

ENGINEERING
TOMORROW

Danfoss

Zużycie energii przemysłowych układów



W niniejszym biuletynie, w oparciu o pracę Thomasa Lunda, Mortena Juel Skovrupa oraz Madsa Holsta, analizujemy i porównujemy zużycie energii następujących typowych układów przemysłowych:

1. Transkrytyczny R744–bezpośredniego parowania (DX)
2. Transkrytyczny R744–pompowy
3. Dwustopniowy R717-pompowy
4. R744/R717 kaskadowo-pompowy
5. Dwustopniowy R507-pompowy

Studium uwzględnia różne warianty układów oraz warunki otoczenia. Testy obejmują układy w czterech rozmiarach, przyjmując zarówno podejście „standardowe”, jak i „zoptymalizowane”. Zestawienie opiera się na modelach symulacyjnych, w tym rzeczywistych danych sprężarek, złożonych modelach wymienników ciepła oraz rzeczywistych danych otoczenia.

Optymalizacja obejmuje sprężanie równoległe, chłodnice hybrydowe, eżektory oraz ekonomizery, tam gdzie stosowne. Ponadto dokonaliśmy obliczeń uwzględniając różne warunki klimatyczne, zarówno klimat zimny, jak i ciepły.

Ponieważ wyniki zestawienia uzależnione są od danych wprowadzonych w oprogramowaniu symulacyjnym, niniejsze opracowanie obrazuje, w jaki sposób wybory dokonane w zakresie oprogramowania symulacyjnego wpływają na wynik ogólny.

1. Wprowadzenie do metod gromadzenia danych

Wiele się mówi o chłodnictwie przemysłowym oraz dostępnych różnorodnych układach. Dane w tym przypadku są kluczowe, a poniższe obliczenia pozwalają dostarczyć wiarygodnych danych, które można przekształcić we właściwe decyzje biznesowe.

Niezwykle ważnym jest porównanie rzeczywistych danych eksploatacyjnych układów, lecz trzeba mieć na uwadze, że dane pozyskiwane w taki sposób mogą być podatne na wiele czynników, które mogą wpływać na ich wiarygodność.

Czynniki wpływu obejmują kwestie eksploatacyjne, obciążenie niskotemperaturowe (LT) i średniotemperaturowe (MT), warunki otoczenia oraz projekt, budowę i konserwację układów.

Aby uniknąć wpływu tych czynników, wykorzystano oprogramowanie symulacyjne (Pack Calculation Pro ver. 4.20 opracowane przez IPU), które posłużyło do gromadzenia danych i odzwierciedlenia rzeczywistego środowiska. Uwzględniono sprawność sprężarek, dane otoczenia, złożone modele chłodnic gazowych/skrapaczy oraz strategie sterowania, które wyraźnie obrazują różnice pomiędzy układami pracującymi w takich samych warunkach, zapewniając bezstronnicze przedstawienie ich wad i zalet.

2.

Parametry obliczeniowe

Wszystkie pięć układów analizowano w konfiguracji „standardowej” i „zoptymalizowanej”.

Typy układów poddanych analizie:

R744 TC DX: Transkrytyczny R744, parowanie bezpośrednie DX

R744 TC FL: Transkrytyczny R744, zalany

R717 2ST: Dwustopniowy R717, zalany

R744/R717: R744/R717 kaskadowy, zalany

R507 2ST: Dwustopniowy R507, zalany

Konfiguracje transkrytyczne

W przypadku układów transkrytycznych, „standardowa” konfiguracja zakłada wyposażenie układu w zespół boostera, ponieważ był to układ pierwotnie oferowany przez dostawcę. Z drugiej strony, „zoptymalizowane” układy uwzględniają hybrydowe (adiabaticzne) chłodnice gazu, sprężanie równoległe (wyłącznie w trybie parowania bezpośredniego DX) oraz eżektory gazu.

Pozostałe typy układów

W pozostałych układach rozgraniczenie pomiędzy „standardową” a „zoptymalizowaną” konfiguracją zasadniczo wiąże się z wykorzystaniem ekonomizerów oraz ograniczoną różnicą temperatur w chłodnicy kaskadowej.

Podczas gdy niektórzy mogliby założyć, że proces optymalizacji będzie obejmował zmniejszenie różnic temperatur w chłodnicach powietrza i skraplaczach / chłodnicach gazu, my poszliśmy w innym kierunku, ponieważ ta zmiana może być dokonana we wszystkich typach układów przy minimalnym wpływie. Zamiast tego, zdecydowaliśmy się na jednakowy wymiar wymienników ciepła.

Zakres temperatury i region

Aby dokładnie odzwierciedlić rzeczywiste scenariusze, wykorzystano dane dotyczące warunków otoczenia zebrane w Oslo, Frankfurtie i Rzymie, zapewniając nam wgląd w wydajność w różnych klimatach - chłodniejszych i cieplejszych.

Tabela 1. Średnia temperatura otoczenia w wybranych lokalizacjach

	TEMPERATURA TERMOMETRU SUCHEGO			TEMPERATURA TERMOMETRU MOKREGO		
	Min.	Maks.	Średnia	Min.	Maks.	Średnia
Rzym	-4,0°C	31,8°C	15,8°C	-6,0°C	25,8°C	13,4°C
Frankfurt	-8,9°C	33,6°C	10,1°C	-9,3°C	22,4°C	7,7°C
Oslo	-17,0°C	28,2°C	6,7°C	-17,2°C	20,5°C	4,4°C

Obciążenia chłodnicze - wspólny mianownik

Aby zapewnić spójność, obciążenie dostarczane we wszystkich układach jest takie samo i podzielone na obciążenie niskotemperaturowe (LT) i średniotemperaturowe (MT).

