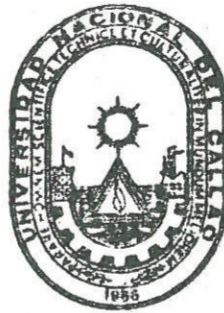


T/620.4/C285 M

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

FACULTAD DE MECANICA - ENERGIA



**Proyecto de Diseño de un Banco
de Prueba de Motores a Reacción**

TESIS PRESENTADA POR:

GUILLERMO PAUL CASANOVA SOLIMANO

PARA OPTAR EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

925 925

CALLAO - PERU

1988

TITULO : PROYECTO DE DISEÑO DE UN
BANCO DE PRUEBA DE MOTORES
A REACCION



BACHILLER: GUILLERMO PAUL CASANOVA SOLIMANO

I.- INTRODUCCION

I.- INTRODUCCION

Como muestra la práctica, la creación de un motor de aviación es imposible sin una gran cantidad de trabajo experimental, en el aumento de bases experimentales, se congregan grandes recursos materiales como intelectuales y la realización de las pruebas es imprescindible a fin de ampliar las bases experimentales y se incluyen cada vez mayor cantidad de personal, esa cantidad es comprensible si vemos el rol de las pruebas al proyectar un motor y la calibración experimental del mismo, también en la producción en serie de esos motores. Prácticamente todos los métodos de cálculo utilizados al diseñar son teóricos experimentales, por eso la modernización de métodos de cálculo está ligado con el desarrollo y ampliaciones de las investigaciones experimentales que modernizan estos medios y métodos de medición.

Al realizar la calibración experimental de un motor en general la necesidad de prueba surge en los siguientes casos:

- a) Para la recolección de información la cual es imposible obtener por medio de cálculos, por ejemplo, la determinación de la forma y frecuencia propia de los álabes del compresor y turbinas, las cargas de vibración de los elementos del motor, el autofrenado del motor.

- b) Consumo real de combustible y aire
- c) Performance del motor.

Por lo cual se puede entender la importancia de los bancos de prueba de motores a reacción, maxime cuando muchos de los elementos del motor estan proyectados para funcionar en el máximo de su capacidad y un error de cálculo o regulación acarrearía un mal funcionamiento del motor.

El Banco de Prueba es la unidad importante del sistema organizado para la reparación de un motor, el banco de prueba decide si el motor está bien o mal reparado, es decir un motor mal reparado puede darlo como bien o viceversa en los dos casos se arriesga vidas humanas o tiempo y dinero.

En nuestro país hace relativamente poco se ha empezado a efectuar adaptaciones de bancos de prueba, lo cual ha logrado que personal peruano posea cierta experiencia en estos trabajos.

Este proyecto de diseño de un banco de prueba se debe ver también como una obra de consulta para el que quiere iniciarse o incrementar sus conocimientos sobre esta materia.

PROYECTO DE DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBA

DE MOTORES A REACCION

I.- INTRODUCCION

II.- GENERALIDADES

- 2.1 Clasificación de Bancos de Prueba
- 2.2 Antecedentes
- 2.3 Alternativas
- 2.4 Definición de Términos
- 2.5 Parámetros a considerar
- 2.6 Parámetros a medir.

III.- SECCIONES DE LA INSTALACION

- 3.1 Cuadro principal de distribución
 - 3.1.1 Descripción - Especificaciones técnicas
 - 3.1.2 Cálculos del área de entrada de aire
 - 3.1.3 Cálculo del área de salida de gases de escape.
 - 3.1.4 Insonorización.
- 3.2 Conjunto de Banco de Prueba
 - 3.2.1 Descripción - Importancia
 - 3.2.2 Unidad de Prueba
 - 3.2.3 Unidad de Control
 - 3.2.4 Unidad de Equipos Auxiliares y Servicios
- 3.3 Panel de Control e Instrumentación
 - 3.3.1 Equipamiento - Especificaciones Técnicas

- 3.4 Servicios de Interconexión con el Banco
 - 3.4.1 Descripción
- 3.5 Conjunto de Adaptadores
 - 3.5.1 Descripción - Alineamiento
 - 3.5.2 Especificación de los Tecles
- 3.6 Sistema de Almacenamiento y Distribución de Combustible
 - 3.6.1 Descripción - Especificaciones Técnicas
 - 3.6.2 Cálculo de pérdidas
 - 3.6.3 Determinación de la capacidad del depósito de combustible
- 3.7 Sistema de Prueba de Bombas Hidráulicas
 - 3.7.1 Descripción - Especificaciones Técnicas
 - 3.7.2 Cálculo de pérdidas
 - 3.7.3 Cálculo energético del intercambiador de calor
 - 3.7.4 Diseño del depósito hidráulico
- 3.8 Sistema Aumentador
 - 3.8.1 Descripción
 - 3.8.2 Tipos de Sistemas - Ventajas - Desventajas
 - 3.8.3 Balances energéticos
 - 3.8.4 Cálculo de la Tobera
 - 3.8.5 Cálculo de pérdidas
 - 3.8.6 Ducto de escape - Fuerzas que actúan
- 3.9 Sistemas Auxiliares
 - 3.9.1 Sistema de Vacío
 - 3.9.1.1 Descripción

3.9.1.2 Cálculo de la presión de vacío requerida

3.9.2 Sistema de arranque neumático

3.9.2.1 Descripción

3.9.2.2 Cálculo de pérdidas.

IV.- EJEMPLO DE PROCESAMIENTO DE EVALUACION DE UN MOTOR A REACCION

V.- COSTOS

5.1 Costos de Operaciones y Mantenimiento

5.1.1 Costos de Operación

5.1.2 Costos de Mantenimiento

5.2 Análisis de Costos

5.2.1 Costo Comparativo y Punto de Equilibrio

5.3 Indicadores Económicos

5.3.1 Valor Actual Neto

5.3.2 Tasa Interna de Retorno

5.4 Costo Comparativo entre comprar todo el Banco o proyectarlo, diseñarlo e instalarlo por Ingenieros Peruanos.

PARAMETROS A CONSIDERAR

En esta sección indicaremos los parámetros principales del proyecto, lo dividiremos en dos partes, parámetros de la celda de prueba y de los sistemas.

Parámetros de la Celda

- Empuje máx. = 50,000 Lbs.
- Consumo de aire del motor = 200 kg/seg.
- Peso máximo que soporta la cuna de prueba
- Máxima depresión permitda en la celda de prueba 1,5 pulgada, de agua
- Consumo especifico de comb. 1,86

Parámetros de los Sistemas

Combustible:

- Caudal 258 GPM
- Grado de filtración 5-8M
- Presión de salida de bomba 100 PSI

Hidráulico

- Caudal 50 GPM
- Grado de filtración 12-16M
- Presión de entrada a las bombas hidráulicas del motor a reacción 31 gr/cm²
- Temp. máxima del fluido hidráulico. 90 C

Vacio:

- Presión absoluta 0.7 gr/cm^2

Aumentador:

- Temp. máx. del ducto de escape 26 C

Arranque Neumático:

- Presión en la entrada al motor 2.81 gr/cm^2

- Flujo de masa 0.8172 gr/seg.

de

nt

re

de

re

re

re

re

re

re

re

re

re

re

re

re

re

re

re

re

II.- **GENERALIDADES**
=====

II.- GENERALIDADES

En esta sección se describirá el equipamiento con que debe contar el banco de prueba de motores a reacción, el mismo que será usado para la prueba de motores sometidos a reparación mayor (Overhaul), reparación menor, etc.

La instalación de prueba, los sistemas y sus equipos, deberán tener una capacidad para probar motores de 50,000 libras de empuje nominal y deberá estar en condiciones de probar cualquier tipo de motor hasta esa capacidad. Será del tipo universal suspendido con estructura combinada fija y móvil, La parte móvil deberá estar suspendida con articulaciones, que le permitan un movimiento libre hacia -- atrás y adelante, en la dirección de la línea central del motor: esto con la finalidad de efectuar una medida correcta del empuje.

Se le proveerá de tecles que deberán ser instalados -- para trabajar con la estructura móvil a efecto de poder -- desplazar el motor preparado desde su banco de transporte a la cuna de prueba. La estructura del banco, preparado de esta manera permitirá que el o los motores sean preparados y reglados en el Taller para luego ser trasladados a la celda de prueba, donde serán izados y colocados en posición, para luego efectuar allí las conexiones de las líneas de servicio y arneses eléctricos: una vez que la es

estructura portante del motor esté en posición, será mecánicamente asegurado por medio de 4 pernos cónicos.

El sistema utilizado para medir el empuje, deberá ser del tipo de precisión comprendiendo para ello de una celda eléctrica acoplada a un indicador digital con selector de canales.

El equipo será fácilmente adaptable por medio de adaptadores a efectos de posibilitar la prueba de un amplio rango de motores de bajo, medio y alto empuje.

La cuna se ubicará a una altura de 2.30 mts, permitiendo de esa manera el acceso al personal de mecánicos.

El banco estará en capacidad de probar motores con post-quemador (after burner), y así poder someter a los mismos después de su Overhaul a las pruebas respectivas, pudiendo ser estas funcionales o de performance.

El sistema de acople de las medidas de control e información al motor, se efectuarán por medio de un plato de empalme con acoplamientos rápidos.

El sistema de combustible y suministro de energía, se efectuará con una capacidad suficiente, a fin de poder probar motores a reacción con 50,000 libras de empuje.

El sistema de arranque será neumático o eléctrico para los diferentes tipos de modelos de motor.

En el presente proyecto se aplicará y se efectuará el diseño funcional de todos los sistemas mecánicos requeridos en la prueba de los motores de aviación; hay que aclarar que todos los sistemas generalmente no son necesarios para la prueba de un motor como por ejemplo el sistema hidráulico, algunos tipos de motor prueban las bombas hidráulicas junto con el motor (motor Viper) y otros no (motor Athar), lo mismo sucede con el sistema de arranque -- neumático, de vacío o de nitrógeno, etc.

En los sistemas de suministro de combustible, las válvulas que se emplean en la línea de alimentación, deben ser de un tipo tal que cuando se aperturen permitan un flujo uniforme y continúe libre de remolinos y obturaciones, para este propósito se prefieren usar válvulas esféricas.

Como se ha indicado, se tratará de ser lo más preciso y conciso posible; a fin de que se tenga un conocimiento cabal de una instalación de prueba y los sistemas que son requeridos y lo más importante el porque de cada uno de ellos y sus características técnicas.

A fin de tener un banco de prueba totalmente confiable, es necesario que por cada tipo de motor que se va a probar, se certifique el banco con un motor calibrado. Con este motor se efectuará las correcciones necesarias en los diferentes sistemas.

En la prueba, la tendencia de los motores de aviación no es sobrepasar el límite de 50,000 lbs. de empuje, porque no es económico, ni es necesario; entonces precavien- do el mercado internacional para estas Unidades y como se aplica el costo no varía mucho entre bancos de prueba de 30,000 lbs. de empuje y 50,000 lbs. de empuje, es que se va a efectuar el Proyecto de Diseño de un Banco de Prueba de 50,000 lbs. de empuje.

En el cálculo de algunos sistemas se utilizará fórmu- las empíricas desarrolladas por compañías constructoras - de bancos de prueba como CENCO y ASE, las cuales son de gran ayuda en muchos cálculos.

2.1 CLASIFICACION DE BANCOS DE PRUEBA

La clasificación mas apropiada para los Bancos de Prueba es la siguiente:

		BANCO DE PRUEBAS FUNCIONALES
	SEGUN LAS PRUEBAS QUE REALIZAN	
		BANCO DE PRUEBA DE PERFORMANCE
		BANCO PORTATIL
BANCOS DE PRUEBA	SEGUN SU FORMA DE INSTALACION	BANCO AL AIRE LIBRE
		BANCO ESTACIONARIO CONVENCIONAL
	SEGUN SU FILOSOFIA DE DISEÑO	BANCO DE PRUEBA CONVENCIONAL
		BANCO DE PRUEBA NEUTRO O UNIVERSAL

2.2 DESCRIPCION GENERAL Y TIPOS DE BANCOS DE PRUEBA DE MOTORES A PRUEBA

DEFINICION

Un Banco de Prueba de motores a reacción es una instalación destinada a probar en funcionamiento, el comportamiento de un motor a reacción, con el fin de determinar su condición, diagnosticar sus fallas y decidir sobre su aplicabilidad a una aeronave.

TIPOS DE BANCOS DE PRUEBA

- Según las pruebas que se realizan:

De acuerdo con el tipo de pruebas que se realizan en él, un banco de prueba puede ser:

a) Banco de Prueba Funcionales

Que es aquel, en el cual se verifica el estricto funcionamiento del motor y sus accesorios integrales y en el cual se realiza la regulación del motor y sus accesorios para asegurar su correcto funcionamiento en todos los regímenes de operación

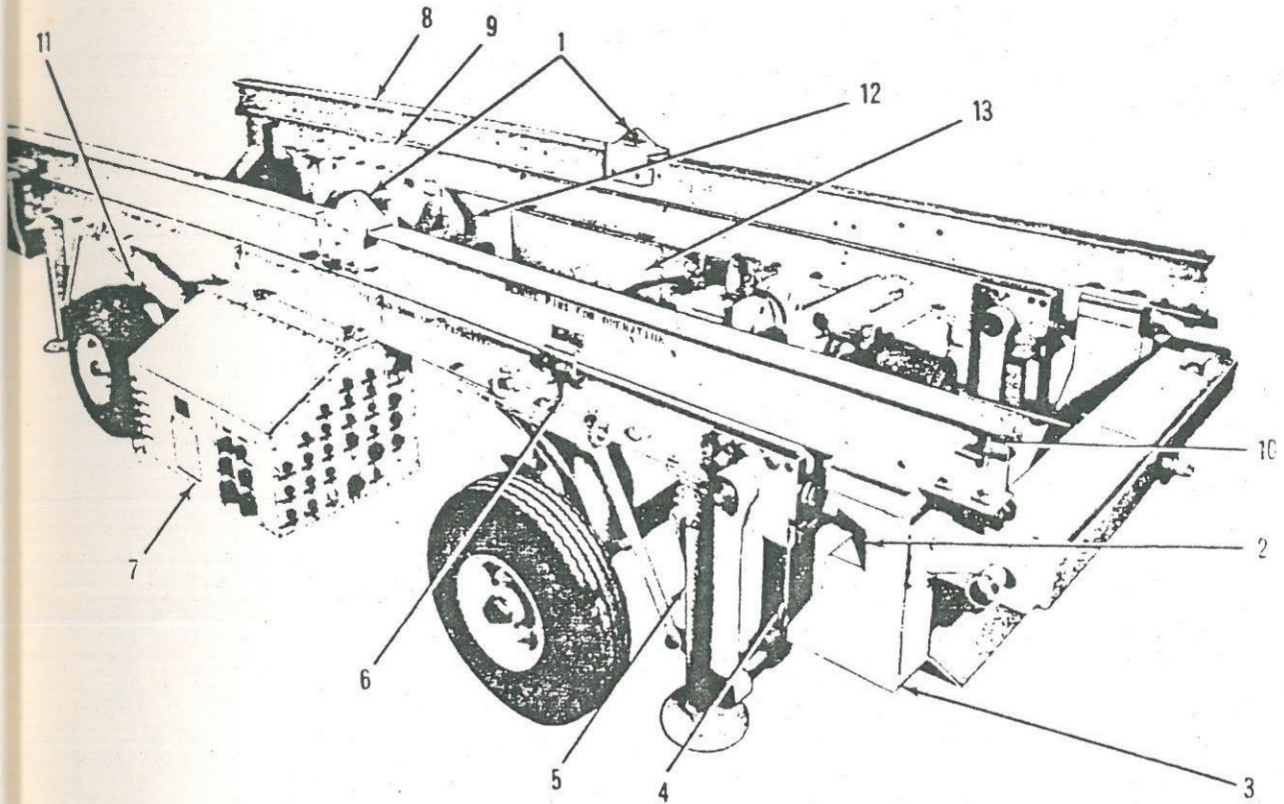
b) Banco de Pruebas de Performance

Que es aquel, en el cual se registra la performance del motor en todos sus regímenes de operación con el fin de compararlo con las cartas de prueba proporcionadas por el fabricante del mismo. De esta manera es posible determinar con precisión el comportamiento que se puede esperar del motor una vez instalado en una aeronave, así como detectar y diagnosticar adecuadamente, fallas que no podrían ser ubicadas en un banco de pruebas funcionales.

- Según su forma de instalación:

De acuerdo con su forma de instalación y operación, un banco de pruebas puede ser:

a) Banco Portátil



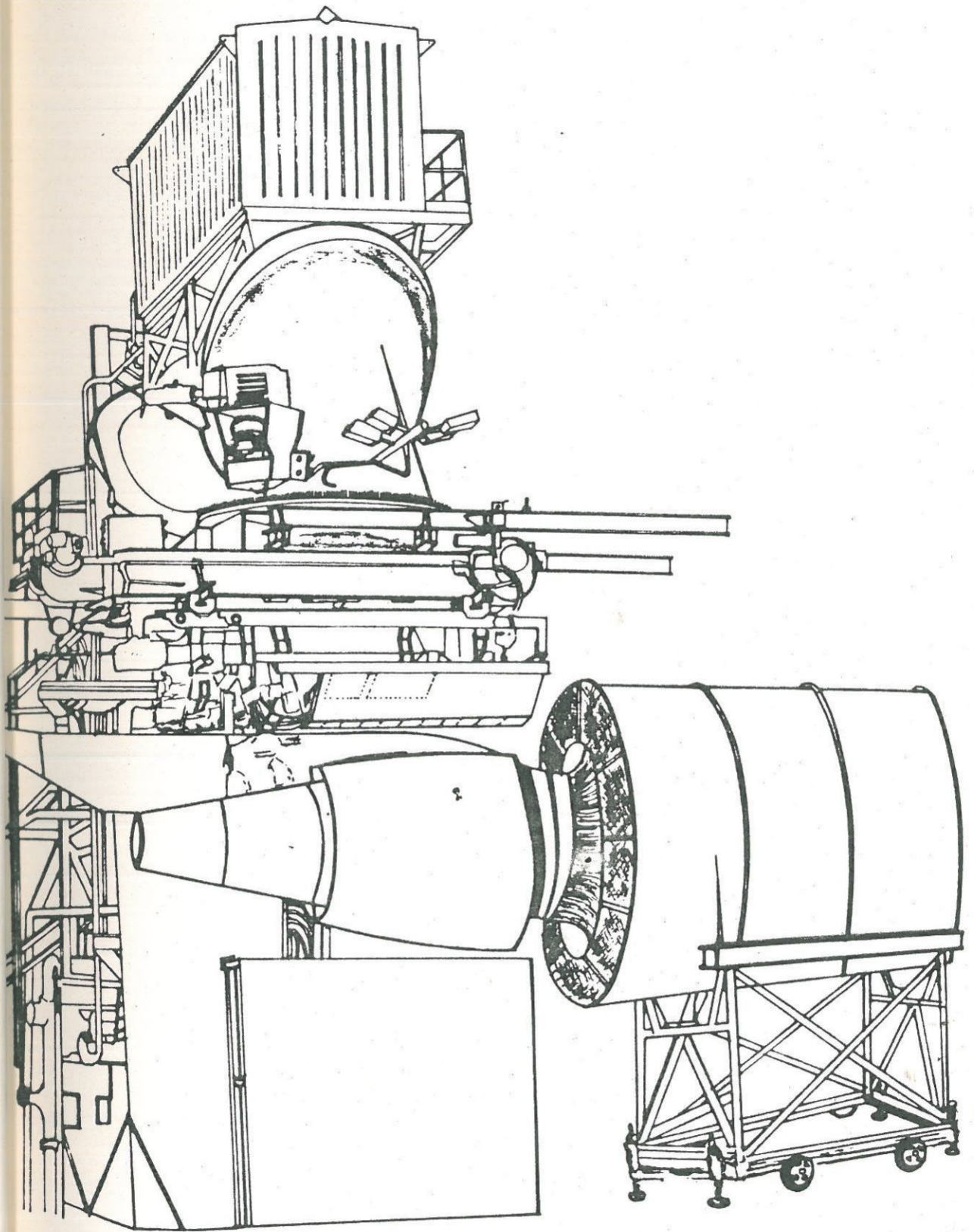
- | | |
|--|---------------------------------------|
| 1.- Sujetadores del motor que se prueba. | 8.- Riel superior. |
| 2.- Celda de carga. | 9.- Riel inferior. |
| 3.- Soporte. | 10.- Pin de parada. |
| 4.- Placa flexible. | 11.- Estructura. |
| 5.- Gata de elevación. | 12.- Válvula reguladora de corte. |
| 6.- Pin de Sujeción. | 13.- Panel de terminales hidráulicos. |
| 7.- Panel de terminales eléctricos. | |

Cuando se trata de una unidad relativamente compacta, que puede ser fácilmente transportada de un lugar a otro (incluso por vía aérea), y requiere de una infraestructura mínima para su operación, la cual generalmente consiste únicamente en un anclaje apropiado y entrada de corriente de 155V - 400 Hz y 28-24 VDC.

En este tipo de banco, difícilmente puede hacerse pruebas de performance, y por lo general se trata sólo de bancos de prueba funcionales. Además su utilización se halla restringida por las condiciones meteorológicas y limitada a las zonas poco pobladas, debido a los altos niveles de ruido. Se puede apreciar en las figuras 1 y 2.

b) Banco al Aire Libre

Esta es una instalación mayor y más completa que el banco de pruebas portátil, por lo general cuenta con todo el equipamiento necesario para efectuar pruebas de performance; sin embargo tiene las mismas instalaciones que el banco portátil, en cuanto a su operación y ubicación, siendo utilizados por lo general para los modernos turbo-ventiladores de gran razón de derivación, que por sus grandes consumos de aire dificultan su prueba en instalaciones estacionarias convencionales y por sus bajos



niveles de ruido no se ve muy alterado, para mayor precisión ver la fig. # 3.

c) Banco Estacionario Convencional

Esta es una instalación en la cual el motor se prueba dentro de una celda, que se halla acusticamente aislada, aspira aire a través de una toma apropiada, que acondiciona el flujo y evita la salida del ruido y expulsa los gases de escape, a través de un silenciador apropiado. Este tipo de banco es el más completo y costoso y no tiene limitaciones en cuanto a operaciones y ubicación, pero sin embargo, existe una limitación en cuanto al consumo de aire del motor a probarse.

De hecho para el caso de los motores de gran consumo de aire pueden presentarse dos problemas:

- 1) Estrangulamiento del flujo a la entrada, lo cual produce una gran depresión de celda (D.P) o sea una presión muy baja de entrada de aire al compresor, afectando adversamente la performance del motor.
- 2) Insuficiencia del canal de salida de gases, lo cual ocasiona la recirculación de los gases de escape, provocando que el compresor aspire gases quemados. En este tipo de instalación, se

probar diferentes motores de diversas clases - sin hacer ninguna modificación al banco, uno a continuación de otro; simplemente cambiando el módulo de control, procedimiento que tarda unos 60 segundos y utilizando el Adaptador de Prueba apropiado.

2.3 ANTECEDENTES

En el Perú hasta aproximadamente 5 años se tenía una total dependencia tecnológica, en lo que se refiere a Bancos de Prueba porque se consideró que los Ingenieros Peruanos, lo cual era cierto no tenían la experiencia y por lo tanto no podían modificar o adaptar Bancos de Prueba, pero debido a la necesidad de independencia tecnológica y a los altos costos de estas modificaciones o adaptaciones, en el SEMAN FAP se empezó a asignar estos trabajos a los Bachilleres en Ingeniería, con poca experiencia, para que se vayan formando en este tipo de trabajos. Con el tiempo este equipo fue enviado al extranjero a especializarse en Bancos de Prueba y con un bagaje de conocimientos y experiencia que se demuestra con los trabajos efectuados con éxito en un Banco Turbohélice adaptado para dos tipos de motor, una modernización completa de un banco de medio empuje, y una adaptación de un Banco de Alto Empuje; se puede decir que se ha formado una Escuela en el SEMAN FAP el cual es pionero y único en

efectuar este tipo de modificaciones.

Con la experiencia y conocimientos adquiridos en la etapa de modificación y adaptación (cada adaptación cuesta en el extranjero US.\$ 400,000 aproximadamente) en los Bancos de Prueba se entraría a la etapa mas ambiciosa como es la de efectuar por peruanos el Proyecto, diseño e instalaciones de Bancos de Prueba, y lograr exportar esta tecnología a los países - del tercer mundo, con fines de prueba de los motores o investigación científica.

De acuerdo a la experiencia se puede decir que - el 90% (en cantidad) de los elementos, dispositivos o estructuras se encuentran en el mercado local, el problema está en las bombas y válvulas especiales y equipamiento electrónico que no se encuentra en el mercado local y hay que efectuar un pedido directo - al extranjero los cuales representan aproximadamente el 22% del costo total, todos estos elementos que no se encuentran en el mercado local son fácilmente en contrables en el extranjero en infinidad de marcas - (Ejm.: BLACKMEER, PARKER, JORDAN, etc).

