

Sommario

BREVE DESCRIZIONE DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALI	3
<i>TIPI DI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO</i>	3
<i>SISTEMI A TUTT'ARIA CON FAN COILS</i>	3
<i>SISTEMI A TUTT'ARIA CON RECUPERATORE ENTALPICO ROTATIVO</i>	3
<i>SISTEMI A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO</i>	3
PRO E CONTRO DEI SISTEMI.....	4
<i>TIPOLOGIE DI GRUPPI GENERATORI DI FREDDO E DI CALDO</i>	4
<i>AD ESPANSIONE DIRETTA DI GAS</i>	4
<i>AD ESPANSIONE INDIRETTA DI GAS</i>	4
<i>AD ASSORBIMENTO</i>	4
MACCHINE PER LA GENERAZIONE DEL FREDDO.....	5
<i>SCROLL</i>	5
<i>ALTERNATIVI SEMIERMETICI</i>	5
<i>ALTERNATIVI "APERTI"</i>	5
<i>SEMIERMETICI A VITE</i>	5
<i>APERTI A VITE</i>	6
<i>CENTRIFUGHI</i>	6
USO DELLE TIPOLOGIE DI COMPRESSORI FRIGORIFERI.....	6
DEFINIZIONE D'USO	6
ORGANIZZAZIONE DEI GRUPPI FRIGORIFERI.....	9
Ad espansione diretta di gas	9
Ad espansione indiretta di gas	9
<i>IL CONDENSATORE</i>	9
CONDENSATORE A FASCIO TUBIERO	9
CONDENSATORE A PIASTRE	10
L'EVAPORATORE.....	10
SCHEMA TIPO DI SISTEMA FRIGORIFERO A CIRCOLAZIONE DI ACQUA REFRIGERATA (SOLO FREDDO).....	11
I GAS FRIGORIGENI.....	12
<i>LA CLASSIFICAZIONE DI SICUREZZA DEI REFRIGERANTI</i>	12
<i>TOSSICITÀ</i>	12
GRUPPO A.....	12
GRUPPO B.....	12
<i>INFIAMMABILITÀ</i>	13
<i>CLASSE 1</i>	13
<i>CLASSE 2</i>	13
<i>CLASSE 3</i>	13
<i>SICUREZZA DELLE MISCELE</i>	13
<i>CLASSIFICAZIONE DEI GAS FRIGORIGENI</i>	14
LE UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO	15
Un sistema a sola aria esterna (100%) senza l'ausilio di fan coils interni	16
Sistema di ricircolo tipo ISO 7547 miscela di aria esterna ed aria ricircolata (60%).....	16
Sistema a tutto ricircolo (100%)	17
Un sistema ad aria ricircolata che impieghi un ventilatore di ricircolo o senza di esso, affidando il servizio di ricircolo all'unità di condizionamento stessa	17
MATERIALI.....	18
RECUPERATORE ENTALPICO ROTATIVO	19
<i>RUOTE A CONDENSAZIONE</i>	19
<i>RUOTE AD ASSORBIMENTO</i>	19
<i>RUOTE ENTALPICHE</i>	19
<i>Esempio di calcolo di rotore ad assorbimento</i>	20
DEFINIZIONE DI CALCOLO TERMICO	21
<i>Differenze tra calcolo termico di terra e calcolo termico navale</i>	21
DOCUMENTI NECESSARI AL CALCOLO TERMICO.....	21

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

<i>Piano generale nave</i>	21
<i>Specifica nave</i>	21
<i>Piano delle isolazioni struttura</i>	21
<i>Lista delle dissipazioni all'interno dei locali</i>	21
<i>Piano delle finestrate</i>	21
<i>Documenti ISO</i>	22
IL CALCOLO TERMICO SECONDO ISO 7547	23
CALORE PER RADIAZIONE – CARICHI ESOGENI.....	23
Materiale	23
Colore.....	24
CALORE PER TRASMISSIONE – CARICHI ESOGENI & ENDOGENI	24
LA TRASMISSIONE DEL CALORE	24
CARICHI ENDOGENI ED ESOGENI	26
<i>CARICHI ENDOGENI (sensibili e latenti)</i>	26
<i>Persone</i>	26
<i>Luci</i>	27
<i>Le apparecchiature elettriche</i>	27
<i>Locali attigui con carichi da trasmissione</i>	28
COEFFICIENTI DI CONTEMPORANEITÀ	29
CREAZIONE DI UNA TABELLA PER LA RACCOLTA ED IL CALCOLO DEI CARICHI TERMICI	31
DETERMINAZIONE DEI CARICHI DI BORDO	32
RISCALDAMENTO INVERNALE	34
UMIDIFICAZIONE	34
VASI INERZIALI	35
<i>VASI DI COMPENSO</i>	36
IDEA DI SISTEMA NAVALE GREEN.....	37
RICHIESTA.....	38
PREFERIBILE.....	38
INDICAZIONI GENERALI PER LA PROGETTAZIONE	39
ESEMPIO DI SINOTTICO PER LA DEFINIZIONE DELLE AREE SERVITE DALL'IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO	40
ESEMPI DI PROCESS & INSTRUMENT DIAGRAM (P&ID)	42
<i>P&ID stazione di condizionamento</i>	42
<i>P&ID di una cucina</i>	43
<i>P&ID cabina</i>	43
<i>P&ID di un locale tecnico</i>	44
ESEMPIO DI PIANO UNIFILARE PER LA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	45
ESERCITAZIONI	47
ESERCIZIO 0	47
ESERCIZIO 1	48
ESERCIZIO 2	50
ESERCIZIO 3	51
ESERCIZIO 4	52
ESERCIZIO 5	53
PROPOSTA DI PROGETTO	54
DESCRIZIONE DEL SISTEMA DA PROGETTARE	54
DOCUMENTI DI RIFERIMENTO	55

BREVE DESCRIZIONE DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALI

Se guardiamo agli impianti di condizionamento navali, ci troviamo di fronte ad una scelta non facile e ci dovremo per forza di cose orientare o sulla richiesta del cliente o su soluzioni che, in materia di risparmio, al giorno d'oggi siano le benvenute.

Sia consentita una breve nota relativa alla richiesta di impianti di condizionamento navali. Oggi giorno si assiste a richieste di progetti di condizionamento navale con valori termo igrometrici veramente alti ed al di fuori di quella che potrebbe essere chiamata ragionevolezza di progetto. Le continue notizie del riscaldamento della terra spingono gli armatori a chiedere performances fuori da quelli che sono i punti di benessere del passeggero o del lavoratore di bordo (i.e. 21°C con 50% di umidità relativa per i locali interni e 45° C con il 90% di umidità relativa all'esterno). La richiesta di questi sistemi "esagerati" viene normalmente avanzata assieme al postilla che richiama a quello che dovrebbe essere il rispetto per l'ambiente; quindi, con la richiesta di adottare un "green" gas, che consenta un minore inquinamento dell'atmosfera, ma aumentano, visto il decremento di performance dei "green" gas, le emissioni per la generazione elettrica.

TIPI DI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

Vi è una moltitudine di sistemi di condizionamento fra cui scegliere:

SISTEMI A TUTT'ARIA CON FAN COILS (trattamento 100% di aria esterna) in abbinamento con fan coils che si faranno carico di coprire i carichi endogeni ed esogeni, in questo caso l'unità di condizionamento dell'aria sarà adibita al trattamento dell'aria esterna.

SISTEMI A TUTT'ARIA CON RECUPERATORE ENTALPICO ROTATIVO sono impianti che usano solamente aria esterna, le unità di condizionamento sono equipaggiate con una ruota entalpica di recupero energetico¹. La distribuzione dell'aria può essere CAV (*constant air volume*)² o VAV (*variable air volume*)³.

SISTEMI A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO di una parte dell'aria, normalmente 50-60%⁴ sulla portata totale di aria condizionata. Questi sistemi possono essere CAV oppure VAV, dipende dalle richieste della Società Armatrice o dalle nostre proposte.

I tre sistemi elencati hanno tutti le loro peculiarità ma se dovessimo scegliere per motivi di risparmio energetico e per l'igienicità dell'aria trattata il primo ed il secondo sarebbero i favoriti. Di seguito una tabella di confronto dei tre sistemi.

¹ Il risparmio alle massime condizioni esterne arriva anche a valori oltre l'ottanta per cento.

² La portata d'aria risulta costante e la regolazione della temperatura è affidata a delle resistenze di post riscaldamento che provvedono alla regolazione fine della temperatura

³ La portata d'aria risulta variabile mediante valvola di utenza ed un piccolo post-riscaldamento per ogni utenza provvede alla regolazione fine della temperatura

⁴ La percentuale di aria di ricircolo viene suggerita dalla ISO 7547, normalmente pur tenendo conto di questa, il calcolo termico stabilisce quale debba essere la quota di aria di ricircolo

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

PRO E CONTRO DEI SISTEMI

Tipo di sistema	Pro	Contro
A tutt'aria con fan coil	<ul style="list-style-type: none"> - Sistema essenziale con portata d'aria esterna necessaria per il fabbisogno delle persone - Semplicità di esecuzione del progetto - I consumi derivanti dall'uso dell'impianto sono ridotti al minimo 	<ul style="list-style-type: none"> - Sistema che fornisce una quantità di aria esterna sufficiente al numero delle persone con un lavaggio dei locali serviti non particolarmente felice. Il sistema viene scelto principalmente per piccole navi, quali possono essere pattugliatori d'altura, piccoli traghetti con brevi tratte e servizi di cabine passeggeri.
Sistema a tutt'aria con recuperatore entalpico rotativo	<ul style="list-style-type: none"> - Sistema anch'esso essenziale nella sua progettazione che provvede il 100% di aria esterna calcolata al meglio, valutando la situazione peggiorativa fra carichi e necessità di ricambio aria per persone - Semplicità di esecuzione del progetto - I consumi del sistema sono leggermente superiori al sistema della riga precedente, ma va valutato il rapporto consumo/comfort 	<ul style="list-style-type: none"> - Non riteniamo ci siano dei "contro". Il sistema così concepito risulta essere ottimale, soprattutto se equipaggiato con adeguati accessori per il risparmio energetico (i.e. sensori CO₂ per la regolazione della portata d'aria esterna).
Sistemi a tutt'aria con ricircolo	<ul style="list-style-type: none"> - Questi sistemi sono per performances simili al sistema di cui alla riga precedente. Sono anche menzionati nella ISO 7547. La loro performance si avvicina molto ai sistemi con rotore entalpico. 	<ul style="list-style-type: none"> - La progettazione di un sistema di questo tipo, prevede l'adozione di tre reti di condotte anziché due, quindi diventa gravoso per la sua sistemazione e per l'aumento dell'esponente di carico del sistema. Il peso del sistema aumenta considerevolmente causa la terza rete di condotte per la distribuzione dell'aria. - Il ricircolo dell'aria anche se in percentuali basse (60%) può dare origine a ristagno di odori, soprattutto in locali pubblici.

TIPOLOGIE DI GRUPPI GENERATORI DI FREDDO E DI CALDO

Le principali tipologie sono:

AD ESPANSIONE DIRETTA DI GAS, normalmente usato quando i circuiti di distribuzione del gas sono relativamente brevi, su navi da carico o su piccoli natanti. Un sistema ad espansione diretta di gas risulta oggi quantomeno obsoleto se usato per servizi di distribuzione particolarmente complicati con molte utenze. Questo tipo di sistema trova oggi applicazione specifiche nel campo civile ed industriale. Per sistemi vasti il sistema in pompa di calore non è indicato.

AD ESPANSIONE INDIRETTA DI GAS, quello più usato ai tempi odierni per piccole applicazioni anche in pompa di calore, abbinando freddo e caldo mediante inversione di ciclo⁵; oppure per costruzioni di una certa grandezza, imbarcazioni sopra i 40 m di lunghezza, sistema solo freddo abbinato ad un sistema di riscaldamento a caldaia, a vapore o elettrico. Il gas raffredda la quantità di acqua necessaria che viene fatta circolare attraverso le varie utenze.

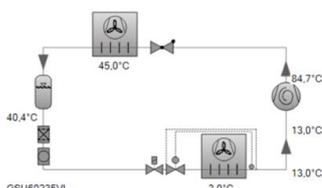


Figura 1 - Semplice sistema frigorifero

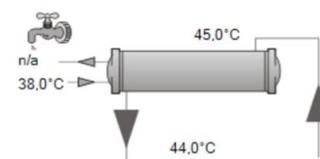


Figura 2 - Condensatore a fascio tubiero

AD ASSORBIMENTO, sono gruppi particolari più terrestri che navali. Ci sono pochi esempi di navi che abbiano adottato questo tipo di "chiller". Per fare un esempio, possiamo citare AIDA PERLA una nave passeggeri di una compagnia di navigazione tedesca in partnership con Costa Crociere. A bordo sono stati usati chillers del tipo a vite della DAIKIN che lavorano in sinergia con dei chillers ad assorbimento della HITACHI. Questo tipo di

⁵ I sistemi in pompa di calore sono provvisti di una articolare valvola a 4 vie che provvede all'inversione di ciclo durante il cambio delle stagioni; quindi in inverno il condensatore diventa a tutti gli effetti un evaporatore e viceversa, l'evaporatore diventa condensatore fungendo da riscaldatore.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

sistemi non sono adatti per uso navale in quanto per una performance ideale abbisogna di una posizione stabile e non soggetta a movimenti di beccheggio o di rollio.

MACCHINE PER LA GENERAZIONE DEL FREDDO

Le macchine per la generazione del freddo sono normali compressori frigoriferi, di diverse fatte e modelli a seconda dell'uso che ne verrà fatto e della potenza frigorifera e del gas usato.

Le diverse tipologie di compressori frigoriferi che possono essere usati per questi impianti ad "alta" temperatura possono essere i seguenti:

SCROLL

Questo tipo di compressore frigorifero, tralasciando la sua meccanica ed il suo funzionamento, viene usato per piccoli impianti di condizionamento, che non erogano più di 100 kW freddi. Possono essere accoppiati e lavorare in tandem su sistemi semplici oppure sempre accoppiati possono essere dotati di inverter per funzionamento più preciso e per la riduzione parziale dei consumi. Questo tipo di compressore può essere usato per piccoli impianti ad espansione indiretta e per piccoli sistemi in pompa di calore. Il loro impiego potrebbe essere indicato per servizio su piccoli yacht, piccoli pattugliatori della guardia costiera, piccoli pescherecci ed altre imbarcazioni di piccola stazza.



ALTERNATIVI SEMIERMETICI

Sono compressori a pistoni che possono raggiungere la potenza frigorifera di 150 kW, anche questi compressori, sicuramente più performanti e robusti possono essere impiegati su navi da carico, grossi pescherecci, yachts, imbarcazioni della guardia costiera. Anche questi compressori possono lavorare in tandem, dispongono di un sistema di parzializzazione automatica a gradini (33% - 66% -100%) che ne consente la regolazione dell'output calorico. Per ottenere una regolazione più fine della potenza erogata, può essere dotato di inverter esterno. Sono detti semi-ermetici in quanto il motore elettrico è interno e raffreddato in quanto posto nel flusso del gas.



ALTERNATIVI "APERTI"

L'uso di questi compressori è lo stesso di cui al punto precedente, l'unica differenza tra le due tipologie è che i compressori alternativi cosiddetti aperti, sono dotati di motore esterno e la potenza erogabile può arrivare anche a 400 kW freddi. Anche queste sono macchine dotate di una certa robustezza. Possono sicuramente lavorare come le macchine al punto precedente mediante l'ausilio di inverter ed in coppia con un'altra macchina. Possono anch'essi usati per sistemi ad espansione diretta ed indiretta. La differenza tra questi compressori ed i precedenti, a parte quella economica, è che in caso di guasto del motore elettrico, il compressore semi-ermetico in caso di bruciatura del motore elettrico inquina il circuito del gas. Sarà quindi necessaria



SEMIERMETICI A VITE

Sono compressori con una diversa filosofia di funzionamento e con una diversa forma costruttiva. Queste macchine possono erogare alte potenze frigorifere e sono normalmente usate per impianti ad espansione indiretta. La potenza frigorifera erogata può arrivare anche a 1 MW frigorifero. Sono del tipo semi-ermetico in quanto il motore elettrico come per i modelli alternativi semi-ermetici è inserito nel flusso del gas.



CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

APERTI A VITE



I compressori di questo tipo hanno un'unica differenza con quelli al punto precedente, hanno il motore elettrico posto all'esterno. I limiti di potenza erogata sono più o meno uguali alla tipologia di compressori del punto precedente.

CENTRIFUGHI

Queste macchine possono lavorare in tandem erogando grandi potenze frigorifere, la performance è ottimale e la dimensione minima di questi compressori è 1200/1300 kW erogati.

USO DELLE TIPOLOGIE DI COMPRESSORI FRIGORIFERI

L'impiego dei compressori di cui alle righe precedenti è vario e la scelta del macchinario va fatta esclusivamente in base a criteri di:

- *Tipologia dell'imbarcazione e la sua grandezza*
- *Potenza frigorifera richiesta*
- *Dimensioni disponibili per la sistemazione dei sistemi frigoriferi*
- *Performance richiesta e tipologia di uso*

DEFINIZIONE D'USO

Stiamo parlando di compressori per alte temperature, infatti sia i compressori ad espansione diretta che ad espansione indiretta hanno una temperatura di evaporazione al di sopra degli 0°C. Per temperature inferiori agli 0° C dovremo parlare di compressori per celle frigorifere che non sono trattati in questo documento.

Di seguito una tabella dove vengono ricapitolate le peculiarità dei compressori frigoriferi e la tipologia di navi dove vengono normalmente applicati.

Tipo di compressore	Tipo di sistema/imbarcazione	Pro e contro
Scroll	<ul style="list-style-type: none">- Sono macchine che non possono disporre di una grande potenza frigorifera. Ogni macchina non volendo esagerare potrebbe fare fronte ad un carico di 50/60 kW freddi. Possono anche essere usati in sistemi in serie.- Questi compressori sono usati su imbarcazioni di piccole dimensioni, per esempio è piccoli yacht a vela e a motore, piccoli traghetti con brevi rotte.	<ul style="list-style-type: none">- Questi compressori possono essere adoperati anche per la costruzione di pompe di calore- Hanno un buon impatto economico sui costi del sistema- Possono essere usati sia per sistemi ad espansione diretta (se il percorso del circuito non è troppo lungo) che per sistemi ad espansione indiretta- Di contro questi compressori avendo il motore elettrico posto nel flusso del gas, in caso di bruciature degli indotti, il sistema di distribuzione del gas viene inquinato e deve essere bonificato prima di riavviare il sistema con il nuovo compressore- Macchine con dimensioni compatte che consentono applicazioni in spazi abbastanza limitati.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Tipo di compressore	Tipo di sistema/imbarcazione	Pro e contro
Alternativi semi ermetici	<ul style="list-style-type: none"> - Le potenze disponibili per questo tipo di compressori sono più alte che per i compressori Scroll e possiamo già parlare di sistemi con una richiesta calorica di anche 350 kW a sistema, magari con due compressori che lavorano in tandem. - Le imbarcazioni sulle quali possono essere applicati sono generalmente imbarcazioni da carico, quali porta rinfuse, gasiere, petroliere, piccole imbarcazioni con scopi scientifici, et c., 	<ul style="list-style-type: none"> - Possono essere usati sia per sistemi ad espansione diretta che per sistemi ad espansione indiretta - Di contro questi compressori avendo il motore elettrico posto nel flusso del gas, in caso di bruciature degli indotti, il sistema di distribuzione del gas viene inquinato e deve essere bonificato prima di riavviare il sistema con il nuovo compressore - Macchine con dimensioni compatte che consentono applicazioni in spazi abbastanza limitati.
Alternativi aperti	<ul style="list-style-type: none"> - Le potenze disponibili per questo tipo di compressori sono più alte che per i compressori Scroll e possiamo già parlare di sistemi con una richiesta calorica di anche 350 kW a sistema, magari con due compressori che lavorano in tandem. - Le imbarcazioni sulle quali possono essere applicati sono generalmente imbarcazioni da carico, quali porta rinfuse, gasiere, petroliere, piccole imbarcazioni con scopi scientifici, et c., 	<ul style="list-style-type: none"> - Possono essere usati sia per sistemi ad espansione diretta che per sistemi ad espansione indiretta - In questo caso il motore elettrico è posto all'esterno, quindi la minaccia di bonifica del sistema anche in caso di bruciatura del motore elettrico non sussiste. - Questi compressori richiedono però più spazio per la loro installazione a bordo in quanto il motore elettrico sta all'esterno.
Semi-ermetici a vite	<ul style="list-style-type: none"> - Compressori che cominciano ad avere una potenza frigorifera resa interessante, questi macchinari in condizioni ottimali di tipologia di gas (non sicuramente "green" gas) possono arrivare ad erogare anche 1,2 MW. - Sono usati su imbarcazioni di medie dimensioni, per capirci su imbarcazioni che vanno dai 90 ai 140 mt di lunghezza anche se sarebbe meglio fare riferimento alla stazza. 	<ul style="list-style-type: none"> - Sono macchine con una buona performance ed un COP invidiabile, raggiungono anche un valore di 4 rispetto alle macchine delle righe precedenti che si attestano a valori di COP che spaziano da 3 a 3,7. - Di contro questi compressori avendo il motore elettrico posto nel flusso del gas, in caso di bruciature degli indotti, il sistema di distribuzione del gas viene inquinato e deve essere bonificato prima di riavviare il sistema con il nuovo compressore. - Macchine con dimensioni compatte che consentono applicazioni in spazi abbastanza limitati.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Tipo di compressore	Tipo di sistema/imbarcazione	Pro e contro
<p>Aperti a vite</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Le loro caratteristiche sono simili se non uguali ai compressori a pistoni dello stesso tipo. 	<ul style="list-style-type: none"> - Sono macchine con una buona performance ed un COP invidiabile, raggiungono anche un valore di 4 rispetto alle macchine delle righe precedenti che si attestano a valori di COP che spaziano da 3 a 3,7. - In questo caso il motore elettrico è posto all'esterno, quindi la minaccia di bonifica del sistema anche in caso di bruciatura del motore elettrico non sussiste. - Questi compressori richiedono però più spazio per la loro installazione a bordo in quanto il motore elettrico sta all'esterno.
<p>Centrifughi</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Macchine con una potenza frigorifera resa molto alta - L'uso di queste macchine viene fatto su navi importanti come quelle da passeggeri in gruppi da 4 o 6 riescono anche ad erogare 16/18 MW freddi. 	<ul style="list-style-type: none"> - Sono macchine con una buona performance ed un COP invidiabile, in buone condizioni di esercizio, possono raggiungere valori prossimi a 4,8⁶ - Questi compressori vengono richiesti anche dalla marina militare in quanto Johnson Controls li produce anche in versione senza lubrificazione a levitazione magnetica. In questo caso le macchine sono molto silenziose e quasi prive di vibrazioni.

⁶ *Macchinari a levitazione magnetica che non sono dotati di cuscinetti e non abbisognano di lubrificazione*

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

ORGANIZZAZIONE DEI GRUPPI FRIGORIFERI

Come dicevamo, i gruppi frigoriferi per alte temperature (espansione del gas superiore a 0°C), possono essere di due tipi:

Ad espansione diretta di gas

Dove il gas viene compresso nel condensatore e poi fatto espandere direttamente all'interno dello scambiatore di utenza. Per esempio, nella batteria fredda di una unità condizionatrice o di un fan coil.

Ad espansione indiretta di gas

Il gas in questo caso viene fatto evaporare, dopo la compressione (vedi anche ciclo di Carnot) in un, appunto, evaporatore dove il gas scambia calore con la massa d'acqua circolante.

Queste fasi di processo avvengono all'interno del condensatore ed all'interno dell'evaporatore.

IL CONDENSATORE

Il condensatore di un gruppo frigorifero può essere costruito in maniera diversa a seconda dell'uso e dello spazio che si ha a disposizione.

CONDENSATORE A FASCIO TUBIERO per usi con acqua salata o acqua dolce, dove i materiali di composizione di questo oggetto sono dettati dal tipo di servizio, acqua dolce o salata.



I materiali in caso di acqua salata sono più nobili di quelli usati per l'acqua dolce. I tubi di scambio usati per l'acqua salata sono in Cu/Ni nelle percentuali variabili (vanno scelte) di 90%/10% e 70%/30%.

Nei condensatori che funzionano ad acqua salata riveste particolare importanza il drenaggio elettrico che viene attuato con l'applicazione di anodi sacrificali, normalmente in zinco.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

CONDENSATORE A PIASTRE

Questo tipo di condensatore viene usato normalmente in caso di spazi esigui e per scambio con acqua dolce, normalmente questi oggetti sono costruiti in acciaio inox oppure in titanio. In casi estremi anche i condensatori ad acqua di mare possono essere costruiti in titanio, ma la routine di pulizia diventa gravosa soprattutto in mari con alta salinità.



L'EVAPORATORE

L'evaporatore in un sistema ad espansione indiretta è l'oggetto di scambio calorico fra gas in espansione ed acqua refrigerata, anche qui abbiamo due tipologie di evaporatori, come per i condensatori a piastre e a fascio tubiero. Per gli evaporatori a fascio tubiero il materiale usato per i tubi è normalmente il rame, per usi speciali viene usato anche l'acciaio inox.

Le forme degli oggetti sono simili a quelle dei condensatori. Di seguito un piccolo schema che spiega l'organizzazione di un gruppo frigorifero.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

SCHEMA TIPO DI SISTEMA FRIGORIFERO A CIRCOLAZIONE DI ACQUA REFRIGERATA (solo freddo)

Questo che viene riportato nello schema di principio è un sistema di raffrescamento per un catamarano a vela con una potenza totale frigorifera totale installata di 170kW.

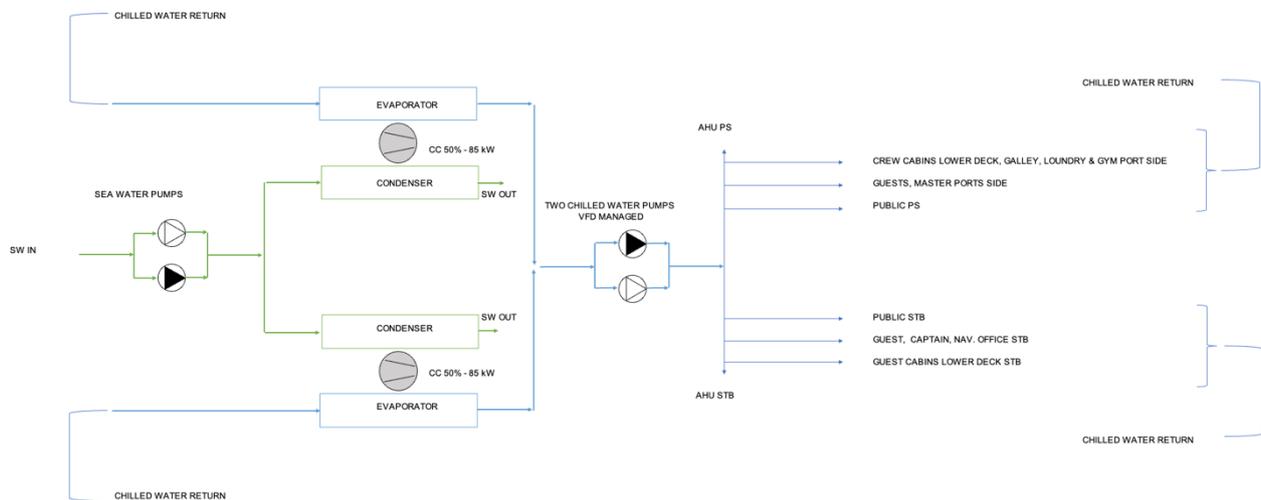
Cominciando da sinistra troviamo il gruppo pompe adibito alla condensazione. Le pompe sono due una di riserva all'altra. L'acqua entra nei condensatori e poi viene scaricata fuori bordo.

In seconda posizione verso il centro dello schema troviamo due gruppi compressori, uno per ogni scafo (catamarano) equipaggiati ognuno con un condensatore ed un evaporatore.

A seguire il gruppo pompe di circolazione dell'acqua refrigerata, anch'esse una di riserva all'altra.

Infine, i "risers" di distribuzione dell'acqua refrigerata.

Alla fine del processo di distribuzione l'acqua refrigerata rientra negli evaporatori per essere nuovamente raffreddata.



CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

I GAS FRIGORIGENI

Al giorno d'oggi ci troviamo di fronte a diversi argomenti che interessano l'aspetto green dei sistemi di condizionamento ed allo stesso tempo il risparmio energetico. Purtroppo, nel solo campo della generazione del freddo non possiamo sposare contemporaneamente le due cose. Per ovviare al problema dell'inquinamento e nel rispetto dei Regolamenti Europei che trattano questo argomento, viene richiesto di applicare gas con basso GWP ai sistemi di condizionamento e le aziende che producono i gas si stanno prodigando nella ricerca con buoni risultati relativi al contesto "green", purtroppo con una involuzione che riguarda il consumo dei sistemi di condizionamento. Dato il decremento di resa di questi nuovi gas, le "macchine del freddo" portano ad un aumento del consumo delle emissioni in atmosfera. Bassa resa/consumo aumentato.

I nuovi gas hanno una componente infiammabile che ne aumenta la pericolosità.

I gas che attualmente vengono impiegati per il loro GWP particolarmente basso (anche < di 7) sono l'R1234zy/ze, l'R455B e l'anidride carbonica. I sistemi a CO₂ risultano essere difficoltosi per installazione e gestione dei sistemi. Le pressioni di esercizio di questo gas richiedono l'applicazione di tubolature in "schedula" e di compressori frigoriferi particolarmente robusti. Il consumo infine è oneroso rispetto ai compressori che usano i gas sopra citati o addirittura il propano.

In questo modo anche la sicurezza dei locali dove saranno ospitati i compressori dovrà aumentare o perlomeno dovrà essere previsto un sistema di ventilazione adeguato.

LA CLASSIFICAZIONE DI SICUREZZA DEI REFRIGERANTI

La definizione di ASHRAE avviene mediante l'utilizzo di due simboli alfanumerici:

- un simbolo **letterale** per quanto riguarda la **tossicità**
- un simbolo **numerico** per quanto riguarda **l'infiammabilità**

TOSSICITÀ

Per quanto riguarda la tossicità i refrigeranti vengono suddivisi in due gruppi:

GRUPPO A: a tale gruppo appartengono tutti i refrigeranti che non risultano tossici per concentrazioni pari o inferiori a 400 ppm

GRUPPO B: a tale gruppo appartengono tutti i refrigeranti che risultano tossici per concentrazioni al di sotto di 400 ppm

Esempio:

- l'ammoniaca è classificata come refrigerante **B** in quanto risulta essere tossica;
- l'R134a è classificato come refrigerante **A** in quanto non risulta essere tossico;
- l'isobutano è classificato come refrigerante **A** in quanto non risulta essere tossico

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

INFIAMMABILITÀ

Per quanto riguarda l'infiammabilità esistono tre classi principali:

CLASSE 1

a tale gruppo appartengono tutti i refrigeranti che non presentano propagazione di fiamma in aria alla temperatura di 60 °C ed a pressione atmosferica;

CLASSE 2

a tale gruppo appartengono tutti i refrigeranti moderatamente infiammabili che presentano un limite di infiammabilità inferiore maggiore di 0,10 kg/m³ alla temperatura di 60 °C ed a pressione atmosferica ed un calore di combustione inferiore a 19000 kJ/kg;

CLASSE 3

a tale gruppo appartengono tutti i refrigeranti altamente infiammabili che presentano, cioè, un limite di infiammabilità inferiore minore o uguale a 0,10 kg/m³ alla temperatura di 60 °C ed a pressione atmosferica o un calore di combustione maggiore o uguale a 19.000 kJ/kg.

