

300618
5
29



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE QUIMICA
INCORPORADA A LA U. N. A. M.

**“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA EL
ESTUDIO DE FLUJO DE FLUIDOS COMPRESIBLES
PARA EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA
DE LA UNIVERSIDAD LA SALLE”**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

T E S I S P R O F E S I O N A L
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
I N G E N I E R O Q U I M I C O
P R E S E N T A
J E S U S F R A N C I S C O G A R C I A R I V E R A

MEXICO, D. F.

1987



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

P A G I N A

CAPITULO I	INTRODUCCION	
1.1	ANTECEDENTES.	1
1.2	DISEÑO DE PRÁCTICAS.	2
1.3	OBJETIVO DE TESIS.	3
CAPITULO II	SELECCION Y CONSTRUCCION DEL EQUIPO	
2.1	GENERALIDADES.	5
2.2	SELECCIÓN DEL EQUIPO.	8
2.3	COSTOS DEL EQUIPO.	11
CAPITULO III	DISEÑO DE PRACTICAS	
3.1	GENERALIDADES.	13
3.2	DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.	16
3.3	DISEÑO DE PRÁCTICAS.	
	PRÁCTICA I.-	18
	MEDIDORES DE FLUJO-PLACA DE ORI- FICIO.	
	OBJETIVO, FUNDAMENTOS, TÉCNICA DE OPERACIÓN, INFORME DE LA PRÁC TICA, GUÍA DE ESTUDIO.	
	PRÁCTICA II.-	29
	PERFILES DE VELOCIDAD-TUBO PITOT, OBJETIVO, FUNDAMENTOS, TÉCNICA DE OPERACIÓN, INFORME DE LA PRÁCTICA, GUÍA DE ESTUDIO.	
	PRÁCTICA III.-	42
	CURVAS DEL VENTILADOR. OBJETIVO, FUNDAMENTOS, TÉCNICA DE OPERACIÓN, INFORME DE LA PRÁCTICA, GUÍA DE ESTUDIO.	

	P A G I N A
CAPITULO IV	EXPERIMENTACION Y RESULTADOS
	PRÁCTICA I.- 55
	MEDIDORES DE FLUJO-PLACA DE ORIFICIO, MEDICIONES, CÁLCULOS, RESULTADOS.
	PRÁCTICA II.- 63
	PERFILES DE VELOCIDAD-TUBO PITOT, MEDICIONES, CÁLCULOS, RESULTADOS.
	PRÁCTICA III.- 73
	CURVAS DEL VENTILADOR, MEDICIONES, CÁLCULOS, RESULTADOS.
CAPITULO V	CONCLUSIONES 82
	BIBLIOGRAFIA 84

CAPITULO I

I N T R O D U C C I O N

1.1- ANTECEDENTES.

LA INGENIERÍA QUÍMICA ES CIENCIA APLICADA, ES INDISPENSABLE TENER BASES FIRMES EN LOS CONCEPTOS TEÓRICOS, PERO TAMBIÉN ES DE GRAN IMPORTANCIA PODER LLEVAR A LA PRÁCTICA ESTOS CONCEPTOS; ES DECIR, CONOCER Y SABER MANEJAR EL EQUIPO EN EL CUAL SE EFECTÚAN LOS PROCESOS DE LA INDUSTRIA QUÍMICA.

EL CONOCIMIENTO PRÁCTICO SE PUEDE ADQUIRIR DESDE QUE SE ES ESTUDIANTE POR MEDIO DE LAS PRÁCTICAS DEL LABORATORIO, PARA IR FORMÁNDOSE UNA IDEA DEL TRABAJO Y DEL EQUIPO USADO EN LA INDUSTRIA, ADEMÁS DE QUE AYUDA A FACILITAR EL ENTENDIMIENTO Y A HACER MAS AMENO EL ESTUDIO TEÓRICO.

EN LOS COMIENZOS DE LA PROFESIÓN DE INGENIERÍA QUÍMICA, LOS PROFESIONISTAS SE ENCONTRARON CON QUE NO HABÍA NINGÚN DATO SOBRE DISEÑO O LA EFICIENCIA DE LA MAYORÍA DE LOS EQUIPOS, POR LO QUE ÉSTOS TENÍAN QUE SER NECESARIAMENTE DISEÑADOS POR MEDIO DE TANTEOS O UTILIZANDO LA EXPERIENCIA O EL CRITERIO DE MUCHOS AÑOS DE TRABAJO.

LO ANTERIOR ORILLÓ A LA BÚSQUEDA EXPERIMENTAL DE LAS ECUACIONES DE DISEÑO DE LOS DIFERENTES EQUIPOS, USANDO PARA ELLO OTROS MÁS PEQUEÑOS QUE LOS INDUSTRIALES PERO PERFECTAMENTE INSTRUMENTADOS.

HOY POR HOY, TODAS LAS UNIVERSIDADES, INSTITUTOS Y EMPRESAS INDUSTRIALES IMPORTANTES CUENTAN CON LABORATORIOS EN DONDE SE GENERA LA INFORMACIÓN QUE PODRÍA UTILIZARSE EN EL DESARROLLO DE MÁQUINAS, EQUIPOS Y PROCESOS NUEVOS O MÁS EFICIENTES.

1.2.- DISEÑO DE PRACTICAS.

LA IMPORTANCIA DE LA ENSEÑANZA PRÁCTICA EN EL APREDIZAJE DE LA INGENIERÍA QUÍMICA HIZO POSIBLE QUE SE FORMARAN LAS MATERIAS DE: LABORATORIO DE MOMENTUM Y CALOR Y LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE MASA. TALES MATERIAS TIENEN COMO OBJETIVO LA ENSEÑANZA PRÁCTICA DE LA INGENIERÍA QUÍMICA DE TAL MANERA QUE EL ALUMNO APLIQUE SUS CONOCIMIENTOS A EQUIPOS REALES Y ADQUIERA LA HABILIDAD NECESARIA PARA MANEJARLOS, OBTENER DATOS EXPERIMENTALES Y A PARTIR DEL ANÁLISIS DE ÉSTOS, SACAR CONCLUSIONES ACERCA DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS APARATOS O PARA DETERMINAR ALGUNAS VARIABLES DE DISEÑO.

EN GENERAL, UNA PRÁCTICA DEL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE MOMENTUM, DEBE SER ESTRUCTURADA DE LA SIGUIENTE FORMA:

PRIMERA MEDIA HORA: EL PROFESOR HACE PREGUNTAS PARA AVERIGUAR EL CONOCIMIENTO DE LOS ALUMNOS (CUESTIONARIO).

SEGUNDA MEDIA HORA: EL GRUPO EN COMPAÑÍA DEL PROFESOR REVISARÁ EL EQUIPO, SIGUIENDO LAS LÍNEAS DE FLUJO, INVESTIGANDO LA UBICACIÓN DE LOS CONTROLES Y MEDIDORES Y FAMILIARIZÁNDOSE CON LA MANERA DE OPERARLO.

TERCERA MEDIA HORA: SE DEDICARÁ AL MANEJO DEL EQUIPO, PONERLO EN MARCHA, LLEGAR A RÉGIMEN PERMANENTE Y A LA OBTENCIÓN DE DATOS.

CUARTA MEDIA HORA: DESPUÉS DE DEJAR EL EQUIPO LIMPIO Y LISTO PARA OTRO GRUPO, LOS ALUMNOS PASARÁN AL SALÓN DE CLASE DONDE DISCUTIRÁN CON EL MAESTRO LA

FORMA DE REPORTAR LOS DATOS OBTENIDOS.

SE SUGIERE QUE DURANTE LA PRÁCTICA, EL GRUPO TENGA CAPACIDAD DE DECISIÓN SOBRE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN EN BASE A LAS LIMITACIONES DEL EQUIPO Y A LA POSIBILIDAD REAL DE ANÁLISIS DEL GRUPO.

1.3.- OBJETIVO DE TESIS.

EFFECTUAR EL DISEÑO Y LA CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA ESTUDIAR EL FLUJO DE FLUÍDOS COMPRESIBLES EN EL LABORATORIO DE INGENIERÍA QUÍMICA DE LA UNIVERSIDAD LA SALLE, QUE SIRVA COMO MATERIAL DIDÁCTICO PARA LA MEJOR COMPRESIÓN DE ÉSTOS PROCESOS, ESTUDIANDO:

- 1.- LA INFLUENCIA DE LAS CAÍDAS DE PRESIÓN EN LA MEDICIÓN DE FLUJOS, ASÍ COMO LA IMPORTANCIA QUE TIENEN ÉSTAS - EN LA DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE OPERACIÓN REQUERIDA EN LOS APARATOS UTILIZADOS PARA TRANSPORTE DE -- FLUÍDOS.
- 2.- LAS TÉCNICAS DE DETERMINACIÓN DE GASEOS Y VELOCIDADES DE GASES, ASÍ, COMO EL MANEJO Y LOS PRINCIPALES USOS DE ALGUNOS DE LOS PRINCIPALES APARATOS UTILIZADOS CON ESTE FIN.
- 3.- LOS PARÁMETROS DE SELECCIÓN EN LOS EQUIPOS DE TRANSPORTE DE FLUÍDOS.

PARA COMPRENDER EL COMPORTAMIENTO DE FLUJO DE LOS FLUÍDOS ES NECESARIO EFFECTUAR CIERTAS EXPERIENCIAS PRÁCTICAS EN EL EQUIPO

A CONSTRUIR. ESTAS EXPERIENCIAS DEBEN SER PERFECTAMENTE CUANTIFICABLES EN LOS RANGOS DE OPERACIÓN DEL EQUIPO, PARA POSTERIORMENTE SER INTERPRETADAS MEDIANTE EL USO DE LAS CORRELACIONES QUE RIGEN ÉSTOS PROCESOS.

LAS PREMISAS QUE SE FIJAN PARA LA REALIZACIÓN DE ÉSTE PROYECTO SON:

- 1.- EL PRESUPUESTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO DEBE ESTAR EN UN RANGO DE INVERSIÓN MÁS ATRACTIVO QUE LA COMPRA DE UN EQUIPO COMERCIAL.
- 2.- LA ETAPA DE CONSTRUCCIÓN NO DEBE EXCEDER UN PERÍODO DE TIEMPO MAYOR DE 6 SEMANAS.
- 3.- UTILIZAR LOS RECURSOS HUMANOS, MATERIALES Y FINANCIEROS DE LA UNIVERSIDAD LA SALLE PARA OBTENER UN EQUIPO CON LA CALIDAD TÉCNICA REQUERIDA.

CAPITULO II

"SELECCION Y CONSTRUCCION DEL EQUIPO"

2.1- GENERALIDADES.

EL OBJETIVO DE ESTA TESIS CONSISTE EN DISEÑAR Y CONSTRUIR UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO DEL FLUJO DE GASES A TRAVÉS DE UNA TUBERÍA, EN PARTICULAR DEL AIRE.

PARA LOGRAR ESTE FIN SE SELECCIONARON DIFERENTES APARATOS MISMOS QUE FUERON ENSAMBLADOS PARA LLEGAR A LA CONFIGURACIÓN FINAL EN EL EQUIPO. LOS SISTEMAS QUE NECESITAN SER INCLUIDOS SON LOS SIGUIENTES:

- 1.- UN SISTEMA MOTRIZ, QUE EFECTÚE UN TRABAJO NECESARIO PARA DESPLAZAR AL AIRE, QUE ES EL VENTILADOR.
- 2.- UN SISTEMA DE CONDUCCIÓN Y CONTROL DEL FLUJO, POR EL CUAL FLUYE Y SE REGULA EL GASTO DE AIRE, QUE SON LA TUBERÍA Y LA VÁLVULA DE CONTROL.
- 3.- UN SISTEMA DE MEDICIÓN DE PROPIEDADES, EL CUAL SIRVE PARA CUANTIFICAR LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN LA EXPERIMENTACIÓN, QUE ES EL SISTEMA FORMADO POR LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN COMO SON LAS PLACAS DE ORIFICIO, EL TUBO PITOT Y EL MANÓMETRO DIFERENCIAL.
- 4.- Y FINALMENTE ES TAMBIÉN NECESARIO UN SISTEMA DE SOPORTE E INSTALACIÓN DEL EQUIPO, COMO ES LA BASE DEL MISMO Y SU INSTALACIÓN ELÉCTRICA.

UNA VEZ SELECCIONADOS LOS SISTEMAS NECESARIOS, ES PRECISO DIMENSIONARLOS EN CONJUNTO PARA FORMAR EL EQUIPO, PARA ESTO ES NECESARIO INTERRELACIONAR MAS VARIABLES DE DISEÑO DE CADA UNO DE ESTOS SISTEMAS PARA PODER OBTENER EXPERIENCIAS CUANTIFICABLES QUE -

PUEBAN SER ESTUDIADAS CADA UNA POR SEPARADO, PERO TODAS EN EL MISMO EQUIPO.

UNA DE LAS VARIABLES MÁS IMPORTANTES DEL DISEÑO ES LA CAPACIDAD DEL VENTILADOR, PORQUE DE ELLA DEPENDEN LOS SIGUIENTES PUNTOS:

- 1.- LONGITUD Y DIÁMETRO DE LA TUBERÍA.
- 2.- EL RANGO DE MEDICIÓN DEL MANÓMETRO USADO PARA DETERMINAR LAS PRESIONES EN EL SISTEMA.
- 3.- Y FINALMENTE LAS DIMENSIONES TOTALES DEL EQUIPO.

OTRO FACTOR NO MENOS IMPORTANTE ES PRECISAMENTE EL MEDIDOR DE PRESIONES EN LOS EXPERIMENTOS, DADO QUE EN ESTA VARIABLE ESTÁN BASADAS TODAS LAS MEDICIONES EN EL LABORATORIO. LA IDEA ES UTILIZAR UN RANGO DE MEDICIONES DE CAÍDAS DE PRESIÓN IGUAL PARA TODAS LAS EXPERIENCIAS. ESPECÍFICAMENTE PARA EFECTUAR LA MEDICIÓN DE PRESIONES EN EL FLUJO DE AIRE ES NECESARIO CONTAR CON UN MANÓMETRO CAPAZ DE DETECTAR CAÍDAS DE PRESIÓN MUY PEQUEÑAS, YA QUE SE INCLUYEN DOS EXPERIENCIAS QUE REQUIEREN UNA GRAN PRECISIÓN EN LA MEDICIÓN DE PRESIONES. ESTAS SON EL ESTUDIO DE LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDADES EN LA TUBERÍA Y LA MEDICIÓN DE GASTOS EN EL EQUIPO.

EL PARÁMETRO FINAL DE DISEÑO ES LA DIMENSIÓN DEL EQUIPO, DADO QUE SI ESTE ES MUY PEQUEÑO, EL MANÓMETRO DEBE TENER UN RANGO DE MEDICIÓN MUY PEQUEÑO, AL GRADO DE LLEGAR A SER UN INSTRUMENTO ELECTRÓNICO. Y POR EL CONTRARIO SI ERA MUY GRANDE ESTE EQUIPO LAS DIMENSIONES DE LONGITUD Y DIÁMETRO DE TUBERÍA EXCEDERÍAN EL ESPACIO ASIGNADO PARA LA INSTALACIÓN DEL EQUIPO EN EL LABORATORIO.

EL PRIMER APARATO QUE FUÉ SELECCIONADO FUÉ EL VENTILADOR, EL PARÁMETRO MÁS IMPORTANTE A DEFINIR ERA SU CAPACIDAD. DADO QUE, EN BASE A LA ANALOGÍA BUSCADA ENTRE EL COMPORTAMIENTO DE UN VENTILADOR Y UNA BOMBA, EL TIPO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO HABÍA SIDO SELECCIONADO. ADEMÁS SE VIÓ QUE LA POTENCIA DE UN VENTILADOR AXIAL DEBERÍA SER MUCHO MAYOR QUE LA DE UN CENTRÍFUGO PARA PODER PRODUCIR EL RANGO DE PRESIONES ADECUADO PARA PODER SER DETECTADO EN EL MANÓMETRO DIFERENCIAL. Y ESTE AUMENTO DE POTENCIA LLEVARÍA AUNADO UN AUMENTO EN EL COSTO DEL VENTILADOR.

EN CUANTO A LA POTENCIA DEL VENTILADOR LAS OPCIONES ERAN MUY REDUCIDAS, YA QUE EL MERCADO NACIONAL DE VENTILADORES NO CUBRE LOS RANGOS FRACCIONARIOS DE POTENCIA ENTRE $1/20$ Y $1/8$ DE CABALLOS DE FUERZA. EL PROBLEMA QUE ACARREARÍA TRABAJAR CON VENTILADORES DE POTENCIAS BAJAS, ES LA DETECCIÓN ADECUADA DE LAS DIFERENCIAS DE PRESIÓN EN EL SISTEMA, MIENTRAS MÁS PEQUEÑA SEA ESTA PRESIÓN DIFERENCIAL MÁS DÍFICIL ES DE MEDIR, ERA ENTONCES PREFERIBLE TRABAJAR CON UN VENTILADOR DE MAYOR POTENCIA. LA SELECCIÓN FINAL DEL VENTILADOR QUEDÓ DEFINIDA EN BASE A COSTOS DEL MISMO. A IGUALDAD DE PRECIOS, SE TENÍA LA OPCIÓN DE LEGIR UN VENTILADOR DE $1/8$ HP O UNO DE $1/4$ HP. MANEJANDO CADA UNO IDFERENTES CAPACIDADES ERA MÁS ADECUADO EL QUE PROPORCIONARA UN VOLUMEN DE FLUJO MAYOR.

TENIENDO DETERMINADO EL TIPO, POTENCIA Y C APACIDAD DEL VENTILADOR, EL SIGUIENTE PASO ERA LA SELECCIÓN DE LA TUBERÍA. SE TRATABA DE ESTUDIAR LOS PERFILES DE VELOCIDAD EN UNA TUBERÍA CILÍNDRICA CON UNA RUGOSIDAD RELATIVA BAJA. EL DIÁMETRO LO DETERMINARÍA FINALMENTE LA VELOCIDAD DESEADA FLUJO. LA SELECCIÓN FINAL FUÉ

DE TUBERÍA CONVENCIONAL DE LÁMINA GALVANIZADA CON UN DIÁMETRO DE 8 PULGADAS.

EL RANGO DE PRESIÓN DIFERENCIAL DEL MANÓMETRO SELECCIONADO TENÍA QUE SERVIR PARA TODAS LAS DETERMINACIONES. POR TANTO DEBÍA SER CAPAZ DE DETECTAR LOS RANGOS DE PRESIÓN EN LA DETERMINACIÓN DE VELOCIDADES PUNTUALES CON EL TUBO PITOT. EL MANÓMETRO ESCOGIDO TIENE UN RANGO DE MEDICIÓN DE LA PRESIÓN DIFERENCIAL DE 12.5 MM. DE AGUA.

CON TODOS LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS SE PROCEDIÓ A CONSEGUIR CADA UNA DE LAS PARTES DEL EQUIPO Y ENSAMBLARLAS.

SE PROPONEN TRES PRÁCTICAS PARA REALIZAR CON EL EQUIPO. DOS DE ELLAS BASADAS EN LA MEDICIÓN DE FLUIDOS Y LA OTRA EN EL TRANSPORTE DE LOS MISMOS.

2.2.- SELECCION DEL EQUIPO.

EN BASE A LAS ANTERIORES CONSIDERACIONES SE SELECCIONARON LOS DIFERENTES SISTEMAS ANTERIORMENTE DESCRITOS.

LAS CARACTERÍSTICAS DE CADA UNO DE ÉSTOS SE DESCRIBEN A CONTINUACIÓN:

1.- MANÓMETRO.

