

**EVALUACION DE LA EFICIENCIA DE UNA TURBINA HIDRAULICA A PARTIR DE UN
MODELO.**

Leopoldo D. Millan, Deputy Manager, IMPSA Technological Research Center.

Lucas Varela, Numerical Simulation, IMPSA Technological Research Center.

IMPISA. Rodriguez Peña 2451, (5503) Godoy Cruz, Mendoza, Argentina.

Te. (54)(61) 498406 Fax. (54)(61) 498403

RESUMEN

Este trabajo trata sobre la evaluación de la eficiencia de una turbina hidráulica de reemplazo.

Normalmente las garantías son dadas sin un ensayo físico de modelo, pero se usa un modelo ya ensayado como referencia para la evaluación de la eficiencia. Sin embargo las diferencias de homología deben ser tenidas en cuenta y otros análisis son necesarios.

El modelo y el proyecto de turbina de recambio son estudiados usando modelos de volumen finito tri-dimensionales. Este resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas con un modelo turbulento de dos ecuaciones (energía cinética - disipación, k-e) y función de pared.

El rodete propuesto y el del modelo son diseñados con la misma herramienta numérica. Los otros componentes de la turbina (cámara espiral, predistribuidor, distribuidor y tubo difusor) son también analizados para la evaluación total de las pérdidas.

El proyecto de SIRIKIT es seleccionado como ejemplo. Cada componente fue simulado separadamente y las condiciones de contorno para regímenes específicos fueron impuesto. Se muestran los resultados para cada simulación y se analizan las pérdidas por separación y fricción.

ABSTRACT

This paper deals with the performance evaluation for a water turbine refurbishing.

Normally, the guarantees are given without a physical model test, but a similar model already tested is chosen as a reference for performance evaluation. However, homology differences should be taken into account and further analysis is needed.

Model and refurbished turbine project are studied using a finite volume 3D Computational Fluid Mechanics (CFD) program. It solves the averaged Navier-Stokes equations with a two equation turbulent model (k-e) and a wall function.

Proposed runner as well as existing model runner are designed with the same numerical tool. The others existing turbine components (spiral case, stay vanes, wicket gates and the draft tube) are also analyzed for the total loss evaluation.

The SIRIKIT project is selected as a sample. Each component was simulated separately and boundary conditions for specific regime were imposed. Results of each simulation are shown. friction and shock losses are analyzed.

INTRODUCCIÓN

La empresa EGAT [1] llamó a una licitación con el objeto de reemplazar un rodete de la turbina hidráulica de Sirikit de 4.94 m de diámetro, 80 m de salto neto y 150 MW de potencia.

IMPSA posee una serie de modelos para una escalera de saltos netos siguiendo los criterios propios de diseño. En este caso se trata del reemplazo de un rodete de una turbina diseñada con criterios diferentes a los propios. En consecuencia, para garantizar las eficiencias se usa como base los resultados del ensayo de un modelo parecido. El mismo fue ensayado previamente en el banco universal dando una eficiencia muy competitiva a Reynolds $7E+06$.

Dada la falta de homología (el modelo y el prototipo no son escalables exactamente) se debe evaluar las diferencias de eficiencia. Es muy importante su cálculo dado que en la evaluación económica de las ofertas una décima por ciento significa US \$ 32.000 por rodete.

Los mismos métodos numéricos utilizados para el diseño del modelo se usaron para la evaluación del rodete de reemplazo y además se analizaron que otras modificaciones son posibles para maximizar el rendimiento de la turbina en general.