Obciążenie chłodnicze LT dostarczane przy temperaturze -2°C
Obciążenie chłodnicze MT dostarczane przy temperaturze -25°C

Obliczenia wykazały, że obciążenie chłodnicze MT jest trzykrotnie większe od obciążenia chłodniczego LT. Jednak pomiary odwrotnego podziału, np. obciążenie chłodnicze LT = 3 obciążenia chłodnicze MT, zostały przeprowadzone w kilku przypadkach, aby podkreślić znaczenie podziału LT/MT.

Początkowo typy układów są obliczane w 4 różnych rozmiarach, z obciążeniami chłodniczymi LT/MT na poziomie:

- 50/150kW
- 150/450kW
- 300/900kW
- 900/2700kW

Oprogramowanie symulacyjne pozwala na ustalenie zmiennego obciążenia chłodniczego, lecz postanowiliśmy ustawić stałe obciążenie, aby uniknąć zakłócania typowego zachowania układu chłodzenia, które może występować przy wprowadzaniu funkcjonalności zależnej od czasu oraz/lub temperatur otoczenia.

Profil obciążenia zmiennego

Zwyczaj do stworzenia zmiennego profilu obciążenia wykorzystywane są dwa różne mechanizmy: zmiany temperatury otoczenia i cykle produkcyjne. W wielu cyklach produkcyjnych pełna produkcja ma miejsce w ciągu dnia, a aktywność jest ograniczona nocą. W rezultacie, niezależnie od tego, czy jest to spowodowane temperaturą otoczenia czy cyklami produkcyjnymi, sprawność układu maleje w chłodniejszych porach dnia lub okresach roku.

Utrzymanie stałej sprawności powoduje, że układy chłodzenia częściej pracują w okresach chłodniejszych. W tym przypadku transkrytyczne układy R744 wybijają się, ponieważ ich spadek sprawności w porównaniu do innych układów jest wyższy w wysokich temperaturach.

Przy temperaturach powietrza w pomieszczeniu ustalonych na -2°C i -25°C dla MT i LT, temperatury parowania zostały obliczone na podstawie następujących założeń:

- Różnica temperatur zalanego parownika i wlotu powietrza na poziomie 8K
- Różnica temperatur parownika DX względem wlotu powietrza przy 10K z przegrzaniem 7K
- Spadek ciśnienia linii ssawnej dla R717 oraz R507 na poziomie 1K
- Spadek ciśnienia linii ssawnej dla R744 na poziomie 0K

Skraplacze i chłodnice gazu

Wymiary skraplaczy/chłodnic gazu dobrano według następujących założeń:

- **Skraplacze wyparne**

Różnica temperatur w stosunku do temperatury termometru mokrego wynosi 7K przy maksymalnej wydajności projektowej i maksymalnej temperaturze termometru mokrego w faktycznej lokalizacji.

- **Powietrzne chłodnice gazu**

Różnica temperatury na wylocie 2K w stosunku do temperatury termometru suchego w trybie transkrytycznym. W trybie podkrytycznym do skraplania w temperaturze 25°C wykorzystywana jest różnica temperatur wynosząca 5K względem temperatury termometru suchego. Późniejsze rozmowy z ludźmi, którzy dokonywali pomiarów chłodnic gazu w trybach podkrytycznych, ujawniły, że wynik jest zaniżony, ponieważ obserwowana różnica temperatur jest znacznie wyższa.

- **Hybrydowe chłodnice gazu**

Takie same różnice temperatur jak w przypadku powietrznych chłodnic gazu, ale z zastosowaniem 75% adiabaticznej sprawności temperaturowej.

- **Chłodnice kaskadowe**

Początkowo obliczono z różnicą temperatur na poziomie 5K, która została zmniejszona do 3K dla układów zoptymalizowanych.

Uwaga: Warto zauważyć, że parowniki DX wykazują wyższą różnicę temperatur w stosunku do wlotu powietrza niż parowniki zalane. Rozbieżność ta wynika z konieczności generowania przegrzania. W oparciu o dyskusje z profesjonalistami z branży, najniższą bezpieczną wartość przegrzania ustalono na poziomie 7K, ponieważ dodatkowa różnica temperatur 2K stanowi umiarkowaną niekorzyść wynikającą z pracy w trybie DX.

Chłodnice gazu zostały zaprojektowane ze stosunkowo niską różnicą temperatur w trybie podkrytycznym, ponieważ pracują przy obciążeniu mniejszym niż maksymalne.

Dobór sprężarek

Sprężarki do układów transkrytycznych zostały dobrane przez dostawcę i dostępne są u większych producentów. Oprogramowanie symulacyjne zapewniło korelacje sprawności dla sprężarek R744, początkowo pochodzące z oprogramowania dostawcy. Dane w zakresie sprawności sprężarek R717, R507 oraz R744 w układzie kaskadowym zostały pozyskane z programów obliczeniowych producenta i zintegrowane z oprogramowaniem symulacyjnym.

Tabela 2. Wybrane typy sprężarek

Obciążenie	R744 TC DX	R744 TC FL	R717 2ST	R744/R717	R507 2ST
50/150	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.
150/450	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.	Tłok./Śrub.
300/900	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.	Śrub./Śrub.	Tłok./Śrub.	Śrub./Śrub.
900/2700	Tłok./Tłok.	Tłok./Tłok.	Śrub./Śrub.	Tłok./Śrub.	Śrub./Śrub.

Kwestie odzysku ciepła

W niniejszej analizie pominięto odzysk ciepła. Program symulacyjny skupia się głównie na sterowaniu układem, aby osiągnąć żądaną moc chłodzenia. Implementacja odzysku ciepła mogłaby skutkować nieoptymalnym cyklem chłodzenia, zakłócając korzyści ekonomiczne.