Per adeguarsi alle necessità indotte dalla creazione di nuovi refrigeranti di natura chimica, l'ASHRAE, seguendo l'esempio delle norme ISO, ha definito una sotto-classe, la 2L, che indica quei refrigeranti che sono leggermente infiammabili come, ad esempio, gli HFO, l'R32 o l'ammoniaca. La sottoclasse 2L comprende tutti i refrigeranti della classe 2 che hanno una velocità di propagazione della fiamma inferiore a 10 cm/s.

Esempio:

l'R134a è classificato come refrigerante 1 in quanto non risulta infiammabile;

l'ammoniaca è classificata come refrigerante 2L in quanto risulta essere leggermente infiammabili

l'isobutano è classificato come refrigerante 3 in quanto risulta essere altamente infiammabile

SICUREZZA DELLE MISCELE

Le miscele azeotrope⁷ e zeotropo⁸ possono cambiare le loro caratteristiche di tossicità e infiammabilità in base alla loro composizione, che può variare in caso di frazionamento (ad esempio nel caso di perdita da un circuito frigorifero). Per questo, ogni miscela viene classificata, sia per quanto riguarda la tossicità che per l'infiammabilità, in base alla situazione di frazionamento più pericolosa che si può verificare.

⁷ miscela azeotropica è una miscela di due o più liquidi che non variano la propria composizione durante l'uso

⁸ miscela zeotropica è una miscela di due o più liquidi che variano la propria composizione durante l'uso

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

CLASSIFICAZIONE DEI GAS FRIGORIGENI

Sono riportati solo alcuni gas frigoriferi per tipologia e composizione.

Tipo	Refrigerante		
CFC	R11	A1	
	R12	A1	
	R13	A1	
	
HCFC	R22	A1	
	R123	B1	
	R124	A1	
	R141b	n.d.	
.....	...		
HFC	R23	A1	
	R32	A2L	
	R125	A1	
	
HFO	R1234yf	A2L	
	R1234ze	A2L	
Azeotr.	R500	A1	
	R501	A1	
	R502	A1	
	
Zeotrop	R400A	A1	
	R401A	A1	
	R401B	A1	
	R401C	A1	
.....	...		
Idrocarburi	R170	A3	etano
	R290	A3	propano
	R600	A3	butano
	R600a	A3	isobutano
	R1150	A3	etilene
	R1270	A3	propilene
Naturali	R702	A3	idrogeno
	R704	A1	
	R717	B2L	ammoniaca
	R718	A1	acqua
	R729	A1	aria
	R744	A1	anidride carbonica ???
	R764	B1	anidride solforosa

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

LE UNITÀ DI CONDIZIONAMENTO

Le unità di condizionamento, stando alla descrizione delle tipologie di sistemi di condizionamento precedentemente descritto hanno fisiologia diversa, sia come uso dei materiali per la loro costruzione che per il tipo di trattamento che viene richiesto dal cliente.

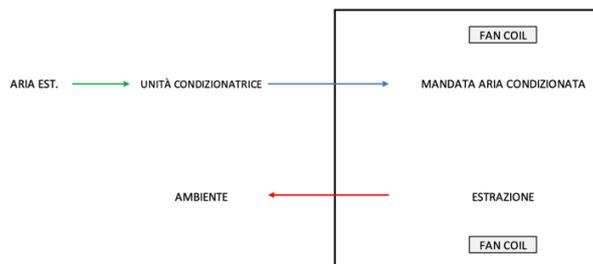


Figura 3 - Modello di unità condizionatrice con ruota entalpica

Portiamo alcuni esempi che rispecchino l'uso della descrizione dei sistemi:

Un sistema a sola aria esterna (100%) che funzioni in coppia con fan coils, richiederà una macchina molto semplice ma di due possibili tipologie:

ESEMPIO SCHEMATICO DI SISTEMA A TUTT'ARIA



Unità di trattamento usate su piccole imbarcazioni dove la quantità di aria esterna risulta essere esigua ed i fan coils si faranno carico dei carichi interni.

- *Unità di solo trattamento dell'aria esterna, con sole batterie fredda e calda*

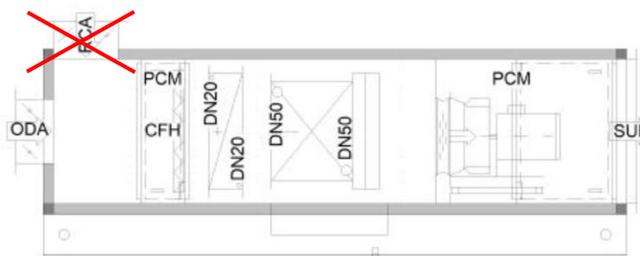


Figura 4 - Unità di trattamento 100% aria esterna

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

- Unità di trattamento dell'aria esterna con economizzatore entalpico posto in corrispondenza di presa d'aria e scarico dell'unità di condizionamento e due batterie, una fredda ed una calda

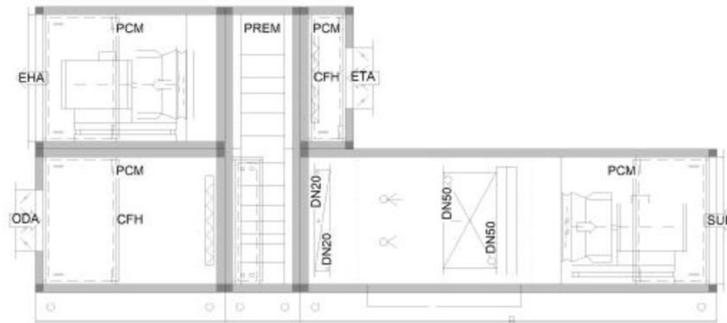


Figura 5 - Unità di condizionamento con scambiatore entalpico ed estrattore incorporati

Un sistema a sola aria esterna (100%) senza l'ausilio di fan coils interni

- Unità di trattamento dell'aria esterna con recuperatore entalpico posto in corrispondenza di presa d'aria e scarico dell'unità di condizionamento e due batterie, una fredda ed una calda (v. fig. ____)

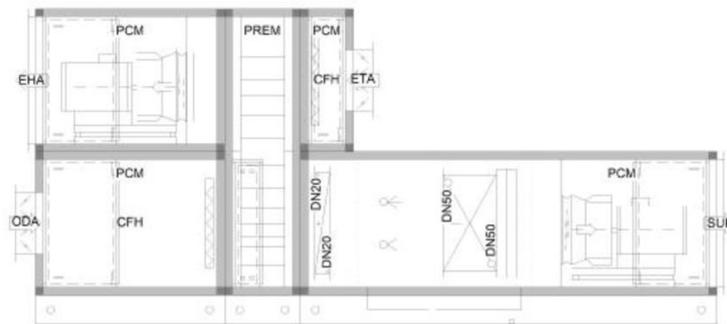


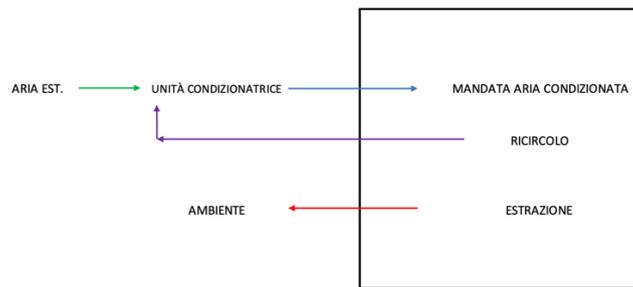
Figura 6 - unità di condizionamento con scambiatore rotativo entalpico

Sistema di ricircolo tipo ISO 7547 miscela di aria esterna ed aria ricircolata (60%)

Unità di condizionamento che tratta una miscela di aria ricircolata ed aria esterna. Questo tipo di sistema dà sicuramente una certa percentuale di risparmio energetico senza che venga utilizzato un recuperatore entalpico. Per quanto attiene al risparmio economico senz'altro il costo è più elevato, in quanto dovrà essere prevista una rete extra di condotte per il trasporto dell'aria ricircolata.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

ESEMPIO SCHEMATICO DI SISTEMA A MISCELA D'ARIA



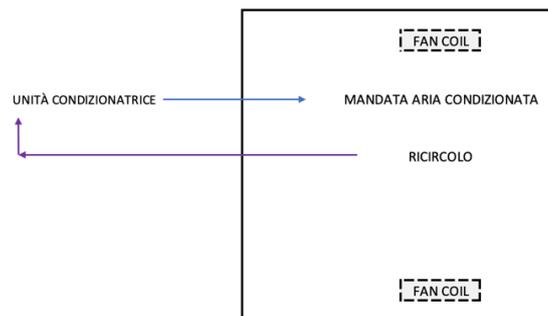
Sistema a tutto ricircolo (100%)

I sistemi a tutto ricircolo sono usati prevalentemente per il servizio ad impianti particolari, quali stazioni elettriche non presidiate. Possono lavorare in abbinamento con fan coil.

Un sistema ad aria ricircolata che impieghi un ventilatore di ricircolo o senza di esso, affidando il servizio di ricircolo all'unità di condizionamento stessa

ESEMPIO SCHEMATICO DI SISTEMA A RICIRCOLO TOTALE

(i fan coil possono essere omessi conferendo tutto il carico al condizionatore)



- *Unità di solo trattamento dell'aria miscelata (aria esterna + ricircolo), con sole batterie fredda e calda*

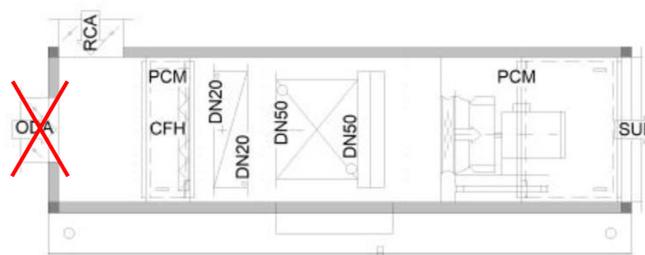


Figura 7 - Unità di condizionamento con ricircolo (senza estrattore di ricircolo)

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

MATERIALI

Nell'uso navale, i materiali usati per la costruzione delle unità di condizionamento sono svariati, non solo quelli componenti il corpo dell'unità, ma anche quelli che sono relativi alla componentistica. Normalmente la "bontà" dei materiali va di pari passo con il tipo di nave.

Una nave da carico avrà un sistema di condizionamento basato su materiali "poveri", i pannelli saranno in Aluzinc (simile all'acciaio zincato per elettrolisi), e probabilmente i profili (frame) dell'unità saranno in Alluminio marino oppure in Alluminio anodizzato, l'isolazione interna sarà preferibilmente "lana" di roccia con uno spessore di 50 mm circa. Ci sono anche riempimenti isolanti dei pannelli in poliuretano anche con spessori diversi, ma con durata temporale inferiore.

Uno Yacht o una nave passeggeri avranno unità di condizionamento costruite con tutt'altri materiali, improntati sulla durata e sul buon funzionamento dei loro componenti. Nel caso dello Yacht cambiano anche le dimensioni; causa gli spazi angusti a bordo di questa tipologia di nave, ogni nuovo progetto richiede una progettazione dedicata di condizionatori e gruppi frigoriferi dove vengono studiate soluzioni improntate all'economia di spazi, alla miniaturizzazione dei componenti ed all'ottimizzazione dei servizi.

Una unità di condizionamento per una nave da carico potrebbe essere costruita come segue:

- Pannelli: Aluzinc con "sandwich" in lana di roccia dello spessore di 50 mm
- Frame: Alluminio anodizzato
- Ghiotta condensa: AISI 316 L (extra-lega)
- Batteria fredda: Tubi Cu – Alette Cu – Frame AISI 316 L
- Batteria calda: Tubi Cu – Alette Al – Frame acciaio zincato
- Filtro piano: F5
- Separatore di gocce: 1 stadio materiale plastico
- Serranda di presa aria: AISI 304
- Ventilatore: Acciaio verniciato con vernice epossidica
- Girante: Acciaio verniciato con vernice epossidica

I materiali che vengono usati nel settore navale sono del tutto differenti da quelli usati nel settore civile e nel settore industriale, le condizioni climatiche e soprattutto il clima salino con cui i sistemi si trovano a stretto contatto, richiedono l'uso di materiali particolari, più resistenti e di qualità.

Per essere chiari, la batteria di raffrescamento in un impianto di tipo navale avrà tubi ed alette in rame in quanto più resistenti alla salsedine, un sistema industriale avrà alette e tubi in alluminio o alette in alluminio e tubi in rame.

L'acciaio zincato che normalmente compone i pannelli di normali condizionatori civili, a bordo delle navi viene sacrificato per lasciare spazio a pannelli in Aluzinc più resistenti e più adatti al clima salino, oppure all'extra-lega (AISI 316L) per una resistenza ancora maggiore negli anni.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

RECUPERATORE ENTALPICO ROTATIVO

Il recuperatore entalpico rotativo non è nient'altro che una ruota in materiale conduttivo che assorbe calore dall'aria espulsa dagli ambienti serviti da aria condizionata, e lo scambia con l'aria esterna di mandata raffrescandola/riscaldandola a seconda della stagione, prima di subire il processo in batteria fredda o calda, dipendentemente dalla stagione.

La "ruota" viene fatta girare da un motore elettrico dedicato a bassa velocità (max 16 giri al minuto) mediante una cinghia avvolta alla ruota.

Le "ruote" possono essere di diversi tipi ed uso:

RUOTE A CONDENSAZIONE: è una soluzione economica utilizzata nelle applicazioni di condizionamento dell'aria di tipo standard. Condensando, rimuovono l'eccesso di umidità nell'aria.

RUOTE AD ASSORBIMENTO: queste sono utilizzate, entro certi limiti di temperatura, per trasferire umidità da un flusso d'aria all'altro nelle applicazioni di condizionamento dell'aria di tipo comfort. Le superfici della ruota presentano la caratteristica tali da assorbire l'umidità.

RUOTE ENTALPICHE: queste possono trasferire elevate quantità di umidità da un flusso d'aria all'altro, grazie al materiale di cui sono rivestite. Esse sono molto efficaci in condizioni di elevata temperatura e di elevata umidità. Tramite la loro capacità di pre-raffreddamento/riscaldamento e deumidificazione, esse tendono a diminuire la richiesta totale di raffreddamento/riscaldamento del sistema, permettendo così di installare refrigeratori d'acqua e batterie di scambio termico di grandezza inferiore.

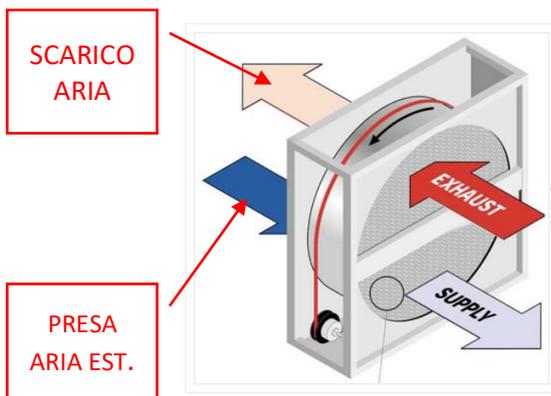


Figura 8 - Schematizzazione rotore entalpico

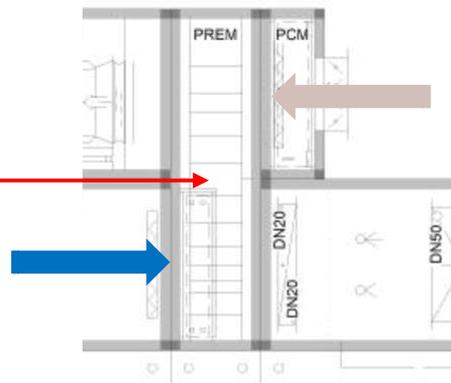


Figura 9 - Posizionamento del rotore all'interno dell'unità condizionatrice

Talvolta la mancanza di spazio a bordo delle navi impedisce l'uso di questi preziosi oggetti, il modulo che li ospita può avere un ingombro in lunghezza che va da 400 a 600 mm.

