

UN LIBRARY



MAY 15 1961

Distr.
LIMITED



UN/SA COLLECTION
UNITED NATIONS
CONFERENCE
ON NEW SOURCES
OF ENERGY

E/CONF.35/S/54/Summary
23 April 1961

ENGLISH/FRENCH
ORIGINAL: ENGLISH

CONFÉRENCE
DES NATIONS UNIES
SUR LES SOURCES NOUVELLES
D'ÉNERGIE

SOLAR ENERGY, WIND POWER AND GEOTHERMAL ENERGY

ÉNERGIE SOLAIRE, ÉNERGIE ÉOLIENNE ET ÉNERGIE GÉOTHERMIQUE

Agenda item/Point de l'ordre du jour:

II.C.1.(a) -

Use of solar energy for mechanical power and electricity production -
By means of piston engines and turbines

Utilisation de l'énergie solaire pour la production d'énergie
mécanique et d'électricité -
Au moyen de moteurs alternatifs et de turbines

SMALL TURBINE FOR SOLAR ENERGY POWER PACKAGE

By H. TABOR and L. BRONICKI
National Physical Laboratory of Israel

PETITE TURBINE POUR CENTRALE AUTONOME
A ENERGIE SOLAIRE

Par H. TABOR et L. BRONICKI
Laboratoire national de physique d'Israël

PAPERS HAVE BEEN CONTRIBUTED TO THE UNITED NATIONS CONFERENCE ON NEW SOURCES OF ENERGY BY INVITATION AND ARE FOR DISTRIBUTION AS WORKING PAPERS FOR THAT CONFERENCE. THEY ARE PUBLISHED AS PRESENTED BY THE AUTHORS, AND THE CONTENTS AND THE VIEWS EXPRESSED ARE THOSE OF THE AUTHORS.

(See notes overleaf)

LES AUTEURS ONT PRESENTE SUR INVITATION A LA CONFERENCE DES NATIONS UNIES SUR LES SOURCES NOUVELLES D'ENERGIE DES MEMOIRES QUI SERONT DISTRIBUES COMME DOCUMENTS DE TRAVAIL DE LA CONFERENCE. CES MEMOIRES SONT PUBLIES TELS QUE LES AUTEURS LES ONT REDIGES ET LES VUES QU'ILS CONTIENNENT SONT CELLES DES AUTEURS.

(Voir notes au verso)

NOTES

1. The working languages of the Conference are English and French. All papers contributed are reproduced in one or other of these two languages. Where a paper has been reproduced in both working languages for the convenience of a rapporteur, both language versions are provided as part of the Conference documentation.

2. Where any paper has been contributed in one of the official languages of the UN other than English or French, then it has been made available to the conference in that language. A translation of such papers in either English or French (according to the request of the relevant rapporteur) is provided.

3. Summaries of all papers, as presented by the authors, will be available in both working languages—English and French. Summaries will not include diagrams and photographs and should be read in conjunction with the paper proper, which will bear the same reference number as the summary.

4. Papers and summaries will not be generally available for distribution to other than participants and contributors to the Conference until after the Conference, under publication arrangements to be announced.

1. Les langues de travail de la Conférence sont l'anglais et le français. Tous les mémoires présentés sont reproduits dans l'une ou l'autre de ces deux langues. Lorsqu'un mémoire est reproduit dans les deux langues de travail sur la demande d'un rapporteur, la version anglaise et la version française du mémoire font toutes deux parties de la documentation de la Conférence.

2. Lorsqu'un mémoire est présenté dans une langue officielle de l'ONU autre que l'anglais ou le français, il est publié dans cette langue. Les mémoires appartenant à cette catégorie sont en outre publiés en traduction anglaise ou française (selon la demande du rapporteur chargé du sujet considéré).

3. Des résumés de tous les mémoires, établis par les auteurs eux-mêmes, seront publiés dans les deux langues de travail: anglais et français. Les résumés ne contiendront ni diagrammes ni photographies, et il conviendra de les rapprocher du mémoire lui-même, qui portera le même numéro de référence que le résumé.

