-1 Fordamper

Koking (fordampning) av arbeidsmedievæske ved varme- opptak fra varmekilden (avkjøling av vann eller luft). Fordampningen fo- regår ved tilnærmet konstant trykk (pf) og temperatur (tf). Ved utløpet av fordamperen er arbeidsmediet vanligvis overhetet gass.

1-2 Kompressor

Kompresjon (trykkøkning) av gass fra fordampertrykk (pf) til kondensatortrykk (pk). Trykkøkningen fører til en betydelig temperaturøkning på gassen slik at den kan benyttes til oppvarmingsformål. For å drive kompressoren benyttes i de aller fleste tilfeller en elektromotor.

2-3 Kondensator

Varmeavgivelse til varmekonsumer ved avkjøling og deretter kondensering av arbeidsmediet. Kondenseringen foregår ved tilnærmet konstant trykk (pk) og temperatur (tk). Ved utløpet av kondensatoren er arbeidsmediet i væskeform.

3-4 Strupeventil

Tilbakeføring av arbeidsmedium fra kondensatoren til fordamperen gjennom en trykkreduksjonsventil. Når trykket reduseres fra kondensatortrykk (pk) til fordampertrykk (pf), synker temperaturen til tf.

Temperaturen på gassen ut fra kompressoren kalles hetgass-, trykkørør eller trykkgasstemperatur. Den bør normalt ikke overstige ca. 100-110 °C over lengre tid da dette vil kunne føre til gradvis kjemisk nedbryting av arbeidsmediet, koking av oljen og termisk overbelastning for kompressoren med evt. kompressorhavari som resultat. For å oppnå lang levetid for kompressorene er det derfor viktig at trykkgasstemperaturen holdes på et "moderat" nivå.

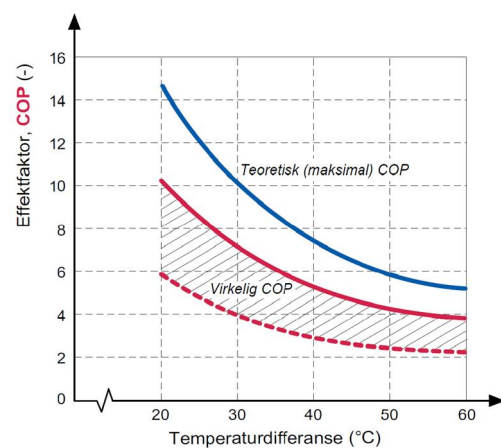
Trykkgasstemperaturen øker ved:

- høy kondenseringstemperatur (høytemperatur varmeleveranse)
- lav fordampningstemperatur (f.eks. kald uteluft som varmekilde)
- høy overhetning på gassen ut fra fordamperen og inn på kompressoren
- lav kompressorvirkningsgrad

Energieffektivitet – energisparing

Effektfaktor (COP)

Energieffektiviteten for en varmepumpe ved en gitt driftstilstand (momentan- verdi) beskrives ved hjelp av effekt faktoren (COP, Coefficient of Performance). Effekt faktoren beregnes som forholdet mellom avgitt varmeeffekt fra anlegget (kW) og tilført elektrisk effekt (kW) til kompressoren(e) og evt. pumper og vifte(r) integrert i varmepumpeaggregatet.



Figur 3 viser effekt faktoren (COP) for en ideell varmepumpe uten tap (blå kurve) samt COP for virkelige varmepumper av ulike kvaliteter (skravert område mellom røde kurver) som funksjon av differansen mellom temperaturen på varmekilden og temperaturen ved varmeleveranse (temperaturløft).

Varmepumper for bygningsoppvarming og veksthus oppnår en effektfaktor (COP) på mellom 2 og 5 avhengig av driftstilstand. Jo høyere effektfaktor, desto høyere energisparing for varmepumpeanlegget (Kapittel 7.3.5).

Effektfaktoren avtar i størrelsesorden 2 til 3 % per °C økning i varmekildens temperatur eller senkning av temperaturen i varmedistribusjonssystemet. For å oppnå høy energisparing er det derfor viktig at varmepumpen arbeider med moderat temperaturløft. Dette oppnås ved å utnytte en varmekilde med relativt høy temperatur og levere varme ved relativt moderat temperatur.

Netto årsvarmefaktor – varmepumpeaggregater

Netto årsvarmefaktor (SPF_{netto}) beregnes som total årlig varmeleveranse fra varmepumpen (kWh/år) dividert på årlig tilført energimengde (kWh/år) for drift av kompressor(er) og eventuelle pumper og vifte(r) integrert i varmepumpeaggregatene. Netto årsvarmefaktor tilsvarer gjennomsnittlig effektfaktor (COP) for varmepumpeaggregatene over et år.

Brutto årsvarmefaktor – varmepumpesystem

Brutto årsvarmefaktor (SPF_{brutto}) beregnes som samlet årlig varmeleveranse fra varmepumpe og spisslastenhet (kWh/år) dividert på samlet årlig tilført energimengde for varmepumpe, spisslastenhet samt evt. pumper og annet tilleggsutstyr (kWh/år).

