

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA - UFU
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA – FEMEC
ENGENHARIA MECÂNICA

ANTONIO CARLOS GUERRA FILHO

**PROJETO DE AR CONDICIONADO DA UNIDADE DE TERAPIA INTENSIVA
NEONATAL E CENTRO OBSTÉTRICO DO HOSPITAL DE CLÍNICAS DE
UBERLÂNDIA**

UBERLÂNDIA
2017

ANTONIO CARLOS GUERRA FILHO

**PROJETO DE AR CONDICIONADO DA UNIDADE DE TERAPIA INTENSIVA
NEONATAL E CENTRO OBSTÉTRICO DO HOSPITAL DE CLÍNICAS DE
UBERLÂNDIA**

Monografia apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Orosimbo Andrade de Almeida Rego

UBERLÂNDIA

2017

ANTONIO CARLOS GUERRA FILHO

**PROJETO DE AR CONDICIONADO DA UTI NEONATAL E CENTRO OBSTÉTRICO
DO HOSPITAL DE CLÍNICAS DE UBERLÂNDIA**

Monografia apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Banca de Avaliação:

Prof. Dr. Orosimbo Andrade de Almeida Rego

Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes

Prof. Ms. Letícia Raquel de Oliveira

Uberlândia (MG), 21 de dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Aos meus queridos pais, cujos esforços e ensinamentos estiveram sempre ao meu lado para que realizasse meus objetivos e conseguisse alcançar mais um sonho.

À minha irmã que sempre foi um exemplo de determinação a ser seguido.

À tia Odete, pelo conforto nos momentos de angústia.

À Nathalia, pelos momentos de parceria.

Ao professor e orientador Orosimbo, pelo conhecimento passado e pela disposição em ajudar.

Ao engenheiro mecânico Rodrigo Gonçalves e toda equipe de técnicos do Hospital de Clínicas de Uberlândia, na qual fui estagiário, por contribuir nesse trabalho.

A todos meus amigos, em especial Turma do Zelin, Randori do Samba e República Maminha que são símbolo de amizade e diversão.

RESUMO

O projeto desenvolvido, trata de um estudo de caso que teve como objetivo realizar um levantamento da atual situação térmica de dois ambientes hospitalares (Centro Obstétrico e Unidade de Terapia Intensiva Neonatal), ambos pertencentes ao Hospital de Clínicas de Uberlândia.

Para a estimativa da carga térmica, foram utilizadas informações confiáveis obtidas diretamente no local estudado, como por exemplo a temperatura da cidade de Uberlândia e dos ambientes internos estipulados por normas técnicas vigentes, dados da estrutura física da instalação, o número de pessoas por ambiente e a quantidade de lâmpadas e equipamentos.

Dessa forma, foi possível realizar a modernização do sistema de ar condicionado atual e selecionar um sistema de água gelada com capacidade de 60 TR, novos *fan-coils* com dimensões reduzidas e difusores específicos para cada ambiente. Além de propor uma nova configuração para a rede de dutos de ar condicionado garantindo independência para os ambientes da UTI Neonatal e Sala de Parto Cirúrgico.

Palavras-chave: Situação térmica; Modernização.

ABSTRACT

The project developed, deals with a case study that had as objective to perform a survey of the current thermal situation of two hospital environments (Obstetric Center and Neonatal Intensive Care Unit), both belonging to the Hospital of Clinics of Uberlândia.

For the estimation of the thermal load, we used reliable information obtained directly at the site studied, such as the temperature of the city of Uberlândia and the internal environments stipulated by current technical standards, data of the physical structure of the facility, the number of people per environment and the number of lamps and equipment.

In this way, it was possible to carry out the modernization of the current air conditioning system and select an ice water system with a capacity of 60 TR, new fan coils with reduced dimensions and specific diffusers for each environment. In addition to proposing a new configuration for the network of air conditioning ducts ensuring independence for the environments of the Neonatal ICU and Surgical Delivery Room.

Keywords: Thermal situation; Modernization.

Lista de ilustrações

Figura 1 - Parâmetros básicos que afetam o conforto higrotérmico.	14
Figura 2 - Zonas de conforto para verão e inverno ASHRAE.	15
Figura 3 - Sistemas de expansão indireta com condensação a água.....	21
Figura 4 - Funcionamento do difusor selecionado.	45
Figura 5 - Sistema de expansão indireta de 60 TR.....	47
Figura 6 - Fancolete selecionado para mãe canguru e sala de aula.	48
Figura 7 - Posicionamento dos hidrônicos tipo fan coil.....	48
Figura 8 – Fan-coil modular Vortex Pro.	49
Figura 9 - Posicionamento dos <i>fan coil</i> na sala de máquinas.	50

Lista de tabelas

Tabela 1 - Dados da edificação.	26
Tabela 2 - Temperatura externa e interna ao ambiente condicionado.....	26
Tabela 3 - Diferencial da temperatura de insolação.	27
Tabela 4 - Fator solar através do vidro.	28
Tabela 5 - Quantidade e potência de lâmpadas no ambiente.....	30
Tabela 6 - Equipamentos ativos de cada setor.....	31
Tabela 7 - Quantidade máxima de pessoas no ambiente.....	33
Tabela 8 - Vazão mínima de ar exterior.....	35
Tabela 9 - Filtragem mínima especificada.	39
Tabela 10 - Carga térmica total do Centro Obstétrico.	40
Tabela 11 - Carga térmica total da UTI Neonatal.	41
Tabela 12 - Diâmetro dos trechos referentes ao <i>fan coil</i> 1 do Centro Obstétrico.	42
Tabela 13 - Diâmetro dos trechos referentes ao <i>fan coil</i> 2 do Centro Obstétrico	42
Tabela 14 - Diâmetro dos trechos referentes ao <i>fan coil</i> 1 da UTI Neonatal.	43
Tabela 15 - Diâmetro dos trechos referentes ao <i>fan coil</i> 2 da UTI Neonatal.	43
Tabela 16 - Maior perda de carga do sistema referente a cada <i>fan coil</i>	44
Tabela 17 - Dados de seleção do difusor para o Centro Obstétrico.	45
Tabela 18 - Dados de seleção do difusor para a UTI Neonatal.	46
Tabela 19 - Modelo e tipo de ventilador para cada unidade de <i>fan coil</i>	49

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	10
2	OBJETIVOS	11
2.1	Objetivo geral.....	11
2.2	Justificativas	11
2.3	Objetivos específicos	12
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
3.1	HISTÓRICO.....	12
3.2	CONFORTO TÉRMICO.....	13
3.3	CARGA TÉRMICA.....	16
3.4	CARTA PSICROMÉTRICA.....	17
3.5	SISTEMAS DE AR CONDICIONADO	19
3.5.1	Sistemas de expansão direta	19
3.5.2	Sistemas de expansão indireta	20
4	METODOLOGIA.....	23
4.1	ETAPAS DO PROJETO	23
4.2	CARGA TÉRMICA.....	23
4.2.1	Calor de Condução	24
4.2.2	Calor de Insolação	27
4.2.3	Calor de Iluminação	29
4.2.4	Calor de Equipamento	30
4.2.5	Calor de Pessoas.....	32
4.2.6	Calor de Infiltração	33
4.2.7	Calor de Renovação	34
4.2.8	Vazão de Insuflamento	36
4.3	DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS DE AR.....	37
4.4	BALANCEAMENTO DAS PERDAS DE CARGA.....	38
5	RESULTADOS	40
5.1	CARGA TÉRMICA.....	40
5.2	DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS DE AR.....	41

5.3	BALANCEAMENTO DAS PERDAS DE CARGA	43
5.4	SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS	44
5.4.1	Difusor	44
5.4.2	Sistema de água gelada	46
5.4.3	Hidrônico do tipo <i>fan coil</i>	47
5.4.4	<i>Fan coil</i>	48
6	CONCLUSÃO	50
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	52
	APÊNDICE I – PLANTA BAIXA DO CENTRO OBSTÉTRICO	56
	APÊNDICE II – PLANTA BAIXA DA UTI NEONATAL	57
	APÊNDICE III – DISTRIBUIÇÃO DOS DUTOS DE AR NA UTI NEONATAL	58
	APÊNDICE VI – DISTRIBUIÇÃO DOS DUTOS DE AR NO CENTRO OBSTÉTRICO ..	59

1 INTRODUÇÃO

Alterações climáticas oriundas do crescimento populacional nos grandes centros, do aumento do número de frotas de veículos, das necessidades energéticas e da expansão industrial, por exemplo, vêm contribuindo para um enorme desconforto térmico. Nesse sentido, o setor de refrigeração e ar condicionado se destaca no cenário econômico do Brasil, sendo o terceiro no ranking mundial de aparelhos de janela e o nono em splits, conforme avalia o presidente do Departamento Nacional de Ar condicionado Residencial da Abrava Toshio Vlurakami, em 2012. (BRASIL: UM DOS MAIORES MERCADOS DO MUNDO PARA REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO, 2017).

Em nível mundial, *Transparency Market Research* afirma que os sistemas de ar condicionado divididos em todo o mundo foram avaliados em US \$ 79,72 bilhões em 2015 e expandirão em uma taxa de 5,1% de 2016 para 2024, chegando a US \$ 127,27 bilhões no final do período de previsão. Em termos de volume, o mercado observou embarques de 107,81 milhões de unidades em todo o mundo no mesmo ano (BRASIL: UM DOS MAIORES MERCADOS DO MUNDO PARA REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO, 2017).

Aparelhos de ar condicionado quando não dimensionados de forma correta pode trazer resultados devastadores quando nos referimos a eficiência energética e qualidade do ar interno. LAMBERTS et al, 2004, ao analisar edifícios comerciais em São Paulo, constatou que cerca de 20% do consumo de energia estava relacionada aos condicionadores de ar, 44% de iluminação e o restante (36%) de outros aparelhos. Em 2006, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL, afirmou que os condicionadores de ar são responsáveis por cerca de 20% de toda energia elétrica consumida no país.

No ambiente hospitalar, quando nos referimos a um projeto de refrigeração e ar condicionado, as premissas não são limitadas apenas ao consumo e conforto térmico. Sistemas de ar condicionado, quando dimensionados, operados e mantidos de forma ineficiente se tornam potenciais fontes de contaminantes, principalmente de materiais particulados e microrganismos (CARMO; PRADO, 1999; JONES, 1999; WHO, 1998). O projeto deve estar atrelado principalmente com a capacidade de proporcionar saúde,

produtividade, bem-estar aos funcionários, pacientes e aos acompanhantes (HELMIS et al., 2007).

Conforme a norma NBR ABNT 7.256 – Tratamento de ar na saúde “As instalações de tratamento de ar podem se tornar causa e fonte de contaminação, se não forem corretamente projetadas, construídas, operadas e monitoradas, ou ainda não receberem os cuidados necessários de limpeza e manutenção”.

Grande parte de pessoas passam a maior parte do seu tempo (em torno de 80%) dentro de edifícios comerciais e/ou industriais, tornando-se expostas aos poluentes desses ambientes. Garantir a qualidade do ar interno, independente do ambiente a ser condicionado, é um direito de todos e uma questão de saúde pública (BRICKUS; AQUINO NETO, 1999; LEE; AWBI, 2004; TURIEL *et al.*, 1983).

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

Realizar um levantamento da atual situação térmica dos ambientes estudados e propor um novo projeto de ar condicionado que atenda a Unidade de Terapia Intensiva Neonatal e Centro Obstétrico do Hospital de Clínicas de Uberlândia de acordo com as normas técnicas vigentes:

- NBR 6401 – Ar condicionado central para conforto;
- NBR 7256 – Tratamento de ar na saúde;
- NBR 16401 (1, 2 e 3) – Instalações de ar condicionado central e unitário.

2.2 Justificativas

- Condicionadores de ar muito antigos;
- Dificuldade de realizar manutenções preventivas e corretivas;
- Limitação de espaço físico;
- Rede de dutos mal distribuída.

2.3 Objetivos específicos

- Realizar o memorial de cálculo de carga térmica;
- Propor nova solução para o *layout* dos dutos de ar condicionado;
- Selecionar novos equipamentos para instalação;
- Melhorar o posicionamento dos *fan-coils* para facilitar a manutenção.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 HISTÓRICO

Na obra “História e Arte do Aquecimento e Ventilação em Salas e Construções” (History and Art of Warming and Ventilation Rooms and Buildings), por Walter Bernan em 1845, inicia-se a preocupação científica do homem com o seu conforto térmico ao prever que temas relacionados a criação e o controle de ambientes climáticos artificiais seriam estudados em grande proporção e que contribuiriam para o desenvolvimento da humanidade, preservação da saúde e longevidade do ser humano (RUAS, 1999).

