



UNIVERSIDAD
DE ALMERÍA

UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

Escuela Superior de Ingeniería

MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Practica IV:Ensayo de una turbina Kaplan

GRUPO A1

ALBERTO CRUZ GARCÍA

Índice

1. Introducción	3
2. Objetivos	3
3. Fundamento Teórico	3
3.1. Análisis energético y cálculo de potencias	3
3.2. Sistema de medida y control	4
4. Materiales y Métodos	5
4.1. Descripción del banco de ensayos	5
4.2. Especificaciones técnicas	6
5. Datos Experimentales	6
5.1. Posición 1 de los álabes móviles.	6
5.2. Posición 2 de los álabes móviles.	7
6. Calcular las variables que definen el funcionamiento de la turbina: potencia hidráulica de entrada, par motor, potencia de salida y rendimiento global para cada régimen de trabajo	7
6.1. Metodología de cálculo	7
6.2. Constantes utilizadas	8
6.3. Resultados – Posición 1 de los álabes móviles	8
6.4. Resultados – Posición 2 de los álabes móviles	9
7. Dibujar las curvas de par motor (M) en función de N (rpm), para cada valor del caudal.	9
7.1. Posición 1 de los álabes móviles	9
7.2. Posición 2 de los álabes móviles	10
8. Dibujar las curvas de potencia de salida (Pe) en función de N (rpm), para cada valor del caudal.	11
8.1. Posición 1 de los álabes móviles	11
8.2. Posición 2 de los álabes móviles	11
9. Dibujar las curvas de rendimiento en función de N (rpm), para cada valor del caudal.	12
9.1. Posición 1 de los álabes móviles	12
9.2. Posición 2 de los álabes móviles	13

10. Conclusiones	13
10.1. Comportamiento del Par Motor	13
10.2. Comportamiento de la Potencia de Salida	14
10.3. Rendimiento Energético	14

1. Introducción

La turbina Kaplan es una turbina de reacción de flujo axial que se caracteriza por su rodet tipo hélice con álabes orientables. Desarrollada por Viktor Kaplan a principios del siglo XX, esta turbina está especialmente diseñada para aprovechar saltos hidráulicos bajos con grandes caudales, presentando su máxima eficiencia en un amplio rango de condiciones de operación.

A diferencia de las turbinas de acción como la Pelton, en las turbinas de reacción el agua experimenta una significativa caída de presión al atravesar el rodet, transformando tanto energía cinética como potencial en energía mecánica. La turbina Kaplan destaca por su capacidad de adaptación a variaciones de caudal mediante el ajuste simultáneo de los álabes del distribuidor y del rodet.

2. Objetivos

- Caracterizar el proceso de transferencia de energía del agua a una turbina tipo Kaplan
- Estudiar experimentalmente las curvas características de funcionamiento de la turbina
- Determinar las variables significativas que describen el funcionamiento (par, potencia y rendimiento)
- Representar las curvas de par, potencia y rendimiento en función del régimen de trabajo
- Analizar el comportamiento de la turbina bajo diferentes condiciones de caudal

3. Fundamento Teórico

3.1. Análisis energético y cálculo de potencias

El balance energético en una turbina Kaplan considera la transformación de la energía hidráulica disponible en energía mecánica útil en el eje.

La **potencia hidráulica** disponible en la entrada de la turbina se calcula como:

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H$$

donde $\gamma = \rho g$ es el peso específico del agua (aproximadamente 9810 N/m^3), Q el caudal volumétrico en m^3/s , y H la altura neta en metros.

La **potencia mecánica** efectivamente aprovechada por la turbina se determina a partir de las medidas de par y velocidad angular:

$$P_m = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2\pi N}{60}$$

siendo M el par motor en $\text{N}\cdot\text{m}$, ω la velocidad angular en rad/s , y N la velocidad de rotación en revoluciones por minuto (rpm).