Vi chiederete il perché della scelta di un rotore anziché di uno scambiatore statico, è molto semplice, i punti a favore del rotore sono:

- Spazi occupati, esigui ed orientati in verticale, pensiamo alle dimensioni di uno scambiatore statico
- Rendimenti superiori agli scambiatori statici, un rotore riesce a dare un risparmio compreso tra il 60% e l'80% sul trattamento dell'aria esterna, contro circa il 40% di uno statico

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Esempio di calcolo di rotore ad assorbimento

ErP 2018 Ready

Thermal performances			Heating		Cooling	
			Supply air	Extract air	Supply air	Extract air
Temperature efficiency	η_t	%	82,1		82,1	
Humidity efficiency	η_x	%	87,7		85,7	
Enthalpy efficiency	η_h	%	84,3		85,1	
Temperature effectiveness	\square	%	82,1		82,1	
Humidity effectiveness	\square	%	87,7		85,7	
Total effectiveness	\square	%	84,3		85,1	
Thermal efficiency (ErP)	$\eta_{f,nrvu}$	%	82,1		82,1	

Mass flow	q_m	kg/h	12.000	12.000	12.000	12.000
-----------	-------	------	--------	--------	--------	--------

Capacity of the heat recovery system

Sensible	$Q_{sensible}$	kW	74,6	-74,6	27,6	-27,6
Latent	Q_{latent}	kW	52,0	-52,0	105,4	-105,4
Total	Q_{TBS}	kW	126,7	-126,7	133,0	-133,0
Mass transfer humidity	q_{H_2O}	kg/h	0	74	0	-147

Pressure drop

Actual pressure drop	\square_p, \square_{p1}	Pa	65	72	76	73
Press. drop @ std. density	\square_p	Pa	71	71	71	71
Face velocity @ std. density	v	m/s	1,1	1,1	1,1	1,1

In

Nominal flow rate	q_v	m ³ /h	10.000	10.000	10.000	10.000
Temperature DB	t_{21}, \square_{11}	°C	-5,0	22,0	35,0	25,0
Temperature WB	t_{21}, \square_{11}	°C	-7,1	15,4	30,1	18,7
Rel. humidity	RH	%	50,0	50,0	70,0	55,0
Abs. humidity	x	g/kg	1,2	8,2	25,1	10,9
Density	ρ	kg/m ³	1,20	1,20	1,20	1,20
Enthalpy	h	kJ/kg	-2,0	43,1	99,9	53,0

Out

Nominal flow rate	q_v	m ³ /h	10.000	10.000	10.000	10.000
Temperature DB	t_{22}, \square_{12}	°C	17,2	-0,2	26,8	33,2
Temperature WB	t_{22}, \square_{12}	°C	12,8	-2,6	20,8	28,6
Rel. humidity	RH	%	60,5	56,3	58,6	71,3
Abs. humidity	x	g/kg	7,4	2,1	12,9	23,1
Density	ρ	kg/m ³	1,20	1,20	1,20	1,20
Enthalpy	h	kJ/kg	36,0	5,1	60,0	92,7

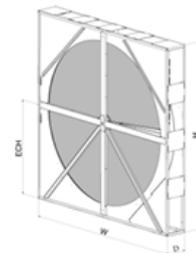
Eff. / Eff. class (DIN EN 13053-2020/05)

Leakage data complies with Eurovent	η_e	%	81,1			H1
	@ \square_{p22-11}	Pa	250			
	EATR	%	3,88		OACF	1,07
Altitude / Air pressure		m	0		mbar	1.013

Technical description

Sorption rotor type HM1; The high performance desiccant coatings of the sorption rotor HM (molecular sieve 3Å) provide a maximum humidity transfer capacity for minimal Carry Over. HM1 is built with Molecular sieve 3Å foil for maximum humidity recovery. SM is a slide in casing for one piece rotors Ø 0500 – 2600 mm which fit into air handling units.

Rotor		
Ø	2.600	mm
Wave height	1,70	mm
Rotor depth	200	mm
One piece (W)		
Orientation	Vertical (V)	
Rotor speed	20,0	1/min



Casing		
Weight appr.	504	kg
W	2.650	mm
H	2.650	mm
D	290	mm
ECH		mm
BB		mm
BT		mm
BL		mm
BR		mm
Purge sector		°

Drive unit		
Control unit	DRHX1220	
Conn. Voltage	1x230V	
Frequency	50/60Hz	
Motor	MRHX-08N	kW
Torque	8,00	Nm
Conn. Voltage	1x230V	
Rated current	2,4	A

Options		
Casing width	2650	
Casing height	2650	

Figura 10 - Esempio di calcolo di rotore entalpico

Il trattamento di 10.000 m³/h in un sistema senza ruota entalpica richiederebbe, per essere portato da 35°C e 70% di umidità relativa alle condizioni di off-coil di 12°C e 99% di umidità relativa circa 230 kW, con l'applicazione del rotore nel calcolo riportato si risparmiano in totale 133 kW nella stagione estiva che è circa il 60% della potenzialità frigorifera necessaria per il trattamento dell'aria esterna.

Anche nella stagione invernale troviamo più o meno lo stesso risparmio.

DEFINIZIONE DI CALCOLO TERMICO

Dopo la breve descrizione delle tipologie di impianti, macchine, accessori e gas passiamo ora alla parte progettuale dei sistemi di condizionamento navale. I capitoli a seguire si riferiscono solamente alla progettazione dell'impianto e non fanno alcun cenno alle soluzioni meccaniche di montaggio dei sistemi a bordo né trattano delle regole relative alla sicurezza in mare.

Differenze tra calcolo termico di terra e calcolo termico navale

L'orientamento della nave costituisce la principale differenza tra il calcolo terrestre ed il calcolo navale.

- *La nave è in continuo movimento ed è quindi sottoposta alla radiazione solare qualunque sia la sua posizione, almeno per la metà della sua superficie esterna.*
- *La disomogeneità della tipologia di ambienti attigui è un'altra causa di differenza tra i due sistemi. Locali motori⁹, locali di servizio¹⁰ che contengano macchinari che dissipano calore.*
- *Il movimento umano all'interno dei locali*
- *Le tipologie di materiali usati per ponti e pareti, sono differenti per tipologia e per caratteristiche chimico/fisiche*

DOCUMENTI NECESSARI AL CALCOLO TERMICO

Per iniziare a parlare di calcolo termico, dobbiamo fare riferimento a quelli che sono i documenti necessari per procedere al calcolo. Di seguito una lista dei documenti necessari:

Piano generale nave

Il disegno che mostra la sistemazione dei diversi ponti nave con nomenclatura dei locali ed altezze dei ponti.

Specifiche nave

Vi sono riportate tutte le informazioni necessarie per la progettazione e per il calcolo termico, condizioni di umidità e temperatura esterne ed interne (dei vari locali) in estate ed in inverno.

Temperatura dell'acqua di condensazione.

Affollamento nave e relative altre informazioni. Definizione della tipologia dell'impianto.

Piano delle isolazioni struttura

Viene descritta la tipologia delle isolazioni usate, le loro caratteristiche e le superfici dove saranno applicate.

Lista delle dissipazioni all'interno dei locali

Di norma è necessario conoscere le dissipazioni in aria all'interno dei locali generate da apparecchiature elettriche, che vanno dal set televisivo, alla macchina da caffè, alla radio VHF, Saranno dati che andranno inseriti all'interno del nostro calcolo termico.

Piano delle finestrate

Documento essenziale per procedere al calcolo termico, vi sono riportate le superfici e le caratteristiche delle vetrature, che andranno usate per il calcolo termico.

⁹ Locali della propulsione, locali trasformatori, ... che non sono serviti da condizionamento e sono gravati da emissioni caloriche dei motori o di macchinari elettrici

¹⁰ Cucine, Lavanderie, locali elettrici particolari con richieste di temperature non simili ai locali serviti da condizionamento

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Documenti ISO

La definizione dei sistemi di condizionamento a bordo viene definita da alcune guideline che definiscono la configurazione degli stessi.

ISO 7547	Condizionamento dei locali alloggi
ISO 8862	Condizionamento dei locali operativi di apparato motore
ISO 8864	Condizionamento della plancia di comando
ASHRAE 55	Benessere nei locali condizionati
SOLAS ¹¹	Prevenzione degli incendi in mare come emendata
ANEP 25	Norme per la progettazione di impianti di condizionamento per navi di superficie NATO.

¹¹ *Safety Of Life At Sea*

IL CALCOLO TERMICO SECONDO ISO 7547

CALORE PER RADIAZIONE – CARICHI ESOGENI

La valutazione della quantità di radiazione viene eseguita basandosi sulla normativa ISO 7547, dove vengono riportati i parametri di calcolo relativi alla radiazione solare, ed al calcolo da eseguire per quantificarla.

5.3 Solar heat gain

Solar heat gain, Φ_s , is calculated, in watts, as follows:

$$\Phi_s = \sum A_v k \Delta T_r + \sum A_g G_s$$

where

A_v is the surface exposed to solar radiation in square metres (side scuttles and rectangular windows are not included);

k is the total heat transfer coefficient in accordance with 5.2.3 or 5.2.4 for a ship structure (deck, outer bulkhead, etc.) within the surface A_v ;

ΔT_r is the excess temperature (above the outside temperature of +35 °C) caused by solar radiation on surfaces as follows:

$\Delta T_r = 12$ K for vertical light surfaces,

$\Delta T_r = 29$ K for vertical dark surfaces,

$\Delta T_r = 16$ K for horizontal light surfaces,

$\Delta T_r = 32$ K for horizontal dark surfaces;

A_g is the glass surfaces (clear opening) exposed to solar radiation, in square metres;

G_s is the heat gain per square metre from glass surfaces as follows:

$G_s = 350$ W/m² for clear glass surfaces,

$G_s = 240$ W/m² for clear glass surfaces with interior shading.

For corner cabins, the surface which gives the highest Φ_s shall be chosen for calculation of the heat gain.

Surfaces not included in A_v , because of shadow from overhanging deck or other means of sun protection, shall be calculated at a sun angle of 45°.

NOTE 1 If solar radiation reflecting glass is used, G_s may be reduced.

NOTE 2 The excess temperatures for vertical and horizontal surfaces and the additional heat gain from glass surfaces caused by solar radiation are based on the most extreme average temperatures in subtropical climate and give the "worst-condition" occurring during a day.

Vi sono sostanziali differenze relative ai vari tipi di superfici interessate dall'irraggiamento solare quali:

Materiale

Il materiale va dall'acciaio al vetro, e le differenze sono apprezzabili anche se ci sono, specialmente per il vetro diverse variabili di cui tenere conto e di cui la ISO propone due coefficienti comuni, vetro con tende e vetro senza tende, leggermente riduttivo ma viene normalmente usato in tutti i calcoli. Relativamente al vetro troviamo diversi coefficienti che dovrebbero essere applicati, il tipo (numero delle camere e gas di riempimento), eventuali pellicole applicate, applicazione di tende traslucide o oscuranti. Si parte di base da quella che è la radiazione solare in atmosfera che è di circa 1000W/m², per poi valutarne l'inclinazione (peggiorativa) ed il mezzo che attraversa.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Colore

Anche il colore delle superfici irraggiate ha la sua importanza, un colore più scuro come visto anche nella tabella precedente influisce su quello che è l'apporto calorico da irraggiamento.

CALORE PER TRASMISSIONE – CARICHI ESOGENI & ENDOGENI

La trasmissione del calore

Ogni tipologia di materiale o di parete/ponte composti, ha le sue peculiarità di trasmissione calorica, come vediamo anche dalla tabella che segue:

Estratto da ISO 7547

Surfaces	Total heat transfer coefficient, kW/(m ² ·K)
Weather deck not exposed to sun's radiation and ship side and external bulkheads	0,9
Deck and bulkhead against engine-room, cargo space or other non-air-conditioned spaces	0,8
Deck and bulkhead against boiler-room or boiler in engine-room	0,7
Deck against open air or weather deck exposed to sun's radiation and deck against hot tanks	0,6
Side scuttles and rectangular windows, single glazing	6,5
Side scuttles and rectangular windows, double glazing	3,5
Bulkhead against alleyway, non-sound reducing	2,5
Bulkhead against alleyway, sound reducing	0,9

Da qui il calcolo per la quantità di calore trasmesso

$$S * k * \Delta t \text{ (K)}$$

Dove:

S = superficie esterna in m²

k = coefficiente di trasmissione W/m²

Δt = salto termico tra esterno ed interno (K)

La tabella sopra riporta quelli che sono i coefficienti di trasmissione delle varie tipologie di parete o di ponte presenti a bordo di una nave. Questi coefficienti sono calcolati in base alla composizione della parete, alla presenza di una intercapedine. Per fare un esempio possiamo trovare un ponte o una parete che possono essere composti come segue:

Lamiera in acciaio dello spessore di 5 mm, coibentazione in lana di roccia dello spessore di 50 mm con densità 60 kg/m³, intercapedine tra parete esterne come isolata e parete interna di arredo di 200 mm, parete di arredo dello spessore di 25 mm in materiale inerte (usare indice del legno). Valore della velocità del vento pari a 0.

Provare a calcolare il coefficiente di trasmissione del sistema di pareti sopra descritto in azzurro, tralasciando il valore di Mb e facendo riferimento alla figura 4 della pagina seguente.

Nella pagina seguente trovate un esempio di calcolo di coefficiente di trasmissione calorica.

Estratto da ISO 7547

5.2.4 Calculation of heat transfer coefficient

The heat transfer coefficient shall be calculated as follows:

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{\alpha} + \frac{\sum \frac{d}{\lambda} + M_L + M_b}{\mu}$$

where

- k is the total heat transfer coefficient, in watts per square metre kelvin [$W/(m^2 \cdot K)$];
- α is the coefficient of heat transfer for surface air, in watts per square metre kelvin [$W/(m^2 \cdot K)$], as follows:
 - $\alpha = 80 W/(m^2 \cdot K)$ for outer surface exposed to wind (20 m/s),
 - $\alpha = 8 W/(m^2 \cdot K)$ for inside surface not exposed to wind (0,5 m/s);
- d is the thickness of material, in metres;
- λ is the thermal conductivity, in watts per metre kelvin [$W/(m \cdot K)$];
- M_L is the thermal insulance for an air gap, in square metres kelvin per watt [$m^2 \cdot KW$];
- M_b is the thermal insulance between different layers of material, in square metres kelvin per watt [$m^2 \cdot KW$];
- μ is a correction factor for steel structure as follows:
 - $\mu = 1,2$ for insulation in accordance with Figure 3,
 - $\mu = 1,45$ for insulation in accordance with Figure 4.