4. Les mémoires et les résumés ne pourront en général être distribués à des personnes autres que les participants et les auteurs qu'après la Conférence et selon des modalités de publication qui seront annoncées ultérieurement.

Small Turbine for Solar Energy Power Package

H. Tabor and L. Bronicki

(National Physical Laboratory of Israel)

SUMMARY

PART I. The Turbine

A small power unit, of a few horsepower capacity, operated by sunshine, is a highly desirable goal. Steam engines and turbines in these sizes are all of very low efficiency - usually less than 5% - resulting in the need for very large collectors. Small steam turbines are inefficient because of small dimensions and high disc losses whilst small engines cannot exploit the full expansion of the steam.

Following D'Amelio, who pointed out the advantages of using a high molecular weight fluid in place of steam, the question of efficiency has been given special study.

It is shown that whilst with steam at moderate temperature - say 150 - 200°C - it is not possible to make a small turbine efficient, the use of heavy fluids makes high efficiency possible. The reasons for choosing a turbine rather than an engine are given. It is shown that the turbine can be a simple single wheel impulse type.

The working fluid should satisfy four conditions:

- (1) The molecular weight should be over a hundred and preferably several hundred.
- (2) The boiling point should be between 100 - 150°C. This is largely a consequence of the need to keep the disc friction low whilst avoiding too high a vacuum in the condenser.

- (3) The fluid should be chemically stable and non-corrosive.
- (4) The temperature-entropy diagram should be the correct shape. In this respect it is shown that whereas water shows a negative slope on the boundary between the liquid plus vapour phase and the pure vapour phase, hydrocarbons show a positive slope that seems to increase with increase in molecular weight. This results in a low cycle efficiency. An ideal fluid should have an almost zero slope, and a few liquids such as carbon tetrachloride and monochlorobenzene approach the ideal shape. It appears that the shape is predominantly a function of the number of atoms in the molecule (not of their kind) and that this should be about 5-10.

Of sixteen fluids studied as possibilities only one satisfies all the above conditions, viz monochlorobenzene - which is also cheap. (Dichlorobenzene is preferable for very small turbines because its higher boiling point (180°C) gives lower disc losses).

The fourth condition can be discarded by use of a new cycle, a modification of the Rankine cycle. Expansion in nozzles of saturated vapour of a fluid with a positive slope results in excessive superheating. The superheat can be used to preheat the feed to the boiler by means of a feed back counter-flow heat exchanger. It is shown that the resultant cycle **is largely independant of the fluid so that fluids with very bad T-S** diagrams can be used. In some cases as much as 50% of the feed heat is supplied from the feed-back. In addition to "correcting" the shape of the T-S diagram, the feedback also recoups part of the internal heat losses.

A turbine in the 2-10 Kw^{x)} range has been designed, in the first instance for monochlorobenzene where the **feedback** heat exchanger adds only 5% to the efficiency and has therefore been omitted. Disc speed is 18,000 RPM with a 6:1 reduction gear. Design temperature 150°C. (The use of a much heavier fluid - with the feedback heat exchanger - which will result in lower speeds and possibly eliminating the gearbox will be studied later).

x) The 10 Kw unit has 10 nozzles and 100% admission: the 2 Kw unit is identical but has only 2 nozzles.

Calculated losses other than nozzle and blade losses, are 4.5% for the 10 Kw unit and 17% for the 2 Kw unit, both at full load. Taking the nozzle-blade efficiency as 0.77 the following computed efficiencies are obtained:

Temperature Range	10 KW		2 KW	
	Full Load	Half Load	Full Load	Half Load
140°C - 30°C	.165	.158	.147	.128
160°C - 30°C	.181	.173	.162	.141
180°C - 30°C	.196	.187	.175	.152
200° - 30°C	.215	.205	.192	.166

Thus efficiencies of the order of 15-20% are obtained in the middle temperature range. Initial tests just commenced on the first experimental model show that efficiencies close to the computed values are to be expected. (A second model, as part of a complete power package including heat storage, is now in design).

