

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA – UFU
FACULDADE DE ENGENHARIA ELÉTRICA – FEELT
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA BIOMÉDICA

DANIELA GOUVÊA ALMEIDA

**ANÁLISE DA CARGA TÉRMICA E PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO PARA UMA
SALA DE PROCEDIMENTOS EM AMBIENTE HOSPITALAR**

UBERLÂNDIA
JANEIRO DE 2026

DANIELA GOUVÊA ALMEIDA

**ANÁLISE DA CARGA TÉRMICA E PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO PARA UMA
SALA DE PROCEDIMENTOS EM AMBIENTE HOSPITALAR**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Elétrica como requisito parcial para a
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Biomédica.

Orientador: Prof. Dr. João Rodrigo Andrade

UBERLÂNDIA

JANEIRO DE 2026

RESUMO

Este trabalho apresenta o cálculo da carga térmica e o desenvolvimento do projeto de climatização de uma sala de procedimentos localizada no Centro Clínico do Complexo de Saúde Uberlândia Medical Center (UMC), considerando parâmetros de qualidade do ar, temperatura, umidade e controle de infecções. A metodologia adotada envolveu pesquisa bibliográfica, análise da planta arquitetônica e levantamento de dados referentes às condições térmicas externas e internas. Foram avaliadas as contribuições térmicas provenientes de condução, insolação, iluminação, pessoas e equipamentos médicos, resultando na estimativa da carga térmica total do ambiente. Após a determinação da carga térmica, procedeu-se à seleção de um sistema de climatização eficiente e adequado às exigências hospitalares, incluindo especificações de filtragem. O projeto final apresenta soluções que garantem conforto térmico, segurança microbiológica e desempenho apropriado para atividades clínicas, assegurando conformidade com os padrões normativos e operacionais necessários para ambientes de saúde.

Palavras-chave: Carga térmica; Climatização hospitalar; Filtragem do ar.

ABSTRACT

This work presents the calculation of the thermal load and the development of the air conditioning project for a procedure room located in the Clinical Center of the Uberlândia Medical Center (UMC) Health Complex, considering air quality parameters, temperature, humidity, and infection control. The methodology adopted involved bibliographic research, analysis of the architectural plan, and data collection regarding external and internal thermal conditions. Thermal contributions from conduction, insolation, lighting, people, and medical equipment were evaluated, resulting in an estimate of the total thermal load of the environment. After determining the thermal load, an efficient and suitable air conditioning system was selected for hospital requirements, including filtration specifications. The final project presents solutions that guarantee thermal comfort, microbiological safety, and appropriate performance for clinical activities, ensuring compliance with the normative and operational standards necessary for healthcare environments.

Keywords: Thermal load; Hospital air conditioning; Air filtration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Layout do projeto da Clínica	11
Figura 2 - Layout da Sala de Pequenos Procedimentos.....	12
Figura 3 - Ilustração do Calor de Infiltração.....	15
Figura 4 - Ilustração do Calor de Insolação	17
Figura 5 - Ilustração do Calor de Equipamentos	19
Figura 6 – Ilustração do Calor de Iluminação	21
Figura 7 - Ilustração do Calor de Pessoas	22
Figura 8 - Esquema da transferência de calor em série	25
Figura 9 - Gráfico da distribuição da carga térmica total	28
Figura 10 - Fancoil série ConfortCond	29
Figura 11- Difusor da série ADLQ-AK.....	30
Figura 12 - Novo Layout da Sala de Pequenos Procedimentos	31
Figura 13 - Modelo da Grelha de retorno AR-AG	32
Figura 14 - Projeto de Climatização da Sala de Pequenos Procedimentos	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Diferencial de temperatura de insolação.....	18
Tabela 2 - Fator solar através do vidro	18
Tabela 3 - Taxa de dissipação de calor dos equipamentos da Sala de Pequenos Procedimentos	20
Tabela 4 - Taxas típicas de calor liberado por pessoa.....	22
Tabela 5 - Especificações técnicas das condições térmicas e filtragem	24
Tabela 6 - Carga térmica total da Sala de Procedimentos.....	28
Tabela 7 - Dimensionamento dos dutos de insuflamento e retorno	32

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	8
2 OBJETIVO.....	8
2.1 Objetivo geral.....	8
2.2 Justificativa.....	9
2.3 Objetivo específico.....	9
3 REFERENCIAL TEÓRICO	9
4 METODOLOGIA.....	11
4.1 Etapas do projeto	11
4.2 Carga térmica.....	12
4.3 Coeficiente global de transferência de Calor (U) e Resistência térmica.....	13
4.4 Calor de condução	14
4.5 Calor de infiltração	15
4.6 Calor de insolação.....	16
4.7 Calor de Equipamentos	19
4.8 Calor de iluminação.....	20
4.9 Calor de pessoas	21
4.10 Filtragem do ar.....	23
4.11 Dimensionamento dos dutos.....	24
5 RESULTADOS.....	25
5.1 Coeficiente global de transferência de Calor (U).....	25
5.2 Carga térmica de condução	26
5.3 Carga térmica de insolação	26
5.3.1 Carga térmica de insolação no vidro	26
5.3.2 Carga térmica de insolação na parede	26
5.4 Carga térmica de equipamentos.....	27
5.5 Carga térmica de iluminação	27

5.6 Carga térmica de pessoas	27
5.7 Carga térmica total	27
5.8 Seleção de equipamentos	28
5.8.1 Modelo de ar-condicionado	28
5.8.2 Difusor de Insuflamento	30
5.8.3 Grelha de Retorno	30
5.9 Dimensões dos dutos.....	32
5.10 Projeto	32
6 CONCLUSÃO.....	34
REFERÊNCIAS	35

1 INTRODUÇÃO

A maneira como os ambientes hospitalares são refrigerados, a depender do tipo de ambiente, como por exemplo uma sala de pequenos procedimentos, garante conforto, segurança e qualidade no atendimento à saúde. A implementação de um sistema preciso para controle de qualidade do ar, umidade e temperatura tem relação direta na preservação de medicamentos, no bom funcionamento de equipamentos sensíveis que dissipam calor e no controle de proliferação de infecções.

No Brasil, a responsável por fiscalizar a qualidade do ar em ambientes internos e propor ações preventivas e corretivas é a Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA). 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).

Considerando a diversidade dos espaços hospitalares, como Unidades de Terapia Intensiva (UTIs), centros cirúrgicos, esterilização e lavagem, são exigidos parâmetros ambientais específicos e estáveis. Desse modo, é essencial a implementação de sistemas de refrigeração precisos e eficientes, que estejam em conformidade com normas regulatórias como a RDC nº 50 da Anvisa e a ABNT NBR 7256. A complexidade e a criticidade desses sistemas demandam um planejamento criterioso na sua seleção e dimensionamento, visando assegurar a segurança, a eficiência e o bem-estar dos pacientes e profissionais.

Assim, o objetivo principal de uma área hospitalar climatizada é controlar as diferentes demandas térmicas, pressões positivas e negativas. Além do controle da temperatura, é primordial que os sistemas de refrigeração contenham filtragem do ar, de modo que a circulação de ar para outros ambientes do hospital não seja contaminada com infecções. O tipo de filtragem precisa estar em conformidade com as normas da ABNT NBR 7256.