Ponadto różne ograniczenia dotyczące układów odzyskiwania ciepła, w tym zakresy temperatur i wymagana wydajność, różnią się znacznie w zależności od instalacji. Uwzględnienie tych różnic wprowadziłoby wiele zawiłości, które mogłyby zaburzyć wyniki zamiast zwiększyć ich przejrzystość.

3.

Standardowe obliczenia dotyczące układów

Początkowo obliczenia obejmowały wszystkie rozmiary i typy układów we wszystkich lokalizacjach, generując znaczną ilość danych. Podstawowym wskaźnikiem jest roczne zużycie energii wyrażone w MWh, które stanowi kluczowy wynik zgodnie z Tabelą 3. Ponadto Tabela 4 przedstawia powiązane wartości współczynnika COP.

Tabela 3 Roczne zużycie energii

	Obciążenie (LT/MT w kW)	R744 TC DX MWh	R744 TC FL MWh	R717 2ST MWh	R744/R717 MWh	R507 2ST MWh
Rzym	50/150	781	705	500	535	518
	150/450	2079	1948	1503	1650	1595
	300/900	4181	3926	2891	3150	3140
	900/2700	12608	11966	8542	9424	9400

Frankfurt	50/150	613	561	448	485	459
	150/450	1621	1494	1344	1490	1377
	300/900	3265	3046	2575	2820	2723
	900/2700	9833	9301	7597	8397	8169

Oslo	50/150	544	507	428	463	439
	150/450	1432	1313	1284	1431	1302
	300/900	2884	2674	2457	2699	2579
	900/2700	8691	8179	7243	8035	7242

Tabela 4. Roczny współczynnik COP

COP	Obciążenie (LT/MT w kW)	R744 TC DX	R744 TC FL	R717 2ST	R744/R717	R507 2ST
Rzym	50/150	2,24	2,49	3,50	3,28	3,38
	150/450	2,53	2,70	3,50	3,18	3,30
	300/900	2,51	2,68	3,64	3,34	3,35
	900/2700	2,50	2,64	3,69	3,35	3,35

Frankfurt	50/150	2,86	3,12	3,91	3,61	3,81
	150/450	3,24	3,52	3,91	3,53	3,82
	300/900	3,22	3,45	4,08	3,73	3,86
	900/2700	3,21	3,39	4,15	3,76	3,86

Oslo	50/150	3,22	3,46	4,09	3,78	3,99
	150/450	3,67	4,00	4,09	3,67	4,04
	300/900	3,64	3,93	4,28	3,90	4,08
	900/2700	3,63	3,86	4,35	3,92	4,35

Kluczowe obserwacje

Na pierwszy rzut oka wartości COP wykazują kilka trendów. Jednym z nich jest fakt, że COP w układach transkrytycznych pozostaje względnie stały, biorąc pod uwagę różne rozmiary, z wyjątkiem 50/150kW. Różnice te można przypisać niefortunnemu doborowi typu sprężarki dokonanemu przez dostawcę, co sprawia, że trzy większe rozmiary są jedynymi reprezentatywnymi przykładami w kategorii transkrytycznej.

Jeśli chodzi o pozostałe układy, istnieje niewielka tendencja wzrostowa COP wraz ze wzrostem rozmiaru układu, choć nie jest ona znacząca. W związku z tym skupiono się wyłącznie na układzie 300/900 kW, aby zmniejszyć obciążenie pracą i poprawić przejrzystość.

Kolejnym wnioskiem jest fakt, że we wszystkich sytuacjach najlepszym współczynnikiem COP cieszy się dwustopniowy układ R717. Warto jednak rozważyć kilka kwestii dotyczących tego wyniku.

Temperatura pokojowa LT wynosząca -25°C skutkuje temperaturami parowania wynoszącymi -33°C w układzie kaskadowym R744/R717. Jest to tylko na granicy, gdzie system kaskadowy zaczyna być konkurencyjny w porównaniu do dwustopniowego układu R717. Wraz ze spadkiem temperatury parowania, na przykład przy bardziej wymagających zastosowaniach w zakresie chłodzenia, układ kaskadowy ostatecznie przewyższa wydajność dwustopniowego systemu R717.

Jeśli chodzi o system R507, został on uwzględniony przede wszystkim w celach referencyjnych, ale pod względem wydajności jest bliski dwustopniowemu układowi R717 i układowi kaskadowemu, choć zostaje nieco w tyle.

Niemniej jednak, ponieważ głównym celem jest efektywność energetyczna, rozsądniej jest spojrzeć na średni roczny współczynnik COP, wykorzystując całkowity dostarczony efekt chłodzenia z poszczególnych rozmiarów układów.

Zużycie energii

Analizując Tabelę 5, układy transkrytyczne 300/900 kW w chłodniejszym klimacie, np. w Oslo, zbliżają się do wydajności dwustopniowego R717, przy czym wersja zalana zużywa więcej energii o 9%, a wersja DX o około 17%.

Jednak w cieplejszym klimacie, np. w Rzymie, układy transkrytyczne wykazują znacznie wyższe zużycie energii, tj. na poziomie 32% i 45%. Układy transkrytyczne cechują się mniejszą wydajnością w cieplejszym klimacie, co nie stanowi niespodzianki. Porównując je z Oslo jako punktem odniesienia, staje się oczywiste, że układy te reagują na zmiany temperatury otoczenia.

