

PROJETO CONCEITUAL DE UMA BANCADA DE TESTE PARA TURBINAS AUTOMOTIVAS

Maurício Ghizoni Jr.¹

Adelor Felipe da Costa ²

Resumo: Para reduzir o consumo de combustível foi adicionado um turbo compressor nos motores, com o objetivo de ampliar seu rendimento mecânico. Com uma maior demanda desse equipamento, maior deve ser a atenção para a manutenção do mesmo, pois seu conjunto rotativo é submetido a condições extremas de rotação. Qualquer falha gerada na lubrificação pode originar desgastes prematuros ao conjunto rotativo. O estudo tem como objetivo propor uma solução para testes em turbos compressores, após a realização de reparos mecânicos no seu conjunto rotativo, já que esses testes normalmente são realizados nos motores nos quais o turbo é instalado, apresentando uma proposta de bancada para ensaio em turbos compressores, permitindo a validação do reparo realizado antes da instalação no veículo. O estudo engloba o dimensionamento dos principais componentes, mediante de embasamento teórico e modelamento das estruturas que fazem parte da bancada, no software *SolidWorks*[®], para posterior fabricação. A bancada simula as condições extremas de trabalho, no qual o turbo compressor está submetido em situação normativa de funcionamento. O projeto aponta cálculos da vazão de ar, que entra em contato com o turbo, assim como o dimensionamento e escolha da bomba hidráulica, além de mostrar alguns componentes comerciais que serão essenciais para a sua fabricação. Este dimensionamento está levando em consideração a situação de aplicação do produto, garantido a validação dos testes, tanto no aspecto referente a segurança, quanto a eficiência do turbo compressor. Este estudo aponta que a vazão de um ventilador necessária para simular o fluxo de gases oriundos da queima, e o volume geométrico específico de uma bomba hidráulica e a vazão para manter as condições reais de pressão e funcionamento.

Palavras-chave: Turbo Compressor. Bancada de testes. Desgaste. Lubrificante.

1. INTRODUÇÃO

No cenário atual, a sustentabilidade e a defesa do meio ambiente vêm cada vez mais ganhando espaço. Diminuir os impactos gerados com o acúmulo de gases na atmosfera é um desafio para as montadoras automobilísticas, onde inclinam-se a necessidade de adequação as normas ambientais, fazendo com que as montadoras desenvolvam veículos mais eficientes, e com menor emissão de poluentes. Uma das

¹ Graduando em Maurício Ghizoni Jr. E-mail: mauricio_ghizone@hotmail.com

² Prof. Adelor Felipe da Costa. E-mail: adelor.costa@satc.edu.br

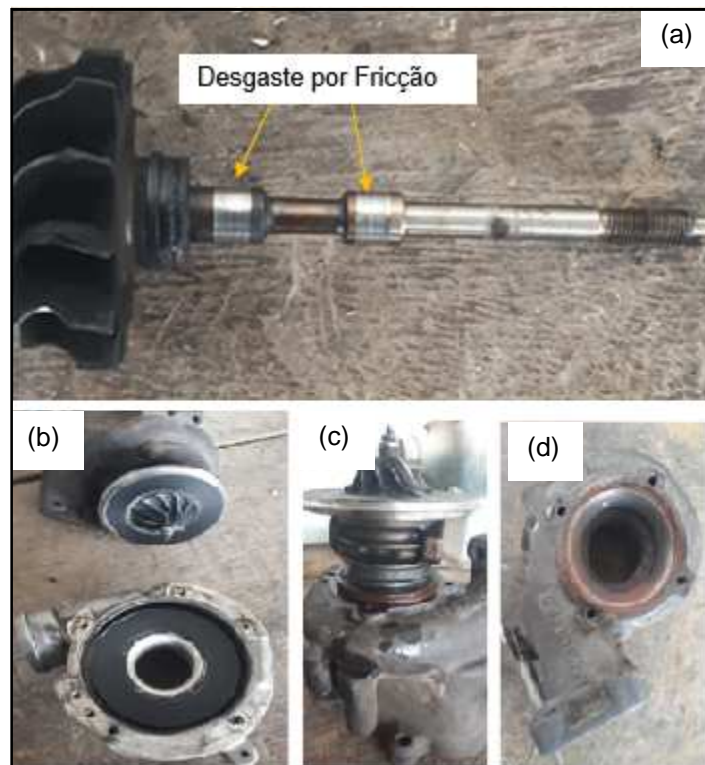
alternativas encontradas para equilibrar a redução do consumo de combustível e a exigência do mercado consumidor, foi acrescentar turbo compressores em motores de baixa cilindrada, não com a intenção de transformar aquele veículo em um *Racing*, mas sim com o intuito de aumentar sua eficiência. A teoria *Downsizing*, remete justamente em reduzir o tamanho do motor e acoplar um turbo compressor para que o mesmo não perca potência, muito útil neste cenário, pois assim se consegue aumentar o rendimento do motor.

Turbos compressores são sistemas compostos por uma turbina, que trabalha em conjunto com um compressor acoplado em um motor de combustão interna com o objetivo de melhorar seu desempenho. A construção do turbo compressor automotivo é formada por três partes: turbina, conjunto rotativo e um compressor. O funcionamento ocorre no momento em que os gases gerados pela combustão, mistura ar-combustível, do motor percorrem pelas palhetas do turbo, movimentando-as e adicionando energia cinética ao conjunto rotativo, acoplado por um eixo ao compressor de palhetas no lado oposto da turbina. O movimento do conjunto, acaba aspirando e pressurizando o ar que se move da admissão aumentando o fluxo de ar na câmara de compressão do motor.

Este conjunto rotativo é levado a condições extremas de trabalho, em que a rotação normalmente chega a superar os 100.000 rpm, essas condições de extrema velocidade e alta temperatura, juntamente com falhas na lubrificação e condições do ar admitido ou dos gases de exaustão, deixam o desgaste muito elevado, necessitando de manutenção logo que apresentem sinais de falhas.

O primeiro sinal de desgaste do conjunto rotativo é o surgimento de folga radial e axial entre o eixo e seus mancais. Os principais motivos para que ocorra desgaste e, conseqüentemente, o surgimento de folga entre os componentes do conjunto rotativo são: lubrificante contaminado e/ou falta do mesmo ocasionando contatos entre os metais, acelerando o processo de desgaste do conjunto. Em seguida começa apresentar falha de vedação do óleo lubrificante, conseqüentemente o mesmo acaba desviado para as demais partes do turbo compressor, sendo assim, o automóvel começa a consumir o lubrificante ocasionando a diminuição do nível recomendado no reservatório, causando prejuízos imensos a todo o sistema mecânico. Estes problemas citados estão em amostra na Fig.1, a seguir:

Figura 2: Fuga do óleo para as carcaças do turbo



Fonte: Autor (2020).

Extraí-se da Fig. 1, mostra um turbo compressor desmontado com desgaste no eixo e vazamento de fluido lubrificante para os outros componentes.

Estudar a manutenção do referido equipamento é de extrema importância, pois está cada vez mais comum o seu uso nos motores automotivos. Devido a Lei nº12.715/2012 (Inovar-Auto), dizendo que a partir do ano de 2012, as montadoras nacionais que não reduzirem os parâmetros de gases poluentes em 12%, seriam sobretaxadas em impostos. E, a partir de 2017, os veículos que consumirem 16% menos que sua versão anterior, terão abatimento de um ponto percentual no IPI (Imposto sobre produtos Industrializados), e os que consumirem 19% menos, que sua versão anterior, terão redução de dois pontos percentuais. Incentivando as grandes montadoras à investirem em tecnologia, inovação, segurança e avanços na parte de rendimento no motor. Sobre tudo as montadoras que recusarem ou não cumprirem os termos de compromissos no prazo estipulado, terão a licença de produção industrial canceladas até que as mesmas se adaptem a nova lei.

Atualmente, os testes feitos em turbos compressores são realizados no local de funcionamento, assim coloca em risco todo o sistema mecânico do automóvel,

pois se ocorrer alguma falha na manutenção o mesmo pode ejetar fragmentos de metal para dentro do motor em que ele é acoplado, causando grandes danos no mesmo.

Pensando nisso, este estudo é voltado ao projeto de uma bancada de teste de estanqueidade, ressaltando as considerações reais de rotação, que deve ser realizado após a troca dos reparos de vedação de lubrificante do conjunto rotativo, com o intuito de comprovar a qualidade desses reparos.