Computaciones tri-dimensionales fueron hechas para evaluar las pérdidas en la cámara espiral, rodete y el tubo difusor. Un programa del tipo "Computational Fluid Mechanics (CFD)" llamado TASC FLOW [2] (ASC compañía de Waterloo, Canada) fue usado con este propósito. El programa resuelve por el método de volumen finito las ecuaciones de Navier Stokes promediadas. Incluye varios modelos de turbulencia y el usado es el cierre con dos ecuaciones de energía cinética disipación ($k-\epsilon$), dado que el flujo es altamente turbulento. En las paredes no hay deslizamiento del flujo y se usa una función de pared semilogarítmica que integra adecuadamente las ecuaciones de momento en las celdas vecinas a la pared. Especial atención debe darse a la ubicación del primer nodo siguiente a la pared el cual debe estar a una distancia menor a la mitad de la capa límite. En el sistema rotante las fuerzas volumétricas en las ecuaciones de Navier Stokes promediadas incluyen las fuerzas centrífugas y de Coriolis.

DISEÑO DEL RODETE DEL MODELO Y PROTOTIPO

Los rodetes se diseñan utilizando dos métodos. El primero es un método inverso, cuasi tri-dimensional, que a partir de los datos de caudal, salto y velocidad de giro determina la forma del alabe optimizando la eficiencia y las características de cavitación [3]. El segundo es un método directo que a partir de la geometría del rodete calcula el flujo tri-dimensional [4] y el diseño se hace en forma iterativa. Este trabajo principalmente describe la simulación que se hace en este segundo método.

El rodete se simula utilizando un marco de referencia múltiple que incluye un marco estacionario para la doble cascada pre y distribuidor y un marco rotante para el rotor. La interface entre ambos marcos es una condición deslizante en donde se promedian las velocidades y presiones y además se hacen las transformaciones de estas para los dos sistemas de referencia. El programa realiza varias iteraciones hasta la convergencia entre la condición de salida del marco estacionario y la de entrada del marco rotante.

La condición a la entrada del predistribuidor es el flujo másico y la dirección de la velocidad de acuerdo a los resultados de la cámara espiral. A la salida del rodete se simula el cono del difusor y la condición de contorno es una presión de acuerdo al nivel de restitución de la turbina.

El software está preparado para simular la turbina completa y solo es un problema de capacidad computacional. Las dimensiones típicas de las mallas y tiempos de computación para los distintos componentes de la turbina son los siguientes.

Componente	Dimensión de la Malla	Tiempo de Convergencia
Cámara Espiral y predistribuidor	102.000	84 horas
Predistribuidor y Distribuidor	89.000	22 horas
Rodete	80.000	30 horas
Tubo de Aspiración	135.000	40 horas

Los tiempos mencionados son con una Workstation HP 735 con 256 MB de memoria RAM.

La figura 1 muestra la distribución de presión en el rodete. No se puede comparar los resultados con el rodete existente dado que la geometría del mismo no ha sido suministrada. Si se conoce la eficiencia total de la turbina cuyo rendimiento se aumenta entre un 4% a 8% dependiendo de la turbina existente.

La diferencia de eficiencia entre el rodete modelo y el de reemplazo es solo de 0.1% debido a que el pasaje meridiano no es el óptimo. En consecuencia la mayor diferencia entre la eficiencia del modelo usado como referencia y la eficiencia que se garantiza con el rodete de reemplazo son las pérdidas en los componentes que no se cambian.

EVALUACIÓN DE LAS PÉRDIDAS EN LOS COMPONENTES NO ROTANTES

La simulación en la cámara espiral muestra que las pérdidas son mayores que en el modelo ensayado debido a que las velocidades son mayores. La figura 2 muestra la distribución de presión en la superficie externa de la cámara espiral. En el predistribuidor se observa que se produce una separación debido a que el ángulo geométrico del mismo difiere bastante del ángulo del flujo (ver figura 3). En la figura 4 se ve que el ángulo del flujo varía en la mayor extensión de 14° a 18° mientras el ángulo geométrico es de 30°. Además el ángulo de salida en el pre es diferente al necesario para la apertura distribuidor que da la óptima eficiencia de la turbina. La pérdida extra en el prototipo respecto del modelo por estos tres factores es de 1.6 %. Sin embargo se propuso una reforma en el pre con lo cual se orienta el ángulo con el del flujo limitando las pérdidas solo al 1.3 %. La figura 5 muestra la distribución de velocidades en el plano medio de la cámara espiral con el predistribuidor modificado que no produce separación.