De acuerdo a lo expuesto líneas arriba y a lo que se expondrá en el presente trabajo, se poseen las si guientes características:

- Personal con experiencia y conocimiento.
- Elementos y dispositivos en el mercado local y/o fácilmente hallable en el mercado extranjero.
- Mercado para la venta de esta tecnología.
- Precio competitivo como se mostrará en el análisis de costos.
- Ninguna limitación en cuanto a ordenamiento legal.

Por lo cual se ha creído conveniente dar este primer paso a fin de que sea seguido por otros Bachilleres en Ingeniería y lograr irrumpir en el mercado Internacional.

2.4 ALTERNATIVAS

En la época actual de crisis por la que atraviesa el país, es preciso dar un mayor campo de acción a la Ingeniería Peruana, en la solución de los problemas de orden técnico que se presentan. Desgraciadamente, por ser un país pobre y subdesarrollado tenemos que limitar los gastos en el campo de la investigación al mínimo indispensable, lo cual crea la alternativa de no cerrar los ojos y analizar todos los tipos de tecnología que nos dan los países desarrollados, para a partir de allí crear nuestra propia tecnología.

Los que piensan que investigando desde cero se va a lograr una tecnología nacional, están equivocados. A mi entender para lograr la tecnología nacional sólo

hay una alternativa, copiar pero previamente analizando el motivo técnico de cada solución presentada, y llevarlo a la práctica para comprobar la teoría o en su defecto adquirir experiencia de los errores cometidos.

El punto de vista de los países sean de occidente y oriente que nos venden su tecnología, es netamente comercial, debido a esto, el Ingeniero Peruano tiene su gran campo de acción, el cual es copiar esta tecnología pero adaptándolo a nuestra realidad e idiosincrasia, como punto de partida para lograr la propia. Estamos en un país pobre que no puede distraer sus recursos a la investigación, la cual casi siempre la utilidad económica se logra a un plazo demasiado largo.

Un país nos vende su maquinaria, herramientas (casi siempre obsoleta para él) avión, motores, etc: con lo cual crea una dependencia en el mantenimiento, repuestos, herramientas especiales que muchas veces tienen un elevado precio. Si queremos tener operativo el equipo tenemos que pagar, pero sea la tecnología de occidente y oriente los métodos y programas (para la tecnología que adquirimos) repuestos, herramientas especiales que pueden elaborar, fabricar o confeccionar en el país a un menor costo.

Para la prueba de los motores a reacción hay dos alternativas:

- 1.- Probarlos en el Perú
- 2.- Probarlos en el extranjero.

1.- Probarlos en el Perú

Para probar los motores en el Perú, se tienen dos posibilidades:

- a) Comprar todo el Banco de Prueba (llave de mano) en el extranjero; por experiencia en casos similares se puede afirmar que el agregado nacional es el 10% del total.

Las ventajas y desventajas son:

Ventajas

Responsabilidad de la Empresa contratista que va a cumplir las exigencias técnicas solicitadas por el motor.

Desventajas

Ingente salida de divisas

No se efectúa desarrollo tecnológico en el país
Crear la infraestructura necesaria.

- b) Proyectarlos, diseñarlos e instarlos con personal peruano.

Las ventajas y desventajas son:

Ventajas:

- Menos costo, lo que se demuestra en el análisis de costos.
- Ahorro de divisas para el país.
- Independencia tecnológica
- Conocer perfectamente el Banco de Prueba
- Contribuir al desarrollo aeronáutico del país.
- Efecto multiplicador en las Industrias Peruanas, con la consiguiente mayor creación de puestos de trabajo.

Desventajas:

- Efectuar la infraestructura logística requerida
- Capacitar personal, lo cual será abordado en el análisis de costos con resultados ventajosos.
- Si se prueba en el país crear la infraestructura necesaria.

2.- Prueba en el Extranjero

Las ventajas y desventajas son:

Ventajas:

- No se efectúa infraestructura
- No se capacita personal.
- Tener la seguridad que se va a poder probar el motor.



Desventajas:

- Salida continua de divisas
- Dependencia tecnológica, lo que es crucial en caso de un conflicto, recuerdese la guerra Argentina-Inglaterra.
- No existe desarrollo tecnológico.

Del análisis efectuado, se deduce claramente de que la alternativa más favorable técnicamente, en el análisis de costos se concluirá que también económicamente, para el país es la de efectuar el proyecto Diseño e Instalación del Banco de Prueba por Ingenieros y Técnicos Peruanos.

Después de escoger la alternativa de efectuar el Banco de Prueba por Ingenieros y Técnicos Peruanos, hay que seleccionar entre los diferentes tipos de Bancos de Prueba; en la sección clasificación de Bancos de Prueba, se explicará los diferentes tipos, la selección del tipo de banco es básicamente un análisis técnico - económico. Las variantes y características entre los diferentes tipos de bancos no son muchas, si se está en capacidad de proyectar, diseñar e instalar un tipo de banco de prueba se está en capacidad de efectuar cualquiera.

2.5 DEFINICION DE TERMINOS

A fin de tener un entendimiento cabal de los térmi

nos mas usados en el campo aeronáutico pasará a describirlos:

ESTATIMETRO

Instrumento utilizado para medir el Empuje de los Bancos de Prueba.

SISTEMA DE ENTRADA

Parte constitutiva del Banco de Prueba de motores a reacción que consiste en perfiles normalmente contruidos de aluminio o acero y/o fibra de vidrio y que tiene por misión orientar el flujo de aire a la entrada a la zona de prueba para disminuir la turbulencia e interferencias.

SILENCIADORES DE ESCAPE

Sistema que tiene por finalidad disminuir el nivel de ruido a un máximo permisible. Puede ser fabricado en forma de tubo longitudinal o del tipo vertical con baffles.

BAFFLES

Paneles giratorios de perfil aerodinámico, empleados en el sistema de silenciamiento de bancos de prueba.

ADAPTADORES

Es una estructura que adapta la cuna de prueba a las características específicas de sujeción de los diferentes tipos de motor.

PLATO DE EMPALME

Placa con acoplamientos rápidos que sirve de interconexión entre el adaptador y cuna de prueba.

STOLL

Es cuando una o más etapas del compresor no son capaces de bombear la cantidad requerida de aire frente a la contrapresión que se va produciendo.

RELACION DE AUMENTACION

Relación entre la cantidad de aire que ingresa a la celda y la cantidad de aire que requiere el motor.

2.6 PARAMETROS A MEDIR

En un Banco de Prueba un motor de aviación envía información la cual es información de empuje, presión, temperatura, vibración, consumo de combustible que es la que indica la performance y de que calidad se ha efectuado la reparación.

Los parámetros de presión nos indica como están funcionando las bombas o servomecanismos, además son parámetros de seguridad por ejemplo: el sistema de aceite debe tener una presión mínima, específica en cada motor.

Los parámetros de temperatura nos sirve para ingresar a tablas e indicarnos la performance del motor -- además de ser también de seguridad, todos los motores

poseen un valor máximo de temperatura, que está en función del material de que está compuesto el motor y del sistema de refrigeración, lo cual también es específico para cada motor.

Los parámetros de vibración son importantes para descubrir que es lo que está funcionando defectuosamente en el motor, durante la reparación. Las partes giratorias son balanceadas estáticamente y dinámicamente, por medio de la frecuencia de vibración la cual es filtrada primeramente se puede ubicar el accesorio o el elemento del motor que está funcionando defectuosamente.

El parámetro de depresión de celda, nos indica cuanto de consumo de aire tiene el motor.

Parámetros a Medir

Los parámetros de prueba principales que se miden son:

- Presión de aire, en cada una de las partes del circuito de gases.
- Presión de combustible, en varias partes del circuito de combustible.
- Presión de aceite, principalmente presión de descarga de la bomba principal y presión de sumidero
- Presión atmosférica.
- Presión de celda.

- Temperatura de gases de escape.
- Temperatura de cámara de combustión.
- Temperaturas misceláneas (de aire en el compresor, de aceite, de combustible, de las purgas de aire, etc.
- Empuje, que es el parámetro principal y el que se mide con más precisión (0.1%).
- Consumo de combustible, que es el principal parámetro de comparación con el empuje en la prueba de performance y se mide con una precisión de 0.2%.
- Vibración, que es el principal elemento de diagnóstico de fallas y junto con la temperatura de gases de escape, el parámetro principal de la prueba funcional.
- Velocidad de Giro del Motor, que es el parámetro regulador, en base al cual se elaboran las curvas de todos los demás parámetros de prueba.

Además desde la consola de control se accionan los mandos del motor, de los cuales los más importantes -- son: el acelerador, el mando de corte de combustible y el mando de embalsamado del motor. También se accionan los servicios adicionales como por ejemplo el Aumentador Hidráulico, el sistema de arranque neumático y el sistema contra incendios de neblina de agua.

III.- SECCIONES DE LA INSTALACION

=====

III.- SECCIONES DE LA INSTALACION

3.1 CUADRO PRINCIPAL DE DISTRIBUCION

La instalación de prueba está asignada para la realización de las pruebas de control y entrega o también funcionales y de performance.

Esta instalación de prueba deberá cumplir con las siguientes consideraciones:

- Estar en capacidad de cumplir las exigencias técnicas de la prueba de los motores.
- El motor estará en la cuna de prueba únicamente el tiempo que dure la prueba.
- Deberá poder probarse cualquier tipo de motor hasta 50,000 Lbs. de empuje.
- Ser funcional y flexible.

De acuerdo a estas consideraciones se ha efectuado una distribución de la siguiente forma:

3.1.1 DESCRIPCION-ESPECIFICACIONES TECNICAS

Sala de Preparación

Es el ambiente donde los motores se "visten", es decir se les efectúa todas las conexiones eléctricas, neumáticas, hidráulicas y mecánicas del plato de empalme del adaptador de prueba al motor.

En este ambiente los motores esperan turno.

Celda de Prueba

Es específicamente donde se prueba el motor, es transportado por medio del carro de transporte, habiéndose efectuado todas las conexiones del plato de empalme al motor. El motor es izado -- por medio de tecles eléctricos y asegurado a la cuna por medio de cuatro pernos cónicos. En es te ambiente debe ingresar el motor únicamente - cuando ya se le va a probar.

En la celda de prueba se ubican los siguientes equipos:

- Cuna para la prueba del motor
- Dispositivos de medición de empuje
- Tuberías de los sistemas hidráulicos y neumáticos
- Líneas de comunicación de los equipos de con trol e información
- Sistema de evacuación de los gases de salida del motor y del turbo arrancador.
- Sistema de medición del gasto de aire (Pitot).

La celda de prueba debe ser una instalación to talmente independiente del resto del banco de prueba como indicación se dirá que sus paredes son de concreto armado con un espesor aproxima-

do de 60 cm.

Para que las vibraciones no se transmitan al resto de la instalación se le instala entre la pared de la celda de prueba y el resto de la instalación planchas de tecnopor con un espesor aproximado de dos y medio pulgada. Se indica ese espesor de tecnopor en forma referencial porque el espesor debe ser el resultado de un análisis de vibración que no es el alcance de este proyecto.

La longitud mínima desde la campana de entrada de aire del motor a la sección de entrada de aire a la celda de presión está determinada por el perfil de velocidades del flujo de aire de entrada al motor, el cual debe ser una recta. El procedimiento para obtener la longitud mínima de dicho perfil es la siguiente: se le coloca, por analogía con codos rectos en conductos de aire una guía a la entrada del aire a la celda de prueba, esto logra que las pérdidas por cambio de dirección del flujo sean menores y a una distancia de un diámetro hidráulico el perfil de velocidades es recto.

El motor tiene un ángulo de aspiración el cual a

seis metros de la campana de entrada de aire al motor es recto el perfil de velocidades.

Se suma el diámetro hidráulico de la sección de entrada de aire a la celda de prueba mas los -- seis metros en que el perfil es recto y se obtiene la longitud mínima del motor a la sección de entrada de aire a la celda de prueba. La campana de entrada logra que el ángulo de aspiración del motor aumente de 45° a 58° aproximadamente (rechequear).

Cabina de Control

Es la instalación donde se encuentra la consola de control, la cual controla y recibe información del motor, esta información es procesada y se determina la performance del motor.

En la consola de control se ubica el siguiente equipo:

- Módulo de control, el cual es específico para cada motor.
- Sistema de mando
- Panel de manómetros
- Panel de piezómetros hidráulicos
- Panel de instrumentos para la medición de temperatura, vibración, empuje, RPM, etc.

Sala de Equipos Auxiliares

Ambiente donde se ubican los sistemas auxiliares como es sistema vacío, arranque neumático, etc. En ambiente separados del resto de la instalación de prueba se ubican:

- Sistema Aumentador

Es debido a que por la magnitud del almacenamiento de agua requerida, el sistema aumentador utilizará el mismo depósito que el sistema contra-incendio (el cual no va a ser tratado en este proyecto).

3.1.2 CALCULO DEL AREA DE ENTRADA DE AIRE

Como un motor succiona aire, esta succión produce en la celda de prueba una depresión; la depresión máxima permitida es de unos tres cuartos de pulgada de agua, este dato se extrae de las órdenes técnicas de los motores JT8D, JT3D, ATHAR y 55BC, por lo tanto se hace extensivo este dato a todos los motores.

Crear una depresión de celda de unas tres cuartas pulgada de agua es relativamente baja y por regla general la temperatura de celda es dos o tres grados centígrados menor que la temperatura ambiente; se puede considerar que la densidad del aire no cambia. Una temperatura en la celda

superior a la temperatura ambiente significaría que el conducto de gases no es capaz de expulsarlos totalmente, o de que la distancia del fin de la tobera al ducto de salida de los gases es demasiada, estas dos características producen recirculación de gases y por consiguiente aumento de temperatura en la celda de prueba.

$$AP = \frac{PV^2}{2}$$

Como hay para la celda una relación de aumentación de dos.

Flujo de aire que ingresa = 3 x m aire, requerido por el motor

$$V = 2AP \times P$$

$$m_t = 3 \times 441$$

$$m_t = 1323 \text{ Lb/seg.}$$

$$DP = 8H = 0,001 \text{ Kg/cm}^3 \times 3.81 \text{ cm}^2$$

$$DP = 0,00381 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo de la velocidad de entrada

$$P_2 - P_1 = \frac{V^2}{2}$$

$$\frac{0.00381 \times (100)^2}{1.2} = \frac{V^2}{2 \times 9.8}$$

$$V = 24.9 \text{ m/seg.}$$

Cálculo del área

$$m = PAV$$

$$A = \frac{m}{PV}$$

$$A = \frac{1323 \times 0.454}{24.9 \times 1.2}$$

$$A = 20.1 \text{ m}^2$$

3.1.3 CALCULO DEL AREA DE SALIDA DE LOS GASES DE ESCAPE

La presión obtenida aproximadamente en la sala de gases es de 4.3/4" de columna de agua, aplicando Bernoulli entre la entrada y salida, considerando una pérdida de 3/4" obtenemos una velocidad dinámica de 60.20 m/seg. Se considera una pérdida de 3/4" que es un valor obtenido experimentalmente.

Aplicando la Ley de AMAGAT para determinar la densidad de la mezcla gases-vapor de agua:

$$P_t = \frac{P_g}{1 + \frac{m_v}{m_g}} + \frac{P_v}{\frac{m_g}{m_v} + 1}$$

Donde:

P_t = Densidad de la mezcla gases-vapor

m_y = Masa de vapor = a 118.01 gr/seg.

m_g = Masa de gases = a 612 gr/seg.

P_v = Densidad del vapor a una atmósfera y 260°C
igual a $4,0779 \times 10^{-4}$ gr/m³

P_g = Densidad de los gases a una atmósfera y 260°C = a
 0.6552 gr/cm³.

Reemplazando valores:

$$P_t = \frac{0.6552}{1 + \frac{118.01}{612}} + \frac{4.0779^{-4} \times 10}{1 + \frac{612}{118}}$$

$$P_t = 0.5493568 \text{ Kg/m}^3$$

Aplicando la ecuación del flujo de masa:

$$m = PVA$$

$$A = \frac{730.01}{0.5493568 \times 50.20}$$

$$A = 22.07 \text{ m}^2$$

El área de salida de los gases de escape es 22.07 m^2

3.1.4 INSONORIZACION

Tratamiento de Sonido

El tratamiento de sonido está construido de tal forma que cumpla con la siguiente norma y la distancia listada en cualquier dirección desde la celda de prueba, con cualquier motor probándose a máximo empuje.

Banco de 37 75 150 300 600 1200 2400 4800

Octava 75 150 300 600 1200 2400 4800 9600

Decibeles 96 92 87 82 77 72 70 6

100 pies

Se denomina Banca de Octava, como en música al - intervalo entre dos sonidos puros, cuyas frecuen cias estan entre la relación 2:1.

A fin de lograr este nivel de ruido el cual es norma norteamericana. Para los bancos de prueba las defensas contra el ruido originado en el ai re debe hacerse con pantallas opacas al sonido, grandes en comparación con la longitud de onda de los sonidos, cuya transmisión quiere impedirse. El sonido es transmitido a través de los ta biques por la pequeñísima flexión de la pared en su conjunto en reacción a la presión del sonido incidente sobre el lado del ruido, con irradiación consiguiente sobre el lado tranquilo.

La eficiencia de los absorbentes del sonido va ría con la frecuencia siendo por lo general mayor para las frecuencias altas, intermedias que para las bajas, puede medirse determinando el coefi ciente de absorción, definido por la fracción de energía sonora que incide difusamente sobre el material que no es reflejado.

Para el opacamiento del ruido ordinario se usa el promedio de los coeficientes de absorción medidos a la frecuencia de 250, 500, 1000 y 2,000 Hz lla mado coeficiente de reducción de ruido.

En acústica se acostumbra distinguir tres grandes bandas de frecuencias, frecuencias graves (o bajas) de 125 a 350 Hz, frecuencias medias (o medianas) de 500 a 1000 Hz y frecuencias agudas de 1,400 a 9600 Hz.

No deben confundirse el aislamiento acústico y la corrección acústica se centra sobre la energía sonora en el local que se encuentra la fuente, el aislamiento acústico se centra sobre la energía transmitida hacia los locales próximos.

El ruido de un motor a reacción procede de las zonas principales, la zona de escape y la zona del compresor. El ruido del escape es el de mayor nivel y es motivado por las fluctuaciones de presión de la corriente turbulenta de salida de gases de alta velocidad cuando choca con la atmósfera en calma.

Para la naturaleza del chorro de gases normalmente se generan altas frecuencias en las proximidades de la tobera de escape y bajas frecuencias - en el chorro y alejado de la tobera de escape, - la cantidad de ruido producido depende principalmente del área de la sección de la tobera, de la densidad de los gases y de la velocidad relativa. El ruido producido por el compresor se genera -- principalmente en los álabes del rotor y en los

del estator. Es un ruido de alta frecuencia, que se oye de formas muy acusada delante del motor, y aunque este ruido aumenta con las revoluciones del motor queda enmascarado por el mayor nivel de ruido de escape.

Las ondas sonoras que tienen una frecuencia comprendida entre los 16 y 20,000 Hz pueden ser percibidas como sonido por un observador. Las ondas sonoras que tienen frecuencias por debajo o por encima de este intervalo se les denomina ondas infra-acústicas y ultra-acústicas respectivamente.

Para el control del ruido existen los siguientes métodos:

- a) Control de la Fuente
- b) Amortiguamiento
- c) Aislamiento (frecuencias altas)
- d) Filtración (frecuencias bajas, tubo aumentador, silenc., dispositivos, p. altas)
- e) Operamiento (mayor frecuencias altas que poco bajas).

a) Control de la Fuente. - Debido a que es imposible controlar la fuente ya que el motor ya viene diseñado con un nivel de ruido de acuerdo a las normas del país que lo produce, el sistema de insonorización del banco debe controlar ese nivel de ruido, actualmente a fin

de cuidar la salud de sus habitantes. EE.UU. ha reglamentado el nivel de ruido de los aviones - que invresen a sus aeropuertos, lo cual traerá consigo que se proyecten motores mas silenciosos

b) Aislamiento. - Debido a que no se puede suprimir el ruido en su origen, se debe impedir su transmisión a las personas. Para las frecuencias más altas, el método que se usa generalmente en toda edificación es construir independiente del resto del edificio la celda de prueba, se coloca en el centro entre las dos paredes generalmente tecnopor.

Para evaluar el aislamiento acústico se utiliza el STL que en la terminología anglosajona significa SOUND TRANSMISION LOSS, lógicamente a mayores valores de STL, den una idea de un mejor aislamiento acústico. Se puede determinar el STL -- por la siguiente fórmula:

$$\text{STL} = 13 + 14,5 \text{ Log } m$$

m = peso por unidad de superficie 1 gr/m.

El HUP (Department of Housing and Urban Development).

Recomienda que estas construcciones sean de pared doble con una separación de 5 cm entre ellos en el caso de una pared doble, se debe recubrir

el espacio con material absorbente de ruido, lo que puede mejorar el STL entre 5 y 10 db.

La densidad del material poroso que se coloca entre la pared doble, apenas tiene efecto sobre la amortiguación del ruido y si en cambio, la separación de las paredes, su comportamiento como aislante acústico es pequeño a bajas frecuencias, por debajo de 550 Hz, pero mejora considerablemente en altas frecuencias.

d) Filtración. - La producción de ruido en el turboaumentador por la salida y/o entrada de los gases, lo cual es continuo y no se puede impedir, pero se debe evitar en forma efectiva la circulación en sentidos alternos ya que esto significa transmisión del sonido.

La Ley de Lighthill expresa que el nivel de ruido es proporcional a la octava potencia de la velocidad de salida de los gases y al cuadrado del diámetro -el círculo equivalente al área de la tobera:

$$I = K D^2 V^8$$

El ruido producido por los turboarrancadores es peligroso por su elevada frecuencia de emisión, lo que motiva una alta intensidad de propagación

El tubo aumentador es básicamente un filtro acústico pasa bajo tubo silenciador de escape

de gases de los motores de combustión interna, el cual es un filtro acústico que comprende un tubo de paso al cual se le ha perforado agujeros a intervalos a lo largo del tubo.

Esta estructura produce poco incremento de la contrapresión y una atenuación considerable a las ondas sonoras que tengan frecuencias superiores a la interrupción determinada por el tamaño de los agujeros.

Como las velocidades de los gases son elevadas, hay que evitar la producción de ruido por turbulencia, es decir hay que evitar los codos y los cambios bruscos de dirección.

La frecuencia a partir de la cual existe una absorción del ruido viene dada por la fórmula:

$$f_c = \frac{c}{2} \frac{s}{(2+1.6) V}$$

Donde:

C = Velocidad del sonido en el aire

L = Longitud del cuello (espesor de la plancha)

V = Volumen del cuerpo del resonador

R = Radio del cuello

S = Sección del cuello

El tubo aumentador perforado se asemeja a una serie de resonadores, el principio de funcionamiento es el siguiente cuando se sopla en el cuello de un resonador la masa de aire es desplazada y comprimida una masa de aire situado a tres del cuello, que se expande a continuación, impulsando la masa, se crea una vibración como existe vibración se origina un ruido.

Supongamos que incide sobre el resonador una onda sonora la masa del aire del cuello es solicitada por esta onda, una parte de la energía sonora sirve para poner en movimiento a la masa se superponen dos fenómenos, la vibración de vida a la sucesión de las ondas de depresión y de presión de las ondas sonoras. Cuando la frecuencia de sonido de la misma que la frecuencia propia - del resonador se produce resonancia, la velocidad y la amplitud del movimiento del aire del cuello aumentan y una parte de la energía sonora transformada en energía mecánica se pierde en forma de calor debido al frotamiento del aire sobre las paredes del cuello, existe pues absorción, estas absorbentes son muy selectivos. El gráfico muestra el coeficiente de absorción en función de la frecuencia.

Al colocar en el resonador un material poroso, la

absorción aumenta ya que el movimiento del aire interior que se comprime y se expande como un resorte, es amortiguado por los frotamientos sobre todas las paredes de los poros.

Si el tubo aumentador tiene perforaciones de diferentes diámetros la absorción no es más efectiva, pero las diferentes frecuencias de resonancia que corresponde a los diferentes diámetros de los orificios, son diferentes. El ruido que producen los gases de escape del motor a reacción y a partir del cual el resonador empieza a ser efectivo, es de los 120 Hz hacia mayores frecuencias, entonces aplicando la fórmula descrita líneas arriba con las siguientes condiciones tenemos:

$$f_c = 120 \text{ Hz}$$

$$C = 340 \text{ m/seg.}$$

$$L = 0,0127 \text{ mts.}$$

$$R = ?$$

$$J = \gamma R^2$$

$$V = (2R \gamma \times 2.575)$$

$$120 = \frac{340}{2} \times \frac{\gamma R^2}{(0.0127 + 1.6R) \gamma (2R) \times 2,575}$$

$$120 = \frac{340}{2} \times \frac{1}{(0.0127 + 1.6R)^2 \times 2,575}$$

Desarrollando tenemos:

$$R = 3/8''$$

Silenciadores de Ruido Disipativos

Estos dispositivos transforman la energía acústica en calor, están formados por lo regular por conductos rectilíneos que lleven incorporados material absorbente en los canales que lo forman.