Tabela 5. Zużycie energii względem dwustopniowego układu R717

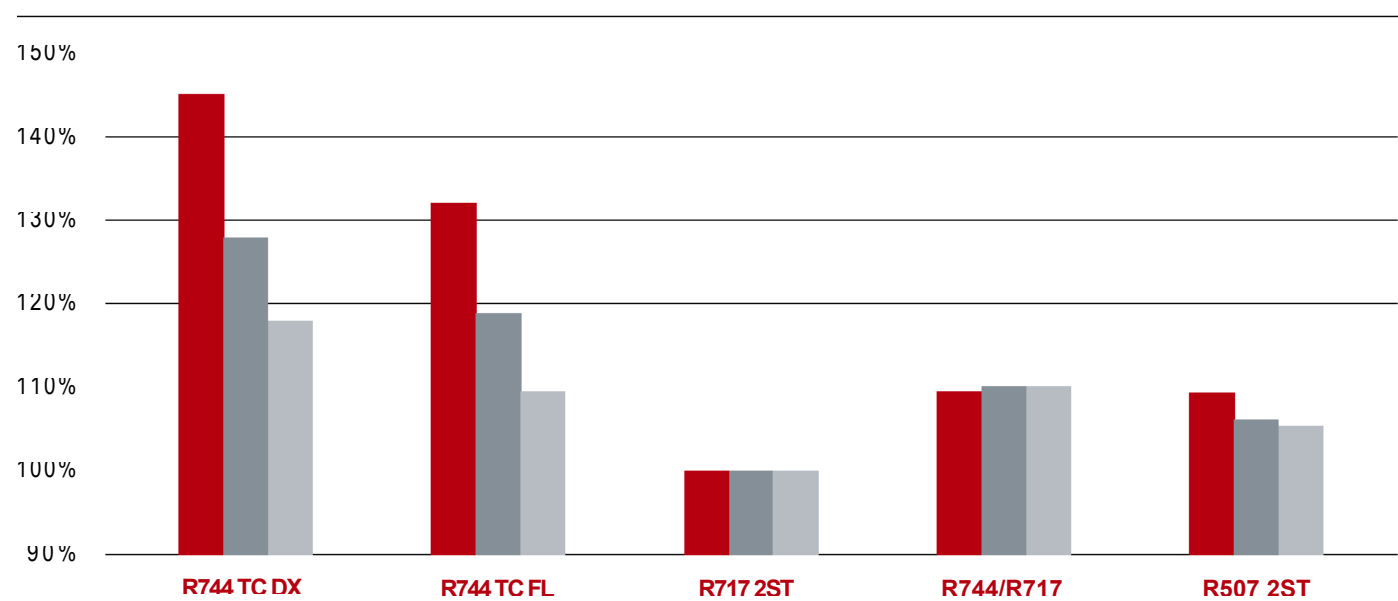
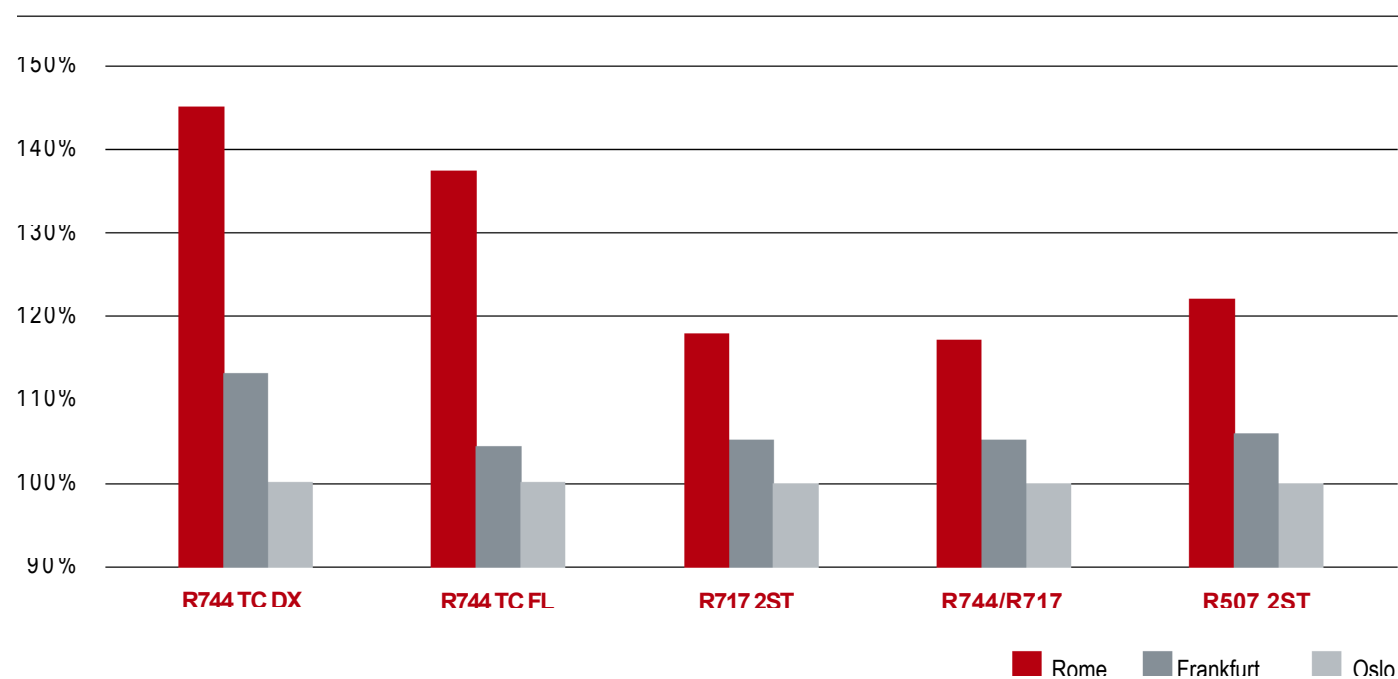