El tubo difusor del prototipo muestra una fricción normal comparada con un diseño óptimo como el del modelo sin embargo no es tan profundo como el de este último. Esto provoca una mayor circulación secundaria lo que ocasiona que la distribución de velocidades a la salida sea menos uniforme (ver figura 6). El punto que se simuló corresponde a condiciones nominales. La pérdida total en este punto es 1.4 % mientras que para el modelo es de 1.1%.

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA

La siguiente tabla resume la diferencia de eficiencia entre el modelo ensayado por IMPSA y el modelo que correspondería al prototipo.

1. Pérdida extra en la cámara espiral debido a la diferencia de diámetro de las secciones de esta	1.10 %
2. Pérdida extra en el predistribuidor debido a la diferencia de ángulo entre flujo y el álabe	0.30 %
3. Pérdida extra en el distribuidor debido ángulos inconvenientes	0.20 %
4. Pérdida extra en el rodete	0.10 %
5. Pérdida extra en el tubo difusor debido a la diferencia de profundidad	0.30 %
Total	2.00 %

En consecuencia el modelo para SIRIKIT tendría el 2% menos de eficiencia que el modelo ensayado en IMPSA. La eficiencia de modelo a prototipo se escala según la norma IEC 995 [5] y es de 2.15 %. Este escalamiento tiene en cuenta las diferencias relativas entre el pasaje hidráulico y el espesor de la capa límite.

La aplicación de la norma IEC 995 es posible en este caso debido a que se hace una recuperación de las superficies de la cámara espiral, pre, distribuidor y tubo difusor. Esto asegura homología entre la rugosidad del modelo y prototipo.

CONCLUSIONES

Garantizar eficiencias para rodetes de reemplazo tiene una implicancia económica muy importante. En la evaluación de la licitación cada décima de diferencia puede implicar sumas muy importantes del orden del 1% al 2% del contrato. En el momento de los ensayos la falta de eficiencia implica multas del mismo valor.

La simulación del modelo existente y el modelo correspondiente a la turbina donde se reemplazará el rodete permite evaluar en forma comparativa las diferencias de eficiencias. Es fundamental que las mallas sean de las mismas dimensiones y distribución.