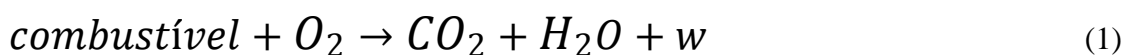
O trabalho tem como objetivo específico prestar uma solução para a falta de teste de estanqueidade hidráulica, no qual será realizado por controle de pressão do fluido graxento na entrada das turbinas automotivas, projetar e modelar virtualmente uma bancada para a realização dos mesmos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção será mostrado todo o referencial de pesquisa, propondo um melhor entendimento sobre o tema. Ressaltando a importância para o embasamento teórico deste trabalho.

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores à combustão interna são máquinas térmicas que transformam a energia liberada da queima de um combustível, geralmente fóssil, em energia mecânica útil. Para realizar essa queima de combustível é necessário uma relação adequada de ar-combustível (MARTINS, 2006). A relação é balanceada por:



Onde:

O_2 = Gás oxigênio

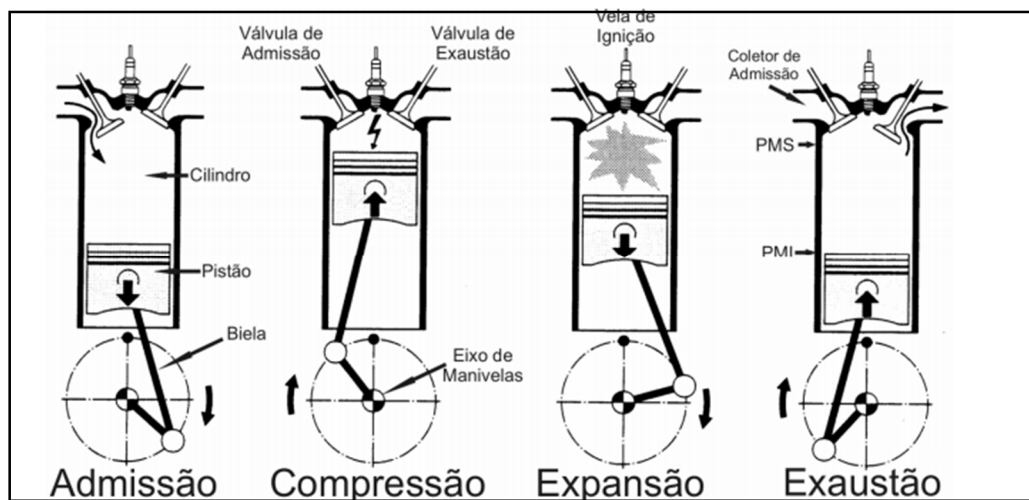
CO_2 = Dióxido de Carbono (Gás carbono)

H_2O = Água

w = Energia

Aproveitando a expansão ocasionada pela combustão, o pistão de compressão é arremecado para baixo e está preso a um eixo de biela-manivela. Logo com essa movimentação do conjunto, imprime-se um movimento rotativo no mecanismo (LIMA, 2018). De acordo com a Fig. 2 a seguir

Figura 2: Movimento do Pistão



Fonte: Braga, (2007)

No estudo de Constantin (2017), mostra a quantidade de ar e combustível admitido pelo motor em uma determinada faixa de rotação. A quantificação é dada pela equação 2:

$$Q_{adm} = \frac{Vd \cdot \frac{n}{2}}{1728 \cdot nv} \quad (2)$$

Onde:

Q_{adm} = Fluxo volumétrico [cfm];

Vd = Dimensão do motor [in³];

n = Rotação do motor [rpm];

nv = Rendimento volumétrico.

Extrai-se do mesmo estudo o (BSFC) *Breack Specific Fuel Consumption*, ou em português, Consumo Específico de Combustível do Eixo. O referido fator cita o

consumo médio de combustível para gerar 1 HP de potência (1,0138 cavalos). Um baixo valor desse fator demonstra que o motor em questão precisa de pouco combustível para gerar 1 HP de potência. A Tab. 1, mostra o consumo médio dos principais combustíveis utilizados atualmente em veículos automotores:

Tabela 1: *Break Specific Fuel Consumption*

BSFC (Consumo Específico de Combustível do Eixo)		
	g/Wh	lb/HPh
Gasolina	355	0,55
Etanol	608	1
Diesel	200	0,35

Fonte: Constantin (2017), adaptado

Constantin (2017) mostra que existe uma equação na qual é possível estimar o fluxo da saída do escape, através da equação 3. Isso porque o volume de exaustão é maior que o de admissão em função da elevada temperatura e pressão ocasionada pela queima de combustível dentro do motor. Um valor teórico pode ser estipulado pelo seguinte modelo matemático:

$$Q_s = \frac{(m_{asp} + BSFC)}{PR} * \sqrt{\frac{EGT + 460}{518}} \quad (3)$$

Onde:

m_{asp} = Massa aspirada [cfm];

Q_s = Vazão saída [lb/min];

$BSFC$ = Consumo Específico de Combustível do Eixo [lb/HPh];

PR = Pressão relativa [atm];

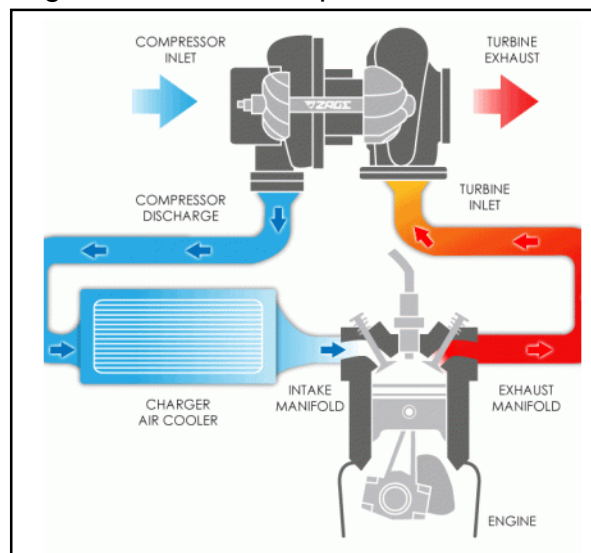
EGT = Temperatura da queima [°F].

2.2 TURBO COMPRESSOR

Turbos compressores são sistemas compostos por uma turbina, que trabalha em conjunto com um compressor, montados no sistema de escapamento e admissão, usados para aumentar a pressão do ar admitido no motor (PULKRABEK, 2003).

O seu funcionamento ocorre quando os gases gerados pela queima do combustível passam pelas palhetas da turbina, antes de seguirem para o escapamento, projetando o resto do fluxo normal de exaustão. A turbina está ligada por um eixo ao compressor, fazendo com que o mesmo entre em rotação aspirando o ar externo e o comprimindo, em seguida, refrigerando-o, para aumentar ainda mais a sua eficiência, antes de introduzi-lo no sistema de admissão do veículo (PULKRABEK, 2003), como mostrado na Fig. 3 a seguir.

Figura 3 – Sistema Operacional



Fonte: Canal das Peças (2019)

Com o aumento do volume de ar admitido pelo motor, a relação de ar e combustível fica melhor equacionada. Sendo assim, gera uma melhor queima, conseqüentemente gera maior trabalho no eixo. As maiores indicações de instalação de turbo são para os motores de menores cilindradas a exemplo dos 1.0, porque o seu torque é elevado em todos os parâmetros disponíveis. Vale ressaltar que, para a instalação do turbo compressor ser economicamente viável, o mesmo necessita apresentar uma pressão superior a de 0,4 kgf/cm², valores inferiores a esse acabam não sendo satisfatórios em relação a custo benefício (LIMA, 2018).

2.3 DESGASTE

O estudo de Fusco, Souza e Moreira (2014), apresenta que o desgaste é uma manifestação de superfície, que ocorre comumente pela deformação plástica e remoção de material. O estudo, ainda, aponta que o desgaste de materiais metálicos é principalmente provocado pelo atrito gerado entre contatos com outros metais, sólidos não metálicos, ou por partículas sólidas.

É possível dizer que o desgaste é o maior causador de perda de desempenho em uma máquina. Portanto, a redução do atrito causador desse problema resulta em uma grande variação na vida útil do equipamento. O estudo do mesmo é algo complexo, resultados de diferentes processos que podem ocorrer sozinhos ou em conjunto. Os quatro tipos gerais de desgastes são: abrasão, adesão, contato metálico (fadiga superficial) e por corrosão (FUSCO, SOUZA E MOREIRA, 2014).