2 OBJETIVO

2.1 Objetivo geral

Realizar a análise de carga térmica do ambiente estudado e propor um projeto de climatização que atenda a sala de Pequenos procedimentos de uma clínica no

Centro Clínico do Complexo de Saúde Uberlândia Medical Center (UMC) 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 Justificativa

- Controle de temperatura para conforto térmico e segurança no funcionamento adequado de equipamentos médicos;
- Filtragem do ar para prevenir proliferação de bactérias e infecções;

2.3 Objetivo específico

- Realizar o memorial de cálculo da carga térmica do ambiente estudado, considerando as cargas internas e externas conforme normas técnicas vigentes;
- Selecionar o equipamento de climatização mais adequado às necessidades térmicas;
- Definir o posicionamento dos acessórios de difusão de ar, visando garantir conforto térmico e adequada distribuição do ar;
- Posicionar equipamento estrategicamente para facilitar manutenção;
- Desenvolver o layout do projeto de climatização, incluindo a distribuição dos equipamentos e o posicionamento dos acessórios de difusão de ar.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

Segundo Helmis (2007), o ar em ambientes hospitalares pode conter uma mistura de poluentes e compostos químicos, microrganismos e agentes biológicos infecciosos, criando condições internas perigosas tanto para os profissionais de saúde quanto para as pessoas em tratamento, influenciando diretamente no processo de recuperação dos pacientes. É de extrema importância selecionar um sistema de climatização conforme a análise de carga térmica que atenda a demanda e forneça taxas de ventilação adequadas para proporcionar e garantir conforto e assepsia dos ambientes.

Para definir o que é carga térmica, é necessário entender calor sensível e calor latente. O calor sensível é quando um corpo sofre uma variação de temperatura sem mudança de estado físico, enquanto o calor latente é quando um corpo muda seu estado físico sem variar a sua temperatura. Assim, de acordo com Creder (2004), a carga térmica trata-se da quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas.

O cálculo de carga térmica considera fatores externos e internos do ambiente que influenciam nas variações de temperatura e umidade do local estudado. Alguns dos fatores externos são: propriedades físicas dos materiais que constituem o ambiente, ventilação, infiltração, insolação e dados geoclimáticos como altitude, localização geográfica e temperatura. 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).

Desse modo, as cargas térmicas são consideradas bases de projeto para a maioria dos sistemas e componentes de Ar-condicionado. A partir desses dados é possível estimar o tamanho das tubulações, dutos, difusores, filtros, trocadores de calor, caldeiras, chillers, serpentinas, compressores e ventiladores, garantindo o selecionamento de equipamentos e acessórios de difusão empregados de forma eficiente e adequada.

A partir da carga térmica, é definido o tipo de sistema de Ar-condicionado, cujos são classificados em sistemas de expansão direta e indireta (CREDER, 2004).

O sistema de expansão direta é caracterizado por um sistema de condensação a ar, onde os ventiladores induzem o ar do ambiente a passar pela serpentina evaporadora do equipamento que contém fluido refrigerante.

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

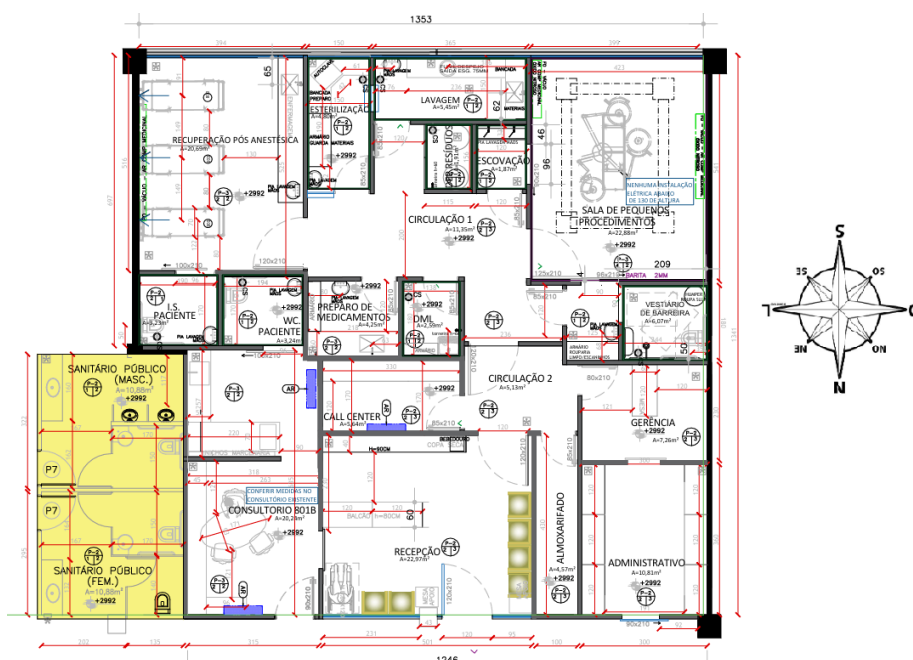
4 METODOLOGIA

4.1 Etapas do projeto

Foi realizada uma pesquisa bibliográfica a fim de aprimorar os conhecimentos do projeto proposto, contemplando normas de refrigeração, carga térmica, conforto térmico e os tipos de sistemas de ar-condicionado.

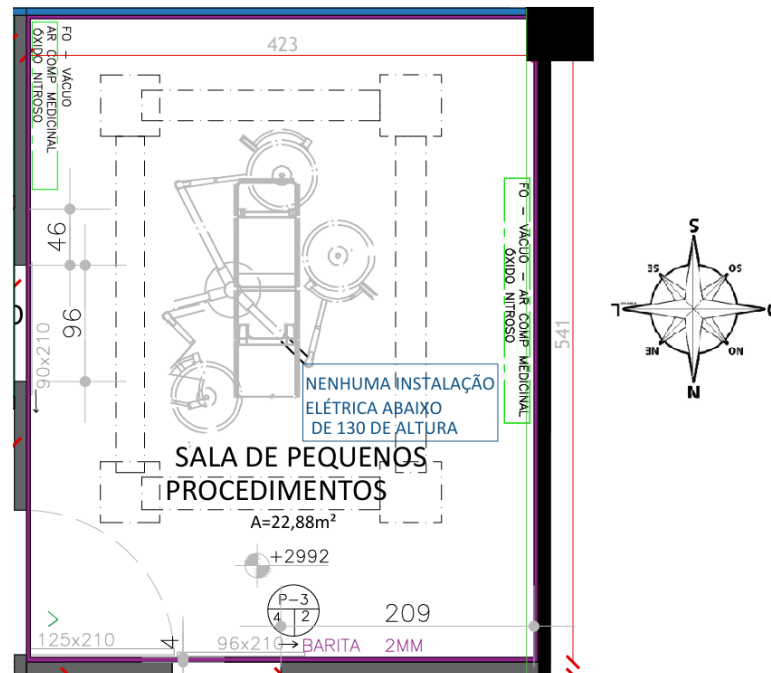
Para realizar o proposto, foi necessário coletar o projeto da planta baixa para conhecer a estrutura da sala de pequenos procedimentos. Além disso, o projeto arquitetônico foi analisado com o intuito de compreender a respeito dos equipamentos presentes no ambiente, como também a quantidade de pessoas. É possível verificar o layout da Clínica na Figura 1, como também o layout da Sala de Pequenos Procedimentos na Figura 2.

Figura 1 - Layout do projeto da Clínica



Fonte: autoria própria.

Figura 2 - Layout da Sala de Pequenos Procedimentos



Fonte: autoria própria.

É importante ressaltar que, durante a realização do trabalho proposto não foi possível realizar uma visita técnica, visto que a obra da clínica ainda não estava na etapa de execução.

O cálculo de carga térmica foi realizado de forma analítica, considerando quantidade de pessoas, insolação, iluminação e o calor dissipado pelos equipamentos. O dimensionamento das tubulações de ar-condicionado foi realizado a partir do layout da clínica, de modo a garantir a independência para a Sala de Pequenos Procedimentos, isolando a proliferação de infecções.

Assim, a partir da carga térmica calculada, foi selecionado o equipamento ideal por meio da consulta de catálogos de fornecedores de modo que atendesse as exigências hospitalares. Para a realização do projeto de climatização, foi utilizado o software AutoCad.