REFERENCIAS

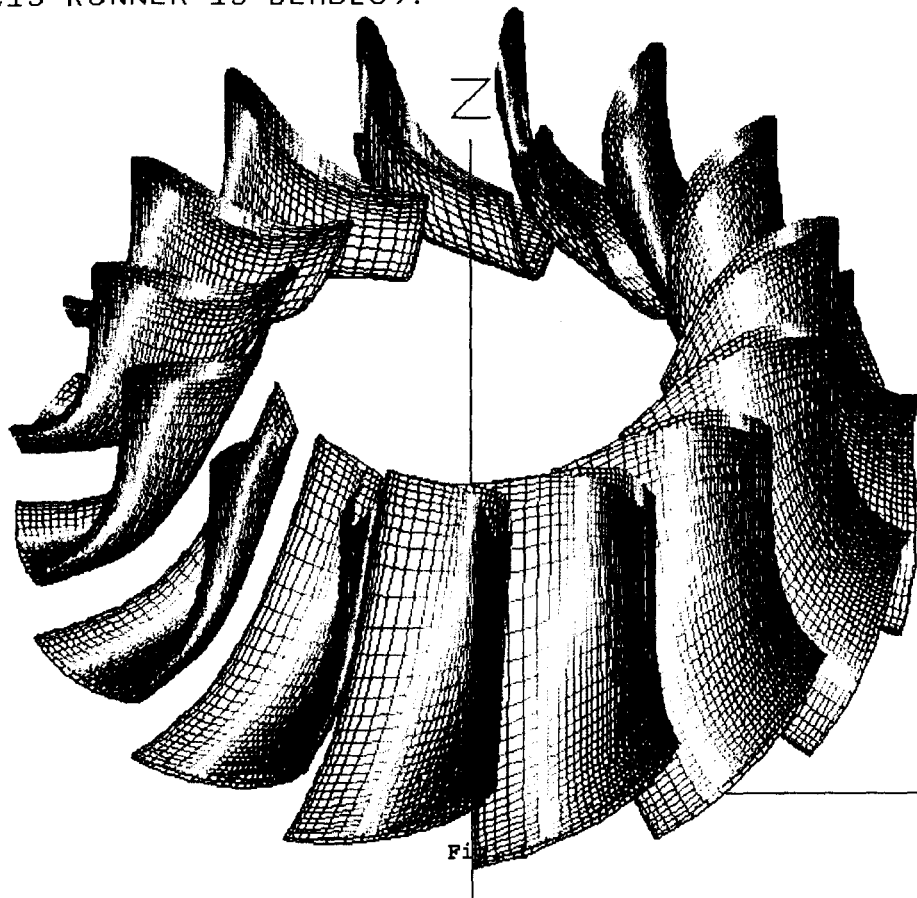
- [1] Bidding Documents for Hydraulic Turbine Runner. Sirikit Hydro Power Plant. Units 1& 2. The Electricity Generating Authority of Thailand. EGAT.
- [2] TASC Flow. User Documentation (nine Volumes). Version 2.6. Advanced Scientific Computing, Waterloo Ontario, 12/96.
- [3] L. Kazachkov y E. Provad. "Método y Aplicación del Software para el Diseño de Rodetes de Turbinas Hidráulicas tipo Francis", División Latinoamericana del IHAR, Ilha Solteiraa, SP, Brasil, Septiembre, 1993.
- [4] L. Millán y L. Varela, "Simulación Numérica de un Rodete de una central existente", División Latinoamericana del IHAR, Mendoza, Argentina, Octubre, 1995.

SIRIKIT

FRANCIS RUNNER-15 BLADES).

IMPSA

HYDRAULIC RESEARCH CENTER



F
4.770E+05
4.470E+05
4.171E+05
3.871E+05
3.572E+05
3.272E+05
2.973E+05
2.673E+05
2.374E+05
2.074E+05
1.775E+05
1.475E+05
1.176E+05
8.765E+04
5.770E+04
2.775E+04
-2.200E+03
-3.215E+04
-8.210E+04
-9.205E+04
-1.220E+05

SIRIKIT

SPIRAL CASE WITH 24 STAY-VANES

IMPSA

HYDRAULIC RESEARCH CENTER

P
1.020E+05
9.333E+04
8.467E+04
7.600E+04
6.734E+04
5.867E+04
5.001E+04
4.134E+04
3.268E+04
2.401E+04
1.535E+04
0.005E+03
-1.900E+03
-1.064E+04
-1.951E+04
-2.797E+04
-3.004E+04
-4.530E+04
-5.397E+04
-6.263E+04
-7.130E+04