Tabela 6. Zużycie energii względem Oslo

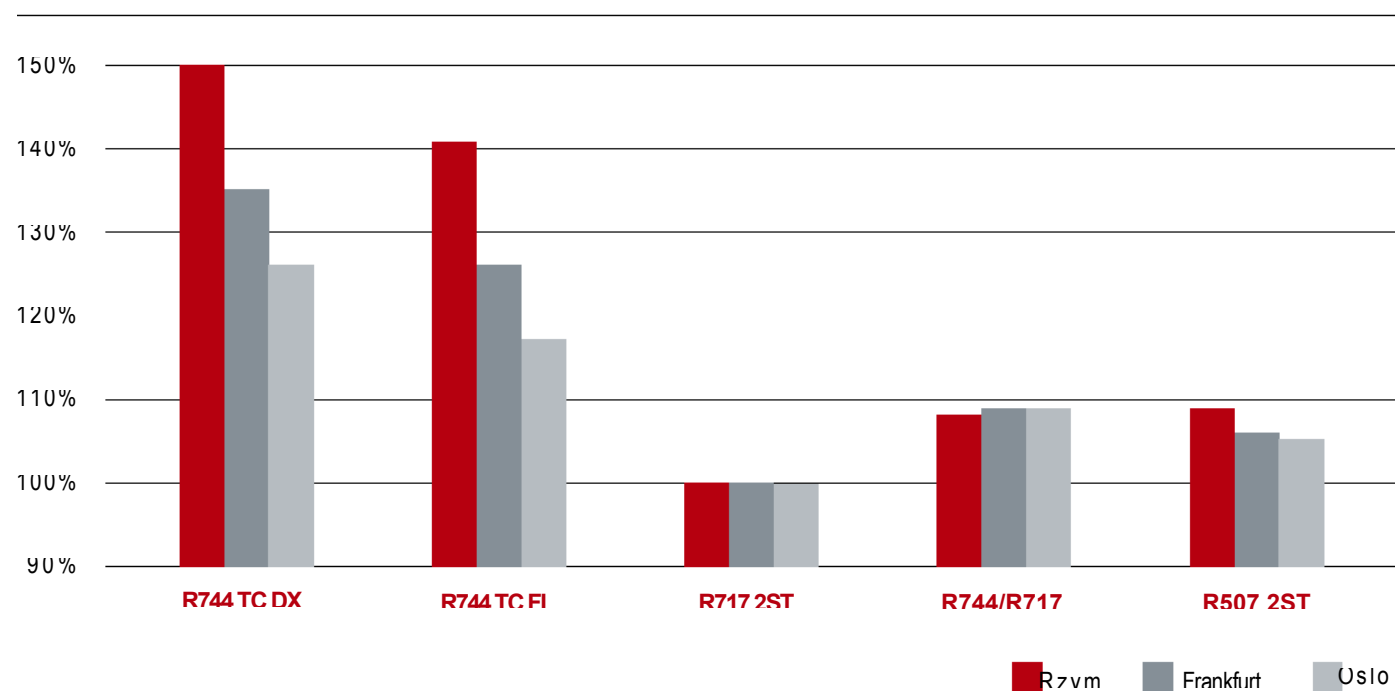


Wpływ profilu obciążenia

Jak wspomniano wcześniej, profil obciążenia w obliczeniach jest stały. Patrząc na względne zużycie energii w porównaniu do dwustopniowego R717 w tabeli 7, dwustopniowy R717 znów okazał się najbardziej wydajny.

W programie symulacyjnym wykorzystano przykładowy profil obciążenia, aby uzyskać dalsze informacje na temat wpływu profilu obciążenia na wyniki. Profile obciążenia mogą mieć różne formy, ale w tym przykładzie obciążenie chłodnicze zostało dostosowane tak, aby wahało się od podstawowej wydajności przy maksymalnej temperaturze termometru suchego w danej lokalizacji do 35% przy temperaturze równej temperaturze pokojowej. Zmierzony wariant był liniowy, a dostarczony efekt chłodzenia pozostawał stały dla różnych typów układów, ale zmieniał się w zależności od lokalizacji.

Tabela 7. Zużycie energii względem dwustopniowego układu R717 - zmienny profil obciążenia



Ogólnie rzecz biorąc, systemy transkrytyczne zyskały od 5 do 10% dzięki stałemu profilowi obciążenia, choć zależy to od rzeczywistej konfiguracji profilu obciążenia. Reakcja poszczególnych układów na chłodniejszy klimat (Oslo) była nieznacznie korzystniejsza niż w cieplejszym klimacie (Rzym), osiągając od 4 do 5% mniejsze zużycie energii przy stałym profilu obciążenia.

Analiza obciążeń LT i MT

Na koniec zbadano podział między obciążeniem LT i MT przy użyciu początkowego stałego profilu obciążenia.