El **rendimiento global** de la turbina expresa la eficiencia con que se realiza la conversión energética:

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} \times 100 \% = \frac{M \cdot \omega}{\gamma \cdot Q \cdot H} \times 100 \%$$

3.2. Sistema de medida y control

El dispositivo experimental incorpora varios sistemas de medida que permiten caracterizar completamente el comportamiento de la turbina Kaplan:

El **caudal** se determina mediante medición volumétrica, cronometrando el tiempo necesario para acumular un volumen conocido de agua en el depósito de aforo:

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

La **altura neta** se obtiene a partir de la medida de presión en la salida de la turbina mediante un manómetro en U, considerando las simplificaciones apropiadas:

$$H = -\frac{P_2}{\gamma}$$

donde P_2 representa la presión manométrica en la salida en Pascales.

El **par motor** se mide mediante un freno de cinta conectado a dos dinamómetros. La fuerza neta $F = F_1 - F_2$ aplicada tangencialmente, combinada con el radio r del tambor, proporciona el valor del par:

$$M = F \cdot r$$

4. Materiales y Métodos

4.1. Descripción del banco de ensayos

El sistema experimental consta de una turbina Kaplan de laboratorio instalada sobre un banco hidráulico completo. Los principales componentes del dispositivo son:

- **Turbina Kaplan** con rodete axial de 52 mm de diámetro, dotado de 4 álabes orientables
- **Distribuidor** con 8 álabes guía para regular el flujo de entrada
- **Sistema de alimentación** mediante bomba centrífuga con control de caudal
- **Tubo de aspiración** para recuperación de energía en la descarga
- **Freno de cinta** con sistema de carga variable y dos dinamómetros para medida de fuerza
- **Manómetro en U** para medida de la presión de salida
- **Tacómetro digital** para medida de la velocidad de rotación
- **Depósito de aforo** con sistema de cronometraje para medida volumétrica del caudal

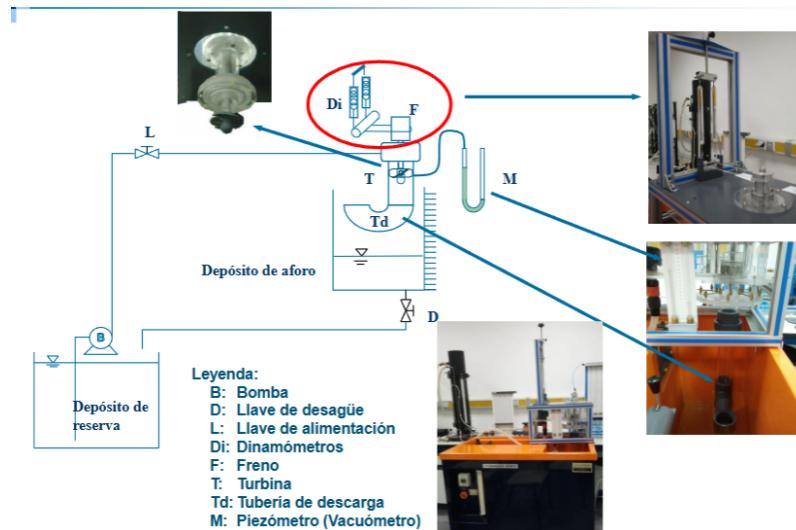


Figura 1: Esquema del banco de ensayos de la turbina Kaplan

4.2. Especificaciones técnicas

Las características nominales de la turbina Kaplan utilizada son:

- Tipo: Kaplan (hélice)
- Rango de velocidad: 0-1000 rpm
- Rango del manómetro: 0-200 mm de agua
- N° de álabes del distribuidor: 8
- N° de álabes del rodete: 4
- Diámetro del rodete: 52 mm
- Potencia máxima: 10 W

5. Datos Experimentales

En esta sección se presentan todos los datos brutos recogidos durante la realización de la práctica, organizados según la posición de los álabes móviles.