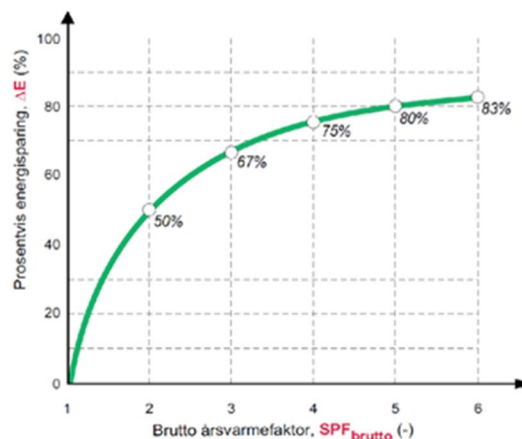
Årsenergifaktor – oppvarming og kjøling

Årsenergifaktoren (SPF_{tot}) beregnes som summen av årlig varmeleveranse fra varmepumpe og spisslastenhet samt årlig kjøleleveranse (kWh/år) dividert på samlet

årlig tilført energimengde for drift av varmepumpe, spisslastkjel, varmepumpe i overordnet kjøledrift (kjølemaskin) samt energibruk for evt. pumpe(r) og annet tilleggsutstyr (kWh/år). I årlig kjøleleveranse inngår eventuell kjøleenergi levert fra varmepumpens varmekilde (frikjøling) samt kjøleenergi når varmepumpen går i overordnet kjøledrift (kjølemaskindrift).

Reell energisparing

Prosentvis energisparing (ΔE) for et varmepumpesystem i forhold til elektrisk oppvarming eller et kjelelegg (bioenergi, gass, el., olje) illustreres i figur 4:



Figur 4: Brutto årsvarmefaktor (SPF_{brutto}) og prosentvis energisparing (ΔE) for et varmepumpesystem i forhold til et elektrisk oppvarmingssystem.

Beregningene bak figur 4:

$$\text{SPF}_{\text{brutto}}=1 \rightarrow \Delta E = 0 \%$$

$$\text{SPF}_{\text{brutto}}=2 \rightarrow \Delta E = 50 \%$$

$$\text{SPF}_{\text{brutto}}=3 \rightarrow \Delta E = 67 \%$$

$$\text{SPF}_{\text{brutto}}=4 \rightarrow \Delta E = 75 \%$$

$$\text{SPF}_{\text{brutto}}=5 \rightarrow \Delta E = 80 \%$$

$$\text{SPF}_{\text{brutto}}=6 \rightarrow \Delta E = 83 \%$$

Arbeidsmedier (kuldemedier)

Arbeidsmedier i varmepumpeanlegg vurderes blant annet ut i fra miljø- og sikkerhetsegenskaper, maksimalt trykk/temperatur ved varmeavgivelse, volumetrisk varmeytelse (påvirker nødvendig kompressorstørrelse og -volum) samt egenskaper som innvirker på anleggets energieffektivitet (effektfaktor, COP).

Viktige egenskaper ved aktuelle arbeidsmedier er fremstilt i tabell på neste side.

Syntetiske og naturlige arbeidsmedier

Syntetiske framstilte arbeidsmedier er halogenerte hydrokarboner, HFK (HydrogenFluorKarboner). Ved evt. utslipp har HFK-mediene 1300 til 3800 ganger høyere påvirkning på drivhuseffekten enn CO₂. Lekkasje må derfor unngås under påfylling, drift, service/vedlikehold og avhending, jfr. EUs F-gass direktiv (EC 842/2006) og Norsk kulde- og varmepumpenorm. For anlegg med mediefylling mellom 3 og 30 kg vil det komme krav om årlig tetthetskontroll.

Naturlige arbeidsmedier fins naturlig i jordas biosfære, og har ingen negativ innvirkning på det globale miljøet ved evt. utilsiktede utslipp. De viktigste mediene er ammoniakk (NH₃, R717), propan (C₃H₈, R290) og karbondioksid (CO₂, R744). Ammoniakk er meget giftig og moderat brennbar, hydrokarboner er meget brennbare mens CO₂ gir høyere anleggstrykk (120–150 bar) enn konvensjonelle arbeidsmedier. Disse parametrene må det tas hensyn til ved dimensjonering, utforming og drift av anleggene.

- ✓ Standard varmepumpeaggregater med R404A, R407C, R410A og ammoniakk har 40 til 65 °C maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren.

Nødvendig kompressorvolum er lavere enn for R134a.

