



## DESARROLLO DE UN CAUDALÍMETRO PARA PROPELENTES LÍQUIDOS DE VEHÍCULOS ESPACIALES

Jazni, Jorge E.<sup>1</sup>, Cova, Walter J. D.<sup>2</sup>, Salomone, Javier E.<sup>3</sup>,  
González, Gustavo J.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Instituto Universitario Aeronáutico, CIA – Universidad Tecnológica Nacional, FRC, CUDAR.  
Av. Fuerza Aérea 6500, (CP)X5010JNX Córdoba, Argentina. jazni@iua.edu.ar

<sup>2</sup> wjd.cova@gmail.com

<sup>3</sup> Universidad Tecnológica Nacional, FRC, Dep. Ing. Mecánica. jsalomone@scdt.frc.utn.edu.ar

<sup>4</sup> ggonzalez@scdt.frc.utn.edu.ar

### RESUMEN

Se presenta el desarrollo de un caudalímetro a turbina para medición de caudales de propelentes de vehículos espaciales a combustible líquido, realizado por requerimiento de las autoridades nacionales de desarrollo espacial.

Los caudalímetros a turbina axiales logran su mejor desempeño en la medición de flujo de fluidos con bajas viscosidades cinemáticas, siendo en general lineales para regímenes subsónicos y flujos turbulentos. Bajo estas condiciones la estabilidad mecánica de este tipo de dispositivos ofrece una excelente performance en la repetibilidad. El diseño básicamente incorpora un rotor con álabes suspendido axialmente en la dirección del flujo en el interior del ducto conductor de fluido. La velocidad angular de la turbina es proporcional al caudal y medida por un sensor.

Del análisis de requerimientos se establece como alcance del trabajo el diseño de un caudalímetro a turbina para medir hasta 10 litro/s para propelentes MMH y NTO, y pérdida de carga máxima de 1 bar a máximo caudal. La metodología aplicada sigue los clásicos lineamientos de la ingeniería de desarrollo: análisis de requerimientos, estudios de factibilidad, diseños preliminar y definitivo, cálculos, simulación, construcción de partes, integración, ensayos y evaluación. Partiendo de las leyes de conservación de masa y variación de cantidad de movimiento se deduce la formulación de cuplas activas y parásitas que se ejercen sobre el rotor, estando estas últimas representadas por la resistencia de deslizamiento del fluido en la superficie de las palas, drag producido por el cubo con el fluido y momentos originados por el sensor electromagnético y fricción de rodamientos, las que, junto con las propiedades del fluido circulante, influyen en la determinación del factor K (pulsos/litro) del instrumento para los fluidos considerados.

El caudalímetro fue construido y ensayado exitosamente, presentándose los resultados obtenidos.

**Palabras Clave:** Sensores, caudalímetro para líquidos, caudalímetro a turbina.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

FoDAMI

### 1. INTRODUCCIÓN

Los caudalímetros a turbina axiales logran su mejor desempeño cuando están destinados a la medición de flujo de gases y líquidos con bajas viscosidades cinemáticas. Esto es, hasta aproximadamente 10 cSt, aunque son usados en ciertos casos en fluidos con valores hasta de 100 cSt, siendo en general lineales para regímenes subsónicos y flujos turbulentos. Bajo tales condiciones la estabilidad mecánica este tipo de dispositivos ofrece una excelente performance en lo atinente a la repetibilidad, teniéndose las siguientes características genéricas. Rango de diámetros de ductos: desde 6 a 760 mm. Rango de capacidad de medición de caudales: desde 0,025 m<sup>3</sup>/h a 25500 m<sup>3</sup>/h para gases y 0,036 m<sup>3</sup>/h a 13000 m<sup>3</sup>/h para líquidos. Repetibilidad en el orden de  $\pm 0,1$  % de la lectura total para líquidos y  $\pm 0,25$  % para gases. Linealidad (sin compensación por hardware ni por software) entre  $\pm 0,25$  % a  $\pm 0,5$  % de la lectura para líquidos y  $\pm 0,5$  % a  $\pm 1$  % para gases. Relaciones entre flujo máximo y mínimo de lectura comprendidas entre 10:1 a 100:1. Con temperaturas de operación entre  $-270$  °C a  $+650$  °C. Rangos de presión de operación que van desde importantes niveles de vacío a 400 Mpa. Caídas de presión a máxima erogación de flujo comprendidas entre 300 Pa (0,05 psi) y 70000 Pa (10 psi).

La construcción básica de un caudalímetro a turbina incorpora un rotor con álabes que se instala en el interior del tubo conductor de flujo del fluido. El rotor es suspendido axialmente en la dirección del flujo a través del tubo. La velocidad de rotación de la turbina es proporcional al caudal erogado y dicha velocidad es medida por un sensor que detecta la velocidad de giro.

Se expone el diseño de un flujómetro que mide hasta 10litro/s para propelentes MMH (monometilhidracina) y NTO (tetróxido de nitrógeno), con pérdida de carga máxima de 1bar a 10litros/s. Partiendo de las leyes de conservación de masa y variación de cantidad de movimiento se deduce la formulación de cuplas activas y parásitas que se ejercen sobre el rotor, estando éstas representadas por la resistencia al deslizamiento del fluido en la superficie de las palas, drag producido por el cubo con el fluido y momentos originados por el sensor de velocidad y fricción de rodamientos, las que influyen en la determinación del valor del factor  $K$  (pulsos/litro) del instrumento para los fluidos considerados.