La atenuación de ruido por unidad de longitud del amortiguador puede determinarse por la fórmula de SABINE:

$$A = \frac{P}{S} \alpha^{1,4}$$

Donde:

A = Atenuación por unidad de longitud (db/m)

P = Perímetro de la sección recta del canal conductor del flujo

S = Area de la sección recta del canal conductor del flujo

α = Coeficiente de absorción de ruido

La utilización de esta expresión tienen las siguientes limitaciones:

- La longitud del canal ha de ser como mínimo -- dos veces la dimensión transversal mas pequeña
- La velocidad del fluido ha de ser menor de 28 s/seg.

- La dimensión mas pequeña del conducto debe ser dimensionada para impedir la propagación de resonancia a altas frecuencias, esta resonancia ocurre normalmente a longitudes de onda aproximadamente menores de siete veces la dimensión transversal mas pequeña. En este caso no es -- utilizable la fórmula de atenuación de SABINE y la atenuación por unidad de longitud es aproximadamente 10 db.

En un banco de prueba se utilizan dos tipos de silenciadores disipativos:

- Silenciadores disipativos a la entrada de aire
- Silenciadores disipativos a la salida de los gases de la combustión.

Cálculo de los Silenciadores disipativos de la entrada de aire

Cálculo de la atenuación por unidad de longitud utilizando la ecuación de atenuación de SABINE son:

$$P = 0.305 + 0.305 + 5.5 + 5.5 = 11.61$$

$$\alpha = 0,6 \text{ a } 9,600 \text{ Hz.}$$

$$S = 0.305 \times \frac{5.5}{5.5}$$

$$A = 5 \times \frac{11.61}{0.305 \times 5.5} \times (0.6)^{1,4}$$

$$\boxed{A = 17 \text{ db/m}}$$

La resonancia ocurre cuando: $\lambda = 7 \phi$ o menor
la relación de con frecuencia es:

$$\lambda = \frac{c}{p}$$

λ = Longitud de onda

c = Velocidad del sonido

P = Frecuencia

El compresor origina un ruido comprendido entre
1,400 y 9,600 Hz.

$$\lambda = \frac{340}{1,400}$$

$$\boxed{= 0.24 \text{ mts.}}$$

Las dimensiones propuestas cumplen con la tercera condición para aplicar la fórmula de SABINE.

Cálculo del Espesor (t) de los paneles acústicos

El material absorbente es por lo general fibra de vidrio protegido por una cubierta de metal perforado.

Existe el parámetro adimensional flujo-resistencia F, el cual está determinado por la siguiente fórmula:

$$F = \frac{R_t}{P_c}$$

Donde:

R = Índice de resistividad

t = Espesor del material absorbente

P = Densidad del aire

c = Velocidad del sonido

Se utilizará un valor de $R = 2006 \text{ Kc/m}^3/\text{seg.}$ el cual es el utilizado por la campaña CENCO, en la práctica se utiliza un F de 1.5 por lo cual:

$$1.5 = \frac{2006 \times 1}{1,2 \times 340}$$

$$t = 0.305 \text{ mts.}$$

Lo cual coincide con las dimensiones propuestas. El motor a una frecuencia de 5,000 Hz produce un nivel de 150 db por lo cual requiere una longitud de 4,88 mts, pero sería un panel demasiado grande.

Con todas las complicaciones que ello acarrearía, por eso se estila en bancos de prueba separados en dos paneles de 2,44 mts, estos paneles se muestran en la sección planos.

Cálculo de los Silenciadores disipadores de la salida de Gases

Como se podrá apreciar en el cálculo que se efectúe pero el ducto de gases de escape, este sistema es básicamente un resonador, por lo que no se puede aplicar la fórmula empírica de SABINE, por lo tanto consideraré una atenuación por unidad de longitud de 10 db/mts.

Cálculo del Espesor de los Paneles Acústicos

Aplicando el parámetro adimensional flujo-resistencia con una temperatura de los gases de escape de 100°C, esta temperatura se ha medido en el sitio de operación del motor. Se considera $R = 911 \text{ Kg/cm}^3/\text{seg.}$ es el mismo valor utilizado por la compañía CENCO con:

$$F = 1,5$$

$$R = 911$$

$$C = 386$$

$$P = 0,96 \text{ Kg/cm}^3$$

$$F = \frac{Rt}{Pc}$$

$$t = \frac{1,5 \times 0,96 \times 386}{911}$$

$$t = 0,61 \text{ mts.}$$

- e) Opacamiento. - Debido a la reflexión sucesiva del sonido en las paredes de la celda de prueba, el nivel de ruido es mas alto que el se produjera si estuviera en un espacio libre. En función del opacamiento evitar esta reflexión y reforzamiento del nivel de ruido proporcionando un alto grado de absorción del sonido en todas las superficies interiores reflectoras expuestas al ruido, esta reflexión se evita colocando mamparas o percantes insta

lados en las paredes, estas mamparas son efectuadas de acuerdo al plano , deben estar rellenas con material cuya propiedad absorbente se deriva de la porosidad capilar de su superficie o de la vibración disipadora de las capas superficiales. Cuando mayor sea el área de material absorbente, introducido y mayor su coeficiente de reducción de ruido, con más efectividad se reducirá este, es importante señalar que por más opacamiento que se efectúe , el nivel de ruido no se reducirá totalmente. Con el tiempo de reverberación antes del tratamiento del sonido y el tiempo de reverberación después del tratamiento nos permite hallar la superficie de absorción equivalente de la celda de prueba antes y después del tratamiento, la diferencia de estas superficies da la superficie de absorción equivalente del conjunto de materiales absorbentes ha usar:

$$A_o = Ls$$

A_o = Area equivalente de absorción

S = Superficie de reducción de ruido

L = Coeficiente de reducción de ruido

Supongo para fines prácticos una celda de prueba de 27.6 x 7.3 x 5.16 m. de hormigón con un coeficiente de reducción de ruido según LA ACOUSTICAL

MATERIALS ASSOCA, de $L = 0,02$

Reemplazando:

$$A = 1040 \times 0.02$$

$$A = 20.8 \text{ mts.}$$

El tiempo de reverberación en una celda de prueba de los motores a reacción será de 6 seg, se deja constancia que esto es una apreciación objetiva del autor de esta tesis ya que no se ha podido encontrar información sobre este punto. Se aplicará la fórmula de SABINE la cual es un resultado de experiencias:

$$A = \frac{0.16 V}{T}$$

Donde:

A = Area equivalente de absorción m^2

V = Volumen de la sala m^3

T = Duración de la reverberación seg.

Reemplazando:

$$A = \frac{0.16 \times 25 \times 10 \times 6}{6}$$

$$A = 40m^2$$

El área de material absorbente será:

$$A - A = S$$

$$40 - 20,8 = S$$

Se utilizará un material con coeficiente de reducción de ruido de 0.51, el cual es el Travelto

ne, the celotex corp., esta informaci3n es extrafda de la Acoustical Materials Assoc.

$$19,2 = S \times 0.51$$

$$S = 37,0$$

El volumen mas utilizado en estas mamparas es de $0,33 \text{ m}^3$, colocar3 9 paneles de 4,24 m. de altura por 0,98 m. de ancho, en estos paneles hay que tener en cuenta lo siguiente:

- a) La parte de energfa transmitida por las paredes del local hacia los locales contiguos, --pr3cticamente no cambia.
- b) La absorci3n es mayor para las frecuencias --agudas que para las bajas.
- c) La absorci3n para las frecuencias agudas es pr3cticamente independiente del espesor del material, mientras que la absorci3n para las frecuencias bajas aumentan cuando aumenta el espesor.
- d) Es mas eficaz la sub-divisi3n del 3rea de material absorbente que colocarlo todo junto en un solo sitio.

3.2 CONJUNTO BANCO DE PRUEBA

3.2.1 DESCRIPCION - IMPORTANCIA

El motor envia se3ales de empuje, vibraci3n, de presi3n, temperatura y de la consola de control

como su nombre lo indica se controla el motor; y hace posible que el motor cambie los diferentes regímenes en que se efectúa la prueba.

Una de las partes importantes para la realización perfecta de una prueba es la cuna de prueba.

La cuna de prueba debe estar diseñada para soportar el empuje del motor, el peso del adaptador motor, los equipos que van instalados en ella, aparte debe estar en capacidad de soportar el torque producido por una parada repentina del motor. Este que por regla general se considera, la cuna está perfectamente alineado y nivelado, con las mismas tolerancias que el adaptador de prueba.

El conjunto banco de prueba se puede dividir en:

- Unidad de Prueba
- Unidad de Control
- Unidad de equipos auxiliares y servicios.

3.2.2 UNIDAD DE PRUEBA

La Unidad de Prueba comprende:

Plataforma de prueba o plataforma de empuje, que es una estructura que sirve para sujetar al motor y a todos los accesorios y equipos de prueba.

ba específicos que requiera, así como para medir el empuje del motor. Para esto se divide en dos partes: una estacionaria que se encuentra fijada a la cimentación y una móvil en la cual se montan el motor y todos los accesorios y dispositivos que se hallan rígidamente sujetos a él. Estas dos partes se unen por un acoplamiento que permite un sólo grado de libertad a la estructura móvil; esto, el desplazamiento lineal en la dirección del vector de empuje. El movimiento en esta dirección se ve limitado por el mecanismo de medición de empuje, el cual se dispone de forma que el movimiento relativo de las dos partes sea despreciable. La finalidad de esto es eliminar la posibilidad que el acoplamiento pueda absorber algún componente de fuerza en la dirección del empuje del motor y asegurarse así que la totalidad de las fuerzas en esa dirección son absorbidas por el mecanismo de medición de empuje.

Por la forma de su instalación, la plataforma de prueba puede ser suspendida del techo, suspendida de un pedestal con acoplamiento superior; suspendida de un pedestal con acoplamiento lateral, o suspendida de un mecanismo de sujeción inferior.

El terminal de servicios, que es el panel en el cual se agrupan todas las conexiones eléctricas, hidráulicas y neumáticas que van hacia el motor. En algunas ocasiones, se utilizan dos paneles - separados: uno para las conexiones eléctricas y otro para las conexiones hidráulicas y neumáticas. El terminal de servicios se encuentra normalmente en un pedestal ubicado junto a la plataforma de prueba. En otras ocasiones, principalmente en las instalaciones portátiles y al aire libre, se encuentra en la parte fija de la plataforma de prueba.

Finalmente en algunos casos de bancos universales, el terminal de servicios se encuentra en la parte móvil del soporte de prueba, justamente en la interfase entre el soporte y el adaptador de prueba, de modo que se acopla automáticamente, al acoplarse el adaptador. En este caso también se le denomina plataforma empalme.

Los mecanismos de control, que incluye el mecanismo del acelerador, el mecanismo de corte de combustible y el mecanismo del embalsamado del motor.

La celda de prueba, que es el ambiente donde se instalan todos los equipos anteriormente mencio

nados, dentro del cual se verifica la prueba del motor. Este ambiente no existe más que en las -- instalaciones estacionarias convencionales, no así en los bancos portátiles ni en los bancos al aire libre.

Consiste en una celda de concreto con una gran -- sección de flujo y acústicamente aislada, que -- cuenta con una entrada de aire con canalización y aislamiento acústico y un tubo de salida de gases con aislamiento acústico y silenciador enfriador.

El diseño de esta celda esta dominado por dos aspectos: el nivel de ruido que no debe exceder -- los límites indicados sección de insonorización y el área de flujo de aire. En cuanto al área de flujo, esta debe calcularse de acuerdo a la Relación de Aumentación. Esta se define como la relación entre la masa de gases que sale por el tubo de escape del banco sin pasar por el motor, y la masa total de gases que pasan por el mismo, - la relación de aumentación varía desde 0.25 para los motores turbo-ventiladores de gran razón de derivación, hasta 2.0 para los motores con post-combustión. La admisión de aire y el área de ^{en} la celda deben ser tales que la depresión de la cell

da no sea excesiva. El tubo de escape debe diseñarse de modo que asegure que todo el aire de la celda y del motor sean extraídos eficientemente de forma que no se produzca estancamiento ni recirculación de gases en el interior de la celda.

Todo esto determina un parámetro que es la capacidad de consumo de aire del banco, la cual junto con la relación de aumentación, nos da el máximo consumo de aire permisible de un motor hipotético que se desea probar. De este modo surge la limitación que existe en estas instalaciones, para la prueba de motores turbo-ventiladores con P/C y turbo-ventiladores de gran razón de derivación, los cuales requieren secciones de flujo demasiado grandes.

3.2.3 UNIDAD DE CONTROL

La Unidad de Control comprende únicamente la consola de control, que se encuentra ubicada en una sala de control, junto a la celda de prueba, con la cual se comunica por una ventana de observación acústicamente aislada. Esta sala o cabina de control debe contar con aire acondicionado para efectos de calibración y conservación del instrumental electrónico. Desde la con

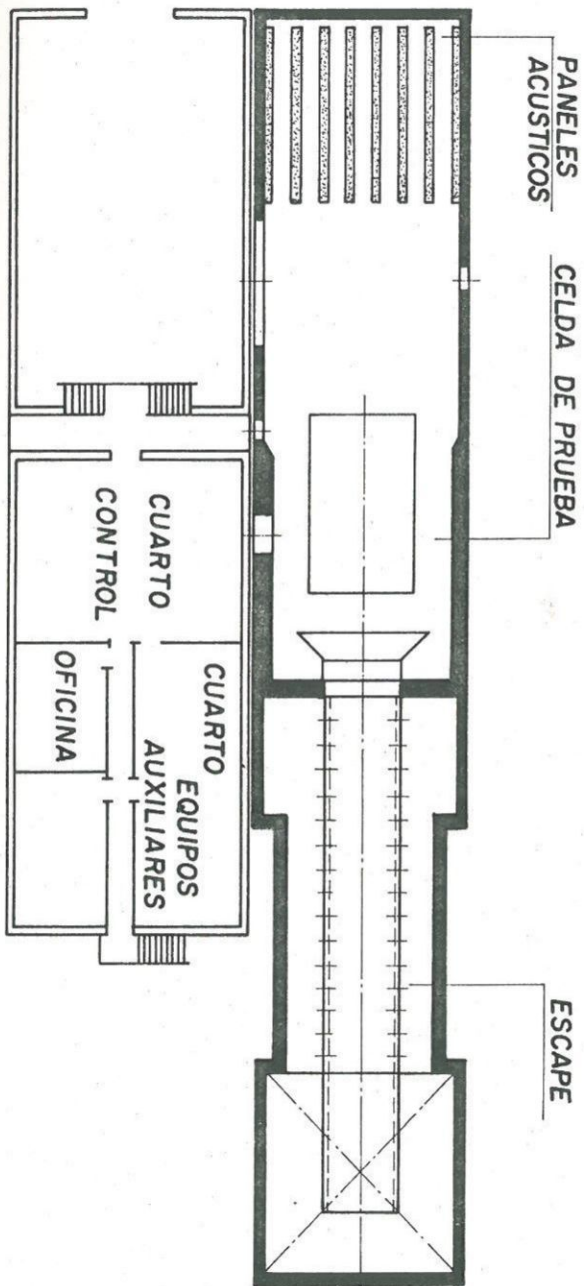
sola se puede accionar todos los controles del motor así como los servicios del banco y los sistemas de alarma. También se puede comandar todos los parámetros de prueba y las condiciones meteorológicas, además de procesar los datos obtenidos de acuerdo a las cartas de prueba, se muestran diferentes tipos de consola en las figuras 1 y 2.

3.2.4 UNIDAD DE EQUIPOS AUXILIARES Y SERVICIOS

Esta Unidad comprende todos los equipos auxiliares y servicios que cubren las necesidades de la instalación para su normal funcionamiento. Generalmente incluye:

- Sistema de Combustible, que entrega al motor, el combustible filtrado y a presión regulada.
- Sistema de embalsamado, que permite el embalsamamiento del sistema de combustible del motor el cual puede ser portátil.
- Sistema de lavado del compresor, el cual puede ser portátil.
- Sistema de aire de refrigeración
- Sistema de Transductores de presión.
- Sistema para pruebas hidráulicas
- Sistema para pruebas eléctricas
- Sistema de alimentación eléctrica (220V-60Hz;

DISTRIBUCION DE AMBIENTES



115V-60Hz; 115V-400Hz; 26V-400Hz y 28V DC).

- Sistema de Agua de Servicio
- Sistema de Aire de Servicio.
- Sistema Vacío.

Todos estos equipos auxiliares y servicios se encuentran en una sala de Equipos Auxiliares o una cabina de equipos auxiliares, o una cabina de Equipos Auxiliares, según el tipo de banco, y por lo general un banco no cuenta con todos los sistemas mencionados, sino sólo con aquellos que son aplicables a los motores que se van a probar, aunque en los Bancos Universales, siempre hay previsión para agregar los que faltan, sin modificar sustancialmente la instalación.

3.3 PANEL DE CONTROL E INSTRUMENTACION

3.3.1 EQUIPAMIENTO - ESPECIFICACIONES TECNICAS

En esta sección del proyecto se dará una descripción de los instrumentos con que debe contar un banco de prueba. La relación de instrumentos, su capacidad y precisión se ha extraído las Ordenes Técnicas de los motores AVON, ATHAR y 55BS, y se ha hecho extensiva para cualquier motor.

Es norma general en los bancos de prueba que la

tecnología de los instrumentos no sea superior a la del motor. Existen motores que tienen ciertos parámetros específicos por lo cual se dejará la posibilidad de que con pequeñas modificaciones se pueda sensar dichos parámetros. Los instrumentos con que debe contar un Banco de Prueba de motores a reacción de hasta 50,000 lbs de empuje son:

- Estatímetro

Capacidad : 0 - 50,000 Lbs.

Precisión : 0.1% de la lectura total

- Medidor de Temperatura de gases de escape

Capacidad : 0 - 1200 °C para Ch/Ai y 0 - 500C para Cu/Cont.

Precisión : 0.25% de la deflexión total

- Indicador de Temperatura de aceite del motor

Capacidad : 0 - 120°C

Precisión : 1% de la lectura total

- Indicador de Temperatura de combustible del motor

Capacidad : 0 - 150°C

Precisión : 2% de la lectura total.

- Indicador de presión de aire de arranque

Capacidad : 0 - 100 PSI

Precisión 1.5% de la lectura total de la escala

- Indicador de presión de aceite y presión anti-hielo
Capacidad : 0 - 75PSI
Precisión : 2% de la lectura total de la es
la

- Indicador de Presión de aceite
Capacidad : 0 - 60 PSI
Precisión : 2% de la lectura.

- Indicador de alta presión
Capacidad : 0 - 300 PSI
Precisión : 0.25 de la lectura total de la es
cala.

- Indicador de Presión Pitot
Capacidad : 0 - 60 Hg
Precisión : 0.0005 Pulg.

- Sistema electrónico de medición de porcentaje
e indicación de RPM
Capacidad : 0 - 50,000 RPM
Precisión : 0,5% de lectura total.

- Medidor de Voltaje del Inverter
Capacidad : 0 - 500 voltios
Precisión : 2% de la lectura total.

- Medidor de frecuencia del Inverter
Capacidad : 0 - 500 Hz
Precisión : 2% de la lectura total.

- Analizador de Vibración

Capacidad : Desplazamiento 5, 10, 15 MILS pi
co a pico doble amplitud
Velocidad : 1,5,15 pulg/seg.pico
Aceleración: 5,15,150 gravedad pi
co

Precisión : ± 0,2%, 10 Hz a 10,000 Hz.

- Medidor de presión de descarga del compresor
de baja

Capacidad : 0 - 60" de Hg

Precisión : 0,0005" del total de la escala
graduada

- Medidor de presión de entrada de combustible

Capacidad : 0 - 150 PSI

Precisión : 1,5% de la lectura total de la
escala

-- Indicador de presión de la bomba de combusti-
ble de baja

Capacidad : 0 - 100 PSI

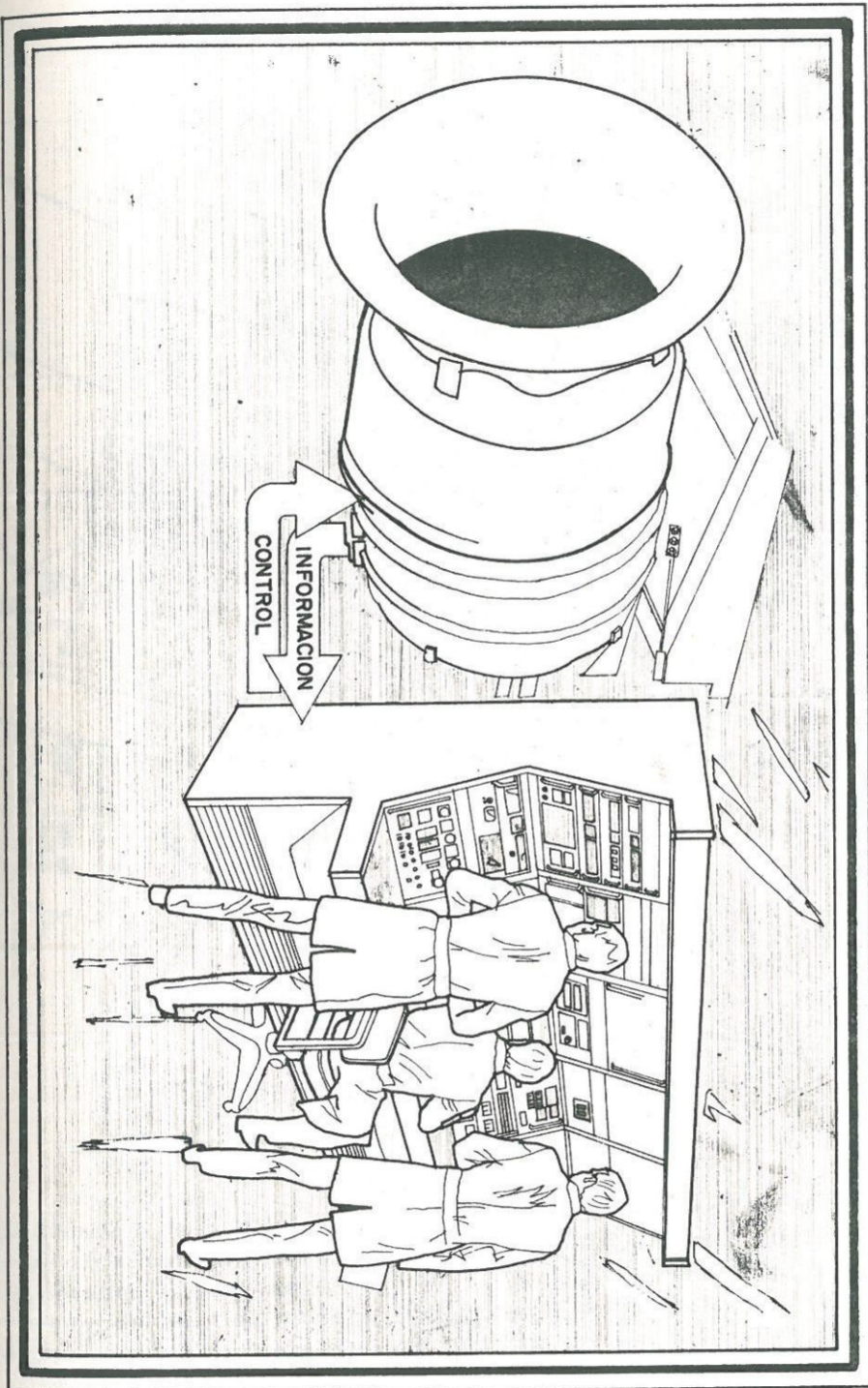
Precisión : 1,5% de la lectura total

- Indicador de presión de los Inyectores princi
pal y secundario

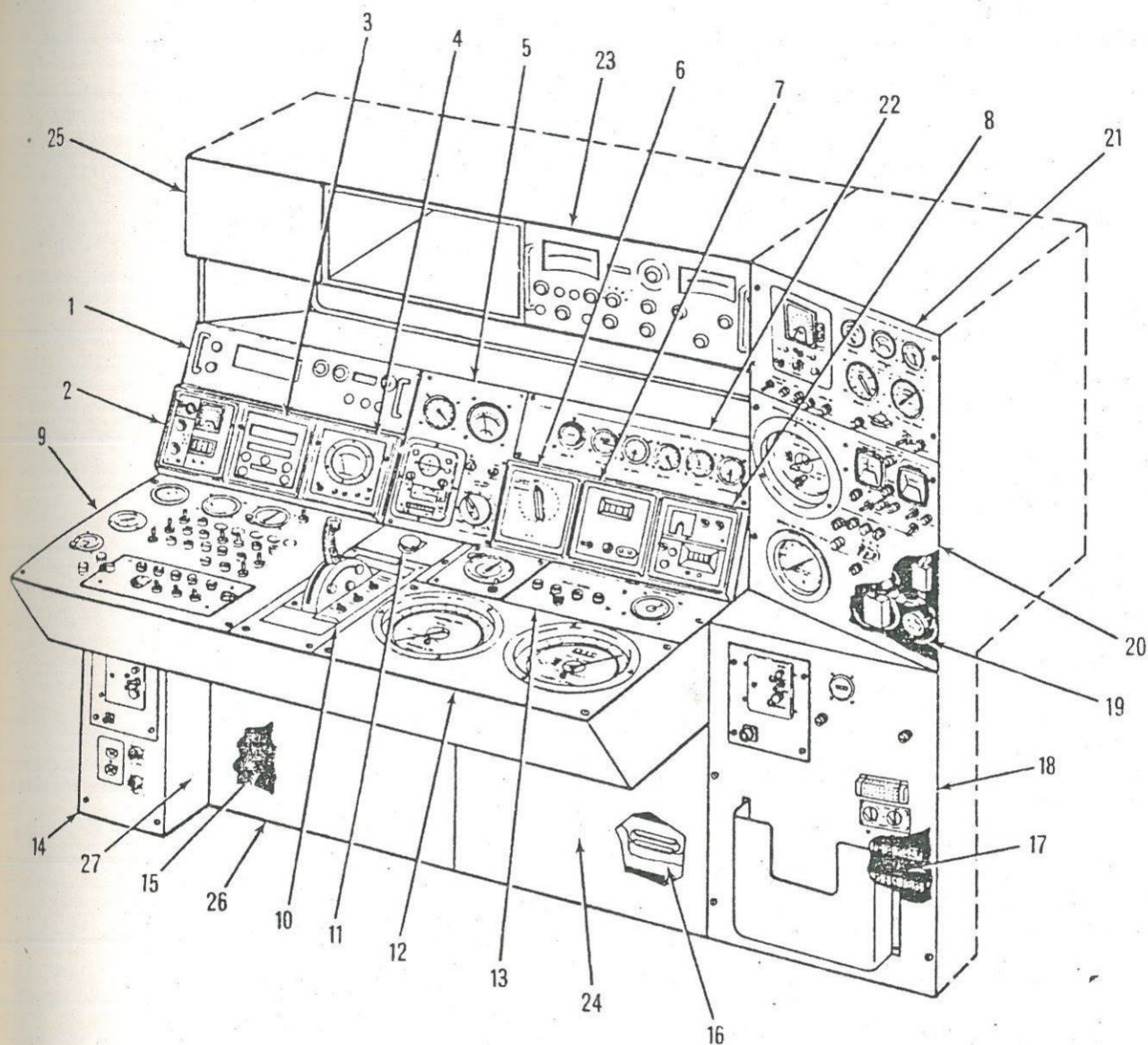
Capacidad : 0 - 2,000 PSI

Precisión : 1,5% de la lectura total de la
escala.

