

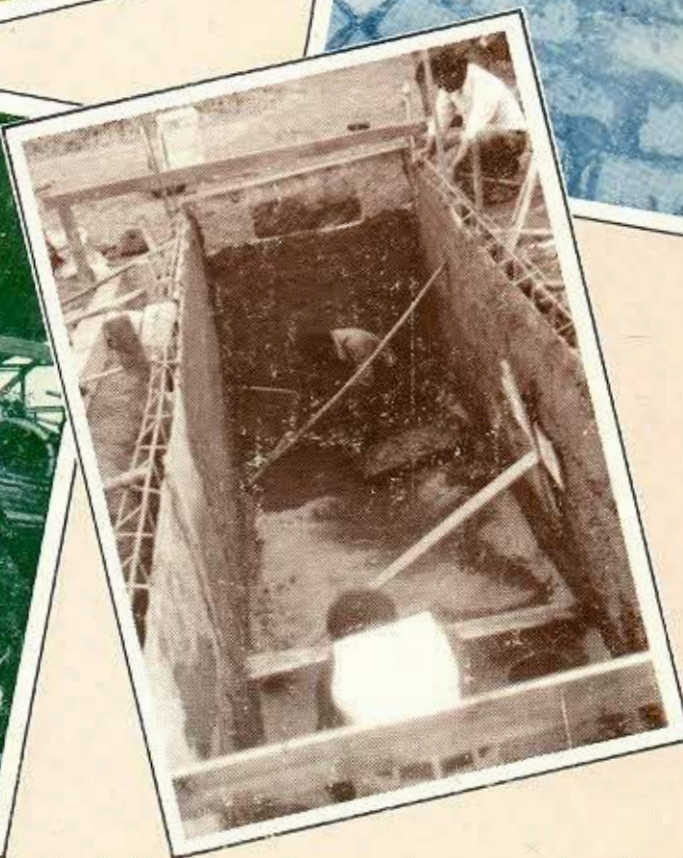
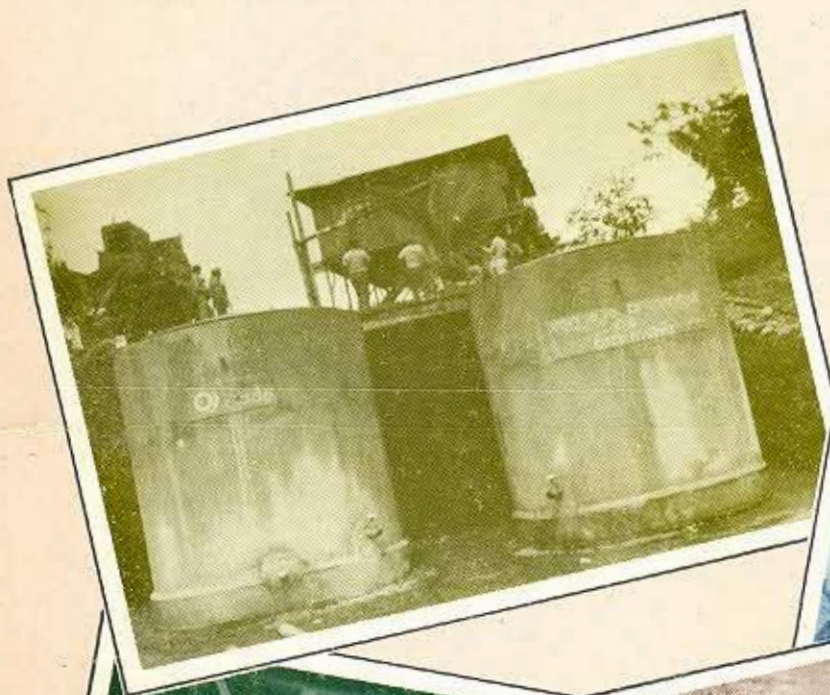


# ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA

SECRETARIA PERMANENTE

BOLETIN ENERGETICO No. 14

ENERO /MARZO 1980





# calefacción solar de un digestor anaeróbico

## Resumen

Se propone un sistema de calefacción solar para digestores anaeróbicos de carga continua. Se analizan las distintas variables que intervienen en el diseño, y se sugieren algunas reglas generales para optimizar el sistema. Se dimensiona un sistema de calentamiento para un digestor experimental de 5 m<sup>3</sup>.

## 1.- INTRODUCCION

Los digestores anaeróbicos pueden utilizarse para la producción de gas (bio-gas) y abono orgánico a partir de desechos agrícolas o industriales. (1), (2).

La producción de gas de un digestor depende entre otros factores de la naturaleza de la carga, el tamaño de las partículas que la componen y de la temperatura de operación del digestor. De la referencia (1) se ha tomado las figuras 1 y 2 con el objeto de poder apreciar la variación de la producción de bio-gas y de su composición con la temperatura. De las dos figuras se concluye que existen dos temperaturas óptimas de funcionamiento, una alrededor de 35°C, cuando el proceso de digestión es realizado por bacterias mesofílicas, y 55°C, que es la temperatura óptima de trabajo para las bacterias termofílicas (1,2).

Para un digestor cuyo objetivo es la producción de bio-gas y abono orgánico, la temperatura óptima se encuentra alrededor de los 35°C (1,2)

En este trabajo nos hemos planteado la calefacción solar de los digestores con el objeto de mejorar su performance en zonas donde la temperatura ambiente media se halla muy lejos de la óptima de funcionamiento sin tener que recurrir al gas producido como elemento combustible.

Haremos notar aquí que existen formas posibles de operación del sistema, en las que se evitaría o por lo menos se podría reducir a un mínimo el uso de un sistema auxiliar de calefacción. Una posible, sería la de realizar la carga del digestor sólo si la temperatura del mismo supera cierto valor (32°C, p. ej.), acumulando las cargas sucesivas que no se puedan introducir debido a la baja temperatura. Estas cargas acumuladas se introducirían junto con las cargas diarias correspondientes cuando la radiación solar vuelva a elevar la temperatura del digestor. Procediendo de esta forma se podría lograr un abastecimiento de materia digerible que en promedio sería constante. Este tipo de operación del sistema podría realizarse siempre que no afecte la producción de bio-gas en el

Aldo Fabris\* y Hugo Grossi Gallegos\*\*  
Centro Espacial San Miguel  
Buenos Aires, Argentina

\* Comisión Nacional de Investigaciones Espaciales

\*\* Comisión Nacional de Estudios Geo-Heliofísicos

Trabajo presentado a la 4ta. Reunión de Trabajo de Energía Solar - Asociación Argentina de Energía Solar - La Plata - Rep. Argentina - Julio/78.

corto plazo. El número de días que el digestor pueda funcionar sin una caída apreciable de su producción sería un dato de mucho valor en este caso, ya que nos indicaría cuando no tenemos otra alternativa que conectar la calefacción auxiliar.