Nesse quesito, o pioneiro foi *Willis Carrier*, engenheiro norte americano, que em 1902 inventou um processo mecânico para condicionar o ar com intuito específico de resolver o problema de uma gráfica de Nova York. Em épocas mais quentes do ano o papel dilatava deixando as impressões borradas e fora de escala devido sua absorção

de umidade. Dessa maneira, *Carrier* desenhou uma máquina que fazia circular o ar resfriado por dutos artificiais, obtendo o controle de temperatura e umidade (HISTÓRIA DA CONSTITUIÇÃO DA EMPRESA, 2017).

Em 1904, o sucesso era imprescindível e *LaCrosse National Bank* se tornou o primeiro comprador do sistema de ar-condicionado, apostando nessa tecnologia como forma de gerar conforto para os clientes e maior produtividade dos funcionários (FUNDING UNIVERSE, 2016). O êxito da máquina e a evolução do sistema de ar condicionado foi imediato e abrangia agora indústrias, escritórios, hospitais, edifícios, entre outros iniciou um grande problema: proliferação de doenças respiratórias (RIBEIRO *et al.*, 2004).

Ruas (1999) cita que entre 1913 e 1923 apareceu pela primeira vez critérios para conforto térmico. Desde então, o tema tem sido estudado para encontrar fatores que o influenciam e como eles se relacionam. Com base em Ricks (1982), os primeiros relatos à saúde e conforto de ambientes climatizados surgiram na década de 70.

Segundo Helmis (2007), a recuperação dos pacientes é diretamente relacionada a presença de compostos químicos e biológicos no ar interno, além do mais isso acarreta em riscos à saúde e rendimentos dos funcionários. Torna-se imprescindível sistemas de climatização bem projetados e selecionados de forma que forneçam taxas de ventilação adequadas para proporcionar e garantir conforto e assepsia dos ambientes.

No Brasil, a Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA) é a responsável por fiscalizar a qualidade do ar em ambientes internos e propor ações preventivas e corretivas. A portaria nº 3523/1998 fornece medidas e procedimentos de limpeza e manutenção dos sistemas de climatização, assim como padrões referenciais para qualidade do ar interno (Arruda, 2009).

3.2 CONFORTO TÉRMICO

As condições de conforto térmico são função de fatores fisiológicos do indivíduo e ambientais do meio no qual está inserido (FROTA, 2000). Além dos seis parâmetros

físicos, devem ser consideradas outras variáveis como idade, biótipo, hábitos alimentares e, ainda as consequências que o comportamento humano causa no ambiente a ser considerado (SILVA, 2016). Jones (1983) indica que o condicionamento de ar pode ser destinado tanto para conforto humano quanto para o animal, através do controle automático de um ambiente ou determinado processo industriais e de laboratório. A figura 1 demonstra seis fatores básicos que afetam o conforto higrotérmico.

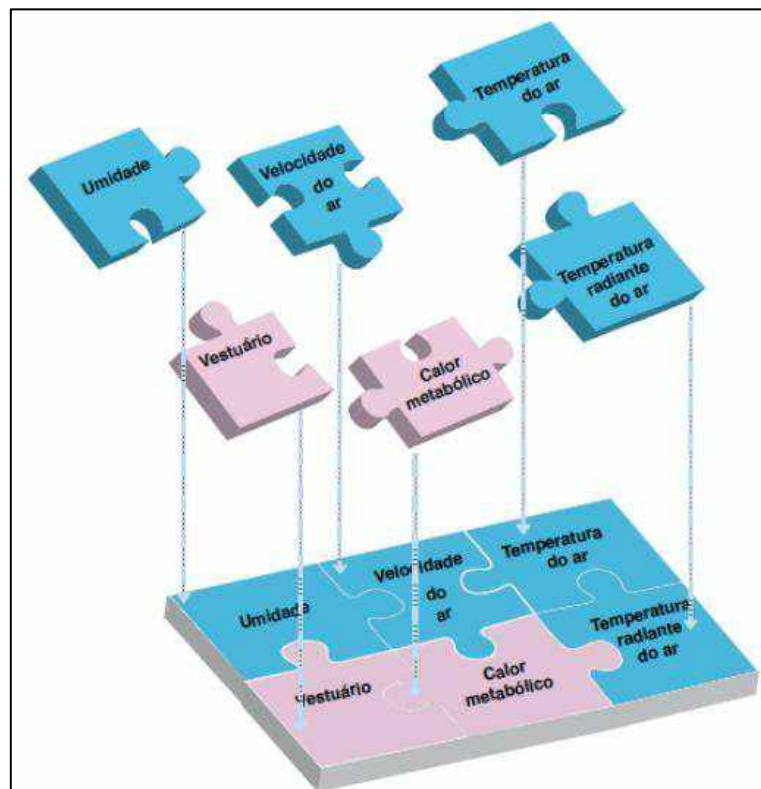


Figura 1 - Parâmetros básicos que afetam o conforto higrotérmico.

Fonte: FÁBIO BITENCOURT baseado em HSE (2013)

Ashrae Standard 55-92 define que “conforto térmico é a condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico”. Esse conceito é similar ao referido na NBR 15.220, onde cita que conforto térmico é a “satisfação psicofisiológica de um indivíduo com as condições térmicas do ambiente”. Da mesma forma, a ISO 7730, de 1994,

descreve conforto térmico como a sensação de neutralidade térmica experimentada pelo ser humano em determinado ambiente (ASHRAE 2011; LAMBERTS, 2002).

Fanger (1972), explica neutralidade térmica como a condição na qual uma pessoa não prefere nem mais calor nem mais frio em relação ao ambiente em que se encontra, ou seja, o corpo humano estará em neutralidade térmica quando todo o calor gerado pelo organismo por meio do metabolismo é trocado em igual proporção como o ambiente ao redor.

Por haver muitas variáveis que influenciam no conforto térmico, *Ashrae* apresenta um gráfico em função da umidade, temperatura e época do ano onde pelo menos 80% dos ocupantes estão confortáveis, representado pela área hachurada, na figura 2.

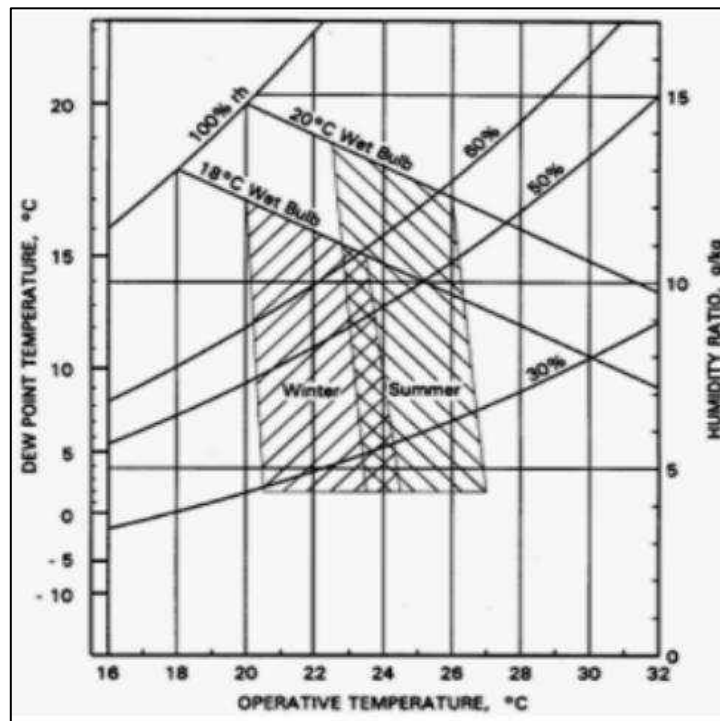


Figura 2 - Zonas de conforto para verão e inverno ASHRAE.

Fonte: ASHRAE, Fundamentals Handbook, 2001.

Entende-se então que conforto é o resultado da interação de mudanças físicas, fisiológicas, psicológicas, da vestimenta, dos hábitos alimentares e do clima como define Kristian Fabbri (2015). Conforto é um estado mental onde o sujeito expressa satisfação com as condições às quais está exposto, nos aspectos de temperatura, umidade, velocidade do ar e outros parâmetros em um determinado ambiente (ASHRAE, 1966 apud Fabbri, 2015).

3.3 CARGA TÉRMICA

Creder (2004) define carga térmica como sendo a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas.

Segundo ASHRAE (2009), as cargas térmicas de aquecimento e resfriamento são bases de projeto para a maioria dos sistemas e componentes de ar condicionado, uma vez que a partir desses dados é possível calcular e estimar o tamanho das tubulações, dutos, difusores, filtros, trocadores de calor, caldeiras, *chillers*, serpentinas, compressores, ventiladores e todos os outros componentes de sistemas que condicionam os ambientes internos (MOCHIZUKI, 2014).

Para o cálculo da carga térmica de um ambiente, deve-se levar em consideração fatores internos e externos que influenciam nas variações de temperatura e umidade do local estudado. Propriedades físicas dos materiais que envolvem o ambiente, ventilação, infiltração, insolação, dados geoclimáticos como altitude, localização geográfica e temperatura, são alguns dos fatores externos. Internamente, fatores como número de ocupantes, tipo de atividade desenvolvida, dissipação térmica de lâmpadas e equipamentos, denominadas de fontes de calor, dentre outros, também podem modificar tal estimativa (VENTURINI, 2007).

Embora estimado, o cálculo de carga térmica deve ser bastante criterioso e o local a ser condicionado precisa ser totalmente caracterizado, de forma que equipamentos e materiais não sejam empregados de forma ineficiente e inadequada,

causando assim prejuízos tanto financeiros quanto para o conforto humano (HAGEL, 2005).

O projeto civil e arquitetônico deve ser o primeiro passo para uma economia em termos térmicos, uma vez que o posicionamento do ambiente, tipo de acabamento entre outros aspectos implicam em sistemas de ar condicionado com menor capacidade resultando em menores consumos energéticos.

Na figura 6, Moraes (1989) exhibe que visando apenas a redução da incidência solar é possível reduzir a carga térmica em 41%.

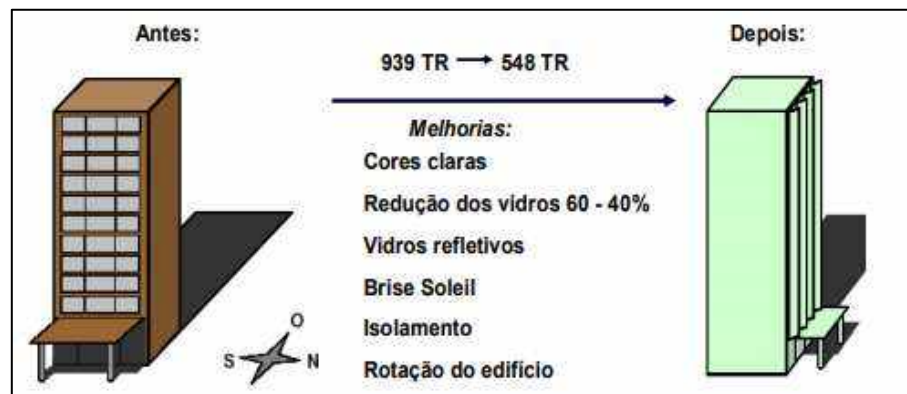


Figura 3 - Eficiência energética atribuída às melhorias da parte civil.

Fonte: Edson Tito Guimarães, 1992.

3.4 CARTA PSICROMÉTRICA

Segundo Stoecker & Jones (1999), a psicrometria é o estudo das propriedades do ar e suas misturas, com o vapor de água, sendo possível determiná-los através de gráficos.

De forma semelhante, Martinelli (2014) define psicrometria como “o ramo da física relacionado com a medida ou determinação das condições do ar atmosférico, particularmente com respeito à mistura ar seco com vapor d’água”, ou ainda, “aquela parte da ciência que está de certa forma intimamente preocupada com as propriedades

termodinâmicas do ar úmido, dando atenção especial às necessidades ambientais, humanas e tecnológicas.