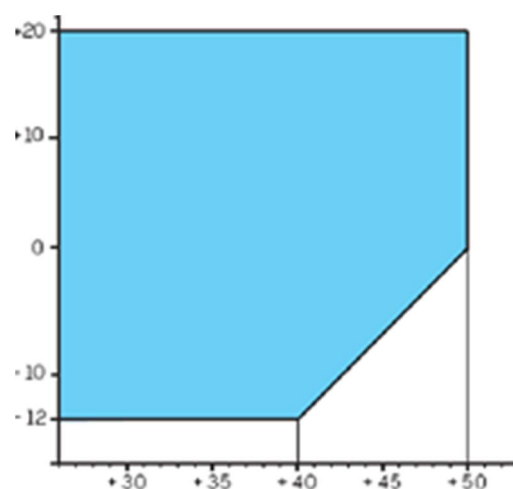
- ✓ Standard varmepumpeaggregater med R134a har 55-65 °C maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren. Mediet egner seg bedre for drift ved høyere temperaturer enn de andre HFK-mediene og gir høyere effektfaktor (COP) for anlegget, men det kreves større kompressorvolum.

Varmepumpeaggregater med karbondioksid (CO₂) som arbeidsmedium er den mest energieffektive varmepumpeteknologien i dag for varmtvannsberedning (varmt tappevann), men egner seg ikke til kun romoppvarming.

Temperaturbegrensning

Med temperaturbegrensning for en uteluft/vann- eller væske/vann-varmepumpe menes at aggregatet har en maksimal utgående vanntemperatur fra kondensatoren.

Maksimalt utgående vanntemperatur for standard varmepumper/kjølemaskiner er 40-65 °C. Det anbefales ikke å kjøre varmepumper ved maksimal tillatt temperatur over lengre perioder da dette reduserer kompressorenes levetid.



Figur 6: Eksempel på tillatt driftsområde for R410A uteluft/vann-varmepumpe som funksjon av lufttemp og utgående vanntemp fra kondensatoren.

Denne temperaturen er bestemt av arbeidsmedium, type kompressor og trykkklasse samt gasstemperaturen ut fra kompressoren (trykkgasstemperaturen).

Ved høy returtemperatur i varmesystemet må varmepumpens avgitte varmeeffekt reduseres for ikke å overskride maksimalt tillatt utgående vanntemperatur. Hvis returtemperaturen i varmesystemet er høyere

enn maks. utgående vanntemperatur må anlegget slås av, og hele effektbehovet dekkes med spisslast.

Figur 6 viser et eksempel på driftsområde for en R410A uteluft/vann-varme- pumpe. Maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren ligger mellom 40 til 50 °C, mens anleggets stopptemp er ved ca. -12 °C.

Figur 5: Tabell over viktige egenskaper for aktuelle arbeidsmedier i varmepumpeanlegg

Arbeidsmedium	Drivhusgass, GWP (- ¹⁾)	Brennbar	Giftig	Maksimal vanntemperatur	Kompressorvolum (%) ³⁾	Effektfaktor, COP (-) ⁴⁾
R404A	3800	Nei	Nei ⁷⁾	45-60 ⁹⁾	62	3,8
R407C	1700	Nei	Nei ⁷⁾	50-65 ⁹⁾	67	4,4
R410A	2000	Nei	Nei ⁷⁾	40-60 ⁹⁾	39	4,2
R134a	1300	Nei	Nei ⁷⁾	55-60 (75) ⁹⁾ 75-90 ¹⁰⁾	100	4,5
R717 (NH ₃)	0	Nei ⁵⁾	Ja ⁸⁾	48-52 ⁹⁾ 68-90 ¹⁰⁾	52	4,8
R290 (C ₃ H ₈)	3	Ja ⁶⁾	Nei ⁷⁾	60	72	4,4
R744 (CO ₂)	0 ¹⁾	Nei	Nei ⁷⁾	95	12	4,5