El objetivo de este trabajo es la determinación de pautas de diseño para un sistema de calefacción solar para digestores anaeróbicos. La verificación experimental del modelo que aquí se plantea y el ensayo de las distintas formas posibles de operación del sistema se lo piensa realizar en un digestor que se construirá con este fin en el Depto. de Ingeniería Rural del Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA), Castelar, al que se piensa dotar de un sistema de calefacción análogo al que aquí se describe.

## 2. DESCRIPCION DEL SISTEMA

En la figura 3 puede verse un esquema del sistema propuesto. Sus componentes principales son: los paneles solares, el intercambiador de calor, la bomba de circulación, un calentador auxiliar de agua alimentado con bio-gas, válvulas que habilitan el circuito solar o el auxiliar según corresponda, control de temperatura y cañerías de conexión.

El calentador auxiliar a gas que se incluye en el sistema, está destinado a mantener la temperatura del sustrato para casos de períodos largos sin radiación suficiente y para la rápida puesta en marcha del sistema.

El control se realiza con un termostato diferencial que toma la temperatura del fluido intercambiador a la salida del panel solar y la temperatura del sustrato del digestor que se encuentra en contacto con el intercambiador. Cuando la temperatura del sustrato es inferior, la bomba de circulación se prende, en caso contrario permanece desconectada. El mismo controlador tiene un límite superior que inhibe el funcionamiento de la bomba cuando la temperatura del digestor supera los 40°C. En caso de que exista peligro de congelamiento del fluido intercambiador se puede incluir un límite adicional que permita vaciar los colectores en caso de que la temperatura del panel se acerque peligrosamente a la temperatura de fusión del líquido intercambiador.

## 3.- MODELO DEL SISTEMA

La ecuación que describe al sistema es:

$$\frac{dT_D}{d\zeta} = \frac{A_C F_R^*}{M c_p} \left[ q_a - U_L^* (T_D - T_A) \right] \quad (1)$$

donde,  $T_D$  (temperatura del sustrato dentro del digestor)

$T_A$  (temperatura ambiente)

$\zeta$  (tiempo)

$A_C$  (área del colector)

$A_D$  (área del digestor)

$c_p$  (calor específico del sustrato)

$c_p^*$  (calor específico del fluido intercambiador).

$M$  (masa de sustrato que aloja el digestor)

$q_a$  (radiación absorbida por la placa colector por unidad de área y tiempo).

$T_R$  (número de días que en promedio se retiene la carga dentro del diges.

$$U_L^* = b_0 U_L + \frac{U_D A_D}{A_C F_R^*} + \frac{b_1 M c_p}{A_C F_R^* T_R \Delta \zeta_c} \quad (2)$$

$U_L$  (coef. de pérdidas térmicas del colector)

$U_D$  (coef. de pérdidas térmicas del digestor)

$b_0$  (coef. que tiene en cuenta el funcionamiento del colector. Si el colector funciona  $b_0=1$ , en caso contrario vale cero)

$b_1$  (coef. que tiene en cuenta la recarga del digestor)

$F_R$  (factor de remoción de calor del colector (4))

$$F_R^* = F_R \left[ 1 + \frac{F_R U_L}{c_p G} \left( e^{\frac{U_L A_R}{c_p G}} - 1 \right)^{-1} \right]^{-1} \quad (3)$$

$G$  (flujo másico de fluido intercambiador por unidad de área de colector)

$U_I$  (coef. de transferencia térmica total del intercambiador)

$A_I$  (área del intercambiador)

$\Delta \zeta_c$  (tiempo empleado en la recarga del digestor)

$A_R - A_I / A_C$  (área relativa intercambiador/colector)

Las hipótesis bajo las cuales se obtuvo la ecuación 1 son las siguientes:

- Para el modelo del colector se utilizó la ecuación de Hottel-Whillier en estado estacionario (4).
- El digestor es isotérmico
- El intercambiador del digestor tiene un coef. global de transferencia de calor constante ( $U_I$ ).
- Al ser introducida la carga se encuentra a temperatura ambiente.
- Se desprecian las pérdidas térmicas en las cañerías.

La ecuación 1 nos permite simular el comportamiento del sistema. Si la integramos durante un período de una hora, suponiendo constantes los valores de radiación, temperatura ambiente, etc., nos permite predecir el valor de la temperatura del digestor, luego de una hora, a condiciones de control constantes (no se prenden o apagan bombas durante este período), conociendo las condiciones en que se encontraba el sistema y el valor medio de los parámetros meteorológicos durante la hora en cuestión.

Se supuso que la recarga del digestor se realizaba al medio día solar y que duraba una hora.

Se integró utilizando el método de Euler-Cauchy. En la figura 4 puede verse el comportamiento de un digestor de 5 m<sup>3</sup>, diseñado siguiendo el método que se explica en el punto 5 del presente trabajo, aplicando como excitación la curva de radiación promedio y la temperatura ambiente promedio para el mes de Junio en la ciudad de Buenos Aires. En el gráfico puede verse que el tiempo que se tarda en alcanzar la temperatura de régimen es de aproximadamente un mes. Por otro lado, puede verse que bajo las condiciones promedio de radiación, la temperatura del digestor se mantiene en 35 + 1°C. Por supuesto que esta condición es poco realista, pero una simulación más detallada requeriría contar con datos meteorológicos simultáneos de radiación, temperatura, etc. en base horaria.

