



# CHALMERS



## Optimering av Lindholmens kylanläggning

Optimering av kompressor- och absorptionskylmaskin för att uppnå högre COP-värde

Examensarbete inom maskiningenjörsprogrammet grundnivå

Ali Noori  
Meisam Hosseini

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2024

[www.chalmers.se](http://www.chalmers.se)



# Optimering av Lindholmens kylanläggning

Optimering av kompressor- och absorptionskylmaskin för att uppnå högre COP-värde

Ali Noori  
Meisam Hosseini

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER  
CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY  
Examensarbete MMSX25  
Göteborg, Sverige 2024

Optimering av Lindholmens kylanläggning  
Optimering av kompressor- och absorptionsmaskin för att uppnå högre COP-värde

Examensarbete inom maskiningenjörsprogrammet grundnivå

ALI NOORI

MEISAM HOSSEINI

© ALI NOORI & MEISAM HOSSEINI, 2024

Examensarbete MMSX25  
Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper Chalmers tekniska högskola 2024

Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper  
Chalmers tekniska högskola  
412 96 Göteborg

Telefon: 031-772 1000

Omslagsbild: Göteborg Energis kylanläggning belägen vid Lindholmen

Göteborg 2024



# Innehållsförteckning

1	Inledning .....	1
1.1	Bakgrund.....	1
1.2	Problemdefinition .....	2
1.3	Syfte och frågeställning .....	3
2	Teori .....	4
2.1	Termodynamik .....	4
2.2	System, systemgräns och cykel.....	4
2.3	Carnot-cykel – Den ideala processen för ångkomprimering kylcykeln .....	5
2.4	Köldmedier .....	6
2.5	Kompressor .....	6
2.6	Kondensor .....	6
2.7	Exapansionsventil .....	6
2.8	Förångare .....	6
2.9	Kompressorkylmaskin .....	7
2.10	Absorptionskylmaskin .....	7
2.11	Coefficient of performance, COP .....	8
2.11.1	Parametrar som påverkar COP.....	10
3	GE och Lindholmens kylanläggning.....	11
3.1	Lindholmens kylmaskiner.....	13
3.1.1	VKA1 kompressorkylmaskin.....	13
3.1.2	VKA2 kompressorkylmaskin.....	13
3.1.3	VKA4 kompressionskylmaskin .....	14
3.1.4	VKA5 kompressorkylmaskin.....	14
3.1.5	VKA3 Absorptionskylmaskin.....	15
3.2	REGLERING AV KYLMASKINER OCH PROCESS .....	15
3.2.1	Delsystem 1.....	15
3.2.2	Delsystem 2.....	16
3.2.3	Delsystem 3.....	16
3.3	Drifftider .....	17
4	Metod .....	18
4.1	Avgränsningar .....	18
4.1.1	Avgränsningar för rapportens omfattning .....	18
4.1.2	Avgränsningar för analysen.....	18
4.2	Dataanalys av driftperioden .....	19
4.3	Fältstudie och intervjuer med driftspersonal.....	19
5	Resultat.....	20
5.1	Kompressorkylmaskin VKA5.....	20
5.2	Kompressorkylmaskin VKA1 .....	21

5.3	Kompressorkylmaskin VKA2 .....	22
5.4	Kompressorkylmaskin VKA4 .....	23
5.5	Absorptions kylmaskin VKA3 .....	24
5.6	Medelvärden på mät- och beräkningsdata för alla kylmaskiner.....	25
5.7	Fältstudie och intervju.....	26
5.7.1	Studiebesöket till Lindholmens kylanläggning .....	26
5.7.2	Intervju med kyltekniker .....	26
6	Analys och slutsats .....	27
6.1	Inverkan av $T_{in,KB}$ och $T_{ut,KYM}$ på COP för kompressorkylmaskiner.....	27
6.2	Pumpens inverkan på $T_{in,KB}$ , $T_{ut,KYM}$ och COP för kompressorkylmaskiner .....	28
6.3	Analys av VKA5 .....	30
6.4	Strategiskt samspel.....	32
6.4.1	VKA5 .....	32
6.4.2	VKA1 .....	33
6.4.3	VKA2 .....	33
6.4.4	VKA3 .....	34
6.4.5	VKA4 .....	34
6.4.6	Analys av befintligt samspel .....	35
7	Åtgärdsförslag och diskussion .....	37
7.1	Optimering av COP.....	37
7.1.1	Reglera volymflöden för cirkulationspumpen i KB-sidan och nätpumparna.....	37
7.1.2	Öka temperaturen på utgående KB ( $T_{ut,KB}$ ).....	38
7.1.3	Reglera cirkulationspumpens volymflöde i KYM-sidan .....	38
7.2	Optimala samspelstrategi .....	38
7.3	Felkällor .....	39
8	Framtida arbete.....	40
9	Referenser .....	41
10	Bilagor.....	42





Optimering av Lindholmens kylanläggning  
Optimering av kompressor- och absorptionskylmaskin för att uppnå högre COP-värde  
Ali Noori, Meisam Hosseini  
Institutionen för Mekanik och maritima vetenskaper  
Chalmers tekniska högskola

## Sammanfattning

Klimatförändringarna och stigande medeltemperatur världen över har lett till en ökad efterfråga på kylning. Detta har drabbat även Sverige och orsakat att energiförbrukningen stigit till höga nivåer. En sådan stigande trend kan innebära större belastning på naturen och miljön. Energieffektivisering har varit ett omdebatterat ämne och Sverige har åtagit sig en ledande roll att implementera idén om hållbara energilösningar i flera offentliga sektorer inom landet. Fjärrkyleteknik inom energisektorn är ett av de områden som har en stor potential till energieffektivisering. Göteborg Energi, ett ledande energibolag som arbetar med denna teknik, har sedan länge lagt stor vikt vid hållbar utveckling och alltid strävat efter att utveckla och energieffektivisera sina anläggningar.

Med en litteraturstudie och dataanalys har ett arbete utträttats i syfte att undersöka möjligheten att optimera Göteborg Energis kylmaskiner vid anläggningen Lindholmen och därmed bidra till energieffektivisering av anläggningen. I arbetet ingår det att analysera driftdata för 4 kompressorkylmaskiner, en absorptionskylmaskin och anläggningen i sin helhet.

Genom litteraturstudien för optimeringsändamål och studerandet av maskinernas driftdata, kunde slutsatser om vilka faktorer ökar maskinernas COP dras. Kvoten mellan temperaturen på varma sidan ( $T_H$ ) respektive kalla sidan ( $T_L$ ) i ett kylsystem måste minska till en viss grad för ett ökat COP, därför behöver temperaturen på inkommande - eller utgående köldbärare höjas samtidigt som temperaturen på inkommande - eller utgående kylmedia sänkas. Temperaturökningen på inkommande respektive utgående köldbärare kan åstadkommas antingen genom minskat volymflöde på cirkulationspumparna eller ökat volymflöde på nätpumparna. Minskad temperatur på inkommande kylmedia kan åstadkommas genom ökat luftflöde på kyltornsfläktarna. Utgående kylmedia kan också sänkas genom ett ökat volymflöde på cirkulationspumparna. Gällande optimala samspelstrategi för effektivisering av anläggningen, bör därmed maskinerna prioriteras att driftsättas enligt följande ordning: 1) VKA3 2) VKA5 3) VKA1 4) VKA4 5) VKA2.

Slutsatserna kring optimeringsåtgärder för ett ökat COP, har enbart kompletterats teoretiskt och har inte testats i en verklig driftsmiljö. Det genomfördes exempelvis inget praktiskt test för att observera hur mycket elförbrukningen av en cirkulationspump vid ökat volymflöde, kan dels påverka en kylmaskins COP och driftsäkerheten hos hela systemet. Därför ska dessa åtgärder inte anses som riskfria och behöver kompletteras med mer undersökning. Optimala samspelstrategin för maskinerna har också sammanställts under ett antal ideala antaganden som tillräcklig överskottsvärme för absorptionsmaskinen samt att maskinerna inte förlorar sin prestationskapacitet under långvarigt bruk. Denna strategi kan komma att ändras vid varierande kylbehov och tillgångsbrist på överskottsvärme.

## Abstract

Climate change and rising average temperatures worldwide have led to an increasing demand for cooling. This trend has affected Sweden as well, causing energy consumption to rise to high levels. Such a rising trend may impose greater strain on nature and the environment. Energy efficiency has been a debated topic, and Sweden has committed to a leading role in implementing the idea of sustainable energy solutions across various public sectors within the country. District cooling technology within the energy sector is one area with significant potential for energy efficiency. Gothenburg Energy, a leading energy company working with this technology, has long placed great emphasis on sustainable development and has always strived to develop and energy-efficient its facilities. An energy-efficient facility means a step closer to sustainable development while potentially enhancing the company's position in the energy market.

Through a literature review and data analysis, work has been undertaken to investigate the possibility of optimizing Gothenburg Energy's cooling machines at the Lindholmen facility and thereby contributing to the energy efficiency of the facility. The work includes analyzing the operating data for 4 compressor cooling machines, one absorption cooling machine, and the facility.

Through the literature review for optimization purposes and the study of the machines' operating data, conclusions were drawn about the factors that increase the machines' COP. Due to limited ability to modify the cooling machines for optimization purposes, the study instead focused on identifying efficiency alternatives in the cooling process. The ratio between the temperature on the hot side ( $T_H$ ) and the cold side ( $T_L$ ) in a cooling system must decrease to a certain extent for an increased COP, therefore the temperature of incoming or outgoing coolant needs to be raised while the temperature of incoming or outgoing chilled media needs to be lowered. The temperature increase of incoming or outgoing coolant can be achieved either by reducing the flow rate of the circulation pumps or increasing the flow rate of the network pumps. Reduced temperature of incoming chilled media can be achieved by increased airflow on the cooling tower fans. Outgoing chilled media can also be lowered by increased flow rate of the circulation pumps. Regarding the optimal interaction strategy for the efficiency of the facility, the machines should thus be prioritized to be commissioned in the following order: 1) VKA3 2) VKA5 3) VKA1 4) VKA4 5) VKA2.

The conclusions regarding optimization measures for increased COP have only been supplemented theoretically and have not been tested in a real operating environment. For example, no practical test was conducted to observe how much the electricity consumption of a circulation pump at increased flow rate can affect a cooling machines' COP and the overall system reliability. Therefore, these measures should not be considered risk-free and need to be supplemented with further investigation. The optimal interaction strategy for the machines has also been compiled under several ideal assumptions such as sufficient surplus heat for the absorption machine and that the machines do not lose their performance capacity during prolonged use. This strategy may change with varying cooling needs and lack of surplus heat availability.

## Erkännande

Det här examensarbete i programmet maskinteknik högskoleingenjörsnivå inleddes januari 2024 och har resulterat i en slutlig rapport i maj 2024. Detta projekt har varit oerhört lärorikt och bidragit med nya insikter kring studiens objekt. Rapporten till projektet sammanställdes genom stöd och synpunkter från ett antal personer och författarna vill rikta ett speciellt tack till följande personer:

**Rikard Edland**, handledare för projektet verksam vid Göteborg Energi, som med sina insiktsfulla idéer och kontinuerliga stöd bistått författarna med faktauppgifter och hjälpte arbetet att fortsätta framåt.

**Anders Strand**, energisystemanalytiker verksam vid Göteborg Energi, som möjliggjorde projektet och bistått med faktauppgifter om företagets kylanläggningar.

**Anders Kauffeldt**, kyltekniker verksam vid Göteborg Energi, som ställde upp för en intervju och med sin praktiska erfarenhet av kylmaskiner bistått författarna att förstå samspelet av kylmaskinerna i praktiken.

Författarna vill även rikta ett stort tack till arbetets examinator **Jonas Sjöblom** och avdelningen **Chalmers Writing Centre** för den värdefulla hjälpen att upprätta rapportens disposition.

Ali Noori  
Meisam Hosseini  
Göteborg, maj 2024

## Figurer

Figur 1: Global air conditioner stock, 1990–2050 (IEA, 2018).....	1
Figur 2: Årets medeltemperatur i Sverige 1860 – 2020 (SMHI, 2022). .....	2
Figur 3: T-s och P-h diagram för den ideala ångkomprimering- kylcykel. ....	5
Figur 4: Cykel för en kompressorkylmaskin.....	7
Figur 5: Cykeln för en absorptionskylmaskin.....	8
Figur 6: Reversibla cykler (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).....	9
Figur 7:Flödesschemat över inkommande- respektive utgående KB och KYM i en kylmaskin. ....	10
Figur 8: Grafen visar kylproduktionen för hela nätet under år 2023. ....	11
Figur 9: Lindholmens kylproduktion under år 2023. ....	12
Figur 10: Summan av kylproduktionen för Lindholmen per månad under 2023.....	12
Figur 11: VKA1 komp-kylmaskin installerad vid Lindholmen. ....	13
Figur 12:VKA2 komp-kylmaskin installerad vid Lindholmen.....	14
Figur 13:VKA4 komp-kylmaskin installerad vid Lindholmen.....	14
Figur 14:VKA4 komp-kylmaskin installerad vid Lindholmen.....	15
Figur 15:VKA3 Abs-maskin installerad vid Lindholmen.....	15
Figur 16: Processbild över alla kylmaskiner och VKA5 till höger. ....	16
Figur 17: Drifttimmar, kylproduktion och elförbrukning för Lindholmens samtliga kylmaskiner.....	17
Figur 18: Systemgräns och den studerade systemgränsen. ....	18
Figur 19: COP mot COP-Carnot. ....	20
Figur 20: COP-Kyleffekt (Utgående temperatur KYM, Inkommande temperatur KB och designdata). .....	21
Figur 21: COP mot COP-Carnot. ....	21
Figur 22: COP-Kyleffekt (Inkommande temperatur KB och Utgående temperatur KYM). ....	22
Figur 23: COP mot COP-Carnot. ....	22
Figur 24: COP-Kyleffekt (Utgående temperatur KYM och Inkommande temperatur KB). ....	23
Figur 25: COP mot COP-Carnot.....	23
Figur 26: COP-Kyleffekt (Utgående temperatur KYM, inkommande temperatur KB och designdata). .....	24
Figur 27: COSP mot kyleffekt. ....	24
Figur 28: COSP-Kyleffekt (fjärrvärmemetemperatur tillopp och fjärrvärmemetemperatur retur).....	25
Figur 29: Relation mellan COP och det kritiska förhållandet mellan $T_H$ och $T_L$ . ....	28
Figur 30: Relationen mellan COP kompressorn och COSP. ....	29
Figur 31: Relationen mellan kyleffekt och eleffekt vid högsta COP.....	30
Figur 32: Relationen mellan elförbrukning och last för både drift och designdata.....	30
Figur 33: Grafer från analys av VKA5 mot dess designdata. ....	31
Figur 34: Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA5 ..... 33	33
Figur 35:Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA1. ....	33
Figur 36:Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA2. ....	34
Figur 37: Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA3. ....	34
Figur 38:Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA4. ....	35
Figur 39: Grafer visar tot. drifttimmar i motsvarade månad för varje kylmaskin.....	35
Figur 40:Relationen mellan maskinernas kylandel, elandel och COSP vid optimala drifttiden. ....	36
Figur 41: Delsystem 3, bild över lyran. ....	37

## Tabeller

Tabell 1: Installerade kylmaskiner vid anläggningen Lindholmen. ....	13
Tabell 2: Intervallen där COP är högst.....	25
Tabell 3: Medelvärden på uppmätta parametrar vid högsta COP-intervall.....	25
Tabell 4: Resultat från ett utfört test i år 2011.....	29
Tabell 5: Optimal driftandel för alla månader respektive totala drifttimmar tolkad från figur 31. ....	32

# Nomenklatur

Variabler	Enhet	Begreppsförklaring
$Q_L$	J	Bortförd värme från köldbäraren vid $T_L$ .
$Q_H$	J	Överförd värme till kylmedia vid $T_H$ .
$T_{in,KB}$	K	Inkommande temperatur på köldbäraren in i förångaren.
$T_{ut,KB}$	K	Utgående temperatur på köldbäraren ur förångaren.
$T_{in,KYM}$	K	Inkommande temperatur på kylmediet in i kondensorn.
$T_{ut,KYM}$	K	Utgående temperatur på kylmediet ur kondensorn.
$T_L$	K	Medeltemperatur av inkommande- respektive utgående köldbärare.
$T_H$	K	Medeltemperatur av inkommande- respektive utgående kylmedia.
$\dot{v}_{KB}$	$\frac{m^3}{h}$	Volymflöde för cirkulationspumpen på sidan för köldbärare.
$\dot{v}_{KYM}$	$\frac{m^3}{h}$	Volymflöde för cirkulationspumpen på sidan för kylmedia.

## Förkortningar

GE

Abs-maskin

Komp-maskin

Frikyla

KB

KM

KYM

COP

COSP

EER

SEER

## Beskrivning

Göteborg Energi AB.

Absorptionskylmaskin.

Kompersorskylmaskin.

När naturliga kyla utnyttjas för kylning.

Köldbärare, fjärrkylavattnet som går ut till byggnader, hus etc.

Köldmedium, det arbetsmediet som cirkulerar runt i en förångningskylprocess.

Kylmedia, det kylvattnet som cirkulerar mellan kyltorn och kondensorn.

Coefficient of performance

Coefficient of system performance

Energy efficiency ratio

Seasonal energy efficiency ratio

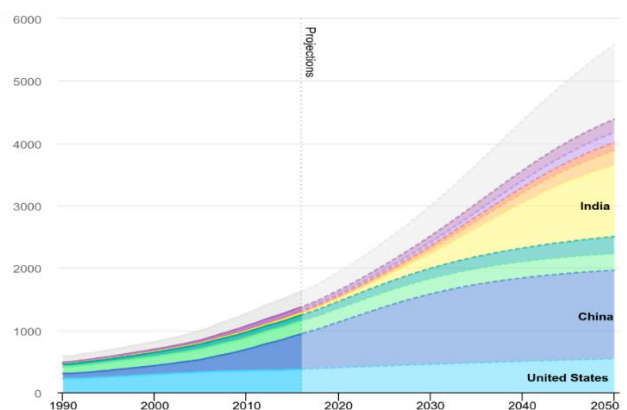


# 1 Inledning

Detta projekt är ett examensarbete inom programmet maskinteknik på högskoleingenjörsnivå vid Chalmers tekniska högskola vårtermin år 2024. Projektet är en studie inom energisektorn i samarbete med energibolaget Göteborg Energi AB. I följande avsnitt presenteras bakgrunden, problemdefinitionen samt syftet för det här projektet.

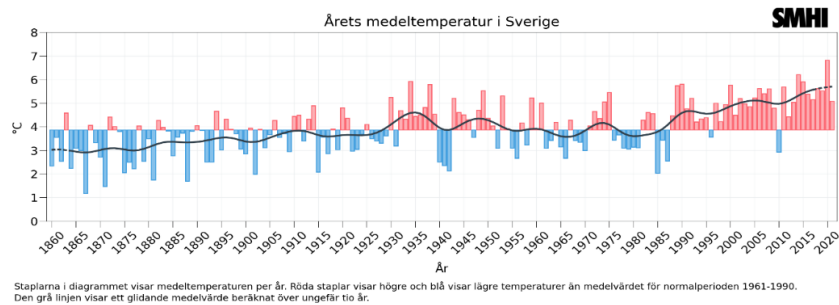
## 1.1 Bakgrund

I dagens moderna samhälle har kylteknik en betydande roll både för att kvalitetssäkra bevarande och distribution av till exempel livsmedel och mediciner men även industriell kylning. I skrivande stund står världen inför stora utmaningar som klimatförändringar och en intensivt ökande global efterfrågan på kylning (IEA, 2018). Detta innebär i sin tur stigande energiförbrukning och därmed negativt stora belastningar på naturen som sker till följd av energiproduktionen. I Sverige används exempelvis kärnkraft och kraftvärme till att producera elenergi och dessa har en viss mängd koldioxidutsläpp (Naturvårdsverket, 2024). Detta utsläpp bidrar till global uppvärmning som kan innebära exempelvis mer intensiva extremväder och skogsbränder.



Figur 1: Global air conditioner stock, 1990–2050 (IEA, 2018).

Enligt SMHI:s observation (SMHI, 2022) kan det konstateras att Sveriges årsmedeltemperatur har haft en stigande trend sedan slutet av 1800-talet (se Figur 2). Grafen indikerar att svenska kylbehovet kommer att växa större i framtiden för att mildra den höga värmen. Sverige genomgår dessutom en energiomställning och investerar för att uppnå 50 procent effektivare energianvändning år 2030 jämfört med år 2005 på nationell plan (Regeringen, 2022). Svenska energipolitiken styrs till stor del av EU:s politiska beslut och EU-kommissionen har som gemensamt mål att bland annat minska energianvändningen med 32,5 % genom bättre energieffektivitet till 2030 jämfört med 2005 års nivåer (Energimyndigheten, 2023). Enligt det senast uppdaterade utkastet av svenska energi- och klimatplan 2023 (Regeringen, 2023) råder det att säkerställa en samstämmig och koordinerad implementering av EU:s energi och klimatpolitik inom ramarna för energiunionen. Styrningsförordningen infördes som en del av det omfattande åtgärds paketet ”Ren energi för alla i Europa” som syftade till att bibehålla EU:s konkurrenskraft i en situation där övergången till ren energi förändrar de globala energimarknaderna (Regeringen, 2023).



Figur 2: Årets medeltemperatur i Sverige 1860 – 2020 (SMHI, 2022).

I direktivet om energieffektivitet (EED) sammanställt av svenska regeringen i en faktagrupp 2020/21: FPM134 (Regeringen, 2021) föreslås det ett bindande energieffektiviseringsmål på EU-nivå om 9 procent minskad energianvändning till 2030 jämfört med ett referensscenario 2020. Medlemsstaterna föreslås bidra till måloppfyllelse genom indikativa nationella bidrag. Faktagruppen är en redogörelse från regeringen till riksdagen om ett förslag från EU-kommissionen. Där framgår vad förslaget går ut på, hur det kan påverka svenska regler och vad regeringen anser om förslaget.

I EED har kommissionen identifierat offentlig sektor som en pådrivande aktör för att nå energieffektiviseringsmålen. Det innebär att kommunerna i Sverige får en alltmer färgad roll för att arbeta med denna fråga. I Göteborgs kommun har det exempelvis vidtagits flera åtgärder som att ta fram energiplan och energikartläggning för att identifiera områden med potential för effektivisering (Göteborgs stad, 2023). De styrande dokumenten, i det här fallet energiplanen, beskrivs vara stadens förutsättningar för att det görs rätt saker på rätt sätt. Detta ska göra det tydligt både för organisationen och för invånare, brukare, kunder, leverantörer, samarbetspartners och andra intressenter vad som förväntas av förvaltningar och bolag. Syftet med planen är att driva på genomförande av åtgärder som leder till att Göteborgs Stad når miljömålet för klimatet i Göteborgs Stads miljö- och klimatprogram 2021–2030 samt att nå delmålet ”Minska energianvändningen i bostäder och lokaler”. Det här innebär att samtliga bolag och organisationer verkande inom kommunen, inte minst energibolag som försörjer stadens energibehov, ska bidra positivt till stadens energimål. Göteborg Energi är ett sådant energibolag som arbetar bland annat med fjärrkyleteknik för distribution och försörjningen av stadens kyla. I samma dokument för Göteborgs stads energiplan under åtgärdsrubriken 6 (”Förnybar och återvunnen kyla”) anges Göteborg energi som huvudaktör att utveckla fjärrkyla till ett konkurrenskraftigt alternativ till småskaliga lokala eldrivna kylanläggningar, så att fjärrkyla utgör ett självklart val i stadens centrala delar (Göteborgs stad, 2023).