2.3.1 Atrito

Fusco, Souza e Moreira (2014), definem atrito como resistência que corpos oferecem quando movimentam-se em contato. Essa resistência ao movimento é chamada de força de atrito, na qual é causada pelas irregularidades, mesmo sendo microscópicas, entre as superfícies em contato. Ainda que sejam microscópicas, essas irregularidades dão origem a um ângulo de fricção.

A lubrificação é a melhor forma de combater essa força de oposição de movimento, que conseqüentemente reduz o desgaste entre as superfícies.

2.4 LUBRIFICAÇÃO

De acordo com o estudo de Persson (1999), a mais de 4000 (quatro mil) anos os óleos lubrificantes são usados para diminuir o trabalho realizado em movimentações entre superfícies. Ao passar dos anos e os avanços da tecnologia, os lubrificantes evoluíram e mudaram seu formato. Os primeiros óleos eram exclusivamente de origem animal, hoje em dia os mesmos são compostos de vários recursos, a exemplo do mineral (derivado do petróleo), vegetal, semissintético (os

minerais com alguns aditivos sintetizados) e os de origem sintética (totalmente desenvolvido em laboratórios).

Atualmente, o óleo mais usado é o de origem sintética, já que consegue manter suas características e propriedades físico-químicas por uma maior variação de temperatura, exercendo com maiores eficácias suas principais funções, que são: controle do atrito, redução do desgaste e controle da temperatura. Também exerce outras funções como transmissão de força, amortecimento de choques, remoção de contaminantes, entre outras (SERRA *et al.*, 2007; AZEVEDO *et al.*, 2004)

2.5 BOMBA HIDRAÚLICA

Anderle (2017), conceitua bomba hidráulica como mecanismo capaz de transformar energia mecânica em energia hidráulica por forma de pressão, gerando vazão ao sistema. Para quantificar essa vazão é necessário utilizar as seguintes equações, 7 e 8:

$$Na = \frac{Q \cdot \Delta p}{nt} \quad (7)$$

Onde:

Na = Potência do acionamento [W],

Δp = Pressão efetiva [Pas],

Q = Vazão [m^3/s],

nt = Rendimento.

$$Vg = \frac{Q}{n \cdot nt} \quad (8)$$

Onde:

Vg = Volume Geométrico [m^3/ rot];

Q = Vazão [m^3/s];

n = Numero de revoluções [Hz];

nt = Rendimento.

2.6 MANCAL DA TURBINA

O tipo de mancal aplicado nas turbinas automotivas, em carros de rua, é o de deslizamento, uma vez que esse mancal mostra-se mais tolerante a uma elevada variação de temperatura e de cargas expostas, assim o automóvel pode percorrer por dezenas de milhares de quilômetros e não o danificar. Logo, esse tipo de mancal apresenta uma confiabilidade superior em relação ao mancal de rolamento, que não consegue similar muito essa excessiva variação da condição de trabalho (DA SILVA, 2004).

2.6.1 Dimensionamento de folga em mancais de deslizamento

A pesquisa fornecida por Gomes e Motta (2013), demonstra uma tolerância de folga recomendada para mancais de deslizamento partindo do diâmetro do eixo, apresentado pela equação 9. O estudo, ainda, sugere que o limite inferior não ultrapasse 20% do resultado e o superior não ultrapasse 30%.

$$F = \emptyset * 0,00949 + 0,1 \quad (9)$$

Onde:

F = Fator de folga [mm],

\emptyset = Diâmetro do Eixo [mm].

3.PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Testes de estanqueidade de turbinas automotivas são realizadas no motor em que são instaladas. Então este referente trabalho teve uma pesquisa exploratória, tendo a busca por alternativas de aplicação do conhecimento científico, apresentado no campo teórico, buscas distintas para solucionar um problema existente: a falta de bancada para testes em turbos compressores automotivos.

Para o início do dimensionamento foi feito um levantamento das características que a mesma deve apresentar, como a vazão de fluido lubrificante, a pressão de trabalho do sistema e a vazão de ar gerada pelo eletro ventilador, afim de

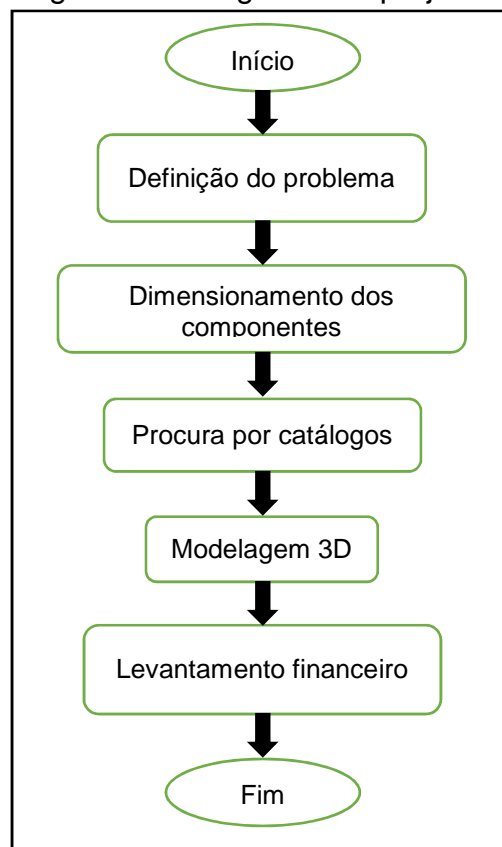
que a bancada possa fornecer as condições normativas de trabalho de um turbo compressor. A praticidade da operação, de igual modo, é levada em consideração no projeto. Logo após, foi realizado todos os cálculos de dimensionamento dos componentes a serem utilizados.

Por fim, foi efetuado a modelagem 3D da bancada e apresentado a seleção dos equipamentos através de catálogos comerciais, correspondentes aos cálculos apresentados, levantando uma tabela de custo para uma posterior fabricação.

3.1. FLUXO DE PROJETO

Com a finalidade de uma melhor organização e entendimento, foi criado um fluxograma linear para o desenvolvimento do projeto apresentado na Fig. 4.

Figura 4: Fluxograma do projeto



Fonte: Autor, 2020

- **Definição do Problema:** Não existir na região uma bancada de testes de estanqueidade para turbo compressor automotivo.

- **Dimensionamento dos Componentes:** Calcular os componentes que suprem as características de condições reais de trabalho.
- **Procura por Catálogos:** Encontrar equipamentos comerciais compatíveis com os parâmetros calculados anteriormente.
- **Modelagem 3D:** Modelar virtualmente a bancada obtendo um esboço do projeto para detalhá-lo e visualizá-lo de maneira melhor.
- **Levantamento Financeiro:** Quantificar o custo do projeto, certificando se o mesmo torna-se viável a uma posterior fabricação.

3.2 Bomba hidráulica

A fim de conseguir realizar o dimensionamento da bomba hidráulica, foi preciso estabelecer algumas condições de trabalho, a exemplo da potência do acionamento elétrico e a pressão efetiva de trabalho. O motor elétrico, disponibilizado pela Faculdade SATC para a pesquisa, é de 1,5 kw de potência, com uma rotação de 1750 rpm e um rendimento de 82,5%. A pressão do fluido, deve ser a mesma que originalmente atua em um motor automotivo, que devido a vasta quantidade de tamanhos e modelos, tem uma variação grande de pressão de trabalho. A mencionada faixa de pressão está entre 4 à 12 bar para veículos de passeio, utilitários leves, SUV e *pick-up*. Com esses dados aliados à equação 7 pode-se achar a maior vazão que o motor elétrico tem condições de suprir.

3.3 DEMAIS COMPONENTES

Apesar da importância de todos os componentes neste projeto, não será focado o dimensionamento de alguns deles. Por se tratar de baixa pressão hidráulica, a escolha de válvulas, mangueiras e conexões, serão diretamente comerciais, que suprem as condições de pressão já estabelecidas e mostradas por cálculos.

O reservatório será apenas dimensionado com o intuito de garantir o fornecimento de fluido lubrificante, para as realizações dos testes. Este componente também será escolhido de forma comercial ou fabricado de acordo com o volume necessário.

O mesmo acontece com a parte estrutural da bancada, que os componentes serão escolhidos comercialmente.