#### 4.- DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA

Integrando la ecuación 1 durante un día completo.

$$\int_0^{24h} dT_D = \int_0^{24h} \frac{A_c F_R^*}{C_p M} \left[ Q_a - U_L^* (T_D - T_A) \right] d\tau \quad (4)$$

y suponiendo que la temperatura es la misma a las 0 y 24 hs. ("estado estacionario")

$$\int_0^{24h} \left[ Q_a - U_L^* (T_D - T_A) \right] d\tau = 0 \quad (5)$$

tomando el valor de  $U_L^*$  de la ecuación 2

$$\int_0^{24h} [Q_a - U_c (T_D - T_A)] d\tau - \frac{U_c A_c}{A_c F_R^*} \int_0^{24h} (T_D - T_A) d\tau - \frac{M C_p}{A_c F_R^*} \int_0^{24h} (T_D - T_A) d\tau = 0 \quad (6)$$

Integrando, el primer término es la ganancia de calor del colector a lo largo de todo el día, por unidad de área dividida por  $F_R^*$ .

$$\frac{Q_a}{F_R^*} - \frac{U_c A_c}{A_c F_R^*} (T_D - T_A) 24h - \frac{M C_p}{A_c F_R^*} (T_D - T_A)_{\text{media}} = 0 \quad (7)$$

Se puede suponer en primera aproximación que  $(T_D - T_A)$  carga, diferencia media de temperatura entre digestor y el ambiente durante el proceso de carga es igual a  $(T_D - T_A)$ , que es la diferencia media de

temperatura entre el digestor y el ambiente durante todo el día. Resulta entonces,

$$\frac{Q_a}{F_R^*} - (U_c A_c 24h + \frac{M C_p}{F_R^*}) \frac{(T_D - T_A)}{A_c F_R^*} = 0 \quad (8)$$

si definimos  $n$  como

$$n = \frac{M C_p}{U_c A_c 24h} \quad (9) \quad \text{y} \quad \bar{Q}_a = \bar{Q}_a (F_R^*/F_R)^{-1} \quad (10)$$

y reemplazamos en la ecuación 8, obtenemos el área de colección

$$A_c = \frac{M C_p}{Q_a F_R} (T_D - T_A) (1 + 1/n) \frac{F_R^*}{F_R} \quad (11)$$

y recordando la ecuación 3,

$$A_c = \frac{M C_p}{F_R Q_a} (T_D - T_A) (1 + 1/n) \left[ 1 + \frac{F_R U_c}{C_p} \left( \frac{A_c}{V_D} - 1 \right) \right] \quad (12)$$

Esta es la expresión que nos da el área aproximada de colector en función de los restantes parámetros del sistema, para mantener el sistema en "estado estacionario" (igual temperatura a la 0 y 24 hs. bajo condiciones meteorológicas promedio).

#### 5.- OPTIMIZACION

Se plantea aquí la optimización del sistema en términos económicos, utilizando como criterio el del menor costo inicial. La expresión que nos da el costo del sistema de calefacción, por unidad de volumen de digestor es:

$$\$D = \$D \frac{A_c}{V_D} + \$C \frac{A_c}{V_D} + \$I \frac{A_c}{V_D} + \frac{\$F}{V_D} \quad (13)$$

siendo  $\$D$  (costo del sistema por unidad de volumen de digestor)

$\$C$  (costo del colector por unidad de área)

$\$I$  (costo del intercambiador por unidad de área)

$\$A$  (costo de la aislación por unidad de volumen)

$\$F$  (costos fijos)

El primer paso en la optimización consiste, suponiendo a priori que la forma más conveniente para el digestor es la cilíndrica, en adoptar aquel cilindro que nos da la menor área por unidad de volumen (cilindro cuadrado). El área por unidad de volumen de este cilindro es,

$$\frac{A_D}{V_D} = 5,536 V_D^{-1/3} \quad (14)$$

$$V_A = 5,536 V_D^{2/3} e$$

el volumen de aislación es, donde  $e$  es el espesor.

Fijándose en la expresión 9 que define  $\underline{n}$  y teniendo en cuenta  $U_D = k/e$ , donde  $k$  es el coeficiente de conductividad térmica de la aislación, podemos escribir para  $e$ ,

$$e = \frac{n k T_R 24 h 5,536 V_D^{2/3}}{M C_P} \quad (15)$$

reemplazando en la ecuación 13, y utilizando el valor de  $A_C$  de la ec. 12, se obtiene finalmente,

$$\frac{\$C}{\$A} = \frac{\$C}{\$A} \frac{M C_P}{T_R V_D^{2/3}} \frac{(T_D - T_A) (1 + 1/M) (1 + C_R A_R)}{k 24 h} \left[ 1 + \frac{F_A U_L}{C_P G} \left( e^{-\frac{U_L A_R}{C_P G}} - 1 \right) \right]^{-1} + \frac{\$A}{\$C} \frac{30.7 T_R n}{C_P V_D^{2/3}} + \frac{\$C}{V_D} \quad (16)$$

donde  $C_R = \$I/\$C$  y  $U_R = U_I/U_L$ .

Con el objeto de optimizar, derivamos esta expresión respecto de  $\underline{n}$ . El valor de  $\underline{n}$  óptimo viene dado por,

$$\hat{n}_{opt} = \frac{\rho_D C_P V_D^{1/3}}{5,536 T_R} \left[ \frac{\$C}{\$A} \frac{(T_D - T_A)}{k 24 h} F_x \right]^{1/2} \quad (17)$$

donde  $y$  son la densidad y calor específico del sustrato del digestor. Reemplazando, obtenemos el valor del espesor óptimo.

$$e_{opt} = \left[ \frac{\$C}{\$A} \frac{(T_D - T_A) k 24 h}{k 24 h} F_x \right]^{1/2} \quad (18)$$

donde

$$F_x = (1 + C_R A_R) \left[ 1 + \frac{F_A U_L}{C_P G} \left( e^{-\frac{U_L A_R}{C_P G}} - 1 \right) \right]^{-1}$$

En las figuras 5 y 6 pueden verse representaciones gráficas de  $F_I$  en función de  $A_R$ , tomando como parámetro el  $C_R$  para distintos valores de  $U_R$ . Para estos gráficos  $F_B = 0,8$  y  $c_P G/U_L = 18,2$ . Estas curvas no se alteran significativamente para pequeñas variaciones de estos parámetros. En la figura 7 se muestra el porcentaje de área de intercambiador que optimiza  $F_I$  para valores determinados de  $C_R$  y  $U_R$ , curvas que también son poco sensibles a variaciones de los restantes parámetros.

Si observamos la ecuación 18 vemos que el espesor de aislación es independiente del volumen del digestor. Sólo depende de las características de los componentes empleados y de las condiciones meteorológicas del lugar.

## 6.- METODO DE DISEÑO

El método de diseño que se propone es el siguiente:

- Partiendo de los valores de  $C_R$  y  $U_R$  (de acuerdo con el intercambiador y colector elegido) se

halla el valor de  $A_R$  que optimiza.