5.1. Posición 1 de los álabes móviles.

Cuadro 1: Tabla de mediciones

Punto	1	2	3	4	5	6	7	8
V(L)	20	20	20	20	20	20	20	20
t(seg)	21,3	23,24	22,11	20,93	21,39	20,19	20,68	20,19
$F_1(N)$	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35
$F_2(N)$	0	0	0,01	0,02	0,05	0,065	0,075	0,11
N(rpm)	1012	894	875	820	714	684	593	407
$h_1(\text{mm})$	178	178	185	198	202	203	202	202
$h_2(\text{mm})$	79	78	70	60	54	53	53	53

5.2. Posición 2 de los álabes móviles.

Cuadro 2: Tabla de mediciones experimentales

Punto	1	2	3	4	5
V(L)	20	20	20	20	20
t(s)	27,14	25,99	25,27	25,30	24,36
F ₁ (N)	0	0,05	0,1	0,15	0,16
F ₂ (N)	0	0,005	0,01	0,03	0,025
N(rpm)	725	685	640	458	440
h ₁ (mm)	192	195	200	205	216
h ₂ (mm)	62	60	55	49	38

6. Calcular las variables que definen el funcionamiento de la turbina: potencia hidráulica de entrada, par motor, potencia de salida y rendimiento global para cada régimen de trabajo

En esta sección se determinan las principales magnitudes que caracterizan el comportamiento de la turbina Kaplan: **potencia hidráulica de entrada, par motor, potencia mecánica de salida y rendimiento global**.

6.1. Metodología de cálculo

Para cada punto de ensayo, se calcularon las principales variables que describen el funcionamiento de la turbina Kaplan a partir de las mediciones experimentales de volumen, tiempo, alturas manométricas, fuerzas y velocidad de rotación.

El **caudal volumétrico** se determinó dividiendo el volumen aforado entre el tiempo de llenado:

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

donde V es el volumen en metros cúbicos y t el tiempo en segundos.

La **altura neta de salto** se obtuvo a partir de las lecturas del manómetro en U, calculando la diferencia de niveles entre las dos ramas:

$$H = \frac{h_1 - h_2}{1000}$$

siendo h_1 y h_2 las alturas en milímetros, convertidas a metros dividiendo entre 1000.

Con estos valores, se determinó la **potencia hidráulica disponible** mediante:

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H$$

donde $\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$ es el peso específico del agua.

El **par motor** desarrollado por la turbina se obtuvo a partir de la diferencia de fuerzas medidas en los dinamómetros y el radio del tambor del freno:

$$M = (F_1 - F_2) \cdot r$$

con $r = 0,025 \text{ m}$.

A partir del par y de la velocidad de giro, se calculó la **potencia mecánica útil**:

$$P_m = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2\pi N}{60}$$

donde N es la velocidad en revoluciones por minuto.

Finalmente, se obtuvo el **rendimiento global** de la turbina como la relación entre la potencia mecánica y la hidráulica:

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} \times 100 \%$$

Este procedimiento permitió caracterizar el comportamiento energético de la turbina en los distintos regímenes de funcionamiento y para cada posición de los álabes móviles.

6.2. Constantes utilizadas

- $\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$
- $r = 0,025 \text{ m}$
- Volumen aforado $V = 20 \text{ L} = 0,020 \text{ m}^3$

6.3. Resultados – Posición 1 de los álabes móviles

A partir de los datos experimentales de la Tabla 1, se obtienen los valores calculados mostrados a continuación.

Cuadro 3: Resultados de cálculo para la posición 1 de los álabes móviles

Punto	Q (m^3/s)	H (m)	M (N·m)	ω (rad/s)	P_m (W)	P_h (W)	η (%)
1	$9,39 \times 10^{-4}$	0.099	0.000	106.0	0.00	0.91	0.0
2	$8,60 \times 10^{-4}$	0.100	0.001	93.6	0.12	0.84	13.8
3	$9,05 \times 10^{-4}$	0.115	0.002	91.5	0.21	1.02	20.2
4	$9,56 \times 10^{-4}$	0.138	0.003	85.8	0.28	1.29	21.57
5	$9,34 \times 10^{-4}$	0.148	0.004	74.7	0.28	1.35	20.65
6	$9,91 \times 10^{-4}$	0.150	0.005	71.6	0.33	1.46	22.72
7	$9,67 \times 10^{-4}$	0.149	0.006	62.0	0.35	1.41	24.71
8	$9,91 \times 10^{-4}$	0.149	0.006	42.6	0.26	1.45	17.66

6.4. Resultados – Posición 2 de los álabes móviles

Del mismo modo, con los datos de la Tabla 2, se obtienen los resultados que se presentan a continuación.