3.4 PROCEDIMENTOS DE TESTES

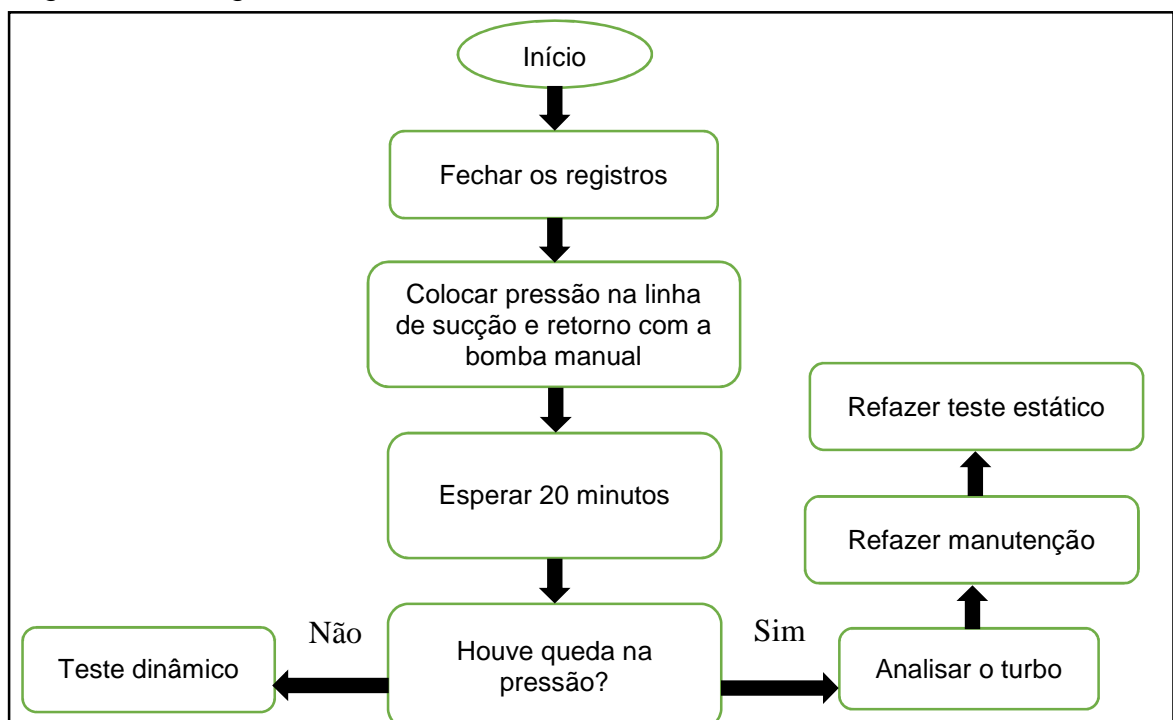
O teste será realizado de acordo com cada modelo de turbo compressor. Para o operador conseguir verificar as condições do seu equipamento, o mesmo deve que conhecer o motor que o turbo está instalado, pois a partir dessas informações pode-se ajustar os parâmetros da bancada de acordo com a necessidade, chegando as características mais próximas possíveis das condições reais.

Antes de começar a realizar o teste hidráulico é importante verificar se o turbo compressor está corretamente fixado no suporte, bem com as conexões estão livres de vazamentos, para que não altere o resultado final.

3.4.1 Procedimento para teste estático

Para melhor operação foi montado um fluxograma de realização do teste estático, abordado na Fig. 5:

Figura 5: Fluxograma do teste Estático



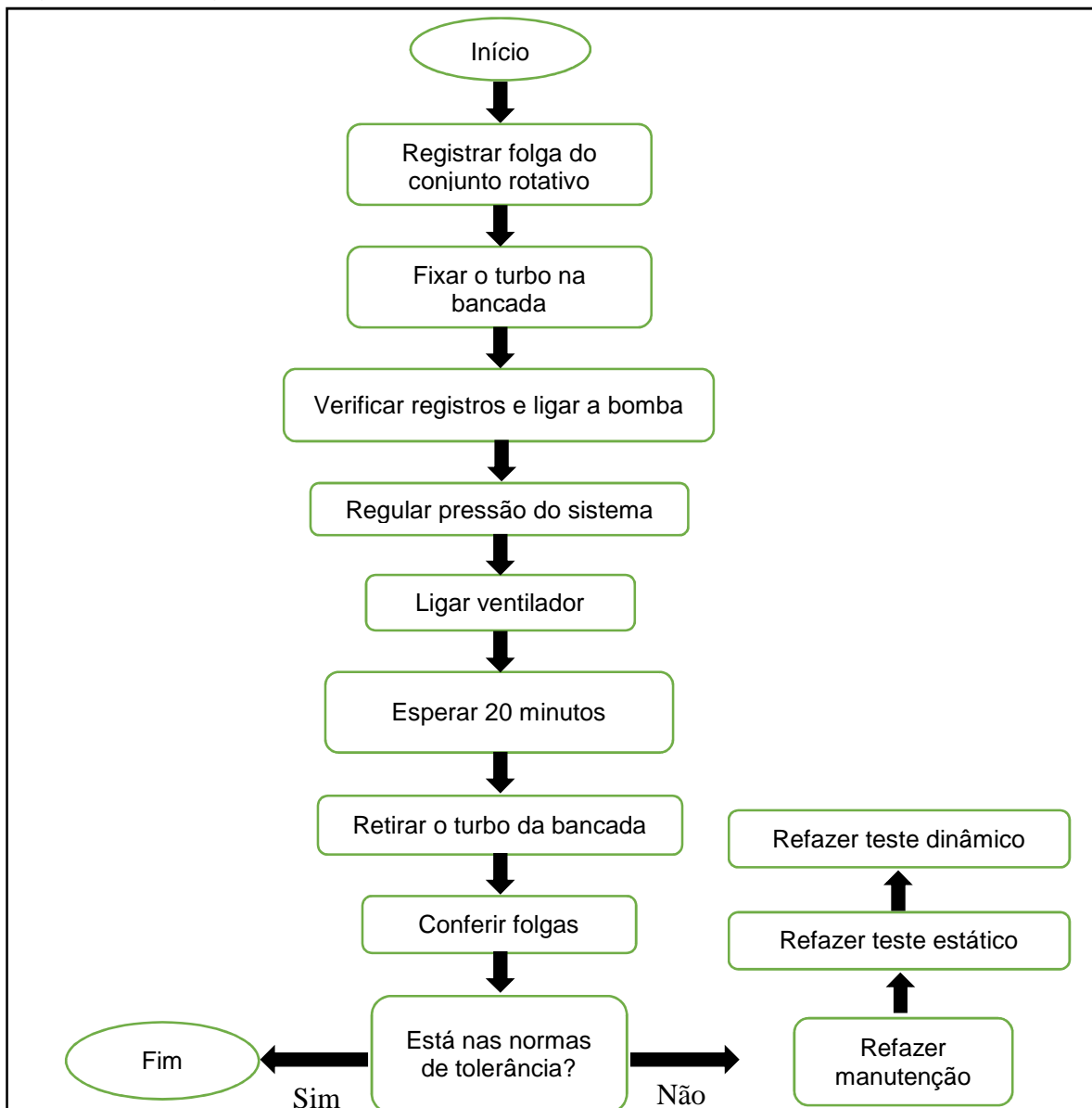
Fonte: Autor 2020

3.4.2 Procedimento para teste dinâmico

O teste dinâmico ocorre com a turbina em rotação, neste caso o operador deve verificar a regulagem da válvula de alívio, para a pressão estabelecida no manual do fabricante do motor em que o turbo está acoplado.

Um fluxograma de realização do teste dinâmico, foi montado para melhor entendimento da operação, apontado na Fig. 6:

Figura 6: Fluxograma do teste Dinâmico



Fonte: Autor 2020

Os fluxogramas apresentados nas Fig. 5 e 6, demonstraram, com detalhes, o processo para cada um dos testes para a validação do reparo prestado.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 CÁLCULOS DOS COMPONENTES

Os cálculos foram realizados, através do Excel, de forma específica para cada um dos componentes, que farão parte da bancada.

4.1.1 Bomba hidráulica

Com a condição de pressão crítica de 12 bar e com a potência do acionamento elétrico disponível, descobre-se a vazão máxima na qual o sistema pode suprir. Partindo desta vazão calculada e com a rotação do próprio motor, no qual o componente hidráulico está acoplado, a maior bomba hidráulica que se pode instalar na bancada é dimensionada com as equações 7 e 8, mostrando que a maior vazão que supre o sistema é de 0,00103 m³/s ou 61,8 LPM. Sendo assim, a maior bomba possível é de volume geométrico (V_g) de 22 cm³/rev.

4.1.2 Eletro ventilador

Baseado em um regime de controle de vazão para dentro da turbina, sendo um fluxo contínuo e constantes de gases. O motor pode ser comparado com um ventilador, no qual conforme sua rotação, a vazão desses gases é alterada.