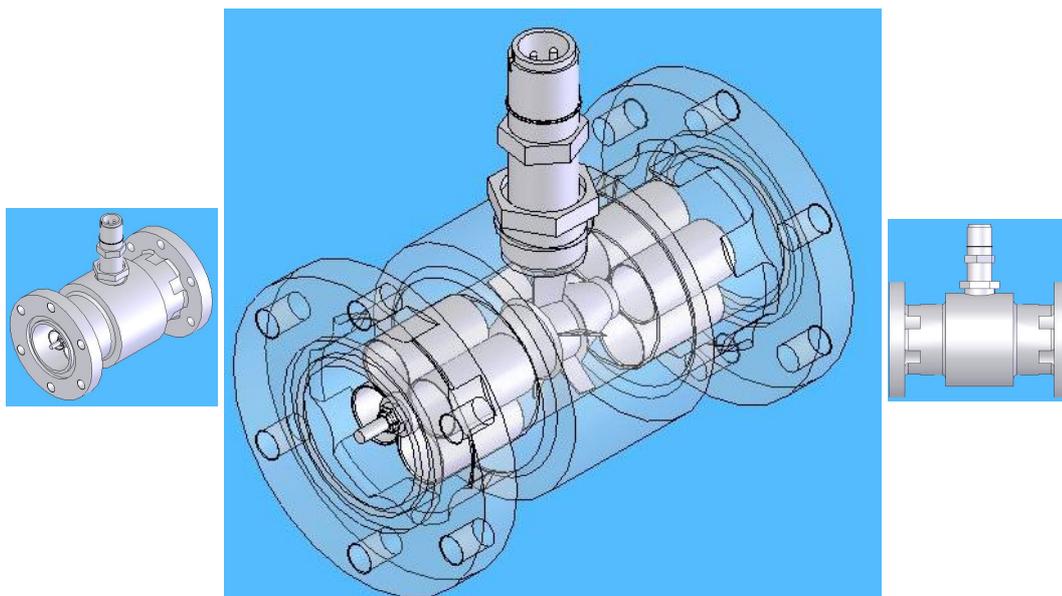


Figura 1. Geometría del flujómetro.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



En la sección 2 se procede a describir los aspectos constructivos del instrumento detallándose los materiales empleados. La sección 3 trata de la modelización físico-matemática de su funcionamiento, en tanto que la sección 4 presenta los resultados obtenidos mediante simulación numérica. En la sección 5 se analizan los resultados obtenidos en los ensayos experimentales del caudalímetro, finalizando el trabajo con las conclusiones tratadas en la sección 6.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL INSTRUMENTO

Se considerará al instrumento como un sistema diseñado en función de un conjunto de requerimientos y compuesto por un subsistema mecánico y un subsistema de medición. La Figura 1 muestra el conjunto con sus elementos constitutivos internos y exteriores.

### 2.1. Requerimientos de funcionamiento

Resulta importante detallar las propiedades físicas de interés de los fluidos circulantes (MMH y NTO), siendo los valores indicados en la Tabla 1 los valores correspondientes a 20°C de temperatura.

Tabla 1. *Propiedades de los fluidos*

	Unidades	MMH	NTO
Densidad másica	$\delta$ [g/cm <sup>3</sup> ]	0.91	1.50
Viscosidad cinemática	$\nu$ [cSt]	0.956	0.547

En la Tabla 2 se listan los requerimientos que fueron considerados para el diseño del instrumento. La naturaleza de los fluidos a medir influyó preponderantemente en la selección de los materiales constructivos.

Tabla 2. *Requerimientos de diseño*

Item	Especificación
Fluidos de trabajo	monometil hidracina (MMH)
	tetróxido de nitrógeno (NTO)
Caudal	10l/s @ 26 Bares
Presión de operación	26 bares
Temperatura de operación	rango -30°C a 200°C
Perdida de carga	1 bar max. a 10lts/s de caudal
Masa	< 3 kg
Interfaz	2" (Brida)

### 2.2. Partes que componen el instrumento

En la Figura 2 se pueden apreciar las partes que forman el caudalímetro, que se encuentran detalladas en la Tabla 3. A continuación se analizarán brevemente los principales elementos que integran los subsistemas mecánico y de medición.

#### 2.2.1. Rotor

Consiste de un cubo cilíndrico de acero inoxidable austenítico del tipo 304 que en su zona exterior soporta 6 álabes planos. Para la construcción de los álabes se emplearon materiales magnéticamente blandos (AISI 430) y duros (AISI 304), montándolos alternadamente sobre el cubo. La razón de esta disposición responde a la necesidad de conseguir cambios bruscos en los flujos magnéticos establecidos, lo que no se obtendría si todas las palas fueran de materiales blandos ya que el enfrentamiento de la expansión polar del sensor al eje virtual entre dos palas consecutivas podría generar un campo

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



similar al que se genera en el enfrentamiento con una única pala corriéndose el riesgo de que las variaciones de la densidad de flujo no sean lo suficientemente importantes para generar las amplitudes necesarias de los pulsos de tensión inducida. Los materiales empleados para las palas se detallan en la Tabla 3. Las palas se montan caladas sobre el cubo formando un ángulo de  $25^\circ$  con respecto al eje de rotación, con el objeto de generar una apropiada velocidad de rotación sin excesivas cargas axiales. El criterio de selección de palas planas en lugar de palas alabeadas para conseguir un rendimiento mayor, está sustentado en la pequeñez de la relación entre el radio exterior y el interior de las mismas, lo que no justifica la complejidad de fabricación que presentaría un rotor con palas helicoidales.