4.2 Carga térmica

A carga térmica é a quantidade de calor, sensível ou latente, que deve ser adicionada ou removida do ar por unidade de tempo para manter o ambiente nas condições projetadas. O calor sensível provoca variação na temperatura do ar sem

alterar sua umidade, enquanto o calor latente está relacionado à evaporação ou condensação do vapor d'água, modificando a umidade sem alterar a temperatura.

A quantidade de calor a ser removida pode ser calculada conhecendo-se o produto, seu estado inicial, massa, calor específico, temperatura de início de congelamento e calor latente (ASHRAE, 2017).

Ela é obtida pela equação 1:

$$CT = Q_{co} + Q_{in} + Q_{ins} + Q_{equip} + Q_{il} + Q_{pe} \quad (1)$$

Onde:

CT = Carga Térmica de refrigeração

Q_{co} = Calor de Condução

Q_{in} = Calor de Infiltração

Q_{ins} = Calor de Insolação

Q_{equip} = Calor de Equipamento

Q_{il} = Calor de Iluminação

Q_{pe} = Calor de Pessoas

4.3 Coeficiente global de transferência de Calor (U) e Resistência térmica

Antes de abordarmos os tipos de calor, é importante discutirmos sobre a variável que permite calcular a taxa de transferência de calor total de um sistema, denominado de coeficiente global de transferência de calor, expresso em $W/m^2 \cdot ^\circ C$, normalmente denotado por U. Para extrair o valor do coeficiente global, é importante compreender a resistência térmica total de um sistema.

A resistência térmica é a razão entre a fonte motriz de calor e a taxa de transferência (INCROPERA, 2008). Assim, para a resistência térmica condutiva, convectiva e radiante, teremos respectivamente as equações 2, 3 e 4.

$$R_{T,COND} = \frac{L}{K} \quad (2)$$

$$R_{T,CONV} = \frac{L}{h} \quad (3)$$

$$R_{T,RAD} = \frac{L}{h_r} \quad (4)$$

Onde:

$R_{T,COND}$ = Resistência térmica condutiva

$R_{T,CONV}$ = Resistência térmica convectiva

$R_{T,RAD}$ = Resistência térmica radiante

L = Espessura do material

K = Condutividade térmica material

H = Coeficiente de transferência de calor por convecção

H_r = Coeficiente de transferência de calor por radiação

Desse modo, para calcular a resistência térmica total (R_{TOTAL}) de um sistema é preciso analisar se as variáveis estão em série ou em paralelo. Para situações em que os elementos estão em série, é necessário realizar a soma de todas as resistências térmicas, conforme mostra a equação 5.

$$R_{TOTAL} = \sum R_{T,COND} + \sum R_{T,CONV} + \sum R_{T,RAD} \quad (5)$$

A partir da compreensão do conceito de resistência térmica, é importante ressaltar que o coeficiente global de transferência de calor está relacionado com a resistência térmica total do sistema por meio da equação 6.

$$U = \frac{1}{R_{TOTAL} \cdot A} \quad (6)$$

4.4 Calor de condução

O calor de condução refere-se à quantidade de calor sensível que atravessa as superfícies (teto, piso, parede, janela e porta) devido a diferença de temperatura interna e externa.

É importante destacar duas variáveis fundamentais na determinação dessa fração da carga térmica total. A primeira é a condutividade térmica (k), anteriormente apresentada, expressa em kcal/h·m·°C, a qual representa a capacidade de um material homogêneo de conduzir calor por unidade de comprimento e área.

A segunda variável é a condutância (C), de natureza semelhante à condutividade térmica e expressa em $\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$. Entretanto, essa grandeza é aplicada quando o material analisado não é homogêneo ou apresenta camadas distintas, como ocorre em revestimentos de argamassa (emboço e reboco).

Assim, a carga térmica devido a condução de calor pode ser calculada por meio da Equação 7 ou da Equação 8.

$$Q_{co} = K \cdot (A \cdot T)/L \quad (7)$$

$$Q_{co} = C \cdot A \cdot \Delta T \quad (8)$$

Onde:

K = Condutividade térmica [$\text{kcal/h}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}$]

A = Área normal ao fluxo de calor [m^2]

ΔT = Diferença de temperatura [$^\circ\text{C}$]

L = Espessura da parede [m]

C = Condutância [$\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$]

4.5 Calor de infiltração

Conforme a Figura 3, a carga térmica de infiltração de ar trata-se da quantidade de calor infiltrada durante a abertura das portas. Ele é determinado pela soma de suas parcelas sensível e latente, conforme as Equações 9, 10 e 11.

Figura 3 - Ilustração do Calor de Infiltração



Fonte: Elaborado pela autora com auxílio da ferramenta CHATGPT, 2025.

$$Q_{inf} = Q_{inf,s} + Q_{inf,l} \quad (9)$$

$$Q_{inf,s} = V_{inf} \cdot C_{p,ar} \cdot \rho_{ar} \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (10)$$

$$Q_{inf,l} = V_{inf} \cdot h_{lv} \cdot \rho_{ar} \cdot (w_{ext} - w_{int}) \quad (11)$$

Onde:

Q_{inf} = Calor de infiltração

$Q_{inf,s}$ = Calor sensível de infiltração

$Q_{inf,l}$ = Calor latente de infiltração

V_{inf} = Vazão de infiltração

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

ρ_{ar} = 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

Neste estudo, a parcela de carga térmica associada à infiltração de ar foi desconsiderada em função das premissas adotadas no equacionamento da carga térmica. Considerou-se que o ambiente analisado apresenta condições de vedação compatíveis com salas de pequenos procedimentos, de modo que a contribuição da infiltração é mínima quando comparada às demais fontes de carga térmica. Dessa forma, para fins de simplificação e coerência com o método de dimensionamento adotado, o efeito da infiltração de ar não foi incluído no cálculo da carga térmica total.

4.6 Calor de insolação

A carga térmica de insolação representa a parcela de energia proveniente da radiação solar que incide sobre as superfícies externas das edificações, ocasionando aumento da temperatura interna dos ambientes, conforme mostra a Figura 4. Ela é classificada como calor sensível, por promover variações de temperatura sem alteração do conteúdo de umidade do ar.

Figura 4 - Ilustração do Calor de Insolação



Fonte: Elaborado pela autora com auxílio da ferramenta CHATGPT, 2025.

A radiação solar é um dos fatores mais significativos no cálculo da carga térmica total, sendo responsável por parcela expressiva dos ganhos de calor em edificações. Ela depende de variáveis como latitude, estação do ano, orientação cardinal das superfícies, cor e rugosidade dos materiais, bem como da presença de sombreamento ou elementos de obstrução como cortinas e persianas.

Em superfícies opacas, como paredes e lajes, o ganho térmico devido à insolação é determinado pela Equação 12.

$$Q_{ins} = U \cdot A \cdot (\Delta T + \Delta T_{ins}) \quad (12)$$

Onde:

U = Coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

A = Área da superfície em análise (m^2)

ΔT = Diferença de temperatura ($^{\circ}\text{C}$)

ΔT_{ins} = Diferença de temperatura de insolação ($^{\circ}\text{C}$)

A diferença de temperatura de insolação é composta a partir das características da parede, como a posição geográfica para a qual ela está voltada e a cor. A tabela 1 apresenta uma estimativa de ΔT_{ins} para cada característica.

Tabela 1 - Diferencial de 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.

Nas superfícies transparentes, como janelas, a transmissão de calor solar é afetada por outros parâmetros, como o fator solar que indica a fração de energia solar total transmitida pelo vidro. Ela pode ser determinada através da Equação 13.

$$Q_{ins} = F_{solar} \cdot A \quad (13)$$

Onde:

$$F_{solar} = \text{Fator solar (kcal/h} \cdot \text{m}^2\text{)}$$

O fator solar é determinado em função da posição geográfica, da estação do ano e do horário de maior incidência solar. Já o coeficiente de atenuação é escolhido de acordo com as especificações do projeto. Ambos podem ser verificados na tabela 2.