Para calcular essa vazão é preciso estabelecer algumas condições de contorno. Por tanto, foi adotado um motor de 2,0 litros e a densidade do ar na entrada do cilindro foi considerada com 12 °C, devido a velocidade e sua compressão. Assim o valor da densidade foi interpolado, para ser colocado na planilha, mostrado pela Tab. 2:

Tabela 2: Dados de Entrada

Tamanho do motor		Densidade do ar	
litros	2	1,239	Kg/m ³
m ³	0,002	0,076	lb/ft ³
in ³	122,048		

Fonte: Autor (2020)

Deve-se considerar que o motor tem uma aspiração convencional, sem a sobre alimentação de ar, e que o mesmo tem um rendimento volumétrico de 98%. Assim descobre-se que a quantidade de ar é naturalmente aspirada para dentro do motor pela equação 2. Na Tab. 3 mostra-se o fluxo de aspiração do motor apontando, que a aspiração é diretamente proporcional a rotação do motor.

Tabela 3: Fluxo admitido pelo Motor

Rotação do Motor				Massa de Ar aspirada (masp)	
Volume de Ar aspirada (Vasp)					
RPM	m ³ /s	LPM	CFM	kg/s	lb/min
2500	153,0556	5000	90,0888	0,0518	6,8467
3000	183,6667	6000	108,1066	0,0621	8,2161
3500	214,2778	7000	126,1243	0,0725	9,5854
4000	244,8889	8000	144,1421	0,0828	10,9548
4500	275,5001	9000	162,1599	0,0932	12,3241
5000	306,1112	10000	180,1776	0,1035	13,6935
5500	336,7223	11000	198,1954	0,1139	15,0628
6000	367,3334	12000	216,2132	0,1242	16,4322

Fonte: Autor (2020)

Após calcular a massa de ar aspirada, é adicionado a massa de combustível recomendada para que ocorra a queima. No consumo específico de combustível (BSFC) de acordo com a Tab. 1, foi utilizado gasolina (355 g/Wh ou 0,55 lb/HPh) para fins de cálculos. Com isso, descobre-se a massa total de solução-congruente, que vai para dentro da câmara de combustão.

Com o dimensionamento do fluxo de entrada no motor, é possível estabelecer o fluxo que sairia pela exaustão e que passaria por dentro da turbina, através da equação 3. Essa variação de fluxo ocorre pelo aumento da temperatura e da pressão que o gás sofre após sua queima. Para medida de cálculos foi adotado um valor de temperatura do gás na saída da câmara de compressão de 537 °C,

aproximadamente 1000 °F, desse modo, assim descobre-se a vazão mássica que passa pelo escapamento, obtendo os dados de fluxo de entrada e de acordo as equações 3 e 6, demonstram o fluxo estimado na saída da câmara de combustão, mostrados na Tab. 5:

Tabela 5: Fluxo de Saída do Motor

Rotação do Motor	Vazão Mássica	
	kg/s	lb/min
RPM		
2500	0,093879	12,4180235
3000	0,111258	14,7169548
3500	0,128638	17,0158862
4000	0,146018	19,3148175
4500	0,163397	21,6137489
5000	0,180777	23,9126802
5500	0,198156	26,2116116
6000	0,215536	28,5105429

Fonte: Autor (2020)

Com essa temperatura estimada e com a pressão do escapamento sendo a pressão atmosférica, sabe-se que o ar está em um estado de superaquecimento. Além disso, sabendo a condição do estado do ar, pode-se interpolar o volume específico que o mesmo se encontra na saída da câmara, que é de 1,85487 m³/kg e 29,7087 ft³/lb, com esse valor de volume específico e com a vazão mássica consegue-se dimensionar a vazão volumétrica, que é liberada na exaustão do motor.

Tabela 6: Conversão para vazão volumétrica.

Rotação do Motor	Vazão Volumétrica		
	m ³ /s	LPM	CFM
RPM			
2500	0,17413	10447,96	0,1025
3000	0,20637	12382,18	0,1215
3500	0,23861	14316,39	0,1404
4000	0,27084	16250,61	0,1594
4500	0,30308	18184,83	0,1784
5000	0,33532	20119,04	0,1974
5500	0,36755	22053,26	0,2163
6000	0,39979	23987,48	0,2353

Fonte: Autor (2020)

A Tab. 6 demonstra, que o ventilador deve apresentar a vazão volumétrica entre 0,17413 à 0,39979 m³/s. Os cálculos foram ao encontro com os resultados apontados por Constantin (2017), e mostram uma vazão mássica, pois com a alteração da temperatura a vazão volumétrica é alterada, e a mesma é corrigida após saber em que estado o ar está.

4.2 PROCURA POR CATÁLOGOS

A procura por componentes comerciais compatíveis com os cálculos é algo de extrema importância, para a continuação do projeto. Caso não encontre algum componente de forma comercial, a fabricação exclusiva deste equipamento pode elevar muito o custo do projeto final, tornando-o inviável.

4.2.1 Mangueiras e conexões

Com baixa pressão e baixo risco de acidente, as mangueiras foram todas escolhidas comercialmente. A única condição para a escolha, é que a mesma suporte a pressão máxima estabelecida no sistema, com a ajuda do catálogo da empresa PUSHIT, apresentado em forma de tabela na Tab. 7:

Tabela 7: Catálogo PUSHIT de mangueiras hidráulicas

HOSE SIZE		R.O.D		O.D		MAX W.P.		BURST PRESSURE		MIN.BEND RADIUS		WIEGHT		
DN	Dash	inch	mm	inch	mm	inch	bar	psi	bar	psi	mm	inch	g/m	lb/ft
6	-0,4	1/4"	-	-	12,7	0,5	35	500	140	2030	76	2,99	130	0,09
8	-0,5	5/16"	-	-	14,3	0,56	35	500	140	2030	76	2,99	155	0,1
10	-0,6	3/8"	-	-	15,8	0,62	35	500	140	2030	76	2,99	175	0,12
12	-0,8	1/2"	-	-	19,6	0,77	25	360	100	1450	127	5	235	0,16
16	-1	5/8"	-	-	23,6	0,93	25	360	100	1450	150	5,91	320	0,22

Fonte: Hennguis (2020), adaptado.

A mangueira escolhida foi a SAE J30 R 6, com filamento têxtil de 3/8", conforme a Tab. 7. Esse tipo de mangueira é muito utilizado em aplicações de reservatórios de combustíveis, linhas hidráulicas e pneumáticos móveis de baixa pressão.

As conexões para o projeto serão as do tipo engate rápido, para maior mobilidade no encaixe do turbo compressor, adquirida no mesmo catálogo PUSHIT, o modelo escolhido foi o PVA-1 de 3/8", mostrado pela Tab. 8:

Tabela 8: Catálogo PUSHIT, de conexões rápidas

Bitola Nominal			Pressão de Trabalho	Vazão	Pressão de Ruptura			Índice de Respingos
BG	DN	COD	bar	L/min	Macho	Fêmea	Acoplados	ml
1	1/4"	6	350	17	1500	1700	1400	0,5
2	3/8"	10	350	46	1400	1500	1500	1,9
3	1/2"	13	250	90	1000	1400	1200	2,7
4	3/4"	20	250	190	900	1500	1000	9,3
5	1"	25	250	280	1300	1300	1200	16
6	1,1/4"	30	200	480	1100	850	1000	30
7	1,1/2"	39	190	757	800	800	820	54
8	2"	50	160	1000	650	960	1000	120

Fonte: Hennquis (2020), adaptado.

4.2.2 Reservatório

Depois de escolher o calibre da mangueira, saber quantos metros a linha hidráulica vai percorrer e a eficiência da bomba, calcula-se um volume de todo o sistema de 4,05 litros. Em seguida, se adiciona uma margem de 25%, para garantir que não falte óleo lubrificante. Com isso, o reservatório precisa ter um volume interno mínimo de 5,05 litros. Porém, o volume mínimo de fluido lubrificante que deverá ser utilizado é correspondente à aproximadamente 9,1 litros, o que corresponde ao volume do sistema mais o volume interno do reservatório.

4.2.3 Bomba hidráulica manual

O macaco manual escolhido foi o modelo HPT1500, duas velocidades integrado de manômetro, da marca Enerpac. O motivo dessa escolha foi pelo equipamento possuir uma base que possa fixá-lo, facilitando o seu manuseio, além de que dispões um manômetro integrado, melhorando sua utilização no teste de estanqueidade.