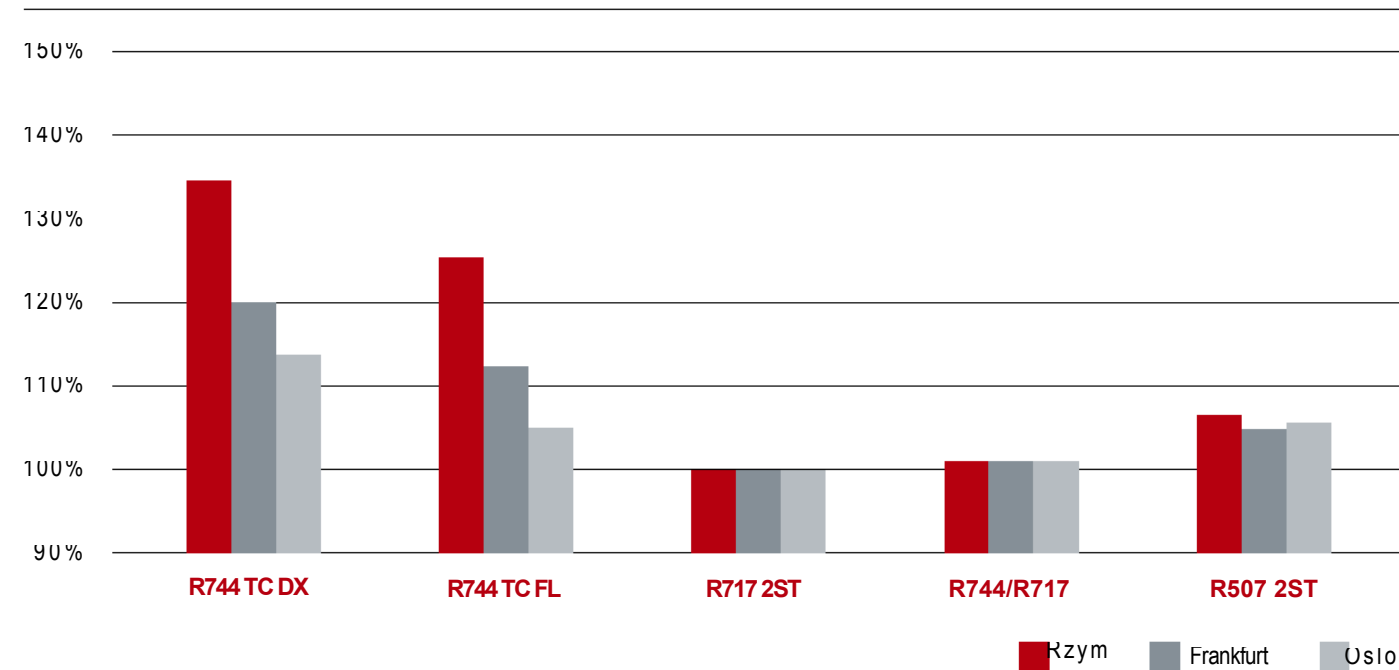
Przeliczenie systemu 300/900 kW na 900/300 kW dało zużycie energii w MWh, jak pokazano w Tabeli 8.

Zgodnie z Tabelą 9, dwustopniowy R717 okazał się najwydajniejszy, choć układ kaskadowy miał zbliżone osiągi.

Tabela 8. Roczne zużycie energii - odwrócony podział LT /

	R744 TC DX	R744 TC FL	R717 2ST	R744/R717	R507 2ST
Rzym	5616	5242	4182	4242	4446
Frankfurt	4610	4282	3835	3886	3989
Oslo	4193	3878	3705	3755	3831

Tabela 9. Zużycie energii względem dwustopniowego układu R717 - odwrócony podział LT / MT



Choć wydajność układu transkrytycznego została poprawiona, efekt końcowy pozostał w zasadzie bez zmian. Zysk zaobserwowany w układach transkrytycznych można przypisać sprężarkom LT, odgrywającym większą rolę w całkowitym zużyciu, z odpowiadającym za tę zmianę lepszym współczynnikiem COP sprężarek R744 pracujących w trybie LT.

4.

Obliczenia dotyczące układów zoptymalizowanych

Ponieważ zaczynamy badać wyniki dla zoptymalizowanych układów, ważne jest, aby najpierw wyjaśnić różnice między badanym układem zoptymalizowanym a standardowym. Dodatkowo zajmiemy się kilkoma kluczowymi kwestiami, o których należy pamiętać przed zagłębieniem się w obserwacje i wyniki.

Zmiany w stosunku do standardowych systemów (wyłącznie 300/900kW)

- Transkrytyczne układy R744 DX: Dodano sprężanie równoległe, chłodnice hybrydowe oraz eżektory gazu.
- Transkrytyczne układy zalane R744: Dodano chłodnice hybrydowe oraz eżektory gazu.
- Dwustopniowe układy R717: W sprężarkach śrubowych dodano ekonomizery.
- Układy kaskadowe R744/R717: W sprężarkach śrubowych dodano ekonomizery, kaskadowa różnica temperatur ograniczona z 5K do 3K.
- Dwustopniowe układy R507: W sprężarkach śrubowych dodano ekonomizery.

Uwagi dotyczące zoptymalizowanych układów

Sprężanie równoległe to funkcja oprogramowania symulacyjnego, które podstawowo wykorzystuje sprężarki typu MT.