Essas representações gráficas são conhecidas como “cartas psicrométricas” e permitem uma análise gráfica de dados e processos, facilitando assim, a solução de vários problemas práticos referentes ao ar úmido (DOSSAT, 2004).

Para Pena (2002) a carta psicrométrica é um diagrama onde são representadas as propriedades termodinâmicas do ar. Em acréscimo, Sampaio (2013) cita que as cartas psicrométricas além de representar diversas propriedades termodinâmicas do ar úmido, também exibe a variação dos mesmos durante o processo.

Quanto a sua utilização, é fácil, rápido e precisa apenas de duas propriedades para a definição de um estado. No mais, vale frisar, que a carta psicrométrica é associada a uma determinada pressão, logo cada região, apresenta uma única representação gráfica. A figura 4 exibe um modelo de carta psicrométrica e sua interpretação.

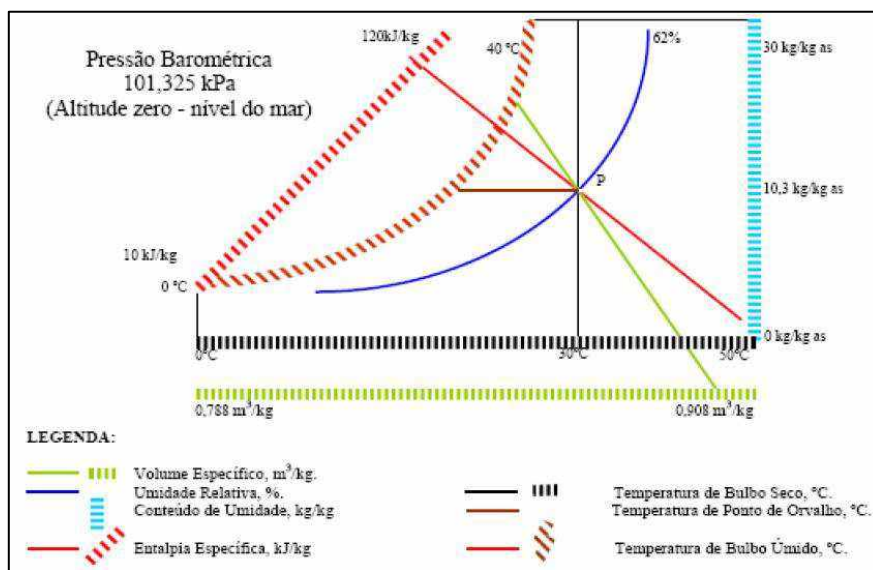


Figura 4 - Utilização da carta psicrométrica.

Fonte: OLIVEIRA, 2003.

Como observado, cada linha da carta psicrométrica está associada as seguintes características:

- Umidade absoluta;
- Umidade Relativa;
- Volume específico;
- Entalpia específica;
- Temperatura de bulbo seco;
- Temperatura de bulbo úmido;
- Temperatura do ponto de orvalho;
- Fator de calor sensível.

3.5 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Segundo Silva (2004), refrigeração e ar condicionado são áreas que se correlacionam, onde a primeira fornece baixas temperaturas, como por exemplo sistemas frigoríficos e o setor de condicionadores de ar tem como objetivo proporcionar o conforto térmico através da ventilação, resfriamento e/ou aquecimento.

Associado ao bem-estar das pessoas em níveis de temperatura e umidade, EPA (1990) complementa que os sistemas de ar condicionado devem fornecer ar livres de poluentes atmosféricos, ou seja, boa qualidade do ar interno.

Para Creder (2004) os sistemas de condicionamento de ar são classificados em sistemas de expansão direta e indireta. Além disso, apresentam duas maneiras de rejeitar calor para a atmosfera. O primeiro, o ar é forçado por meio de ventiladores diretamente sobre o condensador, caracterizando o sistema de condensação a ar. Já o segundo, utiliza água para a mesma função e dizemos que o sistema é do tipo condensação a água.

3.5.1 Sistemas de expansão direta

Equipamentos em que o próprio fluido refrigerante realiza a retirada de calor do meio em que se quer resfriar. Basicamente, o ar do ambiente é forçado, através de ventiladores, a passar pela serpentina evaporadora do equipamento que contém fluido refrigerante e então resfria esse ar. Utiliza ciclo de refrigeração de compressão de vapor e, é indicado para edificações de pequeno e médio porte devido a facilidade de instalação.

PROCEL (2011) o define quando o ar é diretamente resfriado pelo fluido refrigerante. São equipamentos do tipo:

- Aparelhos de janela;
- Sistema *split system*;
- Sistema *self contained* com condensação a ar ou a água.

3.5.2 Sistemas de expansão indireta

São sistemas que utilizam um fluido intermediário, geralmente água, para retirar calor do ambiente a ser condicionado. É composto por uma central de água gelada, chamado de *Chiller*, responsável por realizar o resfriamento da água que circula no interior das tubulações hidráulicas até as unidades de tratamento de ar (*fan coil*) distribuídos pela edificação. Esses equipamentos, são incumbidos de promover o arrefecimento do ar no ambiente, através da transferência de calor entre o ar externo e a água gelada presente na serpentina do *fan-coil*.

Indicados para ambientes de médio e grande porte que requerem elevada carga térmica onde o custo da instalação é compensado pela economia com operação e manutenção. Porém, necessitam de controles sofisticados para o funcionamento adequado, utilizam tanto ciclos de compressão quanto de absorção de vapor.

PROCEL (2011) define que expansão indireta é quando o fluido usado como refrigerante do ar é a água. Esta, por sua vez, é resfriada num circuito de compressão denominada *Chiller*.

Este sistema pode ser classificado quanto ao tipo de condensação:

a. Condensação a água

A figura abaixo, apresenta os componentes principais desse sistema. Assim temos o *Chiller* (unidade de produção de água gelada), *fan coils* (equipamento de insuflamento do ar frio), torre de arrefecimento, bombas de água gelada (BAG) e condensada (BAC).

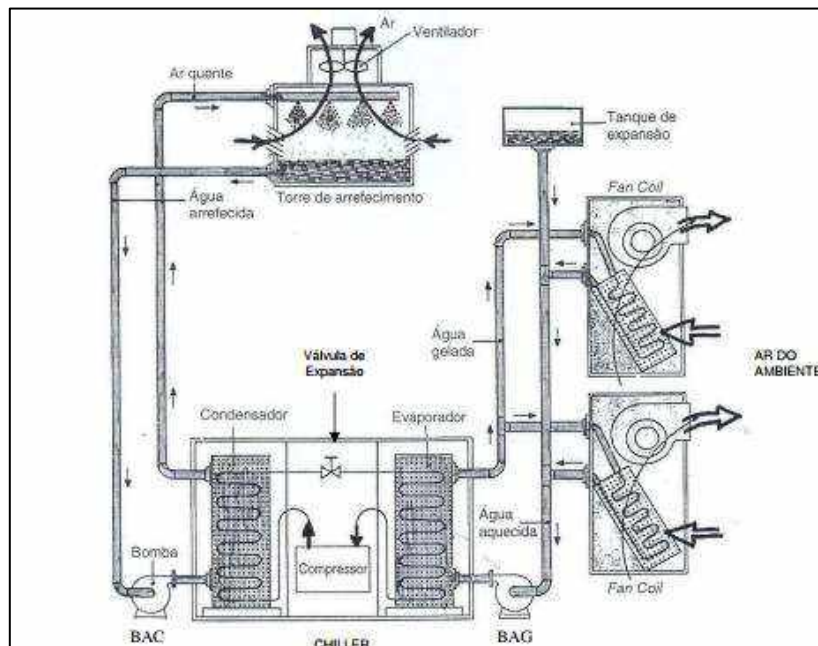


Figura 3 - Sistemas de expansão indireta com condensação a água.

Fonte: SILVA, 2004.

Este equipamento funciona com dois ciclos independentes. Um é responsável apenas por realizar a condensação do fluido refrigerante (parte esquerda da figura) e o outro por produzir água gelada, através da troca térmica entre o fluido refrigerante e a água (parte direita da figura).

O sistema responsável pela condensação é a torre de arrefecimento (resfriamento), que possui bombas específicas (BAC) para realizar a recirculação da água

condensada. Tem como função, resfriar esta água que sai do condensador através do insuflamento de ar ambiente para que não danifique a operação do condensador.

Em relação ao evaporador, é composto também por bombas específicas de água gelada (BAG) responsáveis por enviar aos *fan coils* água a baixa temperatura e retornar ao evaporador. Além disso, possui um tanque de expansão ou reposição que tem como finalidade compensar perdas de água no sistema e evitar entrada de ar na tubulação.

b. Condensação a ar

Composto por praticamente os mesmos componentes que o sistema acima, este se diferencia apenas em relação à torre de resfriamento, uma vez que a troca térmica do fluido refrigerante ocorre através de ventiladores que forçam a passagem do ar ambiente por um condensador aletado. A figura 6.

Em termos construtivos, é um equipamento compacto onde os compressores são montados na mesma estrutura. Devida a essa característica, são muito utilizados em lugares com limitação de espaço físico como por exemplo terraço de prédios.



Figura 6 - Sistemas de expansão indireta e condensação a ar.

Fonte: CARRIER, 2017.

4 METODOLOGIA

4.1 ETAPAS DO PROJETO

Foi realizado uma pesquisa bibliográfica com o intuito de auxiliar o entendimento do tema proposto, abordando conceitos históricos da área de refrigeração, conforto térmico, carga térmica, carta psicrométrica e os principais sistemas de ar condicionado existentes no mercado atual.

As informações da temperatura da cidade de Uberlândia e dos ambientes internos levados em consideração, se deu através das normas técnicas vigentes, como a NBR 16401 e a NBR 7256. Já as informações da edificação e do local estudado, foram obtidas através de visitas em cada ambiente levantando dados como: os tipos de equipamentos, a quantidade de pessoas e lâmpadas.

Os cálculos de carga térmica, fator de calor sensível, condições de insuflamento do ar e as respectivas vazões de insuflamento foram calculadas individualmente para cada sala, de forma analítica e com auxílio do *software EES*.

O dimensionamento das tubulações de ar condicionado, dependeu de uma nova configuração no layout dos dutos afim de garantir independência para salas críticas, como a UTI Neonatal e a Salas de Parto Cirúrgico. A partir desse novo arranjo, e com auxílio de gráficos, determinou o diâmetro de cada trecho.

Por fim, foi selecionado os novos equipamentos através da consulta de catálogos de fornecedores de modo que atendesse as exigências hospitalares.

4.2 CARGA TÉRMICA

O cálculo da carga térmica, ocorreu de forma individual para cada ambiente estudado, pois há diversos fatores que influenciam seu resultado, como por exemplo a quantidade de pessoas dentro das salas, instalação de equipamentos sem autorização do setor de engenharia, alteração do tamanho de salas através de divisórias ou mudança do tipo de utilização. Essas atitudes, sobrecarregam o sistema de ar condicionado que não consegue suprir a demanda térmica causando desconforto trabalhadores e contribuindo para proliferação de bactérias dentro de um ambiente hospitalar.

Ela é definida como o calor sensível (aquele que produz variação de temperatura do ar sem alteração de umidade) ou latente (calor de evaporação ou condensação do vapor de água que produz variação da umidade sem alteração da temperatura) a ser fornecido ou extraído do ar por unidade de tempo, afim de manter o ambiente com as condições pré-estabelecidas em projeto.

É obtido pela equação (4.1).

$$CT = Q_{\text{cond}} + Q_{\text{ins}} + Q_{\text{ps}} + Q_{\text{ilum}} + Q_{\text{ren}} + Q_{\text{inf}} \quad (4.1)$$

Onde:

CT = Carga térmica de ar condicionado

Q_{cond} = Calor de condução

Q_{ins} = Calor de insolação

Q_{ps} = Calor de pessoas

Q_{ilum} = Calor de iluminação

Q_{ren} = Calor de renovação

Q_{inf} = Calor de infiltração

4.2.1 Calor de Condução

É a energia térmica trocada entre dois corpos que se tocam ou mesmo partes do corpo que estejam a temperaturas diferentes mantendo a umidade constante é caracterizada como calor sensível e calculada pela equação (4.2).

$$Q_{\text{sen}} = U A \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \quad (4.2)$$

Onde:

U = Coeficiente global de transferência de calor

A = Área da superfície em análise

T_{ext} = Temperatura externa

T_{int} = Temperatura interna

Seu valor, representa a carga de calor sensível devido às condições externas. Para isso, são necessárias informações como: orientação, dimensão e tipo dos ambientes da edificação, características dos materiais utilizados na alvenaria do prédio, a utilização das salas e as temperaturas do meio externo e interno.