ES UN MANÓMETRO DIFERENCIAL DE LA CASA "AIRFLOW" DE INGLATERRA. EL RANGO DE MEDICIÓN QUE ABARCA ES DE 0-12.5 MM. H₂O. ESTE RANGO DE UNA GRAN SENSIBILIDAD SIRVE PARA MONITOREAR EL FLUJO DE AIRE EN EL SISTEMA. ESTÁ BASADO EN EL PRINCIPIO DE VASOS COMUNICANTES Y NO INCLUYE PARTES ELECTRÓNICAS O MECÁNICAS. ES ADECUADO PARA LA

LA MEDICIÓN DE SISTEMAS DE PRESIÓN Y ADEMÁS PUEDE SER UTILIZADO CON UN TUBO PITOT PARA MEDIR LA "PRESIÓN DE LA VELOCIDAD".

PUEDE SER MONTADO MEDIANTE DOS TORNILLOS INCLUYENDO UN MEDIDOR DE NIVEL. LA CUBIERTA DE ACERO CARGA UN SOPORTE PARA LAS REGLETAS DE DIFERENTES ESCALAS Y UN VIDRIO DE PRECISIÓN QUE CONTIENE UN FLUÍDO MANOMÉTRICO. ESTE FLUÍDO PUEDE SER CALIBRADO A CERO EN LA ESCALA MEDIANTE UN CONTROL QUE CAMBIA LA ALTURA DEL TANQUE CONTENEDOR QUE SE ENCUENTRA DENTRO DEL INSTRUMENTO.

LA COMBINACIÓN DE UNA GRAN LONGITUD DE ESCALA, TUBO INCLINADO Y UN CONTENEDOR QUE HACE LAS VECES DE UNA PATA DEL TUBO EN U CONVENCIONAL, DA COMO RESULTADO UN ALTO GRADO DE SENSIBILIDAD PARA SISTEMAS QUE DEMANDAN PRECISIÓN EN LA MEDICIÓN DE PRESIONES MUY BAJAS.

EL FLUÍDO MANOMÉTRICO ES UN REFINADO DEL PETRÓLEO CON UNA GRAN PUREZA, QUE HA SIDO MEZCLADO PARA OBTENER UNA DENSIDAD RELATIVA DE 0,784 A 20°C. POSTERIORMENTE ESTE FLUÍDO ES COLOREADO EN ROJO PARA ASEGURAR UNA MEDICIÓN MÁS EXACTA, Y POR TANTO PRESENTA VARIAS VENTAJAS CONTRA EL USO DE AGUA COMO SON LAS CARACTERÍSTICAS DE MOJADO Y FLUJO. ESTO DA COMO RESULTADO UN MENISCO RECTO Y DE FÁCIL MOVILIDAD, QUE ES MUY ÚTIL PARA EFECTUAR MEDICIONES MUY PEQUEÑAS.

OTRA VENTAJA DE ESTE FLUÍDO MANOMÉTRICO ES LA IMPOSIBILIDAD DEL CRECIMIENTO DE ALGAS, COMO ES EN EL CASO DE INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN DE AGUA.

ADEMÁS ES UN FLUÍDO QUE TIENE UNA VOLATIBILIDAD MUY

BAJA, EVITANDO ESTO LA REPOSICIÓN PERIÓDICA DEL FLUÍDO MANOMÉTRICO.

2.- TUBO PITOT.

EL TUBO PITOT ES EL APARATO PARA MEDIR LOS PERFILES DE VELOCIDAD DEL AIRE EN EL EQUIPO.

CUANDO SE INSERTA EN UN DUCTO EN DIRECCIÓN PARALELA AL FLUJO, PERMITE MEDIR LA VELOCIDAD DEL AIRE EN ESE PUNTO, MEDIANTE LA CONEXIÓN DE LOS TUBOS DE LA PRESIÓN ESTÁTICA Y DE IMPACTO AL MANÓMETRO DIFERENCIAL.

ES UN TUBO PITOT DE TUBOS CONCÉNTRICOS DE LA CASA "AIR FLOW" DE INGLATERRA. ESTÁ CONSTRUÍDO COMPLETAMENTE EN ACERO INOXIDABLE Y PUEDE SER EXPUESTO A TEMPERATURAS HASTA DE 100°C.

EN LA PUNTA TIENE UNA NARIZ ELIPSOIDAL CON UNA ABERTURA FRONTAL PARA MEDIR LA PRESIÓN DE IMPACTO, Y UN ANILLO DE ABERTURAS LATERALES PARA MEDIR LA PRESIÓN ESTÁTICA.

ESTAS DOS ENTRADAS ESTÁN CONECTADAS INDIVIDUALMENTE CON TUBOS CONCÉNTRICOS QUE DESEMBOCAN A DOS TOMAS DE PRESIÓN EN LA OTRA PUNTO DEL TUBO PITOT. LA FORMA DEL TUBO ES REDONDEADA PARA FACILITAR SU ENTRADA A TRAVÉS DE LA PARED DEL DUCTO Y LA COLA DEL TUBO TIENE UN INDICADOR DE DIRECCIÓN PARA ALINEAR EL TUBO PITOT DENTRO DEL DUCTO.

3.- VENTILADOR.

ES UN VENTILADOR CENTRÍFUGO MARCA RAMSA, MODELO ---

161020 CON UN MOTOR DE $\frac{1}{2}$ HP, PARA 127 VOLTS Y 1725 RPM. LAS REVOLUCIONES QUE TRANSMITE A LA FLECHA DEL IMPULSOR SON 1100, Y LO HACE MEDIANTE UNA TRANSMISIÓN DE BANDA. LA CAPACIDAD DE ESTE VENTILADOR ES DE $31\text{m}^3/\text{MIN}$.

LAS DIMENSIONES DE LA BOCA DE DESCARGA SON 26x18 CM. Y TIENE UN PESO TOTAL DE 17 KG.

4.- TUBERÍA.

ES DE LÁMINA GALVANIZADA DE 20 CM. DE DIÁMETRO, FUÉ CONECTADA DIRECTAMENTE AL TRAMO DE ACRÍLICO (QUE SIRVE PARA REGULAR EL FLUJO), AL FINAL DE LA TUBERÍA SE INSTALÓ UNA PLACA PARA COLOCAR LAS TRES PLACAS DE ORIFICIO - CON QUE CUENTA EL EQUIPO, TENIENDO ÉSTAS DIÁMETROS DE - 16CM., 12CM., Y 8 CM. RESPECTIVAMENTE.

EN LA TUBERÍA SE TIENEN VARIAS TOMAS DE PRESIÓN PARA EL MANÓMETRO DIFERENCIAL Y EL TUBO PITOT.

ESTA TUBERÍA AL IGUAL QUE EL RESTO DEL VENTILADOR ESTÁ FIJADA A UN SOPORTE DEL EQUIPO.

2.3.- COSTOS DEL EQUIPO.

NO ES EL OBJETIVO DE ESTA SECCIÓN EL LLEGAR A UN COSTEO EXHAUSTIVO DE LAS PARTES INTEGRANTES DEL EQUIPO, PUESTO QUE ESTOS COSTOS SON MUY VARIABLES DEPENDIENDO DE MUCHOS FACTORES TALES COMO TIEMPO DE COMPRA, DISPONIBILIDAD DE PARTES Y PROVEEDOR QUE SE TRATE, SINC MÁS BIEN EL TENER UN PRECIO INDICATIVO QUE DEMUESTRA QUE ES POSIBLE CONSTRUIR ESTE EQUIPO A UN COSTO MUY -

INTERESANTE.

PARA EFECTOS PRÁCTICOS SE INDICARÁ EL NIVEL DE MAGNITUD DE PRECIO SOLO DE LAS PARTES MÁS IMPORTANTES DEL EQUIPO A PESOS CORRIENTES AL SEGUNDO TRIMESTRE DE 1985.

VENTILADOR CENTRÍFUGO CON MOTOR DE 1/2HP	\$ 50,000.00
TUBERÍA DE LÁMINA GALVANIZADA DE 8 PULG.	15,000.00
MANÓMETRO DIFERENCIAL DE 12.5MM C.A.	35,000.00
SOLERA TUBULAR DE FIERRO PARA ARMAZÓN DEL SOPORTE.	20,000.00
TUBO PITOT CONCÉNTRICO DE 30CM.	35,000.00
ACRÍLICO PARA LA VÁLVULA DE CONTROL	25,000.00
MATERIALES VARIOS	20,000.00
	=====
TOTAL DEL EQUIPO	\$ 200,000.00

ESTE PRESUPUESTO ES APROXIMADO Y SUJETO A MEJORAS DEPENDIENDO DE CADA SITUACIÓN, COMO DATO INDICATIVO SE MENCIONA QUE EL PRESUPUESTO ASIGNADO A ESTE ESTUDIO FUÉ LA CUARTA PARTE DE ESE COSTO.

SE ESTIMA QUE EL TIEMPO APROXIMADO DE CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO SERÁ DE 4 A 6 SEMANAS, DEDICÁNDOLE UN PROMEDIO DE VEINTE HORAS HOMBRE SEMANALMENTE, QUE INCLUYE EL DESEMPEÑO DE UN OBRERO CALIFICADO.

CAPITULO III

"DISEÑO DE PRACTICAS"

3.1- GENERALIDADES.

LA MEDICIÓN DE FLUÍDOS ES UNA DE LAS VARIABLES MÁS IMPORTANTES QUE DEBEN SER CUANTIFICADAS PARA EL CONTROL Y OPERACIÓN DE UN PROCESO.

UNA MEDICIÓN DE FLUJO ACERTADA ES ESENCIAL PARA LA DETERMINACIÓN DEL BALANCE DE MATERIAL EN PROCESOS DE SEPARACIÓN TALES COMO LA DESTILACIÓN, EXTRACCIÓN, CRISTALIZACIÓN. ASÍ COMO TAMBIÉN EN OPERACIONES DE EXTRACCIÓN QUÍMICA. SIENDO EXTREMADAMENTE IMPORTANTE TAMBIÉN EN LA SELECCIÓN DE EQUIPO PARA EL MANEJO DE FLUÍDOS TALES COMO BOMBAS, COMPRESORES Y VENTILADORES.

BÁSICAMENTE, LA MAYORÍA DE LOS MEDIDORES DE FLUJO ESTÁN DISEÑADOS PARA CAUSAR UNA PÉRDIDA O CAÍDA DE PRESIÓN QUE PUEDE SER MEDIDA Y RELACIONADA CON LA CANTIDAD DE FLUJO. ÉSTA PÉRDIDA DE PRESIÓN PUEDE PRODUCIRSE CON CAMBIOS EN LA ENERGÍA CINÉTICA, POR FRICCIÓN DE LA SUPERFICIE O POR FRICCIÓN DE LA FORMA.

ALGUNOS TIPOS DE MEDIDORES INCLUYEN UNA DE ESTAS VARIANTES O UNA COMBINACIÓN DE ELLAS. EL TUBO PITOT, POR EJEMPLO, ES UN DISPOSITIVO DE MEDIDA QUE ESTÁ BASADO EN LA DIFERENCIA DE PRESIÓN QUE RESULTA CASI EXCLUSIVAMENTE POR EL CAMBIO DE ENERGÍA CINÉTICA. POR OTRA PARTE, EL CAMBIO DE PRESIÓN A TRAVÉS DE UN ORIFICIO EN UNA PLACA, ES DEBIDO PRINCIPALMENTE AL CAMBIO DE ENERGÍA CINÉTICA Y A LA FRICCIÓN DE LA FORMA.

UNA DE LAS CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LOS MEDIDORES DE PRESIÓN DIFERENCIAL ES QUE NO SE OBTIENEN LECTURAS DIRECTAS PARA LA MEDICIÓN DE FLUJO MÁSSICO O VOLUMÉTRICO, POR LO QUE ES NECESARIO HACER USO DE LAS ECUACIONES BÁSICAS PARA OBTENER EL GASTO.

PUESTO QUE LA MAYORÍA DE LOS MEDIDORES DE FLUJO TIENDEN A ORIGINAR UNA DIFERENCIA DE PRESIÓN A TRAVÉS DE LA SECCIÓN DONDE SE TOMA LA MEDIDA, SE PUEDEN EMPLEAR MANÓMETROS DIFERENCIALES MUY SENCILLOS Y FÁCILES DE USAR PARA MEDIR LAS DIFERENCIAS DE PRESIÓN. LA FIG. 3.1 ESQUEMATIZA UN MEDIDOR DE FLUÍDOS MEDIANTE DIFERENCIAS DE PRESIÓN.

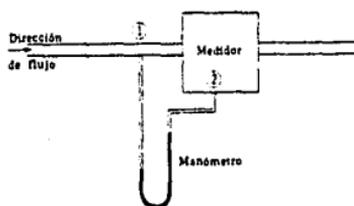


FIG. 3.1. MEDIDOR DE FLUÍDOS POR PRESIÓN DIFERENCIAL [1]

EN EL MANÓMETRO UTILIZADO EN EL EQUIPO, LA PRESIÓN SE MIDE EN MILÍMETROS DE COLUMNA DE AGUA. SE HABLA DE PRESIÓN ESTÁTICA P_S , DINÁMICA P_D Y TOTAL P_T . LA DIFERENCIA ENTRE LAS DISTINTAS PRESIONES SE ENTENDERÁ MÁS FÁCILMENTE ESTUDIANDO COMO SE MIDEN.

SI UN MANÓMETRO SE CONECTA A UN DUCTO DE AIRE COMO SE MUESTRA EN LA FIG. 3.2A, ES DECIR DE TAL MANERA QUE LA VELOCIDAD DEL FLUÍDO NO AFECTE LA LECTURA DEL INSTRUMENTO, SE OBTIENE EL VALOR DE LA PRESIÓN ESTÁTICA EN EL DUCTO EN RELACIÓN CON EL AIRE AMBIENTE. SI LA COHEXIÓN SE HACE EN LA FORMA MOSTRADA EN LA

FIG. 3.2B, SE OBTIENE EL VALOR DE LA PRESIÓN ESTÁTICA EN EL DUCTO EN RELACIÓN CON EL AIRE AMBIENTE Y ADICIONALMENTE LA PRESIÓN DINÁMICA, CUYA MAGNITUD DEPENDE DE LA VELOCIDAD DEL AIRE. EN ESTE CASO EL MANÓMETRO MARCARÁ LA PRESIÓN TOTAL. SI SE QUIERE OBTENER EL VALOR DE LA PRESIÓN DINÁMICA DIRECTAMENTE, DEBE HACERSE LA CONEXIÓN COMO SE INDICA EN LA FIG. 3.2C. SE DICE QUE LA PRESIÓN ESTÁTICA ES POSITIVA O NEGATIVA, SEGÚN HAYA SOBREPRESIÓN EN EL DUCTO CON RESPECTO A LA EXTERIOR, PERO LA PRESIÓN DINÁMICA, QUE ES PROPORCIONAL A LA ENERGÍA CINÉTICA, ES SIEMPRE POSITIVA.

DE ACUERDO A LO ANTERIOR $P_T = P_S + P_D$ EN EL PUNTO DE MEDICIÓN.

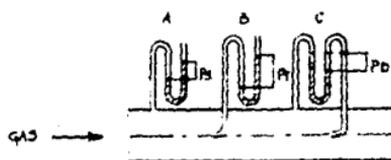


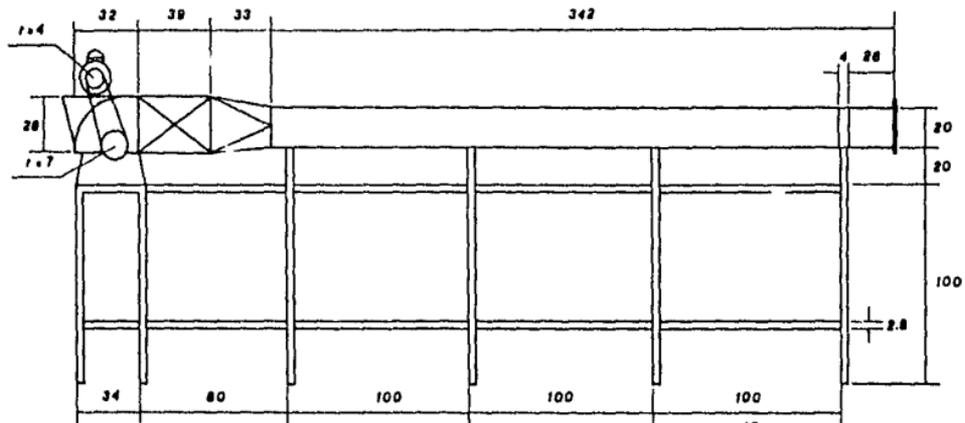
FIG. 3.2. TIPOS DE PRESIÓN [2]

3.2.- DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.

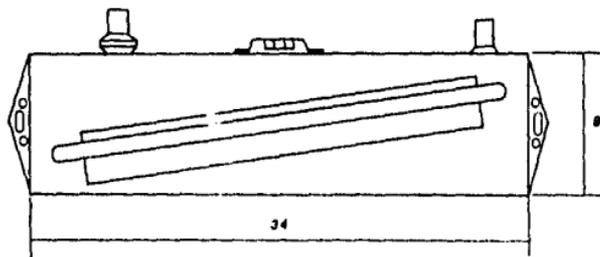
EL EQUIPO QUE SE DISEÑÓ Y CONSTRUYÓ, SE ENCUENTRA LOCALIZADO EN EL LABORATORIO DE INGENIERÍA QUÍMICA Y CONSTA DE LAS SIGUIENTES PARTES:

- 1.- UN GENERADOR DE VIENTO PARA EXPERIMENTOS CON CORRIENTES DE AIRE, CON DISTINTOS CAUDALES REGULABLES. EL AIRE ASPIRADO POR UN VENTILADOR CENTRÍFUGO DEL TIPO "JAULA DE ARDILLA" ACCIONADO POR UN MOTOR MEDIANTE LA TRANSMISIÓN DE UNA BANDA, SE DISTRIBUYE UNIFORMEMENTE DENTRO DE LA TUBERÍA.
- 2.- UNA SECCIÓN RECTANGULAR DE ACRÍLICO, QUE CUENTA CON UNA VÁLVULA DE PASO PARA REGULAR EL CAUDAL DE SALIDA, ADEMÁS DE UNA REDUCCIÓN-CONVERSIÓN QUE CONECTA EL ACRÍLICO CON LA TUBERÍA, PASANDO DE UN ÁREA RECTANGULAR (MAYOR) A UNA CIRCULAR (MENOR) DE LA TUBERÍA.
- 3.- TUBERÍA DE LÁMINA PARA EL FLUJO DE AIRE DE 200MM, DE DIÁMETRO, QUE CUENTA CON TOMAS DE PRESIÓN PARA MEDIR CAÍDAS DE PRESIÓN EN DIFERENTES PUNTOS Y ADEMÁS UNA ABERTURA AL FINAL DE LA TUBERÍA PARA INSTALAR EL TUBO PITOT.
- 4.- UN TUBO PITOT DE TUBOS CONCÉNTRICOS PARA EFECTUAR MEDICIONES DE VELOCIDADES PUNTALES EN DIRECCIÓN TRANSVERSAL AL FLUJO A DIFERENTES POSICIONES RADIALES. ESTE TUBO CUENTA CON UNA REGLITA GRADUADA PARA CONOCER LA POSICIÓN RADIAL DE LA BOQUILLA DEL PITOT.