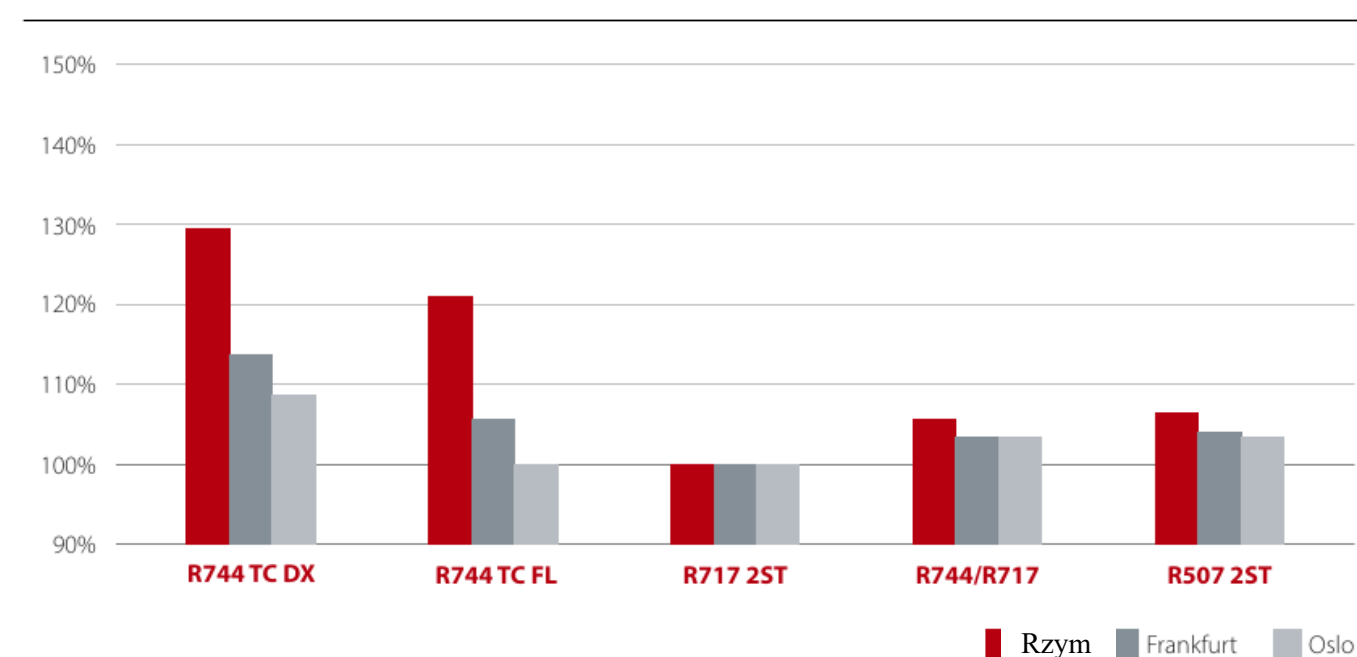
1. Chłodnice hybrydowe, które również występują jako funkcja oprogramowania, zostały zwymiarowane jako skraplacze wyparne wykorzystujące temperaturę osiągniętą przy efektywności procesu adiabatycznego na poziomie 75%.
2. W oparciu o dyskusje z ekspertami w dziedzinie chłodnictwa komercyjnego, nie uwzględniono ogólnej zasady redukcji o 7% mocy sprężarki MT, gdy temperatura na wylocie chłodnicy gazu przekracza 22°C. Wynik obliczeń zawiera zestawienie operacji układu z każdej godziny, z wierszami danych odzwierciedlającymi zmniejszone zużycie energii przez sprężarkę MT, gdy temperatura na wylocie chłodnicy gazu przekroczyła 22°C, co dało nową sumę roczną. Eżektory gazu nie stanowią funkcji oprogramowania symulacyjnego.
3. Ekonomizery nie stanowią funkcji oprogramowania symulacyjnego. Dane sprężarek obliczono na podstawie rzeczywistych warunków eksploatacyjnych, a następnie zostały porównane przy otwartych i zamkniętych ekonomizerach. Zysk współczynnika COP wykorzystano w celu ograniczenia zużycia energii przez sprężarki.
4. Zmodyfikowano kaskadową różnicę temperatur, która stanowi regulowany parametr w oprogramowaniu.
5. Oprogramowanie obliczeniowe nie dopuszcza możliwości przeprowadzenia obliczeń w kombinacji transkrytycznego układu zalanych R744 oraz sprężania równoległego. W związku z tym ta sama korekta procentowa, jaką stwierdzono w systemie DX, została zastosowana do zalanego systemu transkrytycznego.
6. W Tabeli 10 uzyskane wartości zużycia energii przedstawiono w MWh.
7. Tabela 11 wykorzystuje dwustopniowy układ R717 jako punkt odniesienia w celu analizy danych.

Tabela 10. Roczne zużycie energii. Układy zoptymalizowane

	R744 TC DX	R744 TC FL	R717 2ST	R744/R717	R507 2ST
Rzym	3578	3362	2778	2915	2933
Frankfurt	2818	2622	2494	2578	2582
Oslo	2565	2376	2384	2456	2455

Ponownie podobnie do dwustopniowego R717 jako odniesienia

Tabela 11. Zużycie energii względem dwustopniowego układu R717. Układy zoptymalizowane - TC FL w przybliżeniu





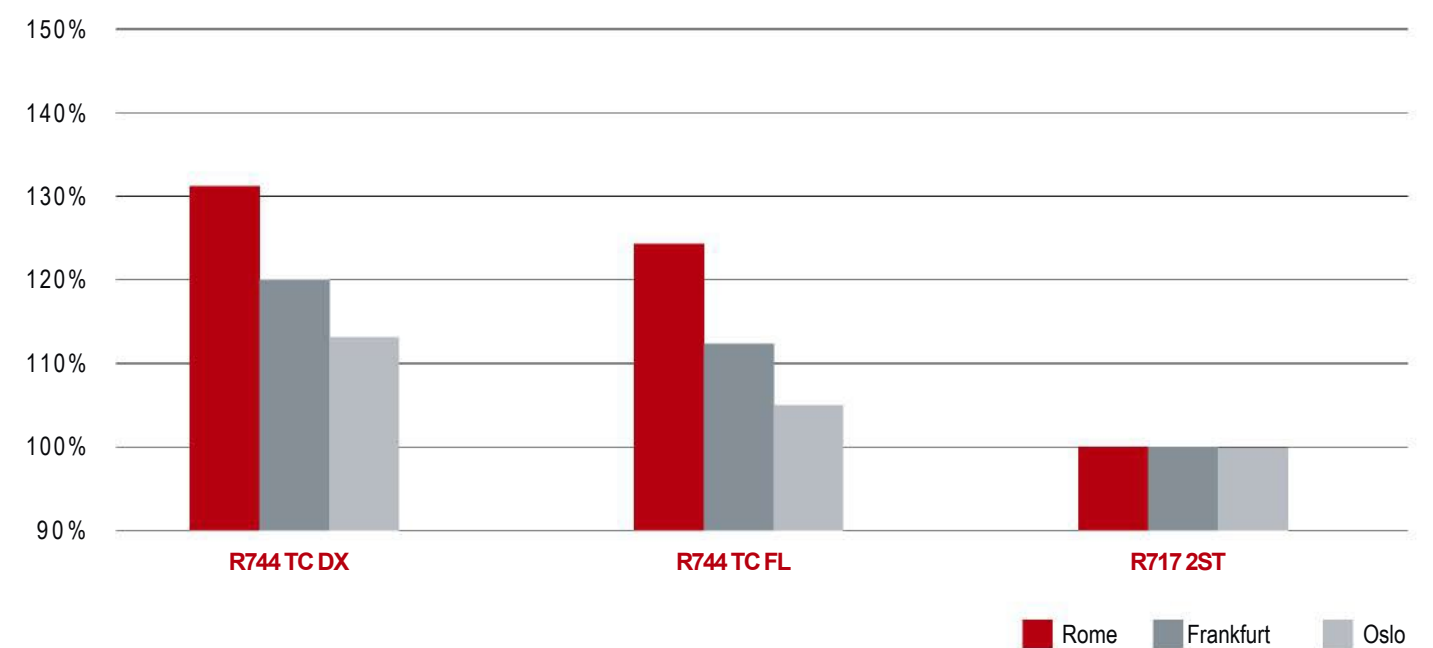
Oczywistym jest, że układy transkrytyczne wykazują lepsze zyski w porównaniu z układami tradycyjnymi, co powoduje, że oba typy układów zbliżają się do siebie.