Os dados referentes a orientação, dimensão e tipo de sala estão apresentados nos apêndices I e II. Já as informações referentes a edificação como o tipo de tijolo, laje, vidro e pé direito foram adquiridas com os funcionários da manutenção predial e posteriormente consultados na bibliografia e apresentados na tabela 1.

Tabela 1 - Dados da edificação.

U (Parede)	2,48 kcal/m ² .h.°C
U (Laje)	3,73 kcal/m ² .h.°C
U (Vidro)	5,18 kcal/m ² .h.°C
Pé Direito (Centro Obstétrico)	2,65 m
Pé Direito (UTI Neonatal)	2,60 m

Já os dados de temperatura, todos foram obtidos normas técnicas, conforme a tabelas 2.

Tabela 2 - Temperatura externa e interna ao ambiente condicionado.

Dados Projeto	Cidade de Uberlândia	UTI Neonatal Sala de Aula Mãe Canguru	Centro Obstétrico			
			Indução Anestésica	Sala Cirúrgica	Quarto PPP	Farmácia
TBS [°C]	37,6	24	22,5	20	26	22,5
UR [%]	46,37	50	45	55	50	50
w [kg/kg de ar]	0,016190	0,010260	0,008407	0,008820	0,011580	0,009355
v [m ³ /kg]	0,9880	0,9424	0,9349	0,9276	0,9507	0,9363
ρ [kg/m ³]	1,02	1,06	1,07	1,08	1,05	1,07
h [kJ/kg]	74,71	50,27	44,02	42,52	55,69	46,43

Fonte: NBR 7256 – Tratamento de ar na saúde e NBR 6401 – Ar condicionado central para conforto.

4.2.2 Calor de Insolação

A carga térmica de insolação, é proveniente da energia solar que alcança a superfície terrestre incidindo diretamente nas construções, causando ganhos demasiados de calor. Também considerada como calor sensível, pode ser avaliada de acordo com o movimento aparente do sol, estações do ano, tipo de vizinhança e das superfícies.

Em superfícies opacas, como paredes e lajes, é calculada conforme a equação (4.3) que leva em consideração a orientação cardinal para verificação da maior incidência solar e consequente ganho de carga térmica, assim como a cor da parede que determina o quanto de calor a superfície irá absorver ou refletir.

$$Q_{INS} = U A \cdot \Delta T_{INS} \quad (4.3)$$

Onde:

U = Coeficiente global de transferência de calor

A = Área da superfície em análise

ΔT_{INS} = Diferença de temperatura de insolação

Tabela 3 - Diferencial da temperatura de insolação.

Superfície	Cor Escura		Cor Média		Cor Clara	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Telhado	45	25,0	30	16,6	15	8,3
Parede E ou O	30	16,6	20	11,1	10	5,5
Parede N	15	8,3	10	5,5	5	2,7
Parede S	0	0	0	0	0	0

Fonte: CREDER, 2004

Em janelas, utilizamos outros fatores além do que já foi citado, como por exemplo o fator solar devido a incidência no vidro e o coeficiente de atenuação, que seria uma estratégia para amenizar a insolação. No entanto, nem sempre esse fator solar é de fato atenuado, pois o uso de esquadrias metálicas, por exemplo, é um fator de multiplicação que potencializa o ganho de calor. É obtido a partir da equação (4.4).

$$Q_{IS} = \text{Fator Solar} \cdot \text{Coeficiente de Atenuação} \cdot \dot{A} \cdot \tau \quad (4.4)$$

O fator solar, é determinado em relação a estação do ano, a posição geográfica da fachada do prédio estudada e a hora do dia que apresenta maior incidência. Já o valor de atenuação, é escolhido de acordo com o projeto. Ambos podem ser verificados na tabela 4 e figura 7.

Tabela 4 - Fator solar através do vidro.

22° 54' Latitude Sul		kcal/h · m² (Fator Solar) de Áreas de Vidro													Valores Máximos em Cada Orientação entre Setembro e Março		
Verão		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18			
Hora Local																	
Dia do Ano	Face do Prédio														kcal/h · m²	W/m²	
22 DEZEMBRO	S	87	98	68	54	49	43	41	43	49	54	65	98	87	98	113,5	
	SE	260	421	388	290	190	73	41	38	38	38	38	27	11	420	488,8	
	E	263	440	475	426	277	122	38	38	38	38	38	27	11	474	551,8	
	NE	95	193	222	214	157	84	43	38	38	38	38	27	11	222	358,6	
	N	11	27	33	38	41	49	49	49	41	38	38	27	11	49	56,7	
	NO	11	27	33	38	38	38	43	84	157	214	217	193	95	217	352,2	
	O	11	27	33	38	38	38	38	122	277	426	434	440	263	440	510,8	
	SO	11	27	33	38	38	38	41	73	190	290	364	421	260	420	488,8	
	CLARABÓIA	41	176	361	515	629	684	738	412	629	515	429	176	41	740	857,8	
21 JANEIRO 21 NOVEMBRO	S	60	65	49	41	41	38	38	38	41	41	43	65	60	65	75,6	
	SE	228	383	372	279	160	65	38	38	38	35	35	24	11	384	444,6	
	E	244	442	480	431	296	130	38	38	38	35	35	24	11	480	558,2	
	NE	100	214	260	250	193	109	49	38	38	35	35	24	11	245	302,7	
	N	11	24	33	38	46	54	57	54	46	38	35	24	11	57	66,2	
	NO	11	24	33	35	38	38	38	109	193	250	247	214	100	250	290,1	
	O	11	24	33	35	38	38	38	130	296	431	440	442	244	443	514,0	
	SO	11	24	33	35	38	38	38	65	160	279	334	383	228	384	444,6	
	CLARABÓIA	30	171	347	515	624	692	733	692	624	515	407	171	30	734	851,4	
20 FEVEREIRO 23 OUTUBRO	S	16	24	30	35	38	38	38	38	38	35	35	24	16	38	44,1	
	SE	141	342	307	214	103	43	38	38	38	35	35	22	5	342	397,3	
	E	168	415	488	440	285	138	38	38	38	35	35	22	5	489	567,6	
	NE	92	269	342	334	304	187	79	41	38	35	35	22	5	343	397,3	
	N	5	22	33	35	38	41	106	114	106	84	52	38	22	5	114	132,4
	NO	5	22	30	35	38	38	41	79	187	304	334	331	269	334	387,9	
	O	5	22	30	35	38	38	38	152	285	440	448	415	168	448	520,3	
	SO	5	22	30	35	38	38	38	43	103	214	269	342	168	342	397,3	
	CLARABÓIA	16	138	320	472	597	662	692	662	597	472	372	138	16	691	804,1	

Fonte: CREDER, 2004.

FATORES DE ATENUAÇÃO (para janelas comuns)
•Toldos ou Persianas Externas: 0,15 – 0,20
•Persianas Internas e Refletoras: 0,50 – 0,66
•Cortinas Internas Brancas Opacas: 0.25 – 0.61
Para esquadrias metálicas multiplicar os fatores por 1,15

Figura 7 - Valores de atenuação para janelas.

Fonte: REGO, 2016.

4.2.3 Calor de Iluminação

A conversão de energia elétrica em luz, gera calor sensível que é dissipado por condução para materiais adjacentes, por radiação para superfícies próximas e convecção para o ar. Além disso, no caso de lâmpadas fluorescentes seu reator fornece mais 20% da potência nominal sob forma de calor para o ambiente. Dessa maneira, é utilizado para fins de cálculo um fator de multiplicação de 1,1. No Hospital de clínicas de Uberlândia, todas as lâmpadas são fluorescentes dentro da UTI Neonatal e Centro Obstétrico e é calculada conforme a equação (4.5).

$$Q_{lum} = P_{dissipada} \cdot Quantidade \quad na \quad eq. \quad 11 \quad (4.5)$$

Para determinar a carga térmica de iluminação, verificou-se todos os ambientes em estudo contabilizando o número de lâmpadas e o tipo (incandescente ou fluorescente). Já a potência, foi obtida com os eletricitistas responsáveis. Assim, a tabela 5, apresenta os valores coletados.

Tabela 5 - Quantidade e potência de lâmpadas no ambiente.

Setor	Ambientes	Potência [W]	Quantidade de Lâmpadas
Centro Obstétrico	RPA	32	6
	Quarto PPP	32	8
	Farmácia	32	2
	Quarto PPP	32	8
	Sala Cirúrgica 1	32	8
	Sala Cirúrgica 2	32	8
UTI Neonatal	Mãe Canguru	30	10
	Sala de Aula	30	8
	Inter 1	30	8
	Inter 2	30	8
	Inter 3	30	8
	Isolado	30	4
	UTI 1	30	14
	UTI 2	30	6

4.2.4 Calor de Equipamento

É a estimativa do calor adicionado por parte de motores elétricos ou outros equipamentos que precisam ser compensados por parte do sistema frigorífico. Geralmente, a carga inserida no ambiente é de caráter sensível, mas pode haver equipamentos que fornecem calor latente também.

Tanto no Centro Obstétrico quanto na UTI Neonatal, há predominância de equipamentos resistivos, ou seja, que transforma a energia elétrica em térmica, como por exemplo berços aquecidos e bisturis elétricos cirúrgicos. Consequentemente só haverá calor sensível.

Por meio de visitas nos respectivos ambientes a serem climatizados, contabilizou-se todos os equipamentos e o modelo de cada um. Posteriormente, através

do sistema de gerenciamento de materiais e com auxílio do setor de engenharia foi verificado a quantidade de equipamentos que estão realmente ativos ou inativos. Os dados de potência dissipada, foram adquiridos pelo mesmo sistema e por consulta ao manual técnico disponibilizado pelo setor de Engenharia Biomédica. Dessa maneira, a tabela 6 fornece os dados gerais por setor.

Tabela 6 - Equipamentos ativos de cada setor.

Setor	Equipamentos	Potência Unitária [W]	Quantidade
Centro Obstétrico	Bomba de Infusão Fresenius Volumat	15	11
	Monitor Cardíaco Dixon DX 2010/2020	240	10
	Monitor Cardíaco Tocográfico	150	2
	Carrinho de Anestesia Drager	2500	2
	Ventilador Dixtal DX 3012	360	2
	Aspirador Diapump	150	2
	Bisturi Force FX	120	2
	Foco Cirúrgico de Teto	560	2
	Berço Aquecido AQ-50TS	580	2
	Oxímetro de Dedo	0,33	2
	Balança Filizola Baby	3	4
UTI Neonatal	Berço Aquecido AQ-50TS	580	3
	Berço Aquecido Multisystem 2051	780	20
	Unidade de Cuidado Intensivo BA-51TS	580	6
	Incubadora Vision Advanced 2286	500	15
	Incubadora Microprocessada C186 TS/ST	300	7
	Incubadora de Transporte IT-150 TD	180	5
	Incubadora Fanem PN-91 TS	350	10
	Incubadora Filizola Baby	3	5
	Bomba de Infusão Fresenius Volumat	15	3
	Cama elétrica Linet Eleganza Smart	370	6
	Fototerapia Fanem Bilitron 3006 BTP	60	16
	Monitor Cardíaco Dixon DX 2010/2020	240	16
	Ventilador Dixtal DX 3012	360	11
	Oxímetro de Pulso	30	8

4.2.5 Calor de Pessoas

Todo ser humano emite calor sensível e latente que varia de acordo com a atividade realizada. Dessa forma, a carga térmica correspondente pode ser calculada da seguinte maneira:

$$Q_{TS} = Q_{TS\ SENS} + Q_{TS\ LATENTE} \quad (4.6)$$

Onde:

$Q_{TS\ SENS}$ = Calor de pessoas sensível

$Q_{TS\ LATENTE}$ = Calor de pessoas latente

A carga térmica de pessoas, é determinada em função da quantidade de indivíduos presentes no ambiente condicionado e o calor liberado de acordo com a atividade. Nesse estudo de caso, os dados de calor sensível e latente foram retirados das normas técnicas NBR 6401 e NBR 16401.