### 2.2.2. Difusores

Estas piezas (dos idénticas ubicadas en oposición) sirven de elementos de transición fluídica entre los direccionadores de flujo y la ventana de pasaje de la turbina. También sirven a la cadena de localización de las pistas interiores de los rodamientos dejando luces entre sus bordes exteriores y el cubo rotor de la turbina. Son cónicos, para facilitar su construcción.

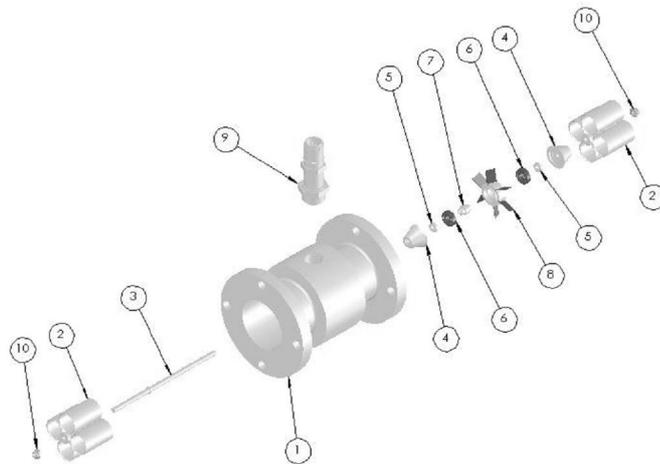


Figura 2. Vista en explosión.

Tabla 3. Designación de piezas.

Item	Denominación	Material	
1	Carcasa	Al 2024 T6	
2	Direccionador de flujo	Soporte de eje	AISI 304 / 316
		Tubo direccionador	AISI 304 / 316
3	Eje	AISI 304 / 316	
4	Difusor	AISI 304 / 316	
5	Tope	AISI 304 / 316	
6	Cojinete	AISI 440C / 316	
7	Espaciador	AISI 304 / 316	
8	Rotor	Palas magnéticas	AISI 430
		Palas no magnéticas	AISI 304 / 316
		Cubo	AISI 304 / 316
9	Sensor inductivo	comercial	
10	Tuerca de retención	AISI 304 / 316	

### 2.2.3. Direccionadores de flujo

Su función es acondicionar el flujo antes de su ingreso a la turbina evitando torbellinos y vórtices que pudieran ocasionar una lectura errónea del caudal que se desea medir y se ubican aguas arriba y abajo del rotor. Sus formas son idénticas y se materializan mediante tubos de pared delgada tangentes entre sí y a la carcasa contenedora del subconjunto mecánico. Los tubos se vinculan entre sí

mediante una pieza en forma de carrete perforado longitudinalmente para permitir el paso del eje por su interior. La posición del subconjunto está garantizada mediante la carga elástica radial producida por ajuste con interferencias en las tolerancias del diámetro exterior del paquete de tubos y el alojamiento de la carcasa.

### 2.2.4. Cojinetes

Se seleccionaron para esta función rodamientos rígidos de una hilera de bolas abiertos, sin blindajes ni sellos, a los fines de facilitar el barrido de partículas. En lo atinente al material se adoptó para pistas y bolas acero inoxidable del tipo AISI 440 C siendo el mismo compatible con los fluidos propelentes. Es conveniente notar que los rodamientos quedan localizados sobre el eje en una única posición axial a través del armado del paquete estatórico el que incluye a las pistas interiores de los cojinetes.

### 2.2.5. Eje

Recorre todo el conjunto cargándolo axialmente. Véanse Figs. 1 y 2. La pieza es un espárrago de forma cilíndrica con un tope convenientemente ubicado que posiciona al subconjunto rotor apropiadamente. Ambos extremos son roscados de manera de cargar el conjunto con sendas tuercas.

### 2.2.6. Carcasa.

Realizada en duraluminio, es de forma tubular cilíndrica alojando en su interior a los elementos direccionadores de flujo, paquete estatórico y turbina. En el área central externa posee un alojamiento roscado para permitir la fijación del sensor de movimiento. En la zona central interna posee un resalte para posicionar el paquete interior respecto de la carcasa, particularmente del plano central del rotor con la expansión polar del detector de paso. Sus extremos rematan en bridas con agujeros pasantes para permitir su vinculación con ductos vecinos. El sellado se materializa mediante arosellos elastoméricos compatibles con los productos propelentes cuyas ranuras de alojamiento pertenecen a los tubos adyacentes.

### 2.2.7. Sensor.

Es el principal elemento del subsistema de medición. Su esquema genérico se muestra en la Figura 3.