- Se halla el valor de  $F_I$
- Con los datos meteorológicos del lugar, precios de los componentes y sus características y utilizando la ecuación 18, se halla el valor del espesor de la aislación que debe instalarse.
- Se halla el valor de  $\underline{n}$  y con éste y la ecuación 12 se encuentra el valor del área de colector necesaria.

Para un sistema diseñado siguiendo el procedimiento anterior de acuerdo a los datos que pueden verse en la tabla I se obtuvieron los siguientes resultados:  $A_C = 7,75 \text{ m}^2$ ,  $e = 0,18 \text{ m}$  y  $A_I = 1,35 \text{ m}^2$ .

En la figura 8 puede verse cómo cambia el área de colección necesaria por unidad de volumen de digestor en función del volumen del digestor para un sistema que trabaje en la ciudad de Buenos Aires en el mes de junio.

El espesor de aislación, tal como se vé en la ecuación 16, no depende del volumen del digestor. Tampoco cambia con el volumen del digestor el área relativa intercambiador/colector.

## AGRADECIMIENTOS

Agradecemos al Ing. Eugenio Gil Espinosa el aliento y colaboración que nos ha impulsado a la realización del presente trabajo.

## REFERENCIAS

1. Ghosh, S. et al. "A COMPREHENSIVE GASIFICATION PROCESS FOR ENERGY RECOVERY FROM CELLULOSIC WASTES" Symposium on Bioconversion of Cellulosic Substances into Energy, Chemicals and Proteins - Nueva Delhi - INDIA - Febrero/77.
2. Nelson G.H.; Staka, R.H.; Levine, M. EFFECT OF TEMPERATURE OF DIGESTION, CHEMICAL COMPOSITION, AND SIZE OF PARTICLES ON PRODUCTION OF FUEL GAS FROM FARM WASTES" Journal of Agricultural Research - Vol. 58, No. 4, Febrero/1939.
3. Gil Espinosa, E. "PRODUCCION DE BIOGAS (METANO) Y ABONO ORGANICO" Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria - Estación Experimental Castelar - Depto. de Ingeniería Rural.
4. Duffie, J.H. y Beckman, W.A. "SOLAR ENERGY THERMAL PROCESSES" Wiley Interscience - John Wiley - 1974.

TABLA I

**CARACTERISTICAS DEL DIGESTOR**

$M$  5000 Kg     $V$  5m<sup>3</sup>     $P_D$  1,1 Kg/dm<sup>3</sup>     $c_p$  0,7 Kcal/Kg.°C

$T_R$  20(días)     $TD$  35°C

**CARACTERISTICAS DEL COLECTOR**

$F_R$  0,80     $U_L$  13,8 KJOULE/m<sup>2</sup>. h.°C (dos vidrios)

$n$  0,72 (Producto transmisión-absorción a incidencia normal)

$G$  60 Kg./h.m<sup>2</sup>     $c_p$  4,18 KJ/Kg. °C

$c_p \cdot G/U_L$  18,2     $TA$  11,6°C

Orientación del colector - Norte

Inclinación - Latitud 20°

Ubicación - Ciudad de Buenos Aires (34,55°)

$\$C$  105 \$/m<sup>2</sup>

**CARACTERISTICAS DEL INTERCAMBIADOR**

$U_I$  10<sup>3</sup> KJ/m<sup>2</sup>. h. °C     $\$I$  = 0,5.10<sup>3</sup> \$/m<sup>2</sup>