Figure 3 — Plane insulation of uniform thickness

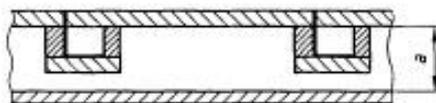


Figure 4 — Corrugated insulation of uniform thickness

Non riportato nella ISO di cui stiamo trattando, vi è anche una ulteriore componente, il vento. Questo viene preso in considerazione soprattutto su navi speciali che operano in climi particolarmente proibitivi specialmente nella stagione invernale. Per fare ciò esistono tabelle apposite precompilate che tengono conto di quelle che sono:

- Velocità del vento

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Estratto da ISO 7547

α is the coefficient of heat transfer for surface air, in watts per square metre kelvin [$W/(m^2 \cdot K)$], as follows:

$\alpha = 80 W/(m^2 \cdot K)$ for outer surface exposed to wind (20 m/s),

$\alpha = 8 W/(m^2 \cdot K)$ for inside surface not exposed to wind (0,5 m/s);

Carichi endogeni ed esogeni

CARICHI ENDOGENI (sensibili e latenti)

Altre fonti endogene, sono dovute da persone, luci, apparecchiature elettriche, piatti caldi,

Alcuni di questi valori sono riportati nella ISO come da immagine che segue:

Persone

Le persone normalmente dissipano una certa quantità di calore, in parte latente ed in parte sensibile, la tabella che segue riassume in breve quelle che sono le emissioni caloriche in due differenti stati delle persone:

- *A riposo*
- *In medio lavoro*

Estratto da ISO 7547

Values of sensible and latent heat emitted by a person at an indoor temperature of 27 °C are given in Table 4.

Table 4 — Body activity and heat emission

Activity	Type of heat	Emission W	
Seat at rest	Sensible heat	70	} 120
	Latent heat	50	
Medium/heavy work	Sensible heat	85	} 235
	Latent heat	150	

Non solo, anche i piatti nei locali mensa e/o ristoranti vengono inclusi nel calcolo termico ed anche questi possiedono frazioni di calore sensibile e calore latente.

Normalmente un "piatto caldo" ha uguali carichi latenti e sensibili che vengono quantificate (sono diverse le quantificazioni, ma rimangono abbastanza vicine alle 30W) in 30W per latente e 30W per sensibile.

Di seguito due grafici che fanno riferimento al dissipato umano in base alla temperatura dell'ambiente ed al tipo di attività svolta.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

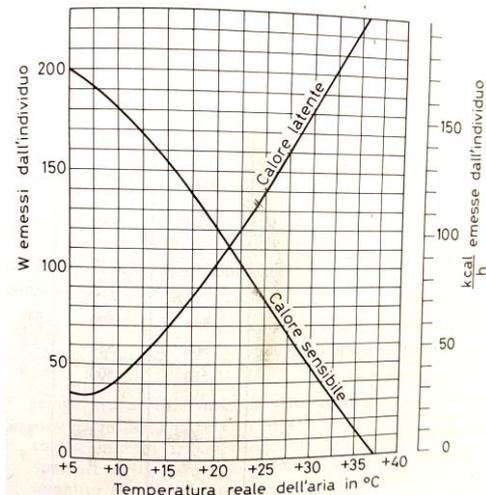


Figura 11 - Calore sensibile e latente persone in lavoro leggero

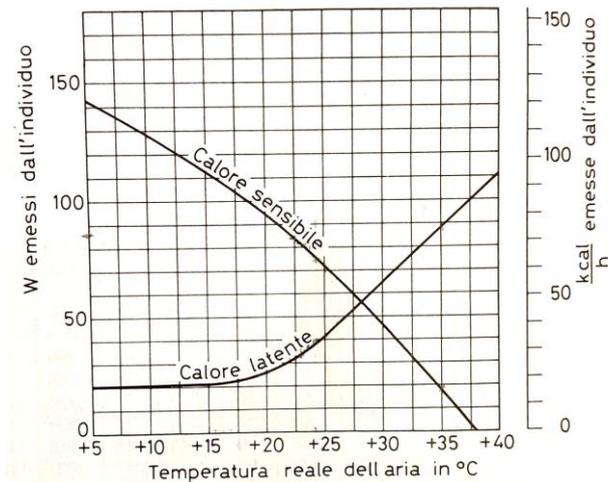


Figura 12 - Calore sensibile e latente persone a riposo

Luci

Anche le luci hanno il loro apporto calorico all'interno degli ambienti che si differenzia per intensità e tipologia di lampada. La tabella sotto riportata tiene conto solamente di luci ad incandescenza e luci fluorescenti, oggi per la stragrande maggioranza, a bordo di tutti i tipi di nave vengono usate luci a Led.

Il calcolo è molto semplice, $W * m^2$

Estratto da ISO 7547

Table 5 — Heat gain from general lighting

Space	Heat gain from general lighting W/m ²	
	Incandescent	Fluorescent
Cabins, etc.	15	8
Mess- or dining-rooms	20	10
Gymnasiums, etc.	40	20

Le apparecchiature elettriche

Ci sono diverse di queste fonti di calore a bordo di una nave, possono essere le semplici TV, apparecchiature per la cucina, per la comunicazione radio, per la trasformazione dell'energia elettrica, apparecchiature da bar, Ognuna di queste dissipa una certa quantità di calore, che normalmente è del tipo sensibile, ma ci sono anche esempi di apparecchiature con emissione di calore latente, come le macchine da caffè, i bollitori, Per procedere al calcolo termico anche questi devono essere inseriti nella somma.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Locali attigui con carichi da trasmissione

I locali attigui possono essere fonte di trasmissione o dissipazione causa della differente temperatura interna. Oggi, sulle grandi costruzioni le differenze tra i vari locali non ci sono quasi più, si trova una certa omogeneità di temperatura a parte per le cucine, le lavanderie, cambuse, apparati motore, locali di servizio.

Sulle piccole navi queste differenze di temperatura da locale a locale si apprezzano di più queste differenze.

Estratto da ISO 7547

Table 1 — Temperature differences between adjoining internal spaces

Deck or bulkhead	ΔT , K	
	Summer	Winter
Deck against tank provided with heating	43	17
Deck and bulkhead against boiler room	28	
Deck and bulkhead against engine room and against non-air-conditioned galley	18	
Deck and bulkhead against non-heated tanks, cargo spaces and equivalent	13	42
Deck and bulkhead against laundry	11	17
Deck and bulkhead against public sanitary space	6	0
Deck and bulkhead against private sanitary space		
a) with any part against exposed external surface	2	0
b) not exposed	1	0
c) with any part against engine/boiler room	6	0
Bulkhead against alleyway	2	5

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

COEFFICIENTI DI CONTEMPORANEITÀ

Nel calcolo termico della nave, non va dimenticato il coefficiente di contemporaneità dei vari locali, un'operazione non semplice e difficilmente definibile. Per essere davvero addentro a questa quantificazione bisognerebbe conoscere di nave in nave (non tipologia, intendiamo singola nave) quelli che sono gli usi e le routines che vengono osservate a bordo. (escursioni dei passeggeri,

Per esempio, il/i ristoranti e le mense, dovrebbero dirci per quanto tempo rimangono in uso, quante persone contengono, le cucine, quante ore rimangono in funzione in un giorno? Qual è il numero dei passeggeri ospitati a bordo? La lavanderia, quante ore al giorno rimane in funzione?

Questo coefficiente dipende per la maggior parte dal numero dei passeggeri presenti a bordo e dai loro spostamenti. Non solo vi sono periodi giornalieri dove una parte dei passeggeri esce per le escursioni e quindi il carico termico "presente" decresce proporzionalmente.

Questi coefficienti, citando la statistica, vanno da **0,85** a **0,97**. Ci sono studi, eseguiti a livello personale da aziende che cercano di avere un'idea sull'andamento dei carichi a bordo nave per ottimizzare la potenza dei gruppi frigoriferi, niente di certo o affidabile al 100% ma che comunque dà sicuramente un indirizzo ai progettisti nel dimensionamento dei gruppi frigoriferi, questi calcoli appartengono ad una sola nave in quanto tutto dipende dalle routines in uso di nave in nave.

La giornata è divisa in fasi legate alle attività del personale di bordo, agli impegni dei passeggeri, al fatto che sia notte o giorno, al fatto che la nave sia in sosta in banchina o in navigazione. Tutte queste fasi pesano su quello che è il bilancio termico del sistema di condizionamento.

Anche se approntati per motivi diversi dalla contemporaneità i due grafici che seguono possono dare un'idea relativa a quelle che sono le variazioni di carico durante la giornata. Questi grafici sono relativi alla navigazione estiva tra le isole Lipari e si può notare l'andamento dei carichi (soprattutto esogeni) durante una giornata di navigazione. Su navi con corto tragitto, come questa citata nell'esempio, il fattore di contemporaneità è 1, il numero dei passeggeri è sempre lo stesso, a bordo non c'è una cucina vera e propria né una lavanderia ed i carichi elettrici rimangono praticamente invariati.

Il caso di questa nave contempla solamente le variazioni di temperatura ed umidità durante una giornata di navigazione e la contemporaneità è data solamente dalla variazione della temperatura esterna e dall'irraggiamento. La rotta della nave è breve, la nave è piccola ed i carichi gravitano sempre a brodo e la nave ospita passeggeri solamente durante la giornata.

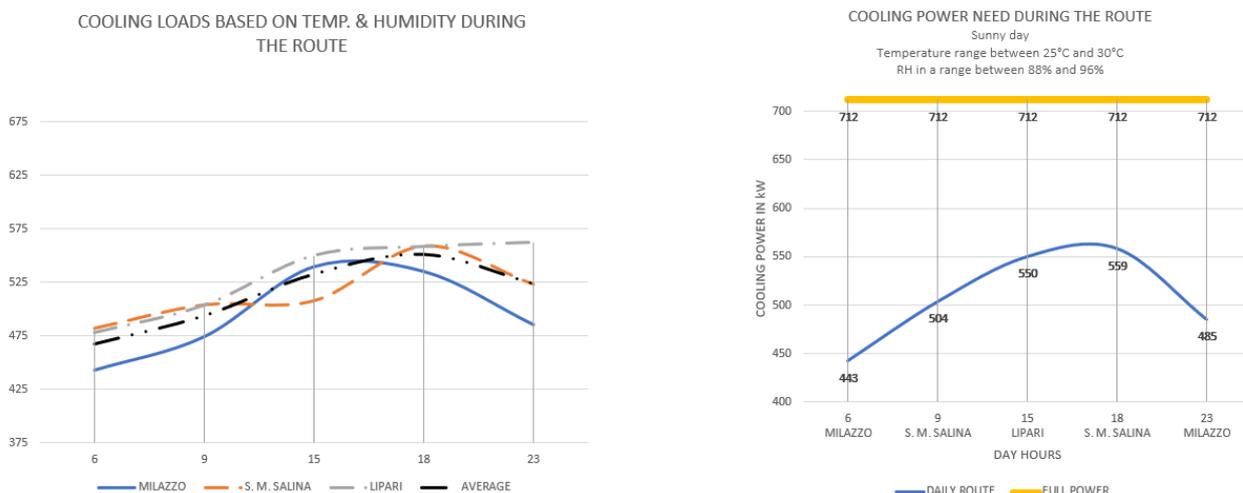


Figura 13 - Andamento dei carichi esogeni (temperatura ed irraggiamento) durante una giornata di navigazione più trattamento dell'aria esterna

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Nel secondo gruppo di grafici, abbiamo l'emissione termica a bordo di una nave passeggeri con una stazza di 105.000 Tons, lo scenario diventa più complesso e le variabili "consumo" aumentano. Le cucine, le lavanderie, la massa umana, la rotta della nave e la sua grandezza assumono una percentuale di peso diversa.

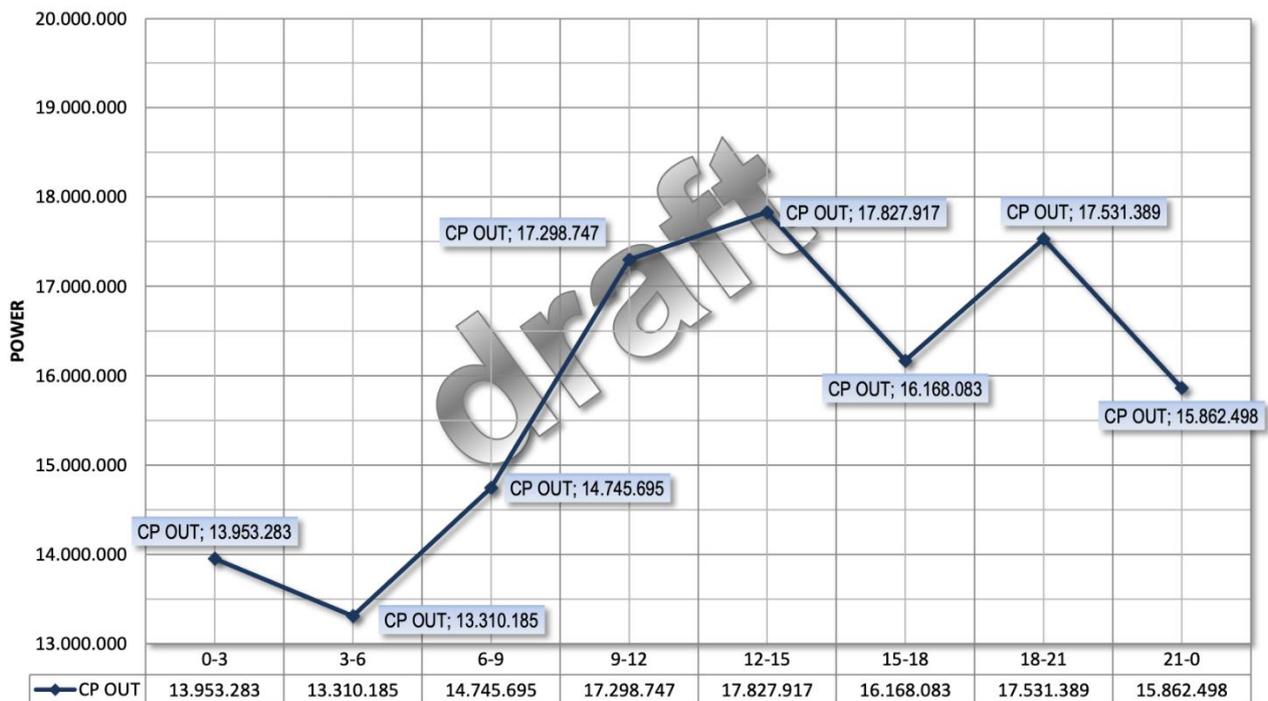


Figura 14 - Variazione di carico nelle 24h di una cucina



Figura 15 - Variazione di carico nelle 24 ore di una lavanderia

CP OUT - TROPIC 35° C 80% RH NIGHT AND DAY AT SEA TREND



CP = cooling power in Watts

Figura 16¹² – La tendenza energetica del sistema di condizionamento nelle 24h di una nave in navigazione

Ricaviamo da questo esempio che a fronte di una potenza frigorifera installata di 18,5 MW, il picco massimo di potenza usufruito è di 17,8 MW, il rapporto di contemporaneità risulta essere 0,96.

¹² La tendenza con nave in banchina differirà moltissimo da quello relativo alla navigazione. La diversa routine di bordo data dalle escursioni, porta a diminuire il numero delle persone a bordo e di conseguenza i carichi a bordo nave dovuti alla presenza umana. I carichi della cucina diminuiscono, come pure le luci ed i consumi di cabina.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

I fattori usati per la determinazione della contemporaneità nei grafici sopra esposti sono:

- *Posizione dei passeggeri e dell'equipaggio nelle varie fasi della giornata relative alla routine di bordo*
- *Fattore temporale dell'uso della cucina e sue emissioni*
- *Fattore temporale dell'uso della lavanderia e sue emissioni*
- *Momento della giornata (giorno/notte) in cui la nave è soggetta ad irraggiamento, aumento e/o diminuzione della temperatura e dell'umidità relativa esterne*

CREAZIONE DI UNA TABELLA PER LA RACCOLTA ED IL CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

Usando uno spreadsheet, PRODURRE una tabella atta alla raccolta ed al calcolo dei carichi termici sensibili e latenti di un ambiente e determinare il rapporto S/T (Sensibile/Totale) di un locale marinaro immaginario.