Em relação a quantidade de pessoas, houve dificuldade em coletar um número exato, pois cada equipe além de contar com pacientes, médicos, enfermeiros, anestesistas, residentes, alunos de graduação, entre outros funcionários, ainda permite entrada de acompanhante como é o caso das salas de parto no Centro Obstétrico e os intermediários na UTI Neonatal. Assim, através de informações dos trabalhadores de cada setor estipulou-se valores máximos para cada sala, mostrado na tabela 7.

Tabela 7 - Quantidade máxima de pessoas no ambiente.

Setor	Ambientes	Quantidade de Pessoas	Calor Sensível [W]	Calor Latente [W]
Centro Obstétrico	RPA	15	75	70
	Quarto PPP	8	75	70
	Farmácia	1	75	70
	Quarto PPP	8	75	70
	Sala Cirúrgica 1	12	75	70
	Sala Cirúrgica 2	12	75	70
UTI Neonatal	Mãe Canguru	10	70	35
	Sala de Aula	20	75	55
	Inter 1	10	75	70
	Inter 2	10	75	70
	Inter 3	10	75	70
	Isolado	3	65	30
	UTI 1	16	75	70
	UTI 2	6	75	70

Dessa forma, podemos calculá-las pelas seguintes equações (4.7) e (4.8).

$$Q_{E\ SENSÍVEL} = N^{\circ} \text{ pessoas} \cdot C_{\text{do sensível}} \text{ por pessoa} \quad (4.7)$$

$$Q_{E\ LATENTE} = N^{\circ} \text{ pessoas} \cdot C_{\text{do latente}} \text{ por pessoa} \quad (4.8)$$

4.2.6 Calor de Infiltração

O calor devido à infiltração de ar nos ambientes condicionados, é calculado pela soma de sua parcela sensível e de sua parcela latente.

$$Q_{INF} = Q_{INFSENS} + Q_{INFLENTE} \quad (4.9)$$

$$Q_{INFSENS} = V_{INF} \cdot C_{p_a} \cdot \rho_a \cdot (T_{EXT} - T_{INT}) \quad (4.10)$$

$$Q_{INFLENTE} = V_{INF} \cdot h_{lv} \cdot \rho_a \cdot (w_{EXT} - w_{INT}) \quad (4.11)$$

Onde:

$Q_{INFSENS}$ = Calor sensível de infiltração

$Q_{INFLENTE}$ = Calor latente de infiltração

V_{INF} = Vazão de infiltração

C_{p_a} = Calor específico do ar (0,24 kcal/kg°C)

ρ_a = Densidade do ar externo

h_{lv} = Calor latente de vaporização da água (584 kcal/kg)

$(T_{EXT} - T_{INT})$ = Diferença entre as temperaturas externas e internas

$(w_{EXT} - w_{INT})$ = Diferença entre as umidades absolutas externa e interna

No entanto, este projeto irá desconsiderar o calor de infiltração, porque o sistema de ar condicionado a ser especificado e dimensionado mais a frente, irá gerar uma pressão positiva no interior desses ambientes, impedindo a entrada de ar pelas frestas.

4.2.7 Calor de Renovação

A carga térmica total de cada ambiente, deve considerar o calor de renovação de ar para que o equipamento de ar condicionado seja especificado. Para se calcular essa parcela de carga térmica, faz-se necessário seguir certas exigências normativas, especificado na Tabela 8, as quais determinam a vazão mínima de ar exterior que deve ser misturada com a parte de ar interna retirada do ambiente pelo equipamento.

Tabela 8 - Vazão mínima de ar exterior.

Ambiente	Vazão Mínima de Ar Exterior [(m³ / h) / m²]
Área de Recuperação Pós-Anestésica (RPA) Farmácia Quarto PPP	6
Sala de Parto Cirúrgico	15
Todos Ambiente da UTI Neonatal	6

Fonte: NBR 7256 – Tratamento de ar na saúde.

Tendo em mãos a área de cada ambiente é possível determinar a vazão eficaz de renovação e posteriormente com os dados de temperatura calcular as parcelas de calor sensível e latente.

$$Q_{\text{SENSÍVEL}} = V_Z \cdot C_{p\alpha} \cdot \rho_{\alpha} \cdot (T_{\text{BT}} - T_{\text{IN}}) \quad (4.12)$$

$$Q_{\text{LATENTE}} = V_Z \cdot h_{lv} \cdot \rho_{\alpha} \cdot (W_{\text{BT}} - W_{\text{IN}}) \quad (4.13)$$

Onde:

$Q_{\text{SENS}} = \text{Calor sensível de renovação}$

$Q_{\text{LATENTE}} = \text{Calor latente de renovação}$

$(T_{\text{EXT}} - T_{\text{INT}}) = \text{Diferença entre as temperaturas externa e interna}$

$(W_{\text{EXT}} - W_{\text{INT}}) = \text{Diferença entre as umidades absolutas externa e interna}$

$V_Z = \text{Vazão eficaz}$

$\rho_a = \text{Densidade do ar externo}$

$c_{p_a} = \text{Calor específico do ar (0,24 kcal/kg}^\circ\text{C)}$

$h_{lv} = \text{Calor latente de vaporização da água (584 kcal/kg)}$

4.2.8 Vazão de Insuflamento

A determinação da vazão de insuflamento é fundamental para o desenvolvimento do trabalho, pois indica a quantidade de ar resfriado que deverá ser colocado no ambiente para suprir sua demanda térmica.

Em termos de cálculo, é necessário ter obtido a carga térmica de todos os ambientes, porém utiliza-se apenas as cargas sensíveis para sua determinação. Além disso, a carga térmica de renovação não é considerada por acontecer dentro do *fan-coil* e não no ambiente climatizado.

Outro ponto importante, é a determinação das condições do ar de insuflamento para cada sala. Através da equação (4.15), determina-se a quantidade de calor sensível presente no ambiente e supondo uma umidade relativa de 90% devido ao ar insuflado está próximo ao ponto de orvalho, o que significa uma umidade relativa de 100%, determinamos a temperatura de bulbo seco do ar que está sendo insuflado para dentro da sala, por meio de carta psicrométrica. Posteriormente, com auxílio do *software EES*, determinamos o restante dos valores e determinamos as respectivas vazões de insuflamento.

$$CT_{S\acute{N}VL} = Q_{OD} + Q_{IS} + Q_{ES\acute{S}VL} + Q_{EPP} + Q_{IUM} \quad (4.14)$$

$$Fator\ de\ Carga = \frac{CT_{S\acute{N}VL}}{CT_{TAL}} \quad (4.15)$$

$$V_{INSUFLAMENTO} = \frac{CT_{S\acute{S}VL}}{C_{p_{\alpha}} \cdot \rho_{\alpha} \cdot (T_{INF} - T_{INSUFLADA})} \quad (4.16)$$

Onde:

$V_{INSUFLAMENTO}$ = Vazão de insuflamento de ar

$CT_{S\acute{S}VL}$ = Carga térmica sensível total do ambiente (sem renovação)

ρ_{AR} = Densidade do ar de insuflamento

$C_{p_{\alpha}}$ = Calor específico do ar

$(T_{INF} - T_{INSUFLADA})$ = Diferença entre as temperaturas do ar no ambiente condicionado e do ar de insuflamento.

4.3 DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS DE AR

A instalação de dutos de ar condicionado deve ser realizada com muito cuidado, pois é através dele que o ar será distribuído para o espaço condicionado e posteriormente retornado ao sistema de ventilação. Caso ocorra algum tipo de falha de projeto ou construtiva, o sistema de condicionamento não vai conseguir garantir os valores preestabelecidos no projeto, podendo causar excesso de ruído, maior gasto energético, fluxo de ar insuficiente, entre outros.

Para a determinação do diâmetro das tubulações, é necessário ter o layout das tubulações com identificação dos trechos e as respectivas vazões. Em relação as configurações propostas, optou-se por tornar independente os dutos de insuflamento dos

ambientes mais críticos, como a Sala de Parto Cirúrgico e da UTI Neonatal. Isso, porque em caso de parada, seja ela inesperada ou programada, haverá ao menos uma sala que consiga suprir a demanda clínica e/ou cirúrgica do setor. O traçado dos dutos, pode ser verificado nos apêndices 3 e 4.

As especificações de diâmetro dos trechos, foram obtidas a partir de gráficos onde no eixo das ordenadas são representadas as vazões volumétricas, já calculadas, e nas abscissas a perda de carga por atrito nos dutos. Esse último, foi utilizado o valor de 0,045 polegadas de água por metro de duto para todos os trechos, uma vez que ele representa instalações que exijam silêncio.

4.4 BALANCEAMENTO DAS PERDAS DE CARGA

No escoamento do ar através de um duto, são encontrados diversos tipos de resistências que causam perdas por atrito estática e dinâmica. A primeira, indica a pressão real do fluido sobre a superfície da tubulação, já a segunda é a pressão devido à energia cinética do mesmo para que ocorra sua circulação. Dessa forma, a especificação do ventilador deve ser capaz de vencer estas perdas de carga garantindo as vazões de insuflamento calculadas.

Para a realização do balanceamento, é necessário escolher os difusores e os filtros a serem instalados, pois ambos elevam as perdas de carga no sistema devendo ser contabilizado, caso contrário o sistema de ventilação não será suficiente.

Em relação aos difusores, todos são da marca Trox do Brasil e foram selecionados de acordo com a vazão volumétrica de cada ambiente e a quantidade de saídas de ar. Através dos valores obtidos, escolheu-se pelo catálogo do fabricante difusores específicos para cada sala e calculou-se as perdas dinâmicas de insuflamento conforme a equação (4.18).

$$V_{\text{INSUFICIENTE}} = \frac{V_{\text{zão de fluxo}}}{V_{\text{zão de fluxo}}} \times V_{\text{de saída de fluxo}} \quad (4.17)$$

$$P_{\text{DN ÁREA DE INSUFICIENTE}} = \left(\frac{V_{\text{de de fluxo}}}{22,4} \right)^2 \quad (4.18)$$

A escolha adequada dos filtros também é de extrema importância, pois se tratando de ambientes hospitalares os sistemas de ar condicionado devem garantir ar de qualidade e assepsia do ambiente evitando riscos de infecções. Sendo assim, a norma técnica NBR 7256 estabelece os tipos de filtro para cada localidade de acordo com a tabela 9. Já a perda de carga referente a cada tipo de filtro, foi obtida através do fabricante do fan-coil, pois o mesmo apresenta módulos específicos para filtros hospitalares.

Tabela 9 - Filtragem mínima especificada.

Ambiente	Filtragem Mínima	Perda de Pressão [mmca]
Área de Recuperação Pós-Anestésica (RPA) Farmácia Quarto PPP	G4	25
Sala de Parto Cirúrgico	G4 + F8 Absoluto	50
Todos Ambiente da UTI Neonatal	G4	26

Fonte: Adaptada da NBR 7256 – Tratamento de ar na saúde.

Para obter o balanceamento do sistema, foi utilizado o método da igual perda de carga, ou seja, selecionou-se a maior perda de pressão desde o *fan-coil* até o difusor, de um determinado circuito, e manteve seu valor constante.

A determinação da perda de carga foi realizada em todos os trechos, levando em consideração obstáculos como curvas de 90°, trechos retos, redução de seção, difusores, tipo de filtro e etc.

5 RESULTADOS

5.1 CARGA TÉRMICA

Após a coleta de todos os dados necessários, a tabela 10 mostra o resumo da carga térmica calculada do Centro Obstétrico e a tabela 11 apresenta os dados obtidos da UTI Neonatal.

Tabela 10 - Carga térmica total do Centro Obstétrico.

Ambiente	Total [kcal/h]	Total [TR]
RPA	7336,71	2,43
Quart PPP 1	4667,93	1,54
Farmácia	2294,48	0,76
Quart PPP 2	5325,32	1,76
Sala Cirúrgica 1	15089,34	4,99
Sala Cirúrgica 2	14963,97	4,95

Ao analisar a tabela acima, é possível identificar que a maior demanda térmica do Centro Obstétrico ocorre nas salas cirúrgica. Isso se deve, ao fato de se tratar de um ambiente crítico, onde há uma grande quantidade de pessoas e equipamentos que

exigem uma taxa de renovação de ar externo maior, bem como temperaturas mais baixas.