Tabela 2 - 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
21 JANEIRO 21 NOVEMBRO	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
	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
20 FEVEREIRO 23 OUTUBRO	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
	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	32	84	106	114	106	84	52	38	22	5	114	132,4
	NO	5	22	30	35	38	41	79	187	304	334	331	269	92	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.

4.7 Calor de Equipamentos

O calor gerado por equipamentos médicos corresponde à estimativa da carga térmica adicionada ao ambiente devido ao funcionamento de motores elétricos ou outros dispositivos utilizados nos processos assistenciais. Essa carga deve ser considerada no dimensionamento do sistema de climatização, uma vez que precisa ser compensada pelo sistema de refrigeração para garantir as condições termo ambientais especificadas em projeto.

De modo geral, o calor dissipado por equipamentos é predominantemente sensível, pois decorre da transformação direta da energia elétrica em energia térmica. Ele pode ser visualizado pela Figura 5.

Figura 5 - Ilustração do Calor de Equipamentos



Fonte: Elaborado pela autora com auxílio da ferramenta CHATGPT, 2025.

No ambiente estudado, uma Sala de Pequenos Procedimentos, predomina equipamentos resistivos – como bisturis elétricos e monitores cardíacos – reforça esse comportamento, resultando exclusivamente em carga térmica sensível.

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), por meio da NBR 16401-1, apresenta uma tabela com a taxa de dissipação de calor para diversos equipamentos elétricos utilizados em edificações. Assim, a carga térmica referente aos equipamentos presentes em um ambiente clínico deve ser obtida pela soma das respectivas taxas de dissipação indicadas na norma, considerando cada dispositivo instalado.

A lista de equipamentos presente no ambiente estudado foi fornecido pelo setor de engenharia que realizou o projeto. Assim, a Tabela 3 apresenta os equipamentos com sua taxa de dissipação de calor e a quantidade, respectivamente.

Tabela 3 - Taxa de dissipação de calor dos equipamentos da Sala de Pequenos Procedimentos

Equipamento	Potência Unitária (W)	Quantidade
Monitor Cardíaco	240	2
Carrinho de Anestesia	2500	1
Ventilador	360	1
Bisturi Elétrico	230	2
Foco Cirúrgico de Teto	560	2
Oxímetro de Dedo	0,33	2
Oxímetro de Pulso	30	2
Bomba de Infusão	15	2
Monitor Cardíaco	240	1
Medidor de Pressão	180	2
ECG/RESP	1400	1
Endoscópio	1688	1
Sucção à Vácuo	621	1
Aquecedor de Sangue	360	1

Fonte: autoria própria.

4.8 Calor de iluminação

O calor de iluminação representa o calor dissipado pelas lâmpadas durante o período em que ficam ligadas, conforme mostra a Figura 6. O setor de engenharia responsável pelo projeto forneceu que a Sala de Pequenos Procedimentos contará com 4 lâmpadas que ficarão ligadas em torno de 6 horas por dia. Além disso, todas as lâmpadas são fluorescentes e cada uma possui 32 Watts.

Figura 6 – Ilustração do Calor de Iluminação



Fonte: Elaborado pela autora com auxílio da ferramenta CHATGPT, 2025.

A partir das informações fornecidas, é possível calcular a carga térmica de iluminação por meio da Equação 14.

$$Q_{il} = 0,86 \cdot W_L \cdot N_L \cdot t_L \quad (14)$$

Onde:

Q_{il} = Calor de Iluminação (kcal/dia)

W_L = Potência da lâmpada (W)

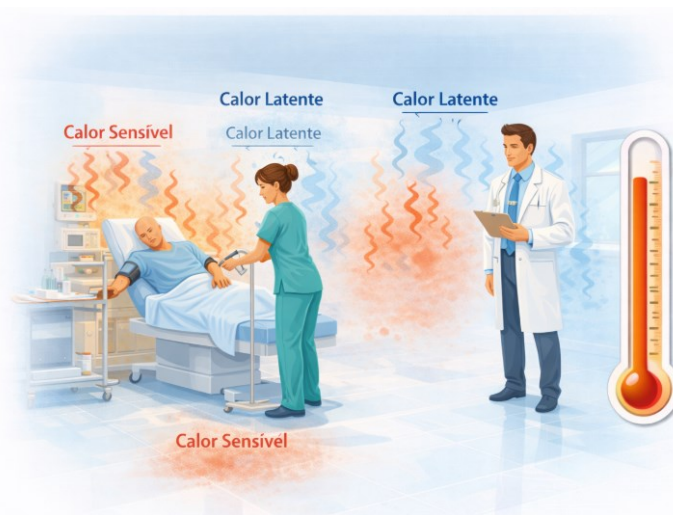
N_L = Número de lâmpadas

t_L = Tempo em que a iluminação funciona por dia(h/dia)

4.9 Calor de pessoas

A carga térmica de pessoas considera o calor emitido por cada indivíduo, quantificando o quanto de calor sensível e latente as pessoas estão transmitindo para o ambiente, a depender da atividade que elas estão desempenhando (repouso, atividade moderada, atividade intensa e outros). A Figura 7 apresenta esse conceito de forma ilustrativa para melhor compreensão.

Figura 7 - Ilustração do Calor de Pessoas



Fonte: Elaborado pela autora com auxílio da ferramenta CHATGPT, 2025.

A Tabela 4 apresenta as taxas de calor liberado por 1 pessoa a partir de diversas atividades em diversos locais.

Tabela 4 - Taxas típicas de calor liberado por pessoa

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F ^a			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante ^b	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche ^c	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

NOTA 1 Valores baseados em temperatura de bulbo seco ambiente de 24 °C. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 27 °C, o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser reduzido em aproximadamente 20 %, e o calor latente aumentado correspondentemente. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 21 °C, também o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser aumentado em aproximadamente 20 %, e o calor latente reduzido correspondentemente.

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

^a O valor do calor ajustado é baseado numa porcentagem normal de homens, mulheres e crianças para cada uma das aplicações listadas, postulando-se que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85 % daquele liberado por um homem adulto, e o calor liberado por uma criança é aproximadamente 75 % daquele liberado por um homem adulto.

^b O ganho de calor ajustado inclui 18 W para um prato de comida individual (9 W de calor sensível e 9 W latente).

^c Considerando uma pessoa por cancha realmente jogando boliche, e todas as demais sentadas (117 W), paradas em pé ou caminhando lentamente (231 W).

Fonte: ABNT NBR 16401-1, 2008.

Assim, o calor será a soma da parcela sensível com a parcela latente. Como a tabela apresenta as taxas de calor liberados para 1 pessoa, para N pessoas, temos que:

$$Q_{pe} = Q_{sen} + Q_{lat} \quad (15)$$

$$Q_{sen} = N \cdot C_{sen} \quad (16)$$

$$Q_{lat} = N \cdot C_{lat} \quad (17)$$

Onde:

Q_{pe} = Calor de pessoas (W)

C_{sen} = Calor Sensível (W)

C_{lat} = Calor Latente (W)

N = Número de pessoas no ambiente

4.10 Filtragem do ar

A filtragem do ar é de extrema importância, pois se tratando de ambientes hospitalares os sistemas de ar-condicionado deve garantir ar de qualidade e assepsia do ambiente evitando riscos de infecções. Para isso, a Associação Brasileira de Normas Técnicas NBR 7256 fornece a filtragem para cada tipo de ambiente. A Tabela 5 apresenta esses dados.