**CARACTERISTICAS DE LA AISLACION**

$k$  = 0,12 KJ/m h. °C     $\$A$  = 0,5.10<sup>5</sup> \$/m<sup>3</sup>

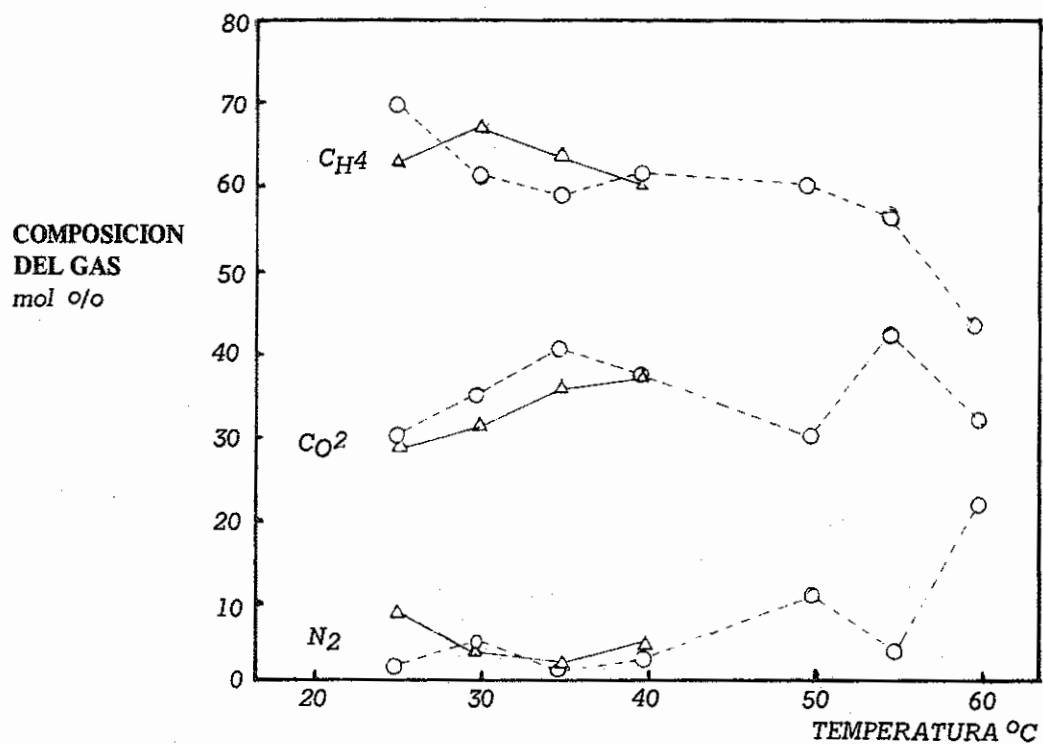