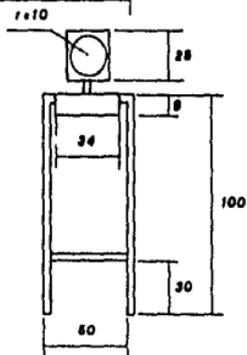
- 5.- UN MANÓMETRO DIFERENCIAL INCLINADO PARA MEDIR PRESIONES ALTAS Y BAJAS EN EL RANGO DE 0 Y 12,5 MM. H₂O. ESTE MANÓMETRO CUENTA CON UN FLUÍDO MANOMÉTRICO QUE INDICA DIRECTAMENTE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN MM.H₂O.
- 6.- TRES JUEGOS INTERCAMBIABLES DE PLACAS DE ORIFICIO CON DIFERENTES RELACIONES DE DIÁMETROS DE ORIFICIO/TUBERÍA = (0,8, 0,6 Y 0,4) PARA LA INSTALACIÓN DIRECTA EN EL FINAL DE LA TUBERÍA MEDIANTE SU FIJACIÓN EN UNA PLACA SOLDADA AL TUBO.



VISTA GENERAL DEL EQUIPO



MANOMETRO DIFERENCIAL



Acolaciones en cm.

PRACTICA I.

MEDIDORES DE FLUJO - PLACA DE ORIFICIO.

1.- OBJETIVO:

MEDIR LAS CAÍDAS DE PRESIÓN REGISTRADAS POR EL FLUÍDO AL CRUZAR A TRAVÉS DE LA PLACA DE ORIFICIO Y CON ESTOS DATOS OBTENER MEDIANTE LA ECUACIÓN DE LA PLACA DE ORIFICIO EL CAUDAL DE FLUJO EN LA TUBERÍA.

2.- FUNDAMENTOS.

LOS MEDIDORES DE ORIFICIO EN TUBERÍAS SON DISPOSITIVOS UTILIZADOS PARA EL CONTROL Y MEDIDA DE CAUDAL DEL FLUÍDO QUE CIRCULA POR LA LÍNEA. UN MEDIDOR DE ORIFICIO CONSISTE EN UNA PLACA CON UNA PERFORACIÓN QUE SE INSTALA PERPENDICULARMENTE A LA DIRECCIÓN DEL FLUJO, OBLIGANDO AL FLUÍDO A PASAR A TRAVÉS DE LA ABERTURA. ESTA PERFORACIÓN ESTÁ LOCALIZADA POR LO GENERAL EN EL CENTRO DE LA PLACA Y TIENE UN DIÁMETRO QUE FLUCTÚA ENTRE 30 Y 80% DEL DIÁMETRO INTERIOR DE LA TUBERÍA. A LA RELACIÓN DE DIÁMETROS DEL ORIFICIO Y LA TUBERÍA SE LE SIMBOLIZA COMO LA RELACIÓN β

EL PASO DE UN FLUÍDO A TRAVÉS DE UN MEDIDOR DE ORIFICIO SE ILUSTRAN EN LA FIG. 3,3

EN ZONAS CERCANAS AL ORIFICIO, LOS ELEMENTOS DEL FLUÍDO PRÓXIMOS A LA PARED DEL TUBO, SE DIRIGEN HACIA EL CENTRO PARA PODER PASAR A TRAVÉS DE LA PERFORACIÓN. EXPERIMENTALMENTE SE COMPRUEBA QUE ESTE EFECTO COMIENZA A CORTA DISTANCIA DE LA PLACA Y QUE LA CONTRACCIÓN CONTINÚA UNA CIERTA DISTANCIA MÁS ALLÁ DE LA MISMA, DONDE EL FLUÍDO SE ENSANCHA NUEVAMENTE HASTA LLENAR EL TUBO. LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE MENOR ÁREA DONDE EL FLUJO CAMBIA DE UNA CONTRACCIÓN A UNA EXPANSIÓN, RECIBE EL NOMBRE DE VENA CONTRACTA.

EL PRINCIPIO DEL MEDIDOR DE ORIFICIO SE FUNDAMENTA EN EL TEOREMA DE BERNOULLI, EL CUAL DICE QUE EN UNA CORRIENTE DE FLUÍDO, LA SUMA DE LA ENERGÍA DE PRESIÓN, LA ENERGÍA CINÉTICA Y LA ENERGÍA POTENCIAL EN UN PUNTO ES IGUAL A LA SUMA DE LAS ENERGÍAS EN OTRO PUNTO MÁS LAS PÉRDIDAS DEBIDAS A LA FRICCIÓN ENTRE ESOS DOS PUNTOS. ESTE PRINCIPIO ES APLICADO PARA LA MEDICIÓN DE FLUJO ALTERANDO LA VELOCIDAD EN UNA MANERA PREDETERMINADA, COMUNMENTE POR UNA RESTRICCIÓN DEL DIÁMETRO.

LA RESTRICCIÓN CONOCIDA COMO ELEMENTO PRIMARIO DE MEDICIÓN HACE QUE EL FLUÍDO SE CONTRAIGA Y UNA VEZ QUE EL FLUJO PERMANECE CONSTANTE LA VELOCIDAD DE ÉSTE AUMENTA AL PASAR POR LA RESTRICCIÓN Y LA PRESIÓN ESTÁTICA DISMINUYE AL MISMO TIEMPO. LA DIFERENCIA ENTRE LAS PRESIONES ANTES Y DESPUÉS DE LA RESTRICCIÓN, MEDIDA POR EL MANÓMETRO DIFERENCIAL, REPRESENTA UN ÍNDICE DE LA VELOCIDAD DE FLUJO.

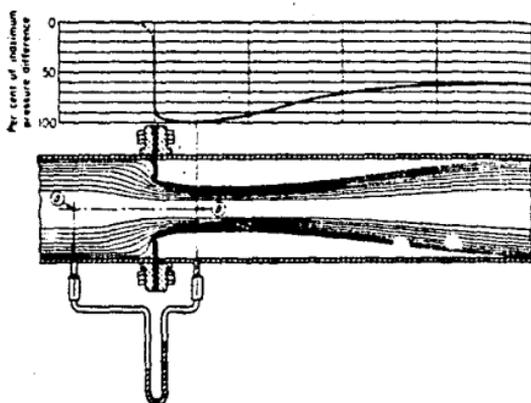


FIG. 3.3 MEDIDOR DE ORIFICIO [3]

TOMAS DE PRESIÓN, UNA ANTES Y OTRA DESPUÉS DE LA PLACA DE ORIFICIO, SON INSTALADAS Y CONECTADAS A UN MANÓMETRO DIFERENCIAL. LA POSICIÓN DE ESTAS TOMAS ES ARBITRARIA Y LA EXACTITUD DE LA MEDICIÓN DEPENDERÁ DE ESTA POSICIÓN. EXISTEN VARIOS MÉTODOS PARA LA LOCALIZACIÓN DE LAS TOMAS DE PRESIÓN, TRES DE LOS MÁS USADOS SON LAS TOMAS DE BRIDA, VENA CONTRACTA Y TUBERÍA, COMO SE MUESTRA EN LA TABLA 3.1. (EL MÉTODO ILUSTRADO EN FIG. 3.3 ES EL DE TOMAS DE VENA CONTRACTA).

Tipo de toma	Distancia a la toma anterior desde la cara anterior del orificio	Distancia a la toma posterior desde la cara posterior del orificio
A la brida	1 pulgada	1 pulgada
De vena contracta	1 diámetro de tubería (interior)	0,3 a 0,8 diámetros de tubería, dependiendo de β
A la tubería	2 β diámetros nominales de tubería	8 diámetros nominales de tubería

TABLA 3.1 LOCALIZACIÓN DE TOMAS DE PRESIÓN EN UN MEDIDOR DE ORIFICIO. [4]

ES NECESARIO UTILIZAR ESTANDARES DE DISEÑO DE PLACAS DE ORIFICIO MUY ESPECÍFICOS, LISTADOS EN LA LITERATURA, SI SE QUIERE TENER UNA BUENA PRECISIÓN EN LAS DETERMINACIONES DE VELOCIDAD CON ESTOS MEDIDORES SIN CALIBRAR.

SIN EMBARGO, SI CONSIDERAMOS LAS CORRECCIONES CAUSADAS POR LAS PÉRDIDAS DE FRICCIÓN Y LAS VARIACIONES DE VELOCIDAD (Y POR TANTO DE PRESIÓN) EN EL ORIFICIO, MEDIANTE EL USO DE UN FACTOR DE CORRECCIÓN PARA LA DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DE FLUÍDO EN EL SISTEMA, OBTENDREMOS UNA MEDICIÓN BASTANTE PRECISA. ESTE FACTOR DE CORRECCIÓN ES EL COEFICIENTE DE ORIFICIO C_o , Y ES SIEMPRE OBTENIDO EXPERIMENTALMENTE. VARÍA CONSIDERABLEMENTE CON CAMBIOS EN LA RELACIÓN β Y CON EL NÚMERO DE REYNOLDS A TRAVÉS DEL ORIFICIO, N_{Reo} . DEFINIDO COMO:

$$N_{Reo} = \frac{D_o U_o \rho}{\mu} \quad (3.1)$$

DONDE: D_o = DIÁMETRO DE ORIFICIO.

ρ = DENSIDAD DEL FLUÍDO.

μ = VISCOSIDAD DEL FLUÍDO.

BASADOS EN ESTOS PARÁMETROS SE OBTIENE LA ECUACIÓN PARA OBTENER LA VELOCIDAD A TRAVÉS DE UN ORIFICIO PARA FLUÍDOS -- COMPRESIBLES ES: (5)

$$U_o = \frac{C_o}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{2g_c \frac{\Delta P}{\rho}} = C \sqrt{2g_c \frac{\Delta P}{\rho}} \quad (3.2)$$

- DONDE: U_0 = VELOCIDAD A TRAVÉS DEL ORIFICIO,
 β = RELACIÓN DE DIÁMETROS DE ORIFICIO Y TUBERÍA,
 ΔP = CAÍDA DE PRESIÓN MEDIDA EN EL MANÓMETRO DIFERENCIAL,
 C = COEFICIENTE DE DESCARGA.

LOS VALORES DE ESTE COEFICIENTE DE DESCARGA SE PUEDEN ENCONTRAR EN LA FIG. 3.4.

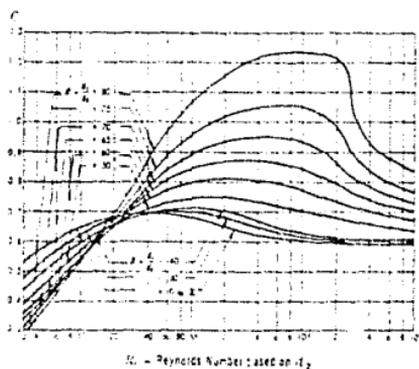


FIG. 3.4. COEFICIENTE DE DESCARGA EN BASE AL REYNOLDS DE ORIFICIO. [6]

LA ANTERIOR FÓRMULA PARA OBTENER MEDICIONES DE VELOCIDAD EN ORIFICIOS CORRESPONDE SOLO A FLUÍDOS QUE TIENEN DENSIDAD CONSTANTE (INCOMPRESIBLES) A VARIACIONES CONSIDERABLES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA.

EN CASO DE TENER FLUÍDOS COMPRESIBLES LA ECUACIÓN DE ORIFICIO DEBE MODIFICARSE DEBIDO A LOS CAMBIOS EN LAS PROPIEDADES DE FLUJO, QUE SON PROVOCADAS POR LA EXPANSIÓN DEL FLUÍDO --

CUANDO SU DENSIDAD VARÍA DEBIDO A UN CAMBIO DE PRESIÓN (PROVOCADO POR LAS CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL FLUJO), ESTA MODIFICACIÓN SE HACE MEDIANTE UN FACTOR EMPÍRICO PARA ORIFICIOS DE BORDES AFILADOS DE LA SIGUIENTE FORMA:

$$U_0 = CY \sqrt{2g_c \frac{\Delta P}{\rho}} \quad (3.3)[7]$$

$$Y = 1 - \frac{0.41 + 0.35/\beta^4}{K} \frac{\Delta P}{P_1} \quad (3.4)[8]$$

DONDE: Y = FACTOR DE EXPANSIÓN.

K = RELACIÓN DE CAPACIDADES CALORÍFICAS A PRESIÓN Y VOLUMENES CONSTANTES

LOS VALORES DE ESTE FACTOR SE PUEDEN LOCALIZAR EN LA

FIG. 3,5

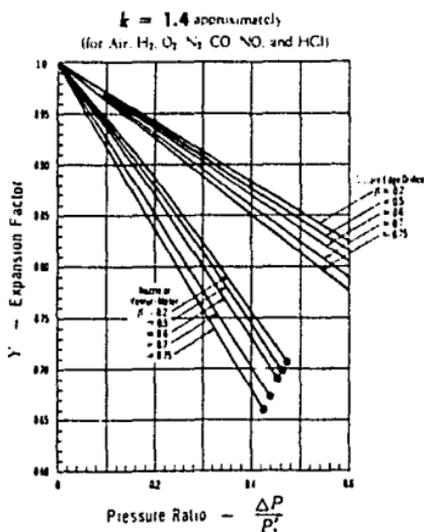


FIG. 3,5 FACTOR DE EXPANSIÓN. [9]

PARA DETERMINAR EL CAUDAL DEL FLUÍDO BASTA SIMPLEMENTE CON MULTIPLICAR EL ÍNDICE DE LA VELOCIDAD A TRAVÉS DEL ORIFICIO POR EL ÁREA TRANSVERSAL DEL ORIFICIO, DANDO COMO RESULTADO LA ECUACIÓN BÁSICA DE FLUJO:

$$Q = U_o A_o \quad (3.5)$$

DONDE: Q = GASTO VOLUMÉTRICO
 U_o = VELOCIDAD A TRAVÉS DEL ORIFICIO.
 A_o = ÁREA TRANSVERSAL DEL ORIFICIO.

EL MEDIDOR DE ORIFICIO, A PESAR DE SER MU SIMPLE, TIENE UNA SERIA DESVENTAJA EN EL HECHO DE QUE UN GRAN PORCENTAJE DE LA PÉRDIDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DEL ORIFICIO ES IRRECUPERABLE. DEBIDO A LAS GRANDES PÉRDIDAS POR FRICCIÓN GENERADAS POR LA RE-EXPANSIÓN DEL FLUÍDO DESPUÉS DE LA VENA CONTRACTA.

LA VELOCIDAD DEL FLUÍDO SE AUMENTA EN EL ORIFICIO SIN MUCHA PÉRDIDA DE ENERGÍA. SIN EMBARGO, CUANDO EL FLUÍDO DEJA EL ORIFICIO E INICIA SU DISMINUCIÓN DE VELOCIDAD GRAN PARTE DE SU ENERGÍA CINÉTICA EN EXCESO SE PIERDE. LA PÉRDIDA DE PRESIÓN PERMANECE EN UNA FUNCIÓN DE LA RELACIÓN ENTRE LOS DIÁMETROS DEL ORIFICIO Y DE LA TUBERÍA, COMO SE MUESTRA EN LA FIG. 3.6

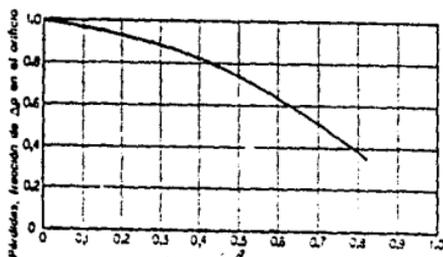


FIG. 3.6. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN UN MEDIDOR DE ORIFICIO. [10]

3.- TÉCNICA DE OPERACION.

- 1.- SE CONECTA EL MANÓMETRO DIFERENCIAL AL ORIFICIO PIEMOMÉTRICO DEL FINAL DE LA TUBERÍA Y LA OTRA TOMA AL MEDIO AMBIENTE. SE DEBE TENER CUIDADO EN CONECTAR LA MENGUERA EN LA TOMA IZQUIERDA DEL MANÓMETRO A LA TUBERÍA Y LA TOMA DERECHA DEL MANÓMETRO SÓLO DESCUBIERTA AL MEDIO. ESTO ES DEBEIDO A QUE SI LA CONEXIÓN FUERA HECHA AL CONTRARIO, SE PODRÍA TENER UN DERRAME DEL FLUÍDO MANOMÉTRICO.
- 2.- SE COLOCA LA PLACA DE ORIFICIO INTERCAMBIANDO LAS 3 PLACAS PARA EFECTUAR TODAS LAS MEDICIONES NECESARIAS CON CADA UNA DE LAS PLACAS DE ORIFICIO.
- 3.- AJUSTAR A CERO LA ESCALA DEL MANÓMETRO DIFERENCIAL.
- 4.- ENCENDER EL VENTILADOR.
- 5.- CON LA VÁLVULA DE PASO (DE ACRÍLICO) REGULAR EL CAUDAL DE SALIDA DEL VENTILADOR A LA TUBERÍA, PARA EFECTUAR MEDICIONES DE CAÍDA DE PRESIÓN EN EL MANÓMETRO A CADA CAUDAL. ES PRECISO PERMITIR QUE LA PRESIÓN EN EL MANÓMETRO SE ESTABILIZE (ANTES DE HACER LA MEDICIÓN) EN UN PERÍODO DE TIEMPO DE 10-15 SEG.
- 6.- EFECTUAR DIEZ MEDICIONES (INDICADAS EN EL ACRÍLICO) A DISTINTA ABERTURA DE LA VÁLVULA DE PASO, CON UNA MISMA PLACA DE ORIFICIO, DE CAÍDA DE PRESIÓN.
- 7.- CAMBIAR LA PLACA DE ORIFICIO (DE MANERA DE UTILIZAR TODAS) Y REPETIR EL PASO ANTERIOR.
- 8.- APAGUE EL APARATO Y DESCONECTE EL MANÓMETRO.

4.- INFORME DE LA PRACTICA.

EL ESTUDIANTE ENTREGARÁ AL PROFESOR LO SIGUIENTE:

- 1.- TABLA DE DATOS OBTENIDOS EN LA PRÁCTICA.
- 2.- LA GRÁFICA DE VELOCIDAD CONTRA P PARA EL MEDIDOR DE ORIFICIO.
- 3.- EL VALOR DE COEFICIENTE DE ORIFICIO C_o PARA CADA CORRIDA.
- 4.- EL VALOR DEL CAUDAL PARA CADA CORRIDA.
- 5.- UNA LISTA DE LOS FABRICANTES O REPRESENTANTES DE MEDIDORES DE FLUJO EN MÉXICO.
- 6.- LOS CATÁLOGOS PROPORCIONADOS POR ESTAS COMPAÑÍAS.

5.- GUÍA DE ESTUDIO.

- 1.- ¿QUÉ ES UN MEDIDOR DE FLUJO?
- 2.- DAR EL NOMBRE DE TRES MEDIDORES DE FLUJO ADICIONALMENTE.
- 3.- ¿QUÉ VENTAJAS Y DESVENTAJAS TIENE UNO DE ÉSTOS CON RESPECTO A LA PLACA DE ORIFICIO?
- 4.- ¿EN QUÉ PRINCIPIO SE BASA EL MEDIDOR DE ORIFICIO?
- 5.- ¿QUÉ ES UNA VENA CONTRACTA Y DONDE SE LOCALIZA?
- 6.- ¿A QUÉ SE DEBEN LAS PÉRDIDAS PERMANENTES DE PRESIÓN DE UN MEDIDOR DE ORIFICIO?
- 7.- ¿CÓMO SE CUANTIFICAN ÉSTAS PÉRDIDAS?
- 8.- ¿QUÉ PÉRDIDAS DE PRESIÓN PERMANENTE PRODUCE LA INSERCIÓN DE UN MEDIDOR DE ORIFICIO?
- 9.- INTERPRETE LA GRÁFICA QUE RELACIONA EL NÚMERO DE -
REYNOLDS EN EL ORIFICIO CONTRA EL COEFICIENTE DE -

DESCARGA Y EN QUE CASOS SE APLICA.