Tabela 5 - Especificações técnicas das condições térmicas e filtragem

Ambientes	Tipo de ambiente (AI, AA, AO, PE)	Nível de risco	Situação a controlar (AgB; AgQ; AgR; TE; EQ)	Nível de pressão	Vazão mínima de ar exterior [Renovações por hora]	Vazão mínima de ar insuflado [Número de movimentações por hora]	Exaustão total do ar ambiente	Classe de filtragem do ar insuflado	T °C	UR %
Corredor/ circulação do centro cirúrgico ^b	AO	1	AgB	Positiva	2	6	Não	G4 + F8	20-24	Máx.60
Sala, área de indução anestésica	AO	1	AgB/AgQ	Neutra	2	6	Não	G4 + F8	20-24	Máx.60
Antecâmara acesso à sala cirúrgica ^{a, c}	AO	3	AgB	Positiva	5	25	Não	G4 + F8 + ISO 35H	20-24	Máx.60
Sala de cirurgia ^{d, e}	PE	3	AgB/AgQ/AgR	Positiva	5	25	Não	G4 + F8 + ISO 35H	20-24	Máx.60
Sala de procedimento	PE	2	AgB/AgQ	Positiva	3	15	Não	G4 + F8	20-24	Máx.60
Sala de apoio às cirurgias especializadas	PE	3	AgB	Neutra	5	25	Não	G4 + F8 + ISO 35H	20-24	Máx.60
Sala/ área de recuperação anestésica	AO	1	AgB/AgQ	Neutra	2	6	Não	G4 + F8	20-24	Máx.60
Sala de guarda e preparo de anestésicos (centro cirúrgico)	AO	1	AgQ	Negativa	8	8	Sim	G4 + F8	20-24	Máx.60

^a Ver Anexo C.
^b A pressão do corredor do centro cirúrgico deve ser positiva em relação aos ambientes adjacentes, desde que não sejam as salas cirúrgicas.
^c A pressão da antecâmara (tipo bolha) deve ser sempre positiva em relação à sala de cirurgia como também em relação ao corredor.
^d Em salas cirúrgicas sem antecâmara, a pressão da sala deve ser positiva em relação ao corredor.
^e A anestesia pode ser administrada em uma sala de cirurgia, desde que os dispositivos adequados para administração de gases anestésicos estejam presentes no ambiente e que um sistema de extração e eliminação do excesso desses gases anestésicos esteja disponível.

NOTA 1 Recomenda-se que o posto de enfermagem atenda aos mesmos parâmetros do ambiente no qual este estiver inserido.
 NOTA 2 Quando for citado UR máxima de 60 %, recomenda-se considerar um intervalo de umidade absoluta de 4,0 g/kg a 10,6 g/kg.
 NOTA 3 As temperaturas são referenciais, podendo ser alteradas em função da necessidade da equipe médica ou do processo.

Fonte: ABNT NBR 7256, 2005.

4.11 Dimensionamento dos dutos

A instalação dos dutos requer atenção rigorosa, visto que é por meio deles que o ar condicionado será distribuído ao ambiente e, posteriormente, retornará ao sistema de ventilação

As especificações de diâmetro para cada trecho foram determinadas a partir de uma planilha fornecida pela empresa Controle – Gestão e Eficiência Energética, a qual está configurada para calcular automaticamente as dimensões dos dutos a partir da vazão e velocidade do ar fornecidos. É importante ressaltar que a norma brasileira NBR 16.401-1 recomenda velocidades entre 4 e 7 m/s para dimensionamento de dutos por se tratar de um parâmetro para instalações que demandam baixo nível de ruído e pouca perda de carga.

Além disso, é necessário especificar o layout completo das tubulações, com a identificação de cada trecho e suas respectivas vazões, evitando qualquer falha de projeto ou execução que pode comprometer o desempenho do sistema. Desse modo,

previne erros como níveis excessivos de ruído, aumento do consumo de energia, insuficiência do fluxo de ar, entre outros problemas.

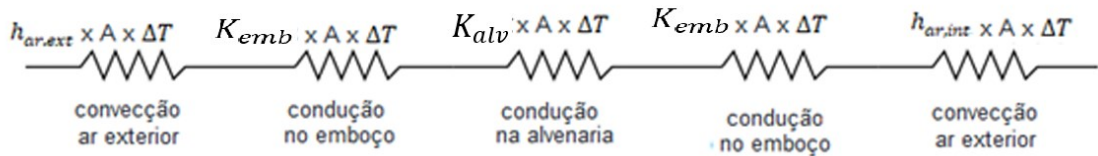
5 RESULTADOS

5.1 Coeficiente global de transferência de Calor (U)

$$U = \frac{1}{R_{TOTAL} \cdot A} \rightarrow U \cdot A = \frac{1}{R_{TOTAL}} \quad (18)$$

A Figura 8 apresenta o esquemático das resistências presentes na parede a ser analisada.

Figura 8 - Esquema da transferência de calor em série



Fonte: autoria própria.

Segundo Hélio (CREDER, 2008):

- h para ar à 12 km/h = 19,5 kcal /h.m².°C = 22,68 W /m².K
- K_{emb} para emboço 2 cm = 2,39 kcal/h.m².°C = 9,26 W /m².K
- K_{alv} para parede com tijolo comum = 1,11 kcal/h.m².°C = 2,78 W /m².K
- h para ar parado = 7,96 kcal/h.m².°C = 1,29 W /m².K

Assim:

$$R_{TOTAL} = \frac{L}{h_{ext}} + \frac{L}{K_{emb}} + \frac{L}{K_{alv}} + \frac{L}{K_{emb}} + \frac{L}{h_{int}} \quad (19)$$

$$R_{TOTAL} = \frac{1}{19,5} + \frac{1}{2,39} + \frac{1}{1,11} + \frac{1}{2,39} + \frac{1}{7,96} = 1,91 \quad (20)$$

Assim, tendo o valor da resistência térmica total e aplicando ela na Equação 18, temos que:

$$U \cdot A = \frac{1}{1,91} = 0,52 \text{ kcal/h. m}^2. ^\circ\text{C} \quad (21)$$

5.2 Carga térmica de condução

Conforme apresentado na Figura 2, a parede externa é a parede sul e as salas adjacentes estarão à mesma temperatura da sala estudada, por isso o calor de condução é desprezado nas outras paredes. Assim, calor de condução será calculado apenas para a parede sul.

É importante ressaltar, que a altura do pé direito da Sala de Pequenos Procedimentos é de 2,8m, cuja foi fornecida pelo setor de engenharia que realizou o projeto. Além disso, a temperatura externa de Uberlândia – MG é de $37,5^\circ\text{C}$ e o ambiente estudado precisa ter uma temperatura de 20°C , conforme a norma NBR 7256.

$$Q_{co} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (22)$$

$$Q_{co} = 0,52 \cdot (4,23 \cdot 2,8) \cdot (37,5 - 20) \quad (23)$$

$$Q_{co} = 107,78 \text{ kcal/h. m}^2. ^\circ\text{C}$$

5.3 Carga térmica de insolação

A parede externa é a sul com um vidro de 3,99 metros de comprimento e 2,3 metros de altura, obtendo uma área de $9,17 \text{ m}^2$

5.3.1 Carga térmica de insolação no vidro

Segundo a Tabela 2, o valor máximo do fator solar através dos vidros para os meses de verão, na direção sul, é obtido durante às 07:00, fornecendo um valor de 98 kcal/h. m^2 .

Assim:

$$Q_{ins} = F_{solar} \cdot A = 98 \cdot 9,17 = 898,66 \text{ kcal/h}$$

5.3.2 Carga térmica de insolação na parede

De acordo com a Tabela 1, podemos obter a diferença de temperatura de acordo com a cor da parede. Porém, o ambiente estudado possui uma parede externa

na direção sul, o que resulta uma diferença de temperatura nula. Desse modo, não há uma carga térmica de insolação na parede.