CONJUNTO MOTOR - BANCO



CONSOLA TIPICA



- 1.- Indicador de RPM N2.
- 2.- Flujo de combustible.
- 3.- Tacómetro eléctrico.
- 4.- Indicador de temperatura analógico.
- 5.- Indicador de temperatura de aceite.
- 6.- Termocupla.
- 7.- Indicador de temperatura.
- 8.- Indicador de empuje.
- 9.- Instrumentos de control del motor que se prueba.
- 10.- Acelerador.
- 11.- Parada de emergencia.
- 12.- Panel.
- 13.- Panel de indicadores miscelaneos.
- 14.- Panel de fuerza.
- 15.- Panel.
- 16.- Carga de baterísa.

- 17.- Panel de distribución de fuerza.
- 18.- Panel auxiliar.
- 19.- Panel de relays.
- 20.- Panel de control.
- 21.- Panel de control del sistema hi
dráulico.
- 22.- Panel de indicadores de flujo
de combustible.
- 23.- Sistema de indicadores de vibra
ción.
- 24.- Panel de consola.
- 25.- Panel de consola.
- 26.- Panel de consola.
- 27.- Panel de consola.

- Indicador de Presión de salida de combustible
Capacidad : 0 - 3,000 PSI
Precisión : 1,5% de la lectura total de la
escala.

- Equipo Electrónico de medida de temperatura
usado para:
 - . Temperatura de entrada de combustible
 - . Temperatura de transmisión al cono de escape
 - . Temperatura de arranque
 - . Temperatura de aceite
 - . Temperatura de aceite de los rodajes.

- Indicador de consumo de combustible
Capacidad : 0 - 500 GPM
Precisión : 0,2% de la lectura.

3.4 SERVICIOS DE INTERCONEXION CON EL BANCO

3.4.1 DESCRIPCION

En la prueba de los motores, se deben tabular diferentes parámetros de presión tanto hidráulicos como -- neumáticos o eléctricos; a fin de recibir información o control para efectuar la carta de performance del motor. Todas estas medidas se efectúan por la interconexión de una pareja de platos de empalme: una ubicada - en el adaptador de prueba con conexiones rápidas macho y otra ubicada en la cuna de prueba con conexiones rápi

das hembras.

Al izar el motor hasta el lugar para la prueba respectiva, se acoplan automáticamente el plato de empalme del adaptador con el de la cuna de prueba; a fin de lograr su perfecto alineamiento de la pareja de platos de empalme, el de la cuna de prueba consta de un pin a cada extremo con el cual se logra el alineamiento requerido.

En las medidas de presión tenemos de dos tipos, las medidas hidráulicas que se denominan húmedas y las de aire que se denominan secas.

Para las medidas de presión húmedas, ya que son presiones relativamente grandes y se trabaja con líquidos corrosivos, es práctica general en bancos de prueba, - instalar transmisor, los cuales evitan operar con manómetros especiales. A veces el problema no es que se malogre el manómetro sino que el fluido puede reaccionar con ciertos metales y contaminar al fluido y por ende al motor que se está probando con efectos impredecibles.

Los transmitters tienen la característica de recibir una señal de presión hidráulica y enviar al manómetro otra señal de presión pero neumática y menor que la captada; esto quiere decir que el transmitter recibe por

ejemplo una señal de cien PSI y transmite al manómetro una señal de presión neumática de 5 PSI obviamente la escala del manómetro está cambiada y marca 100 PSI. La distribución de transmitters se muestra en el plano.

Para las medidas secas no existe problema, son sensadas directamente en los manómetros. En algunas medidias secas tenemos, presiones bajas o depresiones relativamente bajas; la manera mas sencilla de sensar estas medidas es instalando piezómetros, a fin de medirlas en columna de agua o líquido coloreado con el mismo peso específico que el agua, estos piezómetros nos dan la sensibilidad y precisión requerida en la prueba. La distribución de piezómetros se muestra en el plano.

En un banco de prueba, en los diferentes sistemas se trabaja con fluidos inflamables, por lo tanto como medida de seguridad el accionamiento de las válvulas o de corte, debe ser efectuado por medio de energía neumática.

Las válvulas reguladoras de los diferentes sistemas como se ha explicado deben ser capaces de regular la presión en forma exacta, esto se logra enviando una señal de la presión requerida por medio de una línea neumática con un regulador, el cual regula la presión de aire para la válvula; la presión de aire para la

válvula es la misma que la presión requerida en la línea principal.

Las válvulas de corte de los diferentes sistemas, también son accionadas por medio de líneas neumáticas. La distribución de las líneas para las válvulas reguladoras y de corte se muestra en el plano.

3.5 CONJUNTO DE ADAPTADORES

3.5.1 DESCRIPCION-ALINEAMIENTO

El adaptador de prueba como su nombre lo indica, es la estructura que adapta al motor a la cuna de prueba, cada motor se requiere un adaptador. La cuna de prueba junto con el adaptador de prueba son la parte central de la instalación. Imaginemos que sucedería, si es la cuna o el adaptador estuvieran defectuosamente diseñados, sería un error de consecuencias imprevistas. Uno de los parámetros básicos de la prueba de los motores, es el empuje y un elemento importante para lograr la exactitud en la medida de este parámetro en el conjunto cuna-adaptador.

En este proyecto se dará la geometría de la cuna junto con las especificaciones técnicas mínimas requeridas para su posterior diseño. El diseño de la cuna y adaptadores es de una magnitud

tal, que no es el alcance de este Tema de Tesis.

Un motor es vestido en la sala de preparación, de allí es transportado con el adaptador instalado por medio de un carro de transporte hasta la ubicación de la cuna. La cuna tendrá 4 tecles eléctricos que hizarán al motor y adaptador hasta la cuna donde será asegurado por medio de cuatro -- pernos cónicos. El centro de gravedad del motor y del adaptador deberán ser en lo posible colineales, a fin de evitar momentos innecesarios en la estructura.

La construcción de la cuna para la prueba del motor deberá:

- Asegurar junto con el dispositivo de medición de fuerzas la determinación exacta de empuje no menor al 0.1% en el intervalo desde crucero hasta el regimen de post-combustión de trabajo del motor.
- Poseer la necesaria sensibilidad al cambio de empuje
- Asegurar el libre acceso al personal de servicio para la revisión y cambio de los equipos , accesorios y comunicación del motor.
- Permitir la prueba de diferentes motores, cambiando el adaptador.

Lo mas comodo para el empleo, es el caballete de prueba con plataforma movable, la cual esta suspendida en cuatro movibles al soporte inmovil que está fijo en los cimientos de la cuna. En el adaptador de prueba se situan:

- Mecanismos de aseguramiento del motor
- Mecanismos de aseguramiento de la tobera de chorro
- Dispositivo de entrada, cubierta de soplado y otros dispositivos rígidamente ligados al motor.

Para asegurar el movimiento libre del adaptador de prueba movable, todas las conexiones (uniones), de los equipos tecnológicos y sistemas hidráulicos o neumáticos, desde la parte inmovil se realiza con conexiones flexibles.

No se puede utilizar uniones rígidias entre los elementos móviles e inmóviles de la cuna de prueba, ya que con esto se disminuye la sensibilidad y la exactitud de las medidas del motor, además se transmitirá la vibración del motor por medio de las uniones rígidias - al resto de la estructura.

Para determinar el valor real del empuje, se realiza por medio de un equipo especial de calibrado que crea una determinada tensión en la plataforma.

El adaptador de prueba llevará un plato de empalme

que interconectará el sistema de control e información necesarios para la prueba del motor con la cuna por medio de conexiones rápidas neumáticas, hidráulicas y eléctricas. De acuerdo a la práctica usada por la CENCO y AERO SYSTEMS, así como por el mercado oriental, en el adaptador de prueba se permite un desnivel de 0,1 mm/mts y un desalineamiento de 0,025 mm/mts, la norma utilizada por la URSS es de un máximo desnivel y desalineamiento de 2 grados.

3.5.2 ESPECIFICACION DE LOS TECLES

Las especificaciones de los tecles son:

Peso del motor con tobera reactiva y todos sus accesorios : 3 Ton.

Peso del adaptador : 1 Ton.

Peso total del motor mas adaptador : 4 Ton.

Cada tecla debe soportar 1 tonelada como medida de seguridad. Cada tecla debe ser capaz de elevar 1,4 toneladas. De acuerdo a la tabla de HARNISCH FEGIR Corp., encontramos:

CARACTERISTICAS	CAPACIDAD	ELEVACION MTS.	VELOCIDAD DE ELEVACION
CA. 60 ciclos			
2 - 3 Fases	1814		
220 - 400 - 500 voltios		5,5	9,7

En el acápite de planos se da la configuración geométrica del adaptador junto con la cuna de prueba.

3.6 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCION DE COMBUSTIBLE

3.6.1 DESCRIPCION - ESPECIFICACIONES TECNICAS

El sistema principal de una instalación de prueba es el sistema de almacenamiento de combustible, el cual deberá ser capaz de alimentar en presión y caudal al motor en todos los regímenes, un sistema ineficiente inutiliza por completo el banco de prueba, de no cumplir las funciones para lo que fue proyectado. El combustible para la prueba del motor deberá conducirse desde un depósito especial de almacenamiento -- equipado con:

- Sistema de ventilación
- La estación de bombeo que asegure el suministro de combustible al motor con el consumo y presión necesarios
- La necesaria cantidad de almacenamiento de combustible, desde las cuales se realiza el suministro de combustible.
- El sistema de filtrado primario.

El sistema de combustible de la instalación de

prueba consta de:

- Sistema de filtrado de combustible
- Sistema de medida del gasto de combustible
- Regulador de presión constante
- Acumulador hidráulico para evitar el golpe de ariete.

El equipo para medir el consumo de combustible deberá asegurar la exactitud de medida $\pm 0,2\%$ - en el intervalo desde crucero hasta el régimen de post-combustión de trabajo del motor.

Para el mantenimiento de la presión del combustible en todos los regímenes del trabajo del motor, en la tubería de suministro de combustible se coloca un reductor de presión constante.

A fin de asegurar un trabajo seguro de los accesorios de combustible del motor, antes de la entrada deberán colocarse en forma continua, filtros de limpieza gruesa y fina, la tubería de combustible después de los filtros de limpieza fina deberá ser de acero inoxidable esto es debido al poder corrosivo del combustible. La finura de filtración de combustible en la entrada del motor deberá ser de 5 - 8 v.

Existen en una serie de motores 2 tomas de com-

bustible, una para motor seco y otro para motor con post-combustión por lo cual el sistema tendrá 2 líneas independientes de suministro de combustible.

En otros motores solamente existe una toma que es a la vez para motor seco y motor con post-combustión, entonces la idea es que las dos líneas independientes se unan en el adaptador y se conecte una sola línea de mayor capacidad (la unión de las dos) al motor.

No se efectúa lo contrario, es decir una línea principal hasta el adaptador y dos líneas a partir de allí porque los motores que usan tomas independientes para motor seco y post-combustión también su regulación de presión es independiente, por lo cual se requerirían válvulas reguladoras para cada motor.

3.6.2 CALCULOS DE PERDIDAS

El sistema de suministro de combustible lo divididos en dos grupos:

- a) Unidad de poder : bombas, filtro primario
- b) Unidad de regulación: Flujómetros, filtros secundarios, sistemas de calibración del sistema de combustible

Cálculo del caudal de combustible

$$m = f \times Q \quad Q = \frac{m}{f}$$

$$Q = \frac{1550 \frac{\text{Lb}}{\text{min.}} \times 0,454 \frac{\text{Kg}}{\text{lb.}}}{\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 805} = 0.874 \text{m}^3$$

$$Q = 231 \text{ GPM}$$

Considerando que en todos los motores puede existir un exceso de empuje del 10% y considerando una eficiencia de 0,85 tenemos

$$Q = 258 \text{ GPM}$$

Desde las tomas del motor hasta el filtro secundario la tubería es de acero inoxidable, esto es para evitar que partículas debidas a la corrosión puedan entrar al sistema de combustible del motor y dañarlo. A partir de la entrada al filtro el sistema es de tubería de acero comercial y soldado.

Algunos motores tienen 2 tomas de combustible uno para motor seco y otro para post-combustión.

Consumo de combustible en max. motor seco 165 GPM

Consumo de combustible por la línea de post combustión : 93 GPM.

La experiencia indica que para estos flujos los

diámetros óptimos son 2.1/2" y 2"Ø. Los accesorios en la línea (021/2) de motor seco son:

5 codos	K = 0.35
1 flujómetro	K = 0,4
1 válvula reguladora	K = 8
3 válvulas de bola	K = 0,2

Datos del fluido

Fluido JP4 - kerosene de aviación

$$F = 0,805 \text{ gr/m}^3$$

$$T = 20^\circ\text{C}$$

Tuberías liza de acero inoxidable

$$Q = 165 \text{ GPM}$$

Presión a la entrada del motor 25 PSI

Cálculo de pérdidas desde la toma del motor hasta la unión de las 2 líneas

$$Q = A \times V$$

$$V = \frac{165 \times 0,003785}{4.79 \times (0.0254)^2 \times 60} \quad V = 3.37 \text{ m/seg.}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + H_p$$

$$H_p = P \frac{L}{D} + \frac{V^2}{2g} = \frac{V^2}{2g} \quad K$$

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{3.37 \times 2.469 \times 0.0254}{3.5 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{seg.}}} = 60383$$

Ingresamos al diagrama de Moody con $R_e = 60383$

y $\frac{e}{D}$ tubería liza

$$F = 0.02$$

Comprobamos con la ecuación de Herman para tubería liza.

$$F = 0.0054 + \frac{0.396}{60383} = 0.01997 \text{ límite}$$

$$7 \times 10^4 \text{ RE } 2 \times 10^6$$

y con la ecuación de BLASSIUS:

$$F = \frac{0.316}{0.25} \frac{0.316}{(60383)^{0.25}} = 0.02 \text{ Límite } 2,300 \text{ } R_e 10^5$$

$$F \text{ Moody} = F \text{ Herman} = \text{Blassius}$$

$$H_{pp} = P \frac{L}{D} \times \frac{V}{2g} = 0.020 \times \frac{18.5}{2.469 \times 0.0254} \times \frac{(3.37)^2}{2 \times 9.8}$$

$$H_{pp} = 3.42 \text{ m.}$$

A pesar de que la ecuación de Herman es para un rango de 7×10^4 ($R_e 10$ se efectúa la comprobación ya que el R_e hallado no se encuentra en una diferencia mayor del 20%.

Cálculo de las pérdidas secundarias:

$$H_{ps} = \frac{(3.37)^2}{2 \times 9.8} (5 \times 0.35 + 1.04 + 1 \times 8 + 3 \times 0.2)$$

$$H_{ps} = 6.23 \text{ m.}$$

Que las pérdidas secundarias sean superiores que las pérdidas principales es una característica de las tuberías cortas.

Las pérdidas secundarias sin válvula reguladora serían:

$$H_{pd} = 1.59 \text{ mts.}$$

Lo que indica la gran cantidad de pérdidas que origina una válvula reguladora; las válvulas reguladoras, regulan la presión originando pérdidas de presión.

Esta acotación es para indicar que el fluido debe estar a la presión de operación ni mas ni menos porque todo exceso será transformado como pérdida en el momento de regular la presión.

Las pérdidas totales serán:

$$H_p = 3.42 + 6.23$$

La presión P_1 será:

$$P_1 = P_2 + 8 \times H$$

$$P_1 = 1.76 + 0.000805 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 965$$

$$P_1 = 2.54 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo de las pérdidas en la línea de post-combustión (02")

La línea consta:

5 codos	K = 0.35
1 válvula reguladora	K = 8
3 válvulas bola	K = 0,2
2 flujómetros	K = 0,4

Datos:

Presión a la entrada al motor 20 PSI

$$T = 20^\circ\text{C}$$

$$Q = 93 \text{ GPM}$$

$$= 3.5 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{Seg.}}$$

$$F = 0.805 \text{ gr/cm}^3$$

Tubería liza de acero inoxidable

Cálculo de la velocidad

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{63 \times 0.003785}{3.36 \times (0.0254)^2 \times 60} = 2,706 \text{ m/seg.}$$

$$\text{El N}^\circ \text{ de Reynolds } Re = \frac{VD}{\nu}$$

$$Re = \frac{2.706 \times 2.067 \times 0.0254}{3.5 \times 10^{-6}} =$$

40591

Se entra al diagrama de Moody con $Re = 40591 \bar{D}$
tubería liza

Obtenemos $P = 0.022$

Se efectúa la comprobación con la ecuación de
Blassius

$$f = \frac{0.316}{0.25} \quad 2.300 \quad Re \quad 10^5$$

Re

$$f = \frac{0.316}{(4059)^{0.25}} = 0.0222$$

$$f \text{ Moody} = f \text{ Blassius}$$

Las pérdidas principales son:

$$H_{pp} = f \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} = 0.022 \times \frac{18.5}{2.067 \times 0.0254} \times \frac{(2.706)^2}{2 \times 9.8}$$

$$H_{pp} = 2.9 \text{ mts.}$$

Las pérdidas secundarias:

$$H_{pp} = \frac{V^2}{2 \times g} \quad K = \frac{(2.706)^2}{2 \times 9.8} \quad (5 \times 0.35 + 1 \times \text{Flujó-}$$

metro $\times 8 + 3 \times 0.2$)

$$H_{pp} = 4.02 \text{ mts.}$$

Cálculo de la presión en el punto de unión de las
dos líneas

$$P_1 = P_2 + \gamma \times H_p$$

$$P_1 = 1.41 + 0.000805 \times (4.02 + 2.9)$$

$$P_1 = 1.97 \text{ Kg/cm}^2$$

En un mismo punto de unión entre la línea que suministra combustible al motor seco y la línea que suministra combustible para la post-combustión necesitamos dos presiones diferentes; entonces considero la mayor presión, ya que para la línea de post-combustión este exceso de presión será regulado por la válvula reguladora.

Presión en el punto entre las dos líneas:

$$P = 2.54 \text{ Kg/cm}^2$$

El tramo desde la salida del filtro secundario hasta la unión de las dos líneas es de acero inoxidable. El área de este tramo la consideramos la suma de las dos áreas:

$$A_p = A_1 + A_2$$

$$A = 4.79 + 3.36$$

$$A = 8.15 \text{ pulg.}^2$$

Se debe usar una tubería de 3.1/2" \emptyset

Este tramo consta:

Flujómetro $K = 0.4$

Tee $K = 0,5$

Cálculo de la velocidad

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{258 \times 0.003785}{9.89 \times (0.0254)^2 \times 60}$$

$$V = 2.55 \text{ m/seg.}$$

Cálculo de Re :

$$Re = \frac{2.55 \times 3.548 \times 0.0254}{3.5 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 65658.27$$

Entramos al diagrama de Moody con $Re = 65658$ y

$$= \frac{1}{D}$$

Tubería liza obtenemos

$$F = 0.019$$

Cálculo de las pérdidas

$$H_p = H_{pp} + H_{ps}$$

Cálculo pérdidas principales

$$H_{pp} = 0.019 \times \frac{1}{3.548 \times 0.0254} \times \frac{(2.55)^2}{2 \times 9.8}$$

$$H_p = 0.07 \text{ mts.}$$

Cálculo pérdidas secundarias

$$H_{ps} = \frac{(2.55)^2}{2 \times 9.8} \times 11 \times 0.4 + 1 \times 0.5$$

$$H = 0.3 \text{ mts.}$$

Las pérdidas totales serán

$$HPT = 0.07 + 0.3$$

$$HPT = 0.37 \text{ mts.}$$

La presión a la salida del filtro secundario será:

$$P_{sf} = 2.54 \text{ Kg/cm}^2 + 0.000805 \times 37$$

$$P_{sf} = 2.57 \text{ Kg/cm}^2$$

El tramo desde el depósito pasando por la bomba es de acero comercial y soldado hasta el filtro secundario.

Cálculo de pérdidas

$$Re = 64648$$

$$\frac{E}{D} = \frac{0.006 \text{ cm}}{8.25 \text{ cm}} = 0.00072$$

Se ingresa al diagrama de Moody con

$$Re = 65658 \text{ y rugosidad relativa } 0.00072$$

Obtenemos

$$F = 0.021 \text{ y Comprobándolo con la fórmula Blassius}$$

$$F = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad 2.300 \quad Re \quad 10^5$$

$$F = \frac{0.316}{(65658)^{0.25}}$$

$$F = 0.02$$

$$F \text{ Moody} = F \text{ Blassius}$$

El tramo desde salida de filtro secundario hasta entrada de bomba consta:

- 1 filtro secundario max. pérdida 15 PSI, según catálogo para el max. flujo
- 1 filtro primario máxima pérdida 15 PSI según catálogo para el máximo flujo
- 2 válvulas bola $K = 0.16$
- 2 válvulas mariposa $K = 0.2$
- 3 codos $\emptyset 3.1/2"$ $K = 0.275$
- 1 válvula check $K = 2$

Entonces las pérdidas serán:

$$H_p = H_{pp} + H_{ps}$$

$$H_{pp} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = 0.021 \times \frac{33}{8.25} \times \frac{(2.55)^2}{2 \times 9.8} \times 100 \text{ cm/m.}$$

$$H_{pp} = 2.79 \text{ mts.}$$

$$H_{ps} = \frac{(2.55)^2}{2 \times 9.8} (1 \times 0.16 + 2 \times 0.2) + 3 \times 0.275 + 1 \times 2$$

$$H_{ps} = 1.12 \text{ mts.}$$

$$H_{pt} = 2.79 + 1.12$$

$$H_{pt} = 3.1 \text{ mts.}$$

La presión de pérdidas total será:

$$P_{pt} = \frac{15}{14.21} + \frac{15}{14.21} \times 0.000805 \times 391$$

$$P_{pt} = 2.43 \text{ Kg/cm}^2$$

La presión a la salida de bomba será:

$$P = P_1 + P_{pt}$$

$$P = 2.57 + 2.43$$

$$P = 5 \text{ kg/cm}^2$$

Como el diagrama de Moody tiene un error aproximado del 10% considero la presión a la salida de bomba de

$$P = 5.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Como acotación diré que la presión de salida de la bomba en los bancos de prueba es de 5 - 7 Kg/cm², lo cual concuerda con el resultado hallado.

3.6.3 CAPACIDAD DEL DEPOSITO DE COMBUSTIBLE

Al evaluar la capacidad óptima del depósito de combustible se debe tener en consideración las siguientes premisas:

- a.- Area disponible para ubicación del depósito
- b.- Consumo de combustible por motor
- c.- Carga de trabajo del banco y su proyección

en el futuro

d.- Tiempo promedio de duración de la prueba

e.- Consideraciones requeridas a la defensa nacional.