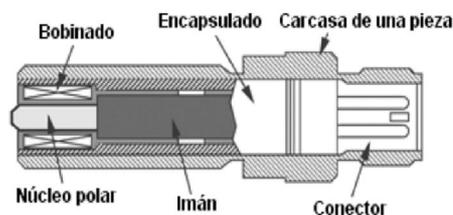


Figura 3. Sensor de movimiento.

Su principio de funcionamiento se basa en la variación de la reluctancia de los caminos magnéticos. Constructivamente consiste de un arreglo estatórico compuesto por un imán permanente, una expansión polar ferromagnética y una bobina a modo de arrollamiento sobre dicha expansión. Se requiere que las palas de la turbina, o algunas de ellas, sean de material ferromagnético para que la bobina captora pueda detectar las variaciones de flujo causadas por los cambios de reluctancia que origina la velocidad tangencial de los bordes de los álabes. La señal de salida es obtenida a bornes de la bobina captora en forma de señal analógica alterna, la que luego de procesada es transformada en pulsos, cuya frecuencia depende de la velocidad angular del rotor y del número de palas ferromagnéticas. La amplitud de la señal dependerá sólo de la velocidad de rotación. Cada pulso generado representa una cantidad discreta de volumen conducido. Este sensor no requiere fuente de alimentación externa, evita tratamientos de señal complicados y presenta una interfaz eléctrica con un solo par de

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

pinos. Dada la disponibilidad comercial se adquirió un sensor marca WECO modelo PC13-74G cuya bobina posee una inductancia de 1.3 Hy y una resistencia de 1800  $\Omega$ .

### 3. ECUACIONES DINÁMICAS

En los desarrollos se emplean los símbolos definidos en la Tabla 4.

Tabla 4. Símbolos empleados

$A$	Área anular de pasaje	$r_{rms}$	Radio cuadrático medio
$a$	Radio de raíz de las palas	$S$	Área de las palas (= profundidad $\times$ longitud)
$a_p$	Profundidad de las palas	$T$	Cupla motriz
$C_d$	Coefficiente de forma	$T_d$	Cupla debida a la fricción $F_d$
$F_d$	Fuerza de fricción paralela a la pala	$T_p$	Cuplas resistentes parásitas
$J$	Momento de inercia axial del rotor	$V$	Velocidad del fluido
$K$	Factor de escala del caudalímetro	$\beta$	Ángulo entre los planos de las palas y el eje del rotor
$Q$	Caudal (litro/s)	$\delta$	Densidad másica del fluido
$R$	Radio de punta de las palas	$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido
$R_e$	Número de Reynolds basado en la cuerda de las palas	$\tilde{\tau}$	Constante de tiempo
$r$	Radio de un punto genérico de las palas	$\omega$	Velocidad angular del rotor
$r_m$	Radio medio	$\omega_i$	Velocidad de rotación ideal

#### 3.1. Cupla Motriz

Para calcular la cupla que ejerce el fluido circulante sobre el rotor, se parte de las expresiones integrales de las leyes de conservación de masa y de variación de la cantidad de movimiento [1], obteniéndose para la geometría detallada en la Figura 4:

$$T = \int_{r=a}^{r=R} \delta V_{sal}^2 \tan(\beta) r \cdot dA_{sal} - \int_{r=a}^{r=R} \delta V_{ent} \omega r^2 \cdot dA_{ent} \quad (1)$$

Es menester consignar que las dimensiones indicadas en la Figura 4 surgen de la interacción de diversos elementos, tales como los requerimientos básicos indicados en la Tabla 3, el empleo de tuberías de 2", los procedimientos constructivos disponibles y la obtención de una resolución mejor que 0.1 litro/pulso (que llevan a fijar en 6 el número de palas con un ángulo  $\beta=25^\circ$ ).

Para resolver la Ecuación (1) se adoptan las siguientes hipótesis:

- el fluido es incompresible, con lo cual  $V_{ent} = V_{sal} = V$ ;
- el área de pasaje es constante  $A_{ent} = A_{sal} = A = \pi(R^2 - a^2)$ ;  $dA = 2\pi r dr$ ;
- el guiado del flujo es ideal, con lo cual  $V \tan \beta = \omega_i r$ , siendo  $\omega_i$  la velocidad de rotación ideal que mantiene al vector velocidad del fluido paralelo a la dirección de las superficies de las palas;
- el perfil de velocidad es uniforme en dirección radial, es decir  $V(r) = cte$ .