Det har genomförts flera olika forskningar kring fjärrkyletekniken sedan etableringen i Sverige 1992 (Sveriges första fjärrkylanläggning importerades av FVB, 2021). Enligt Energimyndigheten har tekniken bidragit till en snabbare omställning i det svenska energisystemet och skapat den svenska marknaden en tydlig konkurrensfördel jämfört med andra europeiska länder (Energimyndigheten, 2020).

Detta projekt fokuserar på optimeringen av kylmaskiner som en nyckelkomponent inom fjärrkylatekniken. I följande avsnitt ska det presenteras utförligt kring Göteborg Energi, projektets problembeskrivning, syfte och begränsningar.

## 1.2 Problemdefinition

Göteborg Energi är ett energiföretag som tillhandahåller energi- och infrastrukturjänster i Göteborgsområdet, Sverige. Deras verksamhet inkluderar produktion, distribution och leverans av fjärrvärme, fjärrkyla och el. Företaget har levererat kyla till sina kunder sedan cirka 1995. Deras anläggningar består huvudsakligen av kompressor- och absorptionskylmaskiner och för att energiföretaget ska kunna leverera kylan till sina avtalade kunder, behöver deras maskiner försörjas med el respektive fjärrvärme. Fjärrvärmerna består då endast av överskottsvärme för deras



absorptionsmaskiner. Kylprocessen är en viktig del av verksamheten och för att undvika höga el- eller underhållskostnader för företaget, behöver den genomföras på ett energieffektivt sätt.

Högre energieffektivitet i kylningsprocessen utförd av de verksamma maskinerna, kan innebära flera fördelar för företaget. Det innebär bland annat lägre ekonomiska utgifter, vilket i sin tur hjälper företaget att tillhandahålla kylan till sina kunder med ett lägre pris jämfört mot andra energiföretag. Följaktligen bidrar det till ett ännu större kundnöje och en ökning av fler antal kunder. Detta förstärker Göteborg Energis konkurrensposition i marknaden och skapar dem en ännu högre fördel jämfört med andra verksamma företag inom energibranschen. Ett sådant mål för GE, som energiföretag öppnar möjligheten för att sträva efter att optimera kylningsprocessen av sina maskiner.

Detta projekt avser en studie för att undersöka potentialen hos GE:s maskiner för en effektivare kylprocess och högre prestanda.

### **1.3 Syfte och frågeställning**

Syftet med rapporten är att utforska potentiella faktorer som kan påverka effektiviteten av kylprocessen, med särskilt fokus på Lindholmens kylanläggning. Målet är att analysera samspel och interaktioner mellan dessa olika kylmaskiner, samt tillhörande utrustning som pumpar och kyltorn, för att identifiera möjligheter till optimering. Genom att noggrant utforska och förstå dessa dynamiker strävar arbetet efter att bidra till ökad kunskap om hur kylprocessens effektivitet kan förbättras, med särskild tonvikt på Lindholmens kylanläggning.

Detta examensarbete syftar till att besvara följande frågor:

- Hur kan kylmaskinerna optimeras för att arbeta vid sina effektivaste punkter och få ett högre COP?
- Hur bör kylmaskinerna samverka för att höja anläggningens effektivitet?

## 2 Teori

Teorin i detta avsnitt avser att ge en översiktlig bakgrund till de kunskapsbaserade och tidigare analyserna som berör arbetets studieområde. Detta görs för att kunna skapa förståelse och bygga ett godtyckligt underlag inför presentationen av GE:s kylanläggning och maskiner. Det kommer beskrivas om de termodynamiska begreppen och hur ett fjärrkyla system fungerar. Vidare kommer det även beskrivas om det generella arbetssättet för en kompressor- och absorptionskylmaskin, de ingående komponenterna och maskinernas arbetsmedium. Med detta ges även en beskrivning av hur prestandan och energieffektiviteten av en kylanläggning eller en enskild maskin kan beräknas.

### 2.1 Termodynamik

Många tekniska system involverar överföring, transport och omvandling av energi och vetenskapen som behandlar dessa ämnen kallas generellt för termofluidvetenskap. Termofluidvetenskap studeras vanligtvis inom underkategorierna termodynamik, värmeöverföring och strömningsmekanik (Cengel, Cimbala, & Turner, 2017).

Termodynamik är ”Läran om värmets natur och dess omvandling till andra energiformer” (Åquist, Tansjö, & Beckman, 2024) och kan sammanfattas med fyra viktiga huvudsatser, varav de två första beskrivs nedan. Det är en grundläggande gren av fysiken som syftar till att förstå hur energi rör sig och överförs i olika system, inklusive kylmaskiner. Första huvudsatsen är ett uttryck för energins bevarande, ”Energi kan inte förintas eller nyskapas; den kan endast omvandlas mellan olika energiformer” (Åquist, Tansjö, & Beckman, 2024). Satsen är ett avgörande medel för att förstå hur energiöverföringar sker mellan olika delar av ett system, i detta fall en kylmaskin (kompressor, kylmedia och köldbärare). Den andra huvudsatsen beskriver riktningen av naturliga processer och lyder så här: ”Det finns ingen process vars enda resultat är att värme överförs från en kallare till en varmare kropp (Clausius)” (Åquist, Tansjö, & Beckman, 2024). Satsen kan med andra ord tolkas som att värme överförs spontant från en varm kropp till en kallare och inte det omvända. För att få den omvända reaktionen måste därmed energi tillföras, vilket är fallet för kylprocessen för en kylmaskin.

Andra huvudsatsen används också för att bestämma de teoretiska gränserna för prestanda hos vanligt förekommande tekniska system, som värmemotorer och kylmaskiner. Satsen är också förknippad med begreppet ”perfektion” och definierar perfektionen av termodynamiska processer. Den kan användas för att kvantifiera nivån av perfektion hos en process och peka ut riktningen för att effektivt eliminera brister (Cengel, Cimbala, & Turner, 2017)

### 2.2 System, systemgräns och cykel

Ett system definieras som *en mängd materia eller en region i rummet för studerandet*. Massan eller regionen utanför systemet kallas för ”omgivning”. Den verkliga eller tänkta ytan som separerar systemet från dess omgivning kallas för ”systemgräns”. Systemgränsen kan vara fast eller rörlig och ur ett matematiskt perspektiv, har den noll tjocklek och den kan varken innehålla en massa eller ockupera någon volym i rummet (Cengel, Cimbala, & Turner, 2017).

Begreppet ”system” används inom termodynamiken för att kunna utföra beräkningar för en viss process. Begreppet refererar till slutna och öppna system. Ett slutet system, även känd som kontroll massa, består av en bestämd mängd massa och ingen annan massa kan passera genom systemets avgränsningar. Dock kan energi i form av värme eller arbete, passera genom systemgränsen. Om, i ett special fall, inte heller energi får passera genom gränsen, kallas systemet för ett ”isolerat system”. Ett öppet system, eller s.k. kontrollvolym, har ett inflöde och utflöde, där både massa och energi kan passera genom systemgränsen. Ett exempel på ett öppet system är en kompressor, där gas strömmar igenom den (Cengel, Cimbala, & Turner, 2017).

Ett system som undergår ändring från ett jämviktstillstånd till ett annat definieras som ”process” inom termodynamiken. Den serien av tillstånd genom vilken systemet passerar under en process, kallas därmed för ”processväg”. För att beskriva processen för ett system, där en särskild egenskap förblir konstant, används prefixet ”iso-”, till exempel isotermisk process, där temperaturen förblir konstant

under processen. Ett system sägs ha undergått en ”cykel” om det återgår till sitt initiala tillstånd i slutet av processen. Initial- och sluttillståndet för en cykel är identiska (Cengel, Cimbala, & Turner, 2017).

Ett stort antal enheter som kylmaskiner fungerar under långa tidsperioder under samma förhållanden, och de klassificeras som stationära enheter inom termodynamiken. Processer som involverar sådana enheter kan rimligtvis representeras av en någon idealiserad process, så kallad stationär process eller konstant i tiden. Den definieras som en process där ett flöde flyter genom en kontrollvolym stadigt. Det vill säga, flödesegenskaperna kan ändras från punkt till punkt inom kontrollvolymen, men vid varje fast punkt förblir de desamma under hela processen. Därför förblir volymen  $v$ , massan  $m$ , och det totala energiinnehållet  $E$  för kontrollvolymen konstant under en stationär process (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

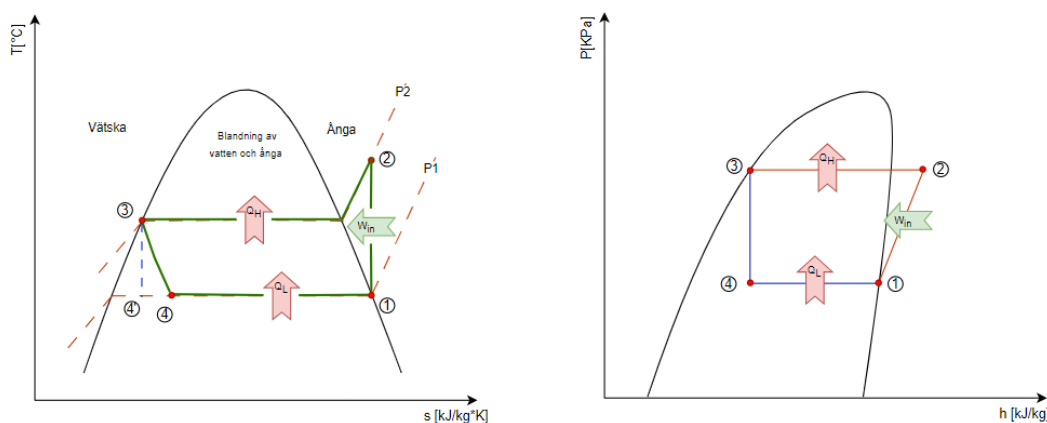
### 2.3 Carnot-cykel – Den ideala processen för ångkomprimering kylcykeln

Ångkomprimering-kylcykel är en viktig termodynamisk cykel som används för kylning och luftkonditionering. I denna cykel cirkulerar ett flyttande köldmedium som vanligtvis är R134a. Detta medium absorberar och tar emot värme från utrymmet som ska kylas och därefter avvisar den värme någon annanstans. Det typiska ångkompressionssystemet består av fyra komponenter enligt följande (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023): 1- Kompressor 2- Kondensor 3- Expansionsventil 4- Förångare

Den ideala processen för denna cykel sker i fyra steg (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023) och nedan beskrivs dessa steg:

- **Kompression (1–2):** Det gasformiga mediet komprimeras i kompressor utan värmeutbyte (dvs. adiabatisk). Det resulterar att både temperatur och trycket höjs.
- **Kondensation (2–3):** Den komprimerade gasen kyls ner i kondensorn vid konstant tryck (dvs. isobar) och avger sin värme till kalla källan. Gasen övergår till vätska i detta steg.
- **Expansion (3–4):** Vätskan flödar genom en expansionsanordning och trycket minskas. Detta sker utan värmeutbyte.
- **Förångning (4–1):** Den lågtrycksvätskan absorberar värme från en värmekälla i förångaren och förångas till gas.

I följande figur visas T-S och P-h diagrammet för cykeln med en principiell mätnadslinje (se Figur 3). Där framgår det hur arbetsmediet i cykeln ändrar temperatur och entropi i T-S diagrammet. Det visas även variationen av tryck och entalpi för arbetsmediet mellan olika tillstånd i P-h diagrammet.



Figur 3: T-s och P-h diagram för den ideala ångkomprimering- kylcykel.

## 2.4 Köldmedier

Det flödande materia inne i kylkretsen i en kylmaskin kallas för köldmedium. Enligt ett internationellt avtal inom den kyltekniska industrin skall köldmedier betecknas med R, som är första bokstaven i den engelska motsvarigheten för köldmedium, *Refrigerant*. Den kemiska sammansättningen av ämnet och antalet fluor-, kol-, väte-, klor-, eller bromatomer som ingår, bestämmer köldmediets nummer. Fluorkarbonköldmedierna R12 och R22 (CFC) användes flitigt i Sverige förut men sedan 2015 är de totalförbjudna. Anledningen var att dessa medier visade sig vara ozonnedbrytande ämnen och förvärrade växthuseffekten. Fortsatt användning av dessa ämnen skulle innebära uttunning av ozonlagret som är ett skydd mot solens ultraviolettera strålning (Svenska kyl&värmepump föreningen, 2014). Det finns ett antal olika köldmedier som numera används i kylanläggningar. Det är bland annat R134a (HFC, Tetrafluoretan), R717(ammoniak), R744 (koldioxid) och R400 (blandning) (Nydal & Hiorth, 2016). Det använda köldmediet inom detta projekt är R134a.

Köldmediet R134a, även känt som tetrafluoretan ( $C_2H_2F_4$ ), är en färglös gas som används som ett kylmedel i många kyl- och luftkonditioneringssystem. Dess kemiska formel är  $CF_3CH_2F$ . R134a är en fluoralka, vilket innebär att den består av kol-, fluor- och väteatomer. Den är en icke-brännbar och icke-toxisk gas som används som en ersättning för klorfluorkolväten (CFC) och halon som är kända för att vara skadliga för ozonlagret. R134a är populär inom kylindustrin på grund av dess låga ozonpåverkan och dess förmåga att upprätthålla hög effektivitet vid ett brett spektrum av temperatur (Chemours, 2016).

## 2.5 Kompressor

Kompressor är en ingående komponent i en kylmaskin och den kan beskrivas som ett öppet system. Huvudsakliga funktionen är att komprimera och höja köldmediegasen som bildas i förångaren till hög mätningstemperatur att den kan avge värmeenergi och kondensera. Det innebär att trycket och temperaturen hos det flödande materia ökar (Nydal & Hiorth, 2016). Inom detta projekt avser köldmediet (KM) det flödande materia som cirkulerar runt i kylmaskinen. Det finns ett antal olika typer av kompressorer, men inom detta projekt används endast turbin- och skruvkompressor.

## 2.6 Kondensor

En annan ingående komponent i en kylmaskin som också är ett öppet system, är kondensorn. Den har uppgiften att överföra värmeenergi, upptagen i förångaren och den tillförda energin vid kompressionen, till ett medium som kan föra bort värmen (Nydal & Hiorth, 2016). I detta projekt avser kylmedia (KYM) just detta medium som cirkulerar mellan kyltornen och kondensorn.

## 2.7 Expansionsventil

En liten viktig del i en kylanläggning är expansionsventil. Den har en dubbelfunktion. Första funktionen är att upprätthålla tryckskillnad mellan anläggningens låg- och högtryckssida. Andra funktionen är att anpassa köldmedieflödet genom förångaren så att det blir rätt i förhållande till förångarens yta och kyleffekten. Trycket i kondensorn måste upprätthållas för att kondensera köldmediet till vätska samtidigt som trycket i förångaren måste vara tillräckligt lågt för att få önskad temperatur. När vätskan passerar strypventilen, sjunker trycket. Köldmediet börjar förångas och kyls ned till förångningstemperaturen. Vätskeflödet till förångaren kan regleras på åtta olika vis bestående av: 1- Handstrypventil 2-Elektronisk strypventil 3-automatisk strypventil 4-Lågtrycksflottör 5-Kapillärrör 6-Högtrycksflottör 7-Termisk strypventil 8-Nivågivare (Nydal & Hiorth, 2016).

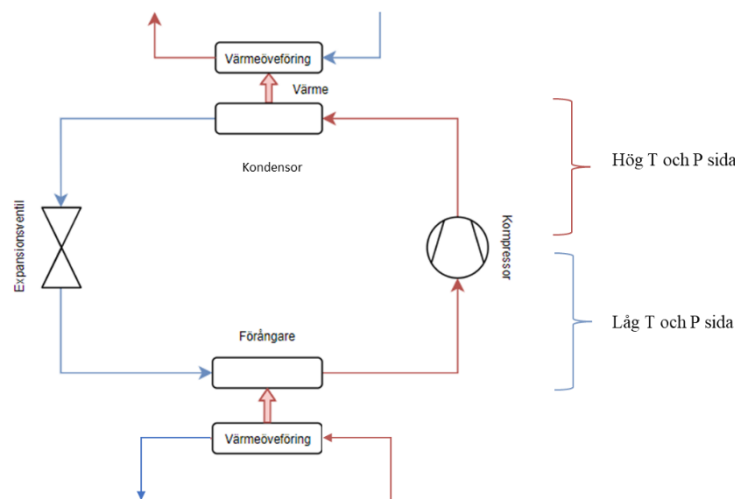
## 2.8 Förångare

Förångaren, ett öppet system, är den del i en kylanläggning som tar upp värmeenergi och är placerad på den lågtempererade sidan. När köldmediet i vätskeform passerar strypventilen och strömmar in i förångaren, måste trycket vara tillräckligt stort att vätskan börjar koka. Köldmediet måste förångas vid en temperatur som är lägre än köldbäraren som ska kylas ner, för att värmetransporten in mot köldmediet ska kunna komma i gång. Förångarkapaciteten anger värmeflödet som tas upp av det

förångade köldmediet vid en given temperaturskillnad mellan kylt medium (KB) och förångare (Nydal & Hiorth, 2016).

## 2.9 Kompressorkylmaskin

Kompressorkylmaskin bygger på den andra termodynamiska huvudsatsen och nyttjar temperaturdifferensen mellan en varm källa och en kall källa. Den transporterar värme från en kallare plats till en varmare plats. Arbetssättet för kompressorkylmaskinen fungerar på det sättet att i första fasen komprimeras gasen i kompressorn. I vissa maskiner används en turbin- eller skruvkompressor för att komprimera gasen, beroende på maskinens modell. Kompressionen ökar gasen tryck och temperatur och därefter passerar den högtempererade och högtrycksgasen genom en kondensor. I kondensorn sker en värmeöverföring, där gasen överför sin värme till kylmediet som kommer från kyltornen, vilket resulterar i att gasens temperatur och tryck minskar och den övergår till vätskefas. För att ytterligare minska trycket passerar vätskan genom en expansionsventil där en del av köldmediet förångas. Blandningen av vätska och gas fortsätter sedan in i förångaren, där värme tas upp från köldbäraren, vilket leder till att köldmediet förångas och återgår till gasform. Denna cykel fortsätter sedan på samma sätt och visas schematiskt i figuren nedan.



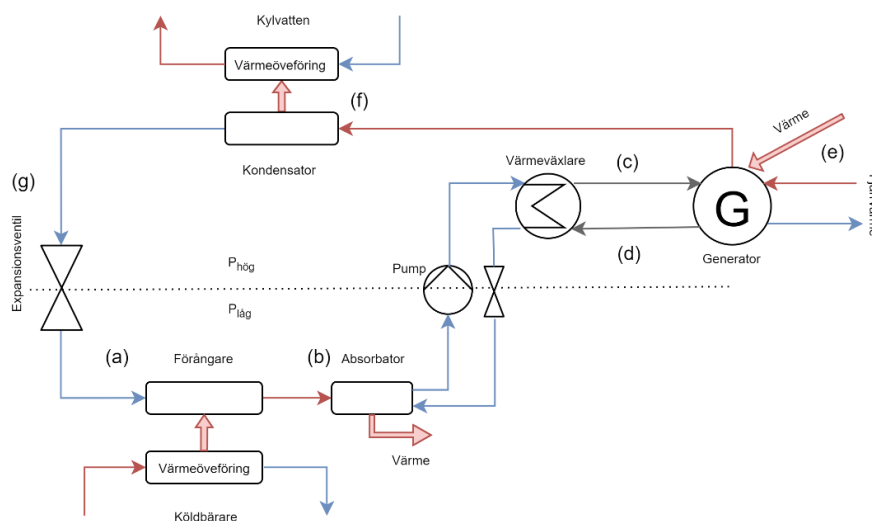
Figur 4: Cykel för en kompressorkylmaskin.

## 2.10 Absorptionskylmaskin

Till skillnad från kompressionsmaskiner behövs det väldigt liten elektrisk energi för att driva abs-maskiner i stället drivs de främst med värmeenergi. Vanligtvis erhåller de värmeenergin från fjärrvärme eller spillvärme från raffinaderier. Som namnet tyder, involverar ett absorptionskylsystem absorption av ett kylmedel med ett transportmedium. Det mest använda absorptionskylsystem är ammoniak-vattensystem, där ammoniak fungerar som kylmedel och vatten som transportmedium. Andra absorptionskylsystem inkluderar vatten-litiumbromid och vatten-litiumkloridsystem, där vatten fungerar som kylmedel (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023). Inom detta projekt, är absorptionskylmaskinen ett vatten-litiumbromid system. Absorptionsmediet representerar vatten och absorptionsvätska representerar litiumbromid.

Absorptionskylsystemet är nästan likadant som ett kompressionskylsystem, förutom att kompressorn ersätts med en komplex absorptionsmekanism bestående av en absorbator, en pump, en generator och en värmeväxlare. En stor fördel som gör absorptionsmaskiner mer effektiva jämfört med andra kylmaskiner är att de kan utnyttja överskottsvärme i stället för elektricitet. Nedan i Figur 5 visas cykeln för en abs-maskin.

Enligt Figur 5 påbörjas processen med att absorptionsmediet, som har ett lågt tryck nära vakuomet, avdunstar till ånga i en förångare (a). Det låga trycket gör att det behövs bara cirka 4 grader för att vattnet ska avdunsta. Vid avdunstningen absorberas värme från omgivningen, i detta fall från KB, och som följd kyls KB:n ner. Det avdunstade mediet (vattenånga) går sedan in i en absorbator (b), där litiumbromid sprayas över vattenångan och absorberas till en lösning. Denna absorption genererar värme. Därefter pumpas lösningen till en värmeväxlare (c), där värme överförs från litiumbromid. Sedan går lösningen till en generator (e) och värms upp till ånga. Värmen tas ofta upp från fjärrvärmenätet eller spillvärme. I detta steg separeras vattnet från litiumbromidlösningen och avdunstar till ånga igen. Litiumbromid sjunker till botten av generatoren och pumpas sedan tillbaka till absorbatoren (d). Vattenångan går sedan vidare till en kondensator (f), där den avger värme till omgivningen (KYM) och kondenseras tillbaka till flytande tillstånd. Innan den återförs som flytande kylmedel till förångaren för att börja cykeln på nytt, går den genom en expansionsventil (g). Detta gör att det flytande vattnet får ett lågt tryck nästan vid vakuum för att underlätta avdunstningen senare. Cykeln för processen visas schematiskt i figuren nedan.