Cuadro 4: Resultados de cálculo para la posición 2 de los álabes móviles

Punto	Q (m^3/s)	H (m)	M (N·m)	ω (rad/s)	P_m (W)	P_h (W)	η (%)
1	$7,37 \times 10^{-4}$	0.130	0.000	75.9	0.00	0.94	0.0
2	$7,70 \times 10^{-4}$	0.135	0.001	71.7	0.08	1.02	7.9
3	$7,92 \times 10^{-4}$	0.145	0.002	67.0	0.15	1.13	13.39
4	$7,91 \times 10^{-4}$	0.156	0.003	47.9	0.14	1.21	11.89
5	$8,21 \times 10^{-4}$	0.178	0.003	46.1	0.16	1.43	10.84

7. Dibujar las curvas de par motor (M) en función de N (rpm), para cada valor del caudal.

7.1. Posición 1 de los álabes móviles

En la Figura 2 se representa la variación del par motor (M) en función de la velocidad de giro (N) para la posición 1 de los álabes móviles, correspondiente al mayor grado de apertura y, por tanto, al caudal más elevado.

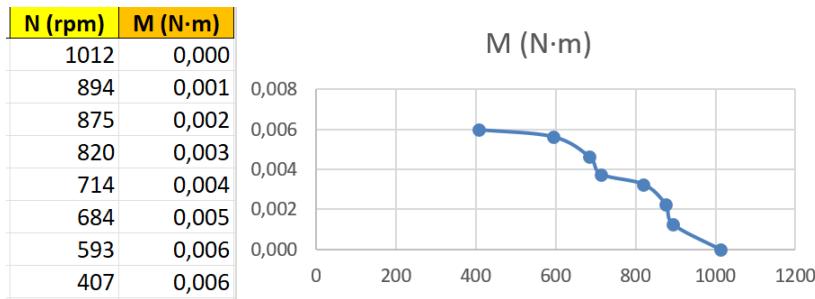


Figura 2: Curva característica del par motor en la posición 1 de los álabes móviles

Se observa que el par motor es prácticamente nulo para velocidades muy altas, ya que en esas condiciones la turbina gira casi en vacío y la diferencia de fuerzas sobre el freno ($F_1 - F_2$) es mínima. Conforme la velocidad disminuye, el par aumenta progresivamente hasta alcanzar un valor máximo en torno a las 600 rpm donde ya alcanza su punto óptimo de funcionamiento.

7.2. Posición 2 de los álabes móviles

En la Figura 3 se muestran los resultados correspondientes a la posición 2 de los álabes móviles, donde el caudal de paso es menor debido a una apertura reducida de los álabes del distribuidor.

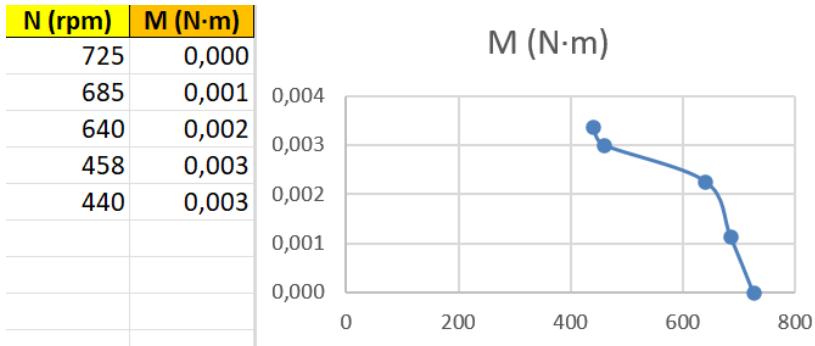


Figura 3: Curva característica del par motor en la posición 2 de los álabes móviles