En las condiciones citadas, la Ecuación (1) se reduce a

$$T = \delta VA \frac{R^2 + a^2}{2} (\omega_i - \omega) \quad (2)$$

e introduciendo el concepto de valor medio cuadrático del radio:  $r_{rms} = [(R^2 + a^2)/2]^{1/2}$

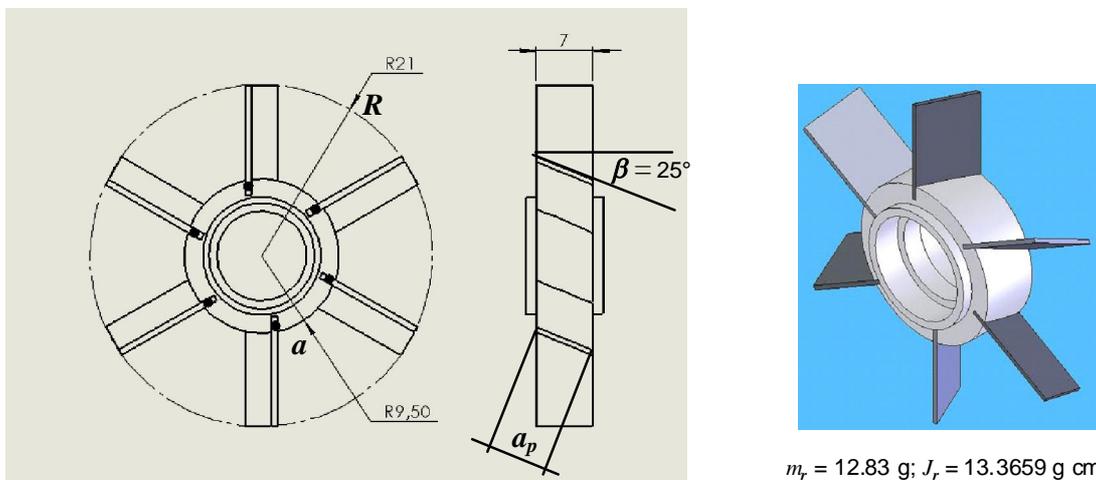
se determina:

$$T = \delta VA r_{rms}^2 (\omega_i - \omega). \quad (3)$$

### 3.2. Cuplas Resistentes

La cupla motriz de la Ecuación (3) proporcionada por el fluido es equilibrada por un conjunto de cuplas resistentes, las principales de las cuales se enumeran a continuación:

- a) Cupla provocada por el rozamiento del fluido sobre la superficie de las palas;
- b) Cupla de resistencia fluidica provocada por el deflector;
- c) Cupla resistente provocada por el flujo en la punta de las palas;
- d) Cupla resistente provocada por la variación de reluctancia al pasar las palas frente al sensor magnético de rotación;
- e) Cupla de fricción en cojinetes.



$m_r = 12.83 \text{ g}; J_r = 13.3659 \text{ g cm}^2$

Figura 4. Rotor del caudalímetro a turbina.

La diferencia entre la velocidad angular ideal del rotor y su velocidad angular real ( $\omega_i - \omega$ ) es la velocidad de deslizamiento (slip) debida al efecto combinado de todas las cuplas resistentes mencionadas.

En la mayoría de los flujómetros para líquidos, las cuplas detalladas en b), c), d) y e) resultan pequeñas, en condiciones normales de operación, al ser comparadas con la cupla debida a la resistencia por fricción del fluido sobre las superficies de las palas. La fuerza de fricción  $F_d$  es paralela a la superficie de la pala y su magnitud está dada por la expresión:

$$F_d = \frac{1}{2} \delta V^2 C_d S \quad (4)$$

El coeficiente de forma para palas planas y flujo turbulento, únicamente depende del número de Reynolds y se calcula como

$$C_d = 0.074 R_e^{-0.2} \quad (5)$$

$$R_e = V \frac{a_p}{\nu} \quad (6)$$

con lo cual resulta

$$F_d = \frac{1}{2} \delta V^2 0.074 R_e^{-0.2} S . \quad (7)$$

Esta fuerza de fricción se descompone en una componente tangencial ( $F_{dt}$ ) que se opone a la cupla motriz y una axial ( $F_{da}$ ) equilibrada por la reacción del rodamiento. Si  $N$  es el número total de palas del rotor, las fuerzas se calculan como:

$$F_{dt} = \frac{0.074}{2} \delta V^2 R_e^{-0.2} SN \sin(\beta) \quad (8)$$

$$F_{da} = \frac{0.074}{2} \delta V^2 R_e^{-0.2} SN \cos(\beta) \quad (9)$$

La cupla resistente se calcula asumiendo que los puntos de aplicación de las fuerzas tangenciales se encuentran en los puntos medios de las palas. Así, definiendo  $r_m = (R+a)/2$  como radio medio, se tiene:

$$T_{dt} = F_{dt} r_m \quad (10)$$

$$T_{dt} = 0.037 \delta V^2 R_e^{-0.2} SN r_m \sin(\beta)$$

igualando la Ecuación (3) con la Ecuación (10) se deduce que en condiciones de régimen:

$$\omega = \omega_i - \frac{0.037 V R_e^{-0.2} SN r_m \sin(\beta)}{A r_{rms}^2} \quad (11)$$

Recordando que el caudal volumétrico  $Q$  está dado por  $Q = VA$  y empleando la definición de la velocidad ideal de rotación, se puede escribir la Ecuación (11) como

$$\frac{\omega}{Q} = \frac{\tan(\beta)}{A r_{rms}} - \frac{0.037 R_e^{-0.2} SN r_m \sin(\beta)}{A^2 r_{rms}^2} \quad (12)$$

Eliminando el tiempo en el primer miembro de la Ecuación (12) dicha cantidad queda reducida al número de rotaciones efectuadas por el rotor por unidad de volumen erogado y es una aproximación al factor de escala del instrumento, denominado factor  $K$ . La Ecuación (12) es una expresión aproximada del factor  $K$  ya que en ella se desprecian los efectos de diversas cuplas resistentes, al igual que aspectos tales como la solidez aerodinámica del rotor y el perfil radial de velocidades, [2]. Revela además que bajo condiciones de operación nominales, el apartamiento respecto de la linealidad es función de los parámetros geométricos de diseño y del número de Reynolds.