10.- ¿QUÉ ES UN ROTÁMETRO?

PRACTICA II.

PERFILES DE VELOCIDAD - TUBO PITOT.

1.- OBJETIVO:

DETERMINAR EL PERFIL DE VELOCIDADES EN UNA TUBERÍA CILÍNDRICA, MEDIANTE LA MEDICIÓN DE VELOCIDADES PUNTUALES EN DIRECCIÓN RADIAL, UTILIZANDO UN TUBO PITOT, CON ÉSTOS DATOS OBTENER LA VELOCIDAD PROMEDIO EN LA TUBERÍA Y EL CAUDAL DEL FLUÍDO CIRCULANTE, ADEMÁS PODER COMPARAR LAS VELOCIDADES OBTENIDAS EXPERIMENTALMENTE CON LAS DETERMINADAS CON LAS ECUACIONES DE VON KARMAN

2.- FUNDAMENTOS.

EL COMPORTAMIENTO DE UN FLUÍDO EN MOVIMIENTO DEPENDE FUERTEMENTE EN QUE EL FLUÍDO SE ENCUENTRE O NO, BAJO LA INFLUENCIA DE FRONTERAS SÓLIDAS. EN APLICACIONES DE INGENIERÍA LOS FLUÍDOS SON USUALMENTE TRANSPORTADOS A TRAVÉS DE TUBERÍAS CON SECCIÓN TRANSVERSAL CIRCULAR, DISPONIBLES EN UNA GRAN VARIEDAD DE TAMAÑOS, ESPESORES DE PARED Y MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN.

CUANDO UNA CORRIENTE DE FLUÍDO SE MUEVE A TRAVÉS DE UNA TUBERÍA, EL FLUÍDO SE ADHIERE AL SÓLIDO EN LA INTERFASE EXISTENTE ENTRE EL SÓLIDO Y EL FLUÍDO. ÉSTA ADHERENCIA ES EL RESULTADO DE LOS CAMPOS DE FUERZA EN ESA FRONTERA, Y SON TAMBIÉN LA CAUSA DE LA TENSIÓN INTERFACIAL ENTRE EL SÓLIDO Y EL FLUÍDO.

POR CONSIGUIENTE, SI LA PARED ESTÁ EN REPOSO CON RESPECTO A LOS EJES COORDENADOS DE REFERENCIA ELEGIDOS PARA EL SISTEMA SÓLIDO-FLUÍDO, LA VELOCIDAD DEL FLUÍDO EN LA INTERFASE ES CERO. DEBIDO A QUE FUERA DE ESTA INTERFASE EL FLUÍDO SE ENCUENTRA EN MOVIMIENTO, EXISTEN VARIACIONES DE VELOCIDAD DE UN PUNTO A OTRO DENTRO DE LA CORRIENTE DEL FLUÍDO. LA VELOCIDAD EN UN PUNTO CUALQUIERA, ES POR LO TANTO, FUNCIÓN DE LAS COORDENADAS ESPACIALES DE ESE PUNTO Y EXISTE UN PERFIL DE VELOCIDADES EN LA TUBERÍA, COMO SE VE EN LA FIG. 3.7

ESTE PERFIL DE VELOCIDADES REPRESENTA EL COMPORTAMIENTO DEL FLUÍDO MOVIÉNDOSE DENTRO DEL TUBO Y DEPENDE DEL RÉGIMEN DE FLUJO QUE SE ESTÉ TRATANDO Y POR TANTO DEL NÚMERO DE REYNOLDS.

CUANDO EL FLUÍDO SE ESTÁ MOVIENDO EN RÉGIMEN LAMINAR A TEMPERATURA CONSTANTE, EL PERFIL DE VELOCIDADES ES PARABÓLICO Y ES: [11]

$$V = 2\bar{V} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]$$

DONDE: V = VELOCIDAD EN UN PUNTO DADO.

\bar{V} = VELOCIDAD PROMEDIO.

r = POSICIÓN RADIAL.

R = RADIO DEL TUBO.

CUANDO EL FLUJO ES LAMINAR, LA VELOCIDAD PROMEDIO ESTÁ DADA POR:

$$\bar{V} = \frac{\Delta P \rho_c D^4}{32 \mu L} \quad (3.7) [12]$$

DONDE: L = LONGITUD DE TUBERÍA,

D = DIÁMETRO DE TUBERÍA.

PARA LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD EN EL FLUJO TURBULENTO, NIKURADSE [13] MIDió LA VELOCIDAD EN UN PUNTO DEL FLUJO Y ENCONTRó QUE EL PERFIL DE VELOCIDAD PIERDE SU CARÁCTER PARABóLICO Y TIENDE A APROXIMARSE AL FLUJO SECCIONADO - (FLUJO TAPÓN), CASI COMO SI LA VELOCIDAD DEL FLUÍDO FUERA INDEPENDIENTE DE LA POSICIÓN RADIAL. DE MANERA QUE CUANDO $\bar{V} \rightarrow \infty$ EL PERFIL PLANO PARECE SER EL LÍMITE DEL FLUJO TAPÓN, COMO SE VE EN LA FIG. 3.8 [14]

VON KARMÁN [15,16] PROPUSO QUE LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD DE LOS DATOS DE NIKURADSE FUERAN REPRESENTADOS -- POR TRES ECUACIONES PARA TODOS LOS FLUJOS NEWTONIANOS QUE FLUYEN EN TUBOS LISOS (DE BAJA RUGOSIDAD) PARA CUALQUIER POSICIÓN RADIAL A PARTIR DE LA PARED.

EL PARÁMETRO y^+ ES UNA POSICIÓN GENERALIZADA EN UN SISTEMA DE FLUÍDO EN MOVIMIENTO EN UNA POSICIÓN RADIAL PARTICULAR r . EL PARÁMETRO U^+ ES UNA VELOCIDAD GENERALIZADA EN UN SISTEMA DE FLUÍDO EN MOVIMIENTO INCLUYENDO LA VELOCIDAD PUNTUAL A y^+

LA PRIMERA REGIÓN DE UN SISTEMA DE FLUJO TURBULENTO -

ESTÁ LIMITADA POR $Y^+ = 0$ QUE ESTÁ EN LA PARED DEL TUBO, Y $Y^+ = 5$ A POCA DISTANCIA DE LA PARED. A ESTA SE LE LLAMA - CAPA LAMINAR. EN ESTA REGIÓN, LA VELOCIDAD PUNTUAL Y LA POSICIÓN ESTÁN RELACIONADAS POR:

$$u^+ = Y^+ \quad [3.8]$$

$$u^+ = \frac{V}{U^*} \quad [3.9]$$

$$u^+ = \sqrt{\tau_r \frac{g_c}{\rho}} \quad [3.10]$$

DONDE: U^* = PARÁMETRO DE VELOCIDAD PUNTUAL.

U^* = VELOCIDAD FRICCIÓNANTE.

V = VELOCIDAD PUNTUAL.

τ_r = ESFUERZO EN LA PARED = $\frac{\Delta P D}{4L}$

Y EL VALOR DE Y^+ ESTÁ DADO POR:

$$Y^+ = (R-r) \frac{\rho U^*}{\mu} \quad (3.11)$$

DONDE: Y^+ = PARÁMETRO DE POSICIÓN.

R = RADIO DE TUBERÍA.

r = POSICIÓN RADIAL.

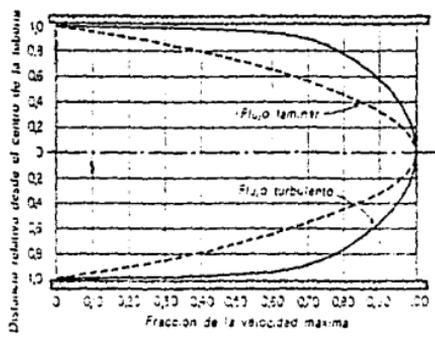
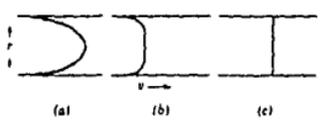
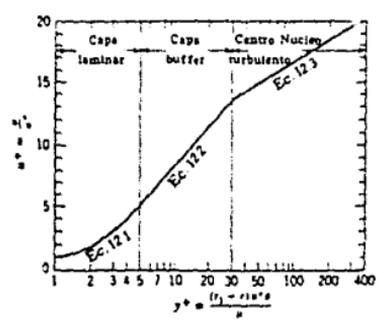


FIG. 3.7 DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD EN UNA TUBERÍA [17]



Distribución de velocidad en flujo laminar y turbulento. (a) Flujo laminar a baja velocidad. (b) Flujo turbulento a alta velocidad. (c) Flujo seccionado a muy alta velocidad ($v \rightarrow \infty$)



Perfil de la velocidad generalizada para flujo turbulento en tubos

FIG. 3.8 PERFIL DE LA VELOCIDAD GENERALIZADA PARA FLUJO TURBULENTO EN TUBOS [18]

LA REGIÓN UBICADA ENTRE LA POSICIÓN RADIAL $y^*=5$ Y $y^*=30$ RECIBE EL NOMBRE DE CAPA DE TRANSICIÓN Y ESTÁ REPRESENTADA POR LA ECUACIÓN EMPÍRICA:

$$u^* = -3.05 + 5 \ln y^* \quad (3.12)$$

LA REGIÓN COMPRENDIDA ENTRE $y^*=30$ Y EL CENTRO DEL TUBO RECIBE EL NOMBRE DE CAPA TURBULENTO Y ESTÁ REPRESENTADA POR LA ECUACIÓN EMPÍRICA:

$$u^* = 5.5 + 2.5 \ln y^* \quad (3.13)$$

LAS ECUACIONES ANTERIORES PERMITEN EL CÁLCULO DEL PERFIL DE VELOCIDADES SI SE SABE LA CAÍDA DE PRESIÓN POR LONGITUD DEL TUBO, LA VISCOSIDAD Y DENSIDAD DEL FLUÍDO.

DESDE LUEGO, LA VELOCIDAD PUNTUAL SE PUEDE OBTENER TAMBIÉN A PARTIR DE MEDICIONES DIRECTAS, MEDIANTE EL USO DEL TUBO PITOT.

TUBO PITOT.

EL TUBO PITOT ES UN INSTRUMENTO UTILIZADO PARA MEDIR VELOCIDADES PUNTALES EN UNA TUBERÍA. COMO SE MUESTRA EN LA -- FIG. 3.9 (19) NORMALMENTE CONSISTE EN DOS TUBOS CONCÉNTRICOS COLOCADOS PARALELAMENTE A LA DIRECCIÓN DEL FLUJO. EL TUBO EXTERIOR ESTÁ PERFORADO CON PEQUEÑOS ORIFICIOS QUE COMUNICAN CON EL ESPACIO ANULAR Y SON PERPENDICULARES A LA DIRECCIÓN DEL FLUJO. EL ESPACIO ANULAR SE ENCUENTRA SELLADO EN SUS DEMÁS PARTES EXCEPTO EN SU CONEXIÓN CON LA RAMA DE UN MANÓMETRO. EL TUBO INTERIOR TIENE UNA PEQUEÑA ABERTURA FRENTE A LA DIRECCIÓN --

DEL FLUJO, Y ADEMÁS ESTÁ CONECTADO CON LA OTRA RAMA DEL MANÓMETRO. NO EXISTE UN MOVIMIENTO DE FLUÍDO DENTRO DEL TUBO PITOT. EL ESPACIO ANULAR SIRVE PARA TRANSMITIR LA PRESIÓN ESTÁTICA, - MIENTRAS QUE EL TUBO INTERIOR TRANSMITE LA PRESIÓN DE IMPACTO. LA DIFERENCIA EN ESTAS PRESIONES SE DETECTA EN EL MANÓMETRO DIFERENCIAL. EL FLUÍDO EN MOVIMIENTO SE DETIENE AL LLEGAR A LA BOCA DEL TUBO INTERIOR Y LA PRESIÓN DE IMPACTO DETECTADA ES -- EQUIVALENTE A LA ENERGÍA CINÉTICA DEL FLUÍDO EN MOVIMIENTO.

EL TUBO PITOT PRÁCTICAMENTE NO CAUSA PÉRDIDAS DE -- PRESIÓN EN LA CORRIENTE DEL FLUÍDO. ES INSTALADO A TRAVÉS DE UN NIPLE EN LA TUBERÍA, DE TAL FORMA QUE PUEDE SER REMOVIDO SIN REDUCIR LA PRESIÓN DE LA CORRIENTE.

EL TUBO PITOT DESARROLLA UNA PRESIÓN DIFERENCIAL RELATIVAMENTE BAJA A LAS VELOCIDADES DE FLUJO COMUNES EN APLICACIONES EN PROCESOS INDUSTRIALES. DESARROLLA UNA PRESIÓN DIFERENCIAL MENOR A UNA CUARTA PARTE DE LA DESARROLLADA POR UNA PLACA DE ORIFICIO CON LA MÁXIMA RELACIÓN β RECOMENDADA (0.8).

PARA ANALIZAR LA OPERACIÓN DE UN TUBO PITOT CONSIDERAMOS COMO SISTEMA A UN FILAMENTO DELGADO DE FLUÍDO CUYO EJE PASA A TRAVÉS DEL CENTRO DE LA BOQUILLA DE IMPACTO COMO SE MUESTRA EN LA FIG. 3.9.

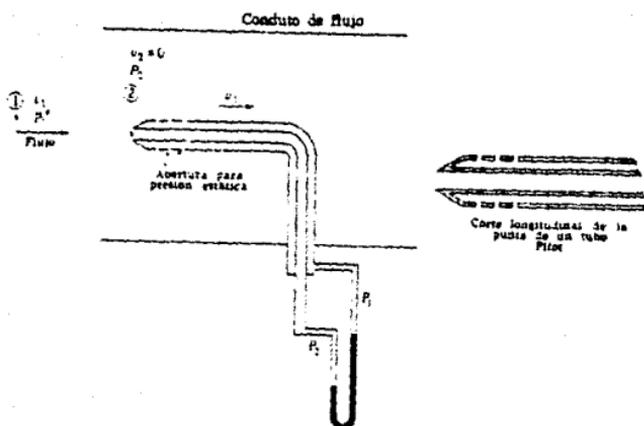


FIG. 3.9 TUBO PITOT [19]

LA POSICIÓN 1 ESTÁ BASTANTE ALEJADA DEL TUBO PITOT DE MANERA QUE ALLÍ LA VELOCIDAD NO ESTÁ AFECTADA POR LA PRESENCIA DE ÉSTE. AL ACERCARSE EL LÍQUIDO AL PUNTO 2 LA VELOCIDAD SE REDUCE HASTA LLEGAR A CERO. DESPRECIANDO LOS CAMBIOS DE ENERGÍA POTENCIAL ENTRE ÉSTOS DOS PUNTOS, PODEMOS ESCRIBIR EL BALANCE DE ENERGÍA DE LA SIGUIENTE FORMA:

$$v_1^2 = 2g_c \left[-\frac{\Delta P}{\rho} - h_f \right] \quad (3.14)$$

DONDE: h_f = PÉRDIDA DE PRESIÓN ESTÁTICA DEBIDA AL FLUJO.

ESTA PÉRDIDA DE PRESIÓN ESTÁTICA SE EXPRESA MEDIANTE LA ECUACIÓN DE DARCY DE LA SIGUIENTE MANERA:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g_c} \quad (3.15) [20]$$

DONDE: F = FACTOR DE FRICCIÓN DE DARCY.
 L = LONGITUD DE TUBERÍA.
 D = DIÁMETRO DE TUBERÍA.
 V = VELOCIDAD MEDIA DEL FLUÍDO.

EN LA ECUACIÓN 3.14 EL TÉRMINO $(-\Delta P/\rho)$ REPRESENTA LA DIFERENCIA TOTAL DE CARGA ENTRE LOS PUNTO 1 Y 2. MIENTRAS QUE EL TÉRMINO h_f INCLUYE TODAS LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEBIDAS A LA FRICCIÓN ENTRE ESTOS PUNTOS. LA DIFERENCIA ENTRE ESTOS TÉRMINOS REPRESENTA EL CAMBIO DE ENERGÍA CINÉTICA ENTRE LOS PUNTOS Y PUEDE SER EXPRESADA COMO UNA FRACCIÓN DE LA DIFERENCIA TOTAL DE PRESIÓN $(-\Delta P)$ O BIEN:

$$-\frac{\Delta P}{\rho} - h_f = C^2 \left(-\frac{\Delta P}{\rho} \right) \quad (3.16)$$

DONDE C^2 ES UN FACTOR DE PROPORCIONALIDAD. ARREGLANDO LA ECUACIÓN 3.14 OBTENEMOS QUE:

$$V_1 = C_p \sqrt{2g_c \frac{(P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (3.17)$$

DONDE: P_1 = PRESIÓN ESTÁTICA
 P_2 = PRESIÓN DE IMPACTO.
 C_p = COEFICIENTE DE PITOT.

EL COEFICIENTE C_p ES UN FACTOR DE CORRECCIÓN PARA OBTENER LAS VELOCIDADES CON UN TUBO PITOT DETERMINADO Y ES GENERALMENTE IGUAL A LA UNIDAD PARA UN TUBO PITOT BIEN DISEÑADO. ESTO SIGNIFICA QUE LA FRICCIÓN ENTRE 1 Y 2 ES MUY PEQUEÑA Y QUE LA CAÍDA DE PRESIÓN MEDIDA POR EL PITOT ES ATRIBUIBLE SOLA

MENTE A LOS CAMBIOS EN LA ENERGÍA CINÉTICA.

COMO EL TUBO PITOT INDICA SOLAMENTE LA VELOCIDAD EN UN PUNTO, PARA OBTENER LA VELOCIDAD PROMEDIO DEL FLUÍDO ES NECESARIO TOMAR UN BUEN NÚMERO DE LECTURAS A LO ANCHO DEL TUBO Y PROMEDIARLAS, O USAR UNA CORRELACIÓN ENTRE LA VELOCIDAD PUNTUAL Y LA VELOCIDAD PROMEDIO DEL FLUÍDO. ESTA VELOCIDAD SE DEFINE - COMO:

$$\bar{V} = \frac{\text{GASTO VOLUMÉTRICO}}{\text{ÁREA TRANSVERSAL}} = \frac{\phi}{\pi R^2} \quad (3.18)$$

LA CANTIDAD DE FLUÍDO EN MOVIMIENTO A TRAVÉS DE UN ANILLO DE RADIO $2\pi r$, dr EN DONDE V ES LA VELOCIDAD EN EL RADIO r , EL GASTO TOTAL SERÁ:

$$\phi = \int_0^R 2\pi r V dr \quad (3.19)$$

POR TANTO:

$$\bar{V} = \frac{\phi}{\pi R^2} = \int_0^R \frac{2V}{R} r dr \quad (3.20)$$

DONDE: R = RADIO DE LA TUBERÍA.

r = POSICIÓN RADIAL.

ESA ECUACIÓN PUEDE SER RESUELTA EN FORMA GRÁFICA O ANALÍTICA. SI SE MIDEN LAS VELOCIDADES PUNTALES CON UN TUBO PITOT A DIFERENTES POSICIONES RADIALES, LA INTEGRACIÓN DE LA ECUACIÓN ANTERIOR DA LA VELOCIDAD PROMEDIO DEL FLUÍDO EN EL DUCTO.