5.4 Carga térmica de equipamentos

A Tabela 3 apresenta a taxa de dissipação de calor e a quantidade dos equipamentos da Sala de Pequenos Procedimentos. Desse modo, foi realizado a soma das potências a partir da quantidade de cada item e, posteriormente, a soma total. Assim:

$$Q_{equip} = 9679,66 \text{ W}$$

É preciso converter para a unidade comum aos outros cálculos. Logo:

$$Q_{equip} = 9679,66 \cdot 0,8598 = 8322,57 \text{ kcal/h}$$

5.5 Carga térmica de iluminação

De acordo com as informações fornecidas, a sala de Pequenos Procedimentos será utilizada por cerca de 6 horas por dia, além de ser composta por 4 lâmpadas de 32 Watts cada. Logo:

$$Q_{il} = 0,86 \cdot 32 \cdot 4 \cdot 6 = 660,48 \text{ kcal/dia}$$

$$Q_{il} = 110,08 \text{ kcal/h}$$

5.6 Carga térmica de pessoas

Considerando uma equipe médica composta por 1(um) cirurgião, 1(um) anestesista e 1(um) enfermeiro(a), além de 1(um) paciente, a Sala de Pequenos Procedimentos é composta por 4 (quatro) pessoas. Além disso, utiliza-se a Tabela 4 para uma pessoa parada em pé e caminhando. Sendo assim:

$$Q_{pe} = 4 \cdot 75 + 4 \cdot 70 = 580 \text{ W} = 498,68 \text{ kcal/h}$$

5.7 Carga térmica total

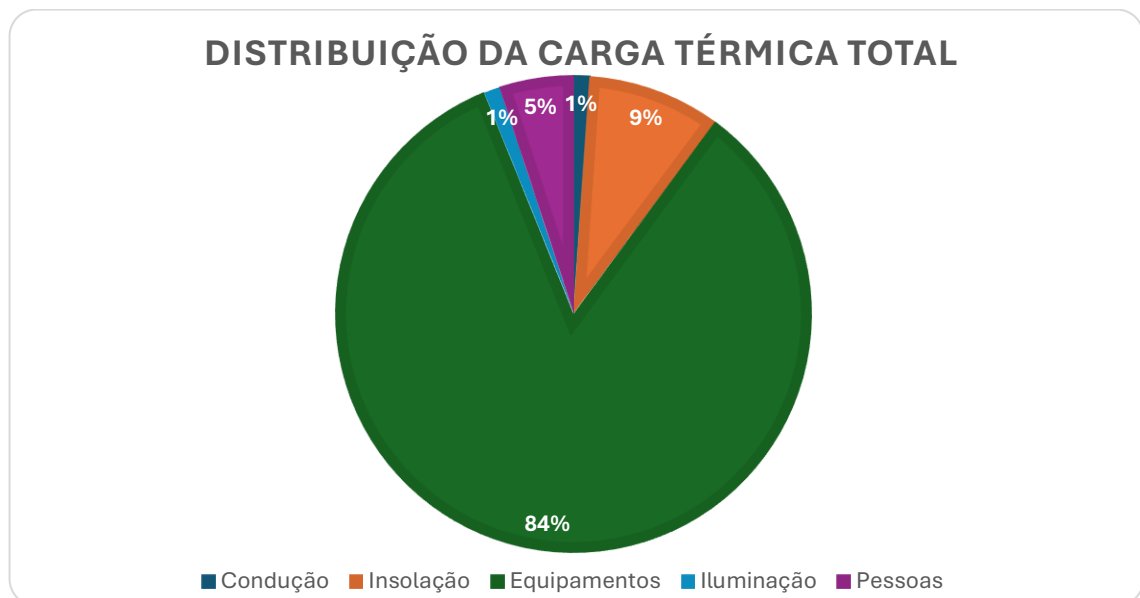
É importante ressaltar que os equipamentos foram calculados de modo que todos estejam ligados simultaneamente. Assim, a carga térmica total se dá pela soma de todas as parcelas calculadas acima, conforme mostra a Tabela 6. Além disso, a Figura 9 apresenta um gráfico com a distribuição da parcela de cada calor calculado.

Tabela 6 - Carga térmica total da Sala de Procedimentos

Descrição	kcal/h	W	BTU/h
Condução	107,78	125,35	426,81
Insolação	898,66	1045,14	3558,69
Equipamentos	8322,57	9679,15	32957,38
Iluminação	110,08	127,91	435,92
Pessoas	498,68	580,00	1974,79
TOTAL	9937,78	11557,55	39353,59

Fonte: autoria própria.

Figura 9 - Gráfico da distribuição da carga térmica total



Fonte: autoria própria.

Observa-se que a maior parcela da carga térmica total é proveniente dos equipamentos, o que é compatível com a finalidade da sala de pequenos procedimentos, a qual concentra equipamentos médicos de operação contínua.

As contribuições de insolação e condução mostram-se reduzidas em função da existência de apenas uma parede externa, enquanto as cargas associadas à iluminação e às pessoas apresentam valores pouco representativos, em consonância com o uso de iluminação fluorescente e a ocupação limitada do ambiente.

5.8 Seleção de equipamentos

5.8.1 Modelo de ar-condicionado

A partir dos cálculos realizados, sabemos que o ambiente estudado demanda uma carga de 39.353,59 btu/h, o que corresponde a, aproximadamente, 3,3 TR. Além disso, conforme a Tabela 5, a sala analisada se enquadra como uma sala de procedimento, sendo necessário uma filtragem G4 + F8.

Assim, analisando o catálogo de fornecedores e as condições estruturais do ambiente, optou-se pelo fancoil da série ConfortCond da fabricante BerlinerLuft, com a inclusão dos filtros G4 e F8, com uma capacidade de 5TR e uma vazão máxima de $3400 \text{ m}^3/\text{h}$. Foi selecionado o equipamento de maior capacidade, ao comparar com a necessária, pois os filtros selecionados provocam uma grande perda de carga. A Figura 10 apresenta o modelo do equipamento.

Figura 10 - Fancoil série ConfortCond



Fonte: BERLINERLUFT, 2025.

Além disso, vamos verificar se a quantidade de vazão está de acordo com a norma. Na Tabela 5, é exigido que a sala de procedimentos precisa de, no mínimo, 15 trocas por hora de ar insuflado. Pela Figura 2, temos que a área do ambiente é de $22,88 \text{ m}^2$ e um pé direito de 2,82 metros. Assim:

$$Volume_{sala} = 22,88 \cdot 2,82 = 64,52 \text{ m}^3$$

Se o ambiente precisa de 15 trocas por hora, temos que:

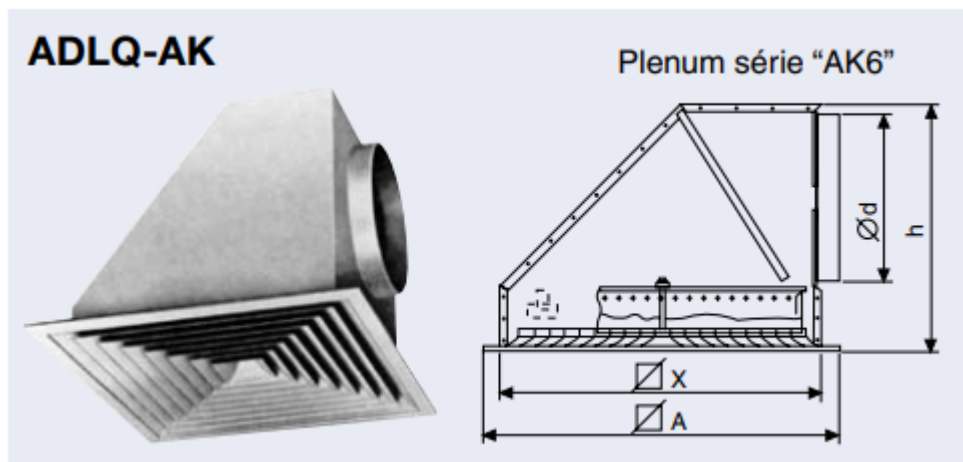
$$Vazão = 64,52 \cdot 15 = 967,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Logo, a vazão fornecida pela máquina está de acordo com a norma técnica NBR 7256.