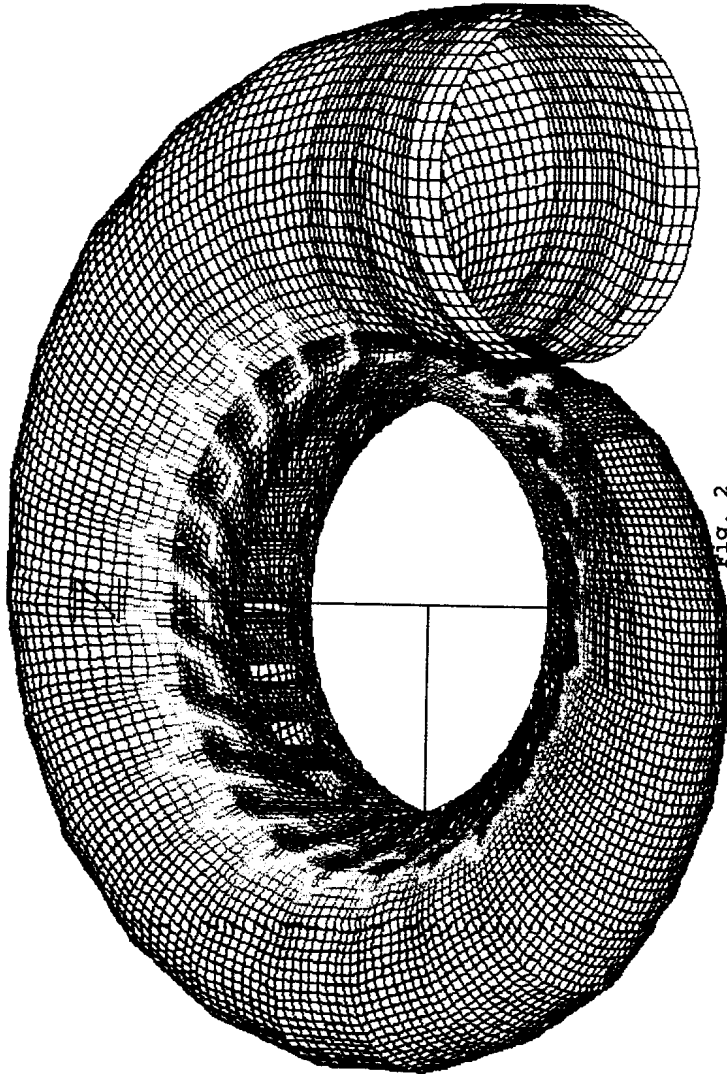


Fig. 2

SIRIKIT
STREAK LINES (ZERO MASS PARTICLES).