FIGURA 2 - Muestra la composición del gas (Bio-Gas) en función de la temperatura

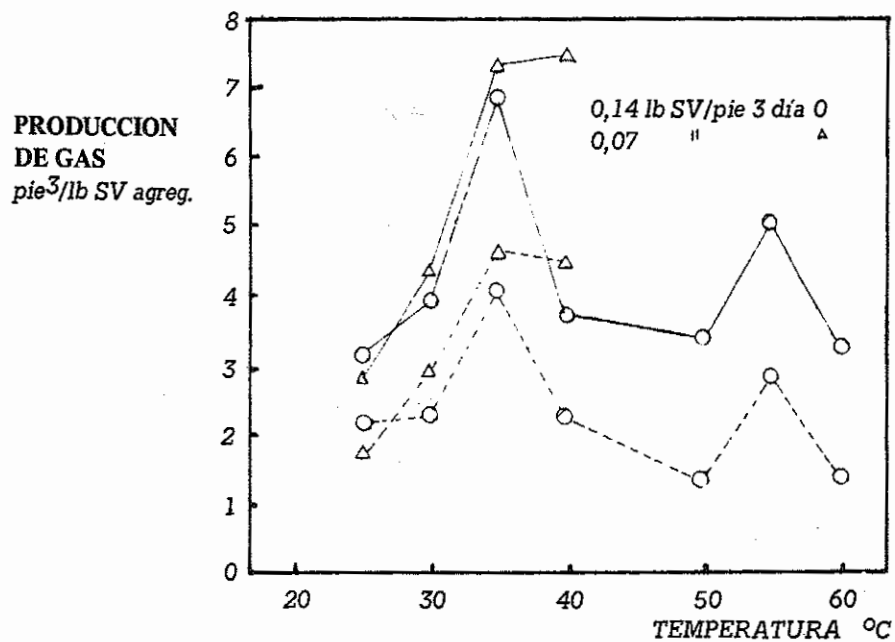
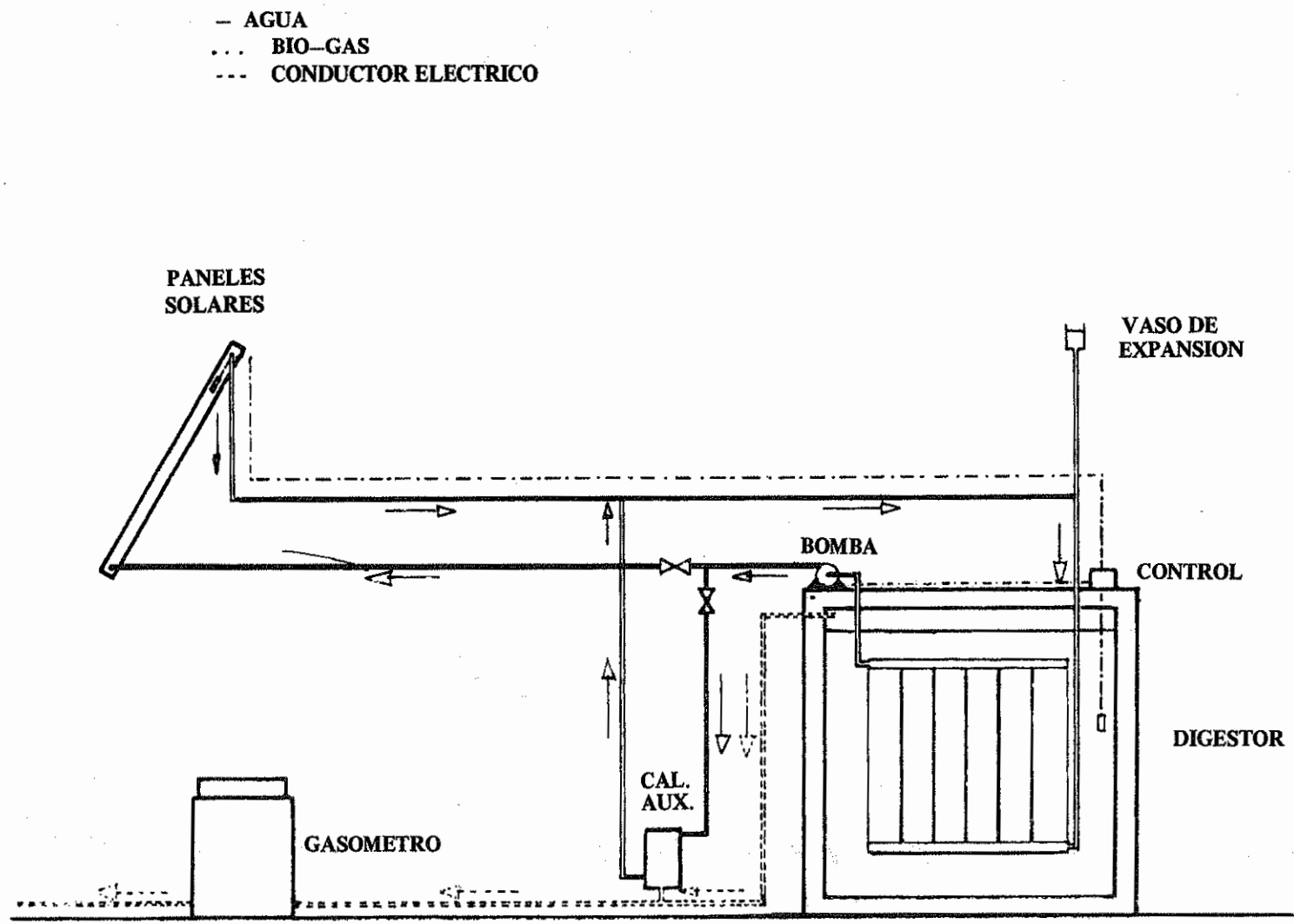
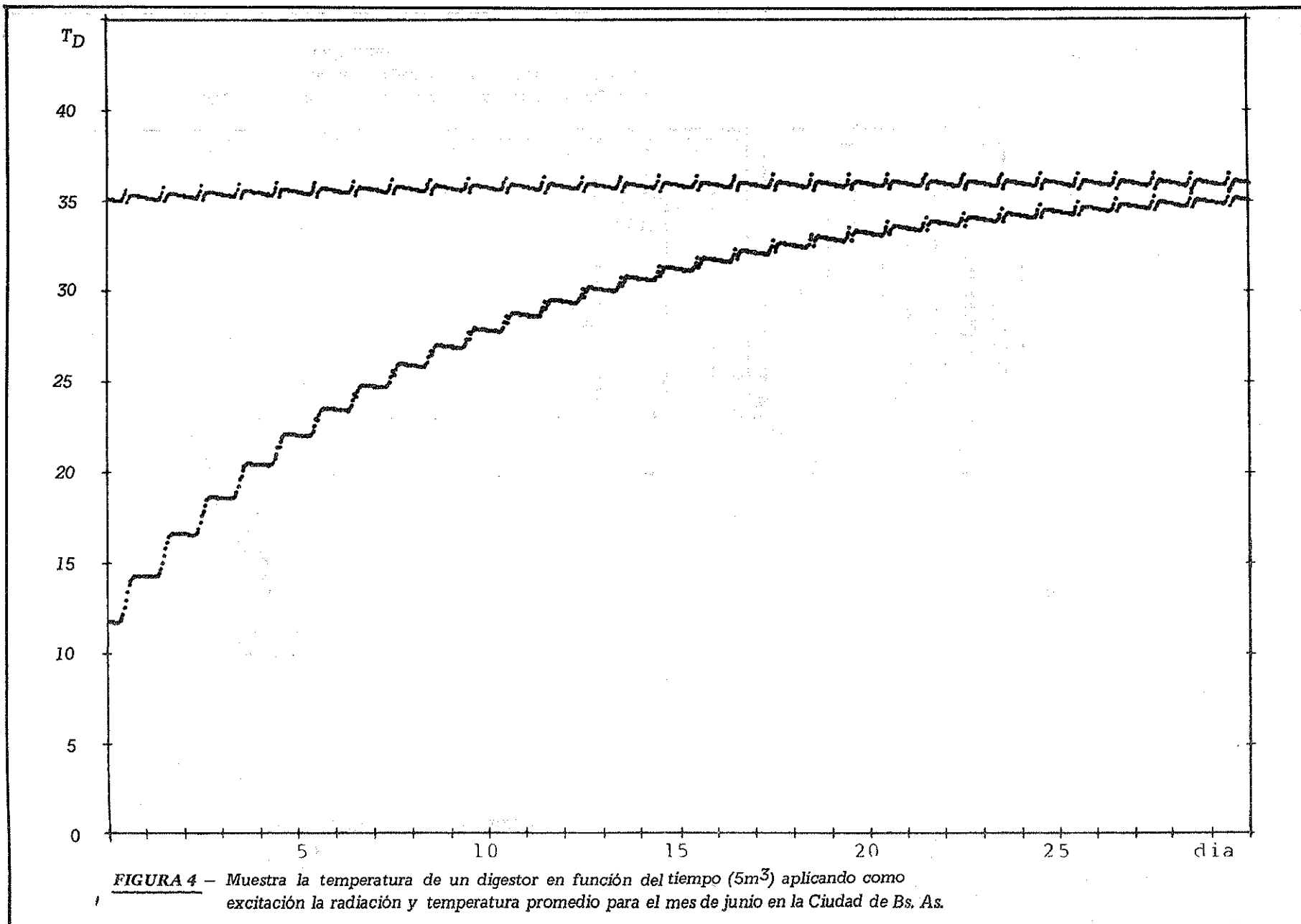