5.8.2 Difusor de Insuflamento

Foram selecionados 4 difusores quadrados com registro da marca Trox do Brasil modelo ADLQ-AK-AG para insuflamento, tamanho 5, com vazão unitária regulada para $850 \text{ m}^3/\text{h}$. Cada um possui 4 aberturas direcionais de ar, além de uma caixa plenum, firmemente acoplada, em chapa de aço galvanizado, embutida para conectar um duto flexível que encaixa no duto central de ar. A Figura 11 apresenta o modelo do difusor.

Figura 11- Difusor da série ADLQ-AK

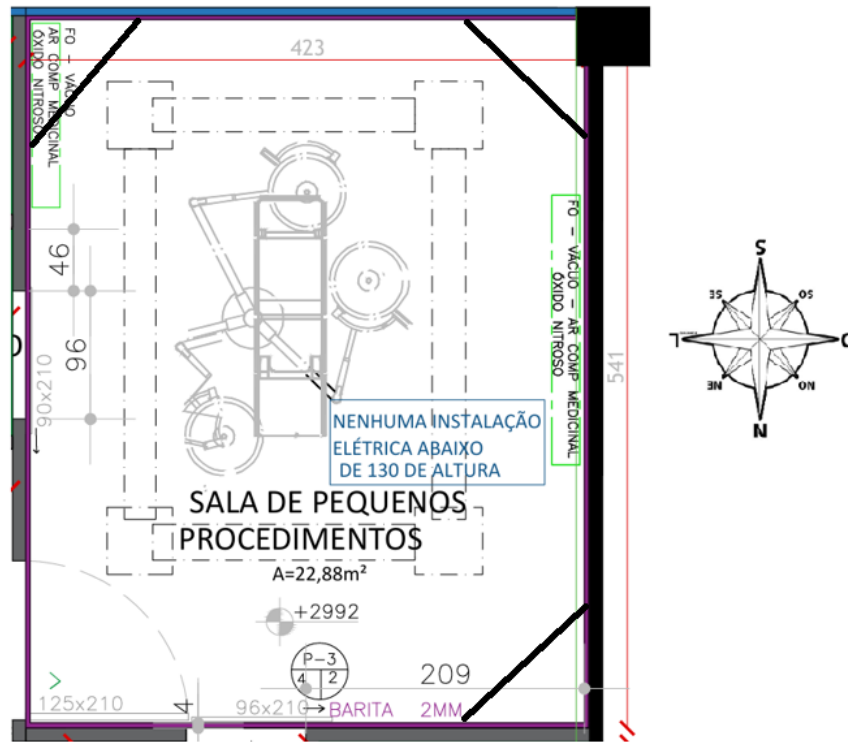


Fonte: TROX DO BRASIL LTDA, 2025.

5.8.3 Grelha de Retorno

Para realizar o retorno do ar, foi solicitado ao setor de engenharia uma alteração no Layout. Ela consiste em subir três paredes de drywall nas diagonais de cada parede, conforme mostra a Figura 12.

Figura 12 - Novo Layout da Sala de Pequenos Procedimentos



Fonte: autoria própria.

A Tabela 5 mostra que a NBR 7256 exige, pelo menos, 3 trocas de ar externo por hora para a sala de pequenos procedimentos. Ou seja, ela corresponde a 20% do ar de insuflamento. Assim:

$$Ar_{\text{externo}} = 0,2 \cdot 3400 = 680 \text{ m}^3/h$$

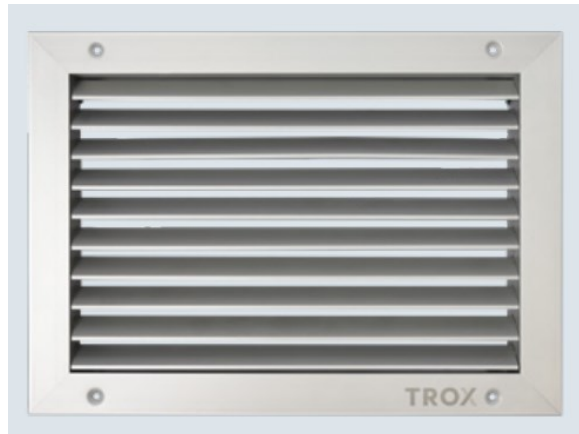
O ar de retorno corresponde ao ar insuflado menos o ar exterior. Desse modo:

$$Ar_{\text{retorno}} = 3400 - 680 = 2720 \text{ m}^3/h$$

A partir disso, foi selecionado 3 grelhas de aletas fixas da marca Trox do Brasil modelo AR-AG para ar de retorno, tamanho 325x625 milímetros, com vazão unitária regulada para $906,66 \text{ m}^3/h$. A Figura 13 apresenta o modelo da grelha.

É importante ressaltar que cada grelha será posicionada em uma das paredes diagonais que foram solicitadas no projeto. Cada uma delas será encaixada em uma caixa plenum que irá conectar um duto flexível fazendo a conexão entre a grelha e o duto principal de retorno.

Figura 13 - Modelo da Grelha de retorno AR-AG



Fonte: TROX DO BRASIL LTDA, 2025.

5.9 Dimensões dos dutos

Conforme mencionado anteriormente, foi utilizada uma planilha já existente para calcular as dimensões dos dutos. Em primeiro momento, foi informada a vazão de cada tipo de duto – insuflamento e retorno, e, em seguida, escolhida a melhor velocidade com base na norma NBR 16.401-1. A Tabela 7 apresenta os tamanhos de cada duto.

Tabela 7 - Dimensionamento dos dutos de insuflamento e retorno

CÁLCULO DE DUTOS				
Trecho	Vazão	Veloc	Largura	Altura
Insuflamento - Sala de Pequenos Procedimentos	3400	5,9	0,40	0,40
Redução Insuflamento - Sala de Pequenos Procedimentos	1700	4,5	0,35	0,30
Retorno - Sala de Pequenos Procedimentos	2720	6,2	0,40	0,30
Redução Retorno - Sala de Pequenos Procedimentos	1813	4,8	0,35	0,30

Fonte: autoria própria.