Figur 5: Cykeln för en absorptionskylmaskin.

## 2.11 Coefficient of performance, COP

Effektiviteten av en komponent, exempelvis en kylmaskin uttrycks i formen av coefficient of performance ( $COP_R$ ). COP är förhållandet som anger kvaliteten för kylmaskiner och anger hur mycket värmeenergi som kan föras bort ( $Q_L$ ) i förhållande till det arbete som tillförs ( $W_{net,in}$ ). Definitionen ger ett teoretiskt värde som gäller för en ideal process (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023). Ekvationen för COP är enligt följande:

Ekvation 1: COP för en kylmaskin (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{net,in}} = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}}$$

Energikonsveringsprincipen för en cyklisk enhet med ideala förhållanden kräver att totala tillfört arbete ska vara lika med differensen mellan överförd värme till varma omgivningen vid  $T_H$  och bortförd värme från den kalla omgivningen vid  $T_L$  enligt Ekvation 2 (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

Ekvation 2: Energikonsveringsprincip (Cengel, Cimbala, & Turner, 2017).

$$W_{net,in} = Q_H - Q_L$$

Inom detta projekt representerar  $Q_H$  tillförda värmen från kondensorn till kylmediet och  $Q_L$  står för den absorberade värmen från köldbäraren. Då kan COP-relationen omskrivas till följande:

Ekvation 3: COP för en kylmaskin (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

COP:et av alla reversibla kylmaskiner (se Figur 6) kan då beräknas genom att ersätta värmetransportförhållandet med absoluttemperaturer-förhållandet mellan den högtempererad- respektive lågtempererad reservoar enligt Ekvation 4 (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023):

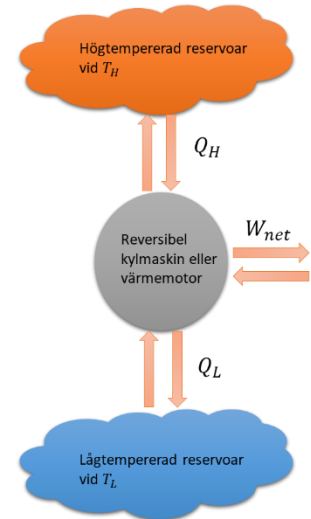
Ekvation 4: (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{rev} = \frac{T_H}{T_L}$$

COP-relationen för reversibla kylmaskiner kan då skrivas enligt följande:

Ekvation 5: COP-Carnot för en ideal kylmaskin (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

$$COP_{carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$



Figur 6: Reversibla cykler (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023)

$T_L$  står för den genomsnittliga temperaturen på den kalla sidan och på motsvarande sätt står  $T_H$  för den genomsnittliga temperaturen på varma sidan. Denna definition ger ett teoretiskt värde som gäller under ideala förhållanden (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

Göteborg Energi använder liknande ekvation som Ekvation 1 för beräkning av COP:et för sina kylmaskiner.  $Q_L$  refererar till levererad kyleffekt och  $W_{in}$  refererar till eleffekten av kompressorn. Energieffektivitetsförhållandet (SEER) är förhållandet mellan den totala mängden kyla som levereras av en kylmaskin under driftsäsong (i wattimmar Wh) till den totala mängden elektricitet som förbrukas (i wattimmar, Wh), och det är ett mått på säsongsbetingad prestanda för kylutrustning. EER ( $COP_R$ ), å andra sidan, är ett mått på den ögonblickliga energieffektiviteten och definieras som förhållandet mellan den hastighet med vilken värme absorberas från det kalla utrymmet av kylutrustningen (förångare) till den hastighet med vilken elektricitet förbrukas i stadig drift (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

Ekvation 6: Används av GE för beräkning av COP.

$$COP_R = \frac{\text{Levererad kyleffekt}}{\text{Eleffekt}} = EER$$

Begreppet COSP (Coefficient of system performance) används inom GE för att visa hela systemets prestanda och inkluderar energiförbrukning av andra komponenter som pumpar och fläktar för en heltäckande bedömning av systemet.

Specifikt för absorptionskylmaskiner där värme är drivkraften definieras COP som följande:

$$COP_{absorption} = \frac{\text{Desired output}}{\text{Required input}} = \frac{Q_L}{Q_{Gen} + W_{pump}} \approx \frac{Q_L}{Q_{Gen}}$$

$Q_L$  refererar till den borttagna värmen från det kylda utrymmet (kyleffekt) och  $Q_{Gen}$  refererar till den värmeenergin som tillförs systemet genom generator, från till exempel fjärrvärmeverket.  $W_{pump}$  är mängden arbete som pumpen utövar och den är väldigt liten och oftast försummas i cykelanalyser (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

Göteborg Energi har dock ett värmeöverskott under sommaren för att driva absorptionsmaskinen och därmed innebär det här nästan ingen kostnad för företaget. Värmetillförseln ( $Q_{Gen}$ ) är därmed inte av intresse i beräkningen av abs-maskinens prestanda för GE och COSP:et beräknas därför endast med avseende på elförbrukningen av de ingående pumparna och fläktarna enligt följande:

$$COSP_{absorption} = \frac{\text{Kyleffekt}}{\text{Eleffekt}_{pump+fläkt}} = \frac{Q_L}{W_{pump+fläkt}}$$

### 2.11.1 Parametrar som påverkar COP

Det är flera faktorer i en kylprocess som kan påverka COP:et av en kylmaskin. Ekvation 4 visar däremot att COP:et påverkas främst av de ingående variablerna i ekvationerna, det vill säga genom att variera värdena för  $T_H$  och  $T_L$  i Ekvation 4 kan ett högre COP-värde eftersträvas.

Inom kylkretsen utbyter kondensorn värme med det kylmedia som är anslutet till kyltornen. Värmeutbytet gör att inkommande kylmediet från kyltornen tar upp värmen från kondensorn och därmed har en högre temperatur vid returvägen till kyltornen.  $T_H$  representerar då medelvärdet av temperaturerna mellan det inkommande och utgående kylmediet.

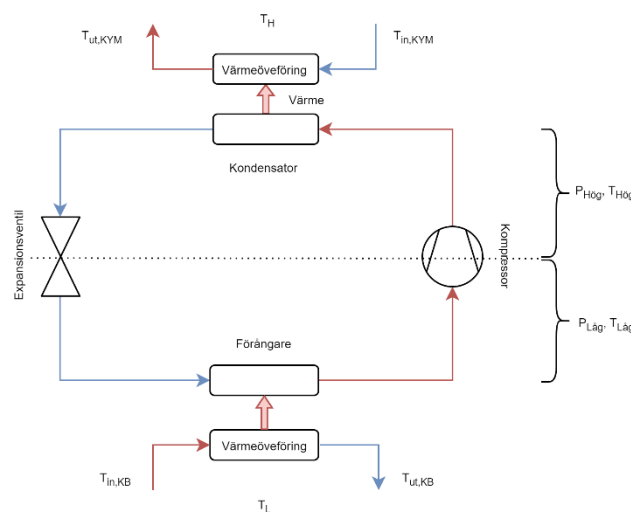
Ekvation 7: Temperaturmedelvärdet på varma sidan ( $T_H$ ).

$$T_H = \frac{T_{ut,KYM} + T_{in,KYM}}{2}$$

Det sker även ett värmeutbyte mellan förångaren och köldbäraren (fjärrkylavattnet) som går till nätet. På samma sätt motsvarar därför  $T_L$  medelvärdet av temperaturerna mellan den inkommande köldbäraren respektive utgående köldbäraren (se Figur 7).

Ekvation 8: Temperaturmedelvärdet på kalla sidan ( $T_L$ ).

$$T_L = \frac{T_{ut,KB} + T_{in,KB}}{2}$$



Figur 7: Flödesschemat över inkommande- respektive utgående KB och KYM i en kylmaskin.



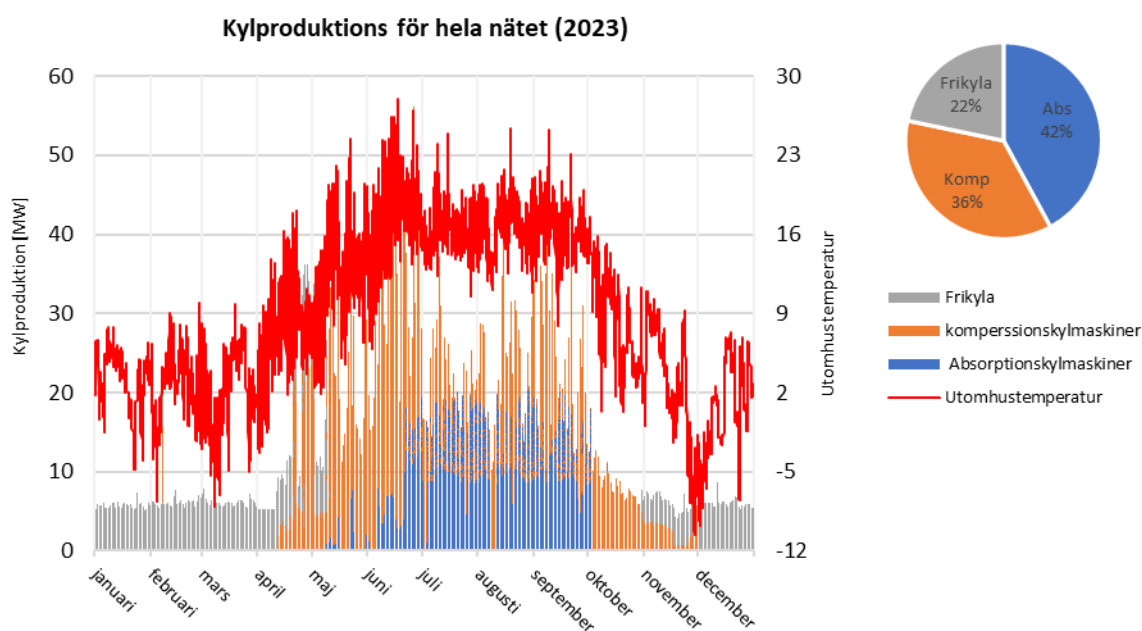
### 3 GE och Lindholmens kylanläggning

Göteborg Energi, före detta The Gothenburg Gas Company, startade sin verksamhet år 1846 i Rosenlund där de konstruerade Skandinavien's första stadsgasverk, som drevs med kol. Verket hade ansvar över försörjningen av stadens gaslyktor. Flera år senare när verket har hunnit etablera sig i hjärtat på staden Göteborg, blir energiverken till Göteborg Energi AB, helägt av kommunen. År 2010 fördjupar Göteborg Energi och Chalmers sitt samarbete med forskning för ett hållbart energisystem med fokus på bland annat energieffektivisering i byggnader. Till en början fanns ett flertal "öar" med mindre fjärrkylanät som var separerade, men dessa öar har med tiden sammankopplats och idag finns det i stället ett centralt fjärrkylanät. Några små öar finns fortfarande kvar (*färdig kyla*) (Göteborg Energi, 2024).

Företaget har totalt åtta kylanläggningar belägna i Göteborgs område, med Rosenlund som sin huvudanläggning. Den totala installerade effekten av deras fjärrkylasystem ligger på 78,5 [MW] och fördelningen av kylproduktionen under år 2023 är enligt Figur 8. Installerad effekt representerar den effekten av en maskin vid total last, det vill säga vid 100% drift.

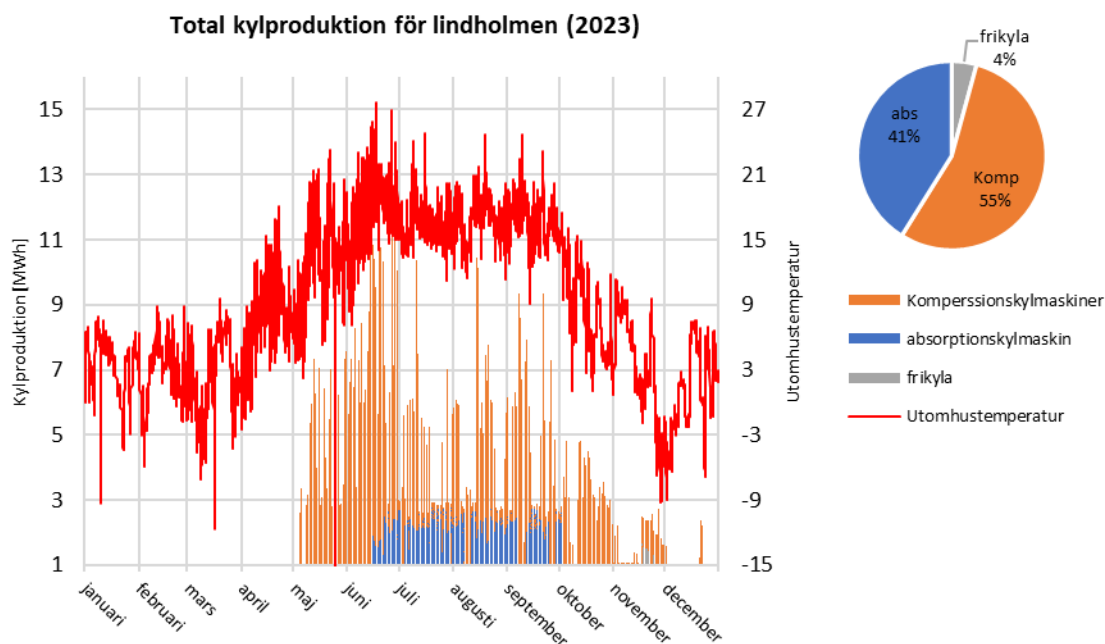
Fjärrkyla är en teknik som Göteborg Energi använder för att kyla byggnader och industrier genom att leverera kylan från en central källa, via rörledningar, till olika kundanläggningar. Detta kan effektivisera kylprocessen och minska behovet av lokala kylsystem i varje byggnad. Under årets lopp använder de sig av frikyla från älven och luften mellan januari och maj (den kalla tiden på året), och en kombination av absorptions- och kompressormaskiner för resterande tiden.

Figur 8 visar en graf över totala kylproduktionen för nätet under år 2023. Absorptionsmaskiner producerar 42%, kompressorer 36% och frikyla 22 % av kylan under året enligt figuren.



Figur 8: Grafen visar kylproduktionen för hela nätet under år 2023.

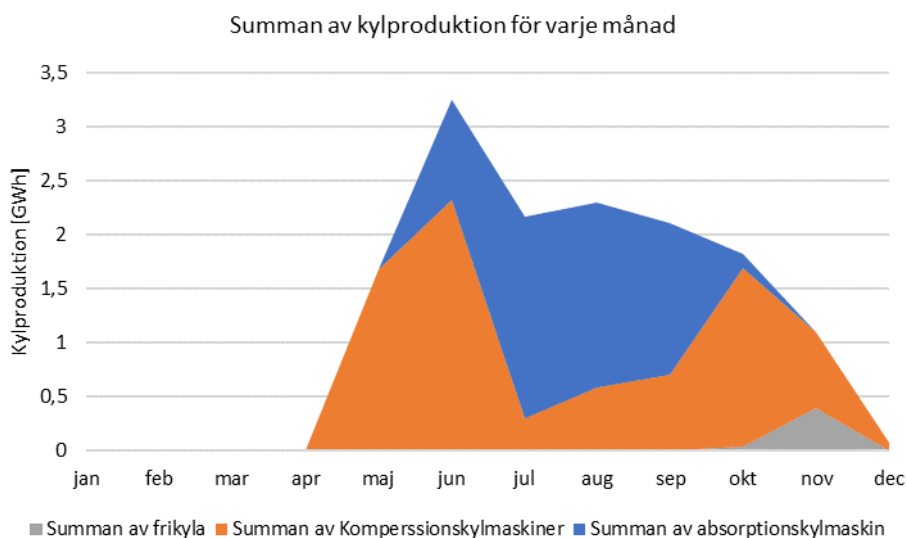
En av Göteborg Energis kylanläggningar är belägen vid Lindholmen. På anläggningen Lindholmen finns det totalt 5 kylmaskiner, varav 4 är komp-maskiner och 1 är en abs-maskin. Den installerade effekten för anläggningen ligger på 15,65 [MW]. Figuren nedan visar vilka maskiner som var i drift under åretslopp samt fördelningen av levererad energi under år 2023.



Figur 9: Lindholmens kylproduktion under år 2023.

Enligt grafen ovan sattes anläggningen i drift när ute temperaturen nådde cirka 14 grader. I princip ska abs-maskinen köras som baslast, men den får endast användas när GE inte har någon egenproducerad fjärrvärme. Fjärrvärmen får alltså endast bestå av överskottsvärme från raffinaderi eller avfallsförbränning i Göteborg. Detta syns även i grafen ovan, där kan det konstateras att abs-maskinen inte kördes förrän i mitten av juni när utomhustemperaturen hade ökat. Det är också noterbart att maskin är nyinstallerad och den var inte färdiginstallerad förrän i mitten av juni 2023. Under månaderna juli till oktober kördes abs-maskinen med en genomsnittlig effekt på cirka 3 MW medan komp-maskinerna fick ta resterande kylbehov. Installerade effekten för abs-maskinen är 3,1 MW, vilket innebär att den kördes med full last under nämnda perioden. Efter september kördes inte maskinen längre, eftersom det fanns inte tillräckligt med överskottsvärme i fjärrvärmenätet. Kylproduktions fördelningen för anläggningen enligt grafen är 55% kompressor-, 41% absorptions-, och 4% frikyla.

Nedan presenteras en graf över den totala kylproduktionen för respektive månad.



Figur 10: Summan av kylproduktionen för Lindholmen per månad under 2023.

### 3.1 Lindholmens kylmaskiner

Anläggningen är utrustad med 5 kylmaskiner som tidigare nämnt. Dessa maskiner är benämnda på följande sätt: VKA1 till VKA5. Nedan i tabell 1 visas installerade effekten och arbetsmediet för dessa maskiner. Som tidigare nämnt, representerar installerad effekt den totala lasten av maskinen vid 100% drift.

Tabell 1: Installerade kylmaskiner vid anläggningen Lindholmen.

KYLMASKIN	TYP	INSTALLERAD EFFEKT [MW]	KÖLDMEDIUM
VKA1	Kompressor (turbin)	4	R134A
VKA2	Kompressor (skruv)	1,25	R134A
VKA3	Absorption	3,1	LiBr-lösning
VKA4	Kompressor (turbin)	2,3	R134A
VKA5	Kompressor (turbin)	5	R134A

I följande avsnitt presenteras installerade effekten, märket och typen av dessa kylmaskiner.

#### 3.1.1 VKA1 kompressorkylmaskin

VKA1, anläggningen näst största turbinkompressormaskin, är från märket Carrier, med modellbeteckningen 19XR7070. Den har en installerad effekt på 4 [MW].



Figur 11: VKA1 komp-kylmaskin installerad vid Lindholmen.

#### 3.1.2 VKA2 kompressorkylmaskin

VKA2 är den enda skruvkompressormaskinen i anläggningen. Maskinen är från märket Carrier med en modellbeteckning på 30HXC310. Den har en installerad effekt på 1,25 MW.



Figur 12: VKA2 komp-kylmaskin installerad vid Lindholmen.

### 3.1.3 VKA4 kompressionskylmaskin

VKA4 är en turbinkompressormaskin från märket Carrier. Den har modellbeteckningen 19XR5050 med en installerad effekt på 2,3 MW.



Figur 13: VKA4 komp-kylmaskin installerad vid Lindholmen.

### 3.1.4 VKA5 kompressorkylmaskin

VKA5 som är både anläggningens största och nyaste kompressormaskin, är från märket Carrier. Maskinen är en turbinkompressor och har modellbeteckningen 19XR8786 med en installerade effekt på 5 MW.



Figur 14:VKA4 komp-kylmaskin installerad vid Lindholmen.

### 3.1.5 VKA3 Absorptionskylmaskin

Anläggningens enda abs-maskin är från märket YORK. År 2023 installerades maskinen vid Lindholmen och den är den nyaste modellen bland alla verksamma maskiner hos hela Göteborg Energi. Modellbeteckningen för denna maskin är YHAU-CH1400EXW4S. Kylmaskinen har en installerad effekt på 3,1 MW. Det huvudsakliga målet med maskinen är att leverera så stor mängd kyla som möjligt i och med maskinens låga elförbrukning.



Figur 15:VKA3 Abs-maskin installerad vid Lindholmen.

## 3.2 REGLERING AV KYLMASKINER OCH PROCESS

I detta avsnitt förklaras hur alla maskiner i anläggningen styrs och regleras. Maskinernas reglering styrs nästan på samma sätt, därför väljs endast en maskin för detaljerad beskrivning, i detta fall VKA5. Enligt Figur 16 konstrueras VKA5 som ett huvudsystem, som i sin tur delas in i 3 delsystem, vilka beskrivs detaljerat här nedan.

### 3.2.1 Delsystem 1

Denna del kallas för kylmedelssidan och där finns det oftast ett eller flera kyltorn beroende på kylmaskinens storlek. VKA5 har endast ett kyltorn i sitt kylsystem. I denna sida cirkulerar kylmediet (KYM) mellan kyltornet och kondensorn (se Figur 16). Kyltornet tar emot returkylmediet från kondensorn, vilket kan ha en temperatur runt 30 [°C]. Kyltornets uppgift är att sänka temperaturen till



cirka 24 [°C]. Kylningsprocessen av returvattnet från kondensorn börjar med att returkylmediet först pumpas till kyltornets topp. Därifrån sprutas mediet ner över ett paket med mycket hög ytarea i kanaler och kyls ned med hjälp av inkommande luft från inbyggda fläktar. Ett kyltorn brukar ha en eller flera fläktar, och i detta fall är VKA5:s kyltorn utrustat med 4 fläktar. När KYM har kylts ned till cirka 24 [°C], pumpas det sedan vidare in till kondensorn för värmeupptagning och processen upprepas igen på samma sätt. En faktor som påverkar kyltornets effektivitet är utetemperaturen och luftfuktigheten, där högre utetemperatur och luftfuktighet innebär att fläktarna behöver jobba hårdare minskar.