Tabela 11 - Carga térmica total da UTI Neonatal.

Ambiente	Total [kcal/h]	Total [TR]
Mãe Canguru	10959,1	3,62
Sala de Aula	6663,71	2,20
Inter 1	12566,68	4,16
Inter 2	12479,45	4,13
Inter 3	12661,93	4,19
Isolado	3453,89	1,14
UTI 1	18024,86	5,96
UTI 2	9073,31	3,00

Para a UTI Neonatal, a alta demanda térmica ocorre tanto na sala dos Intermediários quanto na UTI 1. Em relação aos Intermediários, são salas que possuem 8 berços aquecidos ligado 24 horas, além da presença dos funcionários, estudantes e das respectivas mães. Já a UTI 1, por ser o maior ambiente do setor, é o que comporta a maior quantidade de pessoas e iluminação além de 10 unidades de cuidado intensivo aquecido ligados o dia todo.

5.2 DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS DE AR

Como característica construtiva, foi escolhido dutos de chapa de aço, devido às condições de fluxo de ar, pressões estáticas internas e estanqueidade. Para a seção transversal dos dutos, foi especificada perfil circular devido o bocal de entrada dos

difusores também serem circulares, facilitando a montagem do sistema. Dessa forma, as tabelas de 12 a 15 apresentam os diâmetros de cada trecho e os apêndices 3 e 4 o desenho para identificação dos mesmos.

Tabela 12 - Diâmetro dos trechos referentes ao *fan coil* 1 do Centro Obstétrico.

Trechos	Vazão [m³/h]	Diâmetro [polegada]	Perda de Pressão [mmca]
A1 – B	11213,2	34,20	1,7
B - C (simétricos)	293,7	9,30	0,2
B – D	10625,8	34,00	1,6
D – E	3342,2	19,00	1,6
E – F	2754,8	18,50	1,2
F - G (simétricos)	688,7	12,70	0,3
F – H	1377,4	15,60	0,6
D – I	7283,6	28,00	1,6
I - J (simétricos)	1820,9	17,00	0,7
I – K	3641,8	21,00	1,3

Tabela 13 - Diâmetro dos trechos referentes ao *fan coil* 2 do Centro Obstétrico

Trecho	Vazão [m³/h]	Diâmetro [in]	Perda de Pressão [mmca]
A2 – B	9544,60	32,50	1,5
B - C	755,80	13,30	0,3
C - D (simétricos)	377,90	10,20	0,2
B – E	1385,20	15,80	0,6
E – F	629,40	12,20	0,3
F – G (simétricos)	314,70	9,60	0,2
B – H	7403,60	28,20	1,6
H – I	3701,80	21,20	1,2
I – J (simétricos)	1850,90	17,30	0,7

Tabela 14 - Diâmetro dos trechos referentes ao *fan coil* 1 da UTI Neonatal.

Trecho	Vazão [m³/h]	Diâmetro [in]	Perda de Pressão [mmca]
A1 – B	12695,20	35,60	1,8
B – C	2278,00	17,90	0,9
C - D (simétricos)	1139,00	14,70	0,5
B – E	8139,20	28,70	1,8
E - F (simétricos)	1170,10	14,90	0,5
E – G	5799,00	25,50	1,5
G – H	3458,80	20,30	1,3
H - I (simétricos)	1729,40	16,80	0,7
I - J (simétricos)	864,70	13,90	0,4

Tabela 15 - Diâmetro dos trechos referentes ao *fan coil* 2 da UTI Neonatal.

Trecho	Vazão [m³/h]	Diâmetro [in]	Perda de Pressão [mmca]
A2 – B	12788,40	36,00	1,8
B – C	2320,60	18,10	0,9
C - D (simétricos)	1160,30	14,80	0,5
B – E	10467,80	33,70	1,6
E – F	8147,20	29,00	1,7
F - G (simétricos)	613,70	12,10	0,3
F – H	6919,80	28,00	1,4
H - I (simétricos)	1153,30	27,70	0,1
H – J	4613,20	22,80	1,5
J – K	2306,60	18,00	0,9

5.3 BALANCEAMENTO DAS PERDAS DE CARGA

De acordo com o método da igual perda, foi calculado e estabelecido como padrão as perdas de carga mostradas na tabela 16 referente ao *fan coil* responsável por realizar o insuflamento de determinada rede de dutos.

Tabela 16 - Maior perda de carga do sistema referente a cada *fan coil*.

Ambiente	Fan-Coil	Maior Perda de Carga [mmca]
Centro Obstétrico	A1	60,7141
	A2	59,0043
UTI Neonatal	A1	33,1216
	A2	32,4147

5.4 SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS

5.4.1 Difusor

Todos os difusores selecionados são da marca *Trox do Brasil* modelo ADLQ e caixa SZR com insuflamento e retorno canalizados. A intenção de optar pelo mesmo modelo é facilitar tanto a instalação como posteriores manutenções ou trocas.

Os modelos com caixa SZR, apresentam um sistema mecânico no bocal de entrada do difusor que quando a vazão de ar for menor que a especificada pelo fabricante um *damper* se fecha proporcionalmente, de modo que as condições de velocidade e alcance sejam mantidas. Além disso, pode ser observado na figura 4 que esse modelo faz o insuflamento pela parte externa do difusor e retorno através da parte central, ou seja, não será necessário a instalação de grelha de retorno poupando investimento.

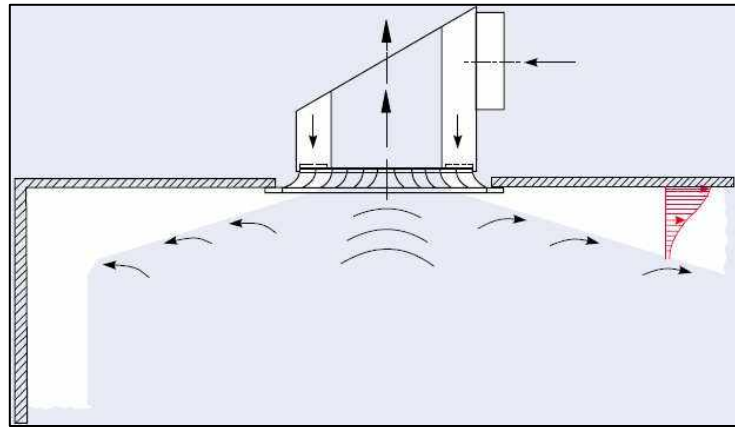


Figura 4 - Funcionamento do difusor selecionado.

Fonte: TROX, 2017.

Dessa maneira, a tabela 17 fornece todos os difusores selecionados e a pressão dinâmica de insuflamento.

Tabela 17 - Dados de seleção do difusor para o Centro Obstétrico.

Ambiente	Vazão Selecionada [m³/h]	Tamanho [mm]	Pressão de Insuflamento [mmca]
RPA	700	3	2,74
Quarto PPP 1	300	3	0,46
Farmácia	350	3	0,54
Quarto PPP 2	400	3	0,75
Sala Cirúrgica 1	2000	6	3,03
Sala Cirúrgica 2	2000	6	2,93

Fonte: TROX, 2017.

Tabela 18 - Dados de seleção do difusor para a UTI Neonatal.

Ambiente	Vazão Seleccionada [m³/h]	Tamanho [mm]	Pressão de Insuflamento [mmca]
Mãe Canguru	900	4	1,98
Sala de Aula	500	4	0,61
Inter 1	1200	5	1,70
Inter 2	1200	5	1,67
Inter 3	1200	5	1,61
Isolado	700	4	0,95
UTI 1	1200	5	1,65
UTI 2	900	4	1,84

Fonte: TROX, 2017.

5.4.2 Sistema de água gelada

A escolha do sistema de água gelada, se baseou no espaço físico disponível e na facilidade de realizar climatização de novos ambientes. Já outros modelos, como self-contained, apresentariam dificuldade em atender áreas diferentes necessitando a construção de novos dutos de ar gerando mais gastos com mão de obra e manutenção.

Por esses motivos, escolheu-se um *Chiller* da marca *Trane* e modelo CGAM com condensação a ar, pois a área à disposição é limitada não sendo possível a instalação de torres de resfriamento. Além disso, outro fator importante é a baixa emissão de níveis sonoros, principalmente por se tratar de um ambiente hospitalar.

Assim, já prevendo futuras expansões selecionou-se um *Chiller* com capacidade de 60 TR, aproximadamente 33% maior que a carga térmica calculada.



Figura 5 - Sistema de expansão indireta de 60 TR.

Fonte: TRANE, 2017.

5.4.3 Hidrônico do tipo *fan coil*

Sistema que promove o insuflamento do ar frio para dentro do ambiente a ser climatizado através de ventiladores. A retirada de calor, ocorre devido a troca térmica entre o ar local e a serpentina, dentro do equipamento, com água gelada bombeada pelo *Chiller*.

Dessa forma, através da ramificação da tubulação de água gelada, optou-se por selecionar *fancoletes* da *Carrier* pela fácil instalação, manutenção e qualidade do ar. A Sala de Aula e a Mãe Canguru foram os ambientes escolhidos por apresentam baixa carga térmica e ficarem distantes dos outros ambientes da UTI Neonatal. Assim, para a Sala de Aula escolheu-se o modelo 42 LS 30 com capacidade de 2,5 TR e para a Mãe Canguru o modelo 42 LS 44 de 3,7 TR. A figura 7, identifica sua localização dentro do ambiente.



Figura 6 - Fancolete selecionado para mãe canguru e sala de aula. .

Fonte: CARRIER, 2017.

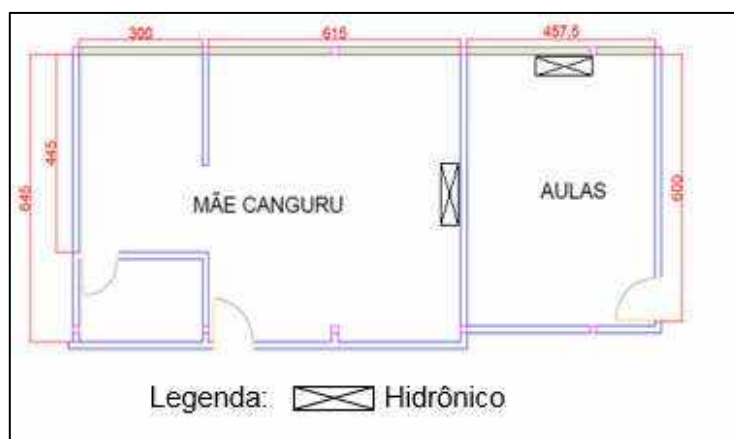


Figura 7 - Posicionamento dos hidrônicos tipo fan coil.

5.4.4 Fan coil

É o sistema responsável por forçar a passagem do ar pelos tubos de água gelada, proveniente do *Chiller*, retirando calor do mesmo e assim condicioná-lo para o ambiente através de dutos.

A escolha do fan-coil foi baseada em problemas existentes no Hospital de Clínicas de Uberlândia, como a dificuldade de manutenção e o espaço físico limitado da sala de máquinas.

Assim, com os cálculos de carga térmica e vazão volumétrica, escolheu-se *fan coils* também da *Carrier* do modelo *Handler Vortex Pro* devido a eficiência do isolamento termoacústico, apresentar dimensões reduzidas por ser um sistema modular e atender as exigências em relação à qualidade do ar exigidos pela norma técnica NBR 16401 através da possibilidade de adicionar módulo de filtro absoluto para atender as salas cirúrgicas. No entanto, esse módulo só pode ser adquirido para ventiladores do tipo Limit Load, conforme a tabela 19.



Figura 8 – *Fan coil* modular Vortex Pro.

Fonte: CARRIER, 2017.

Tabela 19 - Modelo e tipo de ventilador para cada unidade de *fan coil*.

Ambiente	Fan-Coil	Carga Térmica [TR]	Modelo	Vazão do Fan-Coil [m³/h]	Ventilador
Centro Obstétrico	A1	8,92	39V15	11213,2	Limit Load S 250
	A2	7,51	39V12	9544,6	Limit Load S 250
UTI Neonatal	A1	11,34	39V20	12695,2	Sirocco (2 x 15-15)
	A2	11,23	39V20	12788,4	Sirocco (2 x 15-15)

De acordo com o catálogo do fabricante, para o centro obstétrico selecionou-se os modelos com capacidade de 15 e 12 TR, já para a UTI Neonatal foram dois modelos com capacidade de 20 TR, posicionados de acordo com a figura 9.