Descrizione dell'ambiente e dati di progetto:

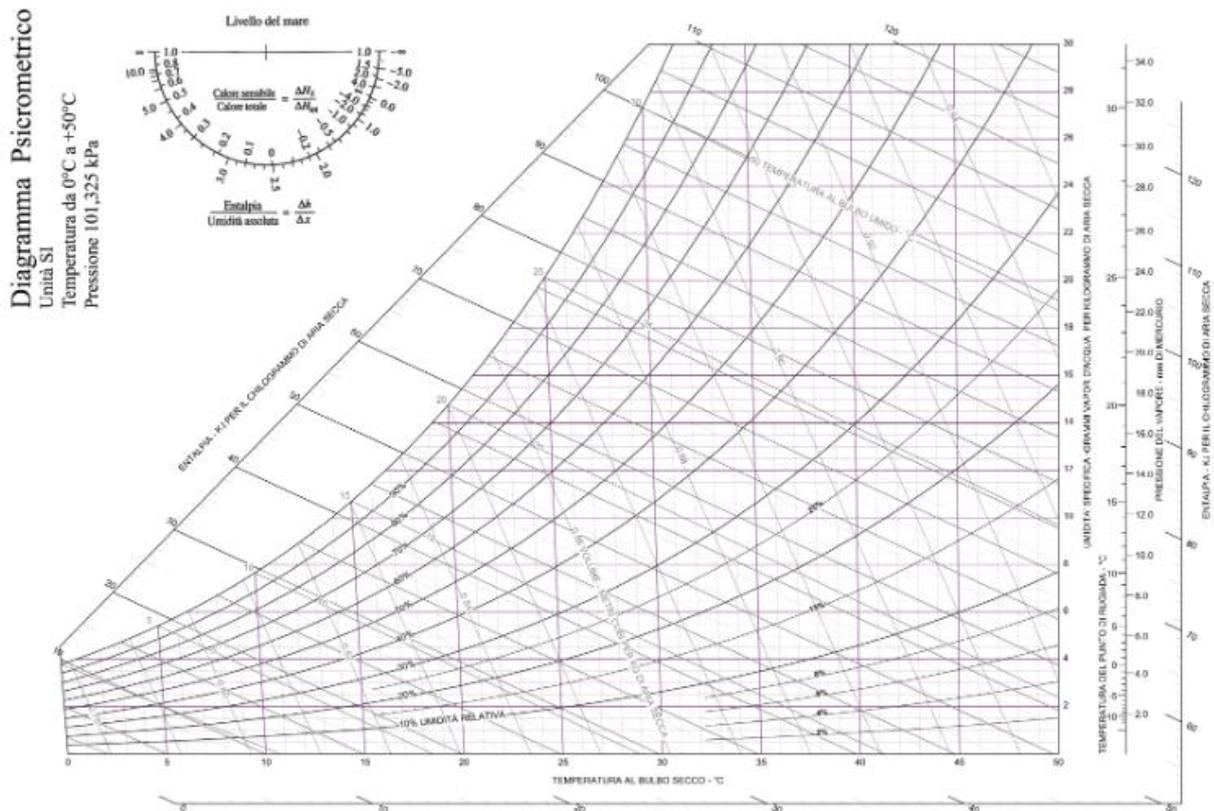
<i>Temperatura esterna</i>	35°C
<i>Umidità esterna</i>	70%
<i>Temperatura interna</i>	24°C
<i>Umidità interna</i>	50%
- <i>Lunghezza</i>	15 m
- <i>Altezza</i>	3 m
- <i>Larghezza</i>	6 m
- <i>Persone all'interno</i>	8
- <i>Luci</i>	10 W/m ²
- <i>Dissipazioni</i>	1500 W contemporaneità 75%
- <i>Finestrature in vetro normale</i>	5 m ²
- <i>Pareti esposte al sole</i>	7 m ²
- <i>Soffitto esposto al sole</i>	5 m ²
- <i>Finestre esposte al sole con tende non oscuranti</i>	2 m ²
- <i>Pavimento caldo (Δt)</i>	10°C

Per poter meglio compilare la tabella è consigliato produrre il disegno del locale per fare riferimento ed avere più chiari quelli che sono i dati di progetto.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

DETERMINAZIONE DEI CARICHI DI BORDO

Una volta giunti all'ottenimento della totalità dei carichi di cui sarà gravato l'impianto di condizionamento, bisognerà dividere i carichi per categoria, latenti e sensibili, questo ci darà la possibilità di definire il rapporto S/T (Sensibile / Totale) che definirà l'inclinazione della nostra "retta ambiente". Questa retta ci darà la possibilità di capire mediante l'uso del diagramma di Mollier (Carrier) quale sarà la temperatura di uscita dell'aria dalla/e batteria/e di raffreddamento. È chiaro che locali diversi, qualora indicati, avranno un rapporto R/T differente e quindi una diversa determinazione relativa alla temperatura di "off-coil".



Appare chiaro che quello che stiamo facendo è riferito ad un sistema a sola aria di rinnovo (100%), un sistema che tratta solo ed esclusivamente aria esterna con una unità di condizionamento ideale. La configurazione del sistema risulta essere alquanto semplice, l'aria viene prelevata dall'esterno, trattata, immessa nei locali serviti dal sistema ed estratta totalmente a mezzo di un ventilatore di estrazione.

Tornando al calcolo, la quantità di aria di mandata deve essere definita in due modi:

- *Derivata dai carichi termici*
- *Basata sull'affollamento del locale*

La normativa ISO 7547 dice che la quantità di aria di rinnovo stabilita per una persona è di 0,08 l/s, paria a 28,8 m³/h/p, quindi, dopo aver calcolato la portata d'aria derivante dal fattore termico, dovremo anche provvedere ad una controprova per capire se la quota d'aria sia o no sufficiente al rinnovo dell'aria per le persone che affollano il locale servito.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Per ovvii motivi la condizione peggiore dovrà essere quella presa in considerazione nella definizione della portata d'aria del sistema e in quella della potenza frigorifera totale. Ricordiamo che nel momento in cui si dovesse fare riferimento alla portata di aria esterna dovremo verificare che questa grandezza comprenda anche i carichi interni.

Esempio:

In un sistema basato sul rinnovo dell'aria al 100%, abbiamo una portata d'aria derivante dal calcolo termico che è pari a 575 m³/h, le persone che affollano il locale sono 25. La quantità minima di aria da immettere nel locale sarà di 28,8 m³/h * 25 persone, avremo quindi bisogno di 720 m³/h. Dovremo quindi pensare che il trattamento in batteria non sarà più quello relativo al calcolo per l'abbattimento dei carichi termici ma quello che soddisferà in trattamento dell'aria esterna (superiore al precedente).

Per praticità nel calcolo della potenzialità frigorifera necessaria, sarà utile servirsi di un foglio di calcolo, dove dovranno essere determinati i parametri di funzionamento del sistema:

- Temperatura ed umidità esterne
- Temperatura di ricircolo se il sistema è così configurato
- Percentuale di ricircolo (nel nostro caso 0%)
- Temperatura di uscita dell'aria dalla batteria

Atmospheric pressure	1013,25	mbar	vol mass at 20° C	1,204		input
Return air perc	0,00%		sea level	0,000		calculated

INPUT	Temp. DB	RH	Entalpia	X	Mass	DEW	Heat	Temp. WB
	[°C]	[%]	[Kj/Kg]	[kg/kg]	[kg/m ³]	[°C]	[kCal/Kg]	[°C]
Outside summer temperature ° C	45	96%	205,1	0,05638	1,11	44,2	49,00	44,31
Offcoil summer temperature ° C	12	99%	33,8	0,00850	1,24	11,8	8,06	11,94
Return air temp °C	26	50%	53,2	0,01028	1,18	14,8	12,70	18,83

MIXING HYGROMETRIC VALUES	°C	%	Kj/Kg	kg/kg	kg/m ³	DEW °C	kCal/Kg	TWB °C
SUMMER MIX	45,0	96,00%	205,1	0,0564	1,11	44,2	49,00	44,31

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

RISCALDAMENTO INVERNALE

Il calcolo termico invernale va eseguito in maniera quasi simile a quello estivo sempre mediante l'uso del diagramma di Mollier. Nella stagione invernale a differenza da quella estiva, bisognerà prevedere di compensare la perdita di contenuto d'acqua dell'aria dovuto al riscaldamento.

Il riscaldamento invernale, si potrà attuare in molteplici modalità:

- *Elettrica mediante riscaldatori con resistenze in acciaio inox alla tensione di bordo, posti all'interno dell'unità del condizionamento e nelle condotte di mandata aria*
- *A vapore saturo, con batterie posta all'interno dell'unità di condizionamento con gruppo di regolazione esterno*
- *Ad acqua calda generata da un sistema di riscaldamento centralizzato dato da una calderina stand-alone oppure da, con batteria posta all'interno dell'unità di condizionamento con circolazione di acqua a 80°C*
- *Ad acqua calda generata da un sistema funzionante in pompa di calore con temperatura dell'acqua a 45°C e salto pari a 6°C*
- *Ad espansione diretta in ciclo inverso generata da un sistema funzionante in pompa di calore con temperatura dell'acqua a 45°C e salto pari a 6°C*

UMIDIFICAZIONE



In tutte le unità di condizionamento, viene previsto, se richiesto dai clienti, un modulo dedicato all'umidificazione invernale. Nel condizionamento invernale, causa anche il riscaldamento sensibile dell'aria primaria, ci troviamo di fronte alla necessità di regolare l'umidità dell'aria immessa in ambiente per ovviare ai problemi provocati alla fisiologia umana dalla secchezza dell'aria, sarà quindi necessario provvedere ad un sistema di umidificazione che assicuri un 45% di umidità relativa all'interno delle sale pubbliche ed un 50% di umidità relativa all'interno dell'area cabine.

Le modalità di umidificazione normalmente usate sono 3:

- *A vapore saturo derivante dal sistema di generazione di vapore della nave (caldaie)*
- *A vapore generato da una "device" dedicata, del tipo ad "elettrodi immersi" posta vicino all'unità di condizionamento*
- *Ad acqua spruzzata, ormai rimasta obsoleta causa le sue implicazioni con l'annidamento dei batteri all'interno dell'unità di condizionamento*

L'umidificazione è senz'altro utile, un ambiente troppo secco o troppo umido non giova sicuramente né al benessere né tantomeno alla salute. Va sempre tenuta sotto controllo la percentuale di umidità relativa e bisogna fare attenzione ai ristagni di acqua all'interno delle unità di condizionamento, soprattutto in estate quando il condensato per diversi motivi può ristagnare all'interno delle unità. (sbandamento della nave, ghiotta di raccolta della condensa male eseguita, numero degli scarichi della ghiotta carente).

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

L'umidificazione va gestita in maniera attenta e grazie all'uso di un diagramma di Mollier potremo sicuramente calcolare la quantità di acqua necessaria per mantenere un'umidificazione corretta all'interno degli ambienti serviti dal condizionamento.

Per la gestione dell'umidità invernale del sistema di condizionamento, un sensore posto sulle condotte di estrazione dell'aria dà la possibilità di monitorare e indirettamente "aggiustare" la percentuale di umidità relativa negli ambienti serviti.

L'umidificazione nei sistemi di condizionamento navale non viene usata in diversi locali, quali:

- *Cucina*
- *Lavanderia*
- *Cambusa*

In questi locali viene richiesto il condizionamento sia estivo che invernale senza l'applicazione di sistemi di umidificazione. I motivi sono diversi, comuni a cucina e lavanderia ma diversi per la cambusa. In cucina ed in lavanderia abbiamo una emissione di vapore molto alta, da qui la necessità di non servire cucina e lavanderia con sistema di umidificazione. In inverno il riscaldamento sensibile dell'aria di mandata aiuta a migliorare le condizioni climatiche nei locali come cucina e lavanderia.

La cambusa, dove normalmente vengono accumulate e lavorate le derrate secche ed umide, non abbisogna di questo servizio.

VASI INERZIALI

Nei sistemi di condizionamento ad espansione indiretta, quindi con l'uso di un "mezzo" che potrebbe essere l'acqua glicolata¹³, (sistemi di condizionamento che lavorano ad alte temperature di espansione 2°/3°C), su natanti che non abbiano una grande lunghezza (lunghezza fino a 60 mt) e quindi non siano provvisti di una grande rete di distribuzione dell'acqua refrigerata, talvolta il contenuto di acqua refrigerata risulta insufficiente per il corretto funzionamento dei compressori frigoriferi, che stabiliscono in questa maniera un "pendolamento" che non depone a favore del funzionamento né a favore della vita del compressore stesso. Normalmente un compressore frigorifero dovrebbe avere 4 o massimo 5 avviamenti per ora, in caso il sistema di distribuzione dell'acqua refrigerata non possa avere un contenuto "efficiente" di acqua refrigerata, bisognerà pensare ad equipaggiare il sistema con un "vaso inerziale" il cui contenuto di acqua sommato al contenuto di acqua refrigerata del sistema dia la "quantità efficiente" di acqua che possa stabilire una sorte di inerzia termica del sistema. Normalmente in maniera empirica si usa moltiplicare la potenza frigorifera installata * 5, ottenendo una quantità "efficiente" supposta. Se invece vogliamo ottenere un numero affidabile dobbiamo affidarci al calcolo che viene mostrato nella tabella che segue:

¹³ Nei sistemi di condizionamento, l'acqua destinata alla refrigerazione viene addizionata con del glicole in percentuale del 10/15% viste le temperature di espansione del gas molto basse, per ovviare al rischio di congelamento dell'acqua refrigerata.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

V	Efficient content (m ³)	
Qf	Cooling group power (kW)	125
P	Water mass (kg/m ³)	0,997
cp	Water specific heat (kj/kg K)	4,18
Δt	Δt in/out temperature of refr. water (°C)	6
V_{min}		599,9 l
V_{ott}		1059,8 l
V_{med}		829,8 l
Pipe net content		100,0 l
Evaporators content		40,0 l
Fan coils content		36,0 l
AHU content		21,4 l
FEED TANK VOLUME		632,4 l



Questa tabella di calcolo si avvale dell'uso di due numeri adimensionali 120 e 212 che stabiliscono rispettivamente la determinazione di Volume minimo e di volume massimo d'acqua necessari (V_{min} e V_{ott}).

Moltiplicando 212 oppure 120 * (QF/cp/P/Dt) si ottiene il valore di contenuto efficiente minimo (120) o ottimale (212) in litri.

Dove Qf = Potenza frigo del gruppo (kW)

P = Volume massico dell'acqua (kg/m³)

Cp = Calore specifico dell'acqua (kj/kg)

Dt = Salto di temperatura fra entrata ed uscita dell'evaporatore (12°C – 6°C)

Ottenuta questa quantità, le sarà sottratta la quota di contenuto dell'acqua del sistema di circolazione inclusi i contenuti di tubi, evaporatori e batterie fredda.

VASI DI COMPENSO

Serve ad assorbire l'aumento di volume dell'acqua conseguente all' aumento della temperatura.

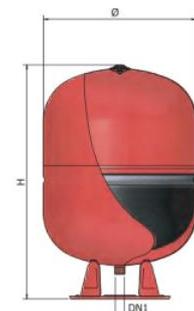
Il vaso di espansione deve essere ubicato sopra il punto più alto raggiunto dall'acqua in circolazione nell'impianto e deve avere un volume di espansione non inferiore al volume di espansione di tutta l'acqua contenuta nell' impianto.

La tabella che segue mostra come calcolare la dimensione del vaso di espansione.