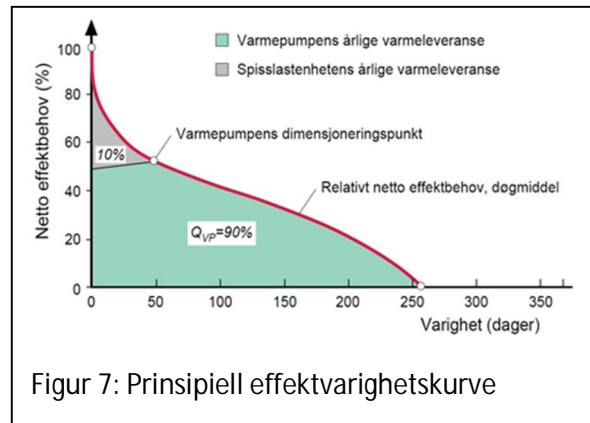
- 1) Global Warming Potential (drivhusgass – innvirkning på drivhuseffekten). GWP=1 for CO₂ ved forbrenning. GWP=0 når CO₂ benyttes som arbeidsmedium i varmepumper.
- 2) Maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren (°C).
- 3) Nødvendig kompressorvolum/-størrelse (%) ved henholdsvis -5 og 50 °C fordampnings- og kondenseringstemperatur, ingen overhetning av gassen inn på kompressoren og 100 % kompressorvirkningsgrad (ideell kompressor). R134a er satt som referanse (100 %). Nødvendig kompressorvolum påvirker aggregatkostnaden.
- 4) Teoretisk effektfaktor (COP) ved betingelser som i pkt. 3). Varmepumpeanlegg med naturlige arbeidsmedier oppnår normalt høyere COP enn anlegg med syntetiske medier pga. høyere prosessvirkningsgrad, bedre varmeoverføringseffektivitet og høyere kompressorvirkningsgrad.
- 5) Moderat brennbar. Nedre/øvre eksplosjonsgrense 15/28 volum %. Antennelsestemperatur 651 °C.
- 6) Svært brennbar og eksplosiv. Nedre/øvre eksplosjonsgrense 2,1/9,5 volum %. Antennelsestemperatur 470 °C.
- 7) Ikke giftig. Tyngre enn luft, kan forårsake kvelning ved fortregning av luft.
- 8) Meget giftig. Nedre grenseverdi (TLV) 25 ppm. Stikkende lukt, merkbar fra ca. 5-10 ppm.
- 9) Ett-trinns anlegg. Maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren påvirkes av arbeidsmedium og kompressorens trykkklasse (25, 28, 35, 42 eller 45 bar), kompressortype, samt varmekildens temperatur. For HFK-mediene oppnås de høyeste temperaturene for anlegg opp til ca. 60 kW med høytrykks kompressor.
- 10) Totrinns anlegg. Ammoniakk – utgående vanntemperatur på ca. 68-72 °C, 76 °C og 90 °C krever hhv. 4 0, 50 og 60 bars trykkklasse for høytrykkskompressoren. R134a – ved 90 °C har høytrykkskompressoren 40 bars trykkklasse. Maksimalt utgående vanntemperatur er kompressor- og anleggsavhengig.

Dimensjonering – effekt- og energidekning

Varmepumpeanlegg for romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft, dvs. klimaavhengige varmebehov, dimensjoneres i Norge for å dekke 40-70 % av netto varmeeffektbehov ved dimensjonerende utetemperatur (DUT). Netto varmeeffektbehov er bygningens/veksthusets brutto varmeeffektbehov fratrukket interne varmelaster og soltilskudd.

Varmepumper har relativt høy spesifikk investeringskostnad (kr/kW). Når varmepumpen benyttes som grunnlast, blir de totale investeringskostnadene lavere enn om varmepumpen dimensjoneres for å dekke maksimalt effektbehov ved dimensjonerende utetemperatur (DUT). Varmepumpen vil dessuten oppnå høyere årsenergifaktor (SPFnetto) på grunn av høyere kompressorvirkningsgrad ved dellast og lavere gjennomsnittlig kondenseringstemperatur.

Figur 7 viser en prinsipiell effektvarighetskurve med netto effektbehov for oppvarming av en bygning. I eksempelet er varmepumpen dimensjonert for å dekke 50 % av maks. varmeeffektbehov (50 % effektdekning). På grunn av effektvarighetskurvens forløp, er varmepumpen i stand til å dekke ca. 90 % av årlig varmebehov (90 % energidekning). De resterende 10 % av årlig varmebehov dekkes av en spisslastenhet (kjelanlegg), som har relativt lav spesifikk investeringskostnad (kr/kW). For større bygninger inkl. veksthus dekkes spisslastbehovet med olje-, gass- og/eller elektrokjeler. Varmepumpens energidekning vil være lavere ved bruk av uteluft som varmekilde, ettersom varmepumpens varmeytelse avtar med synkende utelufttemperatur.



Figur 7: Prinsipiell effektvarighetskurve

Optimal effektdekning for en varmepumpe er den varmeeffekten som gir de laveste investerings- og driftskostnadene, dvs. den laveste årskostnaden (kr/år) for hele varmepumpesystemet (varmepumpe og spisslastenhet). Optimal effektdekning påvirkes bl.a. av klima, byggtipe, spesifikke investeringskostnader for varmepumpe og spisslastenhet, varmepumpens effektivitet (SPFnetto) samt priser på energi til varmepumpe og kjelanlegg (elektrisitet, gass, olje).

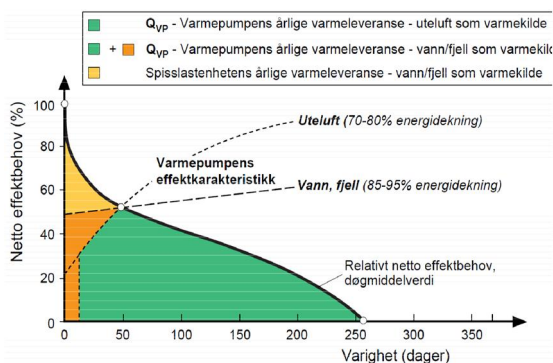
Energidekning og årsvarmefaktor

For varmepumper med uteluft som varmekilde avtar avgitt varmeeffekt (kondensatorytelsen) når utelufttemperaturen synker. Generelt sett avtar varmeytelsen med gjennomsnittlig 3 til 4 % per °C senkning av varmekildens temperatur, og reduksjonen er avhengig av bl.a. anleggsstørrelse/-type, type arbeidsmedium og kompressorens virkningsgrad.