These efficiencies, with the moderate input temperature of 150°C are several times better than those of other small heat engines. As shown in Part II such efficiencies make small solar power packages economically attractive.

Part II. Economic Aspects of the Small Power Package.

Seven factors contribute to the cost of power from a solar power package, viz. amount of sunshine, collector efficiency turbine efficiency, load factor, capital charges on the cost of the components, maintenance costs and the exploitation factor X i.e. the fraction all the power produced that is consumed. The last is assumed to be unity: for any other value the cost of solar power is increased by the factor $\frac{1}{X}$. Maintenance costs are omitted from the calculation, as are selling \bar{X} and erection costs.

Formulae are set up for computing the cost of the power due to the first five factors and assuming that the capital charges on the turbine and other mechanical parts are half those on the collector. For example the collector life is taken as six years with 14-16 years for the other components.

A linear relationship exists between $\frac{p}{E_c}$ and $\frac{C}{Q_s}$, where p is the cost of power, J_c is the annual capital charges $\frac{J_c}{E_c}$ rate, C is the cost of the collector per sq. m. and E_c is the collector efficiency. This form of presentation makes a single graph suitable whatever values of J_c , C or E_c are taken. Only if the cost of some component - such as the storage unit - or the turbine efficiency is changed is a new graph required. Allowance for annual solar insolation Q_s other than the assumed value of 2000 KwHr per sq.m. is made by substituting for the actual cost of the collector C the quantity $2000 C/Q_s$.

Four examples are considered: 10 Kw and 2 Kw units with heat storage facilities for 5000 hours per year of equivalent 100% output, i.e. 58% annual load factor and 2500 hours. From Part I the turbine efficiencies are taken as 18% for the 10 Kw unit and 14% for the 2 Kw unit.

Making reasonable assumptions for the cost of the components and allowing an arbitrary \$2 per 1000 Kcals for heat storage the costs of power for the four cases 10 Kw, 5000 hours, 10 Kw, 2500 hours; 2 Kw, 5000 hours, and 2 Kw, 2500 hours are: 3.4, 3.5, 4.7 and 5.2 US cents per KwHr, assuming a collector cost of \$20 per sq. m. and 40% collector efficiency. The costs per Kw installed are \$980, \$513, \$1435 and \$842 respectively. The collector component of the power cost is 83%, 81%, 76% and 69% respectively showing the importance of high turbine efficiency. For the 5000 hour units the heat storage contributes 10% to the power cost so if the heat storage unit were six times as expensive as assumed, the power cost would increase 50%. These costs assume a six year life for the collectors and 6% interest charges. (For 8% interest charges the costs are 6.4% higher.)

The power costs given compare very favourably with power produced by other small size prime movers.

PETITE TURBINE POUR CENTRALE AUTONOME A ENERGIE SOLAIRE

H. Tabor et L. Bronicki

(Laboratoire national de physique d'Israël)

Résumé

lère partie- La Turbine

Un petit groupe ayant une capacité de quelques chevaux et dont l'énergie est fournie par le soleil est d'une réalisation éminemment souhaitable. Tous les moteurs et toutes les turbines à vapeur de ces dimensions ont un bien faible rendement, habituellement moins de 5%, ce qui exige l'emploi de collecteurs de très grandes dimensions. Les petites turbines à vapeur doivent ce mauvais rendement à leurs faibles dimensions et aux pertes considérables au rotor, tandis que les petits moteurs ne peuvent pas pleinement exploiter la détente de la vapeur.

Guidés par d'Amelio, qui a souligné les avantages de l'emploi d'un liquide à poids moléculaire élevé en lieu et place de la vapeur d'eau, on a particulièrement étudié la question du rendement.

On démontre que, lorsque l'on travaille avec de la vapeur d'eau à des températures modérées - entre 150 et 200° C -, ceci ne permet pas de tirer un grand rendement d'une petite turbine, tandis que l'emploi des fluides lourds permet d'augmenter ce rendement. On examine les raisons qui militent en faveur d'une turbine, plutôt que d'un moteur à piston. On démontre que la

turbine peut être du type simple, à impulsion à un seul rotor.