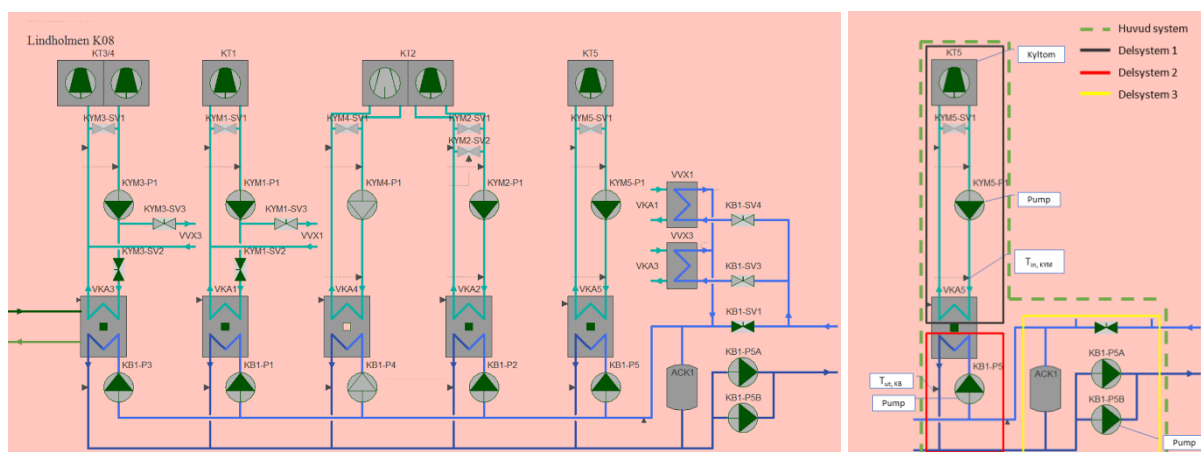
### 3.2.2 Delsystem 2

Den röda rutan i figuren (Se Figur 16) representerar köldbärarsidan, där samarbetar kylmaskinen med cirkulationspumpen för att leverera ut 6 [°C] till nätet och maskinerna styrs därför utefter detta. Det innebär att maskinerna har 6 [°C] som börvärde efter att köldbäraren (fjärrkylavattnet) har passerat förångaren. Om aktuellt värde är högre än börvärdet, ökar maskinens driftlast, och om aktuellt värde är lägre än börvärdet, bromsas därmed maskinens driftlast. Detta gäller samtliga maskiner, oavsett om det är komp-maskin eller abs-maskin.

### 3.2.3 Delsystem 3

I tredje delsystemet pumpas köldbäraren ut till kundanläggningar via de två nätpumparna (KB1.P5A och KB1.P5B) enligt Figur 16. Dessa pumpar jobbar för att hålla ett jämnt volymflöde, som sätts av operatörer. Det finns dessutom en koppling mellan inloppet och returen från nätet som kallas för lyran. Lyran har uppgiften att blanda kall köldbärare med returvatten från nätet vid överflödigt flöde från cirkulationspumparna. Eftersom nätpumparnas flöde i regel är mindre än cirkulationspumparnas, blir det ett överskott av kall köldbärare. Returvatten från nätet kan ha en varierande temperatur och när det sedan blandas med kall köldbärare från lyran sjunker dess temperatur med några grader. Exempelvis under en sommardag under år 2023 var temperaturen på returvattnet cirka 15 [°C] och efter blandning med kall köldbärare från lyran, sjönk det till cirka 12 [°C].

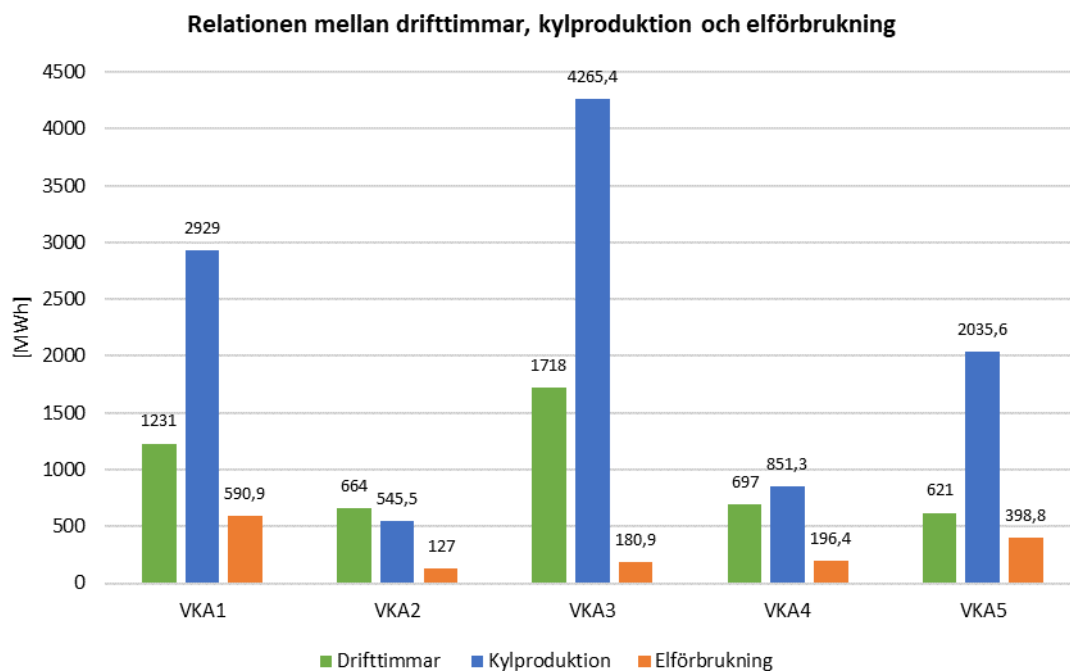
I Figur 16 presenteras en bild över processen för Lindholmen anläggning en sommardag år 2023. Alla maskiner (förutom VKA4) är i drift med olika driftlaster. Värdet på lasten representerar andelen av den installerade effekten för respektive maskin och är i procentform. Det finns ett antal temperaturgivare som registrerar temperaturen för in- och utloppet på båda sidorna. Dessutom finns det två installerade värmeväxlare, VVX1 och VVX3 (se Figur 16), som är kopplade till KYM-kretsen, VKA1 och VKA3. Dessa värmeväxlare används under kalla månader för att utnyttja frikyllan.



Figur 16: Processbild över alla kylmaskiner och VKA5 till höger.

### 3.3 Drifftider

I detta avsnitt presenteras drifftiden, elförbrukningen och kyleffekten för samtliga maskiner för år 2023 (se Figur 17). Detta hjälper att tydligare förstå vilka maskiner som har bäst kylproduktion i relation till sin elförbrukning och drifftid. Enligt figuren nedan, har VKA3 den största drifftiden på 1718 timmar motsvarande en kylproduktion på 4265,4 [MWh]. VKA1 hade näst största drifftiden på 1231 timmar och det motsvarade en kylproduktion på cirka 2929 [MWh]. Den lägsta kylproduktionen hade VKA2 och VKA4 med ett värde på 545,5 respektive 851,3 [MWh]. Däremot hade VKA5 mycket högre kylproduktion jämfört med VKA2 och VKA4 med avseende på deras drifftider.



Figur 17: Drifttimmar, kylproduktion och elförbrukning för Lindholmens samtliga kylmaskiner.

## 4 Metod

Detta examensarbete avser att identifiera faktorer som påverkar kylmaskinernas effektivitet och hur deras samspelsstrategi kan påverka effektiviteten hos dem. För att identifiera de faktorer som påverkar kylmaskinernas effektivitet och utforska strategier för deras samspel, kommer studien att genomföra en omfattande undersökning av kylmaskinerna och deras driftdata. I detta avsnitt beskrivs projektets arbetssätt och avgränsningar i detaljerad form.

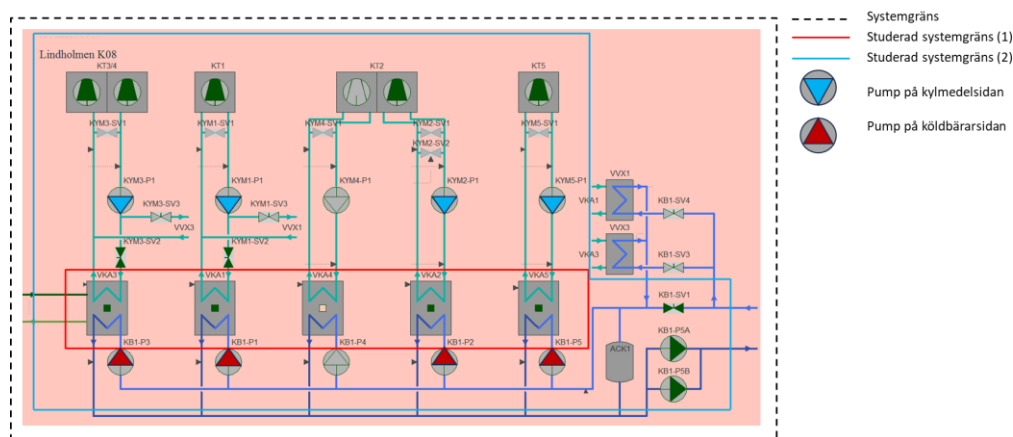
Genom att analysera driftdata och hitta trender ska optimeringsmöjligheter utforskas. En jämförelse mellan kylmaskinernas faktiska prestanda och ideala cykler görs för att få en uppfattning om hur effektiva maskinerna är. Även externa faktorer, som till exempel returtemperaturer i nätet, analyseras för att se dess inverkan på COP-värdet.

### 4.1 Avgränsningar

Under detta avsnitt presenteras tillsatta avgränsningar kring arbetets omfattning och analys.

#### 4.1.1 Avgränsningar för rapportens omfattning

I syfte att kunna åstadkomma en godtycklig och sammanfattande slutsats i slutet av det här projektet, väljs i detta arbete att enbart fokusera på en av Göteorg Energi:s kylanläggningar, Lindholmens kylanläggning. För att säkerställa metodens verifikation och slutsatsens rimlighet görs ytterligare en initial begränsning, där analysen först riktar sig mot en kylmaskin, i detta fall VKA5. När metodiken anses vara användbar, ska därefter arbetet fortsätta med att analysera resterande maskinerna och sammanfattningsvis hela anläggningen. Nedan i Figur 18 visas en systemgräns för anläggningen och även den systemgräns som kommer att studeras i denna rapport i första hand.



Figur 18: Systemgräns och den studerade systemgränsen.

#### 4.1.2 Avgränsningar för analysen

- Analysen av kylmaskinerna utgår i första hand från den första studerade systemgränsen (se Figur 18). Detta innebär att analysen omfattar endast systemet innanför gränsen, där undersöks effektiviteten av kylmaskinerna i jämförelse med den ideala cykeln. Alla beräkningarna och analyser kommer därmed endast baseras på den termodynamiska teorin bakom arbetet, som beskrivits under avsnitt 2. Med stöd av teorin och de parametrarna som kan påverka maskinernas COP (se avsnitt 2.11.1) kommer analysen att fortsätta med att inkludera inkommande temperatur för KB och utgående temperatur för KYM.
- En del av analysen kommer bygga på driftdata för respektive maskin, som kommer erhållas från GE. Driftdata består av processschemat för anläggningen, flödesschemat, driftimmar, driftlast, kyleffekt, totala eleffekt, ingående- och utgående temperatur över kondensorn respektive förångaren och pumparnas volymflöde på båda kylmedel- och köldbärarsidan. I



driftdata ingår även fjärrvärmestemperatur för tillopp och retur för absorptionsmaskinen. Med stöd av teorin bakom arbetet, ska analysen i andra hand fokusera på de parametrarna som har ett tydligt inflytande över maskinernas COP och därför utgår analysen från den andra systemgränsen.

- Vid analysen av abs-maskinen beräknas maskinens COSP med avseende på pumparnas och fläktarnas elförbrukning. Detta innebär att värmeförlusterna försummas i beräkningen på grund av dess låga kostnad för företaget. Maskinen är även nyinstallerad och den nyaste modellen bland alla Göteborg Energi:s kylmaskiner, därför genomförs ingen omfattande analys kring optimeringsmöjligheterna. Analysen fokuserar därför mer på att identifiera ett optimalt samspel mellan abs-maskinen och de andra kylmaskinerna.
- Vid analysen av VKA5, VKA4 och VKA1:s prestation under den studerade perioden, jämförs kylmaskinernas resultat mot en referensdata, i detta fall designdata för respektive maskin. Designdata inkluderar information om maskinernas prestation och det förväntade COP: et under olika driftförhållanden utifrån specifika kapaciteten för respektive kylmaskin. Designdata antas i detta fall som en utgångspunkt för att enklare kunna identifiera faktorer som leder till maskinernas avvikelse från sin referensdata. För de resterande kylmaskinerna VKA3 och VKA2 finns det ingen referensdata tillgänglig.
- Analysen utgår från driftdata från år 2023, där energiförbrukningen studeras under det året. Detta görs eftersom kylbehovet och elförbrukningen kan variera med utomhustemperaturen.
- Vid analysen av kompressorkylmaskinerna inom studerad systemgräns (1) avser eleffekten endast elförbrukningen av kompressorerna. I studerad systemgräns (2) tillkommer då även samtliga pumpars och fläktars elförbrukning. Det innebär alltså att totala elförbrukningen avser endast de nämnda komponenterna och det tas nämligen ingen hänsyn till exempelvis belysningen av anläggningen, eftersom detta anses inte ha någon betydelse för analysen av maskinernas COP.

## 4.2 Dataanalys av driftperioden

Den huvudsakliga metodiken i projektet är dataanalys. Existerande driftdata som samlats in av företaget under kylmaskinernas användning under år 2023 kommer att analyseras. Dessa data registreras timvis och omfattar temperaturmätningar, flöden och andra relevanta parametrar för att kvantifiera och utvärdera effektiviteten under olika driftförhållanden. Driftdata omvandlas i vissa fall till ett medelvärde för respektive dag och i vissa fall beräknas ett medelvärde på driftdata under en månad för att göra analysen lättare. Detta görs för att ta fram relevant data och kunna dra slutsatser kring relationen mellan de inverkande faktorerna.

För sammanställning av driftdata kommer mjukvaruprogrammet Excel att användas. Programmet kommer att användas för eventuella beräkningar vid analysen av maskinerna för att undvika felkällor. Dessutom hanteras driftdata i Excel-format av GE. och därför ska det här projektet också hantera den informationen i samma format. Mjukvaruprogrammet Matlab kommer också användas för att sammanställa data i form av tabeller och diagram.

## 4.3 Fältstudie och intervjuer med driftspersonal

Ett studiebesök på anläggningen för att observera kylmaskinerna och deras komponenter kommer att utföras. Syftet med detta är att studera maskinerna och deras konstruktion vid anläggningen i den verkliga driftsmiljön. Detta skulle även bidra med att utforska möjligheten att kunna reglera kylmaskinerna vid eventuella optimeringsåtgärder. För att få insikter från operativ nivå kommer även intervjuer med driftspersonal att genomföras. Intervjuerna sker fysiskt och kommer innehålla ett par frågor som berör projektets ämne. Dessa samtal kommer att bidra till att förstå praktiska erfarenheter och insikter om kylmaskinernas prestanda och samspel i praktiken. Detta kommer även hjälpa att förstå vikten av underhållsarbete för att bibehålla en kylmaskins prestanda under långvarigt bruk.

## 5 Resultat

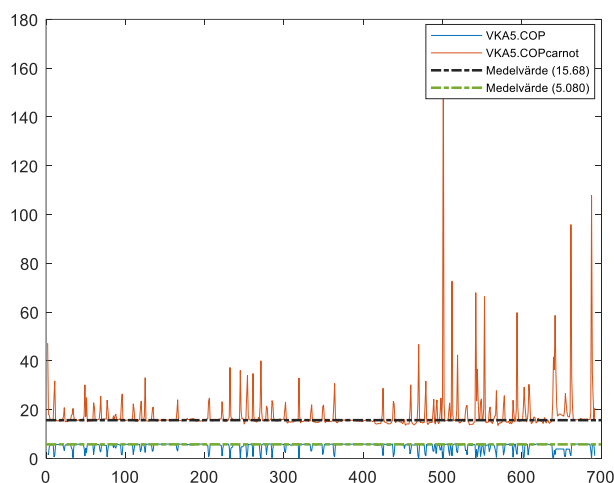
Det här avsnittet berör projektets utförda arbete och presentationen av resultatet. I resultatet ingår det att visa sammanställningen av COP-Carnot mot verkliga COP:et, kyleffekt, inkommande temperatur för KB, utgående temperatur för KYM och driftdata för kylmaskinerna VKA1-VKA5 under år 2023. Maskinernas COP-carnot beräknades enligt Ekvation 5. Dessa data presenteras i form av diagram i jämförelse mot det uppmätta COP-värdet.

Med hänsyn till projektets avsatta avgränsning (Se avsnitt 4.1), genomfördes analysen först på VKA5-maskinen för att verifiera om metodiken är genomförbar. Resultatet visade sig vara godtyckligt rimligt, därav fortsatte projektet med att genomföra samma analys på resterande maskinerna. Det ska dock påpekas att effektmätaren av maskinen VKA1 är instabil och medför därmed felaktiga värde vid beräkning av dess COP.

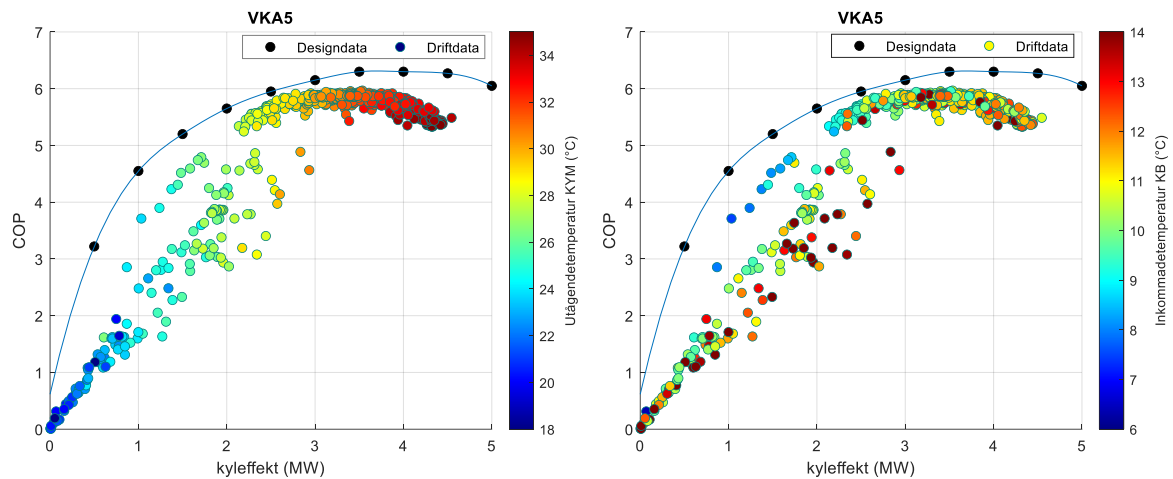
### 5.1 Kompressorkylmaskin VKA5

Den installerade effekten för VKA5 är 5 [MW]. Resultatet visar att maskinens verkliga COP (se Figur 19) har i genomsnitt ett medelvärde på 5,08, medan det ideala COP:et (COP-Carnot) har ett medelvärde på 15,68. Detta innebär att maskinens effektivitet är andelen mellan COP och COP-Carnot, vilket är 32 % för VKA5.

Enligt Figur 20 visas VKA5 årsdrift (COP mot kyleffekt) i relation till dess designdata. Det observeras att kurvan för dess årsdrift ligger under referenskurvan (designdata). Det observeras även att högsta COP-värde för maskinen ligger mellan 5,8 - 5,97 och för motsvarande intervall levererar maskinen en kyleffekt kring 3 - 4,55 [MW]. Dessa anses som toppvärden för maskinen och under just de nämnda intervallen visar det sig att inkommande temperaturen KB har varierande värden mellan 9 – 14 [°C] och utgående temperatur KYM mellan 29 – 33 [°C]. En tydlig trend observeras i grafen, där en ökning av utgående temperatur för KYM ( $T_{ut,KYM}$ ) upp till temperatur 32–33 [°C] leder till ett ökat COP och därefter sjunker det ju mer temperaturen ökar. Det är även noterbart att kurvan för VKA5:s driftdata inte har samma optimala beteende som sin designdata. Denna avvikelse ska undersökas vidare i följande avsnitt.



Figur 19: COP mot COP-Carnot.



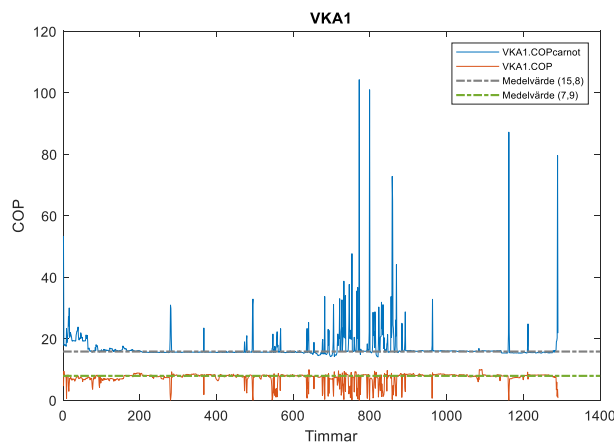
Figur 20: COP-Kyleffekt (Utgående temperatur KYM, Inkommande temperatur KB och designdata).

## 5.2 Kompressorkylmaskin VKA1

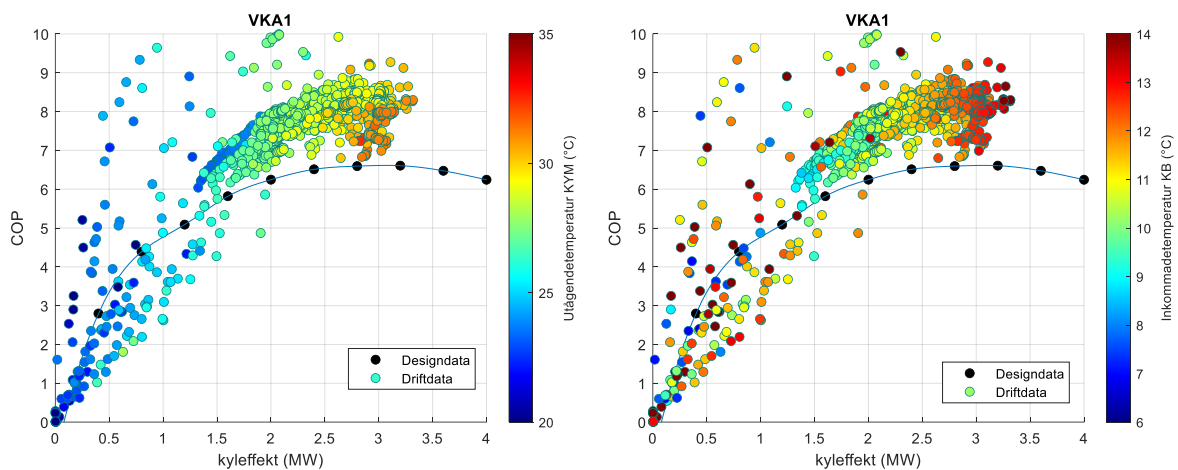
Den installerade effekten för VKA1 är 4 [MW]. Resultatet för VKA1 i form av diagram (se Bilaga 1) visade att värdena är ganska utspridda och de uppträder mest i form av block. Enligt Figur 22 jämförs VKA1 på samma sätt som VKA5 med sin designdata och det visar sig att i många intervall ligger årsdriften över referenskurvan. Som tidigare nämnt, kan denna avvikelse bero på instabiliteten hos elmätaren, vilket leder till att COP-värdet ofta blir orimligt högt. För att identifiera en tydlig trend samt att göra dataanalysen mer relevant, valdes därmed det närmsta blocket till referenskurvan med en övre gräns för COP:et kring 10. En korrigering i driftdata för maskinen genomfördes och resultatet beräknades enligt nedan.