For å ivareta sikker drift har uteluft/vann-varmepumper en stopptemperatur. Det vil si at anleggene slås av når utelufttemperaturen blir lavere enn -10 til -15 °C. I disse

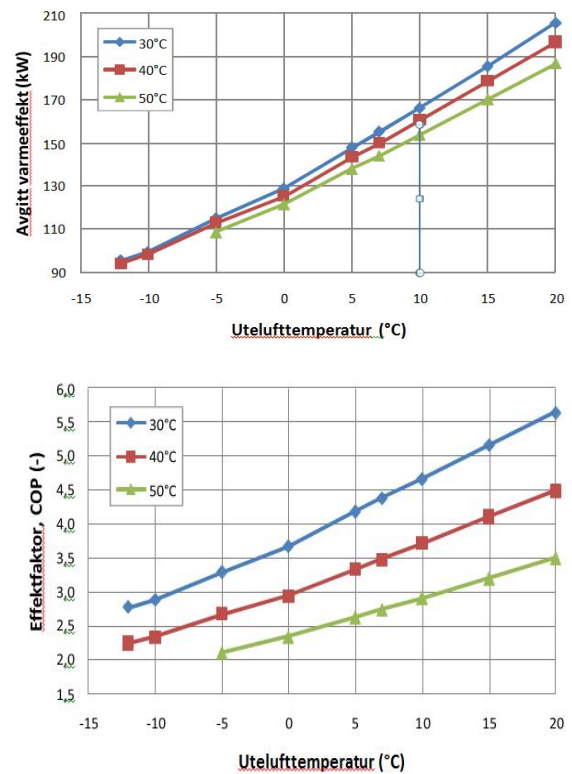
driftsperiodene må spisslastenheten (kjelen) dekke hele varmeeffektbehovet i bygningen/veksthuset. Dette bidrar til å redusere varmepumpesystemets årsvarmefaktor (SPFbrutto) og dermed årlig energisparing.

Eksempel: Når utelufttemperaturen synker fra +7 °C til -10 °C avtar varmemytelsen med ca. 40 %. Dette betyr i praksis at varmepumper med uteluft som varmekilde dekker en mindre andel av totalt årlig varmebehov, dvs. har lavere energidekning, enn varmepumper som benytter varmekilder med relativt stabil temperatur i fyringssesongen (fjell/berg, grunnvann, sjøvann). Typisk energidekning for uteluftbaserte varmepumper for bygningsoppvarming er ca. 70 til 75 % av totalt årlig varmebehov, mot ca. 85 til 95 % for varmepumper med sjøvann, grunnvann eller fjell som varmekilde. Dvs. at forskjellen er i størrelsesorden 15 til 25 prosentpoeng.

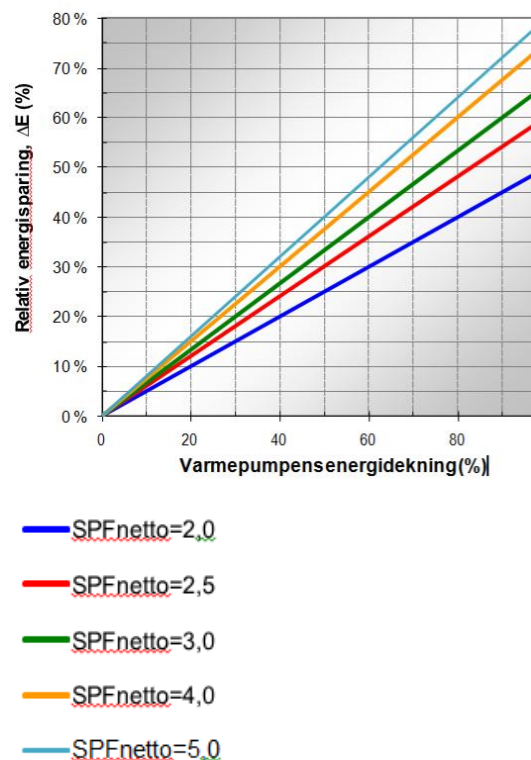


Figur 8: Prinsipiell effektvarighetskurve

Figur 28 viser en prinsipiell effektvarighetskurve hvor det er inntegnet ulike forløp for varmepumpens effektdekning avhengig av type varmekilde. I eksempelet viser grønn flate årlig varmeleveranse fra en uteluft-varmepumpe, mens oransje og gul flate er årlig varmeleveranse fra spisslastenheten. Et varmepumpeanlegg med fjell eller vann som varmekilde vil ha en høyere årlig varmeleveranse, her representert med summen av grønn og oransje flate.