Le fluide moteur doit remplir quatre conditions:

- 1) Son poids moléculaire doit dépasser une centaine d'unités et, de préférence, atteindre plusieurs centaines d'unités.
- 2) Son point d'ébullition doit être compris entre 100 et 150° C. Ceci, dans une large mesure, est une conséquence du besoin de maintenir au minimum le frottement du rotor tout en évitant d'avoir besoin d'un vide trop poussé dans le condenseur.
- 3) Le fluide employé doit être chimiquement stable et non-corrosif.
- 4) Le diagramme qui donne l'entropie en fonction de la température doit avoir la forme appropriée. Sur ce plan on démontre que, tandis que l'eau fait apparaître une pente négative sur la ligne qui sépare la phase liquide + vapeur de la phase vapeur pure, les hydrocarbures donnent une pente positive, qui semble augmenter avec le poids moléculaire. Ceci donne un faible rendement pour le cycle. Un fluide idéal doit avoir une pente presque nulle et rares sont les liquides qui, à l'instar du tétrachlorure de carbone et du monochlorobenzène, s'approchent de la forme idéale. Il semble que la forme du diagramme est essentiellement fonction du nombre des atomes qui en constituent la molécule (et non pas de leur nature), nombre qui doit être de l'ordre de 5 à 10.

Sur un total de seize fluides étudiés quant à leurs possibilités, un seul remplit toutes les conditions mentionnées ci-dessus, à savoir le monochlorobenzène, lequel est également bon marché (le dichlorobenzène est à préférer pour les très petites turbines, étant donné que son point d'ébullition plus élevé - 180° C - permet de réduire les pertes dans le rotor).

La quatrième condition peut être éliminée en se servant d'un cycle nouveau ou modifié de Rankine. La détente d'une vapeur saturée d'un liquide à pente positive par des tuyères provoque une surchauffe excessive. On peut l'exploiter pour le réchauffage du liquide d'alimentation à la chaudière au moyen d'un échangeur de chaleur à contre courant et à retour. On démontre que le cycle qui en résulte est largement indépendant du fluide, permettant l'emploi de ceux dont le diagramme T-S est très mauvais. Dans certain cas, la fraction de chaleur fournie par la réaction ou retour atteint 50%. Ne se limitant pas à corriger la forme du diagramme T-S, la réaction permet de récupérer également une partie de la chaleur perdue à l'intérieur du système.

On a réalisé une turbine dans la gamme allant de 2 à 10 kW^(x) dans le premier cas pour du monochlorobenzène, où l'échangeur de chaleur à réaction n'ajoute que 5% au rendement et a donc été laissé de côté. La vitesse du rotor est de 18.000 t/m, avec un train réducteur 6:1. La température nominale de fonctionnement est de 150°C (l'emploi d'un fluide beaucoup plus lourd, avec l'échangeur de chaleur à réaction ou retour, qui donnera de moindres vitesses et éliminera peut-être le train réducteur sera étudié par la suite).

Les pertes calculées, autres que celles dans les tuyères et l'aubage, atteignent 4,5% pour le groupe de 10 kW et 17% pour le groupe de 2 kW, les deux à pleine charge. Si on admet que le rendement du système tuyères-aubes est de 0,77, on obtient les rendements globaux suivants par le calcul:

Gamme de températures	10 kW		2 kW	
	Pleine charge	demi-charge	Pleine charge	Demi-charge
140°C - 30°C	.165	.158	.147	.128
160°C - 30°C	.181	.173	.162	.141
180°C - 30°C	.196	.187	.175	.152
200° - 30°C	.215	.205	.192	.166

On réalise donc ainsi des rendements de l'ordre de 15 à 20% dans la gamme des températures moyennes. Les premiers essais ont juste été commencés sur le premier modèle expérimental et ils révèlent que des rendements voisins de ceux qui sont calculés peuvent être attendus (Un deuxième modèle, qui fait partie d'une installation complète, avec accumulation de chaleur, est actuellement à l'étude).