Enligt Figur 21 har VKA1 ett medelvärde för sitt verkliga COP på cirka 7,9 och ett medelvärde för COP-Carnot på cirka 15,8. Detta resulterar i att VKA1 kan uppnå en effektivitet på cirka 50 % av sitt idealiska COP. Detta värde är fortsatt orimligt stort och begränsar möjligheten att ta fram korrekta värden för maskinens driftdata.

Enligt Figur 22 ligger VKA1:s högsta COP-intervall mellan 9 och 9,45, vilket motsvarar en kyleffekt på 1,84 till 3,32 [MW]. Dessa intervall betraktas som toppvärden för maskinen, och för dessa intervall har maskinen en utgående temperatur för KYM på 23 – 32 [°C] och en inkommande temperatur för KB på 7 – 14 [°C].



Figur 21: COP mot COP-Carnot.

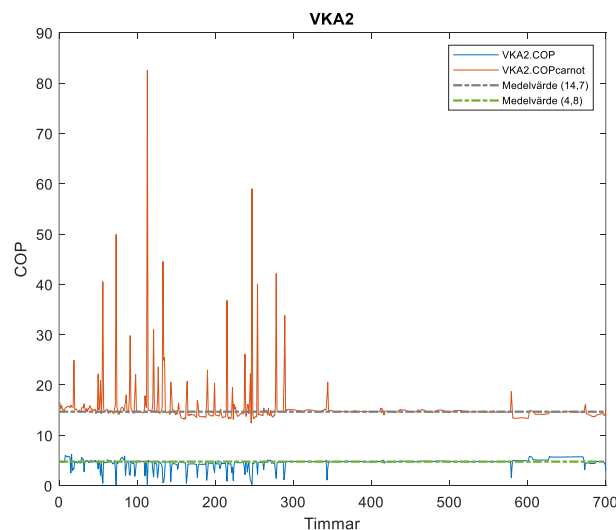


Figur 22: COP-Kyleffekt (Inkommande temperatur KB och Utgående temperatur KYM).

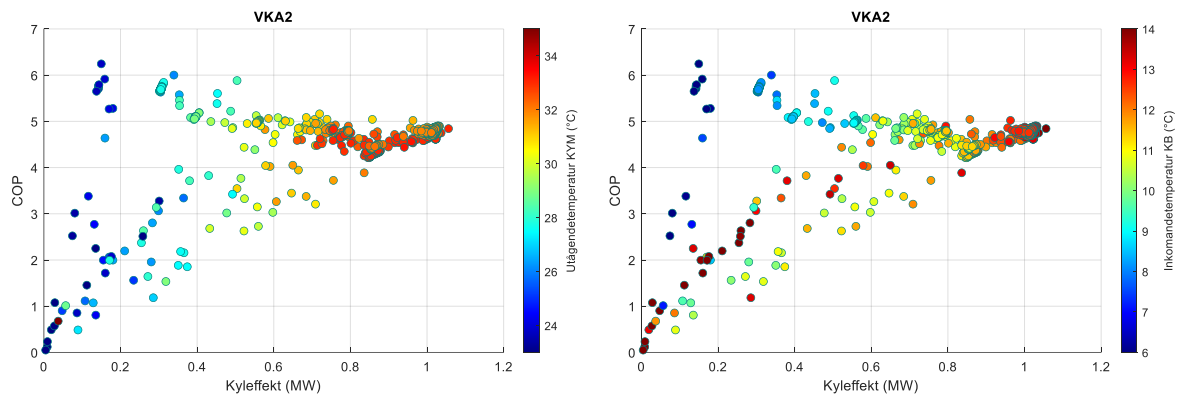
### 5.3 Kompressorkylmaskin VKA2

Den installerade effekten för VKA2 är 1,25 [MW]. Enligt Figur 23 har VKA2 ett medelvärde för sitt verkliga COP på cirka 4,8 och för COP-Carnot på cirka 14,7. Detta resulterar i att maskinen har en effektivitet på 33 % av sitt idealiska COP.

Resultatet visar att maskinens högsta COP-värde (se Figur 24) ligger mellan ett intervall från 5 och 6, vilket motsvarar en kyleffekt på cirka 0,3 – 0,8 och även när kyleffekten är större än 1 [MW]. Dessa värden betraktas som toppvärden för maskinen, och under dessa intervall observeras det att inkommande temperatur för KB ligger mellan 10 – 13 [°C], medan utgående temperaturen för KYM ligger mellan 28 – 33 [°C]. Samma trend som de tidigare maskinerna kan inte identifieras här. Dock börjar COP:et stabilisera sig kring värdet 5 när utgående temperaturen KYM befinner sig i intervallet 30 – 33 [°C] och inkommande temperaturen KB kring 10 – 13[°C].



Figur 23: COP mot COP-Carnot.

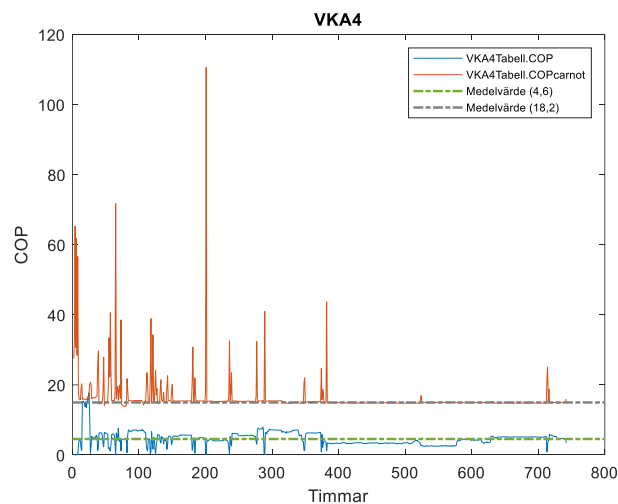


Figur 24: COP-Kyleffekt (Utgående temperatur KYM och Inkommande temperatur KB).

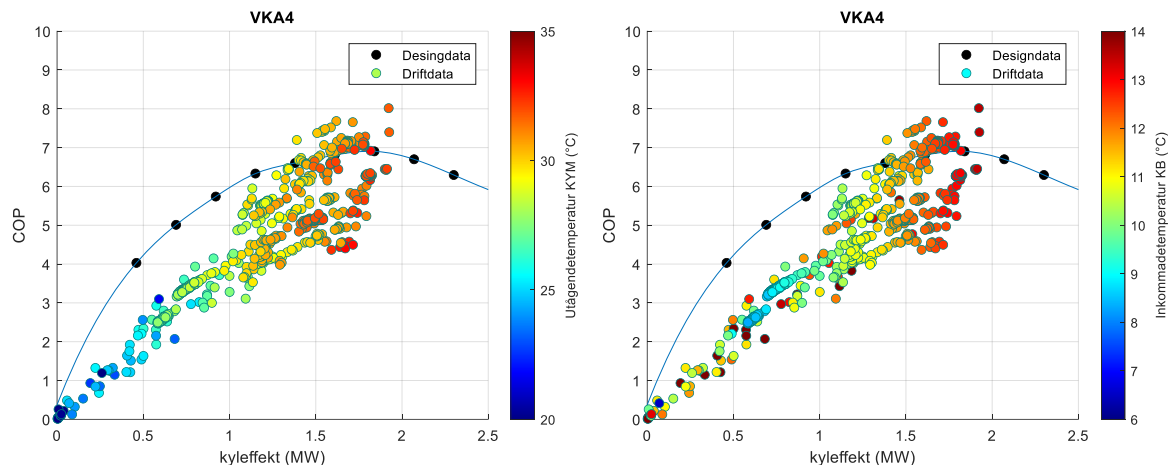
## 5.4 Kompressorkylmaskin VKA4

Den installerade effekten för VKA4 är 2,3 [MW]. Enligt Figur 25 har VKA4 ett medelvärde för sitt verkliga COP på cirka 4,6 och för COP-Carnot på cirka 18,2. Detta resulterar i att maskinen har en effektivitet på 25 % av sitt idealiska COP.

Resultatet visar att maskinens årsdrift ligger över sin referenskurva under vissa intervall enligt Figur 26. VKA4 har sitt högsta COP-värde mellan 7 – 8 och inom detta intervall motsvarar kyleffekten kring 1,4 – 1,93 [MW]. Dessa anses som toppvärden för maskinen och under just de nämnda intervallen visar det sig att inkommande temperaturen för KB har värdet 11 – 14 [°C] och utgående temperatur för KYM mellan 30 – 32 [°C]. Med stöd av detta, identifieras då att maskinen får ett ökad COP med en ökad inkommande temperatur för KB och utgåendetemperatur för KYM.



Figur 25: COP mot COP-Carnot.

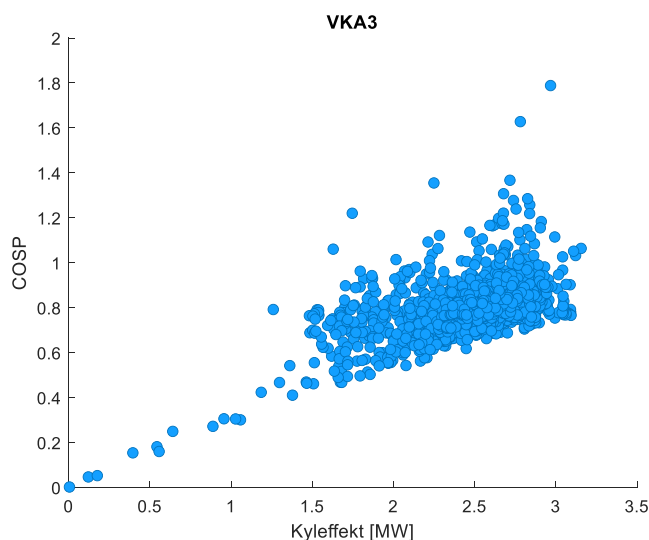


Figur 26: COP-Kyleffekt (Utgående temperatur KYM, inkommande temperatur KB och designdata).

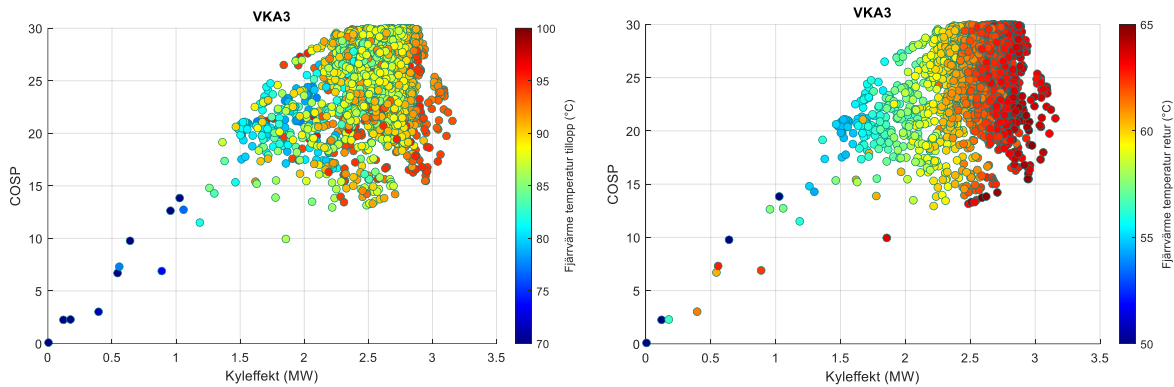
## 5.5 Absorptions kylmaskin VKA3

Den installerade effekten för VKA3 är 3,1 [MW]. Enligt Figur 27 har VKA3 ett Cosp mellan 0,4 – 1,8 och för motsvarande har en kyleffekt mellan 1,5 – 3,1. I denna beräkning inkluderas värmeöverföringen i generator som erhålls av fjärrvärmevattnet.

I nästa beräkning elimineras värmeöverföringen och resultatet för maskinen blir enligt Figur 28. Resultatet visar att maskinens högsta Cosp-värde (se Figur 28) ligger mellan 29–30 och för det motsvarande Cosp, levererar maskinen en kyleffekt kring 2,2 – 2,9 [MW]. Det är värt att påpeka att det är ett stort Cosp-värde som uppnås för maskinen, vilket beror på maskinens låga elförbrukning och att värmeförseln har eliminerats i beräkningarna (se avsnitt 2.11.1). De framtagna intervallen för Cosp och kyleffekt anses som toppvärden för maskinen och under just de nämnda intervallen visar det sig att fjärrvärmestemperatur tillopp ligger på 85 – 95 [°C] och fjärrvärmestemperatur retur ligger mellan 59 – 63 [°C]. Maskinens huvudsakliga uppgift som tidigare nämnt är att leverera en stor mängd kyla som möjligt och enligt grafen (se Figur 28) är kyleffekten högst när fjärrvärmestemperatur tillopp stiger över 85 [°C].



Figur 27: Cosp mot kyleffekt.



Figur 28: COP-Kyleffekt (fjärrvärmetemperatur tillopp och fjärrvärmetemperatur retur).

## 5.6 Medelvärden på mät- och beräkningsdata för alla kylmaskiner.

Resultatet av samtliga maskiners analys vid högsta COP-intervall presenteras nedan i Tabell 2 och medelvärden på de uppmätta parametrarna vid samma intervall i Tabell 3. Detta görs för att dels sammanställa värdena när maskinerna arbetade som effektivast, dels underlätta att dra slutsatser vid slutet av projektet. Här visas även maskinernas effektivitet genom andelen mellan verkliga COP och  $COP_{\text{carnot}}$  i procentenheten.

Tabell 2: Intervallen där COP är högst.

	VKA1	VKA2	VKA3	VKA4	VKA5
<b>COSP/COP</b>	8 – 9,45	5 – 6	29 – 30	7 – 8	5,8 – 5,97
<b>Kyleffekt [MW]</b>	1 – 3,32	0,13 – 1,1	2,2 – 2,9	1,4 – 1,93	3 – 4,55
<b>Inkommandetemp. KB [°C]</b>	7 – 14	6 – 13	-	11 – 14	9 – 14
<b>Utgående temp. KYM [°C]</b>	23 – 32	24 – 31	-	30 – 32	29 – 33
<b>Temp. Tilloppfjärrvärme [°C]</b>	-	-	85 – 95	-	-
<b>Temp. Retur fjärrvärme [°C]</b>	-	-	59 – 63	-	-

Tabell 3: Medelvärden på uppmätta parametrar vid högsta COP-intervall.

	VKA1	VKA2	VKA3	VKA4	VKA5
<b>COSP/COP</b>	8,75	5,45	29,6	7,2	5,86
<b>Förångningstemperatur [°C]</b>	5,3	4,3	11	2,7	5,6
<b>Kondenseringstemperatur [°C]</b>	31	34	-	31,6	32
<b>Inkommande KB [°C]</b>	12	12	12,4	12,5	11
<b>Utgående KB [°C]</b>	6	5,2	5,6	5,8	6
<b>Flöde KB [m<sup>3</sup>/h]</b>	372	120,5	333	216,6	579
<b>Inkommande. Temp.KYM [°C]</b>	24	23,6	24,5	24	22
<b>Utgående.temp.KYM [°C]</b>	29	28,18	31	31	30,8
<b>Flöde KYM [m<sup>3</sup>/h]</b>	456	123,3	759	244,7	395,5
<b>Temp. Tilloppfjärrvärme [°C]</b>	-	-	89,7	-	-
<b>Temp. Retur fjärrvärme [°C]</b>	-	-	62	-	-
<b>Last [%]</b>	65	66	85	73	67
<b>Utetemperatur våt [°C]</b>	12	2,4	13	10,5	13,3
<b>COPcarnot</b>	16,5	14,6	50	15,4	18,42
<b>Maskinens effektivitet [%]</b>	50	33	48,5	25	32

## 5.7 Fältstudie och intervju

*I detta avsnitt ska det beskrivas resultatet av den planerade fältstudien av Lindholmens kylanläggning samt intervjun med kyltekniker.*

### 5.7.1 Studiebesöket till Lindholmens kylanläggning

Enligt planen genomfördes ett studiebesök tillsammans med handledaren Rikard Edland på Lindholmens kylanläggning den 13:e februari. Det var viktigt för arbetet att få en inblick i kylmaskinernas drift för att komplettera teoretiska kunskaperna kring arbetet. I studiebesöket ingick även att samla data för maskinernas kapacitet och modell via deras märkplåtar.

Observationen under studiebesöket visade att möjligheten att kunna modifiera och ändra kylmaskinernas olika komponenter som kompressor eller kondensor för optimeringssyfte, är väldigt begränsad. Kylmaskinerna tillverkas och installeras som ett kompakt system av en extern leverantör, och därför modifikationen av en viss komponent anses som en väldigt komplex och kostsam uppgift.

Denna information kan utgöra en viktig grund för analysen och åtgärdsförslagen för optimering av kylmaskinerna i slutet av projektet.

### 5.7.2 Intervju med kyltekniker

En annan viktig metodik i projektet var att genomföra en intervju med driftpersonalen. Den 3:e maj utfördes en intervju med Anders Kauffeldt, kylteknikern vid Göteborg Energi. Syftet med intervjun var att förstå samspelen mellan kylmaskinerna i praktiken samt identifiera de åtgärderna en kyltekniker vidtar för att övervaka kylmaskinernas prestanda. Det är noterbart att intervjun ägde rum vid tidpunkten då arbetet kommit fram till en del analys kring optimeringsmöjligheter för maskinerna.

Först presenterades arbetsmetoden och resultatet av maskinernas driftinsamling för Anders följt av en rad frågor relaterade till maskinernas samspel och prestanda. De viktigaste frågorna i intervjun var följande:

1. *Har du under din tid stött på någon ineffektivitet i kylprocessen och vilka åtgärder har ni vidtagit för att lösa problemet? Vad hittar ni exempelvis i felsökningen?*
2. *Finns det ett strategiskt samspel mellan maskinerna som skulle kunna fungera mer energieffektivt med tanke på din praktiska erfarenhet med kylmaskinerna?*
3. *Vilka praktiska förslag skulle du ge för att höja COP:et av kylmaskinerna med tanke på att du hört om vårt arbetssätt?*

Anders besvarade med att deras huvudsakliga uppgift som kyltekniker är att säkerställa så att kylmaskinerna levererar kyla stabilt utan någon driftstörning. Vid exempelvis felsökning av en kylmaskin, utför de visuell inspektion för att upptäcka uppenbara fel som läckage eller defekter. De kan även använda sig av kontrollinstrument för att upptäcka avvikelser från normala driftförhållanden för att sedan genomföra reparation.

I frågan om det bättre samspelstrategi mellan maskinerna besvarade Anders med att det finns redan en startordning för maskinernas driftsättning men fokuset ligger främst på att maskinerna inte får stopplarm. Han tillade även att på senaste åren har det framtagits plan för effektivare samspel mellan maskinerna och detta har lett till godtyckliga resultat.

Han svarade till frågan om praktiska förslag för bättre COP att i deras arbete ingår det sällan kontroll av kylmaskinernas COP. Anders förklarade vidare att svårigheten med att tillämpa en viss optimeringsåtgärd är att åtgärden funkar i olika driftförhållanden för att få det önskade resultatet. Han instämde dock med att de potentiella optimeringsförslagen som arbetet kommit fram till bör vara genomförbara.



## 6 Analys och slutsats

I detta avsnitt ska analysen av maskinerna med stöd av resultatdelen presenteras, där sambandet mellan en kylmaskins-COP visas i förhållande till de parametrar som har inverkan på dess COP. I senare delen ska det även visas prestationen för alla maskiner i syfte att presentera en slutsats om hur verkande maskinerna bör samverka för ett ökat COP för hela anläggningen.

### 6.1 Inverkan av $T_{in,KB}$ och $T_{ut,KYM}$ på COP för kompressorkylmaskiner

I detta avsnitt ska en detaljerad analys göras för att beskriva varför  $T_{in,KB}$  och  $T_{ut,KYM}$  kan påverka COP:et för komp-maskinerna.

Enligt tidigare hänvisning (se avsnitt 2.1), kan COP:et för alla reversibla kylmaskiner skrivas enligt Ekvation 5 som följande:

Ekvation 5: COP-Carnot för en ideal kylmaskin (Cengel, Boles, & Kanoglu, 2023).

$$COP_{carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

Det kritiska förhållandet mellan  $T_H$  och  $T_L$  är avgörande för att erhålla ett högre COP-värde. Det innebär alltså att värdet för  $T_H$  inte får vara lika med  $T_L$  eftersom temperaturdifferensen mellan den varma och kalla sidan försvinner samtidigt som skillnaden mellan deras värde inte får vara stor. Detta innebär att värdet för COP ökar när nämnaren i ekvationen börjar gå mot värdet noll ur ett matematiskt perspektiv. Ett högre COP kan därmed erhållas om differensen mellan värdena på  $T_H$  och  $T_L$  minskar.

Både  $T_L$  och  $T_H$  är medelvärden av temperaturen av det inkommande- och utgående flödet ur fångare respektive kondensator.  $T_{ut,KB}$  står för den konstanta nättertemperaturen, vanligtvis cirka 6 [°C]. Kylmaskinen arbetar mot att leverera denna temperatur, därmed kan denna parameter antas vara konstant. Därmed ökningen av  $T_{in,KB}$  leder till ökningen av  $T_L$ .

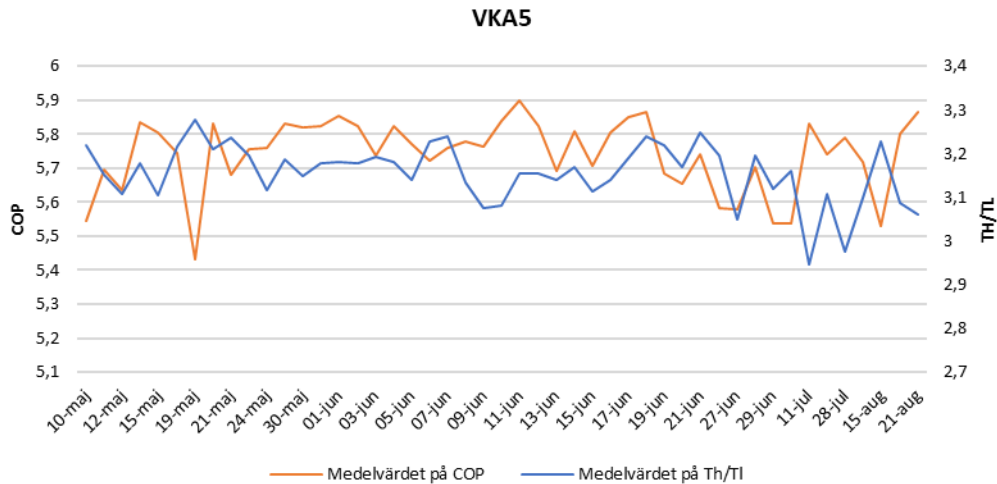
$$T_L = \frac{T_{ut,KB} + T_{in,KB}}{2}$$

På samma sätt antas  $T_{in,KYM}$  också ha ett konstant värde eftersom kyltornen är reglerad efter att leverera en temperatur på cirka 24 [°C].  $T_H$  minskar därmed om  $T_{ut,KYM}$  minskar.

$$T_H = \frac{T_{ut,KYM} + T_{in,KYM}}{2}$$

Det kan konstateras därmed att ett minskat värde på  $T_{ut,KYM}$  inom ett visst intervall bidrar till ökat COP med stöd av presenterade resultaten (se Tabell 2). På samma sätt gäller detta  $T_{in,KB}$  eftersom ökning av detta inom visst intervall bidrar till ökat COP.