### 3.3. Comportamiento Dinámico

Centrando ahora el análisis en el comportamiento transitorio del flujómetro en respuesta a variaciones del caudal volumétrico circulante, deberá adicionarse el efecto de la inercia del rotor a la ecuación de balance de cuplas:

$$T = J \frac{d\omega}{dt} + T_{dt} + T_p \quad (13)$$

Dentro de la denominación *cuplas resistentes parásitas* se engloba el efecto de las cuplas enumeradas en 6.2 b), c), d) y e), siendo uno de los objetivos del presente trabajo determinar los límites tolerables de su influencia en la performance del dispositivo. La ecuación diferencial a resolver es:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} [T - T_{dt} - T_p] \quad (14)$$

y reemplazando valores:

$$J \frac{d\omega}{dt} + \delta V A r_{rms}^2 \omega = \delta V A r_{rms}^2 \omega_i - F_{dt} r_m - T_p$$

$$\omega_i = V \tan(\beta) / r_{rms}$$

$$F_{dt} = \frac{0.074}{2} \delta V^2 R_e^{-0.2} SN \sin(\beta) \quad (15)$$

$$R_e = V \frac{a_p}{\nu}; \quad T_p \in [0, T_{pmax}]$$

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Se observa en las Ecuaciones (15) que la respuesta dinámica de la velocidad de rotación ante variaciones temporales de la velocidad de flujo  $V$  (o del caudal  $Q$ ) es marcadamente no lineal. Sin embargo, para variaciones en escalón del caudal alrededor de un punto de funcionamiento, todos los coeficientes de las Ecuaciones (15) toman valores constantes, por lo que en este caso la respuesta temporal  $\omega(t)$  será de tipo exponencial, con una constante de tiempo dada por:

$$\tilde{\tau} = \frac{J}{\delta V A r_{rms}^2} \quad (16)$$

Resulta entonces que para cada caudal de régimen permanente, es invariante el producto

$$\tilde{\tau} Q = \frac{J}{\delta r_{rms}^2} \quad (17)$$

para una turbina dada y un fluido determinado. Este resultado coincide con las observaciones experimentales de Higson [3], lo que valida el modelo formulado.

#### 4. RESULTADOS NUMÉRICOS OBTENIDOS

Se analizarán a continuación diversos resultados numéricos obtenidos con el modelo matemático desarrollado.

El factor  $K_i$  teórico corresponde a la velocidad de rotación ideal, para cuplas resistentes nulas. Recordando que en cada rotación hay 3 pulsos producidos por el pasaje de las 3 palas ferromagnéticas frente al sensor inductivo, resulta (convirtiendo el caudal de  $m^3/s$  a litros/s):

$$K_i = 3000 \frac{\omega_i}{2\pi Q} = 3000 \frac{\tan(\beta)}{2\pi A r_{rms}} = 12.3975 \text{ pulsos/litro} \quad (18)$$

En la Ecuación (18) se observa que el valor de  $K_i$  depende exclusivamente de la geometría del flujómetro. Para analizar la influencia del fluido, que se manifiesta a través del número de Reynolds, se emplea la Ecuación (19) que incluye las cuplas parásitas:

$$K = 3000 \frac{\omega}{2\pi Q} = \frac{3000}{2\pi} \left[ \frac{\tan(\beta)}{A r_{rms}} - \frac{F_{dt} r_m + T_p}{\delta Q^2 r_{rms}^2} \right], \quad (19)$$

donde la fuerza tangencial  $F_{dt}$  se evalúa de acuerdo a la Ecuación (8). Según la Figura 5, y en ausencia de cuplas parásitas, las curvas de calibración del factor  $K$  del flujómetro se encuentran muy cercanas al valor ideal  $K_i$  exhibiendo una variación del orden de 0.1%  $K_i$  para caudales entre 1 y 11 litros/seg.

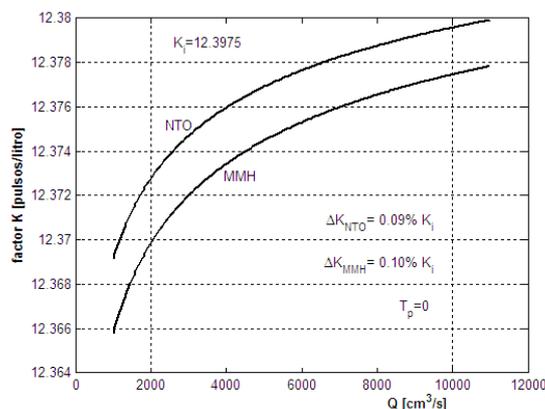


Figura 5. Dependencia del factor  $K$  respecto del caudal para MMH y NTO, con cuplas parásitas nulas.