SI LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDAD DENTRO DEL DUCTO ES "NORMAL", ES DECIR, SI ESTÁ DE ACUERDO CON LAS ECUACIONES DE --

TRANSFERENCIA DE MOMENTUM, PUEDE USARSE LA FIG. 3.10. ESTA REPRESENTACIÓN GRÁFICA MUESTRA LA RELACIÓN ENTRE LA VELOCIDAD PROMEDIO Y LA VELOCIDAD MÁXIMA PARA FLUÍDOS QUE FLUYEN EN DUCTOS CIRCULARES. LA MÁXIMA VELOCIDAD SE ENCUENTRA EN EL CENTRO DE LA TUBERÍA.

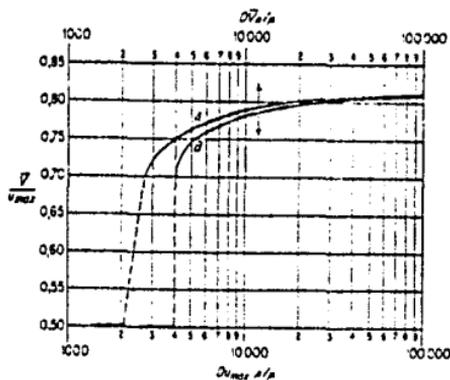


FIG. 3.10. RELACIÓN ENTRE LAS VELOCIDADES PROMEDIO Y MÁXIMA EN DUCTOS CIRCULARES. [21]

LA ECUACIÓN PARA EL TUBO PITOT PUEDE SER USADA PARA FLUÍDOS COMPRESIBLES SI LA DIFERENCIA DE PRESIONES ($P_2 - P_1$) ES LO SUFICIENTEMENTE PEQUEÑA PARA GARANTIZAR EL USO DE UN VALOR PROMEDIO DE DENSIDAD.

5.- TÉCNICA DE OPERACION.

- 1.- SE CONECTA EL MANÓMETRO DIFERENCIAL AL TUBO PITOT AL FINAL DE LA TUBERÍA. LA TOMA DEL LADO IZQUIERDO DEL MANÓMETRO SE CONECTA A LA ABERTURA DEL TUBO INTERIOR (PRESIÓN DE IMPACTO) Y LA TOMA DEL LADO DERECHO DEL MANÓMETRO SE CONECTA A LA ABERTURA DEL ESPACIO ANULAR (PRESIÓN ESTÁTICA). HAY QUE TENER CUIDADO DE EFECTUAR DE ESTA MANERA LA CONEXIÓN PUES DE LO CONTRARIO, SE PODRÍA TENER DERRAME DEL FLUÍDO MANOMÉTRICO Y LA MEDICIÓN EN EL MANÓMETRO INDICARÁ NÚMEROS NEGATIVOS.
- 2.- QUITAR TODAS LAS PLACAS DE ORIFICIO AL HACER LAS MEDICIONES.
- 3.- FIJAR LA VÁLVULA DE PASO (DE ACRÍLICO) AL MÁXIMO CAUDAL DE SALIDA (COMPLETAMENTE ABIERTA).
- 4.- AJUSTAR A CERO LA ESCALA DEL MANÓMETRO DIFERENCIAL.
- 5.- ENCENDER EL VENTILADOR.
- 6.- CON LA REGLITA GRADUADA DEL TUBO PITOT MEDIR DIFERENTES POSICIONES RADIALES DE LA BOQUILLA DEL TUBO PITOT. PRIMERO MIDA LA CAÍDA DE PRESIÓN PRODUCIDA AL COLOCAR EL PITOT EN EL CENTRO DEL TUBO, LUGO ALEJE POCO A POCO EL TUBO PITOT HASTA LLEGAR A LA PARED DE LA TUBERÍA. ANOTE LAS LECTURAS DE LAS CAÍDAS OBTENIDAS PARA CADA POSICIÓN.
- 7.- MIDA LA CAÍDA DE PRESIÓN QUE TIENE EL FLUÍDO AL PASAR POR EL TUBO, COLOCANDO LAS TOMAS DE PRESIÓN DEL MANÓMETRO EN EL ORIFICIO PIEZOMÉTRICO DEL FINAL DE LA TUBERÍA Y EN LA TOMA DE PRESIÓN QUE SE ENCUENTRA EN EL ---

PRINCIPIO DEL TRAMO CILÍNDRICO DEL DUCTO.

- 8.- APAGUE EL APARATO Y DESCONECTE EL MANÓMETRO.

6.- INFORME DE LA PRACTICA.

EL ESTUDIANTE ENTREGARÁ AL PROFESOR LO SIGUIENTE:

- 1.- TABLA DE DATOS OBTENIDOS EN LA PRÁCTICA.
- 2.- GRÁFICA CON LAS VELOCIDADES PUNTUALES VS. LA POSICIÓN RADIAL.
- 3.- CÁLCULO DE LA VELOCIDAD PROMEDIO EN EL TUBO A PARTIR DE LAS VELOCIDADES PUNTUALES.
- 4.- CÁLCULO DE LAS VELOCIDADES PUNTUALES, UTILIZANDO LAS ECUACIONES DE VON KARMAN.
- 5.- GRÁFICA EN QUE SE COMPARE EL PERFIL DE VELOCIDADES OBTENIDO EN LA PRÁCTICA CON EL PERFIL DE VELOCIDADES OBTENIDO USANDO LAS ECUACIONES DE VON KARMAN.
- 6.- CON LA VELOCIDAD PROMEDIO OBTENER EL GASTO VOLUMÉTRICO DE FLUÍDO.
- 7.- CON LA VELOCIDAD PROMEDIO Y LA CAÍDA DE PRESIÓN MEDIDA AL PASAR EL FLUÍDO POR EL TUBO, OBTENER EL FACTOR DE FRICCIÓN Y COMPARARLO CON EL REPORTADO EN EL DIAGRAMA DE MOODY.
- 8.- NOMBRE Y DIRECCIÓN DE FABRICANTES O DISTRIBUIDORES EN MÉXICO DE MEDIDORES DE FLUJO PARA GASES.
- 9.- CATÁLOGOS PROPORCIONADOS POR EL FABRICANTE.

7.- GUIA DE ESTUDIO.

- 1.- DESCRIBIR EL MEDIDOR DE TUBO PITOT E INDICAR COMO SE

USA.

- 2.- ¿QUÉ TIPO DE VELOCIDAD SE OBTIENE CON EL MEDIDOR DE TUBO PITOT?
- 3.- ¿QUÉ TIPO DE VELOCIDAD SE OBTIENE CON EL MEDIDOR DE PLACA DE ORIFICIO?
- 4.- EXPLICAR COMO SE OBTIENE LA VELOCIDAD MEDIA CON EL TUBO PITOT.
- 5.- EN ESTE EXPERIMENTO EL FLUIDO UTILIZADO ES AIRE, ¿SE CONSIDERA LA DENSIDAD CONSTANTE?. EXPLICAR LAS RAZONES.
- 6.- INDICAR LAS DIFERENCIAS ENTRE LA PRESIÓN ESTÁTICA Y LA PRESIÓN DE IMPACTO.
- 7.- ¿QUÉ ES ESFUERZO EN LA PARED?
- 8.- ¿PORQUÉ CUANDO LA VELOCIDAD MEDIA TIENDE A INFINITO, EL PERFIL DE VELOCIDADES ES INDEPENDIENTE DE LA POSICIÓN RADIAL?
- 9.- ¿PORQUÉ SE USA UN MANÓMETRO DIFERENCIAL EN VEZ DE UNO EN U?
- 10.- ¿QUÉ ES VISCOSIDAD?

PRACTICA III.

CURVAS DEL VENTILADOR.

1.- OBJETIVO.

OBTENER EXPERIMENTALMENTE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO, PARA FAMILIARIZAR AL ALUMNO CON LA CORRECTA OPERACIÓN DEL VENTILADOR EN DIFERENTES CONDICIONES DE TRABAJO DEL MISMO.

2.- FUNDAMENTOS.

EL TRANSPORTE DE FLUIDOS ES DE GRAN IMPORTANCIA EN LOS PROCESOS INDUSTRIALES. POR LO QUE ES NECESARIO ESTAR FAMILIARIZADO CON EL FUNCIONAMIENTO Y CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS, INSTRUMENTOS DE CONTROL, ACCESORIOS E INSTALACIONES UTILIZADOS PARA ESTE FIN.

LA SELECCIÓN DE UN VENTILADOR, EN BASE A SUS CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN Y A SUS DIFERENTES PARTES, ES ESENCIAL EN LA RESOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE FLUJO CARACTERÍSTICOS DE CADA PROCESO. LA SELECCIÓN FINAL Y LOS DETALLES DE FUNCIONAMIENTO SON APORTADOS POR EL FABRICANTE PARA QUE EL INGENIERO DETERMINE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR EN CADA PROCESO.

EN INGENIERÍA LOS VENTILADORES SE USAN PRINCIPALMENTE PARA PRODUCIR UN FLUJO DE GASES DE UN PUNTO A OTRO. PARA QUE SE PRODUZCA UN FLUJO, ES NECESARIA LA PRESENCIA DE UNA DIFERENCIA DE PRESIÓN QUE DEBE SER CREADA POR EL VENTILADOR. ESTE AUMENTO DE PRESIÓN ES GENERALMENTE TAN INSIGNIFICANTE COMPARADO

CON LA PRESIÓN ABSOLUTA DEL GAS, QUE EL VOLUMEN DE ÉSTE PUEDE -
CONSIDERARSE INALTERADO DURANTE LA OPERACIÓN. POR TANTO, EL GAS
SE CONSIDERA INCOMPRESIBLE COMO UN LÍQUIDO. DE ESTE MODO NO HAY
DIFERENCIA EN PRINCIPIO, ENTRE LA FORMA DE OPERAR DE UN VENTILA-
DOR Y LA DE UNA BOMBA DE CONSTRUCCIÓN SIMILAR.

LOS VENTILADORES SE CLASIFICAN POR LA DIRECCIÓN DEL -
FLUJO DE AIRE, EN CENTRÍFUGOS Y AXIALES. EN ESTE TRABAJO NOS VA
MOS A OCUPAR ÚNICAMENTE DE LOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS, POR TRA-
TARSE DEL TIPO DE VENTILADOR SELECCIONADO PARA LA CONSTRUCCIÓN -
DEL EQUIPO.

EN SU FORMA MÁS SIMPLE, EL VENTILADOR CENTRÍFUGO CON-
SISTE EN UN IMPULSOR QUE GIRA DENTRO DE UNA CARCAZA. EL FLUÍDO
ENTRA AL VENTILADOR POR EL IMPULSOR Y ES CONDUCCIDO POR ACCIÓN -
CENTRÍFUGA. LA ENERGÍA CINÉTICA DEL FLUÍDO AUMENTA DESDE EL CEN-
TRO DEL IMPULSOR HASTA LOS EXTREMOS DE LAS ALETAS IMPULSORAS, -
QUE IMPARTEN VELOCIDAD AL FLUÍDO RESULTANTE DE LA FUERZA CENTRÍ-
FUGA CONFORME ROTA POR EL MOVIMIENTO IMPARTIDO POR EL MOTOR. LA
FUNCIÓN DE LA CARCAZA ES DAR DIRECCIÓN AL FLUJO DEL IMPULSOR POR
UN PASAJE EN ESPIRAL PARA CONVERTIR LA CARGA DE VELOCIDAD EN CAR-
GA DE PRESIÓN EN DONDE EL ÁREA AUMENTA EN ESPIRAL. Y FINALMENTE
LA FLECHA ES LA ENCARGADA DE TRANSMITIR LA POTENCIA DEL MOTOR AL
IMPULSOR.

EN LA FIG. 3.11 SE MUESTRAN LAS PARTES BÁSICAS DE UN
VENTILADOR CENTRÍFUGO.

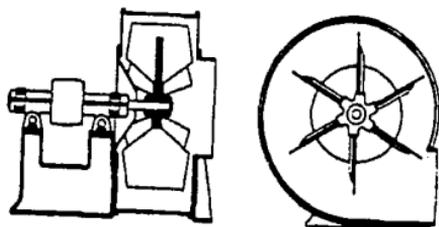


FIG. 3.11. VENTILADOR CENTRÍFUGO.

CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR.

AL SELECCIONAR UN VENTILADOR PARA UNA APLICACIÓN DETERMINADA, ES NECESARIO CONOCER CIERTAS CARACTERÍSTICAS ESPECÍFICAS DEL MISMO. COMO SON LA CAPACIDAD (MEDIDA DEL VOLUMEN DEL FLUÍDO MANEJADO POR UNIDAD DE TIEMPO), LA ENERGÍA O CARGA SUMINISTRADA AL FLUÍDO, LA POTENCIA REQUERIDA PARA ACCIONAR EL VENTILADOR Y LA EFICIENCIA DE LA UNIDAD.

ES POR ESO, QUE SE ACOSTUMBRA DESCRIBIR LAS PROPIEDADES DEL VENTILADOR POR MEDIO DE RELACIONES EN LAS QUE LA CARGA, LA POTENCIA Y LA EFICIENCIA SE PRESENTAN COMO FUNCIONES DEL VOLUMEN DE GAS CONDUcido POR UNIDAD DE TIEMPO A UN NÚMERO DETERMINADO DE R.P.M. (REVOLUCIONES POR MINUTO) DEL VENTILADOR. ESTAS RELACIONES REPRESENTAN EL COMPORTAMIENTO DEL VENTILADOR EN

TODOS SU RANGO DE OPERACIÓN Y SE DENOMINAN CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR.

PARA DESCRIBIR EL COMPORTAMIENTO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO, ES NECESARIO INTRODUCIR LOS SIGUIENTES CONCEPTOS.

CARGA (COLUMNA ESTÁTICA) H.

ES LA ALTURA DE LA COLUMNA DEL FLUÍDO QUE ACTÚA SOBRE LA SUCCIÓN O DESCARGA DEL VENTILADOR EN LA ENTRADA O SALIDA Y SE EXPRESA EN METROS DE FLUÍDO. POR TANTO, LA CARGA TOTAL ES LA DIFERENCIA ENTRE LAS COLUMNAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA EN METROS DE FLUÍDO.

$$H = \frac{P_D - P_S}{\rho} \quad (3.21)$$

DONDE: H = CARGA TOTAL.

P_D = PRESIÓN DE DESCARGA.

P_S = PRESIÓN DE SUCCIÓN.

POTENCIA HIDRÁULICA.

ES EL TRABAJO REQUERIDO PARA CAMBIAR A UN LÍQUIDO -
DE UNA POSICIÓN, PRESIÓN Y VELOCIDAD A OTRA POSI---
CIÓN, PRESIÓN Y VELOCIDAD EN UN TIEMPO DADO.

$$P_H = \rho Q_m$$

DONDE Q_m = GASTO MÁSSICO

LA POTENCIA HIDRÁULICA PUEDE CALCULARSE TAMBIÉN
COMO EL PRODUCTO ENTRE LA COLUMNA TOTAL, EL GASTO EN
MASA Y DIVIDIRLO ENTRE LA DENSIDAD, O SEA:

$$P_H = \frac{\rho \Delta P}{\rho} Q_m = H Q_m$$

DONDE H = CARGA.

POTENCIA ELÉCTRICA.

ES LA POTENCIA DEL SISTEMA MOTOR BOMBA SUMINISTRADA -
EN FORMA DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR UNIDAD DE TIEMPO

$$P_e = V I f$$

V = VOLTAJE

I = AMPARAJE

f = FACTOR DE POTENCIA

POTENCIA AL FRENO (PBHP)

ES LA POTENCIA NECESARIA PARA EL MOVIMIENTO DEL VEN-
TILADOR, PARA VARIAR TODAS LAS PÉRDIDAS Y PROPORCIO-
NAR AL FLUÍDO LA ENERGÍA DESEADA. CUALQUIER PIEZA -
DE MAQUINARIA TENDRÁ UNA EFICIENCIA MENOR AL 100%, -
LO QUE SIGNIFICA QUE SE RECIBE MENOS TRABAJO DE LA -
MAQUINARIA QUE EL QUE SE LE SUMINISTRA, ESTAS PÉRDI-

DAS SON OCASIONADAS POR:

- 1.- FRICCIÓN DEL LÍQUIDO EN LA BOMBA.
- 2.- PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN LOS EMPAQUES.
- 3.- PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN LAS PARTES GIRATORIAS, RODILLOS, BALEROS, ETC.

EFICIENCIA.

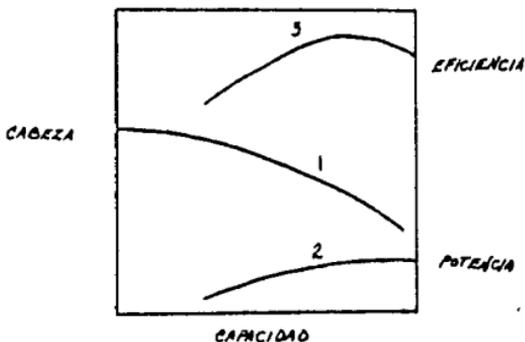
ES LA RELACIÓN ENTRE LA POTENCIA ABSORBIDA POR EL FLUÍDO Y LA POTENCIA AL FRENO

$$\eta = \frac{P_H}{P_{\text{AL FRENO}}}$$

CURVAS DEL VENTILADOR.

EL COMPORTAMIENTO DE UN VENTILADOR SE PUEDE EXPRESAR CONVENIENTEMENTE POR TRES CURVAS COMO SE VE EN LA FIGURA

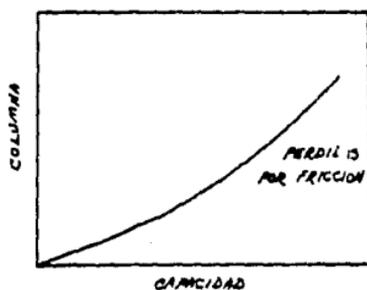
- 1.- CABEZA CONTRA CAPACIDAD.
- 2.- POTENCIA AL FRENO CONTRA CAPACIDAD.
- 3.- EFICIENCIA CONTRA CAPACIDAD.



CURVAS DEL SISTEMA.

LAS PÉRDIDAS DE COLUMNA POR FRICCIÓN SON FUNCIÓN DEL TAMAÑO Y LONGITUD DE LA TUBERÍA, NÚMERO Y TIPO DE ACCESORIOS, VELOCIDAD DEL FLUÍDO Y NATURALEZA DE ÉSTE PARA UN SISTEMA DADO LAS PÉRDIDAS EN LA COLUMNA POR FRICCIÓN, VARÍAN APROXIMADAMENTE IGUAL AL CUADRADO DE LA VELOCIDAD DEL FLUÍDO EN EL SISTEMA.

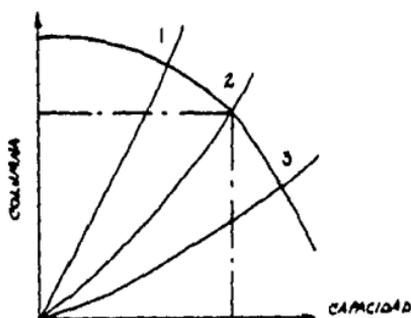
UNA GRÁFICA DE COLUMNA VS. CAPACIDAD SE CONOCE COMO "CURVA DE COLUMNA DEL SISTEMA", TAL CURVA TIENE AL PRINCIPIO ABSISA CERO EN LA GRÁFICA DEBIDO A QUE CUANDO NO HAY COLUMNA DESARROLLADA POR EL VENTILADOR NO HAY FLUJO EN EL SISTEMA COMO SE VE EN LA FIGURA



SUPERPONIENDO LA CURVA H vs Q DEL VENTILADOR SOBRE LA CURVA DE COLUMNA DEL SISTEMA, SE OBTIENE EL PUNTO PA $R/$ EL CUAL UN VENTILADOR PARTICULAR OPERA. EL CAMBIO DE RESISTENCIA PARA UN SISTEMA DADO DE TUBERÍA POR MEDIO DEL CIERRE PARCIAL DE UNA VÁLVULA O CUALQUIER OTRA ALTERACIÓN, CAMBIA LA INCLINACIÓN DE LA CURVA DE

COLUMNA DEL SISTEMA. ASÍ EL CIERRE PARCIAL DE UNA VÁLVULA EN LA LÍNEA DE DESCARGA CAMBIA EL PUNTO DE OPERACIÓN A UNA COLUMNA MÁS ELEVADA PERO CON MENOR CAPACIDAD. LA ABERTURA DE LA VÁLVULA TIENE EL EFECTO EN ESTO.