Item	Description	Input data
C	System water content (l)	796,6
e	Water expansion coefficient (h)	0,023
e	Water expansion coefficient (c)	0,004
Pi	System hight ATA + 0,3	2,3
Pf	Safety valve set ATA	3,5

$$V = (C * e) / (1 - P_i / P_f)$$

V	Expansion tank content (l) h	53,4
V	Expansion tank content (l) c	9,3



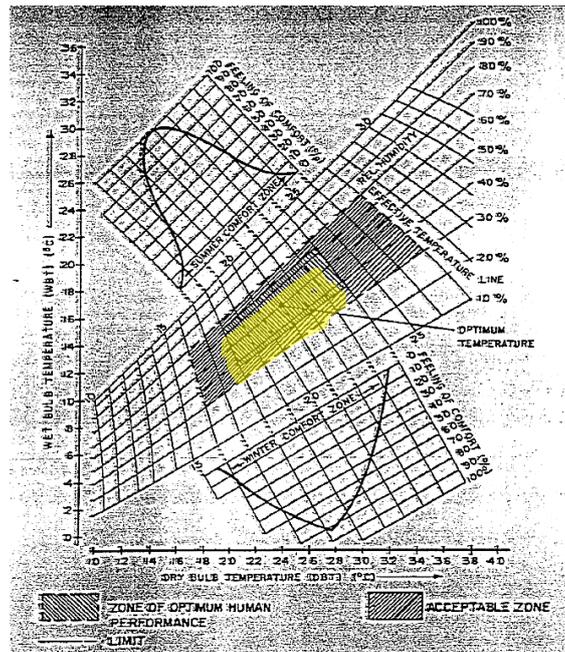
CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

IDEA DI SISTEMA NAVALE GREEN

Talvolta usiamo il termine “green” in modo improprio pensando che l’uso dei green gas possa “risolvere” in qualche modo l’impasse dell’ecologia. Utile ma non efficace...

Purtroppo, ci sono troppe implicazioni nella creazione di un sistema di condizionamento realmente “GREEN”.

La mia idea di impianto “green” contempla diversi punti, che cercano di ottimizzare il ruolo dei componenti, del gas ed il mantenimento del benessere umano che deve essere basato sulla reale necessità metabolica del corpo.



In breve, i punti:

- *Definizione delle condizioni esterne che devono essere basate anche su modelli di previsione del riscaldamento del pianeta, in maniera da rimanere in un range accettabile e senza esagerazioni.*
- *Definizione della temperatura interna che basandosi sugli studi relativi al gradiente metabolico dovrebbe individuare una condizione interna di comfort basata anche su quello che potrebbe essere l’andamento della temperatura e dell’umidità esterne. Da tenere in considerazione anche ASHRAE 55-2020.*
- *Uso di “green gas” ottimizzati senza esasperare il valore del GWP, che deve comunque essere basso rimanendo in equilibrio con quelli che saranno i consumi necessari per la generazione del freddo. Risparmiano in GWP, aumentiamo le emissioni in atmosfera.*
- *Definizione di una tipologia di sistema che consenta l’ottimizzazione del comfort e dei consumi anche con l’uso di tecnologie atte a gestire efficacemente il trattamento dell’aria esterna. (i.e. sensori di CO₂ per poter determinare il giusto quantitativo di aria esterna necessario alle persone senza creare problemi alla salute).*

Di seguito abbiamo un esempio di due condizioni, quella “Richiesta” e quella “Preferibile”, che ci aiuteranno a capire come possiamo in parte ovviare alla problematica ecologica, intervenendo sulle condizioni di progetto, rimanendo sempre in un range di ragionevole benessere.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

RICHIESTA

Queste condizioni non sono ragionevoli né tantomeno riscontrabili. Teniamo presente che una umidità relativa. Così vicina alla curva di saturazione non è facile da trovare in luoghi di mare o perlomeno non è possibile che sia congruente con la temperatura richiesta. È vero che nei luoghi di mare durante la notte il valore di umidità relativa tende ad aumentare cospicuamente, ma la temperatura dal suo canto tende a scendere. Incontreremo probabilmente una umidità relativa notturna di 96% ma la temperatura scenderà di molti gradi centigradi.

INPUT		Temp. DB	RH	Entalpia	X	Mass	DEW	Heat	Temp. WB
		[°C]	[%]	[kJ/kg]	[g/kg]	[g/m ³]	[°C]	[kJ/kg]	[°C]
Outside summer temperature ° C		45	96%	205,1	0,05638	1,11	44,2	49,00	44,31
Offcoil summer temperature ° C		12	99%	33,8	0,00850	1,24	11,8	8,06	11,94
Return air temp °C		26	50%	53,2	0,01028	1,18	14,8	12,70	18,83
MIXING HYGROMETRIC VALUES		°C	%	KJ/Kg	kg/kg	kg/m ³	DEW °C	kCal/Kg	TWB °C
SUMMER MIX		45,0	96%	205,1	0,05638	1,11	44,2	49,00	44,31
CW temperature in >	°C	6							
CW temperature out <	°C	12							
Δt in-out		6							
Q tot		1.000	m ³ /h						
Q ae		1.000	m ³ /h						
Q r		0	m ³ /h						
CALORE PER IL CALCOLO DELLA PORTATA CW		58,9	kW						

kCal	KJ	kW	recovery wheel (% performance) RW (0,55)	Condensate
50,675	212,166	58,92	27 kW	59 lh

PREFERIBILE

Nella figura sottostante, si vede l'applicazione di diverse temperature ed umidità esterne, in quanto i valori 40°C e 60% di umidità relativa esterna sono comparabili a condizioni di 33°C con circa il 99% di umidità relativa, quindi prossimi alla saturazione.

INPUT		Temp. DB	RH	Entalpia	X	Mass	DEW	Heat	Temp. WB
		[°C]	[%]	[kJ/kg]	[g/kg]	[g/m ³]	[°C]	[kJ/kg]	[°C]
Outside summer temperature ° C		40	60%	115,1	0,02710	1,13	30,8	27,49	32,65
Offcoil summer temperature ° C		12	99%	33,8	0,00850	1,24	11,8	8,06	11,94
Return air temp °C		26	50%	53,2	0,01028	1,18	14,8	12,70	18,83
MIXING HYGROMETRIC VALUES		°C	%	KJ/Kg	kg/kg	kg/m ³	DEW °C	kCal/Kg	TWB °C
SUMMER MIX		40,0	60%	115,1	0,02710	1,13	30,8	27,49	32,65
CW temperature in >	°C	6							
CW temperature out <	°C	12							
Δt in-out		6							
Q tot		1.000	m ³ /h						
Q ae		1.000	m ³ /h						
Q r		0	m ³ /h						

kCal	KJ	kW	recovery wheel (% performance) RW (0,55)	Condensate
24,046	100,678	27,96	13 kW	23 lh

Il risparmio energetico usando la seconda tabella, comunque a soddisfazione di quello che è il comfort umano, consente l'adozione di una macchina di grandezza inferiore. Con un risparmio energetico nell'erogazione del freddo di circa il 52%. Da qui un risparmio relativo all'inquinamento dato dalla minore quantità di gas ed un decremento delle emissioni sostanziale.

In sinergia con il sistema di condizionamento anche la generazione dell'energia per alimentare il sistema dovrebbe seguire lo stesso principio. Nel settore navale si sta iniziando a proporre sistemi avveniristici di propulsione e di generazione con l'uso di metanolo e celle all'idrogeno.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Indicazioni generali per la progettazione

Nel processo di progettazione degli impianti di condizionamento va innanzitutto stabilito l'ordine delle azioni e delle certezze che sono necessarie per definire il sistema.

- Definire la lista dei documenti da produrre (minimo sufficiente per la determinazione del sistema)
 - Specifiche tecniche*
 - Control & philosophy + Process & instrument*
 - Calcoli termici*
 - Bilancio delle masse d'aria*
 - Bilancio acqua refrigerata e calda*
 - Lista del macchinario (aria e freddo)*
 - Bilancio elettrico*
- Va presa visione dell'imbarcazione (natante o nave) definendone la destinazione d'uso e la relativa tipologia del sistema da progettare (tutt'aria, aria per le persone più fan coils...)
- La specifica tecnica di progetto deve essere letta con attenzione sia per quanto riguarda le condizioni relative al clima che alle condizioni relative ai mezzi di condensazione e/o raffreddamento, nel caso si ravvisasse la mancanza di dati questi vanno richiesti al cliente o in mancanza proposti sulla base della statistica degli impianti.
- Vanno evidenziati gli spazi da servire con il sistema di climatizzazione. Spazi abitati, spazi di servizio, locali tecnici anch'essi eventualmente serviti da impianti di condizionamento. Tutti questi locali hanno vicissitudini diverse di trattamento e quindi vanno considerati per tipologia. Un sinottico¹⁴ a colori che descriva il tipo di servizio che si vuole fornire aiuterà sia nel bilancio delle masse d'aria che nella suddivisione dei servizi forniti dal macchinario. Di norma questo documento viene eseguito solo per la parte aria, la parte frigorifera viene discussa di volta in volta con i clienti se non specificata nel piano generale nave
- Numero delle persone imbarcate sia di servizio che eventuali passeggeri con lista dei locali ed occupazione di ognuno
- Dissipazioni eventualmente presenti nei locali abitati ed in quelli tecnici/servizio, con lista dei locali ed emissioni eventualmente anche aeree di calore

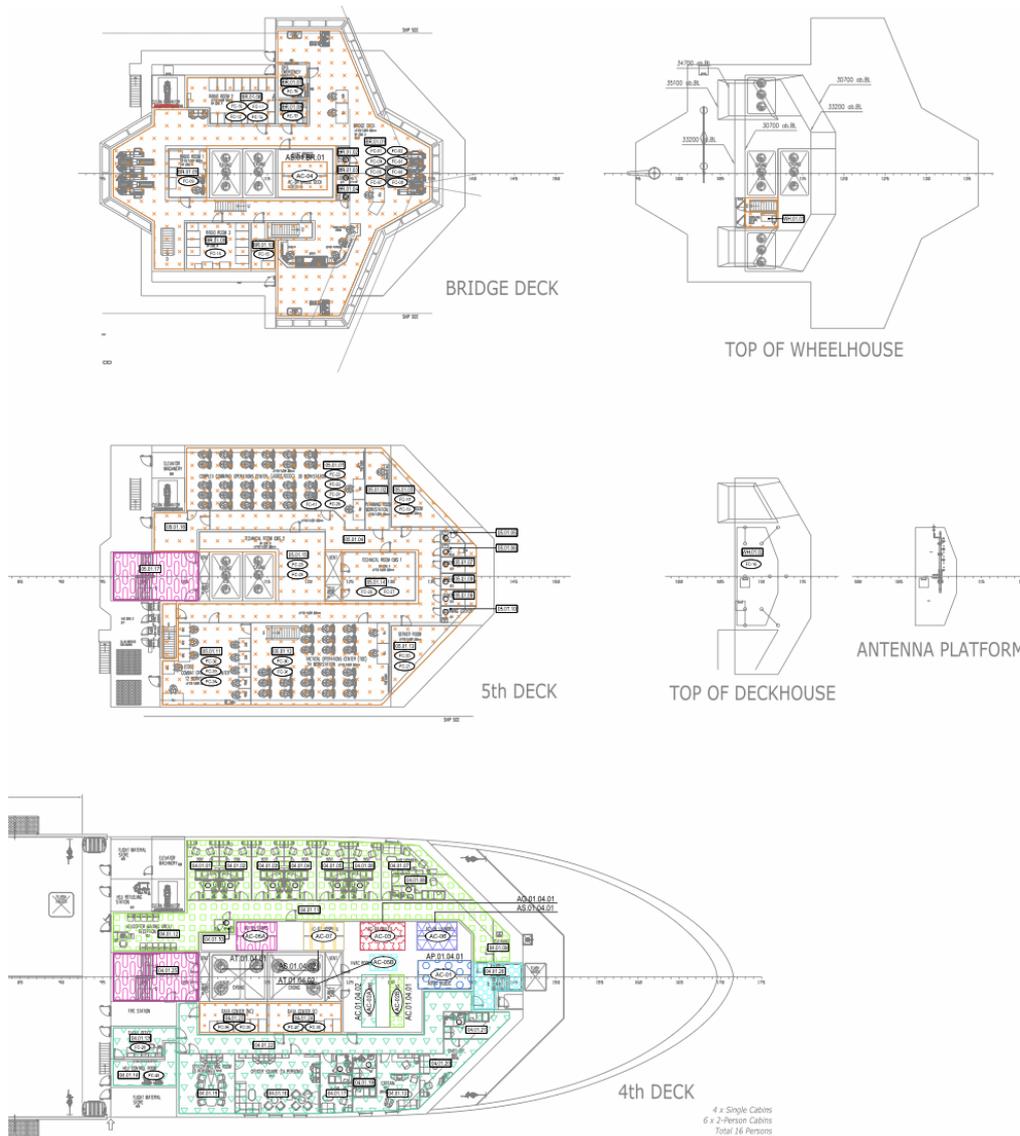
¹⁴ Vedi pagine seguenti esempio mdi individuazione dei servizi grafico

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Esempio di sinottico per la definizione delle aree servite dall'impianto di condizionamento

SYMBOL & UNITS

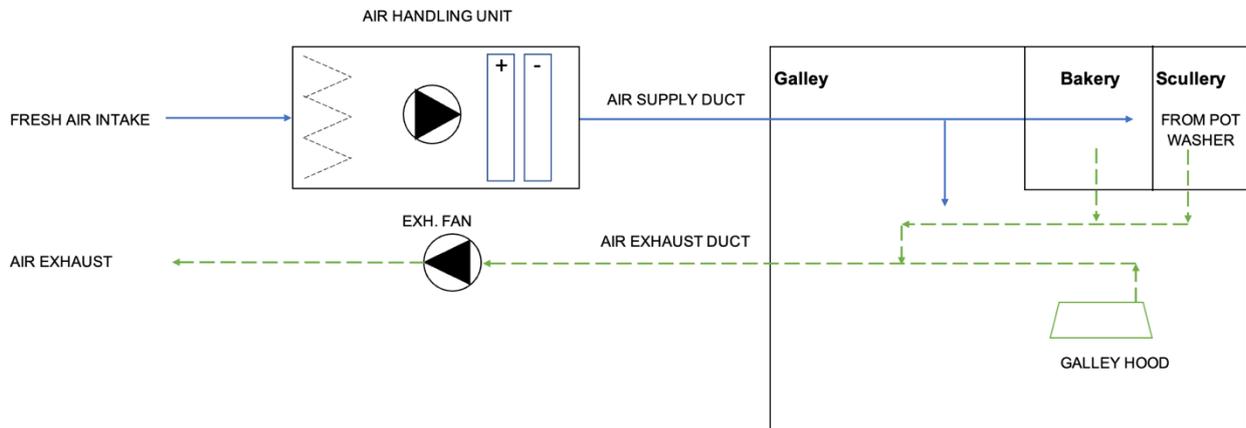
	AC-01 PUBLIC AP.01.04.01		AC-05A STAIRS AT.01.04.01
	AC-02A STB CABINS AC.01.04.02		AC-05B STAIRS AT.01.04.02
	AC-02B PS CABINS AC.01.04.01		AC-06 LAUNDRY AS.01.04.01
	AC-03 GALLEY AG.01.04.01		AC-07 HOSPITAL AS.01.04.02
	AC-04 BRIDGE DECK+DECK 05 AS.01.BR.01		AC-08 OFFICES/CABINS AC.02.02.01
			ROOM NUMBER
			FAN COIL
			AC INDIRECT
			EMERGENCY SYSTEM
			EXHAUST FAN



CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

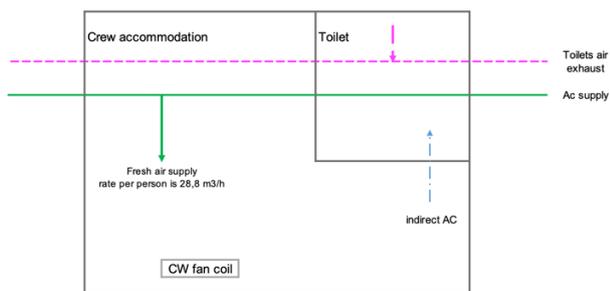
P&ID di una cucina

Questo documento si riferisce al sistema di condizionamento di una cucina a bordo di una nave scientifica dove le esigenze non sono quelle di una nave da guerra o di una nave passeggeri. Il sistema è relativamente semplice ed è composto da un condizionatore 100% aria esterna e da un estrattore dimensionato alla portata del 110% per lasciare la cucina in depressione rispetto ai locali adiacenti. Tale accorgimento serve a prevenire il trafilamento di odori dalla cucina ai locali adiacenti.