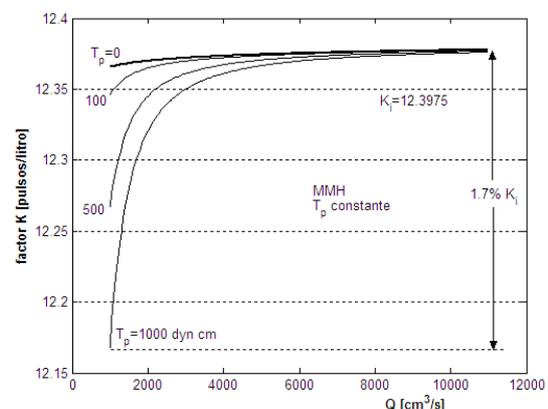


Figura 6. El factor  $K$  para MMH: influencia de cuplas parásitas constantes.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



En la Figura 6 se indica la sensibilidad del dispositivo a cuplas parásitas constantes. Como se puede ver, el factor  $K$  para MMH presenta una variación del orden de 1,7%  $K_i$ . Para NTO en las mismas condiciones la variación es de 1,05%  $K_i$ .

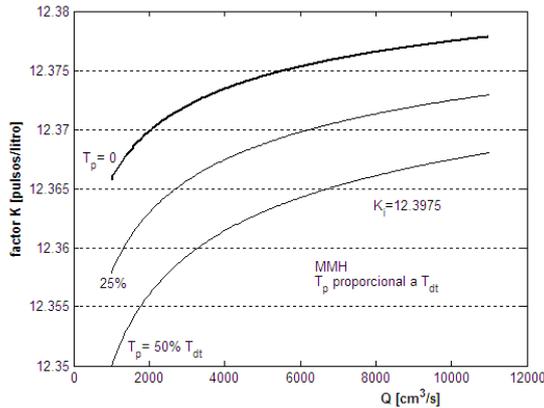


Figura 7a. Influencia de cuplas parásitas viscosas sobre el factor  $K$  para MMH.

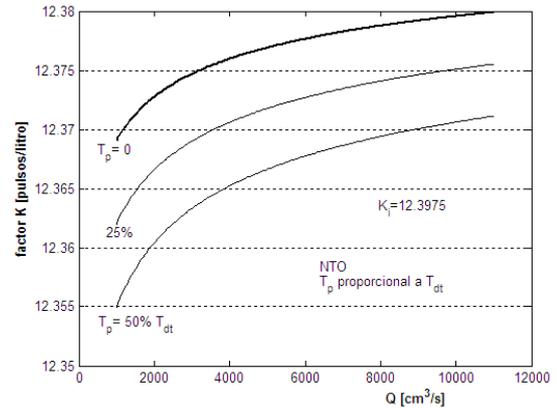


Figura 7b. Influencia de cuplas parásitas viscosas sobre el factor  $K$  para NTO.

Para las Figuras 7a y 7b se ha tomado como hipótesis que las cuplas parásitas  $T_p$  son de naturaleza viscosa, originadas por rozamiento fluido al igual que  $T_{dt}$ . Así, se las ha cuantificado como porcentaje de la cupla resistente  $T_{dt}$  y se observa que, tanto para la MMH como para el NTO, una duplicación de la cupla de rozamiento conlleva una disminución del factor  $K$  inferior al 0.2% de  $K_i$ . Esta sensibilidad tan reducida, justifica las simplificaciones realizadas en la Ecuación (12). Nótese finalmente que el factor  $K$  del flujómetro es directamente proporcional a la ganancia estática  $\omega(\infty)/Q$  correspondiente al sistema de primer orden considerado para variaciones de caudal en escalón.

De acuerdo al análisis realizado en las Ecuaciones (16) y (17), la constante de tiempo del instrumento para escalones de caudal, resulta inversamente proporcional al valor del caudal:

$$\tilde{\tau} = \frac{J}{\delta r_{rms}^2 Q} \quad (20)$$

En la Figura 8, se ha representado la Ecuación (20) para MMH y NTO, con el valor de la constante de tiempo expresado en milisegundos. El ancho de banda del instrumento para caudales entre 1 y 10 l/s resulta estar comprendido entre 25Hz en el extremo inferior y 300 Hz en el extremo superior del rango de caudales.

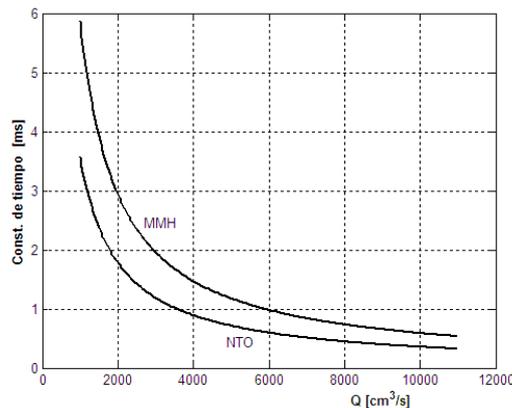


Figura 8. La constante de tiempo  $\tilde{\tau}$  para escalones de caudal.