Isso significa que o *fan coil* escolhido atende até a capacidade especificada, como nos ambientes estudados a carga térmica é menor, a água gelada que está sendo bombeada para o equipamento retorna através de *by-pass*.

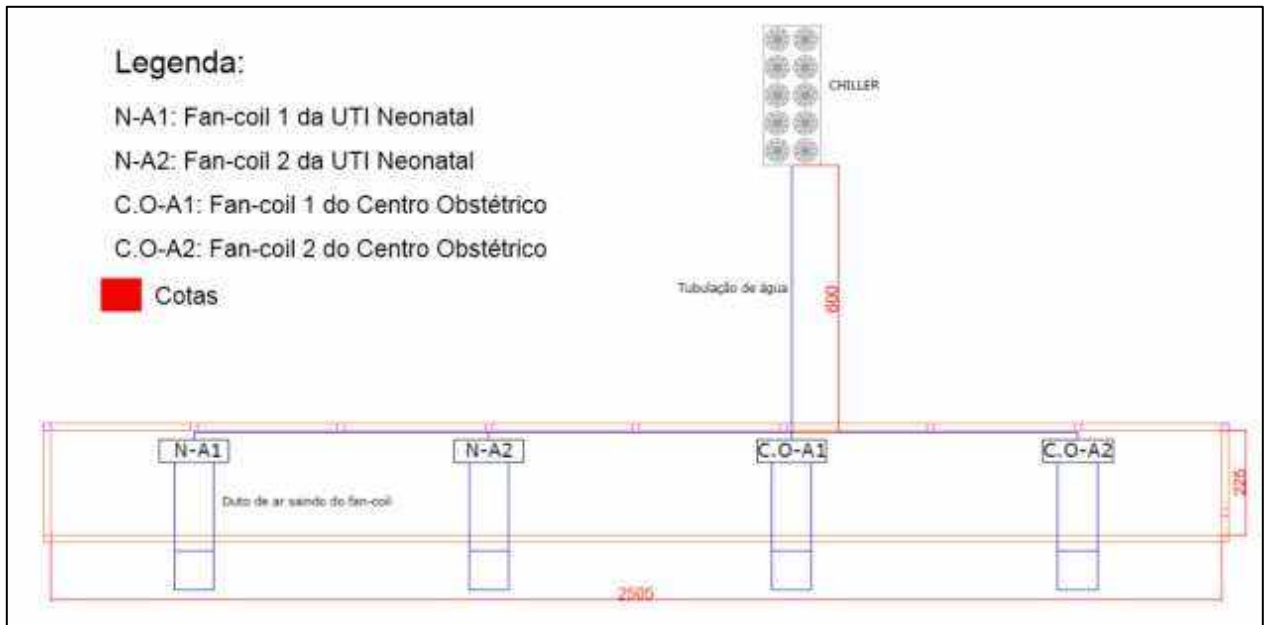


Figura 9 - Posicionamento dos *fan coil* na sala de máquinas.

Os ventiladores selecionados, devem vencer as perdas de carga calculadas e apresentadas na Tabela 16. Assim, o ventilador Sirocco (2 x 15-15) opera a uma eficiência de 70% exigindo um motor de 2,5 cavalos e o Limit Load S 250 apresenta uma eficiência de 74% mas necessita de um motor de 0,5 cavalos para garantir a circulação do ar em todos os ambientes.

6 CONCLUSÃO

No estudo de caso, Projeto de Ar Condicionado da Unidade de Terapia Intensiva Neonatal e Centro Obstétrico, procurou-se mostrar as principais intervenções existentes no sistema atual e as propostas para solucioná-las.

Com os resultados obtidos de carga térmica, foi possível selecionar um sistema de água gelada (*Chiller*) com condensação a ar e capacidade térmica de 60 TR, sendo 33% maior que a calculada.

A nova configuração da rede de dutos vai proporcionar independência as salas de cirurgias obstétricas e UTI Neonatal possibilitando a realização de manutenção nos *fan coils* sem precisar interromper procedimentos hospitalares.

Os equipamentos responsáveis pelo insuflamento de ar no ambiente, utilizam água como fluido intermediário para realizar troca térmica. Para locais mais afastados como a Mãe Canguru e a Sala de Aula, selecionou-se um hidrônicos para cada ambiente com capacidade 3,7 e 2,5 TR. O demais, serão duas unidades com capacidades de 12 e 15 TR e ventilador Limit Load S250 que atendem Centro obstétrico e mais duas unidades de 20 TR e ventilador Sirocco (2 x 15-15) para a UTI Neonatal.

No que se refere aos difusores, selecionou-se equipamentos específicos para cada ambiente que apresentam insuflamento e retorno canalizados e caixa SZR garantindo as especificações do fabricante.

Finalmente, sugere-se para trabalhos futuros realizar o dimensionamento das linhas de água gelada assim como dos dutos de retorno.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Brasil: um dos maiores mercados do mundo para refrigeração e ar condicionado.

Revista Abrava. 2012. Disponível em:

<<https://www.elgin.com.br/portalelgin/site/Imprensa/Noticia/NoticiaDetalhe.aspx?IdNoticia=461>>. Acesso em 07 dez. 2017

História da Constituição da Empresa. CARRIER. Disponível em: <

<http://www.carrier.pt/historia-carrier>>. Acesso em 07 dez. 2017.

ALBERICO, A. **Visão geral do condicionamento de ar.** Apostila Ansett Tecnologia e Engenharia. São Paulo: 2003.

AMERICAN SOCIETY HEATING, AIR-REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). **ASHRAE Handbook - Fundamentals.** SI ed. Atlanta-GA, USA. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2009.

AMERICAN SOCIETY HEATING, AIR-REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.** ASHRAE Addenda. ANSI/ASHRAE Standard 55-2010. Atlanta, 2011.

ANTONOVICZ, D; WEBER, R. G. B. **PMOC - Plano de manutenção, operação e controle nos condicionadores de ar do câmpus Medianeira da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.** Projeto de Graduação, Medianeira. 2013. Disponível em:

<http://repositorio.roca.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/1380/1/MD_COMIN_2012_2_10.pdf>. Acesso em set. 2017.

ARMELIN, Hugo S. CHERRY, Nigel. **Avaliação do uso e desempenho de barreiras de radiação térmica na construção civil.** Revista e-Mat, V. 1, n.1, maio 2004.

ARRUDA, V. L. **Estudo da qualidade microbiológica do ar em ambiente hospitalar climatizado e sua relação como elemento de risco para o aumento de infecções: Estudo de caso do Hospital Regional de Araranguá, SC.** 2009. 63 f. Dissertação de Mestrado em Ciências Ambientais - Universidade do Extremo Sul Catarinense, Criciúma, 2009.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220: Desempenho térmico de edificações parte 1 - Definições, símbolos e unidades.** Rio de Janeiro, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16.401-1: Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários parte 1: Projetos das instalações.** Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16.401-3: Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários parte 3: Qualidade do ar interior.** Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401: Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto.** Rio de Janeiro, 1980.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7.256: Tratamento de ar na saúde.** Rio de Janeiro, 2005.

BRICKUS, L. S. R.; AQUINO NETO, F. R. **A qualidade do ar de interiores e a química nova**, New York, v. 22, n. 1, 1999.

CARMO, A.T.; PRADO, R.T.A. **Qualidade do ar interno.** Escola Politécnica da USP; São Paulo, 1999.

CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**, ed. 6. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

DOSSAT, R. **Princípios de Refrigeração.** HEMUS, 2004.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (EPA). **Fact sheet, ventilation and air quality in offices**, 1990.

FABBRI, K. **Indoor thermal comfort perception. A questionnaire approach focusing on children.** Springer, 2015.

FANGER, P. O. **Thermal comfort: analysis and application in environmental engineering.** New York: Mc Graw-Hill, 1972.

FROTA, A. B.; SCHIFFER, S. R. **Manual de conforto térmico.** 4. ed. São Paulo: Studio Nobel, 2000.

FUNDING UNIVERSE, **Carrier Corporation History.** Disponível em: <<http://www.fundinguniverse.com/company-histories/carrier-corporation-history>>, acesso em 05 de junho de 2017.

HAGEL, A.L. **Análise computacional da demanda energética de climatização de edifícios.** Projeto de Graduação, Universidade de Brasília, 2005.

HELMIS, C.G.; TZOUTZAS, J.; FLOCAS, H.A.; HALIOS, C.H.; STATHOPOULOU, O.I.; ASSIMAKOPOULOS, V. D.; PANIS, V.; APOSTOLATOU, M.; SGOUROS, G.; ADAM, E.; **Science of the Total Environment Journal.** Vol.377, 2007.

INCROPERA, Frank P.; Dewitt, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

JONES, A.P.; **Atmospheric Environment Journal**. Vol.33, 1999.

JONES, W. P. **Engenharia de ar condicionado**. Rio de Janeiro, 1983.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. **Eficiência energética na arquitetura**. 2. ed. São Paulo: ProLivros, 2004.

LAMBERTS, R.; XAVIER, A. A. **Conforto térmico e estresse térmico**. Florianópolis, UFSC, Lab EEE, 2002.

LEE, H.; AWBI, H.B.; **Building and Environment Journal**. Vol.39, 2004.

MARTINELLI JR, Luiz Carlos. **Refrigeração e ar - condicionado. Parte IV – Psicrometria**. Disponível em:
<<http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/FT/Psicrometria2.pdf>>. Acesso em out.2017.

MOCHIZUKI, D.O. **Análise das técnicas da ventilação sob demanda e do economizador de ar externo em sistemas de condicionamento de ar**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 2014.

Moraes, L. R. **Energia na edificação. Arquitetura, ar condicionado, conservação de energia**, 1989.

NICOLAU, V. P. GUTHS, S. **Medição de emissividade e de temperatura sem contato – Experimento didático**. Florianópolis – SC. COBEM – 1997.

PENA, S. M. **Sistemas de Ar Condicionado e Refrigeração**. Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Eletrobrás (PROCEL). 1. ed. Julho/2002. Disponível em:
<http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_18/2014/04/22/6281/manual_ar_condicionado.pdf>. Acesso em dez.2014.

PROCEL, **Avaliação dos Resultados do Procel 2005**. Eletrobrás, DPS/DPST, Setembro de 2006.

PROCEL, **Sistemas de Ar Condicionado**. Rio de Janeiro, 2011.

RIBEIRO, A. F.; ALMEIDA, G. P.; PINTO, R. S. D.; PADILHA, R. C. **Proposta para avaliação de sistema de ar-condicionado com foco nas questões de conforto, saúde, segurança e ambiental**. Universidade Federal Fluminense, 2004.

RICKS, D. T. **Sick houses sick offices**. Resper Ther, New York, v. 12, 1982.

RUAS, A. C. **Conforto Térmico nos Ambientes de Trabalho**. FUNDACENTRO, Ministério do Trabalho, 1999.

SAMPAIO, F. S. **Torre de resfriamento: modelagem, simulação e testes experimentais para apoio ao ensino de engenharia mecânica**. Projeto de Graduação, Brasília, 2013. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/6042/1/2013_FrancoSerighelliSampaio.pdf>. Acesso em julho, 2017.

SCHMIDT, F. W.; HENDERSON, R. E.; WOLGEMUTH C. H. **Introdução às ciências térmicas**. 2. Ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1996.

SILVA, J. C. **Refrigeração comercial e climatização industrial**. São Paulo: Hemus, 2004.

SILVA, V. H. C. **Metodologia kansei aplicada a sistemas de ar-condicionado**. Projeto de Graduação, Brasília, 2016.

SOARES, Sérgio. **Treinamento linha residencial: Pós-Vendas**. Apostila de Programa de Capacitação Profissional Midea Carrier, 2014.

STOECKER, W. F. e JONES, J.W, **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo Editora McGrawHill, 1999.