El área disponible dará las dimensiones máximas que puede tener el Depósito de combustible. De acuerdo a los datos estadísticos obtenidos, el consumo promedio de combustible de un motor es de 3,000 galones, el tiempo promedio de duración de la prueba es de 3 horas, suponiendo una jornada laboral con sobretiempo de 12 horas y como -- tiempo aproximado de montaje y desmontaje del motor en el banco de 1 hora, obtenemos que en un día se consume 9,000 gls, si se proyecta trabajar las 24 horas del día, se tendrá un consumo de 18,000 gls. diarios. Se hace la acotación de que en la planta de reparación de motores en la URSS su banco de prueba trabaja las 24 horas del día, lo cual lleva a considerar un mínimo de almacenamiento de 20,000 gls, por día. si almacenamos -- 20,000 galones en un solo depósito, el banco de prueba tendría las siguientes paradas obligatorias:

1.- Por limpieza y mantenimiento aproximadamente cada tres meses

- 2.- Por purga de todo el combustible almacenado, cuando se contamina, lo cual es esporádico.
- 3.- Por recarga diaria.

Estadísticamente, el tiempo de todas esas paradas significan un promedio de 2 horas diarias, a un costo de prueba por motor de \$20,000, se tiene que al mes se estaría dejando de percibir -- \$ 300,000 al no aprovechar en su máximo la capacidad instalada.

Esta "Pérdida" se solucionaría colocando 2 tanques, mientras se utiliza uno el otro se recarga, o se le efectúa el mantenimiento, es decir hay una mayor flexibilidad.

Entre las variedades de tanques tenemos los verticales y horizontales, se ha preferido utilizar el tanque horizontal por los siguientes motivos:

- a.- Facilidad de construcción
- b.- Internacionalmente utilizado para el almacenamiento de 10,000 gls., ya que el vertical es utilizado para grandes almacenajes.
- c.- Facilidad de recarga, puede ser recargado con un solo tanque cisterna.

En consecuencia, se utilizará dos tanques del tipo horizontal y de 10,000 gls cada uno ¿Pero

porque no depósitos de mayor o menor capacidad?

El motivo también es que con el de 10,000 gls. podemos trabajar las 24 horas del día, pero para trabajar las 24 horas del día también requere^rimos tener motores a probar, efectuando un análisis somero, nos indica que al año se esta en capacidad de probar entre motores que ingresan al banco por reparación mayor, menor, rechequeo 2,190 motores; para probar esta cantidad de motores se requiere mínimo una flota de aviones - de 4380, lo cual es casi imposible de tener en un país sub-desarrollado. Lo que si, es probable es que en caso de conflicto armado el banco de prueba trabaje 24 horas diarias durante 2 ó 3 - semanas, es decir debemos estar en el almacenamiento mínimo indispensable, a fin de tener la alternativa de trabajar las 24 horas del día por cualquier eventualidad.

En la sección de planos se muestra el diseño del depósito horizontal de 10,000 gls. Este es un plano estandar de CENCO el cual es semejante a los tanques de Petroperú.

Se indica en el plano standar el porqué el ITIN TEC no tiene las normas técnicas de tanques horizontales y PETROPERU tampoco tiene dichas nor

mas, solamente posee dicho plano standard. Se - que la Cía. CENCO y PETROPERU, usan dicho diseño en la fabricación de sus tanques horizontales de 10,000 gls, se puede inferir que están diseñados de acuerdo a las normas técnicas internacionales.

3.7 SISTEMA HIDRAULICO

3.7.1 DESCRIPCION-ESPECIFICACIONES TECNICAS

Las bombas hidráulicas en el avión, sirven para dar la fuerza hidráulica requerida para el movimiento de:

- Extensión de emergencia del tren y los flaps
- Sistema de retracción - extensión del tren
- Accionamiento de los flaps
- Frenos aerodinámicos
- Retracción del cono y las compuertas de anti-pompaje
- Sistema de mando del avión

Todo lo cual hace posible la maniobrabilidad del avión.

En la actualidad pocos son los motores a reacción que se prueban junto con las bombas hidráulicas, pero como todavía hay, se ha creído conveniente efectuar el sistema hidráulico y de acuerdo a --

las necesidades se puede realizar o no.

El sistema hidráulico de la instalación de prueba, asegura el trabajo de las bombas montadas en la caja de mando de los accesorios.

El sistema consta de:

- 1) Depósito con el líquido de trabajo, el cual deberá estar pintado con pintura epóxica, a fin de protegerlo contra la corrosión.
- 2) Instrumentos de control de los parámetros de trabajo de las bombas
- 3) Bomba
- 4) Filtro
- 5) Intercambiador de calor que asegure la entrada de fluido frío al depósito.

El líquido de trabajo del depósito, es recibido por la bomba y de allí pasa a los filtros con una filtración fina de 12 - 16 micrones a la entrada de las bombas del motor. La presión constante del líquido en la entrada a la bomba se asegura con un depósito hidroneumático.

La presión del líquido en la entrada a las bombas hidráulicas del motor se asegura por medio de una válvula reguladora con mando neumático. A través de la tubería de las bombas impelentes

(del motor) el líquido pasa al bloque de prueba que reproduce las acciones que se podrían originar en los aviones, a fin de poder detectar las posibles fallas.

Cada bloque de carga consta:

- Dos válvulas de dos posiciones tres vías
- Dos válvulas relief para controlar la presión
- Dos válvulas aguja
- Una válvula de seguridad.

Para disminuir las pulsaciones del líquido en la salida de las bombas impelentes (del motor), en cada tubería impelente se instalan acumuladores hidráulicos. También se instala otro acumulador hidráulico en la tubería principal, a fin de evitar el golpe de arriete por el cierre rápido de la válvula de corte.

La bomba que alimenta a las bombas impelentes del motor es una bomba de desplazamiento positivo, a fin de asegurar en los diferentes flujos de líquido hidráulico una presión constante.

En la línea principal, se instala una válvula relief para controlar la sobrepresión, el exceso de caudal se hace ingresar directamente al intercambiador ya que la recirculación puede --

llegar a calentar el fluido, hasta una temperatura incorrecta para la prueba y/o hasta su temperatura de ignición.

En las tuberías de entrada y salida de cada bomba impelente se instalan termocuplas, a fin de controlar la temperatura. Todo el sistema será de tubería de acero inoxidable ya que el fluido hidráulico es altamente corrosivo y al corroer la tubería partículas grandes (mayores de 18 micras), pueden ingresar a las bombas impelentes y destruirlas.

Desde el bloque de carga el fluido a través del conducto de salida ingresa al intercambiador de calor. En el intercambiador de calor el fluido hidráulico deberá circular por el interior de los tubos por las siguientes razones:

- Presión elevada, circulando por el interior de los tubos, se evita el precio elevado de una envoltura de presión elevada.
- Fluido corrosivo, circulando por el interior de los tubos, se evita el gasto excesivo de un material especial para los tubos y las carcazas

Cálculo del Sh. requerido:

Para un tubo de acero inoxidable AIS 304, las ca

racterísticas son:

- Resistencia a la tracción 85,000 Lb/pulg²
- Resistencia a la fluencia 35,000 Lb/pulg²

$$HSch = \frac{1000 \times P}{S}$$

$$HSch = \frac{1000 \times 130.45}{35,000}$$

$$\boxed{HSch = 3.73}$$

De acuerdo a ANSI B31,1,0 - 1967 el espesor mínimo de las paredes se determina por la fórmula:

$$t_m = \frac{PD}{2(se)} + A$$

t_m = espesor mínimo admisible

P = presión interna máxima de servicio

D = diámetro exterior del tubo

SE = esfuerzo máximo del material

V = coeficiente que según ANSI B31-1,0 - 1967 es 0,4.

A = margen que se añade para el roscado, co-
rrosión.

De acuerdo a la práctica usada en bancos de prueba para fluidos hidráulicos, se debe emplear tu

bería soldada y de acero inoxidable, por lo cual la corrosión se puede considerar nula entonces $A = 0$.

$$T_m = \frac{130.45 \times 2.875}{2(35.000 + 130.45 \times 0.4)}$$

$$T_m = 2,8522 \times 10^{-5}$$

Puedo usar Sch = 5s pero la existencia en el mercado nacional con gran dificultad es de Sch405, se considerará para los cálculos 405 pero si es que en un futuro hay existencias en el mercado nacional Sch 55, se podría usar.

3.7.2 CALCULOS DE PERDIDAS

Características del Fluido Hidráulico

Viscosidad específica : $0,14 \text{ m}^2/\text{seg}$.

$$CP = \frac{0.8 \text{ kg}}{\text{Kg K}}$$

Datos del Sistema:

Caudal máximo : 50 GPM

Presión de entrada a las bombas : 3 kg/cm^2

El sistema consta de los siguientes accesorios de acuerdo a la distribución que se ha efectuado en la fig. 1.

Filtro : caída máxima de presión permitida $0,7 \text{ kg/cm}^2$

Una válvula check K = 2
Una válvula compuerta K = 0.18
Tres válvulas bola K = .02
Una válvula reguladora K = 8
Cinco codos K = 0,9
Longitud total de tubería 18 mts.
Diámetro tubería 2.1/2"

Cálculos de Presión a la Salida de la bomba

Cálculo de la velocidad

$$Q = A \times V$$

$$V = \frac{50 \times 3.785 \times 10^{-3}}{0.00309}$$

$$V = 61,25 \text{ m/min.}$$

$$V = 1,02 \text{ m/seg}$$

-Cálculo de Re

$$Re = \frac{Vdh}{\nu}$$

$$Re = \frac{1.02 \times 6.27}{0.14 \times 100}$$

$$Re = 4,568.14$$

-Cálculo de la presión requerida

Ecuación de Bernoulli

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} + Z = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} + Z + H_p + P \text{ filtro}$$

$$H_p = P \frac{L}{D} \frac{V}{2g} + \frac{V^2}{2g} \quad K$$

$$H_p = \frac{18}{0.0627} \times \frac{(1.02)^2}{2 \times 9.8} + (2 + 0.18 + 3 \times 0.2 + 8) \frac{(1.02)^2}{2 \times 9.8}$$

$$H_{pp} = 15.24 + 0.57$$

$$P_1 = P_2 + Z + H_p + P \text{ Filtro}$$

De acuerdo a la ecuación de Blassius

$$= \frac{0.316}{0.25} 2,300 \text{ Re } 10^5$$

Re

$$= \frac{0.316}{0.25}$$

Re

$$= \frac{0.316}{(4568.14)^{0.25}}$$

$$= 0.38$$

Para la comprobación se usa el diagrama de Moody, para tubos lisos y con un número de Reynolds de

4568.14 se encuentra aproximadamente un de
0.38 que es lo que da la forma de Blassius

Reemplazando en la fórmula # 1:

$$P_1 = 3.0 + 6360 \times 0.0008624 + 0.7$$

$$P_1 = 9.18 \text{ kg/cm}^2$$

y las pérdidas son:

$$H_p = 0.38 \times 15.24 + 0.57$$

$$H_p = 6.36 \text{ mts.}$$

Las bombas hidráulicas del motor de reacción no pueden trabajar sin fluido hidráulico porque se dañarían ellas o dañarían el sistema con la consiguiente pérdida de dinero (aproximadamente cada bomba hidráulica cuesta \$ 5,000), por lo cual el depósito del fluido debe ser hidroneumático para asegurar un mínimo de flujo de fluido debe ser hidroneumático para asegurar un mínimo de flujo de fluido hidráulico, a pesar de una parada intempestiva de la bomba de alimentación del Sistema.

Mínimo caudal requerido por las bombas : 2.56 PM

Cálculo de la presión requerida en el depósito - hidroneumático.

Cálculo de velocidad:

$$Q = A \times V$$

$$V = 2.5 \times \frac{0.003785}{0.00309}$$

$$V = 3.06 \text{ m/min.}$$

$$V = 0.051 \text{ m/min.}$$

Cálculo de Re:

$$Re = \frac{VDH}{\nu}$$

$$Re = \frac{0.051 \times 6.27}{0.14}$$

$$Re = 228.41$$

Como es flujo laminar el factor de fricción será:

$$= \frac{64}{Re}$$

$$= \frac{64}{228.41}$$

$$= 0.2802$$

Cálculo de pérdidas:

$$H_p = H_{pp} + H_{ps}$$

$$H_p = \frac{L}{D} + \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g} \quad K$$

$$H_p = \frac{0.2802}{0.0627} \times \frac{18}{0.0627} \times \frac{(0.051)^2}{2 \times 9.8} + \frac{(0.051)^2}{2 \times 9.8}$$

(10.78)

$$H_p = 0.000593 + 2.602 \times 10^2$$

$$H_p = 0.003195 \text{ m.}$$

Reemplazando valores en 1.

$$P_1 = 3 + 2000 \times 0.0008624 + 0.3195 \times 0.0008624 + 0.7$$

$$P_1 = 3 + 1.73 + 0.7$$

$$P_1 = 5.43 \text{ Kg/cm}^2$$

El tanque deberá tener como mínimo una presión

de 5.43 Kg/cm^2 para asegurar el mínimo flujo re querido.

Cálculo de la Potencia de la Bomba

$$P_1 = 5.43 \text{ kg/cm} \quad P_2 = 9.18 \text{ kg/cm}^2$$

Cálculo de la altura hidráulica

$$H = \frac{P_2 - P_1}{8} = \frac{9.18 - 5.43}{0.0008624}$$

$$H = 43.483 \text{ cm.}$$

$$P = \frac{x \cdot 0H}{76_m}$$

m = eficiencia generalmente en 70%

$$P = \frac{862.4 \times 0.00315 \times 43.48}{76 \times 0.7}$$

$$\boxed{P = 2.22 \text{ HP}}$$

La tubería de alimentación es de $2.1/2'' \emptyset$ ingresa el fluido a dos bombas hidráulicas en paralelo - el diámetro de salida de las tuberías será:

$$Q = Q$$

$$b_1 = b_2$$

$$Q_t = Q_{b1} + Q_{b2}$$

$$AV_1 = AV_{b1} + AV_{b2}$$

Se supone las velocidades y áreas iguales para simplificar el cálculo y que la pérdida que exista sea igual:

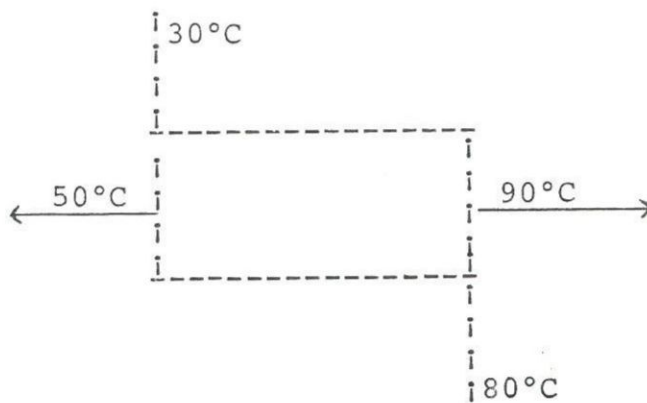
$$A = 4.79 = 2A_{b1-2}$$

$$A_{b1-2} = 2.4''$$

$$\varnothing_{\text{tubo}} = 1 \frac{1}{2}''$$

3.7.3 CALCULO ENERGETICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador de calor será de cuatro pasos



Para las temperaturas se ha considerado las máximas temperaturas permitidas

Cuando uno de los fluidos circulan por el equipo intercambiador de calor mas de una vez, por toda la longitud del mismo, la diferencia media lo

garítmica de las temperaturas se debe multiplicar por un factor de corrección:

$$F = \frac{V \sqrt{Z^2 + 1} \quad L_n \frac{1-P}{1-2P}}{\quad}$$

$$(Z-1) L_n \frac{2-P(Z+1-V \sqrt{Z^2+1})}{2-P(Z+1+V \sqrt{Z^2+1})}$$

$$Z = \frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_1}$$

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T-1 - T_1}$$

Reemplazando valores:

$$Z = \frac{30 - 80}{50 - 90}$$

$$Z = 1.25$$

$$P = \frac{502 - 80}{301 - 90}$$

$$P = 0.5$$

$$V \sqrt{(1.25)^2 + 1} \quad L_n \frac{1-0.5}{1-1.25 \times 0.5}$$

$$(1.25-1) L_n \frac{2-0.5 (1.25 + 1 - V \sqrt{(1.25)^2+1})}{2-0.5 (1.25 + 1 + V \sqrt{(1.25)^2+1})}$$

$$F = 0.5255$$

El factor F se comprueba en el gráfico de la "TUBULAR EXCHANGE MANUFACTURER'S ASSOCIATION" para un intercambiador de un paso en la región anular y dos o múltiplo de dos pasos en los tubos.

$$AT = F \times ATLM$$

$$ATML = \frac{ATmax - ATmin}{\ln \frac{ATmax}{ATmin}}$$

$$ATML = \frac{60 - 30}{\ln \frac{60}{30}}$$

$$ATML = 43.28$$

$$AT = F \times ATML$$

$$ATML = 0.5255 \times 43.28$$

$$AT = 22.74$$

Cantidad de agua requerida para estas condiciones

$$Q_{fn} = Q_{\text{agua}}$$

$$862 \times 0.1893 \times 0,8 \times 50 = 1.84 \times 50 \times m$$

$$m = 70.94 \text{ kg/min.}$$

El flujo de calor será:

$$Q = 862 \times 0.1893 \times 0.8 \times 40$$

$$Q = 87.03 \text{ KW}$$

Cálculo del área del intercambiador de calor:

$$Q = AU \text{ TML}$$

$$A = \frac{Q}{U \text{ TML}}$$

Para una aproximación se consideró $U = 0.6 \frac{\text{KW}}{\text{M}^2}$
de acuerdo a la tabla de la "THERMAL DESIGN OF
SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS FOR LIQUID TO LI
QUID HEAT TRANSFER

El área de transferencia de calor es:

$$A = \frac{87.03}{8.6 \times 22.74}$$

$$A = 6.38 \text{ m}^2$$

Cálculo de la eficiencia del intercambiador

Cálculo de NUT

$$NUT = \frac{A \times U}{C_{MIN}}$$

$$C_{agua} = 1.84 \times 56.76 = 104.44$$

$$C = 0.8 \times 862 \times 0.1893 = 130.54 \text{ kg/Kmin.}$$

$$C_{min} = C_{agua}$$

$$NUT = \frac{6.38 \times 0.6}{104.44} \times \frac{60m^2 \times \frac{kw}{m \ K}}{\frac{kg}{Kmin}}$$

$$\boxed{NUT = 2.2}$$

$$\frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} = \frac{104.44}{130.54} = 0.8$$

Con NUT 2.2 y Cmin/Cmax 0.8 ingresamos al gráfico de la "COMPACT HEAT EXCHANGERS" sobre efectividad del intercambiador de calor de coraza - tubo con un paso en la región anular bien previsto de desviadores y dos o múltiplo de dos pasos en los tubos y obtenemos la efectividad de E = 57%

Recálculo del calor a extraer

$$g = 0.57 \times 130.54 (90 - 30)$$

$$g = 74.41$$

Que es lo que realmente transmitiremos y no 87 03 Kw, por lo que obtenemos la temperatura real que tendrá el fluido hidráulico.

$$Q = mcp AT$$

$$74.41 = 862 \times 0.1893 \times 0.8 \times (636 - T_2)$$

$$T = 328 \text{ K} = 56 \text{ C}$$

El cual es un valor que se encuentra en los límites permitidos.

Considerando la resistencia térmica por incrustaciones o deposiciones del agua y del fluido hidráulico de acuerdo a la tabla de incrustaciones de la "TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION" de $8,0 \times 10 \text{ Kw}^{-4}$, se obtiene que el área de transferencia de calor debe aumentar -- aproximadamente en 2%

$$AT = 6.51 \text{ mts.}$$

3.7.4 DISEÑO DEL DEPOSITO DE FLUIDO HIDRAULICO

El depósito es hidroneumático

Presión de trabajo 5.43 kg/cm²

Tapa y fondo tipo esférico

CALCULO DEL ESPESOR DE LA TAPA

De acuerdo al código ASME para depósito a presión, la fórmula para calcular el espesor de las tapas tipo esférico es:

$$T = \frac{PLM}{2SE,02P}$$

Donde:

T = Mínimo espesor en pulgadas

P = Presión de trabajo Lb/pulg²

S = Esfuerzo de fluencia del material (283-46T
B de - 20 F a 650 F 11,500 Lb/pulg.²

D = Diámetro del depósito

E = Eficiencia de la unión (considero 0.80)

r = Radio de la esfera que formará la tapa

M = Factor que depende de L y r se encuentra
en la tabla U,A-4-2 del código ASME

Los valores que poseemos son D = 23", r = 2. P =
77.1 Lb/pulg.²

E = 0.85 y S = 11,500 Lb/pulg²

$$\frac{L}{r} = \frac{23}{2} \quad 11.5$$

con 11.5 ingreso a la tabla U.A-4,2 del código ASME y encuentro $M=1,6$

Reemplazando en la fórmula:

$$T = \frac{77.1 \times 23 \times 1.6}{2 \times (11.500) \times 0.80 - 0,2 \times 77.1}$$

$$T = 0.1543$$

$$T = 3/16''$$

CALCULO DEL CUERPO DEL DEPOSITO

Como el cilindro de pared delgada se puede usar con un máximo de error del 10%, la siguientes fórmulas:

$$\begin{aligned} &= P_i \\ &= \frac{P_i \cdot P}{2T} \\ &= \frac{P_i \cdot D}{4T} \end{aligned}$$

Reemplazando valores:

$$= \frac{77.1 \times 23}{4T}$$

$$= \frac{77.1 \times 23}{2T}$$

$$= -77.1$$

De acuerdo a la teoría del máximo esfuerzo normal (T.M.E.N)

$$\text{máx} = T = \frac{886.65}{T}$$

$$T = 0.0771''$$

De acuerdo a la teoría del máximo esfuerzo cortante (T.M.E.C.)

$$\text{max} = \frac{\text{max} - \text{min}}{2}$$

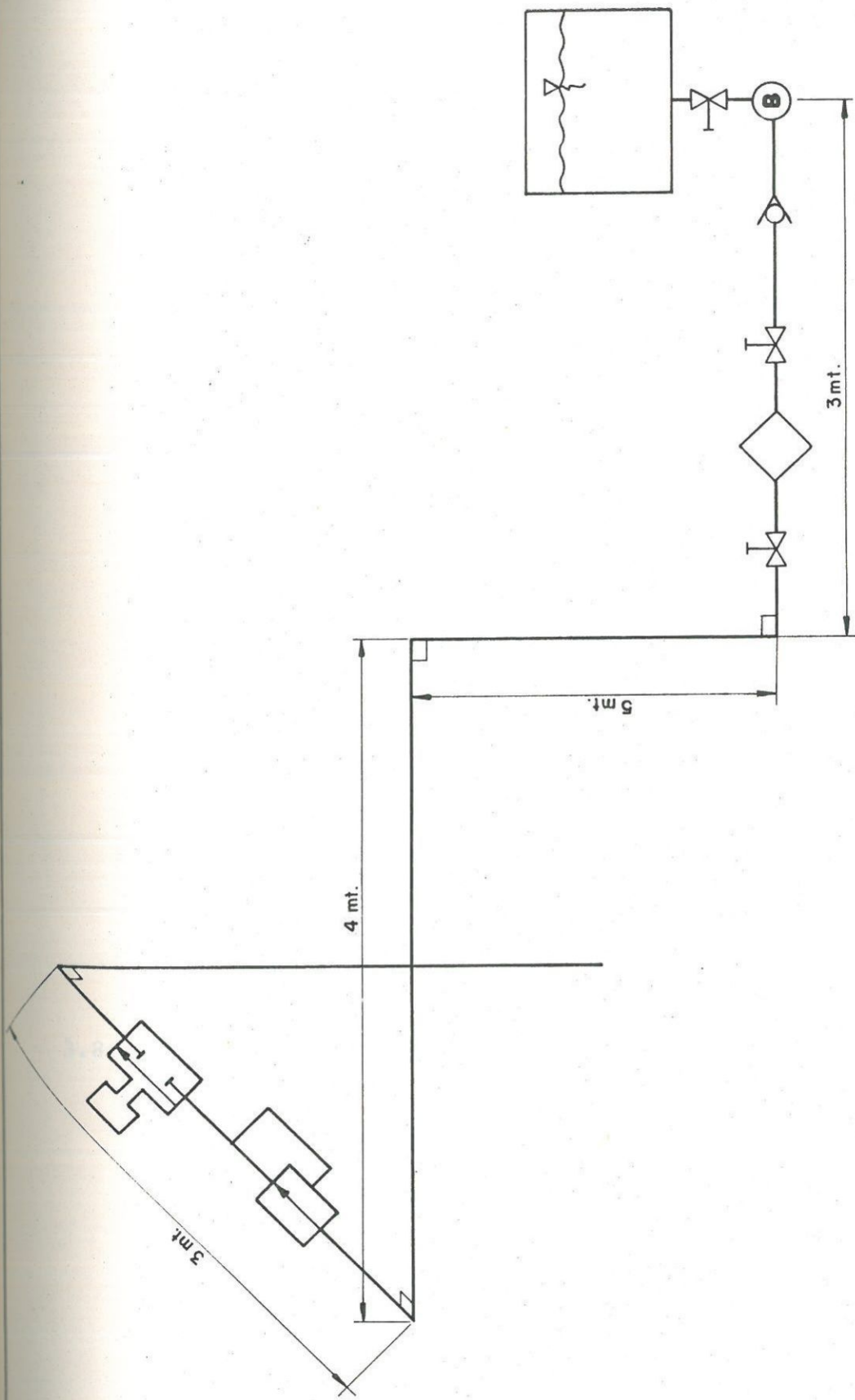
$$\text{max} = \frac{\frac{886.65}{T} + 77.1}{2''}$$

$$T = 0.0776''$$

cálculo de la entrada de Mnao

Brida ciega

La fórmula para una placa empotrada en los extremos con carga uniformemente



SISTEMA HIDRAULICO

Distribución es:

$$\max = \frac{3W}{2 T_2}$$

Donde :

W = Carga total

a = Radio de la circunferencia que circunscribe a la carga uniformemente distribuida

R = Radio total de la brida ciega

t = espesor

n = factor de seguridad n = 2

$$t^2 = \frac{3 \times (3)^2 \times 77.1}{2 \times 5750} \left(1 - \frac{(3)^2}{2 \times (4.5)^2} \right)$$

$$t = 0.37$$

$$t = 3/8''$$

3.8 SISTEMA AUMENTADOR

3.8.1 DESCRIPCION

El sistema aumentador es el que se encarga de conducir los gases de escape desde la celda de prueba hasta el medio ambiente, y a la vez debe estar equipado con el sistema de amortiguamien-

to de ruido.