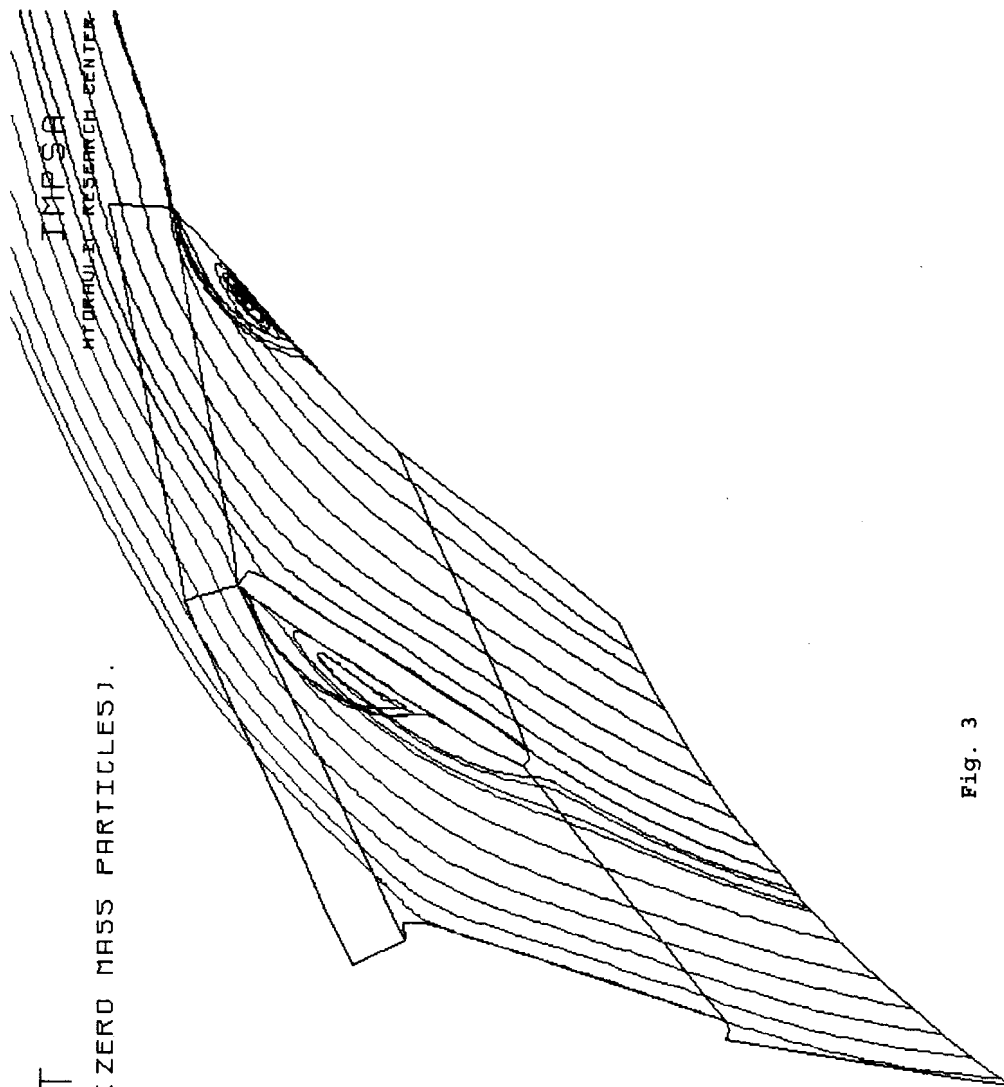


Fig. 3

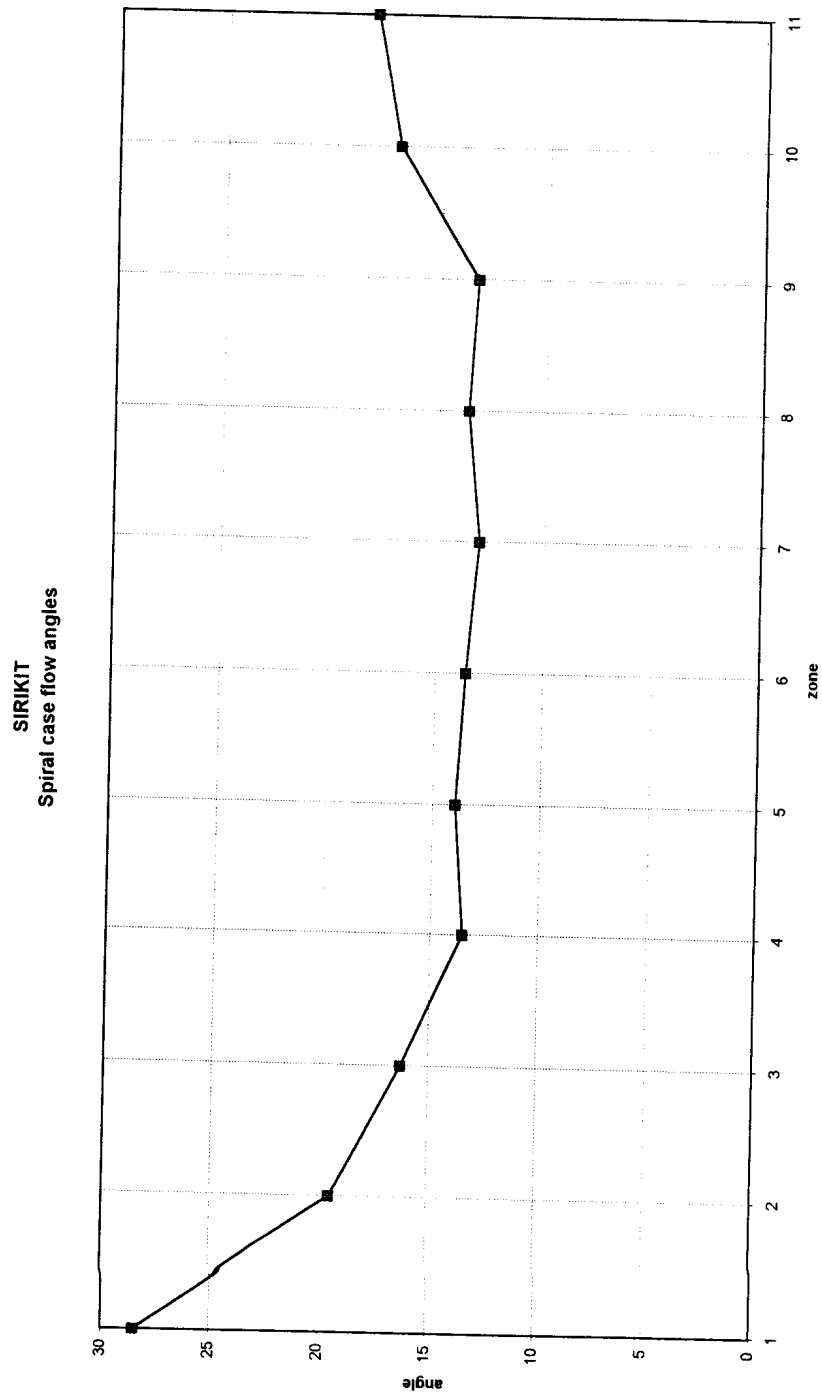


Fig. 4

SIRIKIT

VELOCITY VECTORS IN STAY-VANES CASCADE

IMPISA

HYDRAULIC RESEARCH CENTER

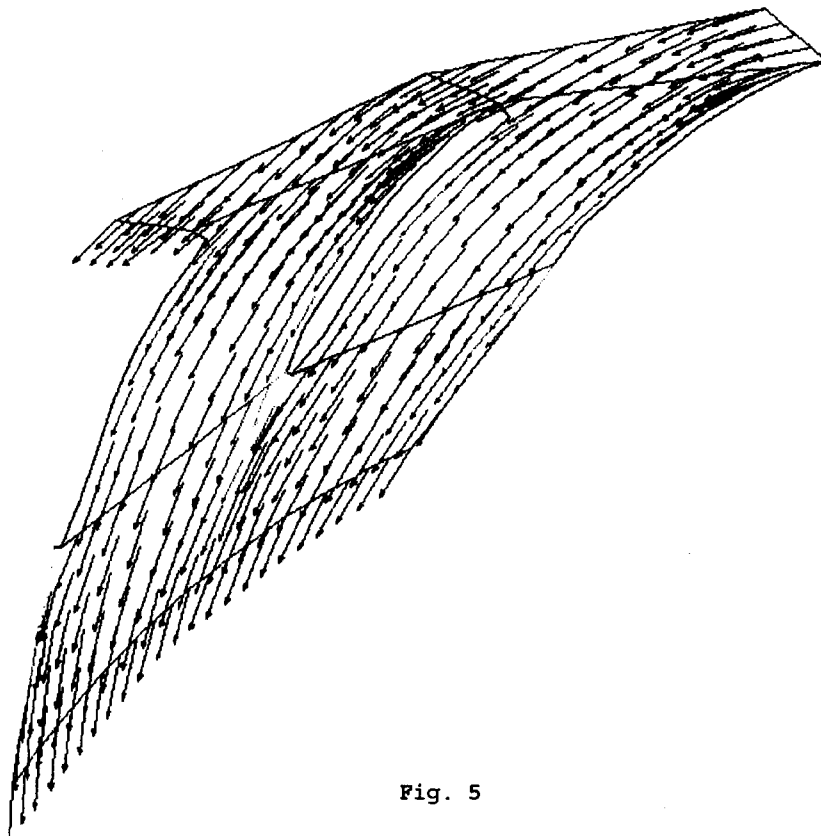


Fig. 5

SPEED

1.601E+01
1.521E+01
1.441E+01
1.361E+01
1.281E+01
1.201E+01
1.121E+01
1.041E+01
9.610E+00
8.809E+00
8.008E+00
7.207E+00
6.406E+00
5.605E+00
4.804E+00
4.004E+00
3.203E+00
2.402E+00
1.601E+00
8.000E-01
0.000E+00

SIRIKIT

DRAFT TUBE VELOCITY VECTORS

IMPSA

HYDRAULIC RESEARCH CENTER