Se aprecia una tendencia similar a la observada en la posición 1, aunque con valores de par significativamente inferiores en todo el rango de velocidades. Esto se debe a que el caudal disponible y, por tanto, la potencia hidráulica de entrada, son menores. El máximo par se alcanza también en torno a velocidades medias (alrededor de 450 rpm)

8. Dibujar las curvas de potencia de salida (P_e) en función de N (rpm), para cada valor del caudal.

En este apartado se representan las curvas de **potencia mecánica de salida** (P_e o P_m) de la turbina Kaplan en función de la velocidad de giro del eje (N). Estas curvas permiten observar la capacidad de la turbina para transformar la energía hidráulica en energía mecánica bajo distintos regímenes de caudal y velocidad.

8.1. Posición 1 de los álabes móviles

En la Figura 4 se observa la variación de la potencia mecánica con la velocidad de rotación para la posición 1, correspondiente al mayor caudal de funcionamiento. La potencia es prácticamente nula para velocidades elevadas, ya que la carga sobre el freno es mínima y el par motor casi inexistente.

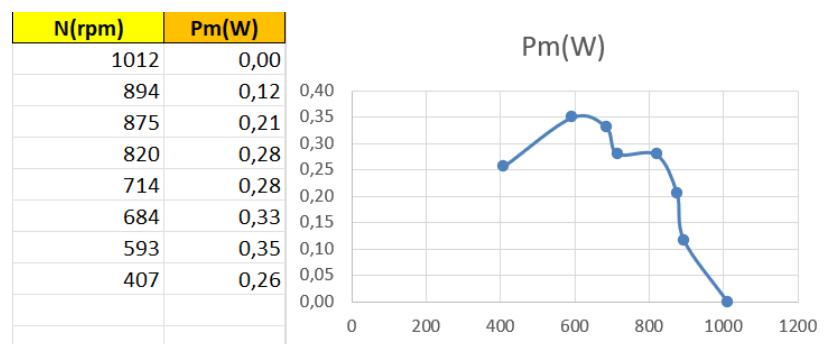


Figura 4: Curva de potencia de salida para la posición 1 de los álabes móviles

A medida que la velocidad disminuye, el par motor aumenta y, en consecuencia, la potencia de salida también lo hace, alcanzando un **máximo en torno a los regímenes intermedios** (entre 600 y 700 rpm).

8.2. Posición 2 de los álabes móviles

La Figura 5 muestra la evolución de la potencia mecánica para la posición 2 de los álabes móviles, correspondiente a un caudal menor. Se aprecia una tendencia similar a la anterior, con una zona inicial de potencia baja a altas velocidades, seguida de un aumento hasta alcanzar un valor máximo, y una posterior disminución al reducirse la velocidad.

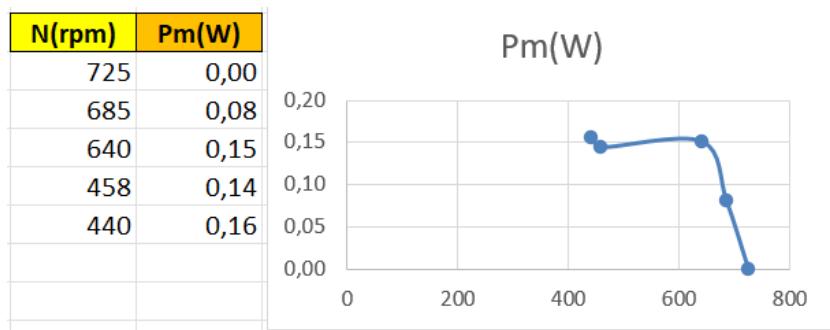


Figura 5: Curva de potencia de salida en función de la velocidad para la posición 2 de los álabes móviles

No obstante, en este caso los valores absolutos de potencia son menores en todo el rango de velocidades, consecuencia directa de la **reducción del caudal** y, por tanto, de la menor potencia hidráulica disponible en la entrada.