**5. MEDICIONES EXPERIMENTALES**

Despreciando la influencia de las cuplas parásitas representadas en el segundo término de la Ecuación (12) y asignando los valores  $\beta=25^\circ$ ,  $A=11.02\text{cm}^2$  y  $r_{\text{rms}}=1.63\text{cm}$  resulta la expresión teórica:

$$\omega_i [\text{rpm}] = 259.65 Q [\text{l/s}] \quad (21)$$

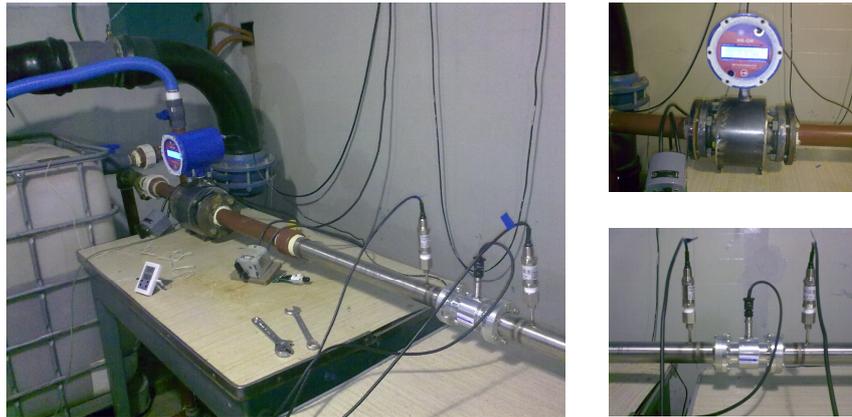


Figura 9. Disposición en banco para ensayos de caracterización.

La Figura 9 muestra la distribución de los elementos para la realización de los ensayos. Allí pueden verse, fundamentalmente, el caudalímetro patrón (azul) marca MR-Technologies SA modelo MR-QW-50, el espécimen bajo ensayo y las dos sondas para determinar caídas de presión. El fluido empleado en los ensayos fue agua a una temperatura promedio de  $23^\circ\text{C}$ .

La Figura 10 muestra la curva de  $\omega$  [rpm] en función  $Q$  [l/s] obtenida mediante ajuste de cuadrados mínimos sobre los puntos de medición. De esta manera, en base a los valores experimentales se arriba a la formulación:

$$\omega [\text{rpm}] = -2.66 + 252.47Q [\text{l/s}] \quad (22)$$

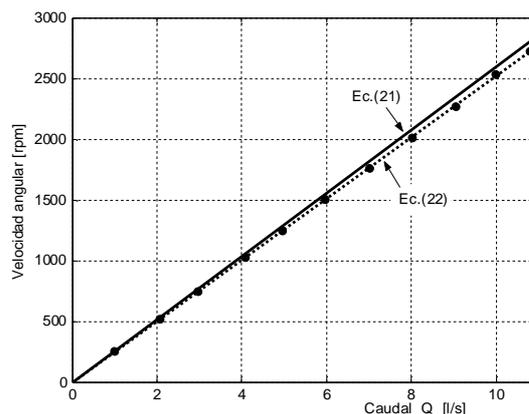


Figura 10. Datos experimentales (•), regresión lineal Ecuación (22) y recta teórica Ecuación (21).

De la Ecuación (22), haciendo  $\omega=0$ , resulta que el caudal mínimo que el instrumento detecta sería  $Q_{\text{min}}=0.01[\text{l/s}]$ . Asimismo se nota una pendiente mayor en la recta teórica de la Ecuación (21) al compararla con la experimental de la Ecuación (22), ello es atribuible a que en la primera no se tuvieron en cuenta cuplas parásitas de ningún tipo.



Comparando la Ecuación (21) y Ecuación (22), se infiere –en primera aproximación– que el valor del segundo término de la Ecuación (19), sería de 7.18 rpm/l/s corroborando la hipótesis de linealidad de las cuplas parásitas con respecto del caudal, o lo que es lo mismo, respecto de la velocidad lineal de flujo.

Como desviación standard referida a la mejor recta se obtiene  $\sigma = 7.47$  rpm, lo que resulta menor que el 0.3% del valor de fondo de escala (2522 rpm a 10 l/s). La caída de presión medida a 10 l/s fue de 0.15 bar cumpliendo holgadamente con el requerimiento de la Tabla 2.

### 6. CONCLUSIONES

Se logró diseñar y construir un instrumento de alta confiabilidad, compatible con fluidos agresivos, que exhibe muy buena linealidad y repetibilidad, con bajos rozamientos evidenciados en el caudal mínimo necesario para el arranque y baja caída de presión.

### 7. REFERENCIAS

- [1] Stoltenkamp, Petra Wilhelmina (2007). Dynamics of Turbine Flow Meters. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. Tesis doctoral. ISBN 978-90-386-2192-0.
- [2] Wadlow, David (1964). "Axial Turbine Flowmeters" en Webster J. G. (editor) The Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook. Boca Ratón, FL: CRC Press, 1998.
- [3] Higson, D. J.: "The transient performance of a turbine flowmeter in water". *J. Sci. Instrum.* **41** 317-320. 1964.

### AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen la colaboración de los Técnicos Sres. Orlando Siles, Diego Schalbetter y Marcelo Cerutti por su colaboración en la construcción de piezas e integración del instrumento. Así también reconocen los aportes de los Sres. Ing. Luciano Manavella y Técnico Edgardo Godoy en la realización de los ensayos experimentales.