4.2.4 Válvula esférica

Válvulas esféricas, popularmente conhecidas como “registros”, são componentes de vedação hidráulica e pneumática. Neste projeto a válvula escolhida foi a de esfera reforçada com latão BSP, disponível no catálogo da Genebre, representado na Tab. 9:

Tabela 9: Válvula esférica

VÁLVULA REFORÇADA EM LATÃO BSP		
REF.	MEDIDA	PESO (kg)
3029-02	1/4"	0,106
3029-03	3/8"	0,113
3029-04	1/2"	0,151
3029-05	3/4"	0,254
3029-06	1"	0,383
3029-07	1,1/4"	0,611
3029-08	1,1/2"	0,807
3029-09	2"	1,333

Fonte: catálogo GENEBRE, adaptado

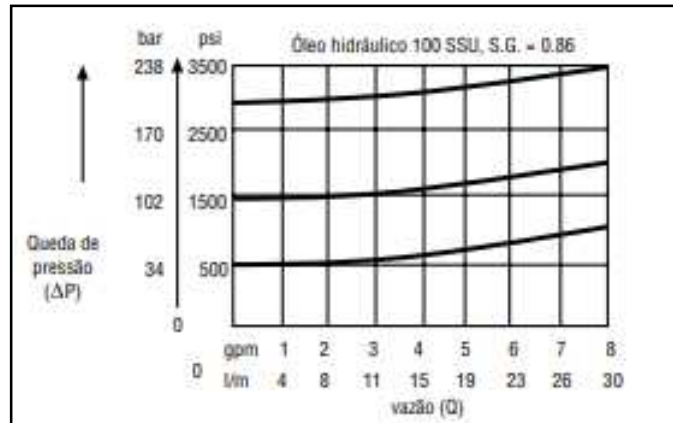
Na Tab.9, encontra-se em destaque a válvula que será utilizada, por trabalhar a uma variação de temperatura e -20 à 110°C e suportar uma pressão máxima de 25 bar. Superando as condições de trabalho do projeto.

4.2.4 Válvula e controle e pressão

Para garantir que o sistema terá uma pressão constante e controlada, é necessário instalar uma válvula reguladora de pressão no seu começo. De acordo com o catálogo da empresa Parker, a válvula limitadora simples é a que melhor se

adapta a aplicação da bancada, mostrada pela curva apresentada na Fig. 7, por melhor se adaptar com uma pequena vazão.

Figura 7: Curva de queda de pressão



Fonte: catálogo Parker

A Fig.7, aponta a curva e a queda de pressão com a variação da vazão, exclusiva da válvula selecionada para o projeto.

4.2.5 Bomba hidráulica

De acordo com a potência do acionamento elétrico, WEG GA18546 de 1,5 kW, que já está disponível na Faculdade SATC e com a pressão de sistema já estabelecida, foi calculado o componente hidráulico pela condição crítica do sistema.

Com o catálogo da Parker, a bomba escolhida para esta aplicação é a bomba de engrenagens série PGP 502, por ser de tamanho reduzido. Com os parâmetros de potência e rotação de entrada (1,5kW e 1750 rpm), a bomba que melhor se adapta ao motor elétrico é a PGP 502- 1.6 cc, a segui na Tab. 10:

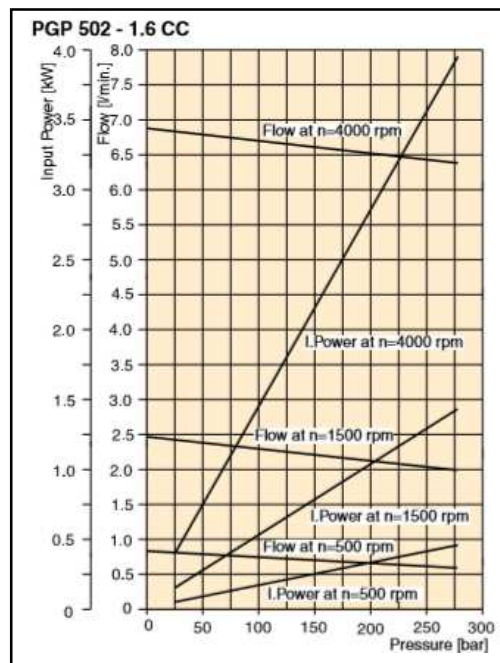
Tabela 10: Seleção da Bomba Hidráulica.

PGP 502 Pump Specification - Standard Displacements						
Pump Displacement	Code	0008	0012	0016	0021	0025
	cm ³ /ver	0,8	1,2	1,6	2,1	2,5
Max. Continuous Pressure	bar	280	280	280	280	280
Medium Speed	rpm	500	500	500	500	500
Maxmim Speed	rpm	5000	5000	4500	4500	4000
Pump Input Power	kW	0,82	1,1	1,4	1,7	2
Dimension "L" Approximate	mm	35,3	36,8	38,3	39,9	41,5
Weight	kg	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1

Fonte: Catálogo Parker (2020), adaptado.

Na Tab.9, do catálogo Parker, está destacado o tamanho geométrico da bomba que melhor se adapta ao projeto. A escolhida bomba apresenta as seguintes curvas de pressão e potência, como mostra a Fig. 8.

Figura 8: Curva de Torque da Bomba



Fonte: Catalogo Parker (2020)

Os requisitos apresentados por ela, suprem amplamente a demanda que a bancada pede. Como mostrado na curva da Fig. 8, a bomba escolhida dará uma vazão

levemente superior a 2,5 litros por minuto, com essa vazão fornecida pela bomba, não haverá problemas com o volume do reservatório calculado.

4.2.3 Ventilador

O ventilador industrial compatível com a vazão calculada (626 à 1440 m³/h), de acordo com o catálogo da empresa Trocalor, o ventilador que, inicialmente, cumpre com o requisito de vazão é o modelo 631-D, direto e de simples aspiração, em destaque na Tab.11.

Tabela 11: Catálogo Trocalor, de Ventiladores industriais.

MODELO	TIPO	VAZÃO	PRESSÃO ESTÁTICA (mm)	ACIONAMENTO
TSL	SIMPLES ASPIRAÇÃO	1600/25000	6,35/63,5	POLIAS E CORREIAS
DF	DUPLA ASPIRAÇÃO	890/17500	0/38,1	POLIAS E CORREIAS
DFT	DUPLA ASPIRAÇÃO	2080/31200	6,32/114,3	POLIAS E CORREIAS
HV	DUPLA ASPIRAÇÃO	8840/121000	6,35/76,2	POLIAS E CORREIAS
631-S	SIMPLES ASPIRAÇÃO	250/660	0/15,8	POLIAS E CORREIAS
712-S	SIMPLES ASPIRAÇÃO	520/1240	0/15,9	DIRETO
631-D	SIMPLES ASPIRAÇÃO	390/1560	0/15,10	DIRETO
712-D	SIMPLES ASPIRAÇÃO	720/1620	0/15,11	DIRETO
631-DD	DUPLEX	782/3120	0/15,12	DIRETO
712-DD	DUPLEX	1440/4260	0/15,13	DIRETO

Fonte: Catálogo Trocalor (2020), adaptado.

Considerando que a SATC fica ao nível do mar e sua temperatura ambiente é na faixa de 25 °C (dentro da CNTP), não é preciso usar nenhum fator de correção para esses valores catalogados.

Aproveitando que o fornecedor, Trocalor, deixa opções para a escolha de sentido de fluxo e local de descarga, foi escolhido o sentido de fluxo anti-horário com o sentido de descarga superior. Através desses parâmetros a bancada será de melhor compactação, facilitando na hora de operá-la.