Figur 9: Avgitt varmeeffekt ved varierende lufttemperatur



Figur 10: Varmepumpens energidekning

Figur 10 viser prosentvis energisparing for et varmepumpeanlegg ved varierende energidekning og årsvarmefaktor (SPFnetto) for varmepumpen.

Varmepumpeanlegg med uteluft som varmekilde oppnår i størrelsesorden 10 til 40 prosentpoeng lavere årlig energisparing enn anlegg med fjell, grunnvann og sjøvann som varmekilde. Energisparingen er i stor grad påvirket av klimasone (utelufttemperatur i fyringssesongen), dimensjonering, systemløsninger, temperaturkrav i varmedistribusjonssystemet samt styring/regulering av varmepumpeanlegg og spisslastenhet.

- Fjell, grunnvann og sjøvann som varmekilde – energidekning ca. 85-95 % av årlig varmebehov og netto årsvarmefaktor (SPFnetto) fra 3,0 til 4,5 gir anslagsvis 55-75 % årlig energisparing i forhold til elektrisk oppvarming.
- Uteluft som varmekilde – energidekning 70-80 % av årlig varmebehov og netto årsvarmefaktor fra 2,0 til 2,5 gir anslagsvis 35-50 % årlig energisparing i forhold til elektrisk oppvarming.

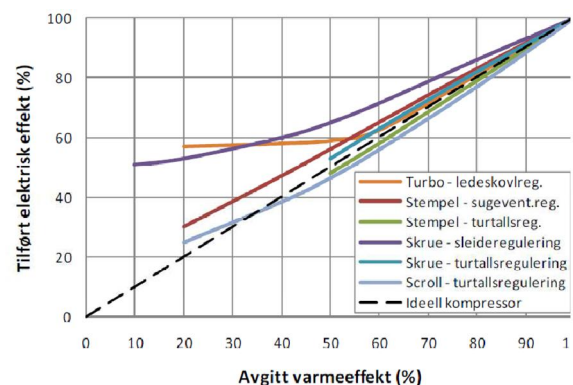
Kompressorer – virkningsgrader

Kompressorene i et varmepumpeanlegg har stor innvirkning på effekt faktoren (COP) ved varierende driftsforhold. Den er en også en av de mest "sårbare" komponentene i anlegget, og høyt trykkforhold (høy kondenseringstemperatur og lav fordampningstemperatur), høy gasstemperatur ut fra kompressoren (høy trykkgasstemperatur), hyppig start/stopp, mangelfullt vedlikehold osv. vil føre til redusert levetid og dermed unødig høye kostnader for drift av anlegget.

De kompressorene som benyttes i standard varmepumpeaggregater og kjølemaskiner for oppvarming av bl.a. veksthus er scrollkompressorer, skruekompressorer og til en viss grad også stempelkompressorer.

For å oppnå tilfredsstillende reguleringssegenskaper for varmepumpeanlegg, som skal dekke klimaavhengige oppvarmingsbehov hvor varmeeffektbehovet varierer mye over døgnet/året, bør en benytte:

- Kompressorer med gode reguleringssegenskaper (Tabell 2, Figur 31)
- Evt. to eller flere kompressorer per aggregat
- Evt. to eller tre aggregater



Figur 11: Prinsipiell framstilling av energivirkningsgrad

Figur 11 viser en prinsipiell framstilling av energivirkningsgrad for ulike typer kompressorer ved dellastregulering (kapasitets-/ytelsesregulering).

Turtallsregulering

Det er den mest energieffektive reguleringsmetoden, og brukes av visse produsenter på scroll-, skrue- og evt. stempelkompressorer.

Metode	Stempel	Scroll	Skrue
Av/på-regulering + evt. akkumulator <i>Relativt høy virkningsgrad</i>	Maks. ca. 3-4 start/time	Maks. ca. 5 start/time	
Turtallsregulering <i>Meget høy virkningsgrad</i>	Ned til ca. 50% av maks. ytelse	Ned til ca. 20% av maks. ytelse	Ned til ca. 50% av maks. ytelse
Løfting av sugeventil – kun stempel <i>Meget høy virkningsgrad</i>	Ned til ca. 20% av maks. ytelse		
Sleideregulering – kun skrue <i>Lav virkningsgrad</i>			Ned til ca. 10% av maks. ytelse
Ledeskovlregulering – kun turbo <i>Meget høy virkningsgrad</i>			
By-pass regulering (overløp) <i>Meget lav virkningsgrad</i>	Bør ikke brukes	Bør ikke brukes	Bør ikke brukes

Figur 12: Tabell over metoder for dellastregulering av kompressorer inkludert reguleringsområde

På/av-regulering

Dette er en reguleringsmetode for scroll- og små stempelkompressorer som gir brukbar virkningsgrad. I anlegg med scrollkompressorer benyttes ofte to eller tre aggregater hvor hvert aggregat har to eller flere kompressorer. De fleste anlegg vil ha behov for en akkumuleringstank for å oppnå tilfredsstillende gangtid for kompressorene ved lavt varmebehov. Hyppig start/stopp gir økt energibruk samtidig som kompressorenes levetid reduseres.