La ubicación del eje del tubo de escape de la - instalación debe coincidir con el eje establecido en el banco de prueba. La distancia desde el borde de las compuertas de la tobera de chorro hasta la sección del tubo debe ser de 1 a 1,5 m, en dependencia del diámetro del tubo de escape de la instalación. El aumento de la distancia - puede producir la conducción de los gases de salida a la entrada del motor y la disminución de la distancia aumenta la velocidad y consumo de aire a través del sistema de salida (Fig. 1), - creando con esto una gran depresión en la celda de prueba.

La fuga de los gases al compartimiento o el aumento de la velocidad del aire deforman las medidas de los parámetros básicos del motor.

Los gases calientes de un motor a reacción, fácilmente pueden llegar a los 900°C, lo cual origina corrosión y fatiga térmica en los metales, entonces hace necesario que exista un sistema de refrigeración en estos sistemas.

3.8.2 TIPOS DE SISTEMAS, VENTAJAS-DESVENTAJAS

El Sistema de refrigeración puede ser de dos tipos

pos:

- Enfriado por aire
- Enfriado por agua

Sistema enfriado por Aire

En el sistema que como su nombre lo indica es refrigerado por aire. Las ventajas y desventajas son:

- Ventajas

No es necesario una infraestructura específica

- Desventajas

Un ducto de mayor diámetro y mayor longitud para lograr una mezcla homogénea de los gases de escape con el aire.

Indisponibilidad de aumentar su eficiencia operativa.

Temperatura más alta de funcionamiento.

Sistema enfriado por Agua:

Como, su nombre lo indica, este Sistema es refrigerado por agua.

Las ventajas y desventajas son:

- Ventajas:

Ductos relativamente cortos (aproximadamente 1/5 de longitud que los refrigeradores por aire).

Se puede aumentar su eficiencia operativa, aumentando de caudal o variando la dirección del flujo de agua.

- Desventajas:

Se requiere un sistema de suministro de agua, no se requiere el depósito de agua, ya que es usado el del sistema contraincendio.

En este proyecto se ha considerado un sistema enfriado por agua por ser más operativo y por las ventajas expuestas, esto lo demuestra la tendencia mundial a proyectar bancos de prueba de motores a reacción con sistema aumentador refrigerado por agua.

También la tendencia es lograr mayores temperaturas en los gases de escape, las limitaciones actuales es por los materiales, ya que el empuje - es función de la temperatura. Si en un sistema refrigerado con aire se tuviera un motor con mayor temperatura y/o masa de gases de escape, no se podría probar, pero en un sistema refrigerado por agua si se podría, aumentando la cantidad de agua que se inyecta en el ducto de escape.

En los enfriados por agua existe un límite inferior en la disminución de la temperatura de los

gases de escape que lo da la formación de ácido sulfúrico, el cual originaría corrosión, con el consiguiente rápido deterioro y el límite superior que lo da la capacidad del material para resistir altas temperaturas.

El ducto de escape se construirá con planchas de acero ASTM-285 que es acero para calderas, para evitar la corrosión por alta temperatura se puede metalizar con aluminio (en el SEMAN-FAP se ha probado con bastante éxito el proceso de metalizado con aluminio en las piezas sometidas a altas temperaturas para evitar su corrosión, también es recomendable protegerlo con pintura para alta temperatura.

3.8.3 BALANCE ENERGETICO

Se tomarán las siguientes premisas:

- Temperatura permitida en el tubo de escape = 260°C
- Tobera de escape del motor que va a la entrada del aumentador.
- Distancia de arranque recomendable = 1.00 mts.
- Eficiencia de la cámara de combustión = 80%
- Max. temperatura ambiente = 37 C = 100°F.
- Relación de aumentación = 2 = Ra.

Cálculos

Flujo de aire total de la celda

$$m_t = 3 \times 441$$

$$m_t = 1323 \text{ Lb/seg.}$$

Flujo de Combustible total

$$m_c = \text{Consumo específico} \times \text{empuje}$$

$$m_c = 1.86 \times 50,000 \text{ Lb/seg. En la prueba C.E.C. } 3.95.62 \text{ Lb/Lb FH.}$$

$$m_c = 1150 \text{ Lb/min.}$$

La cantidad de energía que proporciona el combustible es (E_t)

$$E_t = m_c \times P_c \times m$$

$$E_t = 1150 \times 18400 \times 0.8$$

$$E_t = 22'816,000 \text{ BTU/min.}$$

Temperatura de los gases de escape del motor

$$Q_p = m_a \times C_p \times (T_p - T_{mb})$$

$$T_p = \frac{Q_p}{m_a \times C_p} + T_{amb}$$

$$T_p = \frac{22816000}{1323 \times 0,24 \times 60} + 100 + 460$$

$$T_p = 7419.07 \text{ R}$$

$$T_p = 5,935.20 \text{ C}$$

La temperatura en el ducto de escape
temperatura del gas mezclado

$$Q_{\text{tubo escape}} = Q_{G.E.} + Q_A$$

Para cada unidad de masa de gases de escape que
sale ingresan 3 unidades de aire:

$$T_n = \frac{T_p + 2T_3}{3}$$

$$T_n = 7419.07 + 2 \times 560$$

$$T_n = 2846.36 \text{ R}$$

$$T_n = 3,557.5 \text{ C}$$

Requerimientos de enfriamiento del agua.

Cálculo del flujo de agua (m_{agua}) requerido

$$m = \frac{ET}{Q_C + Q_{WS} + Q_S}$$

Donde:

Q_C = Calor para conducir el agua de 60°F a 212°F

Q_{WS} = Calor para cambiar el agua en líquido saturado 212 a vapor saturado 212°F.

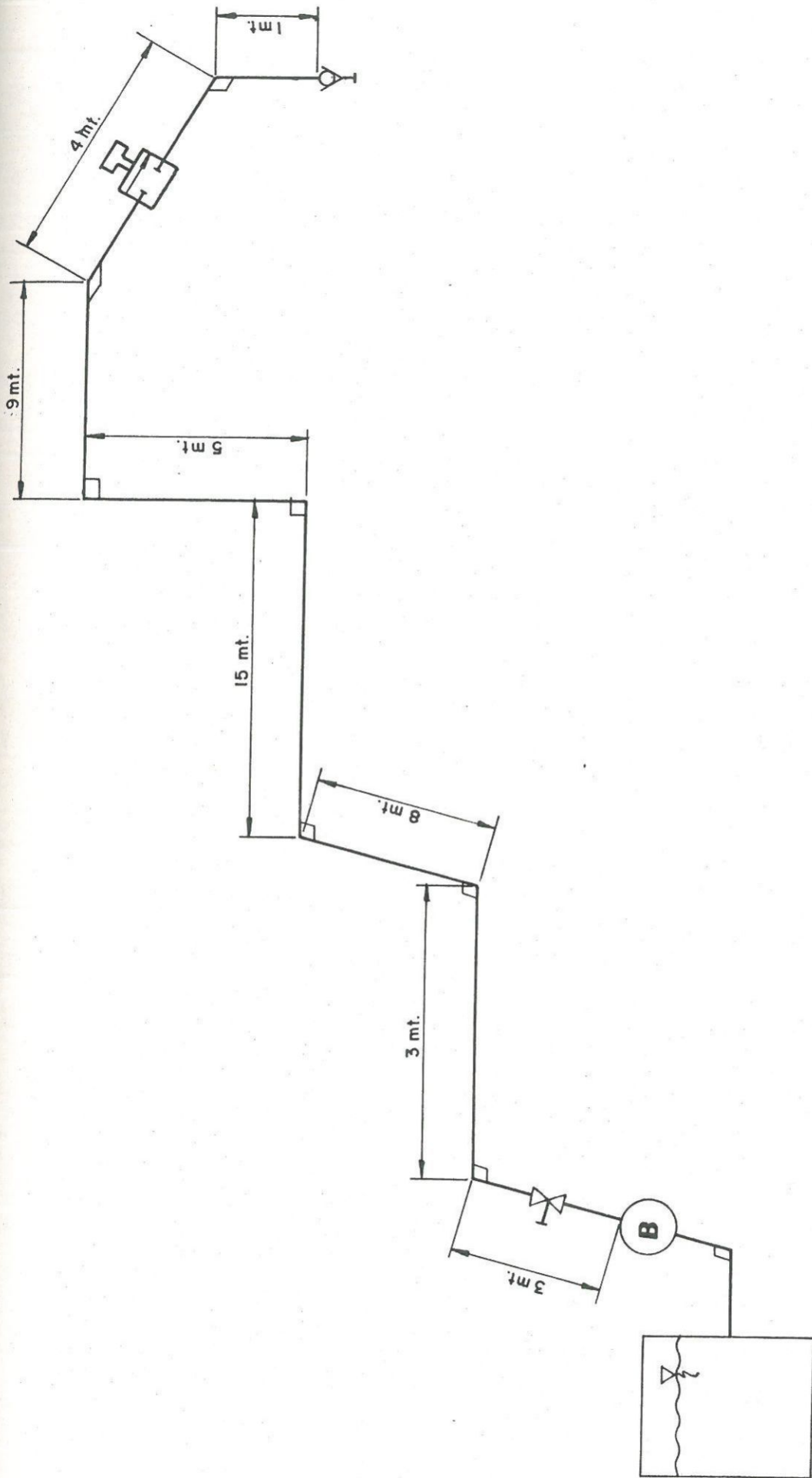
Q_S = Calor para conducir el vapor en 212°F a 500°F.

$$m_a = \frac{22'81600}{1(212-60) + 970 + 317}$$

$$m_{\text{agua}} = \frac{15855.46 \text{ Lb/min}}{8.33 \text{ Lb/Gal.}}$$

$$\boxed{Q_{\text{agua}} = 1903,42 \text{ GPM}}$$

Ya que la máxima cantidad del contenido térmico es suprimido por la transición del agua saturada a vapor saturado, entonces el agua de refrigeración debe ser entregada al área del núcleo caliente del flujo de gases de escape. Empleando una masa de agua de alta velocidad, de alto flujo dirigido hacia la parte central del flujo de gases de escape, al emplear menos agua, este se



SISTEMA AUMENTADOR

r  llevado por el movimiento del flujo de aire secundario hacia la pared del tubo aumentador . Para lograr esto, se emplearán toberas.

3.8.4 CALCULOS DE LA TOBERA

Se considera como diámetro de tobera de 0.75 y el # de toberas será de ocho, se ha tomado el diámetro de 0.75" porque de acuerdo a los experimentos de JR FREEMAN, se obtuvieron los máximos coeficientes con toberas en las cuales los diámetros de salida eran de 0.75" y diámetro de entrada de 2" y con ángulos de convergencia de 10 a 15 grados, la compa a AERO SYSTEM ENGINEERING INC para bancos de prueba ha logrado resultados más satisfactorios con ángulos de convergencia de 81 grados.

La forma de flujo de agua puede cambiada por la longitud de la tobera, de proporción L/D variable. La proporción L/D mayor es de flujo más -- compacto que la proporción L/D menor, el flujo más rápido se esparcirá.

Los cambios de temperatura en el cesto perforado constituirán los criterios para juzgar cual es la mejor proporción.

Método para escoger la proporción L/D  ptima.

Se debe colocar 2 termocuplas, una en la pared del cesto y otra al fondo. Efectuar una corrida de motor con post-combustión y tomar los valores de la temperatura, efectuar un cambio en la proporción L/D y volver a correr el motor.

La proporción L/D óptima, es cuando se obtiene las temperaturas mas bajas.

Como se podrá apreciar, es un flujo grande de agua; utilizando una ecuación práctica para tuberías de gran tamaño, la cual es:

$$O_{req} = \sqrt{\frac{GPM}{10}} \text{ en pulg.}$$

$$O_{req} = \sqrt{\frac{1903.42}{10}}$$

$$O = 13,8$$

La potencia de la bomba sería:

Considerando una eficiencia de 60%

$$P = \frac{1000 \times 1903.42 \times 0.003785}{76 \times 0.6 \times 60} \text{ (H)}$$

i		i
i	P = 2,63 (H)	i
i		i
i		i

Se han efectuado estos cálculos preliminares para llevar a una primera aproximación de que no se requería una tubería con las válvulas de 14" \emptyset y una potencia al eje de 26,3 HD.

Por lo expuesto líneas arriba, se piensa efectuar dos sistemas independientes. Un sistema para motores de 25,000 Lbs, de empuje, y se accionan los dos para motores de 50,000 Lbs de empuje.

Las ventajas son:

- a) Mayor operatividad, de probar motores de 25,000 Lbs de empuje, se podría probar con cualquier sistema, es decir tenemos sistemas en By Pass, si falla uno se utiliza el otro.
- b) Se evita trabajar con tuberías y válvulas de 14" difícilmente hallarle en el mercado local.
- c) Al utilizar un solo sistema, existe un menor consumo de energía, por consiguiente menor costo.

Se ha pensado en usar tuberías de 6" que son fácilmente encontrables en el mercado.

El sistema sería de acuerdo a la figura # 1.

3.8.5 CALCULOS DE PERDIDAS

Datos del Fluído:

$$F = 995 \text{ Kg/m}^3$$
$$= 9761 \frac{\text{n}}{\text{m}^2}$$

Datos del Sistema:

Diámetro tubería 6"

Siete codos $K = 0,18$

Una válvula como: $K = 0,1$

Longitud total de tubería 48 mts.

Cálculo

El caudal se repartirá en forma proporcional en las dos líneas:

$$Q_s = \frac{Q_t}{2}$$

$$Q = \frac{1903,42 \text{ GPM}}{2}$$

$$Q_1 = 951,71 \text{ GPM}$$

$$Q_1 = 0,06 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

De acuerdo a consideraciones empíricas en bancos de prueba y de acuerdo a la Cía. AERO SYSTEMS ENGINEERING INC, compañía con una gran experiencia mundial de bancos de prueba, se ha llegado a determinar que la presión en la salida (Tobera) del sistema aumentador está determinado por la siguiente fórmula:

Donde:

$$Q = 29,7 \ d^2 P \times (\# \text{ de toberas})$$

$$d = \emptyset \text{ de tobera}$$

$$P = \text{Presión en Lb/pulg.}$$

$$Q = \text{Caudal en GPM}$$

$$Q = 29,7 \ d^2 p \times (\% \text{ de toberas})$$

$$P = \frac{Q}{29,7 \ d^2 \times t.}$$

$$P = \frac{951.71}{29,7(0.75)^2 \times 8}$$

$$P = 7,12 \text{ Lb/cm}^2$$

$$P = 0,5 \text{ Kg/cm}^2$$

De acuerdo a la ecuación de continuidad

$$Q = A \times V$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{0,06}{0,01864}$$

$$V = 3.219 \text{ m/seg.}$$

El # de Reynolds es:

$$Re = \frac{\rho VDH}{\mu}$$

$$Re = \frac{995 \times 3,219 \times 0,1541}{803 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 614654,6$$

Cálculo de la Presión a la entrada de Bomba

Se aplica la ecuación de Bernoulli entre los puntos () y (2) de la instalación, mostrada en la fig. # 1:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z_2 + HP$$

Cálculo de pérdidas:

$$H_p = H_{pp} + H_{ps}$$

$$H_p = \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \frac{V^2}{2g} \sum K$$

$$H_{ps} = \frac{(3.21)^2}{2 \times 9.8} (7 \times 0.18 + 0,1)$$

$$H_{ps} = 1.89 \text{ mts.}$$

Con una rugosidad relativa y con Re entramos al

diagrama de Moody

$$\frac{E}{D} = 0,000649$$

$$Re = 614.654.6$$

Obtenemos un f de 0,018

$$H_p = 0,018 \frac{48}{0.1541} \times \frac{(3.219)^2}{2 \times 9.8} + 1.89$$

$$H_p = 4,85 \text{ mts.}$$

La presión a la salida de bomba será:

$$P_1 = 0,5 + 400 \times 0,000995 + 4,85 \times 0,000995$$

$$P_1 = 1,38 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo de la potencia de la bomba

$$P = 1,38 \text{ kg/cm}$$

(b)

Cálculo de pérdida a la succión

Datos del sistema:

$$\text{Dos codos } K = 0,8$$

$$\text{Una Tee } K = 0,9$$

Longitud de tubería = 9 mts.

$$\text{Entrada } K = 0,5$$

Diámetro tubería 8" Ø

Pérdidas en la succión

$$H_p = H_{pp} + H_{ps}$$

Cálculo de la velocidad por la Ley de Continuidad.

$$Q_1 = Q_2$$

$$AV = AV$$

$$1 \quad 2$$

$$0,6 = 0,03226V$$

$$V = 1,86 \text{ m/seg.}$$

El Re será:

$$Re = \frac{\rho VD}{U}$$

Reemplazando valores:

$$Re = 467169,23$$

La rugosidad relativa es:

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,1}{202,7} = 0.000493$$

Ingresando al diagrama de Moody

El factor de fricción es:

$$f = 0,017$$

$$H_p = 0,017 \times \frac{9}{0,2027} \times \frac{(186)^2}{2 \times 98} + \frac{(186)^2}{2 \times 9,8}$$
$$(2 \times 0,18 + 0,9 \times 0,5)$$

$$H_p = 0,13 + 0,31$$

$$H_p = 0,44 \text{ mts.}$$

La presión a la entrada de bomba es:

$$P = 500 \times 0,000995 - 44 \times 0,000995$$

$$P = 0,45 \text{ Kg/cm}^2$$

La altura efectiva será:

$$H = \frac{1,38 - 0,45}{0,000995}$$

$$H = 934,67 \text{ cm.}$$

$$H = 9,34 \text{ mts.}$$

La potencia es:

$$P = \frac{H}{763}$$

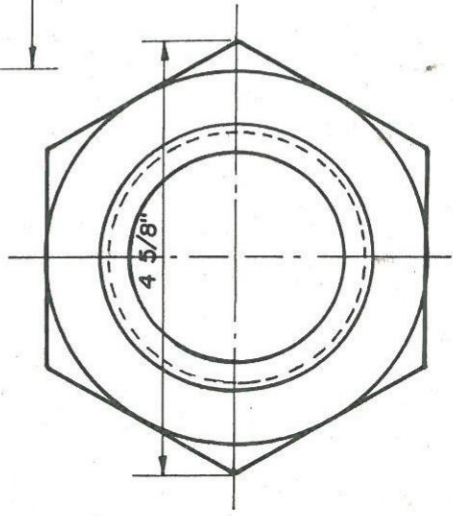
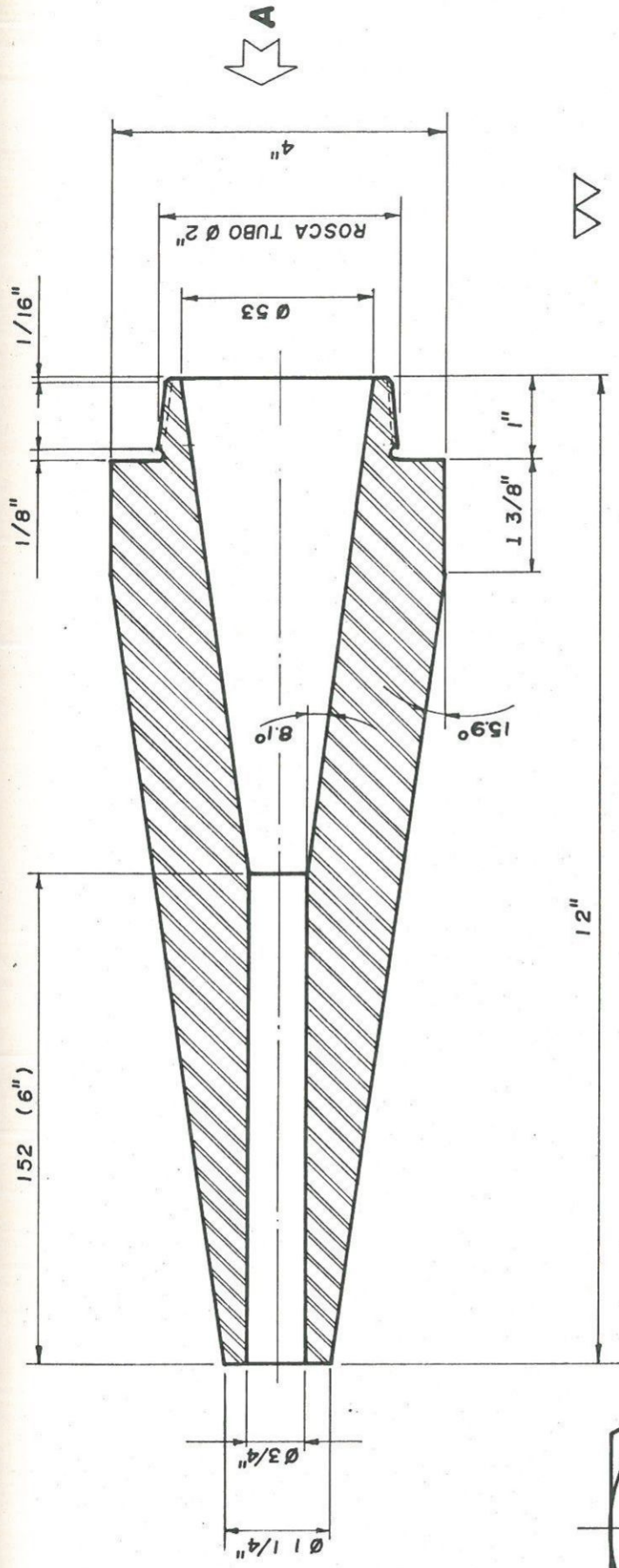
Se considera la eficiencia 0,6

$$P = \frac{995 \times 0,6 \times 9,34}{76 \times 0,6}$$

$$P = 12,23 \text{ HP.}$$

3.8.6 DUCTO DE ESCAPE - FUERZAS QUE ACTUAN

El Ductor de Escape conducirá los gases de com-



VISTA DE A

U N A C

TITULO:		BOQUILLA DE INYECCION SISTEMA DE AUMENTADOR		Nº DE PLANO		3.8-2	
DISEÑADO:		BACHILLER G. CASANOVA S.		REVISADO ASESOR		INGº ALBERTO HEREDIA Z.	
ESCALA:		1/2"		FORMATO:		A-4	
FECHA:							

bustión del motor al exterior de la celda de prueba, a fin de evitar la complejidad del cálculo del ducto de escape se tomarán reglas prácticas y las siguientes hipótesis:

- Calores específicos constantes
- Flujo permanente unidimensional
- Flujo adiabático. Es un experimento llevado a cabo en el SEMAN FAP, se colocaron termocuplas en el ducto de escape en los puntos A y B, la diferencia de temperatura que se obtuvo fue de 5°C, por lo tanto y de acuerdo a la Ley "Cero" de la termodinámica no existe una gran cantidad de transferencia de calor.
- Coeficiente de rozamiento constante en toda la longitud del ducto.

De acuerdo a la Compañía CENCO el diámetro del ducto debe ser de 1,5 veces el diámetro de la tobera de chorro, el máximo diámetro de tobera de chorro es de 1,48 por lo que tendremos un diámetro del ducto de 2,15 aproximadamente.

La longitud del ducto de escape está determinada por la homogeneidad de los gases de alta temperatura con el agua de refrigeración. Es decir, se espera al final del ducto de escape una temperatura uniforme en toda la sección como regla prác

tica usada por la Compañía CENCO es que la longitud del ducto de escape es 4 veces el diámetro del ducto.