Det här kan observeras tydligare när relationen mellan kvoten  $\frac{T_H}{T_L}$  jämförs mot COP:et för VKA5 under den studerande perioden i Figur 29. Maskinen har ett högre COP under de intervallen kvoten  $\frac{T_H}{T_L}$  minskar.



Figur 29: Relation mellan COP och det kritiska förhållandet mellan  $T_H$  och  $T_L$ .

## 6.2 Pumpens inverkan på $T_{in,KB}$ , $T_{ut,KYM}$ och COP för kompressorkylmaskiner

$T_{in,KB}$  och  $T_{ut,KYM}$  har en direkt koppling till COP enligt framtagna resultatet. Därför är det av stor vikt att sträva efter att uppnå de temperaturerna som ger kylmaskinerna ett maximalt COP-värde (se Tabell 2). Som tidigare nämnt, arbetar pumparna för att reglera temperaturen över kondensorn och förångaren genom att reglera volymflöden av ingående KYM respektive ingående KB. En härledning av ekvationen för tillförd- och bortförd värme leder till följande ekvationer:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t = \dot{v} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t$$

$$Q_L = \dot{v} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{in,KB} - T_{ut,KB})$$

$$Q_H = \dot{v} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{ut,KYM} - T_{in,KYM})$$

$$T_{in,KB} = T_{ut,KB} + \frac{Q_L}{\dot{v}_{KB} \cdot \rho \cdot c_p}$$

$$T_{ut,KYM} = T_{in,KYM} + \frac{Q_H}{\dot{v}_{KYM} \cdot \rho \cdot c_p}$$

Enligt tidigare hänvisning, har både  $T_{ut,KB}$  och  $T_{in,KYM}$  nästan ett konstant värde. Dessutom gäller det också samma konstanta värde för densiteten  $\rho$  [ $m^3/kg$ ] och specifika värmekapaciteten  $c_p$  [ $\frac{J}{kgK}$ ] för det aktuella arbetsmediet.  $Q_H$  och  $Q_L$  styrs främst av maskinernas driftlast och här antas de vara konstanta. I så fall kan det konstateras enligt härledningen att regleringen av  $T_{in,KB}$  och  $T_{ut,KYM}$  beror främst på volymflöden ( $\dot{v}$  [ $m^3/h$ ]) för respektive sida som sköts av pumparna.

Genom att reglera pumparnas driftlast och uträtta volymflöden mot den temperaturen som leder till högsta COP för respektive maskin, kan sammanfattningsvis åstadkommas ett ännu högre COP-värde.

Denna teori kan även förstärkas med stöd av ett tidigare test utförd av GE år 2011 (se Tabell 4). Testet utfördes på VKA1, där maskinen kördes med nästan full last (98,7 %) och 1 [ $^{\circ}C$ ] lägre på KYM-sidan för  $T_{in,KYM}$  än nominella data (24,5 [ $^{\circ}C$ ]). Mätningarna visar att volymflödet på KYM-sidan för  $T_{in,KYM}$  ökade för att sänka ned temperaturen med 1 [ $^{\circ}C$ ] och som resultat sänkte också  $T_{ut,KYM}$  med 1,1 [ $^{\circ}C$ ]

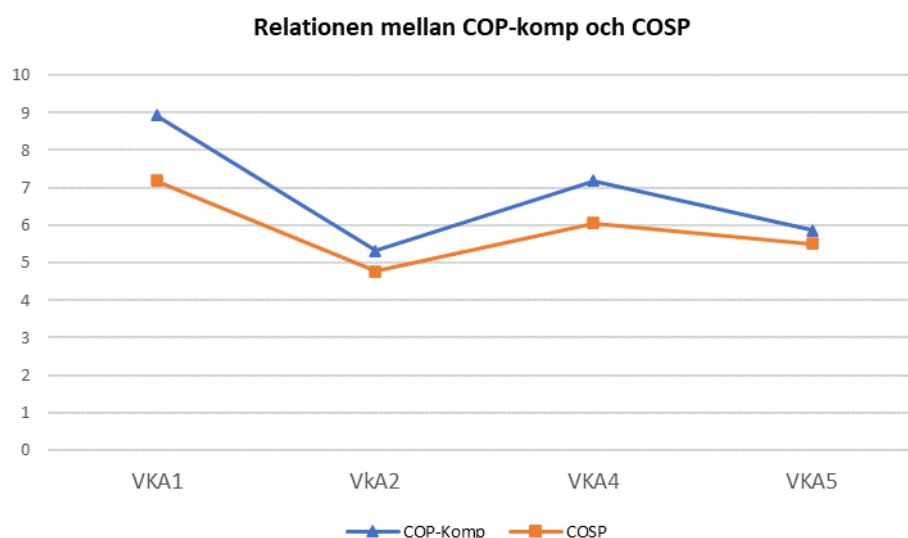
än nominella data (32,5 [°C]). Det resulterade i att maskinens eleffekt minskade med 3,4 % och kyleffekten ökade med ca 7 %. EER ökade också med 0,69 till följd av detta test.

Tabell 4: Resultat från ett utfört test i år 2011.

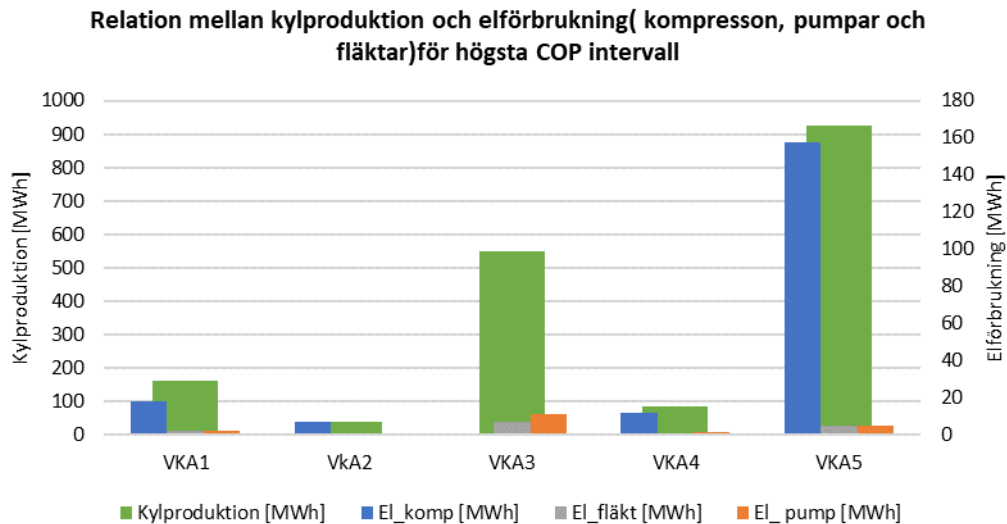
Driftfall	Uppmätt		Nominella Data	Avvikelse	Kommentarer
	Värde				
$T_{in,KB}$	13,7	°C	14	0,3	K
$T_{ut,KB}$	6,2	°C	6	0,2	K
Vattenflöde KB	136,7	L/s	119,5	17,2	L/s
$T_{in,KYM}$	23,5	°C	24,5	1	K
$T_{ut,KYM}$	31,4	°C	32,5	1,1	K
Vattenflöde KYM	147,2	L/s	139,1	8,1	L/s
Eleffekt	619,2	kW	641	21,8	kW 3,4% lägre
Kyleffekt	4289,7	kW	4000	289,7	kW ca 7% högre
EER	6,93		6,24	0,69	

I grafen nedan (se Figur 30) presenteras relationen mellan COP baserat på kompressorns elförbrukning (COP-komp) och Cosp för kylmaskinen baserat på den totala elförbrukningen. Från grafen kan det konstateras att COP-komp är cirka 10 % större än Cosp. Detta innebär att pumparnas- och fläktarnas elförbrukning är en avgörande faktor och kan ha en stor inverkan på maskinernas COP. Det visas även en graf (se Figur 31) som visar relationen mellan dessa elförbrukningar och kylproduktion för respektive kylmaskin.

Pumparnas volymflöde regleras efter deras varvtal, som avgör mängden av elförbrukningen. Det ska dock undersökas i kommande avsnitt hur mycket en ökning eller minskning av pumparnas flöde kan bidra till ett högre COP.



Figur 30: Relationen mellan COP kompressorn och Cosp.



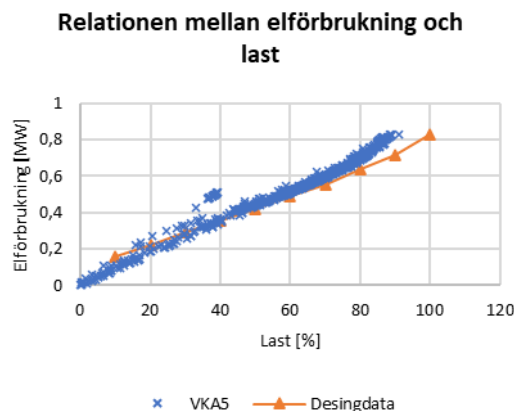
Figur 31: Relationen mellan kyleffekt och eleffekt vid högsta COP.

### 6.3 Analys av VKA5

I tidigare avsnitt presenterades resultatet för VKA5. Det visade sig att maskinens driftdata hade avvikelser mot sin designdata, vilket ledde till att maskinen inte nådde sitt högsta COP (6,30). Därför ska i detta avsnitt en genomgående analys av kylmaskinen VKA5 utföras i syfte att undersöka varför maskinen inte hade en optimal prestation. I avsnittet ingår det att jämföra maskinens driftdata med dess designdata och även ta fram data för relationen mellan driftlast och temperaturer på KB- respektive KYM- och deras volymflöde.

En jämförelse mellan kompressorernas elförbrukning mellan VKA5 och dess designdata genomförs (se Figur 32). Det visar sig att elförbrukningen för VKA5:s kompressor var högre än designdata vid ökande driftlast. Detta visar varför maskinen inte nådde sitt optimala COP under studerande perioden eftersom större mängd el förbrukades av VKA5:s kompressor.

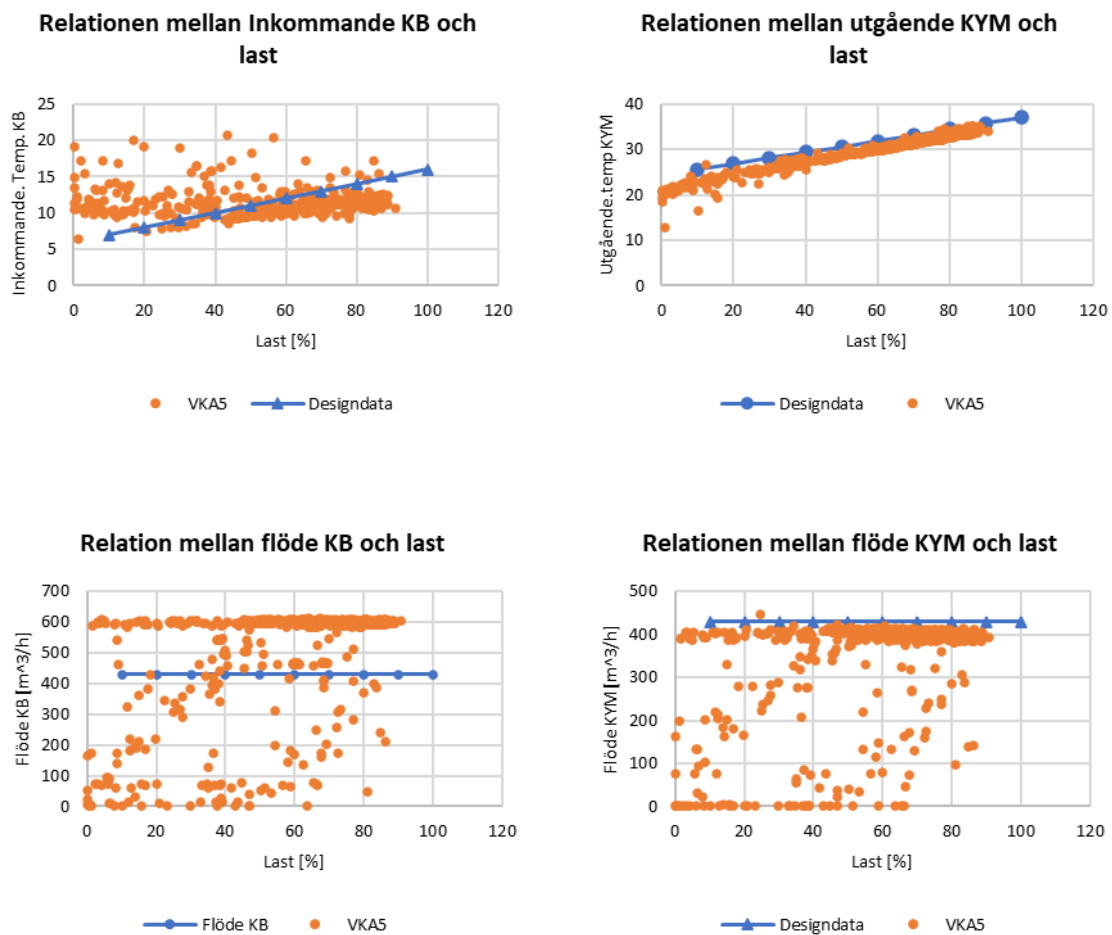
Det observeras även i figuren att elförbrukningen för VKA5 ligger under sin referenskurva innan lasten når 40 [%]. Detta beror på att inkommande KB hade högre temperatur än designdata och ledde till bättre värmeöverföring i förångaren och maskinen behövde därav inte anstränga sig lika hårt.



Figur 32: Relationen mellan elförbrukning och last för både drift och designdata

Med stöd av denna information, ska det undersökas vidare kring faktorer som orsakade maskinens högre elförbrukning. Därför tas ytterligare grafer fram som visar jämförelsen mellan designdata och KB-respektive KYM-flöden för VKA5. I graferna visas även jämförelsen mellan designdata och inkommande temperatur KB och utgående temperatur KYM.

Enligt graferna för KYM-volymlödet och utgående temperatur KYM (se Figur 33), kan det observeras att temperaturen för utgående KYM ur kondensorn följer kurvan för designdata ganska identiskt och detta gäller nästan även för dess volymflöde också, bortsett från de drifttimmarna flödet inte uppnådde samma nivå (410 [ $m^3/h$ ]). Däremot syns det inte samma mönster gällande volymflödet för KB och dess inkommande temperatur. Volymflödet för KB ligger på cirka 600 [ $m^3/h$ ] i jämförelse mot designdata som håller sig konstant kring 430 [ $m^3/h$ ]. Det kan observeras även att temperaturen för inkommande KB är betydligt högre innan driftlasten når 40 [%]. Därifrån håller sig temperaturen ganska stabilt runt 11 [ $^{\circ}C$ ] och befinner sig under referenskurvan ju mer driftlasten ökar och närmar sig fullast. Däremot har designdata en stigande trend när lasten ökar. En anledning till detta kan vara att nätpumpans flöde har reglerats efter  $T_{in,KB}$  med tanke på att flödet för KB är konstant enligt designdata.



Figur 33: Grafer från analys av VKA5 mot dess designdata.

## 6.4 Strategiskt samspel

I detta avsnitt ska relationen mellan drifttimmarna, kylproduktionen och samspelet mellan kylmaskinerna analyseras med hjälp av resultat från tidigare avsnitt. Detta görs för att visa det mest optimala samspelet mellan maskinerna för att höja anläggningens effektivitet.

I Figur 17 presenterades en relation mellan drifttimmar, totala kyleffekt och totala eleffekt för alla kylmaskiner (se avsnitt 3.3). I syfte att visa hur dessa parametrar påverkas och förhåller sig till varandra togs fram ytterligare grafer som presenteras nedan i Figur 30.

Nedan presenteras relationen mellan optimala drifttimmar, totala drifttiden och optimala driftandel för varje månad för alla kylmaskiner under intervallet högsta COP uppnås. Med optimala driftandel menas totala antalet drifttimmar vid högsta COP-intervall delat på det totala antalet drifttimmar för maskinen under den studerade perioden. Detta resulterar i ett procentuellt värde som visar hur stor andel av maskinens totala drifttid har resulterat i ett högt COP-värde. Denna jämförelse ger en översiktlig bild på maskinens belastning och hur detta kan påverka dess effektivitet.

$$\frac{\text{Optimala drifttid}}{\text{Tot. drifttid}} = \text{Optimal driftandel [\%]}$$

Tabell 5: Optimal driftandel för alla månader respektive totala drifttimmar tolkad från figur 31.

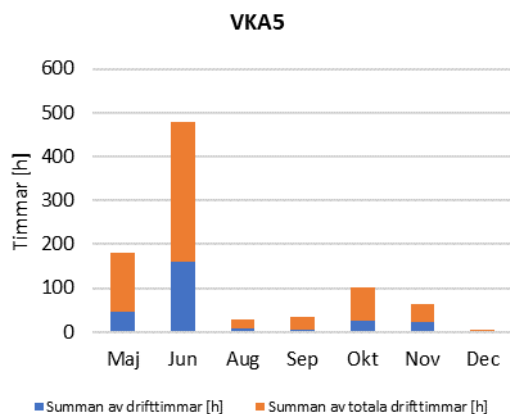
Månader	Optimal driftandel [%]								Optimala drifttid / tot. drifttid [%]
	Maj	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dec	
VKA1	5	2	10	7	10	4	0	0	5
VKA2	18	0	0	0	0	4	21	0	15
VKA3	0	0	1	23	6	0	0	0	12
VKA4	0	0	0	7	31	18	0	0	8
VKA5	35	51	36	18	31	53	0	0	43

Utifrån tabellen kan det konkluderas att VKA5 hade mest optimala drifttid jämfört med de andra kylmaskinerna. Tabellen visar även vilken maskin presterar optimalt beroende på månaden under året.

### 6.4.1 VKA5

Enligt kan det observeras att VKA5 var mest i drift under juni månad med 161 optimala drifttimmar och en motsvarande last på cirka 67 % (se Bilaga 10). Denna drifttid motsvarar en optimal driftandel på 51 % av den totala drifttiden under juni månaden (se Tabell 5). Det innebär att maskinen hade högt COP under 51 % av denna drifttid. Utgående temperaturen för KYM var cirka 30,8 [°C] för motsvarande period.

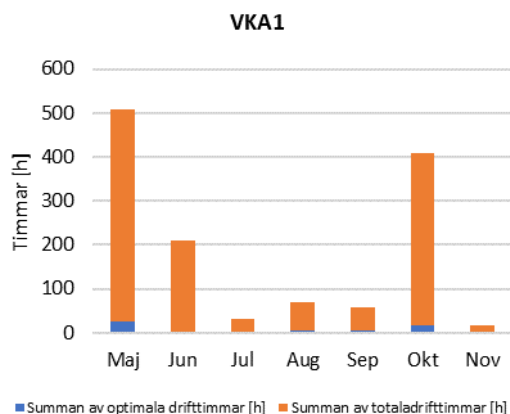
Gällande effektiv drifttid hade maskinen sin mest effektiva drifttid på cirka 53 % av den totala under oktober månaden enligt Tabell 5. Detta motsvarar ett COP på cirka 5,87 och en kyleffekt på 76,8 [MW] (se Bilaga 10). Detta beror på en kall utetemperatur under perioden och även en lägre  $T_{in,KYM}$  på cirka 21,4, vilket är 4,5 % mindre än de övriga månaderna.



Figur 34: Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA5

### 6.4.2 VKA1

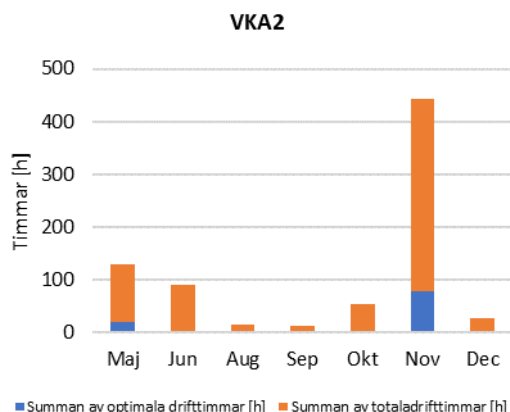
VKA1 presterade som bäst under juli och september med en drifttid på cirka 2,7 respektive 5,1 timmar och en optimal driftandel på 10 % av den totala drifttiden för dessa månader (se Bilaga 10). Under denna period levererade maskinen en kyleffekt på 7,6 respektive 18,4 MW. Som minst effektiv var maskinen i juni, då den endast hade 2 % av den totala drifttiden inom det högsta COP-intervallet och levererade 8,2 MW kyleffekt. I augusti hade maskinen en optimal driftandel på 7 % och i oktober 4 %. VKA1 levererade en högre temperatur på utgående KB och en lägre temperatur på utgående KYM enligt Bilaga 10.



Figur 35: Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA1.

### 6.4.3 VKA2

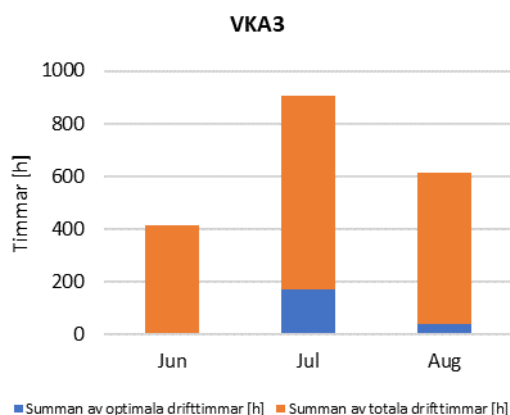
VKA2 presterade som bäst under november enligt Tabell 5, med en driftandel på 21 % av sina totala drifttimmar under denna månad. Maskinen hade ett relativt lägre medelvärde för inkommande och utgående KB jämfört med de övriga maskinerna. Med tanke på dessa värden borde maskinen köras med en högre belastning för att kunna leverera den utgående KB som den har gjort. Resultaten för VKA2 var annorlunda jämfört med de andra kylmaskinerna. Ett exempel är att maskinen endast hade en belastning på cirka 32 % under maj, medan alla andra maskiner hade en belastning över 60 % under samma månad. En möjlig orsak till maskinens beteende kan vara en mycket låg förångningstemperatur och kondensationstemperatur jämfört med de övriga maskinerna enligt Tabell 3. Detta innebär att maskinen inte behöver köras med en högre belastning.