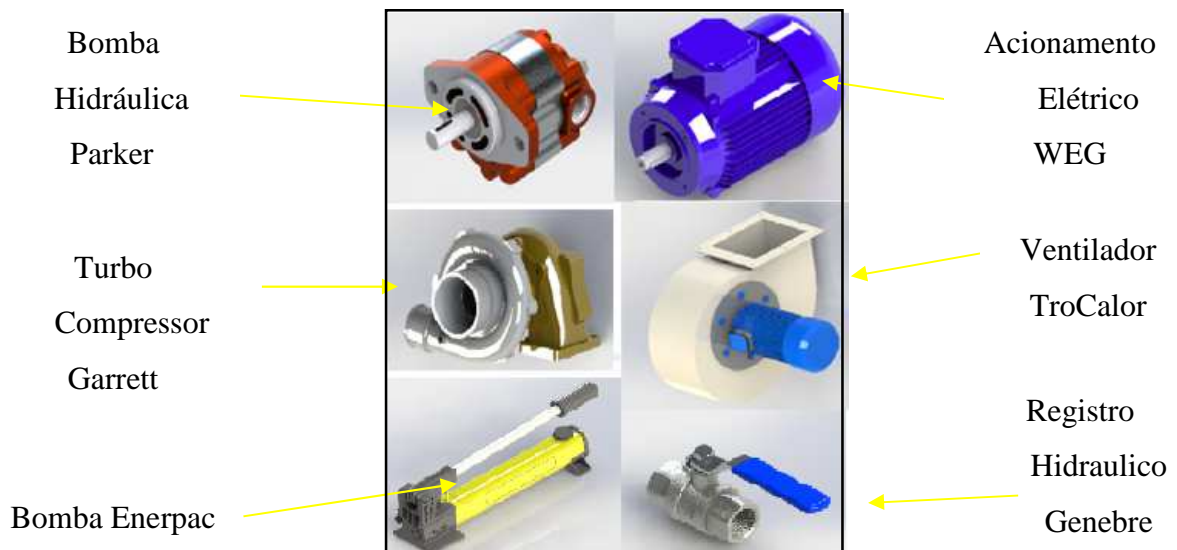
3.3 PROJETO DA BANCADA

Com o software *SolidWorks*®, consegue-se fazer o detalhamento das principais peças que serão fabricadas, as quais serão: os suportes que fixará a turbina

na bancada, o duto de canalização de ar, suporte da bomba hidráulica, suporte da válvula reguladora de pressão hidráulica e os cortes na chapa da mesa.

Para começar a desenvolver o modelamento 3D da bancada, foi preciso procurar os desenhos, disponíveis pelos fabricantes, dos componentes escolhidos, que são encontrados nos sites dos seus respectivos fornecedores. A Fig. 9 mostra o detalhamento dos desenhos fornecidos:

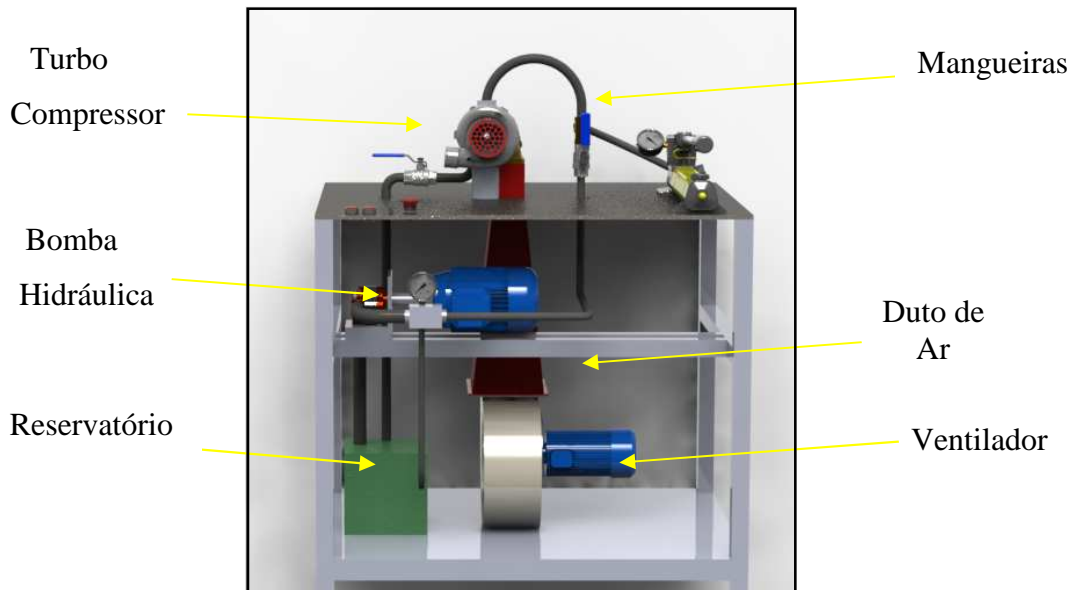
Figura 9: Desenhos Fornecidos



Fonte: do Autor (2020)

Com todos os desenhos selecionados, o próximo passo é fazer a montagem da bancada, a Fig. 10 representa esse detalhamento.

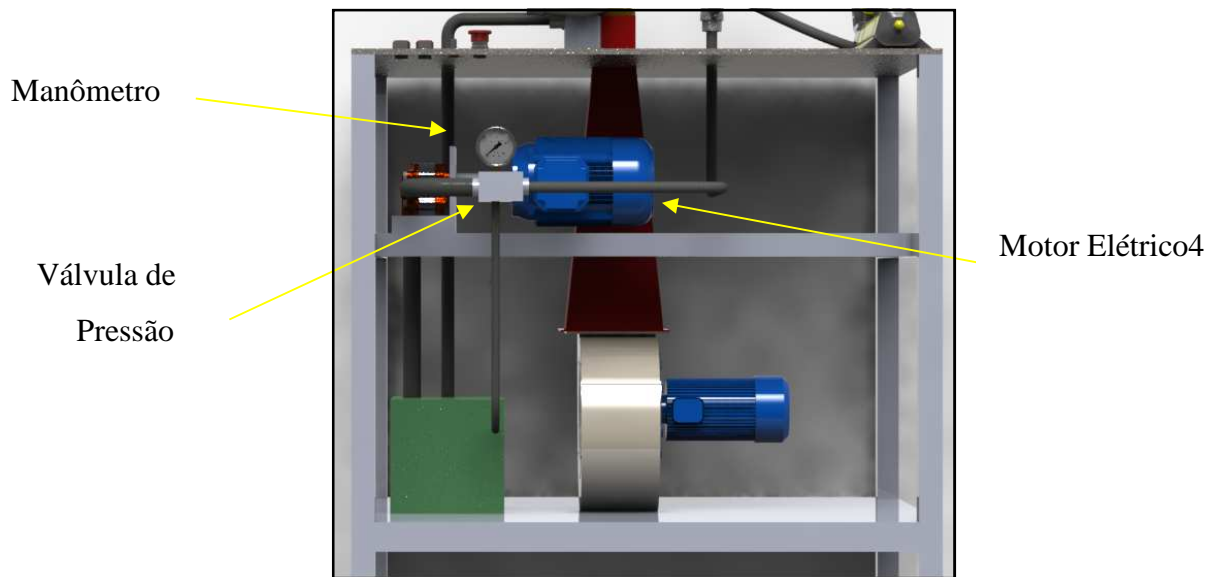
Figura 10: Montagem vista Frontal



Fonte: do Autor (2020)

Na Fig. 10, o modelo encontra-se na vista frontal para melhor detalhar a posição dos componentes que fazem parte do projeto.

Figura 11: Modelo Virtual da Bancada



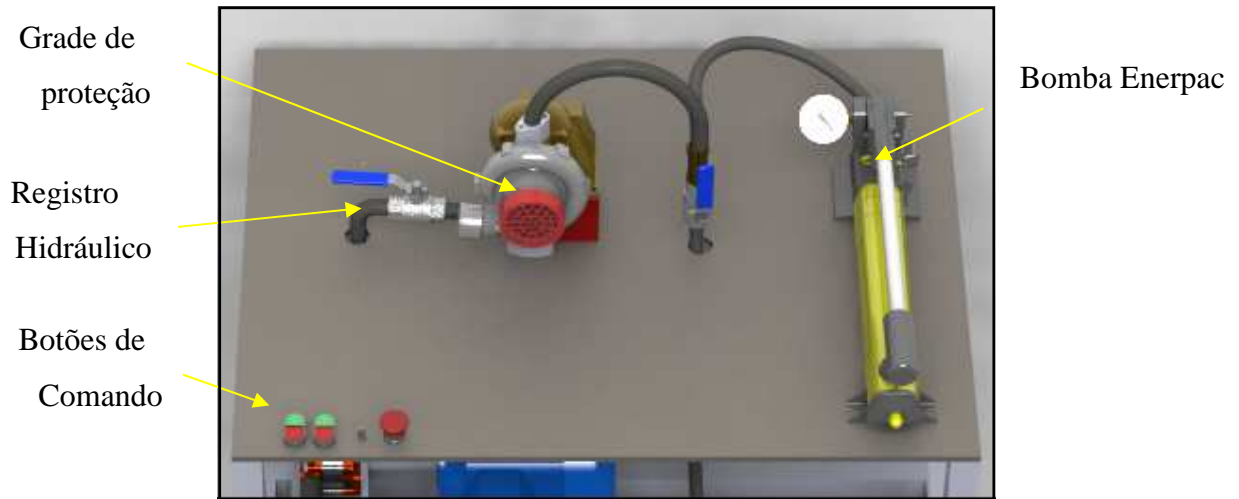
Fonte: do Autor (2020)

Na Fig. 11, encontra-se a parte inferior do projeto, destacando as posições dos componentes: Manômetro, válvula reguladora de pressão e acionamento elétrico.