FIGURA 1 - Muestra la producción de gas (Biog-Gas) en función de la temp. Ref. (1)



**FIGURA 3** - Esquema de calefacción solar de un digester.  
 (no se incluyen los conductos de alimentación de la biomasa)





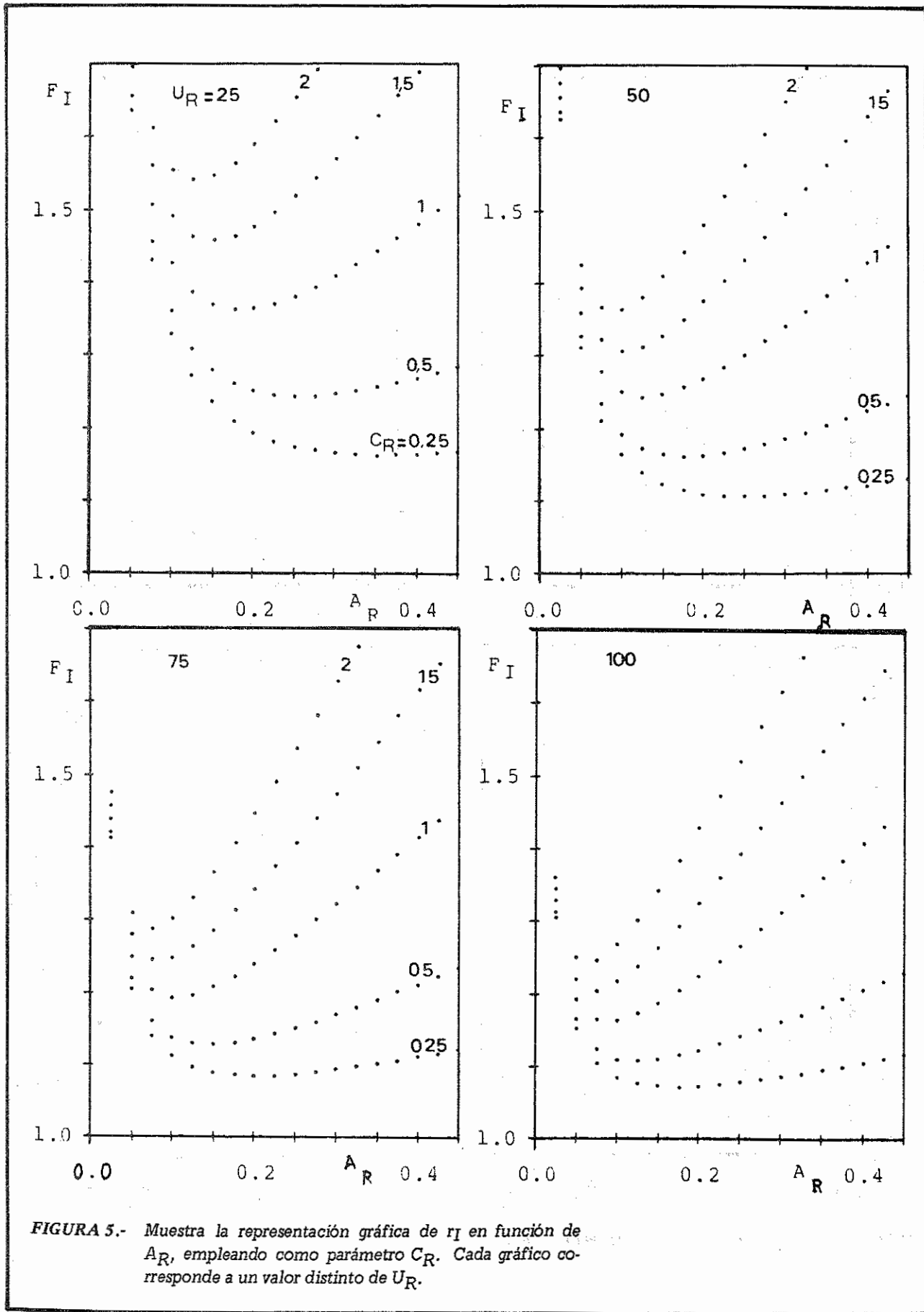
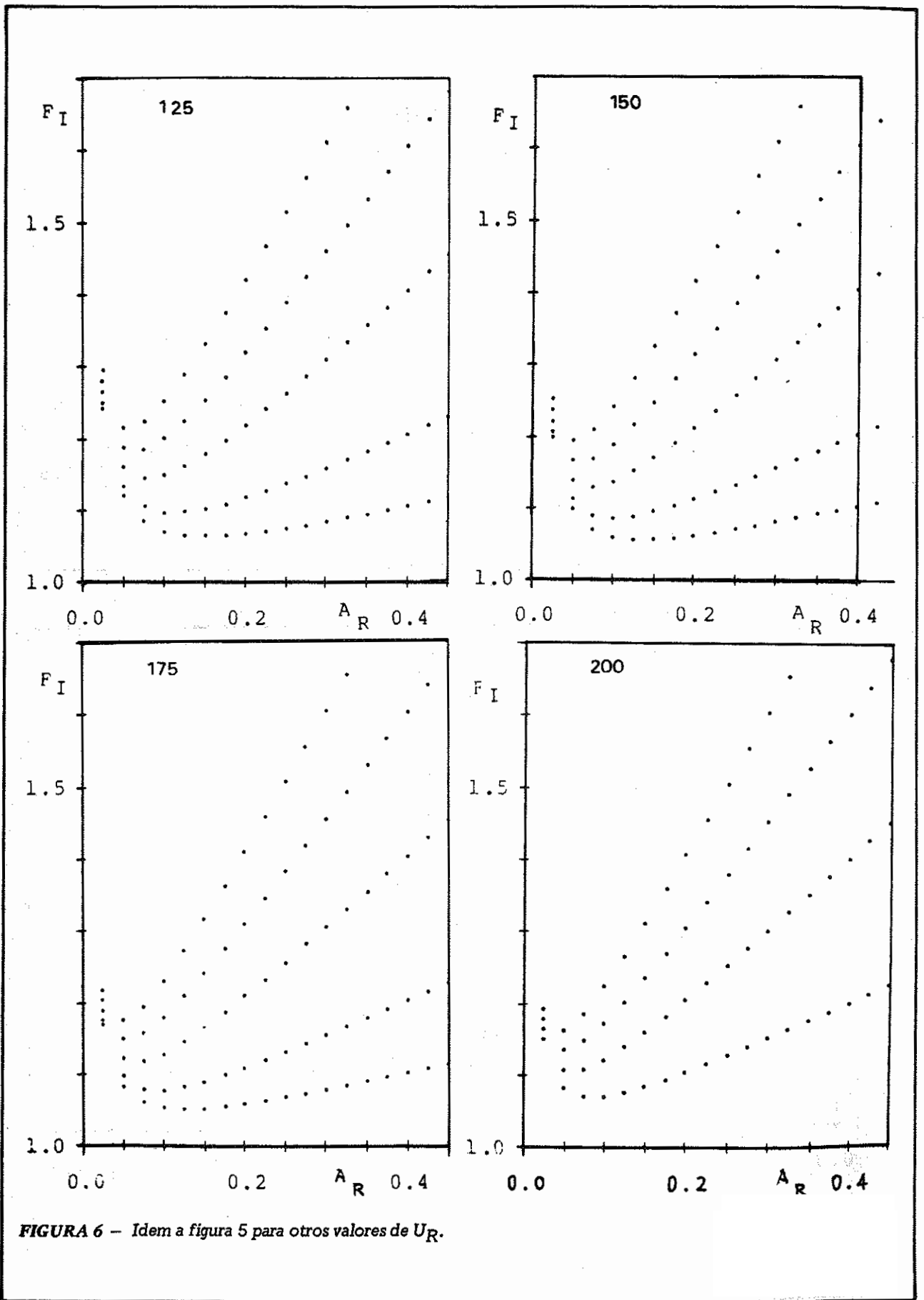


FIGURA 5.- Muestra la representación gráfica de  $r_I$  en función de  $A_R$ , empleando como parámetro  $C_R$ . Cada gráfico corresponde a un valor distinto de  $U_R$ .