Figur 36: Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA2.

#### 6.4.4 VKA3

Anläggningens nyaste maskin, och den enda abs-maskinen, presterade som bäst under juli med en optimal driftandel på 23 % av sina totala drifttimmar för månaden, vilket motsvarar 169 timmar (se Bilaga 13). Medelvärdet för fjärrvärmeförseln var 90 °C och maskinen hade ett COSP på cirka 29,6. Enligt samma tabell krävde maskinen en inkommande temperatur för KB på cirka 12,4 °C, en inkommande temperatur för KYM på 24,5 °C och en fjärrvärmeförsel på cirka 90 °C för att kunna leverera en utgående temperatur för KB på cirka 5,7 °C. Under dessa drifttimmar hade maskinen en belastning på cirka 85,5 %. Detta innebär att för att maskinen ska prestera bättre måste den köras med en last över 85 %.

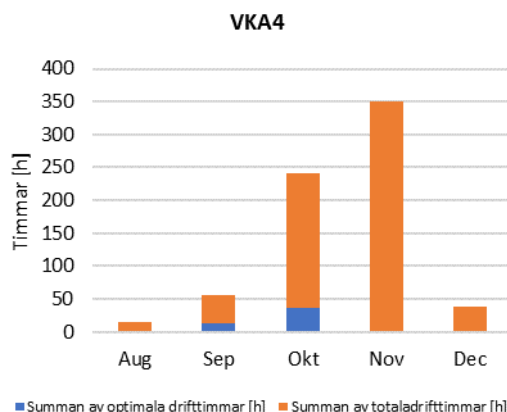


Figur 37: Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA3.

#### 6.4.5 VKA4

Enligt Tabell 5 hade VKA4 ett högt medelvärde för COP under perioden augusti till oktober, där maskinen presterade som bäst under september. Under denna månad hade maskinen en driftandel på 31 % av sina totala drifttimmar. Maskinen uppvisade relativt stabila värden under denna period, med en belastning på 73–75 %, en inkommande temperatur för KB på 13 °C och en utgående temperatur för KYM på 31 °C (se Bilaga 13).

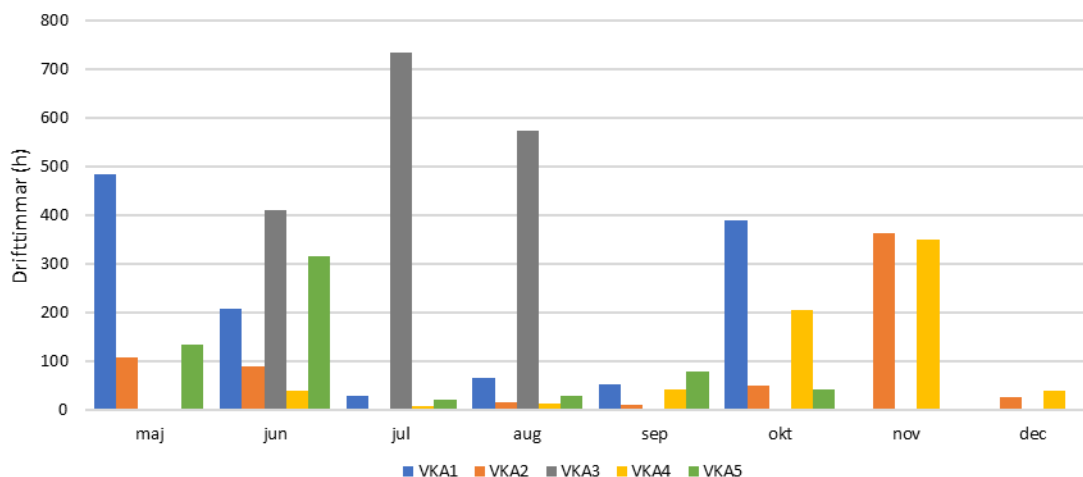




Figur 38: Relationen mellan optimala drifttiden och totala drifttiden för VKA4.

### 6.4.6 Analys av befintligt samspel

I Figur 39 visas maskinernas totala drifttimmar månadsvis under året 2023. Det kan observeras att anläggningen startades i maj och de första maskinerna som driftsattes var VKA1, VKA2, VKA4 och VKA5 enligt figuren. VKA1 och VKA5 hade högre aktivitet under de två första månaderna, men deras drifttid minskade när VKA3 startades. VKA3 dominerade över de övriga maskinerna under juli och augusti på grund av den varma utomhustemperaturen, vilket innebar tillräcklig överskottsvärme att driva maskinen. Därför prioriterades abs-maskinen mest under dessa månader. I september ökade drifttimmarna för de övriga maskinerna, framför allt för VKA2 och VKA4. Eftersom utomhustemperaturen sjönk, minskade också kylbehovet under den perioden, vilket gjorde det mer lönsamt att köra de mindre maskinerna. Därav kördes dessa mindre maskiner mer frekvent.



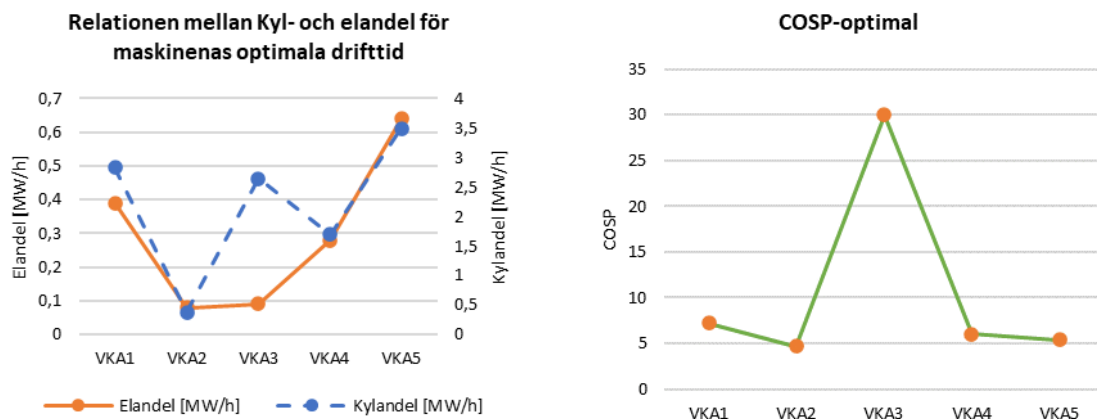
Figur 39: Grafer visar tot. drifttimmar i motsvarade månad för varje kylmaskin.

För att underlätta analysen av maskinernas samspel och hitta den mest optimala samarbetsstrategin har ytterligare två andelar beräknats som presenteras i Bilaga 15 enligt följande:

$$Kylandel = \frac{\text{kyleffekt för optimala drifttiden}}{\text{Tot. optimala drifttiden}} \text{ [MW/h]}$$

$$Elandel = \frac{\text{elförbrukning för optimala drifttiden}}{\text{Tot. optimala drifttiden}} \text{ [MW/h]}$$

Kylandel beskriver relationen mellan kyleffekten för den optimala drifttiden och den totala optimala drifttiden, där kvoten visar andelen i MW/h. Detta värde visar ett medelvärde på hur mycket kyla maskinen producerade per timme under den optimala drifttiden. Elandelen beräknas på samma sätt, med skillnaden att den tar hänsyn till totala elförbrukningen under den optimala drifttiden istället för kyleffekten. Detta värde ger en bild av hur mycket el som förbrukas för varje timme som maskinen körs under optimal drift. COSP beräknades också för respektive maskin under den optimala drifttiden för att kunna bedöma maskinens effektivitet vid dess bästa prestanda.



Figur 40: Relationen mellan maskinernas kylandel, elandel och COSP vid optimala drifttiden.

Enligt sammanställningen för året 2023 kan det konstateras att VKA3 kördes mest, följt av VKA1, VKA4, VKA2 och VKA5 i den ordningen, baserat på deras drifttimmar enligt Bilaga 8. I samma tabell kan det observeras att VKA3 hade ett COSP på 23,58, vilket kan anses godtyckligt och indikerar att maskinen hade en mycket låg elförbrukning. Som tidigare nämnt, hade maskinen en optimal drifttid på cirka 12 % av sina totala drifttimmar. VKA3 levererade cirka 2,64 MW kyla per timme och förbrukade endast cirka 0,09 MW el per timme under denna tid. Denna prestation ledde till att maskinen hade ett COSP på cirka 30 under den optimala drifttiden enligt Figur 40.

VKA5, som kördes minst i anläggningen, hade ett COSP på 5,1, vilket var lägre än VKA1:s COSP på 6,55 enligt Bilaga 8. Enligt Tabell 5 hade dock VKA5 en optimal drifttid på 43 % av sin totala drifttid, medan VKA1 endast hade en optimal drifttid på 5 %. Under den optimala drifttiden producerade VKA5 en kyleffekt på 3,46 MW/h medan VKA1 producerade 2,83 MW/h enligt Figur 40. VKA1 hade en trasig elmätare och därför gör den uppmätta data för dess elförbrukning mindre trovärdig. Maskinen har uppnått stora nivåer av COP kring 8–9 vid analysen (se Bilaga 8) och enligt dess designdata skulle den ha uppnått ett maximalt COP på 6,3 vid en belastning på 80–90 %. Utifrån optimal drifttid kan det därför konstateras att VKA5 har varit mer effektiv än VKA1.

VKA2 och VKA4 hade nästan samma antal drifttimmar. Däremot skiljde deras COSP åt med cirka 2 enheter enligt Bilaga 8. Detta beror på VKA4:s höga elförbrukning. VKA4 hade en optimal drifttid på 8 % medan VKA2 hade 15 % av sin totala drifttid enligt Figur 40. Trots det hade VKA4 en kylandel på cirka 1,69 MW/h medan VKA2 bara hade 0,38 MW/h. Denna prestation vid optimal drifttid ledde till att VKA4 fick ett högre COSP med 2 enheter än VKA2. Detta tyder på att VKA4 har varit mer effektiv.

Med stöd från analyserna i avsnittet ovan kan därmed en optimal samspelstrategi för att höja anläggningens effektivitet tas fram. Strategi för hur kylmaskinerna ska samspela fastställas i följande ordning: VKA3, VKA5, VKA1, VKA4 och sist VKA2. VKA5 hamnade i andra plats eftersom den har en högre installerad effekt och även högre effektivitet (andel 1) än VKA1.

## 7 Åtgärdsförslag och diskussion

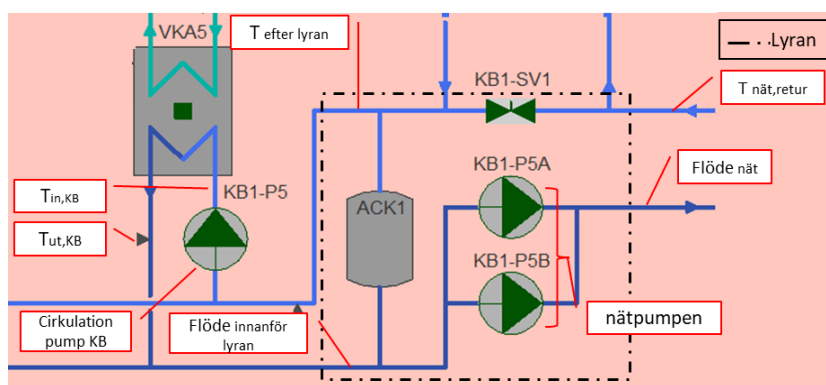
I detta avsnitt presenteras åtgärdsförslag baserad på tidigare analys för både optimering av maskinernas COP och optimala strategin mellan dem.

### 7.1 Optimering av COP

Utifrån tidigare analys i avsnitt 6.1 och 6.2 drogs slutsatsen att en låg kvot mellan  $T_H$  och  $T_L$  kan leda till ett ökat COP. Det vill säga att temperaturen på de identifierade parametrarna som  $T_{in,KB}$  måste öka och  $T_{ut,KYM}$  måste minska för att en ökning av COP ska kunna ske. Denna ändring måste dock hålla sig innanför ett visst intervall som tidigare presenterades i Tabell 2. Det är dessutom noterbart att det måste råda ett idealt förhållande för att denna teori ska kunna stämma fullt ut. Nedan presenteras åtgärdsförslagen på optimering av dessa parametrar.

#### 7.1.1 Reglera volymflöden för cirkulationspumpen i KB-sidan och nätpumparna

En potentiell optimeringsåtgärd för COP kan vara att reglera volymflödet av cirkulationspumpen på KB-sidan. Enligt analysen (se avsnitt 6.2) kan detta leda till ett förbättrat COP.



Figur 41: Delsystem 3, bild över lyran.

En annan möjlig optimeringsåtgärd är att reglera cirkulationspumpen på KB-sidan genom att minska dess volymflöde för att höja  $T_{in,KB}$ . Detta leder till att flödet innanför lyran sjunker, det vill säga att mindre flöde passerar genom lyran. Detta i sin tur leder till att returtemperaturen från nätet kan behålla sin temperatur efter att ha passerat lyrans tillopp eftersom den blandas mindre med kallt vatten då. Enligt observationer på maskinernas driftdata leder en ökning av temperaturen på  $T_{in,KB}$  till bättre värmeöverföring i förångaren. Elförbrukningen för pumpen styrs av pumpens belastning, som i sin tur beror direkt på pumpens volymflöde. Det innebär att elförbrukningen för pumpen minskar när temperaturen stiger. Samtidigt påverkas även maskinens elförbrukning eftersom en effektivare värmeöverföring i förångaren gör att kylmaskinen arbetar mindre för att höja trycket och temperaturen på köldmediet. Slutsatsen är att kompressorn blir mer effektiv.

Utmaningen med denna åtgärd är att flödet inte får minska alldeles för mycket innanför lyran. Detta kan orsaka ett lägre tryck som i sin tur gör att flödet kan gå åt fel håll i lyran. Detta vill säga att returvattnet från nätet kan ta sig igenom lyran och höja  $T_{ut,KB}$ . Därför behövs det att en noggrannare analys genomförs kring detta innan implementation av denna åtgärd.

En liknande åtgärd är att höja nätpumparnas volymflöde för att höja  $T_{in,KB}$ . Detta kommer att ha samma effekt som att öka cirkulationspumpens flöde på KB-sidan. Genom att höja nätpumparnas volymflöde, minskar flödet innanför lyran, vilket leder till att mindre kallt vatten kan passera igenom lyran. Det innebär att det returnerade vattnet inte utbyter värme med det kalla vattnet från lyrans tillopp på grund av det höga volymflödet i nätet. Detta leder därmed till att det returnerade vattnet  $T_{in,KB}$  har högre temperatur jämfört med ett vanligt driftscenario. Utmaningen med åtgärden är liknade som tidigare. Denna åtgärd kan orsaka att flödet kan gå åt fel håll.

För att dessa åtgärder ska kunna implementeras måste dessa pumpar jobba mot  $T_{in,KB}$  så att den kan hålla en högre temperatur. Det behövs även att deras flöde regleras efter varandra för att undvika ett lägre tryck innanför lyran.

### 7.1.2 Öka temperaturen på utgående KB ( $T_{ut,KB}$ )

En annan åtgärd som kan vidtas är att öka  $T_{ut,KB}$  för att förbättra COP:et. Genom att reglera kylmaskinernas arbetssätt kan en högre temperatur levereras ut. Svårigheten med detta är att Göteborg Energi eftersträvar att leverera ut en temperatur på 6 [°C] till sina kunder. Ett annat alternativ för att åstadkomma detta skulle kunna vara att reglera kylmaskinerna att leverera olika temperaturer för att uppnå en medeltemperatur på 6 [°C] eftersom rören från maskinerna till nätet är sammankopplade. Detta innebär att varje kylmaskin arbetar efter sina effektivaste punkter för att sedan tillsammans leverera ut en medeltemperatur på 6 [°C].

Åtgärden medför komplexitet och en ökad svårighet att styra medeltemperaturen till 6 [°C] om varje maskin ska leverera ut olika temperaturer.

### 7.1.3 Reglera cirkulationspumpens volymflöde i KYM-sidan

Genom att höja cirkulationspumpens volymflöde kan  $T_{ut,KYM}$  sänkas och därmed påverka maskinens prestanda. En minskning av temperaturen i  $T_{ut,KYM}$  kan leda till högre effektivitet hos maskinen, eftersom värmeöverföringen i kondensorn blir då mer effektiv. Kyltornen arbetar ständigt för att bibehålla en konstant temperatur (24 [°C]) på  $T_{in,KYM}$ . Det observerades även i maskinernas driftdata att en sänkning av temperaturen i  $T_{ut,KYM}$  leder till minskning av kondenseringstemperaturen (se Bilaga 6) och därmed minskning av belastningen på kylmaskinen. Den minskade belastningen har visat sig leda till mindre elförbrukning och i de flesta fall även leda till ett ökat COP (se Bilaga 5). I de fallen där detta samband inte gäller, kan det bero på avvikelser hos flera faktorer i kylmaskinen exempelvis värmeförlust, interna friktioner och ineffektivitet i kompressorn.

Att höja cirkulationspumpens volymflöde för att sänka  $T_{ut,KYM}$ , kan innebära en ökad belastning på pumpen och ökad elförbrukning. Utmaningen med denna åtgärd är att ökningen av elförbrukningen kan påverka det totala COP:et. För att minska risken för högre elförbrukning på grund av pumpens flöde behöver pumpen jobba mot det optimala intervallet för  $T_{ut,KYM}$  för respektive maskin.

Enligt testet utfört av GE år 2011 (se Tabell 4) ledde en minskning av  $T_{in,KYM}$  med cirka 1[°C] till en ökning av EER med 0,69. Detta resulterade även i en minskning av elförbrukningen med 3,4 % och en ökning av kyleffekten med cirka 7 %. Under detta experiment hade maskinen en belastning på 98,7 %, vilket även bidrog till en mer effektiv värmeöverföring i kondensorn.

Utmaning med denna åtgärd kan vara att elförbrukningen av fläktarna kan påverka maskinens totala COP:et. För att undvika detta kan fläktarna jobba mot det optimala intervallet på 20 – 24 [°C] beroende på utomhustemperaturen.

## 7.2 Optimala samspelstrategi

Utifrån analysen i avsnitt 6.3 framställdes en optimal samspelstrategi för anläggningens maskiner. VKA3 (abs-maskin) med avseende på dess låga elförbrukning jämförd med de övriga maskinerna, måste prioriteras att driftsättas först med maximal belastning. Den ska därför driftsättas först både vid ökat och minskat kylbehov. Drivmedlet för maskinen är spillvärme som GE erhåller till ett mycket billigt pris. Enligt Figur 27 visas relationen mellan COSP och kyleffekten för VKA3, där spillvärmens är inkluderad i beräkningen. Om spillvärmens inte är kostnadseffektiv, blir det därmed inte lönsamt att köra VKA3 på grund av dess låga COSP. Tillgången till spillvärme under ett helt år med varierande utomhustemperatur kan dock skapa begränsningar för driften av VKA3.

Den andra maskinen som ska startas enligt analysen är VKA5. Denna kylmaskin har den högsta installerade effekten i anläggningen, på 5 [MW]. Analysen visade att den hade en optimal drifttid på

43[%] av sin totala drifttid, vilket indikerar hur effektivt maskinen kördes under året. Den näst största kompressormaskinen med en installerad effekt på 4 [MW] var VKA1, men på grund av osäkerheter i resultaten, kunde de inte anses helt pålitliga. Dock kunde kylandelen för dess optimala drifttid visa att maskinen, efter VKA5, presterade bäst. Därför fick VKA1 tredje platsen i startordningen. På fjärde och femte plats hamnade VKA4 och VKA2. Dessa maskiner har den lägsta installerade effekten i anläggningen, på 2,3 respektive 1,25 [MW]. Enligt analysen (se avsnitt 6.4) presterade VKA4 bättre än VKA2. Rangordningen för optimala samspelstrategi blir därmed enligt följande:

1. VKA3
2. VKA5
3. VKA1
4. VKA4
5. VKA2

Denna strategi kan dock ändras när kylbehovet förändras. Som tidigare nämnt, ska VKA3 alltid prioriteras först med 100 [%] belastning men vid ett ökat kylbehov ska VKA4 och VKA2 kombineras på grund av att de har lägst elförbrukning per timme efter VKA3 (se Bilaga 13). Vid minskat kylbehov under 1,2 [MW] ska VKA2 alltid prioriteras då den har minst installerad effekt, vilket ger en lönsam elförbrukning per timme (se Bilaga 8). I de fall tillgången till spillvärme är begränsad och VKA3 inte kan driftsättas och kylbehovet är fortsatt stort, ska VKA5 prioriteras först på grund av dess effektiva kyleffekt per timme och högst installerad effekt. Beroende på hur kylbehovet ser ut kan övriga kompressionskylmaskiner kombineras i följande ordning VKA1, VKA4 och VKA2.

### **7.3 Felkällor**

Driftdata för maskinerna hade en del avvikelser orsakade av felsignal och även trasigt mätinstrument. Enligt data för VKA1 observerades att maskinens COP inte stämde för olika driftperioder på grund av en icke-fungerande effektmätare.

## 8 Framtida arbete

Inom detta projekt var inflytandet över kompressorkylmaskiner ganska begränsat och analysen berörde därför inte effektiviteten av kompressorer i större utsträckning. Det utfördes därmed ingen noggrann analys på hur optimeringen av en kompressor kan indirekt förbättra en kylmaskins COP. I ett framtida arbete kan exempelvis kompressors isentropiska verkningsgrad analyseras för optimering. En ökad isentropisk verkningsgrad kan generera större kylningseffekt och minskad energiåtgång för systemet och slutligen bidra till ett ökat COP för en kylmaskin.

Eftersom abs-maskinen drivs av överskottsvärme och visar sig ha högre COP när temperaturen på fjärrvärmestilloppet är högre än 90 [°C], behöver därmed möjligheten med att erhålla denna temperatur till maskinen undersökas. I den undersökningen kan det bland annat ses möjligheterna över hur värmetransporten kan ske så effektivast som möjligt med minimal värmeförlust. Intressant för arbetet är att också inkludera kostnadsanalysen.

I detta arbete tillämpades en dataanalysmetod för att identifiera möjliga optimeringsmöjligheter för kylmaskiner vid Lindholmens anläggningen. Ett fortsatt arbete kan vara att utföra samma analys på andra Göteborg Energi:s kylanläggningar och jämföra resultaten med detta arbete. I arbetet kan nya avancerade styrsystem för att optimera driftsförhållanden och samspelet mellan kylmaskiner baserat på varierande lastprofiler och väderförhållanden övervägas.