Inny wariant obliczeń dla układów transkrytycznych nie uwzględnia chłodziw hybridowych, ale bierze pod wszelkie inne optymalizacje. Zdecydowano się na to z uwagi na dwie kwestie:

- Pierwszą są koszty eksploatacji chłodziw hybridowej, które są znaczenie wyższe niż powietrznej chłodziw gazu.
- Drugą jest fakt, że obniżenie temperatury wylotowej skraplacza/chłodziw gazu skróciło czas aktywności eżektora gazu.

Choć obliczenia ekonomiczne nie przyniosły jednoznacznych wyników, pełna korzyść z braku chłodziw hybridowych może nie być od razu widoczna. Niemniej jednak obliczone zużycie energii względem dwustopniowego układu R717 zostało przedstawione na poniższym schemacie.

Tabela 12. Zużycie energii względem dwustopniowego układu R717. Układy zoptymalizowane - chłodziw powietrzna



5.

Wnioski

Analizując dane dotyczące wydajności, oczywiste jest, że bez względu na to, jak bardzo zoptymalizowany jest transkrytyczny układ R744, nie może on konkurować z dwustopniowym układem R717. Jednak jego osiągi nie odbiegają znacznie w zimniejszym klimacie. Ogólnie rzecz biorąc, transkrytyczny układ R744 wykazuje od 5 do 10% wyższe zużycie energii w chłodniejszym klimacie, które wzrasta do około 30% w stosunkowo cieplejszym klimacie.

Układy kaskadowe zazwyczaj wykazują zużycie energii o około 5% wyższe niż dwustopniowy układ R717. Należy jednak zauważyć, że zakres temperatur badany w analizie nie sprzyja układowi kaskadowemu. W układach z niższą temperaturą parowania po stronie LT (niskotemperaturowej) układ kaskadowy może ostatecznie stać się bardziej wydajny, ponieważ wydajność R717 gwałtownie spada. Dwustopniowy układ R507, uwzględniony głównie w celach porównawczych, generalnie zużywa więcej energii niż dwustopniowy R717, a w najlepszych scenariuszach dla transkrytycznego R744 - jest mniej więcej równoważny pod względem zużycia energii.

W ciągu ostatniej dekady nastąpił znaczący, dość imponujący postęp w osiągnięciach układów transkrytycznych. Jednocześnie zwolennicy R717 (amoniak) położyli duży nacisk na ograniczenie ładunku, ponieważ stanowi to wyzwanie związane z układami R717. Co za tym idzie, technologia ta nieustannie ewoluuje i mamy nadzieję, że niniejszy artykuł rozjaśni obecny status przynajmniej niektórych aspektów tej dynamicznej dziedziny.





Informacje o **Danfoss**

Danfoss skupia się na projektowaniu lepszej przyszłości. Od jednego z pierwszych na świecie termostatów grzejnikowych i masowo produkowanych przemienników częstotliwości po wiele rozwiązań i technologii, które przesuwały granice niemożliwego, zawsze mieliśmy na uwadze budowanie lepszej przyszłości. Nasza przygoda rozpoczęła się w 1933 r., gdy Mads Clausen założył firmę Danfoss w gospodarstwie swoich rodziców w Nordborg w Danii. Od tego czasu firma rozwinęła się z samodzielnego przedsiębiorstwa w jednego z wiodących, światowych dostawców innowacyjnych i energooszczędnych rozwiązań.

Pasja do technologii i naszych klientów doprowadziła do powstania spuścizny, która pozwala nam stawiać czoła coraz bardziej złożonym wyzwaniom i osiągać wyjątkowe rezultaty. Z obietnicą jakości, niezawodności i innowacyjnością głęboko zakorzenioną w naszym DNA dostarczamy szeroką gamę produktów i rozwiązań w wielu segmentach biznesowych. Nasza koncentracja na spełnianiu ambicji ESG wyróżnia nas i wierzymy, że stawia nas jako pioniera w zakresie rozwiązań dekarbonizacyjnych, najlepszych w swojej klasie produktów obiegu zamkniętego, przejrzystości i sprawniejszej obsługi klienta. Zostań naszym partnerem i razem zaprojektujmy przyszłość.