Skruekompressorer

Standard skruekompressorer med konvensjonell sleideregulering har klart lavest virkningsgrad av alle kompressortypene. For å oppnå høy virkningsgrad for skruekompressorer under alle driftsforhold bør kompressorene i tillegg til å ha turtallsregulering også være utstyrt med en reguleringsleide for regulering av kompressorens volumforhold (Vi-regulering).

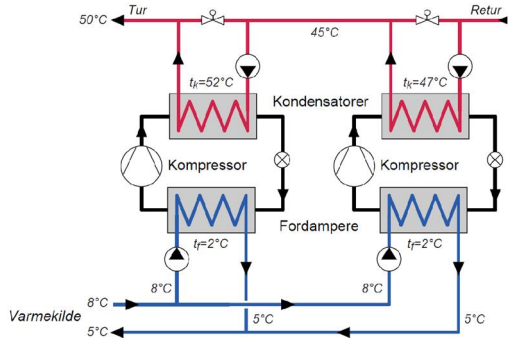
Anleggsoppbygging

Sammenkobling av flere aggregater

Ved bruk av to eller tre varmpumpeaggregater bør kondensatorene kobles i serie på vannsiden. Dette gir lavere gjennomsnittlig kondenseringstemperatur for aggregatene over en driftssesong enn parallellkobling og høyere gjennomsnittlig effektfaktor (COP). Ved bruk av sjøvann, ferskvann, grunnvann eller fjell som varmekilde bør fordampnerne kobles i parallell på vann-/væskesiden, da dette gir høyest fordampningstemperatur.

Seriekobling av kondensatorer gir høyere trykktap ved samme strømningsverrsnitt i kondensatorene, og for mange standard varmpumpeaggregater og kjølemaskiner vil seriekobling gi for høyt trykktap, slik at de må

parallellkobles. Ved begrensning i vannuttak fra grunnvannsbrønner kan fordampere kobles i serie for å oppnå størst mulig nedkjøling av vannet og høyest varmeuttak.



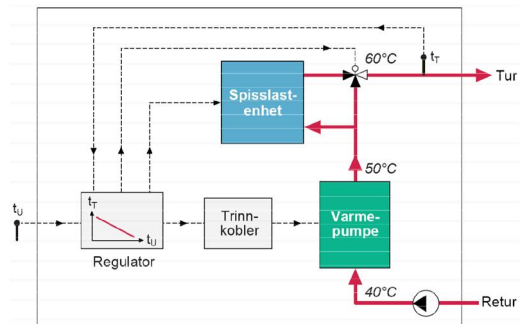
Figur 13: Eksempel på sammenkobling av to væske/vann varmepumpeaggregater. Det tilsier seriekobling av kondensatorer og parallellkobling av fordampere.

Tilsatsvarme (spisslast)

I veksthus med varmepumper som grunnlastkilde brukes gasskjel, oljekjel og/eller elektrokjel som spisslast.

Spisslastenheten skal kobles i serie etter varmepumpens kondensatorer slik at varmepumpen får lavest mulig kondenseringstemperatur og høyest mulig effektfaktor (COP) i de periodene det er behov for spisslast.

Parallellkobling av varmepumpe og kjelanlegg vil gi høyere kondenseringstemperatur for varmepumpen når spisslastkjelen(e) er koblet inn, ettersom en mindre vannmengde vil strømme gjennom kondensatoren. I mange tilfeller kan en risikere at varmepumpen må redusere avgitt varmeeffekt eller slås helt av på grunn av temperaturbegrensning for varmepumpeanlegget.



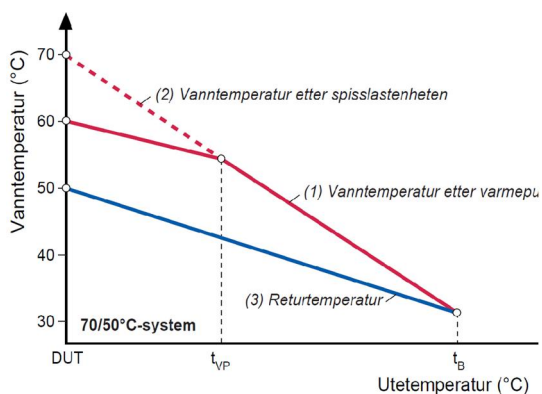
Figur 14: Prinsipp for korrekt sammenkobling av varmepumpe og spisslastenhet. Det er også vist et eksempel på prinsipiell reguleringsutrustning for anlegget.

Regulering

Varmepumper bør generelt sett levere varme ved lavest mulig temperatur, dvs. at det bør benyttes lavtemperatur varmesystem.

For varmepumper som leverer varme til bygninger/veksthus (klimaavhengige varmebehov) bør vanntemperaturen ut fra kondensatorene reguleres i henhold til en såkalt utetemperatur-kompenseringskurve (reguleringskurve), da dette gir lavest mulig kondenseringstemperatur og høyest effektfaktor (COP).