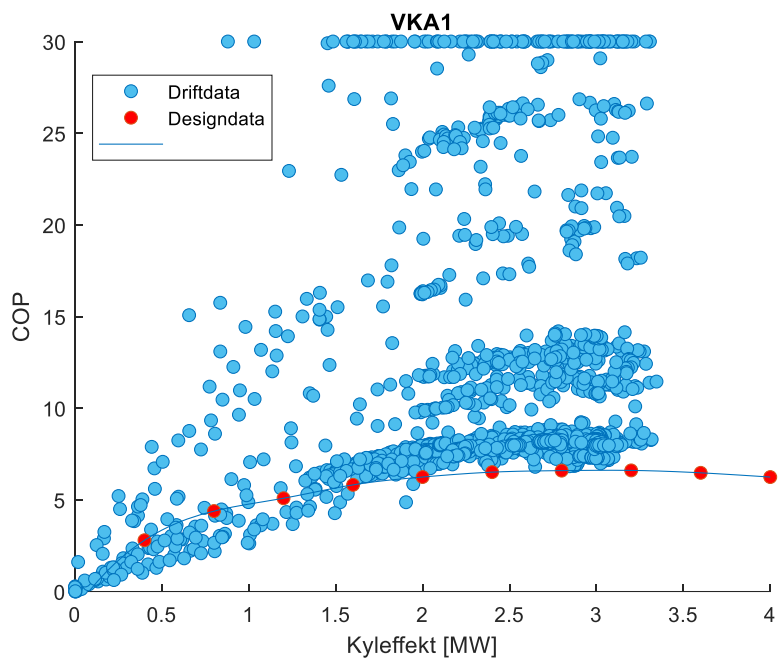
Det är även intressant att implementera de nya resultaten tillsammans med de föreslagna åtgärderna i detta arbete i praktiska tester och simulera dem för att bedöma effektiviteten och lönsamheten i en verklig driftsmiljö.

## 9 Referenser

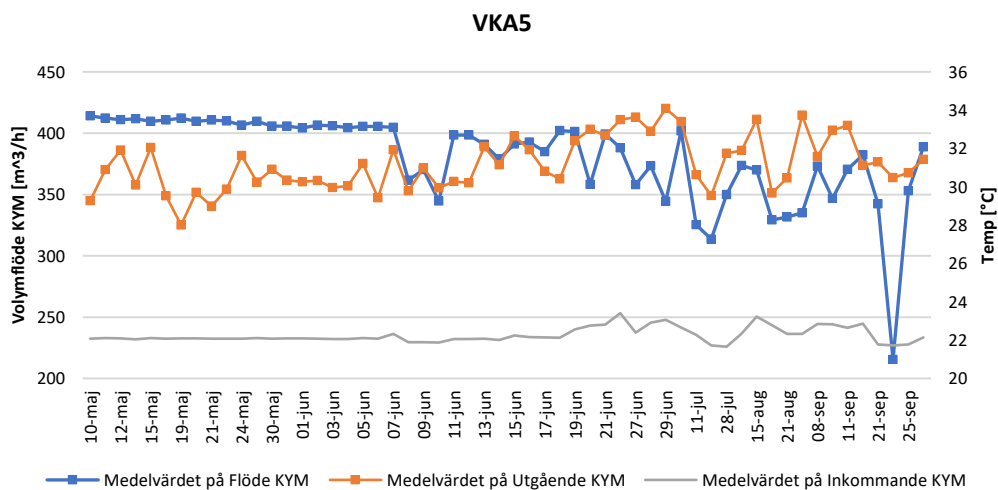
- Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoglu, M. (2023). *Thermodynamics: An engineering approach*. New York: McGraw Hill LLC.
- Cengel, Y. A., Cimbala, J. M., & Turner, R. H. (2017). *Fundamentals of Thermal-fluid sciences*. New York: McGraw Hill Education.
- Chemours. (2016). *Freon*. Hämtat från freon.com: <https://www.freon.com/en/-/media/files/freon/freon-134a-push-bulletin.pdf>
- Energimyndigheten*. (den 14 oktober 2020). Hämtat från energimyndigheten.se: Forskning på värmepumps- och kylteknik - en viktig del av energiomställningen
- Energimyndigheten*. (den 21 juni 2023). Hämtat från energimyndigheten.se: <https://www.energimyndigheten.se/klimat--miljo/sveriges-energi--och-klimatmal/>
- Göteborg Energi, F. h. (februari 2024). Fjärrkyla historia. (R. Edland, Intervjuare)
- Göteborgs stad*. (den 21 februari 2023). Hämtat från goteborg.se: [https://www4.goteborg.se/prod/Stadsledningskontoret/LIS/Verksamhetshandbok/Forfattn.nsf//30944AE15043B0DDC1258845003CE158/\\$File/C12574360024D6C7WEBVCPA387.pdf?OpenElement](https://www4.goteborg.se/prod/Stadsledningskontoret/LIS/Verksamhetshandbok/Forfattn.nsf//30944AE15043B0DDC1258845003CE158/$File/C12574360024D6C7WEBVCPA387.pdf?OpenElement)
- IEA*. (Maj 2018). Hämtat från [iea.org](https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling): <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>
- Naturvårdsverket*. (den 12 januari 2024). Hämtat från [naturvardsverket.se](https://www.naturvardsverket.se): <https://www.naturvardsverket.se/data-och-statistik/klimat/vaxthusgaser-utslapp-fran-el-och-fjarrvarme/>
- Nydal, R., & Hiorth, A. (2016). *Praktisk kylteknik*. Mölndal.
- Regeringen*. (den 10 juli 2023). Hämtat från [regeringen.se](https://www.regeringen.se): <https://www.regeringen.se/contentassets/d3d48437b73444e9a123f8094a581e48/utkast-till-sveriges-uppdaterade-nationella-energi--och-klimatplan-2023.pdf>
- Regeringen*. (den 30 augusti 2021). Hämtat från [regeringen.se](https://www.regeringen.se): <https://www.regeringen.se/contentassets/9151a47a852047e5bd1c475da1880b3d/direktivet-om-energieffektivitet-eed-202021fpm-134.pdf>
- Regeringen*. (2022). Hämtat från [regeringen.se](https://www.regeringen.se): <https://www.regeringen.se/regeringspolitik/energi/mal-och-visioner-for-energi/>
- SMHI*. (den 20 maj 2022). Hämtat från [smhi.se](https://www.smhi.se): <https://www.smhi.se/klimat/klimatet-da-och-nu/klimatindikatorer/klimatindikator-temperatur-1.2430>
- Svenska kyl&värmepump föreningen*. (den 21 januari 2014). Hämtat från [skvp.se](https://skvp.se): <https://skvp.se/nyheter-o-statistik/nyhetsarkiv/anvandarstopp-for-r22-fran-1-januari-2015--meddela-era-kunder-i-samband-med-ars>
- Sveriges första fjärrkylanläggning importerades av FVB. (den 30 april 2021). *Energinyheter*. Åquist, C., Tansjö, L., & Beckman, O. (mars 2024). *Nationalencyklopedin, termodynamik*. Hämtat från [ne.se](http://www.ne.se): <http://www.ne.se/uppslagsverk/encyklopedi/lang/termodynamik>

# 10 Bilagor

Bilaga 1: COP mot kyleffekt för VKA1.

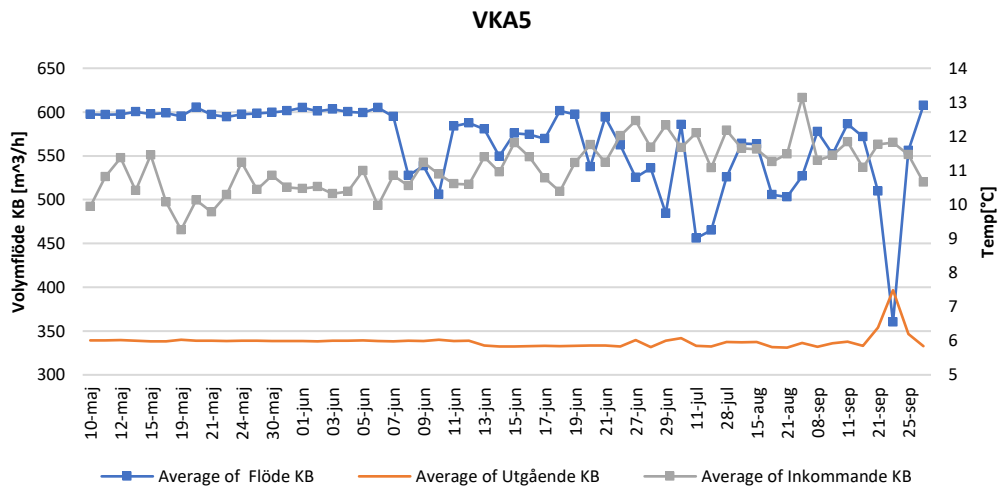


Bilaga 2: Relationen mellan volymflöde, utgående temperatur och inkommande temperatur på KYM sidan för VKA5.

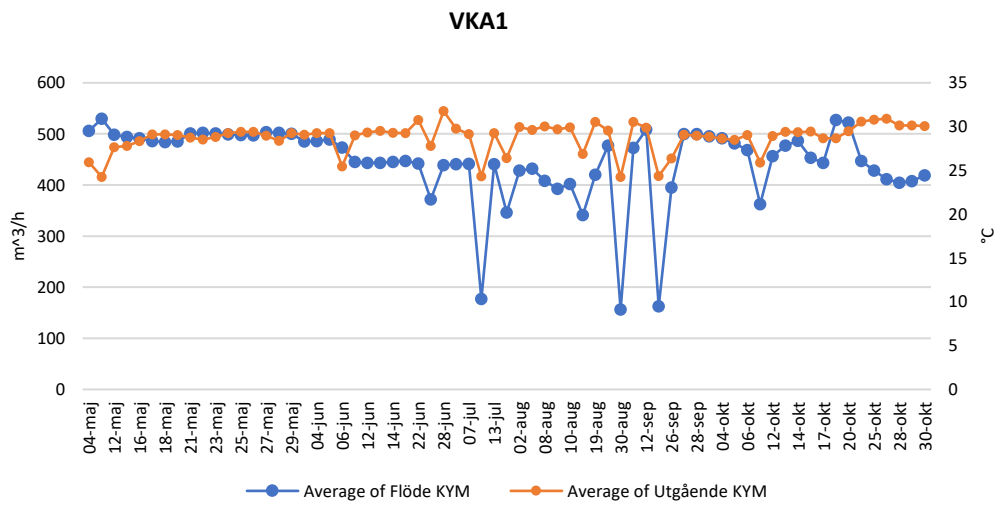




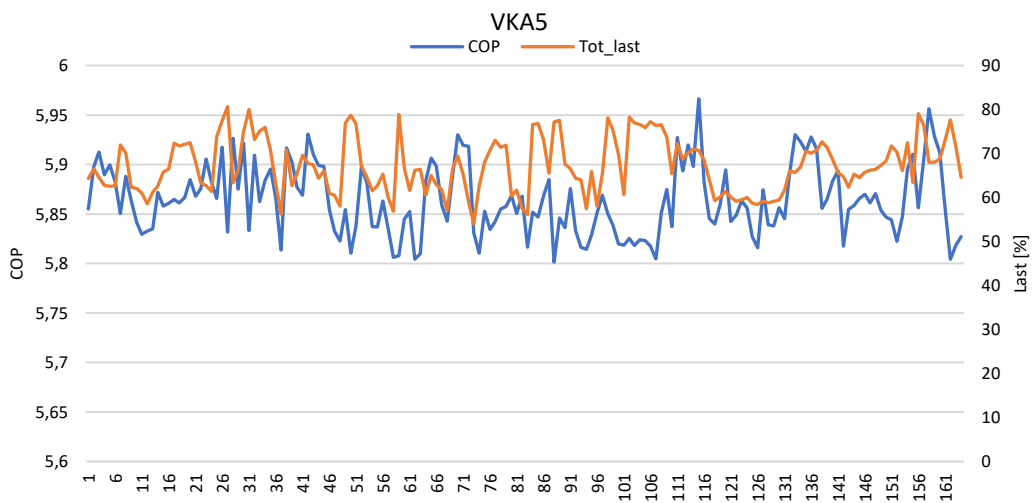
Bilaga 3: Relationen mellan volymflöde, utgående temperatur och inkommande temperatur på KB sidan för VKA5.



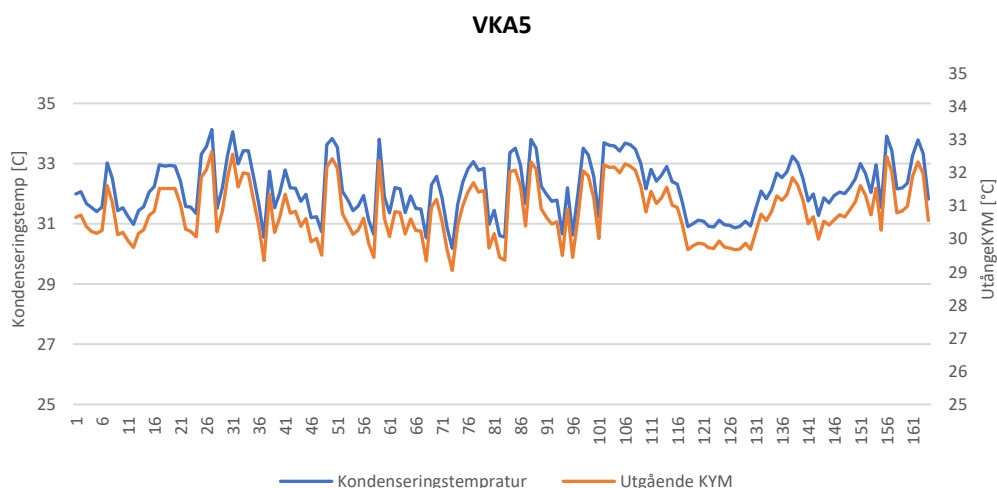
Bilaga 4: Relationen mellan volymflöde och utgående temperatur på KYM sidan för VKA1.



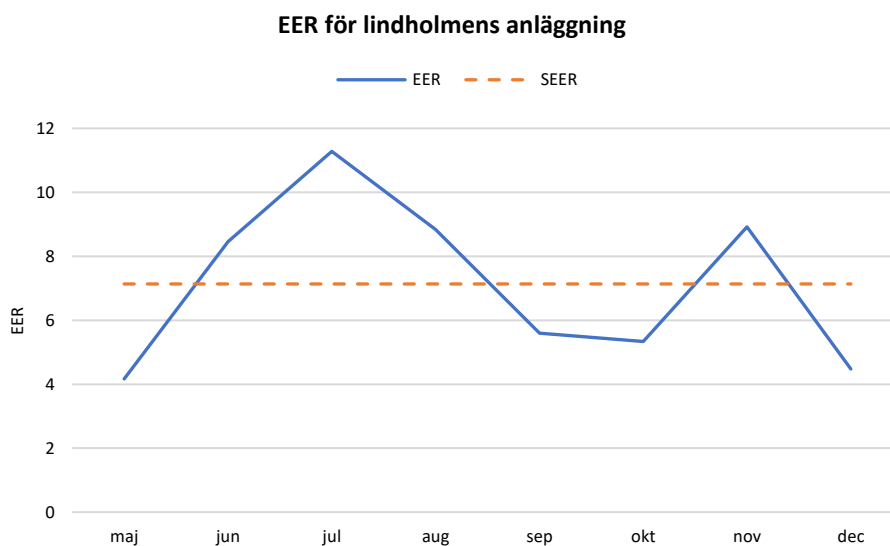
Bilaga 5: Relationen mellan COP och last för juni månade inom högsta COP intervallet för VKA5.



Bilaga 6: Relation mellan Inkommande temperatur KYM och kondenseringstemperaturen.



Bilaga 7: EER och medelvärde SEER för Lindholmens anläggning.



Bilaga 8: Data från analysen av maskinens prestanda under år 2023.

	VKA1	VKA2	VKA3	VKA4	VKA5
<b>INSTALLERADE EFFEKT [MW]</b>	4	1,25	3,1	2,3	5
<b>Tot. DrifttimmaR [H]</b>	1231	664	1718	697	621
<b>SUMMAN AV KYLEFFEKT [MWh]</b>	2929	545,5	4265,4	851,3	2035,6
<b>SUMMAN AV ELEFFEKT [MWh]</b>	447,1	127	180,9	379,4	398,8
<b>COSP</b>	6,55	4,3	23,58	2,24	5,1

Bilaga 9: Driftdata för varje månade respektive kylmaskin.

Månader	VKA1	VKA2	VKA3	VKA4	VKA5
<b>Maj</b>	538,831	108,168	0	0,394	132,758
<b>Jun</b>	436,345	89,195	409,73	39,658	316,784
<b>Jul</b>	75,165	0	734,702	7,201	20,43
<b>Aug</b>	161,116	14,399	573,826	14,236	27,719
<b>Sep</b>	128,12	11,404	0	42,479	78,288
<b>Okt</b>	456,352	50,611	0	204,735	41,253
<b>Nov</b>	17,121	364,082	0	350,095	3,699
<b>Dec</b>	0	26,612	0	38,496	0
<b>Total drifttimmar (h)</b>	1813,05	664,471	1718,258	697,294	620,931

Bilaga 10: Dataanalys för VKA5.

VKA5	Maj	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt
<b>Summan av optimala drifttimmar [h]</b>	46,5	161	7,3	5,1	24	22
<b>Medelvärdet på COP</b>	5,85	5,86	5,85	5,85	5,87	5,87
<b>Kyleffekt [MW]</b>	157	550,4	25,3	22,7	93,4	76,8
<b>Medelvärdet på <math>T_{in,KYM}</math> [°C]</b>	22,1	22,1	22,1	22,2	22,1	21,4
<b>Medelvärdet på <math>T_{ut,KYM}</math> [°C]</b>	30,8	30,8	30,3	30,6	30,7	30,8
<b>Medelvärdet på flöde KYM [m<sup>3</sup>/h]</b>	408,5	403,5	392,8	352,3	365,2	365,9
<b>Medelvärdet på <math>T_{in,KB}</math> [°C]</b>	10,9	10,8	10,6	11,4	11,1	12
<b>Medelvärdet på <math>T_{ut,KB}</math> [°C]</b>	6	5,9	5,8	5,8	6	6,1
<b>Medelvärdet på last [%]</b>	67	67	63	65	67	64
<b>Summan av totala drifttimmar [h]</b>	132,8	316,8	20,4	27,7	78,3	41,3
<b>Driftandel [%]</b>	35	51	36	18	31	53

Bilaga 11: Dataanalys för VKA1.

VKA1	MAJ	JUN	JUL	AUG	SEP	OKT
<b>Summan av optimala drifttimmar [h]</b>	25	3,4	2,7	4,6	5,1	17,1
<b>Medelvärdet på COP</b>	8,7	8,8	9	9,2	8,7	8,6
<b>Kyleffekt [MW]</b>	67,5	8,2	7,6	16,5	18,4	45,5
<b>Medelvärdet på <math>T_{in,KYM}</math> [°C]</b>	23,9	24,6	23,8	24,2	24,5	23,8
<b>Medelvärdet på <math>T_{ut,KYM}</math> [°C]</b>	29	28,4	27,1	29,5	29,1	28,7
<b>Medelvärdet på flöde KYM [m<sup>3</sup>/h]</b>	492,1	432,8	351,2	412,2	426,6	461,7
<b>Medelvärdet på <math>T_{in,KB}</math> [°C]</b>	11,7	10,7	12	12,3	12,7	12,4
<b>Medelvärdet på <math>T_{ut,KB}</math> [°C]</b>	5,9	6,6	7,6	6	6,6	6,3
<b>Medelvärdet på last [%]</b>	67,5	51,4	47,7	68,9	65,8	66,9
<b>Summan av totaladrifttimmar [h]</b>	484,2	207,5	27,6	65,6	52,6	390,4
<b>Driftandel [%]</b>	5	2	10	7	10	4

Bilaga 12: Dataanalys för VKA2.

VKA2	MAJ	OKT	NOV
Summan av optimala drifttimmar [h]	19,9	2	78
Medelvärdet på COP	5,4	5,1	5,5
Kyleffekt [MW]	8,5	1,1	28,3
Medelvärdet på $T_{in,KYM}$ [°C]	22,1	23,8	24
Medelvärdet på $T_{ut,KYM}$ [°C]	27,2	30,5	28,4
Medelvärdet på flöde KYM [m <sup>3</sup> /h]	90,9	98,2	95,2
Medelvärdet på $T_{in,KB}$ [°C]	8,2	9,4	8,4
Medelvärdet på $T_{ut,KB}$ [°C]	4,8	4,8	5,3
Medelvärdet på last [%]	32,4	45,6	29
Summan av totaladrifttimmar [h]	108,2	50,6	364
Driftandel [%]	18	4	21

Bilaga 13: Dataanalys för VKA3.

VKA3	JUN	JUL	AUG
Summan av optimala drifttimmar [h]	3	169	37
Medelvärdet på COSP	29,7	29,6	29,5
Summan av kyleffekt [MW]	8,1	444,2	98,4
Medelvärdet på temp. Tilloppsfjärrvärme [°C]	92,1	90	88,3
Medelvärdet på temp. Returfjärrvärme [°C]	62,3	61,8	62,5
Medelvärdet på $T_{in,KYM}$ [°C]	24,5	24,5	24,5
Medelvärdet på $T_{ut,KYM}$ [°C]	31,4	31,2	31,3
Medelvärdet på $T_{in,KB}$ [°C]	12,8	12,4	12,5
Medelvärdet på $T_{ut,KB}$ [°C]	5,8	5,6	5,8
Medelvärdet på last [%]	87	85	86
Summan av totala drifttimmar [h]	409,7	734,7	573,8
Driftandel [%]	1	23	6

Bilaga 14: Dataanalys för VKA4

VKA4	AUG	SEP	OKT
Summan av optimala drifttimmar [h]	1	13	36
Medelvärdet på COP	8	7	7
Kyleffekt [MW]	2	22	60
Medelvärdet på $T_{in,KYM}$ [°C]	24	24	24
Medelvärdet på $T_{ut,KYM}$ [°C]	31	31	31
Medelvärdet på flöde KYM [m <sup>3</sup> /h]	253	251	243
Medelvärdet på $T_{in,KB}$ [°C]	13	13	13
Medelvärdet på $T_{ut,KB}$ [°C]	6	6	6
Medelvärdet på last [%]	75	75	73
Summan av totaladrifttimmar [h]	14,2	42,5	204,7
Driftandel [%]	7	31	18

Bilaga 15: Data för analys alla kylmaskiner under dess optimala drifttid.

	VKA1	VKA2	VKA3	VKA4	VKA5
Installerade effekt [mw]	4	1,25	3,1	2,3	5
Optimal drifttimmar [h]	58	100	209	50	266
Summan av kyleffekt [MW]	163,7	37,9	550,7	84	925,6
Summan av eleffekt [MW]	22,8	8	18,32	14	170
Kylandel [MW/h]	2,83	0,38	2,64	1,69	3,49
Elandel [MW/h]	0,39	0,08	0,09	0,28	0,64
Cosp-optimal	4	1,25	3,1	2,3	5



**CHALMERS**