Ces rendements, pour une température d'admission modérée de 150° C, sont de plusieurs fois supérieurs à ceux d'autres petits moteurs thermiques.

Ainsi que l'indique la deuxième partie, ces rendements donnent un caractère économiquement attrayant aux petits groupes à énergie solaire.

- x) Le groupe de 10kW a 10 tuyères et 100% d'admission, le groupe de 2 kW est identique mais n'a que deux tuyères.

Deuxième partie - Aspect économiques de l'Installation.

Sept facteurs interviennent dans l'établissement du prix de revient de l'énergie fournie par un système solaire c'est-à-dire la quantité de soleil, le rendement du collecteur, celui de la turbine, le facteur de charge, les investissements en capital représentés par le prix des éléments constitutifs du système, les frais d'entretien et le facteur d'exploitation X c'est-à-dire la fraction de l'énergie produite qui est consommée. Cette dernière est supposée être égale à l'unité: pour toute autre valeur, on multiplie le coût de l'énergie solaire par un facteur 1. Les frais d'entretien sont laissés de côté dans les calculs, ainsi que * les frais de vente et de construction.

On établit des formules pour le calcul du prix de revient de l'énergie dans la mesure où il est déterminé par les cinq premiers facteurs et en admettant que les investissements de capitaux au titre de la turbine et des autres pièces mécaniques sont moitié de ceux qui correspondent au collecteur. Par exemple, la durée de service de ce dernier est supposée être de six ans, quatorze à seize ans s'entendant pour les autres éléments.

Il existe un rapport linéaire entre $\frac{p}{Jc}$ et $\frac{c}{E_c}$ expressions dans lesquelles p est le prix de l'énergie, Jc représente les frais annuels qui grèvent les capitaux, C le prix du collecteur par mètre carré et E_c le rendement du collecteur. Cette forme de présentation permet l'emploi d'un graphique unique quelles que soient les valeurs de J_c , C ou E_c . Ce n'est que si le prix d'un élément quelconque, tel que celui qui correspond à l'accumulation, où le rendement de la turbine, est modifié, qu'il faut un nouveau graphique. On peut envisager insolation annuelle Q_s différente de la valeur supposée de 200.000 kW/hm² en substituant la quantité $2.000 C/Q_s$ au prix réel du collecteur C.

On envisage quatre exemples: des groupes de 10 kW et 2 kW avec des moyens d'emmagasiner la chaleur pendant cinq mille heures par an d'un débit équivalant à 100% c'est-à-dire, un facteur annuel de charge de 58%, et 2.500 heures. On prend, dans la première partie, des rendements de turbine ne dépassant pas 18% pour le groupe de 10 kW et de 14% pour le groupe de 2 kW.

En faisant des hypothèses raisonnables pour les prix des éléments constitutifs et en prévoyant arbitrairement \$2 par 1000 kcal. pour l'emmagasinage de la chaleur, le coût de l'énergie pour les quatre cas, 10 kW:5000 heures; 10 kW: 2500 heures; 2 kW: 5000 heures et 2 kW:2500 heures; s'établit à 3,4 3,5 4,7 et 5,2 cents de dollar des Etats-Unis par kW/h, en admettant que le collecteur revienne à \$20 par m² et que le rendement de ce collecteur soit de 40%. Les frais par kW installé sont de \$980, \$513, \$1435,

\$842 respectivement. Le collecteur représente 83% des frais, ainsi que 81%, 76% et 69% respectivement, ce qui souligne l'importance d'un fort rendement pour la turbine. Pour les groupes à 5.000 heures, l'emmagasinement de la chaleur représente 10% des frais d'énergie si bien que, si le groupe d'emmagasinement de la chaleur coûtait six fois plus cher qu'il n'a été supposé, les frais de production d'énergie augmenteraient de 50%. Ces frais supposent une durée de service utile de 6 ans pour les collecteurs et des intérêts annuels de 6%. (Pour un intérêt de 8%, les frais monteraient de 6,4%).

Les prix donnés pour cette énergie peuvent soutenir une comparaison très favorable avec celles que produisent d'autres petits groupes.