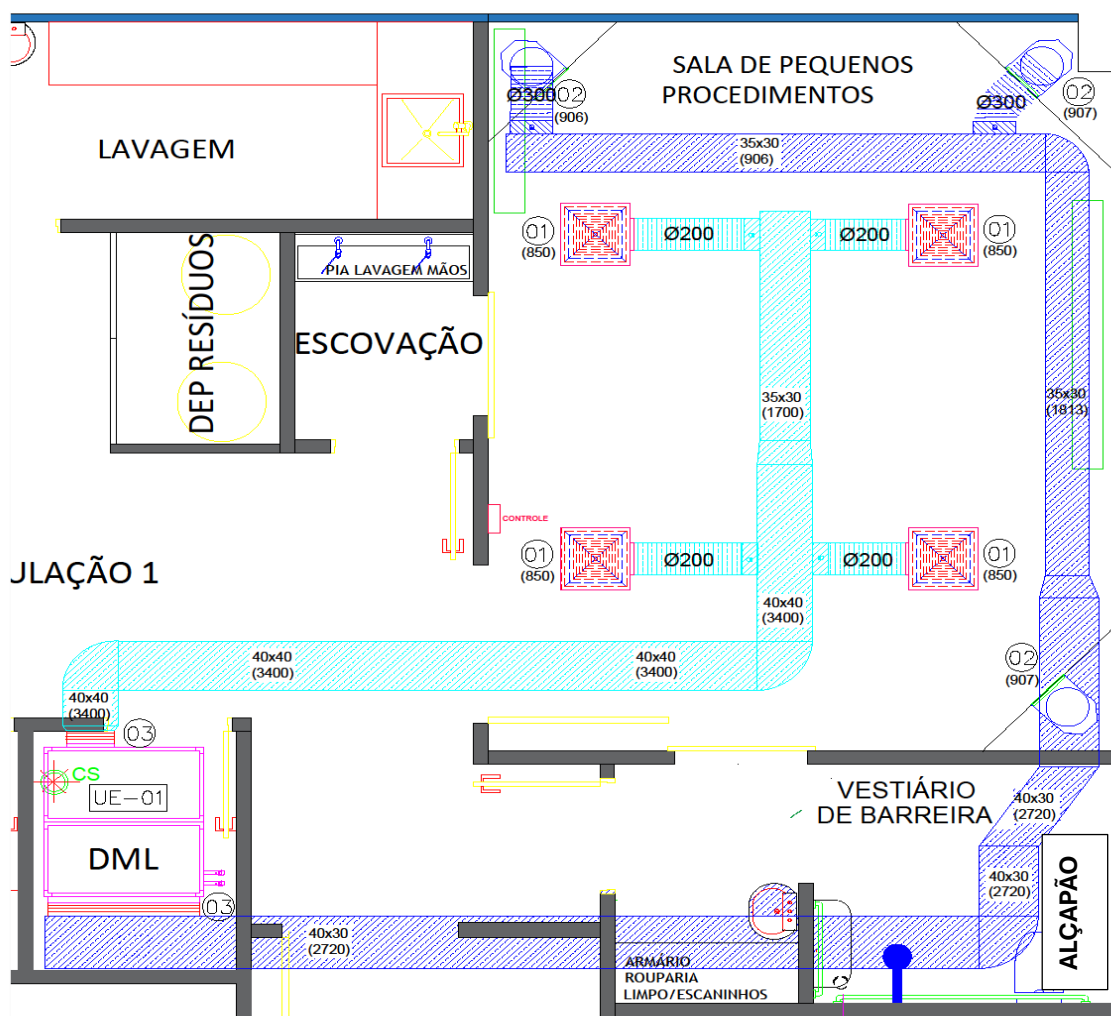
5.10 Projeto

Após a seleção do equipamento, acessórios de difusão e dimensionamento dos dutos, foi elaborado o projeto de climatização pelo software AutoCad. O equipamento foi posicionado no DML, com o intuito de facilitar futuras manutenções, visto que não é um ambiente de circulação de pessoas, podendo ser acessado a qualquer momento sem nenhuma interrupção.

Além disso, para conectar grelhas e difusores aos dutos principais, foram colocados dutos flexíveis, cujo diâmetro foi selecionado de acordo com a caixa plenum de cada acessório de difusão.

Por fim, conforme é apresentado na Figura 14, o projeto foi desenvolvido com detalhamento nas dimensões de cada trecho do duto e legenda acerca da posição de grelhas e difusores com suas respectivas vazões.

Figura 14 - Projeto de Climatização da Sala de Pequenos Procedimentos



PLANTA BAIXA - SALA DE PEQUENOS PROCEDIMENTOS
S/ ESCALA

LEGENDA GERAL			
ITEM	QT	DESCRIÇÃO	REF.
01	04	DIFUSOR ADQ TAM 5 - 4 ABERTURAS	TROX
02	03	GRELHA AR-AG 325x625MM	TROX
03	02	COLARINHO	

LEGENDAS:	
—	DUTO INSUFLAMENTO
—	DUTO RETORNO

LEGENDA EVAPORADORA	
[UE-01]	
UNIDADE EVAPORADORA CONFORCOND	
MARCA	BERLINERLUFT
MODELO	COH55006
CAPACIDADE	5 TR
FILTRAGEM	04+FB
VAZÃO	3400 M3/H
CONSUMO	0,88 KW
TENSÃO	220V-60Hz-MONOF.
DIMENSÕES(LxAxP)	1074x1128x564mm
PESO	125 KG
QUANTIDADE	01

Fonte: autoria própria.

6 CONCLUSÃO

O estudo apresentado permitiu demonstrar a importância do correto dimensionamento da carga térmica e da seleção adequada dos componentes de climatização para garantir condições ambientais seguras e confortáveis em uma sala de pequenos procedimentos.

A análise detalhada das variáveis externas e internas do ambiente mostrou-se essencial para a determinação precisa da carga térmica, assegurando que o sistema de Ar-condicionado projetado atendesse às necessidades específicas da área hospitalar.

Com os resultados obtidos de carga térmica, foi possível selecionar um fancoil com capacidade de 5TR e com filtros G4 + F8. O equipamento selecionado possui capacidade superior à carga calculada, justificando-se pela elevada perda de carga decorrente do nível de filtragem exigido pela NBR 7256.

A seleção dos difusores, grelhas de retorno e dimensionamento dos dutos contribuiu para a eficiência do sistema, proporcionando distribuição adequada do ar, controle de fluxo e facilidade de manutenção.

Assim, o projeto desenvolvido cumpre os requisitos técnicos e normativos aplicáveis, reforçando a relevância do planejamento criterioso em instalações de climatização voltadas à área da saúde, onde a qualidade do ar e a confiabilidade operacional são fundamentais para a segurança de pacientes e profissionais.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. ASHRAE Handbook – Fundamentals. Chapter 18, Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations. 2013.

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.

ASHRAE. ASHRAE Refrigeration 2010 - SI Edition. Atlanta: ASHRAE, 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401: Instalações de Ar-condicionado: Sistemas centrais e unitários. Rio de Janeiro, p.66. 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.

BERLINERLUFT. *Linha ConfortCond*. [S.l.]: BerlinerLuft, 2025. PDF. Disponível em: <https://bucket-aio.s3.amazonaws.com/20251006202510-linha-confortcond-1.pdf>. Acesso em: 08 jan. 2026.

CREDER, H. Instalações de Ar-condicionado, ed. 6. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

GOBBI, M. E., SANTOS, M., & ROLA, S. M.. Qualidade do ar e ventilação natural no ambiente hospitalar - o exemplo do edifício sarah kubitschek no rio de janeiro. Eventos ANTAC 2023. Disponível em: <https://eventos.antac.org.br/index.php/euroelecs/article/view/2861>. Acesso em: 19 dez. 2025.

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, F.P; DEWITT, D.P. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. Rio de Janeiro: LTC. 2008.

ISO. ISO 14644-1:2015 – Salas limpas e ambientes controlados associados – Parte 1: Classificação da limpeza do ar por concentração de partículas. Genebra: International Organization for Standardization, 2015. Disponível em: <https://www.iso.org/standard/53394.html>. Acesso em: 5 de dez de 2025.

PROCEL, Sistemas de Ar-condicionado. Rio de Janeiro, 2011.

TROX DO BRASIL LTDA. *Difusores de Ar – Redondos, Quadrados e Retangulares (C2-001)*. São Paulo: TROX do Brasil Ltda., 2025. PDF. Disponível em: https://cdn.trox.de/public/fd4588f66dca3911/7c031ddf156643737ed5de63a1a35f78/c2001_air_dif.pdf. Acesso em: 08 jan. 2026.

TROX DO BRASIL LTDA. *Ficha técnica – Grelhas de Ar (AGS, AR, AT, VAT, AWK)*. São Paulo: TROX do Brasil Ltda., 2025. PDF. Disponível em: https://cdn.trox.de/fc61681f7f67041d/ddd5617bf201/Ficha-tecnica_TROX_Grelhas.pdf. Acesso em: 08 jan. 2026.

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