FUERZAS QUE ACTUAN EN EL FONDO DEL DUCTO DE ESCAPE

El centro del cono debe coincidir con el centro del ducto de escape, a fin de que las fuerzas verticales se anulen. Se considera sin rozamiento el cono, el flujo de estado permanente, el proceso se lleva a cabo a presión manométrica, se calculará para el momento más crítico.

$$F_{mx} + \int T_{xda} + \int P_{da} \cos \alpha = \frac{d}{dt} \int V_x \rho D_v + \int \rho V_x n dA$$

Donde:

$T_{xda} = 0$ por sin rozamiento

$P_{da} \cos \alpha = 0$ Presión manométrica = 0

$\frac{d}{dt} \int V_x \rho dv = 0 =$ Estado permanente 0

$F_{mx} = \int V_{xa} \rho v ndA + \int V_{xB} \rho v nda +$

$$V_{xc} \quad V_{ndA}$$

$$V_B = V_a \cos B \quad V_C = V_a \cos B$$

Integrando:

$$F_{mx} = -V_{xA} \cdot mA + V_{xA} \cos B \, mb + V_{xA} \cos B \, mc$$

Por continuidad:

$$ma = mb + mc$$

$$mB = mc = \frac{ma}{a}$$

$$F_{mx} = V_{xA} \, ma + 2 V_{xA} \, mc \cos B$$

$$-F_{mx} = V_{xA} \, mA (1 - \cos B) \dots\dots (1)$$

Como se podrá apreciar, cuando menor es el ángulo B menor será la fuerza F_{mx} , pero mayor será la longitud del cono y se requerirá mayor espacio, por lo tanto un ángulo óptimo es 45° .

Cálculo de la velocidad de salida de los gases de escape.

El empuje es igual:

$$E = V_1 P A (V_1 - (1 + \frac{1}{N}) V_2)$$

Donde:

$$E = \text{Empuje}$$

$$V_1 \times A_1 = \text{Flujo de aire de entrada}$$

$$V_1 = \text{Velocidad del aire de entrada}$$

$$N = \text{Relación aire/combustible}$$

$$V_2 = \text{Velocidad de salida de los gases de escape.}$$

De acuerdo a las Ordenes Técnicas de los motores AVON, ATHAR y 55BS las V_1 medido con un pilot instalado en la campana de entrada del compresor es 181,02 m/seg. aproximadamente.

Aplicando un volumen de control en todo el motor tenemos:

Aplicando continuidad tenemos:

$$a_{\text{aire}} + a_{\text{comb.}} = m_{\text{total}}$$

$$P_1 V_1 A_1 + \frac{1}{N} P_1 V_1 A_1 = P_2 V_2 A_2$$

Donde:

$$N = \text{Relación aire/comb.}$$

Suponiendo que la presión de eyección es la atmósfera, la ecuación de la cantidad de movimiento en el volumen de control viene por:

$$R_x = (P_2 V_2^2 A_2) - P_1 V_1^2 A_1$$

Reemplazando por la Ley de continuidad tenemos:

$$R_x = (P_1 V_1 A_1 + \frac{1}{N} P_1 V_1 A_1) V_2 - P_1 V_2 A_1$$

$$R_x = P_1 V_1 A_1 [(1 + \frac{1}{N}) V_2 - V_2]$$

De donde:

$$V_2 = \frac{\frac{E}{P V A} + V_1}{1 + \frac{1}{N}}$$

Reemplazando valores:

$$V_2 = \frac{\frac{50.000 \times 0.454}{200.21} + 181.01}{1 + \frac{1}{\frac{200.21}{11.73}}}$$

$$V = 278.1 \text{ m/seg.}$$

Flujo total de Masa

El momento más crítico es aquel en el cual el motor está en su máximo empuje (máxima cantidad de gas de escape), pero sin flujo de agua que -- disminuye la temperatura de los gases.

$$m_t = m_{\text{aire}} + m_{\text{comb.}}$$

$$m_t = 220.21 + 11.73$$

$$m = 231.94 \text{ Kg/seg.}$$

Reemplazando (1)

$$F_x = 278.1 \times 231.94 (1 - \cos.45)$$

$$F_x = 18892.3 \text{ Newton}$$

$$F_x = 1927.7 \text{ Kg.}$$

3.9 SISTEMAS AUXILIARES

Son todos los sistemas que no son prioritarios para la prueba de los motores a reacción.

Cada tipo de motor puede necesitar diferentes sistemas auxiliares.

De esta parte del proyecto, describiré el proyecto de los sistemas auxiliares más comunes como:

- Sistema de vacío
- Sistema de arranque neumático.

3.9.1 SISTEMA DE VACIO

3.9.1.1 Descripción

El sistema de vacío no requiere de vacío lo que se requiere es crear un vacío en el dosificador de combustible del motor, a fin de hacer creer al motor que se encuentra en altura y evaluar los resultados que arroja el motor. Las pérdidas son función de la velocidad, si no hay velocidad no existen pérdidas.

El motor requiere una presión de vacío constante sin variaciones. El sistema de vacío consta de:

- Bomba de vacío
- Depósito que sirve para evitar las pulsaciones producidas por la bomba.
- Dos válvulas aguja a fin de controlar el vacío

3.9.1.2 Cálculo de la Presión de Vacío Requerida

La variación de la presión con la altura de acuerdo a la norma DIN 5450 es:

h	t	P/Po	P/Po = 8/80
0	15.0	100	1.000
0,5	11.75	0.942	0.953
1	8.5	0.887	0.907
2	2.0	0.784	0.822
3	-4.5	0.692	0.742
4	-11.0	0.608	0.669
5	-17.5	0.533	0.601
10	-50.0	0.261	0.337
18	-53.0	0.070	0.01
20	-56.5	0.054	0.072

La máxima altura normal de un motor a reacción es aproximadamente 18 Km. de altura.

El sistema de vacío tendrá un vacío máximo de --
0.07 Kg/cm² de presión que equivale a la altitud de 18 Km. de acuerdo a la norma DIN 5450.

La unidad de poder del sistema de vacío consta de:

- Bomba de vacío que asegure el vacío requerido.
- Sistema de regulación de presión de vacío - que asegure una presión de vacío constante.
- Sistema de filtrado que proteja a la bomba.
- Depósito de vacío.

Selección de la Bomba de Vacío

Explicaré en esta sección el procedimiento a seguir para seleccionar la bomba de vacío, se explicará solamente, porque el factor determinante como se demostraré, es el volumen del depósito de vacío, el cual; depende de la bomba de vacío ha seleccionar.

El procedimiento es el siguiente:

- Se determinará la mínima presión requerida, la cual es 0.7 Kg/cm^2
- El tiempo máximo que se debe llegar a esa presión, cuatro minutos.
- El volumen total del sistema, el cual es el volumen de la tubería mas el volumen del depósito. En este caso es 0.006mm el diámetro y 30 lts. el depósito:

$$V_t = V_o + V_{tub.}$$

$$V_t = 30,000 \text{ cm}^3 + x(0.003)^2 \times 50,000$$

$$V_t = 30,000.001 \text{ cm}^3$$

Como se puede apreciar con una longitud de tubería de 50 mts. obtenemos que es insignificante el volumen de la tubería respecto al volumen del depósito. Con el volumen total, el tiempo requerido y la mínima presión entramos a las curvas características y seleccionamos la bomba de vacío requerida.

3.9.2 SISTEMA DE ARRANQUE NEUMATICO

3.9.2.1 Descripción

Los motores que utilizan arranque neumático, requieren un flujo de tasa máxima de 0.8172 Kg/seg. y a una presión de 2.81 Kg/cm², entonces se proyectará el sistema de arranque neumático para esas condiciones.

3.9.2.2 Cálculo de Pérdidas

Datos del Fluído:

$$m = 0.8172 \text{ Kg/seg.}$$

$$p = 2.81 \text{ Kg/cm}^2 \text{ a la entrada del motor}$$

$$= 19.12 \times 10^{-7} \frac{\text{Kg}}{\text{m. seg.}}$$

Condiciones del Sistema

Longitud de tubería 21.50 mts.

Tubería 3" diámetro

Cuatro codos 3" K = 0,3

Salida del tanque K = 0,5

Salida del tanque K = 1,0

1 válvula reguladora K = 8

Presión requerida a la entrada del motor
2.81 Kg/cm²

Flujo de masa requerida 0,8172 Kg/seg.

A partir de la primera ley de la termodinámica, se obtiene la ecuación que expresa la variación de la presión de una vena fluida, la cual es:

$$- \frac{dp}{\rho} = \frac{d(V^2)}{2gc} + \frac{d}{gc} dz + dh$$

Donde:

ρ = Densidad

P = Presión

V = Velocidad

gc = Factor de conversión

g = Aceleración

z = Altura geométrica

h = Pérdidas de energías por fricción

Cuando los cambios de densidad son pequeños, se obtiene integrando entre los puntos 1 y 2 dividiendo por q se obtiene:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{V^2 - v^2}{2q} + (z - z) + H_p$$

La cual es la ecuación de Bernoulli

$$\frac{P_d - P_v}{\gamma} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2qc} + (z_d - z_u) \frac{d}{qc} + H_p$$

Esta ecuación se puede aplicar a todos los fluidos, pero la forma integrada fue obtenida suponiendo una densidad media que no es aplicable y gases y vapores, a no ser que el cambio de presión sea muy pequeño, como por ejemplo en líneas muy cortas. Para líneas largas, la pérdida de presión es suficiente para producir un cambio de densidad en los gases o vapores.

La variación de presión por la altura geométrica (z) puede ser despreciable ya que la densidad de los vapores y gases están bajo que cambios de altura de 70 mts, no varían apreciablemente la presión como ejemplo se pondrá al aire..

$$P = \gamma$$

$$P = 1,4 \times 70 = 98 \text{ Kg/m}^2$$

$$P = 0,098 \text{ Kg/cm}^2.$$

lo cual demuestra lo dicho anteriormente. La variación de la cota cinemática también es despreciable, por lo tanto la caída de presión es originada casi exclusivamente por las pérdidas originadas a la fricción.

Las pérdidas por fricción en forma diferencial

$$dH_p = \frac{fv^2dl}{2qD}$$

Pero si es que en el Proyecto del sistema de -- arranque neumático se tienen distancias largas (superiores a 70 mts) se debe aplicar la ecuación de Weymouth, la cual es:

$$P_1^2 - P_2^2 = \frac{16 f L W^2 ZRT}{q_c M D^5 (144)^2}$$

Donde:

- W = Caudal Lb/seg.
- D = Diámetro interno pies
- P = Presión PSI
- R = Constante de los gases
- M = Peso molecular pies 3/Lb - MOL K

- T = Temperatura absoluta (Kelvin)

- Z = Factor compresibilidad

Como tengo un sistema con una longitud de 21,5 mts. que es una distancia corta, puedo aplicar la ecuación de Bernoulli:

$$P_1 = P_2 + H_p$$

$$H_p = H_{pp} + H_{px}$$

Usaremos el término K_p que es igual a $f \frac{L}{D}$; el cual es un término sin dimensiones, para una longitud determinada (110 pies) y un cierto diámetro interno depende únicamente del número de Reynolds, éste término puede ser considerado como un coeficiente de resistencia, tanto para tuberías como para accesorios. Valores de K_p para tuberías como para accesorios. Valores de K_p para 100 pies de tubería pueden ser determinados a partir de la figura de la fig. . La variación de K_p con Re es pequeña, lo cual simplifica los cálculos necesarios para la determinación de tamaños de líneas y pérdidas de carga.

Por adición de los valores K para válvulas y accesorios en un sistema determinado, la pérdida de carga o presión debida a la presión puede ser obtenida multiplicando por el valor de la energía

$$\text{cinética } \frac{V^2}{2q}$$

Cálculo de la densidad a 2.81 Kg/cm²

$$\frac{P_1}{P_1} = RT$$

$$P = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\rho = 1,4 \text{ Kg/cm}^3 \quad \frac{1}{2} = \frac{P_2}{P_1}$$
$$2 = \frac{2.81 \times 1,4}{1}$$

$$2 = 3.93 \text{ Kg/mt}^3$$

$$2 = 0.2453 \text{ Lb/pies}$$

Cálculo de Reynolds

$$Re = \frac{mD}{A \times u}$$

$$Re = \frac{1,8 \times 0.26}{0.62 \times 39.16 \times 10^{-8}}$$

$$Re = 1927575,87$$

De la figura 6.1

Cálculo de caudal

$$m = AV$$

$$m = Q$$

$$Q = \frac{m}{A}$$

$$Q = \frac{1.8}{0.2453}$$

$$Q = 7.34 \text{ pies}^3/\text{seg.}$$

$$Q = 26416.63 \text{ pies}^3 / \text{h}$$

En el gráfico con $Q = 26416.63 \text{ pies}^3/\text{h}$ y diámetro 3,068 encontramos la altura cinemática de 160. Pérdida de carga en 100 pies = $K_p \times$ altura cinemática.

$$P_{\text{carga}} = 6,1 \times 160$$

$$P_{\text{carga}} = 976,0 \text{ pies}$$

En presión $P_{\text{carga}} = P_{\text{carga}} \times P$

$$\frac{P_{\text{carga}}}{\text{Presión}} = \frac{976 \times 0.2453}{144}$$

$$P = 1.66 \text{ PSI}/100 \text{ pies}$$

Longitud total del sistema: 21.5 mts-

Pérdidas

$$\text{principales} = 0,82 \text{ PSI}$$

Pérdidas
Principales = 0,06 Kg/cm^2

Cálculo de pérdidas secundarias

Se considerará la densidad constante en toda la línea.

$$\rho = 3.93 \text{ Kg/cm}^3$$

$$m = \rho VA$$

$$V = \frac{0.82}{3.93 \times 0.0047702}$$

$$V = 43.74 \text{ m/seg.}$$

$$hPs = \frac{V^2}{2g} K$$

$$hPs = \frac{(43.74)^2}{2 \times 9.8} (4 \times 0.3 + 0.5 + 1 \times 8 + 1 \times 0.18)$$

$$hPs = 964.40 \text{ mts.}$$

Como se podrá apreciar la mayor pérdida de carga lo origina la válvula reguladora.

En presión será:

$$P = \rho \times H$$

$$P = 3.93 \times 964.40$$

$$P = 3790.09 \text{ Kg/m}^2$$

$$P = 0,38 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 5.39 \text{ PSI}$$

La presión a la salida del tanque será:

	Motor	P.prim.	P.secund.
P1	= 2.81	+ 0,06	+ 0.38
P	= 3.25		

$$P = 3.25 \text{ Kg/cm}^2$$

Como el flujo circula en una tubería de sección constante con fricción, podría estrangularse a producir una onda de choque, por lo tanto a fin de poder hallar la longitud crítica del ducto - supondremos, que el flujo cumple con las condiciones de flujo Fanno.

La longitud crítica, es la longitud necesaria y suficiente. Para que desde un estado cualquiera de flujo Fanno alcance el estado crítico.

El estado crítico se alcanza cuando $Mach = 1$, pero como se va a calcular el factor de fricción por medio del diagrama de Moody; los datos dados por el diagrama de Moody ignoran la dependencia con el número de Mach. Por consiguiente los datos tomados del gráfico son aceptables solamente para flujos subsónicos, relativamente bajos, por lo cual utilizaré un número de Mach = 0,6.

$$V = 43.7 \text{ m/seg.}$$

$$P = 3.25 \text{ Kg/cm}^2 \quad M = 0,6$$

$$T = 293 \text{ K}$$

$$M = \frac{V}{C}$$

$$C = 20,2 \sqrt{T}$$

$$M = \frac{43.74}{20.2 \sqrt{293^\circ K}}$$

$$M = 0,13$$

De acuerdo a tablas

M	T/T	P/P	Po/Po	V/V	fl max.
0,13	1,1960	8,4123	4,4968	0,14216	38,207
0,6	1,1194	1,7346	1,1882	0,63481	0,49081

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_2/V}{V_1/V} = \frac{0.63481}{0,14216}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = 4,47$$

$$V_2 = 43,74 \times 4,47$$

$$V_2 = 195,52 \text{ m/seg.}$$

Cálculo de la longitud crítica

$$L_{c12} = L_{c1} - L_{c2}$$
$$\frac{L_{12}}{DH} = \frac{f}{DH} - \frac{f}{DH}$$

$$\frac{fL_{12}}{DH} = 38,207 - 0,49081$$

$$F \frac{L_{12}}{DH} = 37,72$$

$$fL = 37,72 \times 3,068 \times 0,0254$$

$$\boxed{FL = 2,94 \text{ mts.}}$$

Con Reynolds = 1927575,87 y para tubería de ace
ro E 0,00015, el cual da como -
rugosidad relativa.

$$\frac{E}{D} = \frac{0.00015 \cdot c12}{3,068}$$

$$\frac{E}{D} = 0.00586$$

Entramos al diagrama de Moody y encontramos

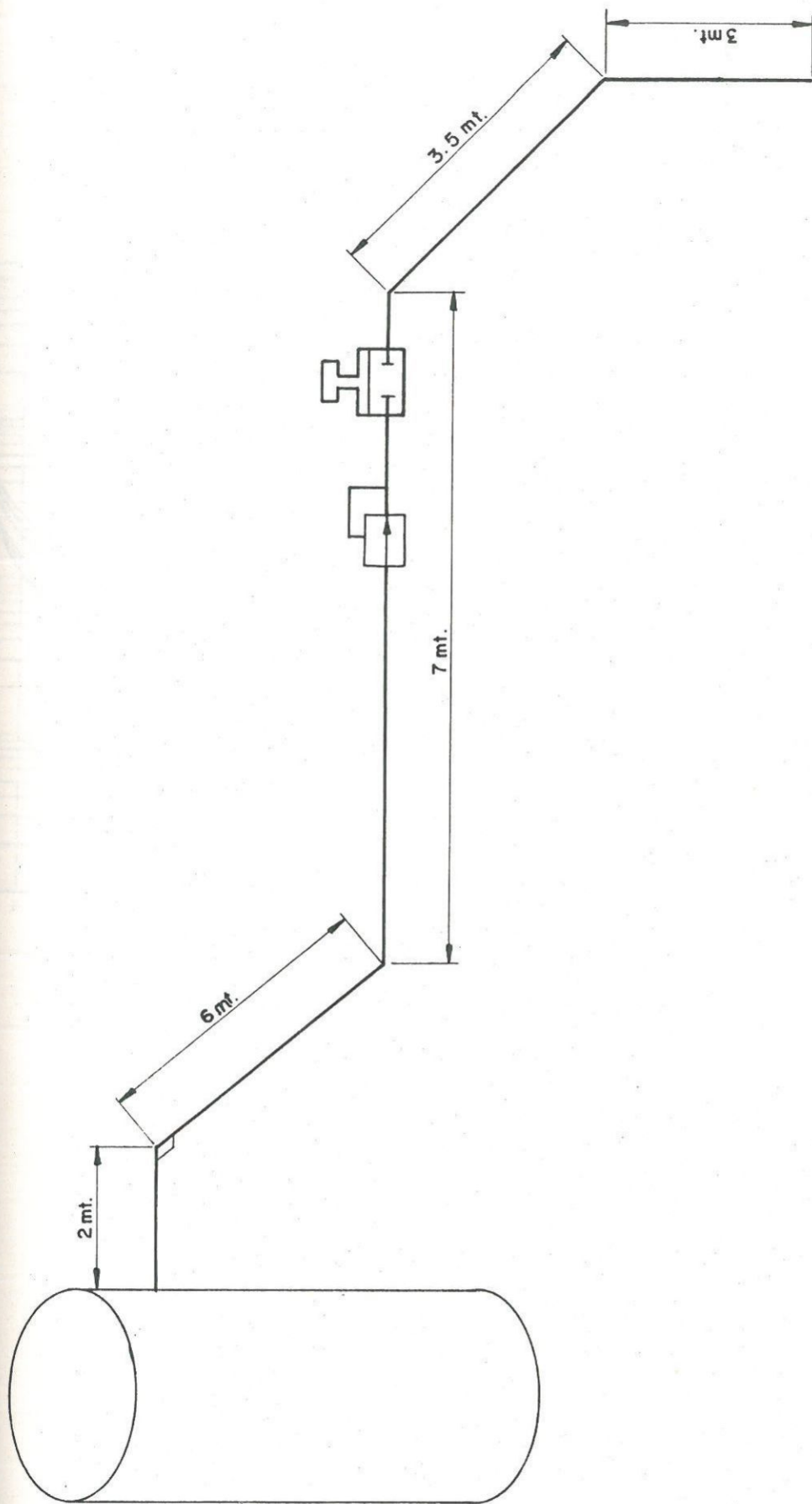
$$F = 0,018$$

Reemplazando en 1

$$L = \frac{2,94}{0,018}$$

$$L = 163,33 \text{ mts.}$$

Lo cual quiere decir que el número de Mach de -
0,6, se encuentra a 163,33 mts. de distancia,
entonces no se produciría estrangulamiento ni
onda de choque en la línea de arranque neumático.



SISTEMA DE ARRANQUE NEUMATICO

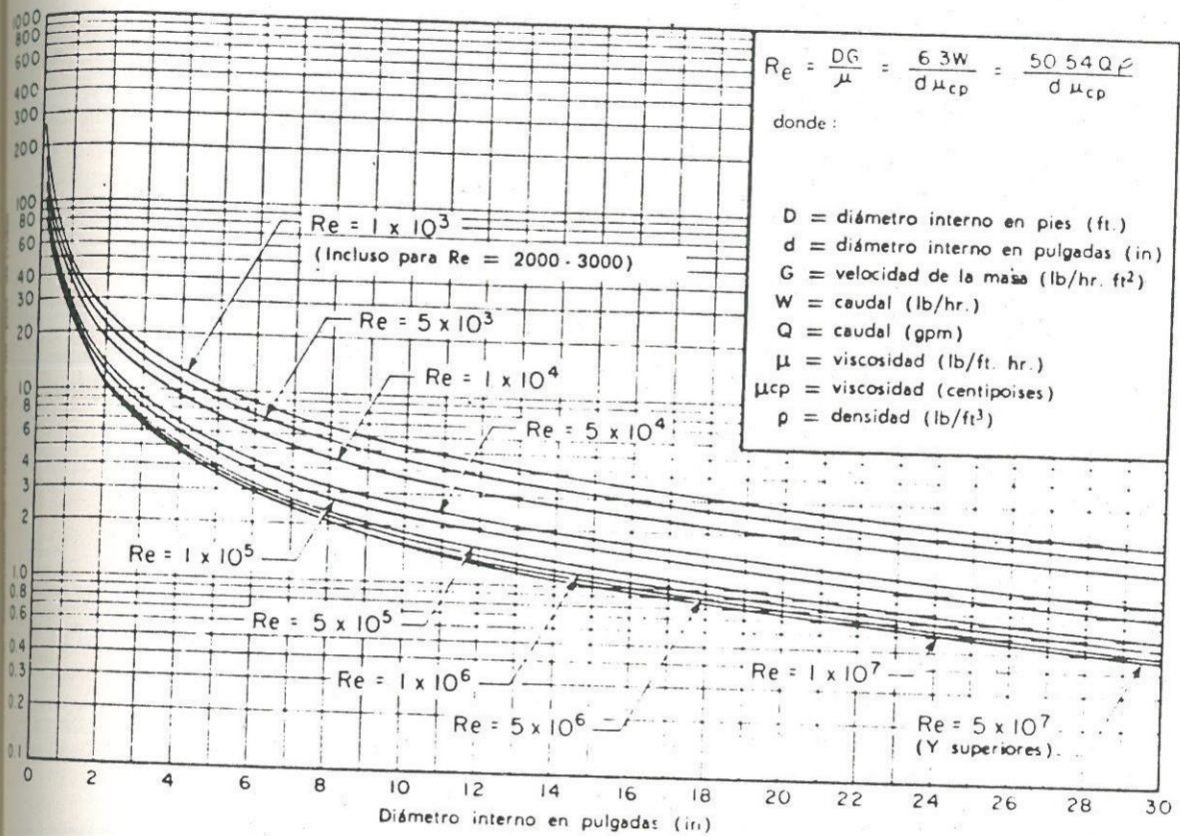
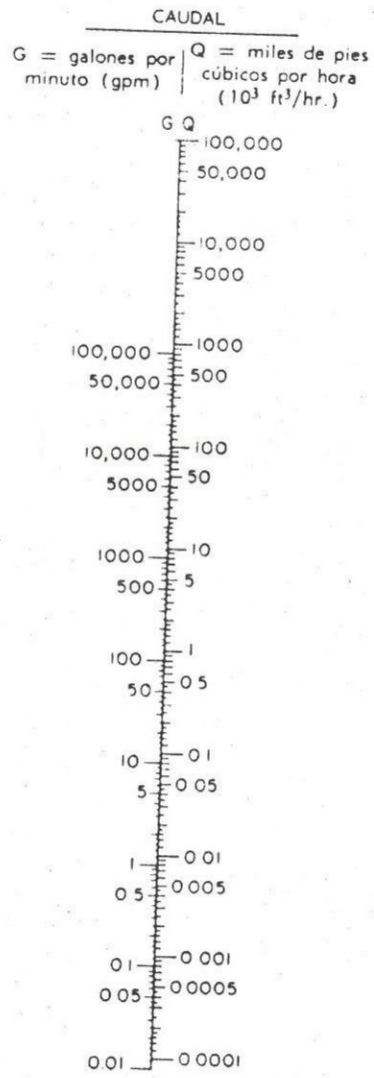
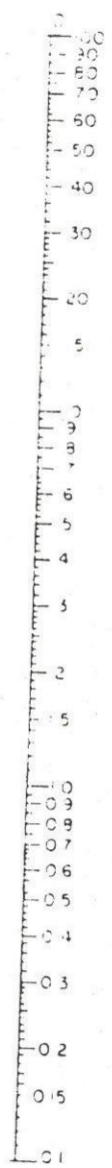


FIGURA 4.8.—Coeficiente de resistencia para tuberías de 100 pies de longitud.