- 1.- CIERRE PARCIAL DE VÁLVULA.
- 2.- CONDICIÓN INICIAL.
- 3.- ABERTURA PARCIAL DE VÁLVULA.



COMO CADA USUARIO REQUERIRÁ UNAS CONDICIONES DE OPERACIÓN ESPECÍFICAS, EL FABRICANTE DEBE PODER VARIAR EL DISEÑO DEL VENTILADOR PARA QUE ÉSTE OPERE EN LAS CONDICIONES DESEADAS.

EXISTEN DOS FORMAS DE HACER ÉSTO:

- 1.- CAMBIANDO EL DIÁMETRO DEL IMPULSOR (D)
- 2.- CAMBIANDO LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN (N)

DOS VENTILADORES SIMILARES 1 Y 2 GENDRÁN CONDICIONES DE FLUJO SIMILARES:

$$\frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3}$$

CON EL MÉTODO I EL EFECTO DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR SERÁ: [22]

- 1.- LA CAPACIDAD VARÍA CON EL DIÁMETRO

$$\frac{Q}{N_1 D_1} = \frac{Q}{N_2 D_2}$$

- 2.- LA COLUMNA VARÍA DIRECTAMENTE CON EL CUADRO DEL DIÁMETRO

$$\frac{H_1}{N_1 (D_1)^2} = \frac{H_2}{N_2 (D_2)^2}$$

- 3.- LA EFICIENCIA NO VARÍA.
4.- LA POTENCIA VARÍA CON EL CUBO DEL DIÁMETRO

$$\frac{P H_1}{N_1 (D_1)^3} = \frac{P H_2}{N_2 (D_2)^3}$$

CON EL MÉTODO II, CAMBIANDO LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN, EL EFECTO SERÁ: [22]

- 1.- LA CAPACIDAD VARÍA DIRECTAMENTE CON LA VELOCIDAD

$$\frac{Q_1}{N_1 D_1} = \frac{Q_2}{N_2 D_2}$$

- 2.- LA COLUMNA VARÍA DIRECTAMENTE CON EL CUADRO DE LA VELOCIDAD

$$\frac{H_1}{D_1 (N_1)^2} = \frac{H_2}{D_2 (N_2)^2}$$

- 3.- LA EFICIENCIA NO VARÍA.
4.- LA POTENCIA VARÍA DIRECTAMENTE CON EL CUBO DE LA VELOCIDAD

$$\frac{P_1}{D_1 (N_1)^3} = \frac{P_2}{D_2 (N_2)^3}$$

EL GASTO, LA COLUMNA Y EFICIENCIA COMO PARÁMETROS,
SE ENCUENTRAN EN GRÁFICAS PROPORCIONADAS POR LAS COMPAÑÍAS --
CONSTRUCTORAS DE VENTILADORES PARA FACILITAR LA SELECCIÓN DEL
EQUIPO MÁS ADECUADO PARA CADA NECESIDAD.

5.- TECNICA DE OPERACION.

- 1.- SE CONECTA EL MANÓMETRO DIFERENCIAL A LA TOMA DE PRESIÓN DEL PRINCIPIO DE LA TUBERÍA Y LA OTRA TOMA AL MEDIO AMBIENTE. SE DEBE TENER CUIDADO EN CONECTAR LA MANGUERA EN LA TOMA IZQUIERDA DEL MANÓMETRO A LA TUBERÍA Y LA TOMA DERECHA DEL MANÓMETRO SOLO DESCUBIERTA AL MEDIO. ESTO ES DEBIDO A QUE SI LA CONEXIÓN FUERA HECHA AL CONTRARIO, SE PODRÍA TENER UN DERRAME DEL FLUÍDO MANOMÉTRICO.
- 2.- SE COLOCA LA PLACA DE ORIFICIO DE $\beta = 0.8, 0.6, 0.4$
- 3.- AJUSTAR A CERO LA ESCALA DEL MANÓMETRO DIFERENCIAL.
- 4.- ENCENDER EL VENTILADOR.
- 5.- CON LA VÁLVULA DE PASO (DE ACRÍLICO) REGULAR EL CAUDAL DE SALIDA DEL VENTILADOR A LA TUBERÍA, PARA EFECTUAR MEDICIONES DE CAÍDA DE PRESIÓN EN EL MANÓMETRO A CADA CAUDAL. ES PRECISO PERMITIR QUE LA PRESIÓN EN EL MANÓMETRO SE ESTABILIZE (ANTES DE HACER LA MEDICIÓN) EN UN PERÍODO DE TIEMPO DE 10-15 SEG.
- 6.- EFECTUAR 10 MEDICIONES (INDICADAS EN EL ACRÍLICO) A DISTINTA ABERTURA DE LA VÁLVULA DE PASO, DE CAÍDA DE PRESIÓN.
- 7.- SIMULTÁNEAMENTE MEDIR EL WATTAJE A CADA MEDICIÓN COLOCANDO UN VOLTAMPERÍMETRO DE PINZAS EN UNO DE LOS CABLES DE CONEXIÓN DEL VENTILADOR. PARA ME-

- DIR EL GASTO SE COLOCA EL MANÓMETRO DIFERENCIAL A LA PLACA DE ORIFICIO DE LA FORMA DESCRITA EN LA PRIMERA PRÁCTICA Y SE CORREN LAS PRUEBAS CON LAS TRES PLACAS DE ORIFICIO EN TODOS LOS GASTOS.
- 8.- APAGUE EL APARATO Y DESCONECTE EL MANÓMETRO.

6.- INFORME DE LA PRACTICA.

EL ESTUDIANTE ENTREGARÁ AL PROFESOR LO SIGUIENTE:

- 1.- LAS SIGUIENTES GRÁFICAS:
COLUMNA TOTAL VS. CAPACIDAD,
POTENCIA AL FRENO VS. CAPACIDAD,
EFICIENCIA VS. CAPACIDAD.
- 2.- DETERMINAR EL TRABAJO DE BOMBEO MEDIANTE UN BALANCE DE BERNOULLI, CON LA VÁLVULA TOTALMENTE -- ABIERTA.
- 3.- LOS DATOS SOBRE LOS FABRICANTES O REPRESENTANTES DE VENTILADORES EN MÉXICO.
- 4.- CATÁLOGOS PROPORCIONADOS POR LOS FABRICANTES.
- 5.- TABLA DE DATOS OBTENIDOS EN LA PRÁCTICA.

7.- GUIA DE ESTUDIO.

- 1.- MENCIONAR LOS DIFERENTES TIPOS DE VENTILADORES.
- 2.- DEFINIR QUÉ ES COLUMNA TOTAL Y COMO SE CALCULA.
- 3.- EXPLICAR QUÉ ES POTENCIA AL FRENO Y COMO SE CALCULA.
- 4.- INDICAR QUÉ ES POTENCIA HIDRÁULICA Y COMO SE CALCULA.

- 5.- MENCIONAR EN QUE PARTES DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO EXISTEN PÉRDIDAS POR FRICCIÓN.
- 6.- ¿CÓMO SE PUEDEN VARIAR LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO?
- 7.- ¿QUÉ EFECTOS TENDRÍA EL CAMBIO DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN SOBRE LAS CARACTERÍSTICAS DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO?
- 8.- ¿QUÉ EFECTOS TENDRÍA EL CAMBIO DE IMPULSOR DE -- UNA BOMBA?
- 9.- ÍNDIQUE EL FUNCIONAMIENTO DE UN WATTÍMETRO.
- 10.- ÍNDIQUE COMO FUNCIONA UN MANÓMETRO DIFERENCIAL

CAPITULO IV

"EXPERIMENTACION Y RESULTADOS"

PRACTICA I

MEDIDORES DE FLUJO - PLACA DE ORIFICIO

1.- MEDICIONES.

SE EFECTUARON LAS MEDICIONES EN LA FORMA DESCRITA - POR LA TÉCNICA DE OPERACIÓN EN EL PROTOCOLO DE LA PRÁCTICA.

SE MIDIERON LAS DIFERENCIAS DE PRESIÓN DE UN PUNTO SITUADO ANTES DEL MEDIDOR DE PLACA DE ORIFICIO Y EL MEDIO AMBIENTE. SE HICIERON EN TRES CORRIDAS, UNA PARA CADA PLACA DE ORIFICIO. CADA PLACA DE ORIFICIO TIENE UNA RELACIÓN DE DIÁMETROS DE ORIFICIO-TUBERÍA ($\frac{A}{B}$) DIFERENTE (0.8, 0.6 Y 0.4).

SE MARCARON 10 POSICIONES DE LA VÁLVULA DE PASO (DE - ACRÍLICO) PARA CON ESTO OBTENER DIFERENTES FLUJOS. LA CAÍDA DE PRESIÓN MEDIDA POR EL MANÓMETRO DIFERENCIAL SE OBTIENE DIRECTAMENTE EN MM H₂O.

SE TRABAJARÁ EN UNIDADES DEL SISTEMA INTERNACIONAL EN TODOS LOS CÁLCULOS. LA TEMPERATURA DEL MEDIO (DE OPERACIÓN) FUÉ MEDIDA EN 20°C.

TABLA DE MEDICIONES.

Posición de la válvula.	$\beta = 0.8$		$\beta = 0.6$		$\beta = 0.4$	
	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)
1	8.35	8.62	11.25	11.61	12.20	12.59
2	6.60	6.81	9.60	9.91	11.70	12.08
3	2.97	3.07	6.35	6.55	10.00	10.32
4	1.45	1.50	3.77	3.89	7.50	7.74
5	0.65	0.67	1.87	1.93	4.62	4.77
6	0.30	0.31	0.82	0.85	2.40	2.48
7	0.10	0.10	0.40	0.41	1.20	1.24
8	0.05	0.05	0.20	0.21	0.65	0.67
9			0.15	0.15	0.55	0.57
10			0.15	0.15	0.55	0.57

DADO QUE 10,009.6 MMH₂O SON EQUIVALENTES A 10332.3 KG/M².

2.- CALCULOS.

LA FÓRMULA QUE SE USARÁ DE ORIFICIO ES LA SIGUIENTE:

$$U_o = C \sqrt{2g_c \frac{\Delta P}{\rho}} \quad \text{donde } C = \frac{C_o}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

DONDE U_o = VELOCIDAD EN EL ORIFICIO

β = RELACIÓN DE DIÁMETROS DE ORIFICIO Y TUBERÍA

ΔP = CAÍDA DE PRESIÓN MEDIDA POR EL MANOMETRO DIFERENCIAL.

ρ = DENSIDAD DEL FLUÍDO (AIRE)

D_o = DIÁMETRO DE ORIFICIO = 0.16M

EJEMPLO DE CÁLCULO

SE OBTIENE LA ρ DEL AIRE A 20°C.

$$\rho = \frac{29 \text{ Kg}}{\text{kgmol}} \times \frac{1 \text{ kgmol}}{0.082 \text{ m}^3} \times \frac{525 \text{ mm Hg}}{760 \text{ mm Hg}} \times \frac{1}{293^\circ \text{K}} = 0.929 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

TOMANDO EL VALOR DE CAÍDA DE PRESIÓN DE LA PRIMERA POSICIÓN DE LA VÁLVULA CON UNA $\beta=0.8$. TENDREMOS QUE ES 8.62 KG/M².

SUPONEMOS FLUJO A PLENA TURBULENCIA Y DE LA GRÁFICA C VS R_E PARA ORIFICIOS TENDREMOS QUE $C=0.763$ (SUPUESTA), SUSTITUIMOS TODOS ESTOS VALORES EN LA ECUACIÓN DE VELOCIDAD:

$$U_o = 0.763 \sqrt{2 \left(9.81 \frac{\text{Kg}}{\text{kg}} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \frac{8.62 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}}{0.929 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}}} = 10.29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

CON ESTE VALOR DE VELOCIDAD EL REYNOLDS PARA CHECAR SI NUESTRA SUPOSICIÓN DE QUE SE TIENE PLENA TURBULENCIA ES CIERTA. LA DENSIDAD DEL AIRE A 20°C ES 1.82×10^{-5} KG/MS

$$Re_0 = \frac{D_0 U_0 \rho}{\mu} = \frac{0.16 \text{ m} (10.29 \text{ m/s}) (1.29 \text{ Kg/m}^3)}{1.82 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}} = 1.40 \times 10^4$$

CHECAMOS EN LA GRÁFICA Y OBTENEMOS UNA $C=0.768$ ENTONCES HACEMOS UNA SEGUNDA SUPOSICIÓN CON $C=0.768$

$$U_0 = 0.768 \sqrt{\frac{2(9.81) (3.62)}{0.929}} = 10.36 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_0 = \frac{0.16(10.36)0.929}{1.82 \times 10^{-5}} = 1.46 \times 10^4$$

CHECANDO ESTE REYNOLDS EN LA GRÁFICA COMPROBAMOS QUE LA $C=0.768$ SUPUESTA ES CORRECTA.

FINALMENTE PARA OBTENER EL GASTO DE AIRE QUE FLUYE A TRAVÉS DE LA TUBERÍA UTILIZAMOS LA SIGUIENTE FÓRMULA:

$$Q = U_0 A_0$$

DONDE Q = GASTO VOLUMÉTRICO

U_0 = VELOCIDAD EN EL ORIFICIO

A_0 = ÁREA DEL ORIFICIO

EL ÁREA DEL ORIFICIO SERÍA ENTONCES:

$$A_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} = \frac{\pi (0.16 \text{ m})^2}{4} = 0.0201 \text{ m}^2$$

ENTONCES EL GASTO VOLUMÉTRICO SERÁ:

$$\phi = U_0 A_0 = \frac{10.36 \text{ m}}{5} (0.0201 \text{ m}^2) \times \frac{60 \text{ mg}}{1 \text{ min}} = 12.30 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

DE ÉSTA FORMA SE HACEN EL RESTO DE LOS CÁLCULOS PARA OBTENER EL GASTO VOLUMÉTRICO DE AIRE QUE FLUYE A TRAVÉS DEL SISTEMA.

3.- RESULTADOS.

$$\beta = 0.8 \quad (D_o = 0.16m)$$

Posición de la válvula	$\Delta P (Kg/m^2)$	C	$U_o (m/s)$	Re_o	$Q (m^3/min)$
1	8.62	0.768	10.36	8.45E4	12.50
2	6.81	0.772	9.26	7.56E4	11.17
3	3.07	0.776	6.25	5.10E4	7.54
4	1.50	0.784	4.41	3.60E4	5.32
5	0.67	0.788	2.96	2.42E4	3.57
6	0.31	0.800	2.05	1.67E4	2.47
7	0.10	0.850	1.24	1.01E4	1.19
8	0.05	0.870	0.89	7.30E3	1.08
9	-	-	-	-	-
10	-	-	-	-	-

$$\beta = 0.6 \quad (D_o = 0.12m)$$

Posición de la válvula	$\Delta P (Kg/m^2)$	C	$U_o (m/s)$	Re_o	$Q (m^3/min)$
1	11.61	0.652	10.21	6.20E4	6.92
2	9.91	0.654	9.46	5.80E4	6.41
3	6.55	0.655	7.70	4.72E4	5.22
4	3.89	0.656	5.95	3.64E4	4.03
5	1.93	0.660	4.71	2.58E4	2.86
6	0.85	0.666	2.82	1.73E4	1.91
7	0.41	0.672	1.98	1.21E4	1.34
8	0.21	0.678	1.43	8.75E3	0.97
9	0.15	0.682	1.21	7.44E3	0.82
10	0.15	0.682	1.21	7.44E3	0.82

$$\beta = 0.4 \quad (D_o = 0.08\text{m})$$

Posición de la válvula	$\Delta P (\text{Kg/m}^2)$	C	$U_o (\text{m/s})$	Re_o	$Q (\text{m}^3/\text{min})$
1	12.59	0.606	9.88	4.04E4	2.96
2	12.08	0.607	9.71	3.97E4	2.91
3	10.32	0.608	8.98	3.67E4	2.69
4	7.74	0.608	7.77	3.17E4	2.33
5	4.77	0.608	6.10	2.49E4	1.83
6	2.48	0.609	4.41	1.80E4	1.32
7	1.24	0.609	3.12	1.27E4	0.93
8	0.67	0.610	2.29	9.37E3	0.69
9	0.57	0.620	2.15	8.78E3	0.65
10	0.57	0.620	2.15	8.78E3	0.65

MEDIDORES DE FLUJO-PLACA DE ORIFICIO.

DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN LA PRACTICA I, PODEMOS OBSERVAR QUE:

- 1.- CONFORME SE AUMENTA LA RELACIÓN DE DIÁMETROS DE ORIFICIO/TUBERÍA LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL MEDIDOR DE PLACA DE ORIFICIO DISMINUYE, PARA UN GASTO DADO.
- 2.- AL AUMENTAR LOS GASTOS DE ENTRADA DE AIRE AL SISTEMA (MEDIANTE UNA MAYOR ABERTURA DE LA VÁLVULA DE PASO) LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL MEDIDOR DE PLACA DE ORIFICIO AUMENTA.
- 3.- EL COEFICIENTE DE DESCARGA AUMENTA AL DISMINUIR EL GASTO DE AIRE EN EL SISTEMA, (PUES SE CORRELACIONA COMO UNA FUNCIÓN DEL REYNOLDS A TRAVÉS DEL ORIFICIO) EN EL RANGO DE VALORES DEL COEFICIENTE DE DESCARGA.
- 4.- EL GRAFICAR LOS VALORES DEL COEFICIENTE DE DESCARGA CONTRA EL NÚMERO DE REYNOLDS DEL ORIFICIO PARA VARIOS VALORES DE (D_0/D_1) SE OBSERVA QUE PARA Re_0 MAYORES DE 5×10^5 LOS VALORES DE C PERMANECEN CONSTANTES.
- 5.- AL TENER UNA MAYOR PRESIÓN ESTÁTICA (CONTRA PRESIÓN AL SISTEMA) A LA SALIDA DEL VENTILADOR, A UNA MISMA ABERTURA DE LA VÁLVULA DE PASO, LOS GASTOS EN EL SISTEMA DISMINUYEN.
- 6.- LA PLACA DE ORIFICIO ES UN MEDIDOR ADECUADO PARA DETECTAR GASTOS EN UN SISTEMA.

PRACTICA II

PERFILES DE VELOCIDAD - TUBO PITOT.

1.- MEDICIONES.

SE EFECTUARON LAS MEDICIONES EN LA FORMA DESCRITA - POR LA TÉCNICA DE OPERACIÓN EN EL PROTOCOLO DE LA PRÁCTICA.

SE MIDE LA DIFERENCIA ENTRE LA PRESIÓN DE IMPACTO Y LA PRESIÓN ESTÁTICA (PRESIÓN DE VELOCIDAD) COLOCANDO LAS TOMAS DEL MANÓMETRO AL TUBO PITOT (A LA SALIDA DEL ESPACIO ANULAR Y A LA SALIDA DEL TUBO DE IMPACTO). SE TRABAJÓ CON LA VÁLVULA DE PASO (DE ACRÍLICO) TOTALMENTE ABIERTA PARA OBTENER FLUJO MÁXIMO.