**FIGURA 6** – Idem a figura 5 para otros valores de  $U_R$ .

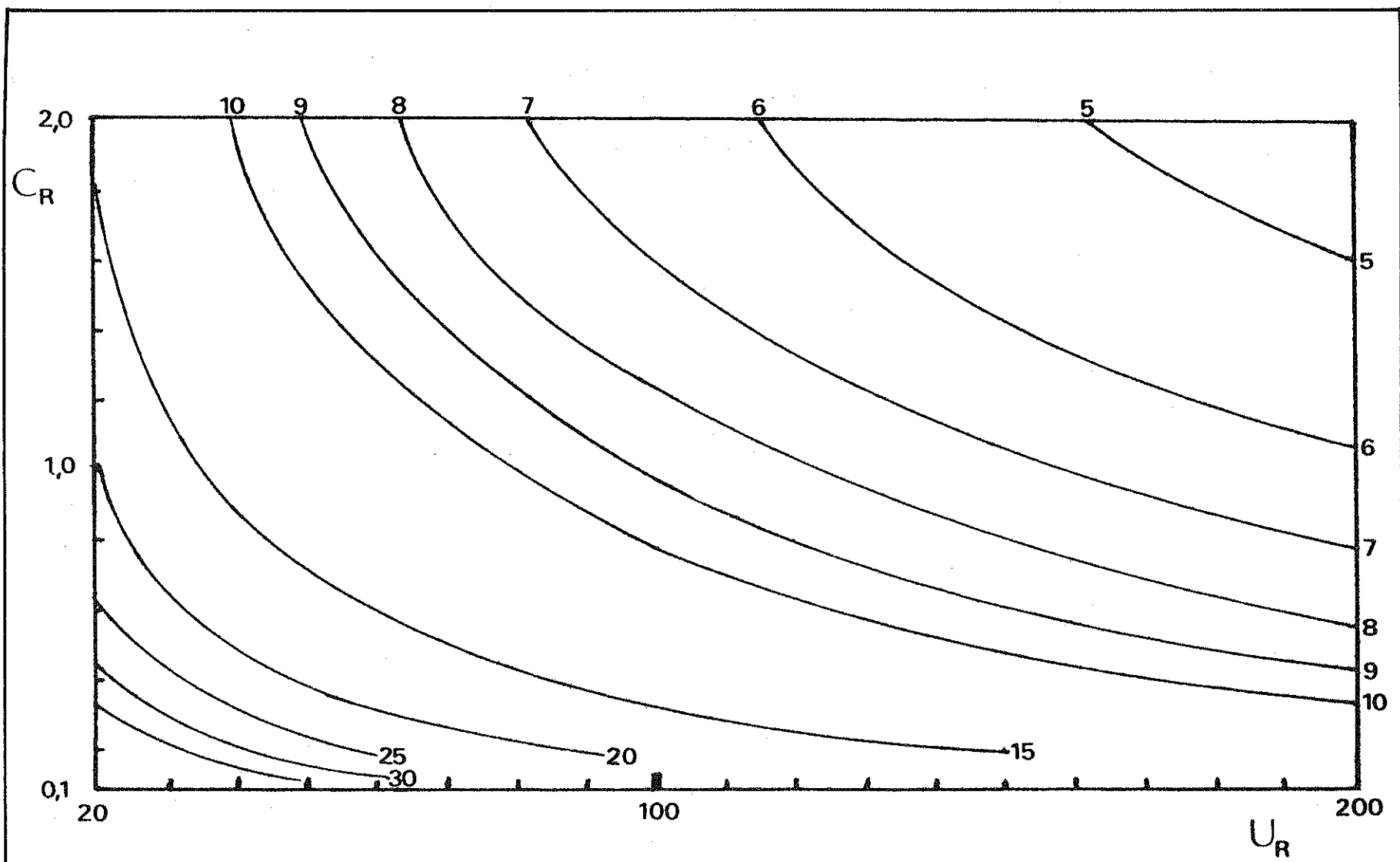
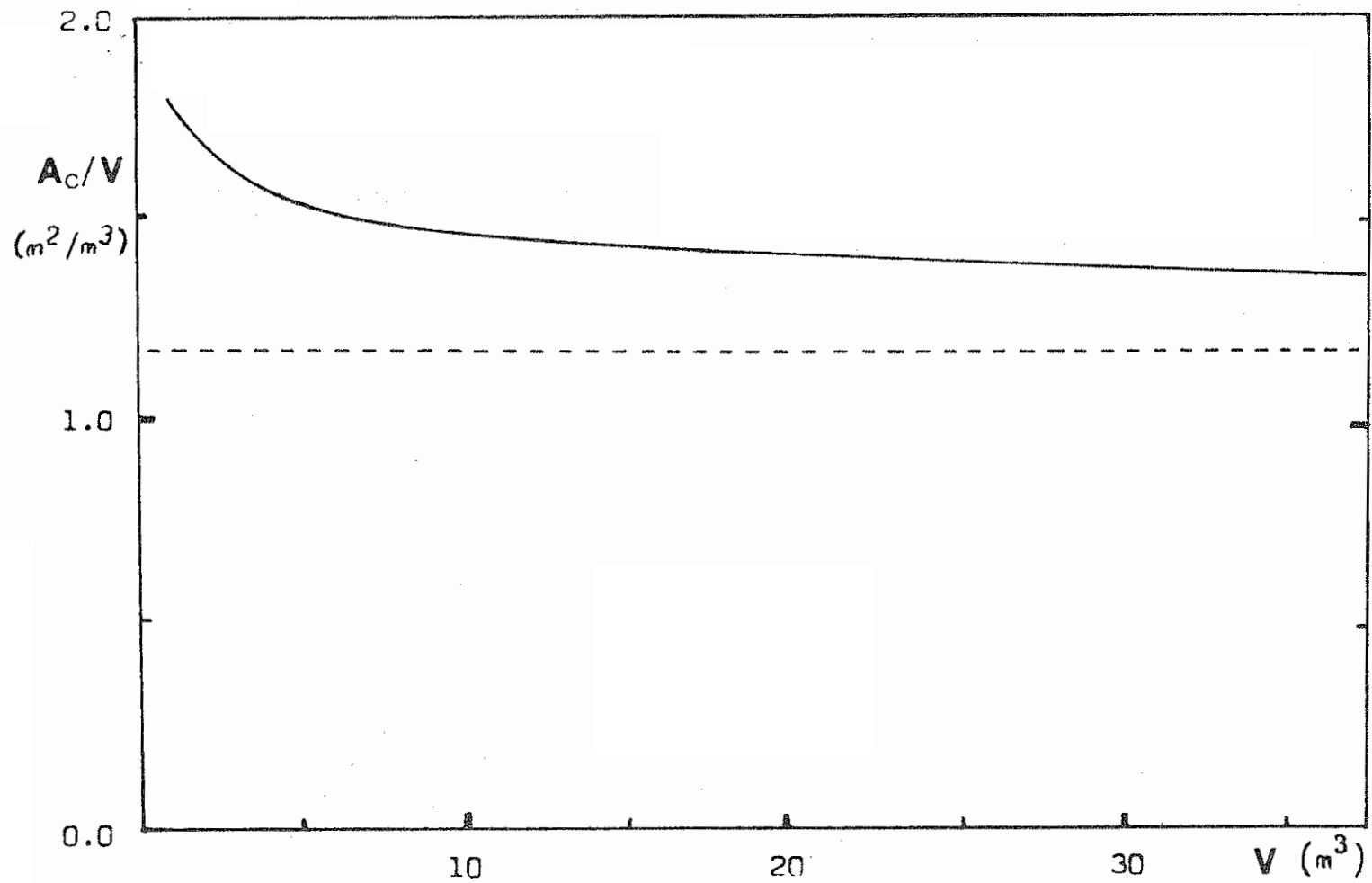


FIGURA 7 - Gráfico que nos dá  $A_R$  (o/o) en función de  $U_R$  y  $C_R$   
 para  $F_R=0,8$  y  $c_p G/U_L=18,2$ .





**FIGURA 8** – Muestra la variación del área de colector por unidad de volumen de digestor para un digestor diseñado para funcionar en la ciudad de Buenos Aires según los parámetros del sistema dado en la tabla I.