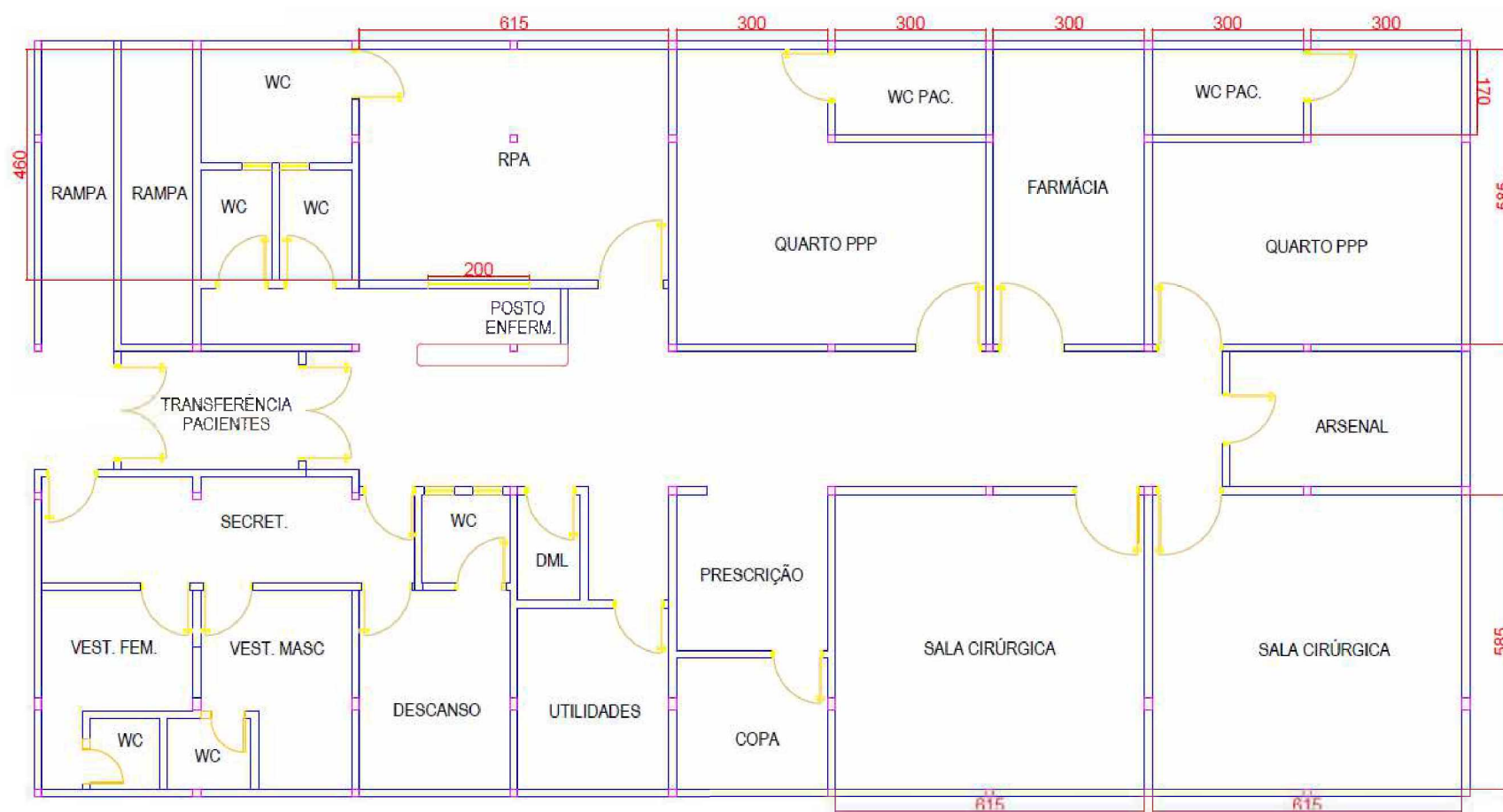
TAVEIRA, S. B. **Sistema de ventilação com resfriador de ar experimental**. Projeto de Graduação, Brasília: UniCEUB, 2008.

TURIEL, I. HOLLOWELL, C.D.; MIKSCH, R.R.; RUDY, J.V.; YOUNG, R.A.; COYE, M.J.; **Atmospheric Environment Journal**. Vol.17, 1983.

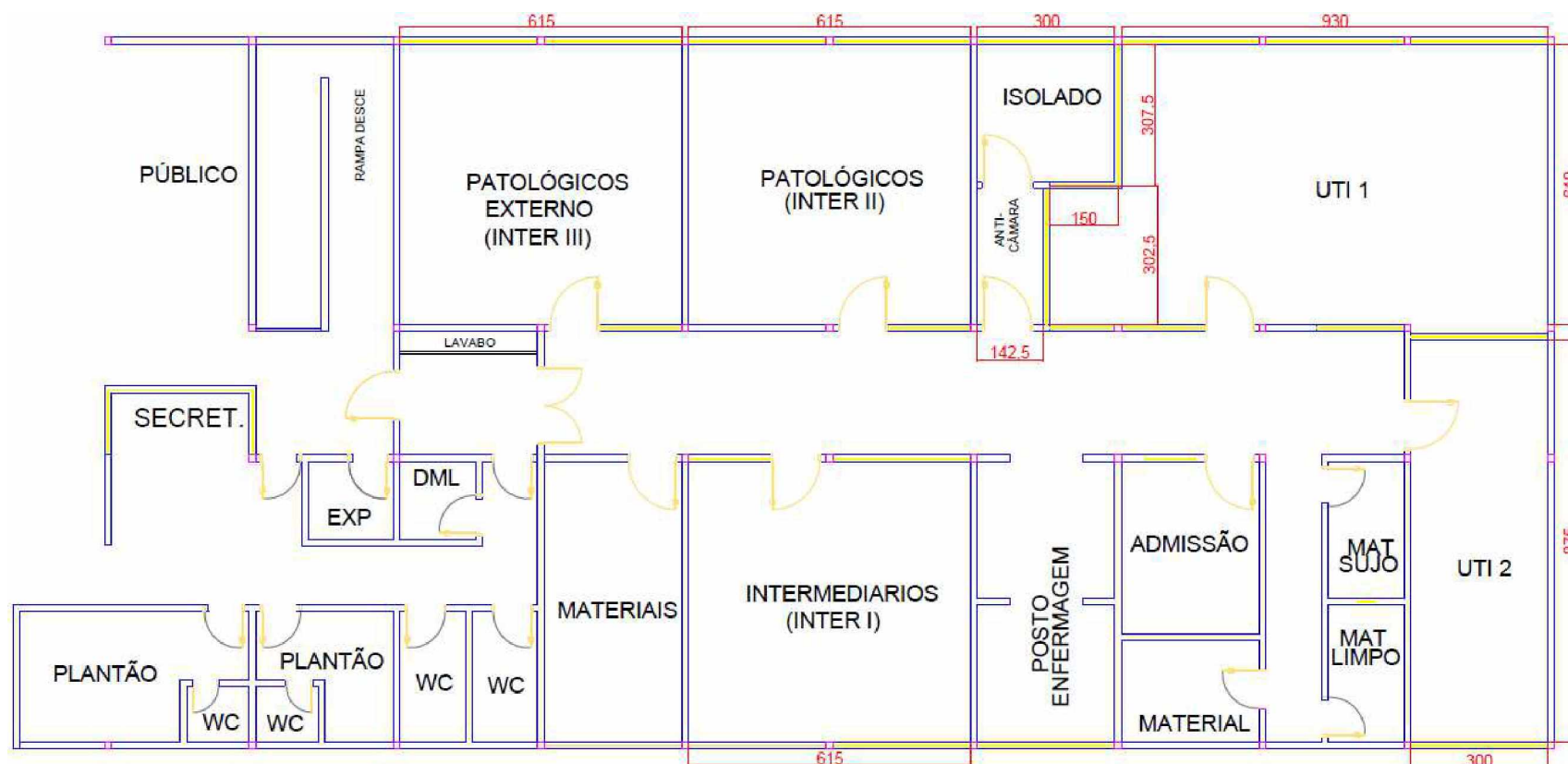
VENTURINI, O. **Sistemas de climatização ambiental**. Cursos em Eficiência Energética, Universidade Federal de Itajubá, 2007.

WORLD HEALTH ORGANIZATION (WHO). **Indoor air quality: biological contaminants**. Rautavara, 1998.

APÊNDICE I – PLANTA BAIXA DO CENTRO OBSTÉTRICO



APÊNDICE II – PLANTA BAIXA DA UTI NEONATAL



APÊNDICE III – DISTRIBUIÇÃO DOS DUTOS DE AR NA UTI NEONATAL

Legenda:

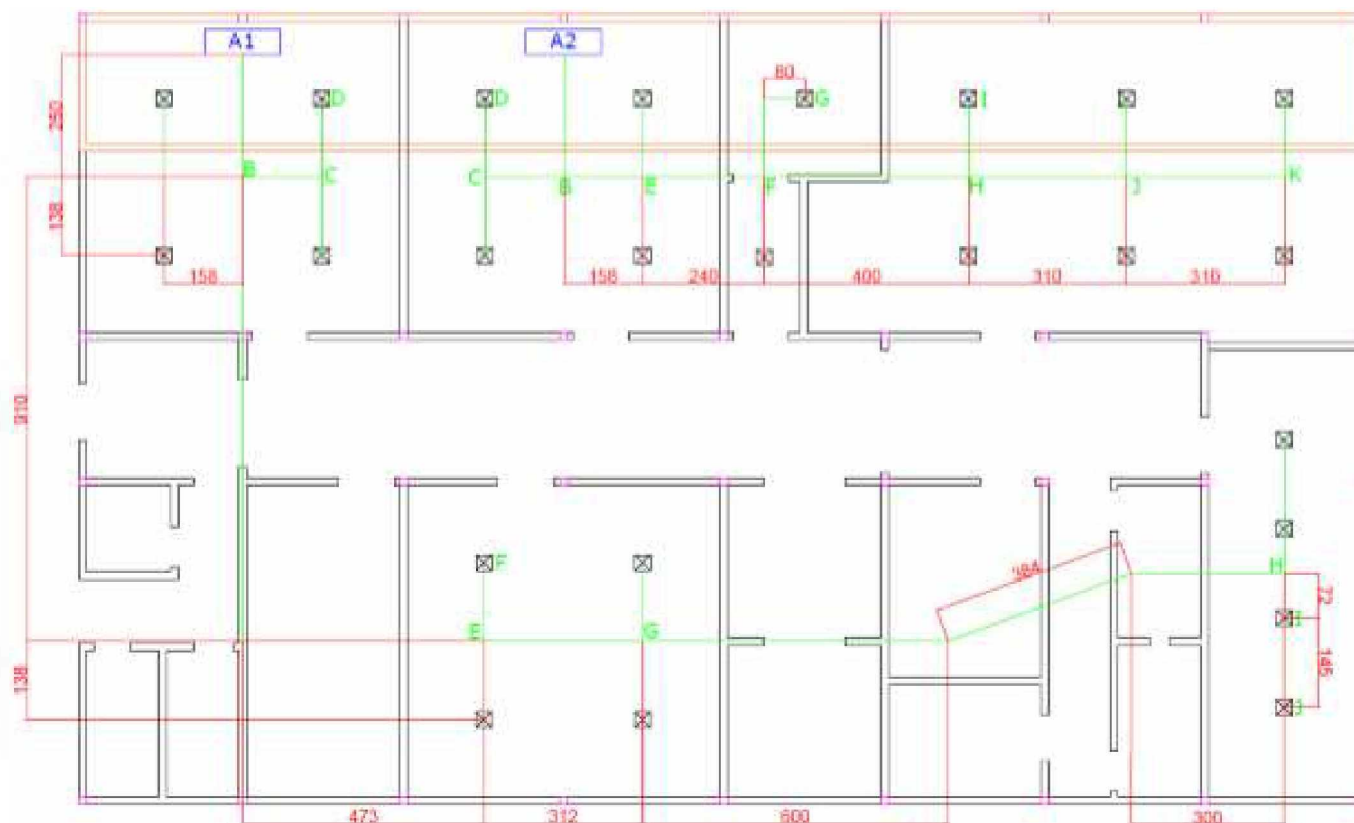
A1: Fan-coil 1 da UTI Neonatal

A2: Fan-coil 2 da UTI
Neonatal

LETRAS: Trechos

Layout dos dutos

Cotas



APÊNDICE VI – DISTRIBUIÇÃO DOS DUTOS DE AR NO CENTRO OBSTÉTRICO

Legenda:

A1: Fan-coil 1 do Centro Obstétrico

A2: Fan-coil 2 do Centro Obstétrico

LETRAS: Trechos

■ Layout dos dutos

■ Cotas