SE HICIERON MEDICIONES A PARTIR DEL CENTRO DE LA TUBERÍA HACIA LAS PAREDES DE LA TUBERÍA. ES NECESARIO PERMITIR QUE SE ESTABILIZE LA LECTURA INDICADA EN EL MANÓMETRO DIFERENCIAL DURANTE 15-30 SEG. EN CADA POSICIÓN RADIAL DEL TUBO PITOT Y COLOCAR EL TUBO PITOT PERFECTAMENTE PARALELO AL FLUJO.

LA CAÍDA DE PRESIÓN MEDIDA POR EL MANÓMETRO DIFERENCIAL SE OBTIENE DIRECTAMENTE EN mmH_2O . LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN EN EL MEDIO FUÉ MEDIDA EN 20°C . TODOS LOS CÁLCULOS SE EFECTUARÁN EN EL SISTEMA INTERNACIONAL.

TABLA DE MEDICIONES

Altura del Pitot.	Posición Radial () (m)	Pitot	Pitot	Fricción/m Tubo	
		P (mmH ₂ O)	P (Kg/m ²)	P (mmH ₂ O)	P (Kg/m ²)
0	0.098	3.45	3.561	0.5	0.5
10	0.090	4.90	5.058		
20	0.080	6.20	6.400		
45	0.055	7.15	7.381		
70	0.030	7.20	7.432		
95	0.005	7.40	7.639		
100	0	7.45	7.690		
120	0.020	7.30	7.535		
145	0.045	7.10	7.329		
170	0.070	6.35	6.555		
195	0.095	4.45	4.593		

LA ALTURA DEL PITOT SE MIDE DESDE LA POSICIÓN 0 MM (AL ESTAR EN CONTACTO CON LA PARED INFERIOR DEL TUBO) HASTA LA POSICIÓN 200 MM (AL ESTAR EN CONTACTO CON LA PARED SUPERIOR DEL TUBO) CONSIDERANDO QUE LA TUBERÍA TIENE 20 - CM. DE DIÁMETRO.

2.- CALCULOS.

LA FÓRMULA QUE SE USARÁ DE TUBO PITOT ES LA SIGUIENTE:

TE:

$$U_p = C_p \sqrt{2 \rho_c \frac{\Delta P}{\rho}}$$

DONDE V_p = VELOCIDAD PUNTUAL

ΔP = PRESIÓN DE VELOCIDAD (PRESIÓN DE IMPACTO-PRESIÓN ESTÁTICA)

ρ = DENSIDAD DEL AIRE

C_p = COEFICIENTE DEL TUBO PITOT

PARA COMPARAR ESTAS VELOCIDADES MEDIDAS CON EL TUBO PITOT CONTRA LAS VELOCIDADES CALCULADAS SE USAN LAS SIGUIENTES FÓRMULAS

$$U_p = U^* (U^*)$$

REGIÓN LAMINAR $(0 < \gamma^* < 5)$ $U^* = \gamma^*$

REGIÓN DE TRANSICIÓN $(5 < \gamma^* < 30)$ $U^* = -3.05 + 5.1 \ln \gamma^*$

REGIÓN TURBULENTA $(30 < \gamma^*)$ $U^* = 5.5 + 2.5 \ln \gamma^*$

$$U^* = \frac{(R-r) \rho}{\mu} U^*$$

$$U^* = \sqrt{C_p \frac{\Delta P}{\rho}}$$

$$C_p = \frac{\Delta P D}{\rho L}$$

- DONDE: ΔP = CAÍDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN/M DE TUBO
 D = DIÁMETRO DE LA TUBERÍA
 L = LONGITUD DEL TRAMO DE TUBERÍA PARA MEDIR
 P (1M)
 U^* = VELOCIDAD FRICCIONANTE
 y^* = PARÁMETRO DE POSICIÓN
 R = RADIO
 r = POSICIÓN RADIAL
 μ = VISCOSIDAD DEL FLUÍDO (AIRE)
 C_y = ESFUERZO EN LA PARED
 u^* = PARÁMETRO DE VELOCIDAD PUNTUAL
 U_p = VELOCIDAD PUNTUAL

PARA COMPARA EL FACTOR DE FRICCIÓN f REPORTADO CON EL
 OBTENIDO SE USA LA SIGUIENTE FÓRMULA:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g_c}$$

EJEMPLO DE CÁLCULO

PARA OBTENER LA VELOCIDAD PUNTUAL CON EL PITOT USAMOS
 DIRECTAMENTE LA FÓRMULA. ESTO ES USANDO EL VALOR DE P -
 EN EL PITOT PARA EL CENTRO DEL TUBO VEMOS QUE ES 7.69 KG/M²
 Y CONSIDERANDO EL COEFICIENTE DE TUBO PITOT COMO 1, TENDRE-
 MOS:

$$U_p = \sqrt{2 \left(\frac{9.81 \text{ Kg m}}{\text{Kg s}^2} \right) \frac{7.69 \text{ Kg}}{\text{m}^2} \left(\frac{1 \text{ m}^2}{0.129 \text{ Kg}} \right)} = 12.74 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

ADEMÁS PODEMOS OBTENER LA VELOCIDAD PROMEDIO DE LA GRÁFICA \bar{U}/U_{MAX} VS Re , DADO QUE LA VELOCIDAD MÁXIMA SE ENCUENTRA EN EL CENTRO DE LA TUBERÍA, ENTONCES

$$Re = \frac{0.20 \text{ m} (12.74 \text{ m/s}) 0.929 \text{ Kg/m}^3}{1.82 \times 10^{-3} \text{ Kg/m s}} = 1.30 \times 10^5$$

DE LA GRÁFICA VEMOS ENTONCES QUE $\bar{U}/U_{MAX} = 0.81$, POR TANTO:

$$\bar{U} = 0.81 (12.74 \text{ m/s}) = 10.32 \text{ m/s}$$

PARA OBTENER LA VELOCIDAD PUNTUAL CALCULADA UTILIZAMOS LAS FÓRMULAS DE VON KARMAN, ENTONCES, SI LA ΔP POR FRICCIÓN/M TUBO ES 0.5161 Kg/m^2 TENDREMOS:

$$C_p = \frac{0.5161 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} (0.2 \text{ m})}{4 (1 \text{ m})} = 0.0258 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

$$U^* = \sqrt{\frac{0.0258 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} (9.81 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}) \frac{1 \text{ m}^3}{0.929 \text{ Kg}}}{5}} = 0.5220 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

ENTONCES PARA UNA POSICIÓN RADIAL $r=0$ (CENTRO DE LA TUBERÍA) TENDREMOS:

$$y^+ = \frac{(0.1 - 0) \text{ m}}{1.82 \times 10^{-3} \text{ Kg/m s}} \left(0.929 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) 0.5220 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 2664.5$$

POR TANTO NOS ENCONTRAMOS EN LA REGIÓN TURBULENTA Y LA ECUACIÓN DE U^+ USADA ES:

$$U^+ = 5. + 2.5 \ln y^+ = 5.5 + 2.5 \ln (2664.5) = 25.22$$

Y, FINALMENTE PARA SACAR LA VELOCIDAD PUNTUAL TENDREMOS QUE:

$$U_p = U^*(U^*) = 22.22 (2.522) = 56.23 \text{ m/s}$$

QUE COMPARADA CON LA OBTENIDA CON EL TUBO PITOT NOS DA UN PORCENTAJE DE DIFERENCIA DEL 3.8% QUE ES ACEPTABLE.

AL IGUAL QUE COMO SE SACARON LAS VELOCIDADES PUNTUALES MEDIDA Y CALCULADA PARA ESTE CÁLCULO DE EJEMPLO, SE SACAN LAS SIGUIENTES PARA CUBRIR TODAS LAS POSICIONES RADIALES.

POSTERIORMENTE SE CALCULAN LOS ESPESORES DE LAS REGIONES LAMINAR Y DE TRANSICIÓN, ASÍ COMO LAS VELOCIDADES EN LOS LÍMITES DE CADA REGIÓN.

1.- REGIÓN LAMINAR

$$U^* = \frac{U}{5} = 5 \text{ si } U^* = 0.522 \text{ m/s ENTONCES } U = 5(0.522) = 2.61 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\mu^* = \frac{\gamma U^* / \rho^*}{\mu} = \frac{\gamma (0.522 \text{ m/s}) 0.929 \text{ Kg/m}^3}{1.82 \times 10^{-3} \text{ Kg/m}^3} = 5 \text{ DE AQUÍ: } \gamma = 1.88 \times 10^{-4} \text{ m}$$

ENTONCES γ , QUE ES EL ESPESOR DE LA CAPA LAMINAR ES $1.88 \times 10^{-4} \text{ m}$

2.- REGIÓN DE TRANSICIÓN

$$\mu^* = \frac{\gamma U^* / \rho^*}{\mu} = \frac{\gamma (0.522 \text{ m/s}) 0.929 \text{ Kg/m}^3}{1.82 \times 10^{-3} \text{ Kg/m}^3} = 30 \text{ DE AQUÍ: } \gamma = 1.22 \times 10^{-3} \text{ m}$$

ENTONCES EL ESPESOR DE LA CAPA DE TRANSICIÓN SERÁ ESTE VALOR DE γ MENOS EL DE LA CAPA LAMINAR

$$y = (1.13 \times 10^{-3} - 1.88 \times 10^{-4})m = 9.38 \times 10^{-4}m$$

PARA SACAR LA VELOCIDAD SE USA LA SIGUIENTE --
ECUACIÓN:

$$U^+ = -3.05 + 5.12 y^+ = -3.05 + 5.12 (20) = 13.96$$

$$U_p = U^+(U^+) = 0.522 m/s (13.96) = 7.29 m/s$$

PARA OBTENER LA VELOCIDAD PROMEDIO DEL FLUÍDO, A
PARTIR DE LAS VELOCIDADES PUNTUALES, SE USA LA -
SIGUIENTE CORRELACIÓN:

$$\bar{v} = \int_0^R \frac{2V_r}{R^2} r dr$$

DADO QUE CONOCEMOS TODOS LOS DATOS SE HACE ESTO
POR UNA INTEGRACIÓN NUMÉRICA.

FINALMENTE PARA OBTENER EL FACTOR DE FRICCIÓN CAL-
CULADO SACAMOS EL NÚMERO DE REYNOLDS, Y SABRIENDO
QUE SE TRATA DE UNA TUBERÍA DE LÁMINA GALVANIZA-
DA, TENDREMOS:

$$Re = \frac{2V_p R}{\mu} = \frac{0.20 m (10.32 m/s) 0.929 kg/m^3}{1.82 \times 10^{-2} kg/m^2 s} = 1.05 \times 10^3$$

PARA ESTO SE USA LA VELOCIDAD PROMEDIO OBTENIDA
DE LA RELACIÓN \bar{U}/U_{MAX} , AHORA CONOCIENDO QUE LA
P POR FRICCIÓN/M DE TUBO ES $0.5161 kg/m^2$, TEN-
DREMOS:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g_c}$$

$$0.5161 \frac{kg}{m^2} = \frac{1 m^3}{0.929 kg} = f \frac{1 m}{0.2 m} \frac{(10.32 m/s)^2}{2 (9.81 kg m / kg s^2)} \quad f = 0.0205$$

COMPARANDO ESTO CON EL VALOR OBTENIDO DEL DIAGRAMA DE MOODY CON UNA RELACIÓN DE RUGOSIDAD RELATIVA (ϵ/D) - IGUAL A 0.00075 (PARA LÁMINA GALVANIZADA Y UN DIÁMETRO DE 8 PULGADAS) VEMOS QUE ES 0.010 CONTRA 0.0205.

3.- RESULTADOS

Posición Radial (r) (m)	Pitot ΔP (Kg/m^2)	Medida U_p (m/s)	$2Vr/R^2$	Integral
	7.690	12.74		
0.005	7.639	12.70	12.70	0.0318
0.020	7.535	12.61	50.46	0.4737
0.030	7.432	12.53	75.17	0.6282
0.045	7.381	12.49	112.37	1.4066
0.055	7.329	12.44	136.85	1.2461
0.070	6.555	11.77	164.72	2.2618
0.080	5.400	11.63	186.02	1.7537
0.090	5.058	10.34	186.94	1.8003
0.095	4.593	9.85	187.13	0.9229
0.098	3.561	8.67	173.44	0.5409
0.100	0	0	0	<u>9.134</u>
				11.3092

$$\phi = 11.3092 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1}{4} (0.2\text{m})^2 \times \frac{60\text{s}}{1 \text{ min.}} = 21.32 \frac{\text{m}^3}{\text{min.}}$$

Posición radial (r) (m)	Calculada U_p (m/s)	$2Vr/R^2$	Integral
0	13.23	0	
0.005	13.16	13.16	0.0329
0.020	12.94	51.76	0.486
0.030	12.76	76.56	0.6416
0.045	12.45	112.05	1.4146
0.055	12.18	133.98	1.2302
0.070	11.66	163.24	2.2292
0.080	11.13	178.08	1.7066
0.090	10.22	183.96	1.8102
0.095	9.32	177.08	0.9026
0.098	8.12	162.40	0.5092
0.100	0	0	<u>0.1624</u>
			11.1263

$$Q = 11.1263 \frac{m}{s} \times \frac{\pi}{4} (0.2m)^2 \times \frac{60s}{1 \text{ min.}} = 20.98 \frac{m^3}{\text{min.}}$$

COMPARANDO ESTO CON LA Q OBTENIDA POR LA \bar{U} DE LA GRÁFICA \bar{U}/U_{MAX} VS RE TENEMOS:

$$Q = 10.3226 \frac{m}{s} \times \frac{\pi}{4} (0.2m)^2 \times \frac{60s}{1 \text{ min.}} = 19.46 \frac{m^3}{\text{min.}}$$

PERFILES DE VELOCIDAD-TUBO PITOT.

DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN LA PRACTICA II, PODEMOS OBSERVAR QUE:

- 1.- LOS ESPESORES DE LAS REGIONES LAMINAR Y DE TRANSICIÓN SON MUY PEQUEÑOS POR LO QUE LA MAYORÍA DEL FLUJO SE ENCUENTRA A RÉGIMEN TURBULENTO.
- 2.- LAS VELOCIDADES EN ESTAS REGIONES NO SE PUEDEN DETERMINAR MEDIANTE EL USO DEL TUBO PITOT, DADO QUE LOS ESPESORES DE ÉSTAS SON MUY PEQUEÑOS. POR TANTO SE CALCULAN CON LAS RELACIONES DE VON KARMAN.
- 3.- EL FACTOR DE FRICCIÓN CALCULADO, PARA LA TUBERÍA DE LÁMINA GALVANIZADA, QUE FUÉ CALCULADO COINCIDE CON EL REPORTADO - EN EL DIAGRAMA DE MOODY.
- 4.- CONFORME LA POSICIÓN RADIAL SE ACERQUE AL CENTRO DE LA TUBERÍA SE TIENE UNA VELOCIDAD PUNTUAL MAYOR, Y UNA CAÍDA DE PRESIÓN MEDIDA EN EL TUBO PITOT TAMBIÉN MAYOR.
- 5.- LAS VELOCIDADES PUNTUALES MEDIDAS, RESULTARON MUY PARECIDAS A LAS CALCULADAS POR LO QUE SE CONSIDERAN CORRECTAS.
- 6.- LOS VALORES DE GASTO DE AIRE OBTENIDOS CON EL TUBO PITOT, LAS ECUACIONES DE VON KARMAN Y LA VELOCIDAD PROMEDIO SE ENCUENTRAN EN EL MISMO RANGO DE VALORES.
- 7.- EL TUBO PITOT ES UN MEDIDOR MUY PRECISO PARA CONOCER LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDADES EN LA TUBERÍA.

PRACTICA III

CURVAS DEL VENTILADOR

1.- MEDICIONES

SE EFECTUARON LAS MEDICIONES EN LA FORMA DESCRITA - POR LA TÉCNICA DE OPERACIÓN EN EL PROTOCOLO DE LA PRÁCTICA.

PARA MEDIR EL GASTO DE AIRE SE MIDIERON LAS DIFERENCIAS DE PRESIÓN DE UN PUNTO SITUADO ANTES DEL MEDIDOR DE PLACA DE ORIFICIO Y EL MEDIO AMBIENTE. SE USAN LAS 3 -- PLACAS DE ORIFICIO INTERCAMBIÁNDOLAS A MANERA DE HACER -- 10 PRUEBAS DE FLUJO (MARCADAS EN EL ACRÍLICO) REGULANDO LA POSICIÓN DE LA VÁLVULA DE PASO, PARA CADA PLACA DE -- ORIFICIO.

PARA MEDIR LA DIFERENCIA ENTRE PRESIÓN DE DESCARGA MENOS PRESIÓN DE SUCCIÓN, SE COLOCÓ EL MANÓMETRO DIFERENCIAL CON UNA TOMA AL PRINCIPIO DE LA TUBERÍA Y LA OTRA -- TOMA ABIERTA AL MEDIO AMBIENTE.

LA CAÍDA DE PRESIÓN MEDIDA POR EL MANÓMETRO DIFERENCIAL SE OBTIENE DIRECTAMENTE EN MM H₂O. LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN EN EL MEDIO FUÉ MEDIDA EN 20°C. TODOS LOS -- CÁLCULOS SE EFECTUARÁN EN EL SISTEMA INTERNACIONAL.

TABLA DE MEDICIONES

1.- PLACA DE ORIFICIO.

Posición de la -- válvula	$\beta = 0.8$		$\beta = 0.6$		$\beta = 0.4$	
	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)
1	8.35	8.62	11.25	11.6	12.20	12.59
2	6.60	6.81	9.60	9.91	11.70	12.08
3	2.97	3.07	6.35	6.55	10.00	10.32
4	1.45	1.50	3.77	3.89	7.50	7.74
5	0.65	0.67	1.87	1.93	4.62	4.77
6	0.30	0.31	0.82	0.85	2.40	2.48
7	0.10	0.10	0.40	0.41	1.20	1.24
8	0.05	0.05	0.20	0.21	0.65	0.67
9	-	-	0.15	0.15	0.55	0.57
10	-	-	0.15	0.15	0.55	0.57

2.- PRESIÓN DESCARGA - PRESIÓN SUCCIÓN

Posición de la -- válvula	$\beta = 0.8$		$\beta = 0.6$		$\beta = 0.4$	
	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)	ΔP (mmH ₂ O)	ΔP (Kg/m ²)
1	8.95	9.24	11.45	11.82	12.20	12.59
2	7.20	7.43	9.65	9.96	11.72	12.10
3	3.20	3.30	6.40	6.61	10.07	10.39
4	1.72	1.78	3.85	3.97	7.67	7.92
5	0.77	0.79	1.85	1.91	4.62	4.77
6	0.30	0.31	0.85	0.88	2.40	2.48
7	0.15	0.15	0.40	0.41	1.22	1.26
8	0.05	0.05	0.20	0.21	0.67	0.69
9	-	-	0.15	0.15	0.55	0.57

2.- CALCULOS

NECESITAMOS OBTENER COLUMNA TOTAL, POTENCIA HIDRÁULICA, POTENCIA ELÉCTRICA Y EFICIENCIA. LAS FÓRMULAS USADAS SON LAS SIGUIENTES:

$$H = \text{COLUMNA TOTAL} = \frac{P_D - P_S}{\rho}$$

$$P_H = \text{POTENCIA HIDRÁULICA} = Q_m H$$

$$P_E = \text{POTENCIA ELÉCTRICA} = VI \cos \theta \eta = KVI$$

$$\eta = \text{EFICIENCIA} = \frac{P_H}{P_E}$$

DONDE: P_D = PRESIÓN DE DESCARGA DEL VENTILADOR.