Figur 34 viser et prinsipielt eksempel på en reguleringskurve i et anlegg med varmepumpe (1 – rød heltrukken linje) og spisslastkjel (2 – rød stiple linje). Kurven viser sammenhengen mellom utgående vanntemperatur fra anlegget (turtemperatur) og utelufttemperaturen. Jo høyere utelufttemperatur, desto lavere varmeeffektbehov og turtemperatur. Ved utetemperaturer lavere enn tVP er det behov for varmetilførsel fra spisslastkjelen, mens det ikke er noe oppvarmingsbehov ved utetemperaturer høyere enn tB.



Figur 15: Eksempel på reguleringskurve (turtemperatur) for varmepumpe og spisslastenhet installert i et vannbårent varmeanlegg.

Varmepumpen skal alltid gå på full kapasitet før eventuell tilsatsvarme tillates levert fra spisslastenheten (kjelanlegget). Det er viktig at returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet er lav nok slik at en unngår nedregulering av avgitt varmeeffekt pga. varmepumpens temperaturbegrensning.

Totalkvalitet for varmepumpeanlegg

Varmepumper for oppvarming og eventuelt kjøling av større bygninger, vekst- hus osv. er relativt komplekse installasjoner. For å kunne sikre høy driftssikkerhet og høy energisparing i hele anleggets levetid er det en rekke faktorer som må oppfylles. Et varmepumpesystem vil aldri være bedre enn sitt "svakest- ledd". Det vises for øvrig til Norsk kulde- og varmepumpenorm (EN-378).

Entrepriseform – prosjektorganisering

- Bruk av formålstjenlig entrepriseform – én kompetent hovedansvarlig for utforming, dimensjonering, installasjon, overlevering og eventuelt senere oppfølging av anlegget

Forprosjekt

- Analyse av tekniske/økonomiske forutsetninger/muligheter for aktuelle varmekilder, for eksempel sjøvann, grunnvann, innsjøvann, fjell (berg), spillvarme, eller uteluft.
- Overslagsmessig beregning av veksthusets oppvarmingsbehov med maksimalt netto effektbehov, effektvariasjoner i forhold til driftstid samt årlig varmebehov
- Overslagsmessig lønnsomhetsberegning med følsomhetsanalyse (nåverdi, spesifikk varme-/kjølepris osv.) for ulike varmepumpekonsepter og varmekilder – valg av varmekilde og varmepumpekonsept
- Forslag til foreløpig utforming og dimensjonering av varmepumpesystemet

Detaljprosjektering

- Avklaring av kritiske faktorer (flaskehalsar osv.) – tett samarbeid med de andre fagdisiplinene i hele detaljprosjekteringsfasen
- Detaljert beregning av veksthuset varmebehov inkl. utarbeidelse av effektvarighetskurver
- Detaljert utforming/dimensjonering og valg av varmepumpeaggregater – dimensjonering i henhold til veksthuset varmebehov samt temperaturer/massestrømmer for varmedistribusjonssystem, evt. sammenkopling av flere aggregater, sammenkobling med spisslastenhet osv. – fokus på driftssikkerhet, regulerbarhet og høy effektfaktor (COP) ved alle driftsforhold
- Detaljert utforming og dimensjonering av varmeopptakssystemet for anlegg som ikke bruker uteluft som varmekilde – evt. simulering av varmekilde, bruk av termisk responstest for bergvarmesystemer osv.
- Detaljert analyse/utforming av veksthusets varmesystem – vurdere

mulig- heter for reduksjon av temperaturnivået i varmesystemet m.m.

- Instrumentering med måleutstyr med tilstrekkelig nøyaktighet (temperatur, volumstrøm, elektrisk effekt, varmeeffekt) slik at det er mulig å gjennomføre overleveringsprøve, prøvedrift, innregulering/finjustering samt detaljert overvåkning/oppfølging
- Optimalisering av reguleringsstrategi for varmepumpeaggregater, spisslastenheter og varmeopptakssystem ved fullast/dellast – koordinering med veksthusets system for sentral driftskontroll (SD-anlegg)

høyere ytelser/COP i forhold til garanterte verdier

- Prøvedriftsperiode – innregulering og finjustering av varmepumpesystemet over 3-12 måned(er)

Driftsperiode

- Kontinuerlig overvåkning og drifting med kvalifisert driftspersonale

Regelmessig ettersyn og vedlikehold av hele varmepumpen.

Overlevering – ferdigstilling

- Funksjonskontroll
- Overleveringsprøve – måling av varme-/kjøleeffekter samt effektfaktor (COP) ved spesifiserte driftstilstander – eventuelt bot- og bonusordning ved hhv. lavere og



Norsk Gartnerforbund
Schweigaards gate 34 F
0191 Oslo
Tlf. 23 15 93 50

www.gartnerforbundet.no

www.ngfenergi.no