O detalhamento da vista superior, na Fig. 12, exibi o macaco hidráulico utilizado para o teste de estanqueidade e que mesmo com a aspiração apontada para

o operador, não oferece riscos, já que os botões de comando e a válvula reguladora de pressão ficam afastadas da zona de sucção do turbo, o qual está protegido com uma grade protetora.

Figura 12: Vista Superior



Fonte: do Autor (2020)

Mostrado na Fig.12, a segurança em relação ao campo de sucção gerado pelo compressor, deixando claro que o operador não está exposto a riscos.

4.4 TABELA DE CUSTO

Para uma posterior fabricação, foi levantado o custo total dos materiais, que deverão ser comprados. A Tab. 12 aponta o valor de cada item a ser adquirido pela instituição.

Tabela 12: Custo dos materiais

Componente	Valor
Motor elétrico	R\$ 969,90
Bomba hidráulica	R\$ 617,50
Válvula reguladora de Pressão	R\$ 599,99
Manômetro	R\$ 350,00
Ventilador	R\$ 699,90
Mangueiras	R\$ 73,50
Bomba hidráulica manual	R\$ 658,43
Botões de comando	R\$ 330,30

Registros Hidráulicos	R\$	48,50
Componentes Estruturais	R\$	106,75
Total	R\$	4.454,77

Fonte: Autor (2020)

Vale ressaltar que esses valores são apenas dos materiais, valores como mão de obra de fabricação, não estão contabilizados neste trabalho.

5. CONCLUSÃO

Tendo em vista os artigos presentes, conclui-se, a partir da fabricação da bancada de testes hidráulicos para turbo compressores, que o projeto é de extrema relevância, já que os testes de reparos são realizados nos motores em que eles são instalados. Com a bancada, consegue-se suprir a necessidade de fazer os testes de estanqueidade no motor em que o turbo é acoplado, além de apresentar resultados de alta confiabilidade.

Foi fundamental calcular os principais componentes do projeto, a exemplo da bomba hidráulica e o ventilador de admissão, para que as condições de trabalho fornecidas pela bancada sejam as mais próximas possíveis das condições do funcionamento do equipamento.

A seleção dos equipamentos calculados, que farão parte do projeto, foi toda comercial e prática como na indústria. Pelos resultados dos cálculos apresentados do dimensionamento hidráulico, com uma bomba inferior a V_g 22 cm^3/rot , de vazão máxima de 68 LPM e pneumático, com uma vazão volumétrica entre 626 à 1440 m^3/h . Baseados nesses dados, foram procurados os principais componentes, em catálogos de empresas renomadas de suas respectivas áreas de atuação, como a Parker e TroCalor. Os demais componentes, foram todos escolhido de forma sucinta e prática, como as escolhas das mangueiras, conexões, válvulas esféricas e de controle de pressão, bomba manual.

No caso específico o reservatório, o mesmo foi calculado apenas para que o volume de fluido interno seja capaz de suportar os testes.

Referente a parte estrutural, a mesma foi modelada de acordo com cada modelo virtual dos componentes comerciais encontrados.

As peças que serão fabricadas como a mesa, suportes e o duto de admissão, foram dimensionadas a partir das medidas do turbo compressor Garrett P/N 767094-0002 e dos componentes comerciais.

Como sugestões de continuação do trabalho:

- Execução do projeto e fabricação da bancada;
- Automação com sensores de controle;
- Análise térmica do fluido lubrificante e do ar utilizado;
- Realização de manutenção de um turbo compressor.

Agradecimentos

Quero agradecer à Faculdade SATC, aos professores, meus colegas de curso e familiares. Por último, deixo um agradecimento especial ao meu orientador Adelor Felipe da Costa pela complacência, confiança e imenso tempo dedicado a este trabalho.

REFERÊNCIAS

AZEVEDO, Joyce Batista; CARVALHO, Laura Hecker de; FONSECA, Viviane Muniz. Propriedades reológicas de óleos lubrificantes minerais e sintéticos com degradação em motor automotivo. **Trabalho publicado nos Anais do 3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás**, v. 3, 2005. Disponível em: http://www.portalabpg.org.br/PDPetro/3/trabalhos/IBP0223_05.pdf Acesso em: 22 ago. 2019

Anderle, Bruno Pase. DIMENSIONAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE HIDRÁULICA Trabalho de Conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Horizontina, Horizontina, RS Disponível em: https://www.fahor.com.br/images/Documentos/Biblioteca/TFCs/Eng_Mecanica/2017/BrunoPaseAnderle.pdf Acesso em: 22 ago. 2019

BRAGA, Gabriel Teixeira Uma Contribuição ao Controle de Motores de Combustão Interna de Ignição por Centelha na Condição de Marcha Lenta, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica. Disponível em: https://repositorio.ufmg.br/bitstream/1843/BUOS-8D7HKR/1/gabriel_teixeira_braga.pdf Acesso em: 13 jun. 2020

Catálogo Hennings Componentes hidráulicos. Disponível em: <http://www.hennings.com.br/produtos/hidraulica/> Acesso em: 15 mai. 2020

Catálogo Parker PGP_PGM/HY30-3300-UK, Disponível em: www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Gear_Units/PGP_PGM/HY30-3300-UK.pdf . Acessado em: 20 abr. 2020.

Catálogo Parker M2001-2 pg 12. Disponível em: www.parker.com/literature/Brazil/M2001_2_P_12.pdf . Acessado em: 22 abr. 2020

Catálogo TroCalor Ventiladores, Exaustores e Filtros. Disponível em: <http://www.trocalor.com.br/pdf/ventiladores-e-exaustores.pdf>. Acesso: 22 abr. 2020

Catálogo VÁLVUAS DE ESFERA GENEBRE Acessórios Industriais de Componentes Hidráulicos. Disponível em: <https://www.genebre.com.br/3330-valvula-esfera> Acesso em: 15 mai. 2020

CONSTANTIN, Luis Claudio Paleari. Dimensionamento de Turbo Compressores para Motores de Combustão Interna. 2017. Trabalho e conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal e Uberlândia, Uberlândia, MG, 2017. Disponível em: <http://repositorio.ufu.br/handle/123456789/19540> Acesso em: 19 mar. 2020.

FUSCO, André Luis Vieira; SOUZA, Alisson Vieira; MOUREIRA, Farney Coutinho Análise de Desgaste e Desempenho de Eixo Motriz em Função da Lubrificação, Disponível em: <https://www.aedb.br/seget/arquivos/artigos18/17226180.pdf> Acesso em: 13 jun. 2020

GOMES, William R. C.; MOTTA, Clayton A. O. da. DIMENSINAMENTO DE FOLGAS EM MACAIS DE DESLIZAMENTO, Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial – SENAI- Centro Tecnológico de Mecânica de Precisão Plínio Gilberto Kroeff- RS. Disponível em: https://www.senairs.org.br/sites/default/files/documents/dimensionamento_de_folgas_em_mancais_de_deslizamento.pdf Acesso em: 19 jun. 2020

LIMA, Lucas Henrique Menezes de. Avaliação da influência do uso de intercooler no desempenho de um motor de combustão interna. 2018. 45 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, 2018. Disponível em: <http://repositorio.ufu.br/handle/123456789/23942> Acesso em: 15 ago. 2019.

MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna**, 2. ed. Porto: Publindústria, 2006.

Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior. Decreto estabelece as regras do Inovar-Auto, novo regime automotivo brasileiro. Brasília, out. 2012 Disponível em: <http://www.desenvolvimento.gov.br/sitio/interna/noticia.php?area=1¬icia=11857>> Acesso em: 15 ago. 2019.

PERSSON, B.N.J. **Sliding friction**. In: **Surface Science Reports** 33, 1999.

PULKRABEK, W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**, 2ª Ed., 2002

SERRA, Thiago Zampar; CAVALCANTE, Eduardo José Cidade; SIHVENGER, João Carlos; MORA, Nora Diaz. ANÁLISE COMPARATIVA DO DESEMPENHO DO ÓLEO LUBRIFICANTE TIPO TURBINA ANTES E APÓS REGENERAÇÃO. Disponível em: <http://www.foz.unioeste.br/~lamat/publicoleolub/oleolubcbm2007.pdf>. Acesso em: 22 ago. 2019.