P_S = PRESIÓN DE SUCCIÓN AL VENTILADOR.

Q_m = GASTO MÁSICO = Q/ρ

V = VOLTAJE

I = AMPERAJE

f_p = FACTOR POTENCIA = 0.85

ρ = DENSIDAD DEL AIRE (A 20°C = 0.929 KG/M³)

EJEMPLO DE CÁLCULO.

EL GASTO VOLUMÉTRICO SE OBTIENE EN LA FORMA INDICADA EN LA PRÁCTICA DE PLACA DE ORIFICIO. (PRÁCTICA I)

LA MEDIDA DE CAÍDA DE PRESIÓN EN EL MANÓMETRO A LA DESCARGA DEL VENTILADOR Y EL MEDIO AMBIENTE ENTRE LA DENSIDAD DEL AIRE NOS DA LA COLUMNA TOTAL.

TOMANDO EL VALOR DE CAÍDA DE PRESIÓN DE LA PRIMERA POSICIÓN DE LA VÁLVULA CON UNA $f_p = 0.8$ TENDREMOS QUE ES ----

9.24 KG/M², ENTONCES:

$$H_v = \frac{P_0 - P_3}{\rho} = \frac{5.78 \text{ Kg/m}^2}{0.929 \text{ Kg/m}^3} = 6.22 \text{ m } \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}}$$

CON EL VALOR DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL MEDIDOR DE PLACA DE ORIFICIO OBTENEMOS EL GASTO VOLUMÉTRICO (CONSULTAR PRÁCTICA I) ESTE VALOR ES DE 12.50 M³/MIN, ENTONCES:

$$P_H = \rho_m H = 12.50 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \times 0.929 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 6.22 \text{ m } \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}} \times 0.1634 \frac{\text{m}^2}{\text{Kg} \cdot \text{min}} = 11.80 \text{ watts}$$

ESTE ES EL VALOR DE CARGA DEL VENTILADOR, PARA OBTENER EL VALOR DE CARGA DEL SISTEMA TOMAMOS EL VALOR A LA DESCARGA DEL ORIFICIO DE PRESIÓN DE DESCARGA MENOS PRESIÓN DE SUCCIÓN

$$H_s = \frac{P_0 - P_3}{\rho} = \frac{8.62 \text{ Kg/m}^2}{0.929 \text{ Kg/m}^3} = 9.28 \text{ m } \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}}$$

PARA OBTENER LA POTENCIA ELÉCTRICA QUE SE SUMINISTRA AL MOTOR OBTENEMOS LOS DATOS DE PLACA DEL MOTOR:

AMPERAJE DE PLACA = 7.1 AMPS.

POTENCIA = 0.25 H P

ENTONCES TENDREMOS QUE:

$$P_E = 0.25 \text{ H.P.} \times \frac{746 \text{ watts}}{1 \text{ H.P.}} = 186.5 \text{ watts}$$

DE LA FÓRMULA DE POTENCIA ELÉCTRICA OBTENEMOS EL VALOR DE K DE LA MANERA SIGUIENTE:

$$P_E = VI \cos \phi \eta = KVI$$

ENTONCES:

$$K = \frac{P_e}{VI} = \frac{126.5 \text{ watts}}{127 \text{ volts} (7.1 \text{ amps})} = 0.21$$

FINALMENTE PARA LOS DATOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS:

$$V = 127 \text{ VOLTS}$$

$$I = 5.8 \text{ AMPS}$$

$$P_e = KVI = 0.21 (127 \text{ volts})(5.8 \text{ amps}) = 152.3 \text{ watts}$$

PARA OBTENER LA EFICIENCIA EMPLEAMOS LA FÓRMULA SIGUIENTE:

$$\eta = \frac{P_H}{P_e} \times 100 = \frac{11.20 \text{ watts}}{152.3 \text{ watts}} \times 100 = 7.74 \%$$

POR TANTO TENEMOS UNA EFICIENCIA DEL PAR MOTOR-VENTILADOR DEL 7.74%. DE ESTA FORMA SE HACEN EL RESTO DE LOS CÁLCULOS PARA OBTENER LA COLUMNA TOTAL, LA POTENCIA HIDRÁULICA, LA POTENCIA ELÉCTRICA Y LA EFICIENCIA DEL SISTEMA PARA CADA SITUACIÓN DE FLUJO.

3.- RESULTADOS

$$\beta = 0.8 \quad (D_o = 0.16m) \quad I = 5.7 - 5.8 \text{ amps.}$$

Posición de la válvula.	Ventilador $\Delta P(Kg/m^2)$	Orificio $\Delta P(Kg/m^2)$	ϕ (mcm)	H_V (m)	H_B (m)	Ph(watts)	Pe(watts)	$\eta = Ph/Pe$
1	5.78	8.62	12.50	6.22	9.28	11.80	149.7	7.88
2	7.53	6.81	11.17	8.10	7.33	13.74	149.7	9.18
3	8.82	3.07	7.54	9.49	3.30	10.86	149.7	7.25
4	9.24	1.50	5.32	9.95	1.61	8.03	149.7	5.36
5	9.65	0.67	3.57	10.38	0.72	5.63	152.3	3.70
6	9.55	0.31	2.47	10.28	0.33	3.85	152.3	2.53
7	11.25	0.10	1.49	12.11	0.11	2.74	152.3	1.80
8	12.28	0.05	1.08	13.22	0.05	2.16	152.3	1.42
9	12.49	-	-	13.44	-	-	152.3	-
10	12.69	-	-	13.65	-	-	152.3	-

$\beta = 0,6$ ($D_o = 0,12m$) $I = 5,8$ amp.

Posición de la válvula.	Ventilador $\Delta P (\bar{K}g/m^2)$	Orificio $\Delta P (\bar{K}g/m^2)$	\varnothing (mcm)	H_v (m)	H_s (m)	Ph (watts)	Pe (watts)	$\gamma = Ph/P_o$
1	8,56	11,61	6,92	9,21	12,49	9,68	152,3	6,35
2	8,67	9,91	6,41	9,33	10,66	9,08	152,3	5,96
3	8,98	6,55	5,22	9,66	7,0	7,66	152,3	5,02
4	9,40	3,89	4,03	10,12	4,19	6,19	152,3	4,06
5	9,65	1,93	2,86	10,38	2,08	4,51	152,3	2,96
6	9,55	0,85	1,91	10,27	0,91	2,98	152,3	1,96
7	11,25	0,41	1,34	12,11	0,44	2,46	152,3	1,61
8	12,28	0,21	0,97	13,22	0,23	1,94	152,3	1,27
9	12,49	0,15	0,82	13,44	0,16	1,67	152,3	1,09
10	12,69	0,15	0,82	13,65	0,16	1,68	152,3	1,09

ESTA TESIS
NO DEBE
SALIR DE LA
BIBLIOTECA

$$\beta = 0.4 \quad (D_o = 0.08\text{m}) \quad I = 5.8 \text{ amp.}$$

Posición de la válvula	Ventilador $\Delta P (\text{Kg/m}^2)$	Orificio $\Delta P (\text{Kg/m}^2)$	Q (mcm)	Hv (m)	Hs (m)	Ph (watts)	Pe (watts)	$\eta = Ph/Pe$
1	9.49	12.59	2.96	10.21	13.55	4.59	152.3	3.01
2	9.60	12.08	2.91	10.33	13.01	4.56	152.3	2.99
3	9.96	10.32	2.69	10.72	11.11	4.38	152.3	2.87
4	10.06	7.74	2.33	10.82	8.33	3.83	152.3	2.51
5	10.01	4.77	1.83	10.76	5.13	2.99	152.3	1.96
6	9.80	2.48	1.32	10.54	2.67	2.11	152.3	1.38
7	11.66	1.24	0.93	12.55	1.33	1.77	152.3	1.16
8	12.33	0.67	0.69	13.27	0.72	1.39	152.3	0.91
9	12.49	0.57	0.65	13.44	0.61	1.32	152.3	0.86
10	12.69	0.57	0.65	13.65	0.61	1.33	152.3	0.86

POR LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN LA PRACTICA III (CURVAS DEL VENTILADOR), PODEMOS CONCLUIR QUE:

- 1.- LA PRESIÓN TOTAL DEL VENTILADOR (PRESIÓN DE DESCARGA MENOS PRESIÓN DE SUCCIÓN) AUMENTA AL DISMINUIR EL GASTO DE SALIDA DEL VENTILADOR.
- 2.- POR TANTO LA CARGA DEL VENTILADOR AUMENTA AL DISMINUIR EL GASTO DE SALIDA DEL VENTILADOR.
- 3.- LA CARGA DEL SISTEMA DISMINUY AL DISMINUIR EL GASTO DE AIRE.
- 4.- AL GRAFICAR LAS CURVAS DE CARGA DEL VENTILADOR Y CARGA DEL SISTEMA CONTRA GASTO DE AIRE LOCALIZAMOS EL PUNTO DE OPERACIÓN DEL EQUIPO.
- 5.- LA POTENCIA ELÉCTRICA NO VARÍA SIGNIFICATIVAMENTE EN EL EQUIPO.
- 6.- LAS EFICIENCIAS DEL PAR MOTOR-VENTILADOR OBTENIDAS SON MUY BAJAS, ESTO ES DEBIDO A QUE LA POTENCIA OBTENIDA DEL MOTOR A LA FLECHA DEL VENTILADOR ES PEQUEÑA POR LA TRANSMISIÓN CON LA BANDA. ADEMÁS DE QUE LA EFICIENCIA DEL VENTILADOR TAMBIÉN ES MUY PEQUEÑA.
- 7.- EN ESTE EQUIPO EL VENTILADOR NO ESTÁ PRODUCIENDO UN AUMENTO SIGNIFICATIVO EN LA PRESIÓN DEL SISTEMA. POR TANTO LA DENSIDAD ES CASI CONSTANTE Y EL FLUÍDO SE COMPORTA COMO INCOMPRESIBLE.

CAPITULO V

"CONCLUSIONES"

CONCLUSIONES

EL OBJETIVO DE ESTA TESIS ES EFECTUAR EL DISEÑO Y LA CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA EFECTUAR ESTUDIOS DEL COMPORTAMIENTO DE FLUJO DE UN FLUÍDO COMPRESIBLE A TRAVÉS DE UNA TUBERÍA.

LOS PROCESOS QUE SE EJEMPLIFICAN EN ESTE TRABAJO SON LA CONDUCCIÓN DE UN FLUÍDO Y LA MEDICIÓN DE SUS PROPIEDADES EN EL EQUIPO. ESTE ESTUDIO SE LLEVA A CABO MEDIANTE TRES EXPERIENCIAS PRÁCTICAS:

- 1.- LA MEDICIÓN DE GASTOS EN EL SISTEMA POR MEDIO DE UN MEDIDOR DE PLACA DE ORIFICIO.
- 2.- LA DETERMINACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDADES EN LA TUBERÍA MEDIANTE EL TUBO PITOT.
- 3.- EL ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DE UN VENTILADOR.

COMO CONCLUSIÓN DE ESTE TRABAJO SE DETERMINÓ, A TRAVÉS DE PRUEBAS REPRESENTATIVAS DEL COMPORTAMIENTO DEL AIRE, QUE EL EQUIPO FUÉ DISEÑADO Y CONSTRUÍDO EN EL RANGO DE FUNCIONAMIENTO ADECUADO.

ADEMÁS QUE ESTE EQUIPO PUEDE SER CONSTRUÍDO EN EL TIEMPO PROPUESTO, CON LOS RECURSOS DISPONIBLES EN UNA UNIVERSIDAD SIN SACRIFICAR LA CALIDAD TÉCNICA, A UN PRECIO MUCHO MÁS ATRACTIVO QUE EL QUE TIENE UN EQUIPO COMERCIAL EN EL MERCADO.

TAMBIÉN SE COMPROBÓ QUE EL RANGO EN QUE TRABAJAN LOS MEDIADORES DEL EQUIPO ES ADECUADO PARA EFECTUAR LA MEDICIÓN DE PROPIEDADES EN EL SISTEMA, MEDIANTE LA INTERRELACIÓN DE LOS DATOS

OBTENIDOS Y LA COMPARACIÓN DE ÉSTOS CON LOS DATOS REPORTADOS EN LA LITERATURA.

AUN CUANDO EN ESTE ESTUDIO SE TRABAJÓ CON AIRE, SE PUEDEN UTILIZAR OTROS GASES EFECTUANDO LAS INSTALACIONES ADECUADAS; YA QUE EL DISEÑO DE ESTE EQUIPO FUÉ EFECTUADO DE MANERA QUE PUDIERA SER UTILIZADO PARA MEDIR PROPIEDADES DE FLUJO DE CUALQUIER FLUÍDO COMPRESIBLE.

ASÍ MISMO, SE PUEDEN EFECTUAR OTRO TIPO DE EXPERIENCIAS PRÁCTICAS EN ESTE EQUIPO MEDIANTE LA MODIFICACIÓN DE PARÁMETROS DE FLUJO, COMO PUEDEN SER:

- 1.- VARIAR EL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA PARA DETERMINAR --
LOS EFECTOS DE ESTE CAMBIO EN LAS CONDICIONES DE --
FLUJO.
- 2.- VARIAR LAS POLEAS DE LA TRANSMISIÓN DEL SISTEMA MOTOR-VENTILADOR PARA CON ÉSTO VARIAR EL NÚMERO DE REVOLUCIONES DEL ÁLABE DEL VENTILADOR.
- 3.- INCLUIR RESTRICCIONES AL FLUJO TALES COMO VÁLVULAS, FILTROS DE AIRE, DESVIACIONES Y EXPANSIONES DE LA TUBERÍA PARA EFECTUAR EL CÁLCULO DE CAIDA DE PRESIÓN EN ESAS CONDICIONES.

LA CONSTRUCCIÓN DE ESTE EQUIPO COMPROBEA EL HECHO DE QUE CON EL SOPORTE ACADÉMICO Y ECONÓMICO DE LA UNIVERSIDAD SE PUEDEN DISEÑAR Y CONSTRUIR OTRA CLASE DE EQUIPOS DE LABORATORIO - QUE SERÍAN UN SOPORTE IMPORTANTE EN LA COMPRENSIÓN DE LOS FUNDAMENTOS UTILIZADOS EN LOS PROCESOS DE INGENIERÍA QUÍMICA.

B I B L I O G R A F I A

- 1.- ALFREDSSON PER-OLOF
VENTILADORES, CONCEPTOS BÁSICOS DE LA AERODINÁMICA Y
APLICACIÓN,
FLAKF, S. A. DE C. V.
- 2.- BINDER, RAYMOND CHARLES
FLUID MECHANICS
5A., EDICIÓN, CAP. 5 Y 7
PRENTICE HALL
ENGLEWOOD CLIFFS, 1973.
- 3.- ENGINEERING DIVISION
FLOW OF FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPES.
CRANE Co.
CHICAGO, 1981.
- 4.- FOUST, A. S., BROWN, G. G.
OPERACIONES BÁSICAS DE LA INGENIERÍA QUÍMICA
CAP. 12 Y 20
M. MARÍN
BARCELONA, 1955.
- 5.- FOX, ROBERT W., McDONALD, ALAN
INTRODUCTION TO FLUIDS MECHANICS
JOHN WILEY, 2A. ED., CAP. 8
NEW YORK, 1972.
- 6.- GEANKOPLIS, CHRISTIE J.
TRANSPORT PROCESSES AND UNIT OPERATIONS
ALLYH AND BACON
BOSTON, 1978.

- 7.- JOHN, JAMES E. A.
INTRODUCTION TO FLUID MECHANICS
PRENTICE HALL
ENGLEWOOD CLIFFS, 1971.
- 8.- KNUDSEN, J. G., KATZ, DONALD L.
FLUID DYNAMICS AND HEAT TRANSFER.
MCGRAW HILL,
NEW YORK, 1958.
- 9.- MASSEY, BERNARD S.
MECÁNICA DE FLUÍDOS
CONTINENTAL, 3A. ED.
MÉXICO, 1983.
- 10.- MATAIX, CLAUDIO
MECÁNICA DE FLUÍDOS Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS.
HARPER & ROA,
NEW YORK, 1970.
- 11.- MCCABE, WARREN, L.
UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING.
MCGRAW HILL KOGAKUSHA, LTD.
TOKYO, 1976.
- 12.- PERRY, ROBERT H., CHILTON, CECIL H.
CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK
MCGRAW HILL,
NEW YORK, 1973
- 13.- PRASUHN, ALAN L.
FUNDAMENTALS OF FLUID MECHANICS
PRENTICE HALL,
NEW JERSEY, 1980.

- 14.- ROTT, RALPH M.
INTRODUCCIÓN A LA DINÁMICA DE LOS GASES
EDITORIAL HERRERO,
MÉXICO, 1968.
- 15.- SHAMES, IRVING HERMAN,
LA MECÁNICA DE LOS FLUIDOS,
MCGRAW HILL,
MÉXICO, 1970
- 16.- SHEPHER, DENNIS G.,
ELEMENTS OF FLUID MECHANICS,
HARCOURT, BRACE & WORLD
NEW YORK, 1965.
- 17.- VEINWARD, JOHN K.,
ELEMENTARY FLUID MECHANICS
JOHN WILEY, 4A. ED.,
NEW YORK, 1973.
- 18.- WELTY, JAMES R., CHARLES E. WICKS.,
FUNDAMENTALS OF MOMENTUM, HEAT, AND MASS TRANSFER,
JOHN WILEY, 2A. ED.,
NEW YORK, 1976.

REFERENCIAS

- 1.- FOUST, A. S., BROWN, G. G.
OPERACIONES BÁSICAS DE LA INGENIERÍA QUÍMICA, P. 514,
M. MARÍN, BARCELONA, 1955.
- 2.- ALFERDSSON PER-OLOF.
VENTILADORES, CONCEPTOS BÁSICOS DE LA AERODINÁMICA Y
APLICACIÓN, P. 2, FLAKT, S. A. DE C. V.
- 3, 4, 5.- McCABE, WARREN L., SMITH, JULIAN C.
UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING, P. 208, 209,
MCGRAW HILL, KOGAKUSHA, TOKYO, 1976.
- 6, 7, 8, 9.- CRANE Co., ENGINEERING DIVISION
FLOW OF FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPES,
[6] P.A-20; [7,8] 3.5; [9] P.A-21, CHICAGO, 1981.
- 10, 11, 12.- McCABE, WARREN L.
UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING,
[10] P.211, [11] P.208, [12] P.209.
- 13.- NIKURADSE, J.
VDI-FORSCHUNGSHEFT, P. 356, GERMANY, 1932.
- 14.- FOUST, A. S.
OPERACIONES BÁSICAS DE LA INGENIERÍA QUÍMICA, P. 184.

- 15.- VON KARMAN, T.
ENGINEERING, P. 148, 210, 213, NEW YORK, 1939.
- 16.- VON KARMAN, T.
TRANS. ASME, P. 61, 705-710, NEW YORK, 1939.
- 17.- McCABE, WARREN L.
UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING, P. 88.
- 18, 19.- FOUST, A. S.
OPERACIONES BÁSICAS DE LA INGENIERÍA QUÍMICA,
P. 184, 518.
- 20, 21.- McCABE, WARREN L.
UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING, P. 86, 99.
- 22.- ALFREDSSON PER-OLOF
VENTILADORES, CONCEPTOS BÁSICOS DE LA AERODINÁMICA Y
APLICACIÓN, P. 21, FLAKT, S. A. DE C. V.