9. Dibujar las curvas de rendimiento en función de N (rpm), para cada valor del caudal.

En este apartado se representan las curvas del **rendimiento global (η)** de la turbina Kaplan en función de la velocidad de giro del eje (N). Estas curvas permiten identificar las condiciones de operación que maximizan la eficiencia energética del conjunto hidráulico–mecánico.

9.1. Posición 1 de los álabes móviles

En la Figura 6 se observa que el rendimiento aumenta rápidamente con la velocidad de rotación, alcanzando un máximo próximo al 25 % en torno a los 600 rpm. A partir de ese punto, la eficiencia tiende a descender ligeramente, hasta entorno a las 875 rpm desciende rápidamente

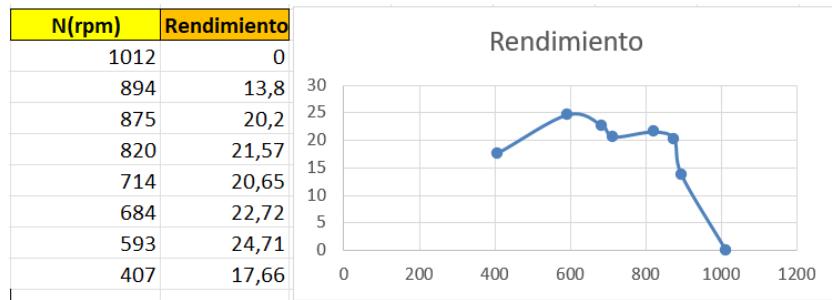


Figura 6: Curva de rendimiento η en función de N para la posición 1 de los álabes móviles.

9.2. Posición 2 de los álabes móviles

En la Figura 7, correspondiente a un menor caudal, se aprecia que el rendimiento máximo disminuye hasta aproximadamente un 13.4 %, alcanzándose a velocidades similares (alrededor de 600 rpm). La menor eficiencia se debe a que, con un flujo más reducido, las pérdidas hidráulicas son mas destacables.

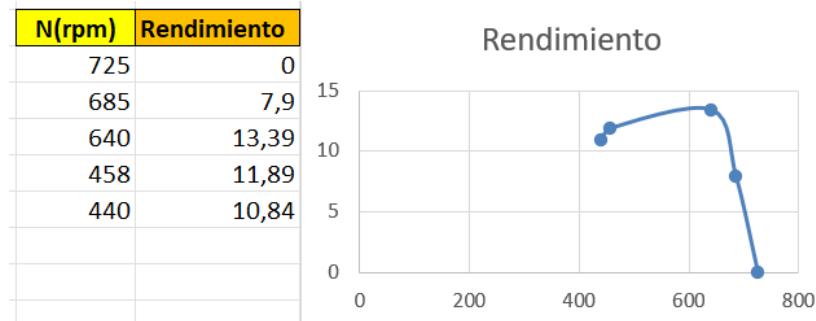


Figura 7: Curva de rendimiento η en función de la velocidad de rotación N para la posición 2 de los álabes móviles.

10. Conclusiones

10.1. Comportamiento del Par Motor

Se observó que el par motor aumenta cuando la velocidad de giro disminuye. A bajas revoluciones, el agua impacta con mayor eficacia sobre los álabes, transmitiendo más fuerza. En cambio, a mayores velocidades, el contacto entre el flujo y las palas es menos eficiente. Además, con el caudal alto (posición 1), los valores de

par fueron claramente superiores, confirmando que el par depende directamente del caudal.

10.2. Comportamiento de la Potencia de Salida

La potencia de salida crece con la velocidad hasta alcanzar un valor máximo, tras el cual comienza a descender. Esto indica la existencia de un punto de funcionamiento óptimo. En la posición 1 se alcanzó una potencia mayor que en la posición 2, lo que muestra cómo el caudal influye de forma significativa en la energía generada por la turbina.

10.3. Rendimiento Energético

El rendimiento aumentó con la velocidad hasta un máximo cercano al 25 % en la posición 1, mientras que en la posición 2 apenas superó el 13 %. Esto demuestra que la turbina Kaplan trabaja con mayor eficiencia a caudales altos y velocidades intermedias, donde se equilibra mejor la conversión de energía hidráulica en mecánica.