DIAMETRO
D = diametro
interior (in)



ALTURA CINEMATICA | VELOCIDAD
J = pies de fluido circulando (ft. lbf/lbm.) | V = pies por segundo (ft./seg)

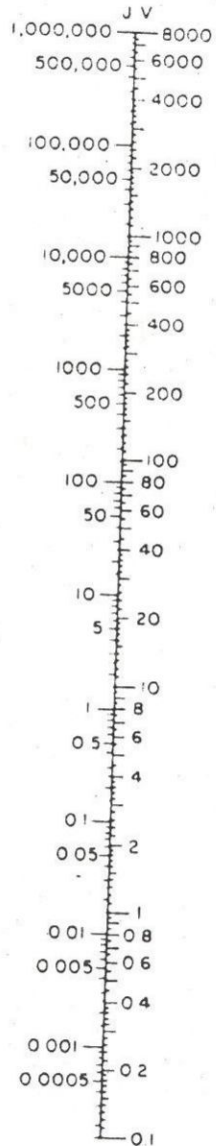


FIGURA 4.9.—Gráfico de velocidad y altura o cota cinemática.

IV.- EJEMPLO DE PROCESAMIENTO DE
=====

EVALUACION DE UN MOTOR A
=====

REACCION.
=====

IV.- EJEMPLO DE PROCESAMIENTO DE

EVALUACION DE UN MOTOR A

REACCION

La prueba de performance que se efectúa en los motores a reacción de uso aeronáutico, están referidas a condiciones estandar, se entiende como condiciones estandar a 15°C de temperatura ambiente y una atmósfera de presión barométrica 80 % humedad relativa. Esto es debido a que el peso específico del aire y combustible, es función de la temperatura y presión. El proyecto y diseño de un motor se efectúa en base a pasos específicos dados por lo cual esta errado comparar el rendimiento del motor a otros pesos específicos.

Podemos tener diferentes temperaturas y presiones barométrica, pero los parámetros de prueba hay que llevarlos a condiciones estandar, es decir para cada parámetro importante tenemos dos valores:

- a.- Valor leído, que es el que nos indica el instrumento.
- b.- Valor corregido, que es el que tendríamos si existieran condiciones estandar en el momento de la prueba.

Durante la realización de la prueba obtenemos dos tipos de base de parámetros:

- 1.- Los parámetros que son utilizados para evaluar la per

formance del motor como por ejemplo: empuje, temperatura T4, consumo específico de combustible, etc.

2.- Los parámetros utilizados para la seguridad del motor y/o la ubicación de alguna falla como por ejemplo: vibración, temperatura de aceite, presión de aceite, etc.

En las páginas subsiguientes, se dará un ejemplo de evaluación de un motor en forma sencilla; hay que tener presente que la realización de la prueba junto con la evaluación del motor es toda una operación sumamente compleja, la cual requiere en la mayoría de los casos cursos en el extranjero por un período aproximado de 6 meses. La lógica de la prueba es generalmente igual para cada tipo de motor mas no la realización de la prueba, la cual difiere totalmente en las calibraciones, a fin de obtener los parámetros corregidos, estos son:

- Presión de la Celda

$$P_o = p_o - \frac{D_p}{13,6}$$

p_o = Presión de la celda en pulgadas de mercurio

D_p = Depresión celda en pulgadas de agua

P_o = Presión barométrica en pulgadas de mercurio.

- Empuje

$$X \text{ corr} = X \text{ act} \times \frac{30}{P_o}$$

X corr = empuje corregido en LBF

X act = empuje indicado en el instrumento en LBF

Po = presión barométrica en pulgadas de mercurio

- Velocidad (RPM)

$$\text{RPM corr} = \text{RPM act} \times \frac{288}{273+T1}$$

RPM corr = velocidad en RPM corregida

RPM act = velocidad en RPM leído en el instrumento

T1 = temperatura aire entrada

- Flujo de combustible

$$F \text{ com} = \frac{\frac{288}{273+T1} \cdot \frac{30}{Po} \times 720,000 \times \text{S.g. corr}}{\text{TIEMPO DE CONSUMO DE 20 GAL. EN SEG.}}$$

F corr = Flujo de combustible corregido en GPM

T1 = Temperatura de aire de entrada en C

S.G.corr = gravedad específica corregida

- Consumo Específico de combustible

$$\text{s.f.c. corr} = \frac{F.\text{corr}}{x_1 \text{ corr}}$$

s.f.c. = Consumo específico de combustible en Lb/LbF-h

F.Corr = Flujo combustible corregido en Lb/h

x,corr = Empuje corregido en LbF.

- Temperatura gases de combustión

$$T_4 \text{ corr} = (T_4 \text{ act} + 273) \times \frac{288}{273+T_1} - 273$$

$T_4 \text{ corr}$ = Temperatura corregida del jet pipe en C

$T_4 \text{ act}$ = Temperatura leída en C

T_1 = Temperatura de entrada a aire en C.

- Presión total del Jet Pipe

$$P_4 \text{ corr} = P_4 \text{ act} \times \frac{30}{P_0}$$

$P_4 \text{ corr}$ = Presión corregida en pulg. de mercurio

$P_4 \text{ act}$ = Presión leída del Jep Pipe en pulg. de mercurio

P_0 = Presión barométrica en pulgadas de mercurio

- Presión de salida del compresor

$$P_2 \text{ corr} = P_2 \text{ act} \times \frac{30}{P_0}$$

$P_2 \text{ corr}$ = Presión corregida de salida del compresor en Lb/pulg.²

$P_2 \text{ act}$ = Presión leída en Lb/pulg.²

P_0 = Presión barométrica en pulgadas de mercurio

- Temperatura de salida del compresor

$$T_2 \text{ corr} = (T_2 \text{ act} + 273) \times \frac{288}{273 + T_1} - 273$$

$T_2 \text{ corr}$ = Temperatura corregida de salida del compresor en C.

$T_2 \text{ act}$ = Temperatura leída en C

T_1 = Temperatura entrada de aire en C

Descripción de la realización de una prueba de Performance

Al ingresar un motor a banco de prueba se ejecutan las siguientes actividades:

- a) Inspección y Recepción, a fin de detectar posibles desperfectos debido al manipuleo.
- b) Que el motor gire libremente
- c) Sistema eléctrico:
 - 1) Comprobación de arranque
 - 2) Comprobación de bujías
 - 3) Comprobación Anti-Ice
- d) Sistema de aceite de recarga

Después de haber efectuado todas esas comprobaciones, se arranca el motor, se apunta el tiempo de arranque y T_4 , - el tiempo de arranque es un indicativo de que tal está funcionando el sistema encendido. Si T_4 se sobrepasa del límite máximo que es específico se "aborta" el arranque y se vuelve a intentar el arranque, si persiste la sobret temperatura, se detiene la prueba hasta encontrar la causa,

hay que tener presente que T_4 no se pueda medir directamente y el material esta trabajando en el límite de su capacidad.

Se ejecuta la llamada "Prueba de cuerpo"; la cual consiste en aceleraciones y desaceleraciones bruscas y continuas del motor, a fin de detectar si es que se produce STALLS.

Se efectúa la prueba de aceleración la cual consiste en aceleraciones de mínimo a máximo o según como determine el manual de prueba del motor, y se toman los tiempos de aceleración, el cual debe estar en un determinado rango.

Obviamente en estas dos pruebas se ha estado anotando -- los parámetros del motor como:

Presión de aceite

Presión entrada de combustible

Vibración

Temperatura de aceite

Temperatura T_4

Temperatura de los rodajes

Y se debe estar observando al motor y "sintiéndolo" a fin de detectar cualquier anomalía.

Cálculos

Tomando como base los valores reales de la prueba de un motor que se transcribe al final de este capítulo, se

efectuará la evaluación de un motor.

Presión de la Celda

$$P_o = p_o + \frac{P}{13,6}$$

$$P_o = 29,66 + \frac{0,5}{13,6}$$

$$P_o = 29,696 \text{ pulg. de mercurio}$$

Empuje

$$X \text{ corr} = X \text{ act} \times \frac{30}{P_o}$$

$$X \text{ corr} = 7160 \times \frac{30}{29,66}$$

$$X \text{ corr} = 7242 \text{ Lb}$$

Existe una diferencia de 2% entre el Empuje corregido y el leído.

Velocidad en RPM

$$\text{RPM corr} = \frac{\text{RRP}}{\text{Leído}} \times \frac{288}{273+T_1}$$

$$\text{RPM} = 7950 \times \frac{288}{273+15,08}$$

$$\text{RPM} = 7949$$

Flujo de Combustible

$$F_{\text{com}} = \frac{\frac{288}{273+T_1} \times \frac{30}{P_o} \times 720,000 \times \text{Sg. correg.}}{\text{Tiempo de consumo de 20 gal. (seg.)}}$$

$$F_{\text{com}} = \frac{0.9999 \times 1,0114633 \times 720,000 \times 0,895}{22,74}$$

$$F_{\text{com}} = 28,651.309 \text{ Lb/h.}$$

Temperatura gases corregido

$$T_4 \text{ corr} = (T_4 \text{ act} + 273) \times \frac{288}{273 + T_1} - 273$$

$$T_4 \text{ corr} = (652 + 273) \times \frac{288}{273+15,08} - 273$$

$$T_4 \text{ corr} = 652^\circ\text{C}$$

Presión total del Jet Pipe

$$P_4 \text{ corr} = P_4 \text{ act} \times \frac{30}{P_0}$$

$$P_4 \text{ corr} = 32,5 \times \frac{30}{P_0}$$

$$P_4 \text{ corr} = 32,49$$

Temperatura salida compresor

$$T_2 \text{ corr} = (T \text{ act} + 273) \times \frac{288}{273 + T_1} - 273$$

$$T_2 \text{ corr} = 237 + 273 \times \frac{288}{273 + T_1} - 273$$

$$T_2 \text{ corr} = 237^\circ.$$

TIPO MOTOR: A. R. E. R. C. C. I. N. NO DE SERIE: ORDEN DE TRABAJO:

Prueba Performance

PRESIONES

Hora	RAM	Temp. Gases Escap. Temp. Miscelanea								Prom	1 2	3 4	5 6	7 8	Amb	Ent Comp	Desc Comp	Air Ref	Vent. 12va.	Aceit	Comb Ent.	Comb Tanq.	Comb. Tanq.	DP	CB	Desc Comp	Chor Tot.	Chor Est.	Bomb Comp	Bar.	Quem Pilot.	Act.	SUM	quem. Princ.	Fluj. Comb.
		Temp.	Temp.	Temp.	Temp.	Temp.	Temp.	Temp.	Temp.																										
7850	6852	635	637	630	633	636	1700	1509	-	232	232	61	18	18	0.4	43.5	69.6	30.7	7.4	1080	2979	-	24	2	500	6467									
7950	7160	652	655	648	654	657	1693	1508	-	209	237	57	18	18	0.5	44.7	73	32.3	5.5	940	2979	-	25	2	550	6824									
7750	6554	617	619	609	615	619	1678	1507	-	203	226	50	18	18	0.5	43.4	67	29.3	3	1100	2979	-	25	2	475	6173									
VIBRACION MAXIMA 2-7																																			
TIEMPO DE ARRANQUE 7 seg																																			
TIEMPO DE PARADA 62 seg																																			
TY DE ARRANQUE 570 °C																																			

T

• DE MOTORES
 Tarjeta No 66

TARJETA DE PRUEBA DE MOTOR AVON

Motor No: X X O.T.: CONS. COMBUST.: 2,500 GAL. FECHA: CONS. ACEITE: 3 GAL. P. BAR.: 29.66 D.P.: 0.5"
 DIA: Tiempo Corrido: 2 Hr.

M	L	A	M	P	U	J	T	4	T	O	TEMP. COMP.	TEMP. REFG.	VENT. TURB.	TEMP. ACEITE	PRESION BOMBA COMB.	PRESION PRES. COMP. %M	DESC. COMP.	PRESION ACEITE	CONS. COMB.	PRES. SUM.	CAM. BAL.	CHOR. ESTAT.	CHOR. TOTAL	VIB.	OBSERVACIONES
0	160	483	18.93	16.88	42	72	37	1190	0/0	3-2	11	863	2	1.2	0	-8	0.2								
0	6540	617	16.78	15.07	226	203	50	1100	0/475	67	25	6173	2	43.4	3.6	29.3	2.3								
0	7160	652	16.93	15.08	237	237	57	940	0/550	73	25	6824	2	44.7	5.5	32.5	1.8								
0	6852	635	17.00	15.09	232	232	61	1080	0/500	69.6	24	6467	2	43.5	7.4	30.7	2.7								

ACTUADOR:	E	63	99	RPM	PERFORMANCE.
ALIAS GUIAS:	S	74	42	RPM	5.- PRUEBA DE MIN. Max. 1.- 10.3 seg con 60°C ACELERACION 4500 2 2.- .5.2 seg 578°C 7950
VALVULAS DE PURGA:	F.	58	76	RPM	6.- PRUEBA DE VIBRACION 2.7 MILS
SISTEMA ANTICONGE-LANTE.	C.	62	00	RPM	7.- AIRE DESCARGA CAMARA BALANCE 22 P 31
ALIASMIENTO DE BOMBAS	A.	58	26	RPM	8.- DRENAJE U.C.C. 20 CC/MIN
					9.- CARTUCHO DE ARRANQ. EMPLEADOS 5
					10.- TIEMPO DE PARADA 62 seg
					R.P.M. E.M.P. T. CH. C 7.949 7.242 6.52. 0.92 CORREG. CORREG. S. 0.68. S. 0.84
					PROBADO POR: _____ INSPECCIONADO POR: _____ El Jefe de _____ de Prueba

V.- C O S T O S

a probar en 10 años tengo \$ 827 por motor. Con un seguro de riesgo del 100% por muerte del trabajador en accidente, etc, del 100% obtenemos :

Costo del personal \$ 1,654/Motor

5.1.2 COSTO DE MANTENIMIENTO

En los costos de mantenimiento, se han tomado las siguientes consideraciones:

1) Mantenimiento de los sistemas en los cuales se efectúan las siguientes acciones:

- Cambio de elementos filtrantes
- Limpieza de tanques
- Cambio de aceite lubricantes
- Costos de cambio de rodajes y empaquetaduras
- Misceláneos
- Pintado.

2) Calibración de los sistemas cada 6 meses, los cuales son:

- Empuje
- Combustible
- Vibración
- Temperatura
- Medida de presión
- RPM

Estos costos de mantenimiento es subdividido en

V.- COSTOS

5.1 COSTOS DE OPERACION Y MANTENIMIENTO

5.1.1 COSTOS DE OPERACION

En los costos de operación se consideran las siguientes variables:

- Capacitación del personal en el motor a probar
- Sueldo del personal
- Combustible
- Aceite lubricante y ensamblador
- Agua de refrigeración
- Electricidad

Se considera un tiempo promedio de permanencia del personal de 10 años durante los cuales ha efectuado la prueba mínima de 480 motores, la cantidad de personal mínima es de tres, con dos cursos en el extranjero cada uno, uno para motores de mediano empuje y otro para motores de alto empuje a un costo de \$25,000 dólares por persona, entonces tenemos:

Curso en el extranjero para tres personas	\$ 150,000
Sueldo promedio de ese personal durante 10 años	" 247,059
TOTAL:	\$ 397,059

Dividiendo el total entre el número de motores -

costos de la prueba de mediano empuje y de la -
prueba de alto empuje y se han prorrateado:

- Prueba de Mediano Empuje

Cambio de elementos filtrantes, cuatro veces por año	\$.	30,000
Limpieza de tanques dos veces por año	"	30,000
Cambio de empaquetaduras, ro- dajes, etc.	"	10,000
Misceláneos	"	10,000
Pintado total una vez por año	"	15,000
Calibración de todos los siste mas cada 6 meses	"	80,000
Imprevistos	"	5,000

Se probaron 360 motores en 10 años

$$C_{\text{unitario}} = \frac{180,000}{360}$$

$$C_u = 500/\text{Motor}$$

Prueba de Alto Empuje:

- Cambio de elementos filtrantes, cuatro veces por año	\$	11,000
- Limpieza de tanques dos veces al año	"	11,000

- Cambio de empaquetaduras, rodajes, etc	\$	5,000
- Misceláneos	"	3,000
- Pintado total	"	5,000
- Calibración	"	80,000
- Imprevistos	"	5,000

Se probarán 120 motores en 10 años

$$C_{\text{unitario}} = \frac{120,000}{120}$$

$$C_{\text{unitario}} = \$ 1,000/\text{Motor}$$

5.2 ANALISIS DE COSTOS

Los costos y/o precios son obtenidos de los datos estadísticos y/o experiencia que posee el SEMAN en la prueba de los motores a reacción. Actualmente las adaptaciones de los bancos de prueba que posee la FAP, se cotizan como precio aproximado en \$ 200,000. Se realizan a un costo de \$ 40,000; aparte del ahorro de divisas se ha logrado capacitar a personal, y se ha quebrado la dependencia tecnológica en este campo.

En la evaluación de costos se consideran los costos y/o precios de Enero 1986.

5.2.1 COSTO COMPARATIVO Y PUNTO DE EQUILIBRIO

En el análisis de costos se seguirá el siguiente procedimiento. Se indicarán los costos de cada

sistema e instalaciones y se encontrará el punto de equilibrio.

Los costos que se tomarán en cuenta son:

- Costo de proyectarlo, diseñarlo e instalarlo
- Costo de edificación e instalaciones requeridas
- Costo de cuna de prueba, adaptador y carro de transporte.
- Costo de la consola de control con la instrumentación completa
- Costo del sistema de almacenamiento y distribución de combustible
- Costo del sistema de prueba de bombas hidráulicas.
- Costo del sistema aumentador
- Costo de los sistemas auxiliares

El desdoblamiento de los costos es el siguiente:

- Costo de proyectarlo, diseñarlo e instalarlo
- De acuerdo a la experiencia adquirida en el SEMAN FAP se puede estimar que se requerirán cuatro Ingenieros (dos Ingenieros Mecánicos, un Ingeniero Electricista, un Ingeniero Electrónico) durante cuatro meses para el Proyecto y diseño de detalle y para la instalación se requerirá -- diez (10) Técnicos calificados durante un período de seis meses, para el apoyo logístico se re

querirá de (4) personas, y para la elaboración de planos (3) dibujantes técnicos durante tres meses

Cuatro Ingenieros diez meses		\$.	570,000
(diseño y supervisión)			
Tres dibujantes, tres meses	"		30,000
Diez trabajadores seis meses	"		180,000
Cuatro trabajadores de apoyo logístico	"		108,000

Costo : I/. 888,000

- Costo de edificación e instalaciones = Costo I/. 2'000,000

- Costo de cuna de prueba, adaptación y carro de transporte:

Cuna de prueba, equipos	I/.	120,000
Adaptador de prueba	"	85,000
Carro de transporte	"	70,000

Costo : I/. 275,000

Costo de consola de control e instrumentación

Consola de control	I/.	15,000
Instrumentación:		
Sistema de medición de empuje "		70,000
Vibración	"	80,000
Sistema de medición de presión "		90,000
Sistema digital de temperatura "		30,000

Sistema electrónico RPM	I/.	20,000
Misceláneos	"	30,000

Costo : I/. 375,000

Costo servicios de interconexión con el Banco :
I/. 40,000

Costo del sistema de almacenamiento y distribución de combustible:

Depósito	I/.	400,000
Bomba	"	60,000
Tubería, válvulas, acces.	"	80,000
Filtros	"	30,000
Flujómetros	"	70,000

Costo : I/. 640,000

Costo del sistema de prueba de bombas hidráulicas:

Depósito	I/.	10,000
Bomba	"	35,000
Tubería, accesorios, válvulas ..	"	70,000
Filtros	"	12,000
Flujómetros	"	30,000
Intercambiador	"	30,000

Costo : I/. 187,000

Costo del sistema aumentador:

Costo del ducto de escape .. I/. 150,000
Bomba " 150,000
Tubería, accesorios, válvulas " 30,000

Costo : I/. 330,000

Costo de los sistemas auxiliares:

Sistema nitrógeno I/. 20,000
Sistema arranque neumático " 30,000
Sistema vacío " 25,000

Costo : I/. 345,000

El costo total será:

Costo : I/. 5'000,000

Costo : \$. 290,286

Costo de proyectarlo, diseñarlo e instalarlo

i i
i Costo: \$ 290,286 i
i ----- i

Costo Directo

Motor que en el extranjero cuesta: \$ 85,000

ITEM	COSTO
Carburantes	\$ 1,000/Motor
Personal, pequeños repuestos	" 20,000/Motor

Gastos de mantenimiento del equipo. \$ 1,000/Motor

Motor que en el extranjero cuesta aproximadamente: \$ 22,000

ITEM	COSTO
Carburantes	\$ 250/Motor
Personal, pequeños repuestos	" 7,000/Motor
Gastos de Mantto. de equipo.	\$ 500/Motor

El costo total será:

Motor que el extranjero cuesta: \$ 85,000

$$CT = \$ 290,286 + 22,000$$

Motor que en el extranjero cuesta: \$ 22,000

$$CT = \$ 290,286 + 7,750$$

5.3 INDICADORES ECONOMICOS

Los Indicadores Económicos que desarrollan son:

Valor actual neto y tasa interna de retorno.

5.3.1 VALOR ACTUAL NETO

Es una medida diseñada para determinar si el rendimiento que se espera de una inversión es mayor o menor que el nivel determinado con anticipación

un valor actual neto positivo indica que la inversión que se efectúa arroja una utilidad, si es negativo significa que tendrá pérdida.

A fin de efectuar el análisis, se tomarán las siguientes consideraciones:

- Los costos son de valores constantes
- Los períodos son meses
- Se probarán al mes cuatro motores, tres de mediano empuje y uno de alto empuje.
- Se comparará entre el valor de la prueba los motores en el extranjero y en el Perú.
- Se comparará con un interés de 1% mensual que es el promedio que pagan los bancos norteamericanos.
- El tiempo de vida económica del banco es de 15 años, esto lo demuestra la experiencia, casi todos los sistemas en un banco de prueba se ma logran a los quince años.

= Costo de la Prueba de
tres motores de media
no empuje y uno de alto
empuje en el extranjero = OPE

$$\text{OPE} = 3 \times 22,000 + 1 \times 85,000$$

$$\text{OPE} = 151,000$$

Costo de la Prueba de tres motores a mediano em

$$\text{Van} = -290,286 + 150 \times \frac{4,9}{0,0599}$$

Van = \$ 8352010.7

5.3.2 TASA INTERNA DE RETORNO

Se define como la tasa que permite que el valor actual que se espera de las entradas en efectivo de una inversión sean iguales al valor actual que se espera de la salida en efectivo de esa inversión.

Una vez que se obtiene la tasa interna de rendimiento, se le compara con la tasa que requiere la empresa.

VAN	1%
8352010.7	1%
1905,389	5%
848213,9	10%
211858	25%
60667	30%
-25,911	40%

Para N = 120

V A N	iG
7080544	1
767202	10
122714	25
62214	30
-25911	40

Para N = 50

V A N	i%
3'854703	1%
62,213	30%
-25,911.0	40

COSTO COMPARATIVO ENTRE COMPRAR TODO
EL BANCO O PROYECTARLO, DISEÑARLO E
INSTALARLO POR INGENIEROS PERUANOS

ANALISIS DE COSTO

En la evaluación de costos de las empresas, en mayor magnitud si es extranjera, aparte de los costos de producción intervienen diferentes factores como:

- Responsabilidad
- Tipo de cliente (pats desarrollado o sub-desarrollado)
- Personal especializado
- Financiamiento
- Asesoría
- Control de Calidad

Al efectuar en el Perú el Proyecto, diseño e instalación de un Banco de Prueba se logra minimizar costos respecto a mano de obra, materiales, transporte, asesoría extranjera (en el mercado internacional un asesor cobra aproximadamente \$ 800 a 1,000 diarios) Infraestructura.

La compra de un banco en el extranjero cuesta aproximadamente un millón quinientos mil dolares y proyectarlo, diseñarlo e instalarlo por ingenieros peruanos de acuerdo al análisis efectuado en la sección anterior

cuesta solamente doscientos noventa mil doscientos --
ochenta y seis dólares.