P&ID cabina

Questo schema interessa invece una cabina che viene servita da quota aria esterna rapportata al numero di occupanti e da un fan coil che provvede a coprire i carichi endogeni ed esogeni del locale stesso. L'aria primaria viene immessa nell'ambiente ed estratta dal locale igiene, il fan coil provvede al riciclo dell'aria ambiente.

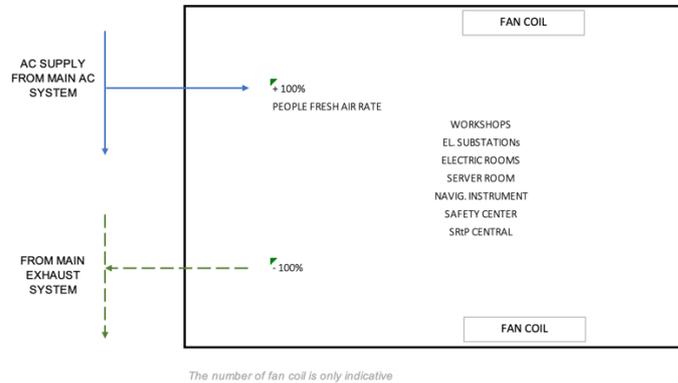


The fan coil will grant the winter heating by means of an electric heater

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

P&ID di un locale tecnico

Senza dover affinare i sistemi di distribuzione dell'aria all'interno del locale in questione, viene immessa la parte di aria di rinnovo ed estratta. I fan coils provvedono alla copertura dei carichi termici.



ESERCITAZIONI

ESERCIZIO 0

Usando il diagramma di Mollier (Carrier) calcolare di quanta acqua (kg/h) per l'umidificazione necessita un sistema di riscaldamento che tratta in inverno $10.000 \text{ m}^3/\text{h}$ di aria esterna alla temperatura di -5°C con una umidità relativa del 75%, per essere portata inizialmente ad una temperatura di 26°C e secondariamente sottoposta a post-riscaldamento per aumentarne la temperatura di 4°C ?

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

ESERCIZIO 1

Calcolo termico di un locale nave tenendo presente quelle che sono le prescrizioni della ISO 7547.

Il sistema da dimensionare per questo locale sarà del tipo a pompa di calore che tratterà il **100%** di aria esterna e trattamento dei carichi endogeni ed esogeni a mezzo di fan coils sia in estate che in inverno.

Il sistema sarà ad espansione indiretta (mediante raffreddamento e riscaldamento di mezzo secondario, che in questo caso sarà acqua con un salto di 6°C sia in inverno che in estate).

L'acqua fornita alle unità di condizionamento ed ai fan coils dalla pompa di calore in estate avrà una temperatura di 6°C con ritorno a 12°C, mentre in inverno sarà fornita a 45°C con ritorno a 39°C.

La macchina avrà un COP pari a 3,8, ed il condensatore verrà servito sia in estate che in inverno con acqua a 38°C, la temperatura di condensazione del gas sarà di 45°C.

Il ventilatore di mandata dell'unità condizionatrice ha una pressione di 2500 Pa.

Non è previsto alcun circuito di post-riscaldamento.

Sia considerato un locale posto in un'area nave adibita a mensa equipaggio, con le seguenti caratteristiche:

Parete A

- $l = 5000 \text{ mm}$
- $h = 2800 \text{ mm}$
- Spessore 5 mm
- Isolazione termica della parete in ferro in lana di roccia dello spessore di 75 mm con densità 100 kg/m^3
- Finestratura in vetro normale a singolo strato provvisto di tende non oscuranti $A = 1300 \text{ mm}$ $B = 1000 \text{ mm}$
- Intercapedine fra parete in ferro e parete in arredo pari a 200 mm
- Parete di arredo in legno di spessore 25 mm
- Parete irraggiata
- Colore della parete chiaro

Pavimento

- Pavimento $A = 5000 \text{ mm}$ $B = 10000$
- Pavimento in comunicazione con locale macchine con temperatura del locale attiguo di 55°C
- Isolazione termica della parete in ferro in lana di roccia dello spessore di 100 mm con densità 100 kg/m^3

Parete B

- $l = 10000 \text{ mm}$
- $h = 2800 \text{ mm}$
- Spessore 5 mm
- Isolazione termica della parete in ferro in lana di roccia dello spessore di 75 mm con densità 100 kg/m^3
- Finestratura in vetro normale $A = 1300 \text{ mm}$ $B = 1000 \text{ mm}$
- Intercapedine fra parete in ferro e parete in arredo pari a 200 mm
- Parete di arredo in legno di spessore 25 mm
- Parete non irraggiata

Soffitto

- Pavimento $A = 5000 \text{ mm}$ $B = 10000 \text{ mm}$

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

- Pavimento in comunicazione con locale macchine con temperatura 35°C
- Isolazione termica interna del soffitto in ferro, in lana di roccia dello spessore di 100 mm con densità 100 kg/m³
- Irraggiamento pari al 37% della superficie
- Colore del soffitto scuro

Luci

- 10 w/m²

Persone

- 18 a riposo
- 5 in lavoro leggero

Piatti caldi

- 65% sul numero delle persone a riposo
- Servant bagno Maria che dissipa 3,5 kW

Attrezzature elettriche

- Macchina da caffè con dissipazioni totali pari a 1,5 kW
- Televisione con dissipazione di 500 W

Per quanto ai valori dati, tenendo conto che il calcolo va eseguito nelle condizioni peggiorative giornaliere, trovare i seguenti risultati:

- I coefficienti di trasmissione delle pareti, del pavimento e del soffitto calcolandoli come suggerito da ISO 7547 (per facilitare il calcolo, la parete risulta piana senza alcuna prominente strutturale)
- Potenza frigorifera estiva
- Potenza riscaldante invernale
- Rapporto S/T
- Raffigurare sul Mollier (Carrier) la retta ambiente tenendo conto del surriscaldamento dell'aria per il passaggio nel ventilatore
- Determinare le condizioni di off-coil (temperatura ed umidità)
- Determinare la temperatura di immissione nel locale servito tenendo conto di una perdita di calore nei condotti di 2°C
- Portata aria totale necessaria
- Consumo elettrico della pompa di calore in estate ed in inverno
- Bilancio acqua fredda (estate)
- Bilancio acqua calda (inverno)
- Potenza necessaria per lo smaltimento del calore al condensatore invernale
- Potenza necessaria per lo smaltimento del calore al condensatore estiva
- Quantità di vapore necessaria in kg/h durante la stagione invernale per mantenere il sistema alle condizioni proposte dalla ISO 7547

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

ESERCIZIO 2

Disponiamo di un condizionatore che porta $10.000 \text{ m}^3/\text{h}$; questa macchina e la sua batteria fredda trattano una miscela di aria con le seguenti condizioni:

- Pressione atmosferica $1.013,25 \text{ hPa}$
- Altezza sul livello del mare 0 m

- Percentuale di aria esterna 40%
- Percentuale di ricircolo 60%

Condizioni esterne ed interne termo-igrometriche:

- Temperatura 35°C
- Umidità relativa 70%

Temperatura ed umidità mantenute all'interno dei locali

- Temperatura 25°C
- Umidità relativa 45%

Rapporto S/T $0,87$

Per le condizioni di miscela tenere conto che l'aria di ricircolo usata per la miscela, porta un surriscaldamento dato dal passaggio all'interno delle condotte di $1,5^\circ\text{C}$ mentre l'umidità relativa rimane costante.

Mediante il diagramma Mollier (Carrier) rappresentare:

- Il punto di miscela (temperatura ed umidità relativa)
- La temperatura e l'umidità relativa di off-coil
- La quantità di acqua condensata prodotta per il trattamento dell'aria di miscela

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

ESERCIZIO 3

Tenendo conto di un sistema che debba funzionare trattando aria esterna a 35°C con una umidità relativa del 70% per servire uno spazio nel quale debba essere mantenuta una temperatura di 24°C con una umidità relativa pari al 50%, che il rapporto S/T è uguale a 0,86 e che il ventilatore ha una pressione totale di 3000 Pa, determinare graficamente sul diagramma di Mollier (Carrier) il surriscaldamento dell'aria di mandata verso i locali serviti ed il surriscaldamento dell'aria all'interno della rete di condotte di 1,5 °C.

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

ESERCIZIO 4

Riportare sul diagramma di Mollier il processo di riscaldamento dell'aria invernale individuato nel punto di off-coil di preriscaldamento e nel punto di off-coil di post-riscaldamento, partendo dalle seguenti condizioni:

- *Temperatura esterna -10°C*
- *Umidità esterna 50%*
- *Temperatura di off-coil del riscaldamento primario 24°C*
- *Temperatura di off-coil del post-riscaldamento 5°C*

Calcolare anche la quantità di vapore necessaria per portare la miscela d'aria finale ad una umidità relativa del 50%.

ESERCIZIO 5

Dopo aver eseguito un calcolo termico, stabiliamo che abbiamo necessità di produrre un sistema di condizionamento estivo ad espansione indiretta, con una potenza frigorifera di 85 kW.

Il nostro cliente richiede il bilancio elettrico ed il fabbisogno di acqua refrigerata (con salto 6°/12°C) del sistema che stiamo progettando.

Purtroppo, facendo una prima valutazione del sistema di distribuzione dell'acqua refrigerata, scopriamo che il contenuto di acqua dell'intero sistema è di 300 lt.

Dobbiamo verificare se il contenuto di acqua refrigerata ammontante a 300 lt possa essere considerato in quantità "efficiente" da permettere al compressore frigorifero di funzionare correttamente.

I dati in nostro possesso:

- COP del compressore frigorifero = 2,98
- Contenuto di acqua refrigerata di tubi e scambiatori 300 lt
- Potenza frigorifera installata = 85 kW

Definire:

- Consumo elettrico orario del gruppo frigorifero
- Quantità necessaria di acqua refrigerata
- Contenuto efficiente di acqua refrigerata dell'impianto

PROPOSTA DI PROGETTO

DESCRIZIONE DEL SISTEMA DA PROGETTARE

Viene richiesto di progettare un sistema di condizionamento a tutt'aria con servizio estivo/invernale. Il sistema sarà servito da un gruppo frigorifero in pompa di calore, da un condizionatore per il trattamento dell'aria primaria (esterna), diversi fan coils per la copertura dei carichi endogeni ed esogeni, un estrattore per l'aria di ricambio, un estrattore per la cucina.

L'acqua refrigerata o calda verrà circolata attraverso una rete di tubolature (la stessa sia per estate che per inverno) mediante una pompa centrifuga con una prevalenza di 25 mt di colonna d'acqua.

Durante progettazione tenere presente che le finestre saranno in vetro comune e provviste di tende non oscuranti; le emissioni delle persone a bordo dovranno essere calcolate in base al grafico relativo alle persone in lavoro leggero.

Le luci in plancia dovranno essere considerate per una emissione di 8 W/m^2 e le apparecchiature elettriche all'interno della plancia dissiperanno 5 kW.

Nelle mense avremo una componente di dissipazione sensibile ed una di dissipazione latente, date da piatti caldi, da una macchina da caffè e da un riscalda vivande che dissiperà 500 W sensibili. La macchina da caffè avrà le seguenti dissipazioni in btu/h, 6.000 di calore sensibile e 2.000 di calore latente.

L'aria che verrà immessa in tutti i locali verrà eliminata totalmente; il condizionatore, date le esigue disponibilità di spazio non avrà alcuna possibilità di essere equipaggiato con sistemi di economizzazione.

Estate

Esterno

45°C con 96% di umidità relativa

Interno

25°C con 50% di umidità relativa

Inverno

Esterno

05°C con 70% di umidità relativa

Interno

22°C con 50% di umidità relativa

Acqua di condensazione della pompa di calore 38° C (estate/inverno)

Velocità del vento sulla superficie di prora dell'imbarcazione 20 m/s (vento e velocità della nave)

Persone a bordo 16

Quantità di aria esterna per persona come da ISO 7547

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

Documenti di riferimento

- *Piano generale nave*
- *ISO 7547 (parziale, solo come riferimento nella determinazione di carichi endogeni ed esogeni)*

Il sistema di raffrescamento/riscaldamento sarà del tipo a pompa di calore, e sarà a circolazione di acqua refrigerata e calda la cui circolazione sarà assicurata da due pompe centrifughe di ricircolo con pressione di 25 mt. Colonna H₂O.

Il condizionatore avrà un ventilatore con prevalenza totale di 1600 Pa.

L'estrattore cucina avrà una prevalenza totale di 450 Pa, quello dei servizi sanitari e lavanderia una pressione di 800 Pa.

L'assorbimento di ciascun fan coil sarà di 0,2 kW alla massima portata.

Temperatura acqua refrigerata (estate) in uscita dall'evaporatore del sistema a pompa di calore 6°C, temperatura di ritorno 12°C

Temperatura acqua calda (inverno) in uscita dall'evaporatore (condensatore) del sistema a pompa di calore 45°C, temperatura di ritorno 38°C.

Condizioni termo-igrometriche di progetto:

ESTATE

Esterno:	45°C	96% UR
Interno:	24°C	55% UR

INVERNO

Esterno:	-5°C	90% UR
Interno:	22°C	50% UR

La richiesta è:

- Organizzare il progetto, stendere una descrizione del processo di progettazione (descrivere le fasi).
Non serve dilungarsi, basta una semplice "scaletta" temporale descrittiva delle azioni
- Eseguire il P&ID generale di sistema
- Eseguire il calcolo termico estivo ed invernale di ogni locale abitato
- Determinare la potenza frigorifera per il trattamento dell'aria esterna estiva, la potenza necessaria alla copertura dei carichi endogeni ed esogeni, la potenza riscaldante per il trattamento dell'aria esterna invernale e per la copertura delle dissipazioni invernali
- Definire la portata d'aria esterna nella condizione peggiorativa e spiegarne il perché
- Calcolare la potenza al condensatore¹⁵/evaporatore¹⁶ in stagione estiva ed invernale

¹⁵ In stagione estiva il condensatore lavora normalmente dissipando il carico del motore elettrico più il lavoro del compressore

¹⁶ In stagione invernale il condensatore assume il compito di un evaporatore e quindi smaltisce del freddo

CENNI SUGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO NAVALE

- Calcolare il bilancio elettrico del sistema sia in fase estiva che in fase invernale
- Calcolare il bilancio di acqua refrigerata necessaria in stagione estiva per il raffrescamento
- Calcolare il bilancio di acqua calda necessaria in stagione invernale per il riscaldamento tenendo presente che la portata di acqua fredda deve essere uguale alla portata di acqua calda
- Calcolare il bilancio di acqua di raffreddamento al condensatore/evaporatore (estate/inverno)
- Calcolare il quantitativo di acqua di condensa generata dal trattamento aria esterna estiva
- Presentare un piano unifilare di distribuzione dell'aria all'interno dei locali serviti
- Presentare uno schema di principio del sistema di circolazione di acqua refrigerata/calda (v. pag. 11)