NASA TT F-10,441

GPO PRICE $ _____

CFSTI PRICE(S) $ _____

Hard copy (HC) 3.00

Microfiche (MF) .65

ff 653 July 65

A STUDY OF THE RADIAL-AXIAL-FLOW TURBINE WITH LOW BLADE HEIGHTS AND LARGE CLEARANCES

L. N. Odivanov, A. P. Tunakov

NASA TT F-10, 441

Translation of "Issledovaniye radial'no-osevoy turbiny s malymi vysotami lopatok i s bol'shimi zazorami."
Aviatsionnaya Tekhnika, No. 1, pp. 133-144, 1964.

N67 15558
(ACCESSION NUMBER)
15
(PAGES)
(NASA CR OR TMX OR AD NUMBER)
(THRU)
1
(CODE)
03
(CATEGORY)
FACILITY FORM 602

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION
WASHINGTON D.C. DECEMBER 1966

A STUDY OF THE RADIAL-AXIAL-FLOW TURBINE WITH LOW BLADE HEIGHTS AND LARGE CLEARANCES

L. N. Odivanov, A. P. Tunakov

ABSTRACT

The radial-axial-flow turbine with blades of varying heights is tested. It is found that efficiency rises up to a certain blade height ($\bar{\ell}_1$ = 0.075) and efficiency decreases slightly with a further increase in blade height.

In recent years a considerable number of studies have appeared /133* on the effect of different factors on the operation of radial-axial-flow (centripetal) turbines, but their findings are rather incomplete, and in some cases even contradictory. The results of the studies often depend substantially on the nature of the experimental turbine.

In constructing our experimental turbine, the basis used was the turbine from the previously studied TKR-14 turbocompressor (Ref. 5). Its actual efficiency during tests in air did not exceed 0.65. To raise its efficiency, our previous work recommended the following:

(1) Increasing the over-all diametrical dimensions of the collection chamber;

(2) Displacing the baffle between the two halves of the nozzle box in the direction of rotation;

(3) Eliminating stagnant wakes in the collection chamber;

(4) Using modern aerodynamic shapes for the nozzle blades which have low sensitivity to a change in angle of attack;

(5) Decreasing the angle of attack at rotor-wheel inlet; this may be done by decreasing angle α_1 and at the same time raising the height of the nozzle blades to keep turbine discharge capacity unchanged;

(6) Reducing degree of reaction by enlarging rotor discharge area;

(7) Installing a shaped shield (coque) to eliminate sudden expansion at exit from the rotor wheel;

---

* Numbers in the margin indicate pagination in the original foreign text.

(8) Increasing exit angle α_2 of flow from the turbine and making the outlet closer to an axial one, particularly in the peripheral part;

(9) Improving deburring of the rotor wheels after casting, particularly around the exit edges;

(10) Enlarging radial clearance between the nozzle box and the rotor wheel;

(11) Installing thermal insulation between the turbine and bearing body to decrease heat losses to the water coolant; and

(12) Using a shaped end wall in the nozzle box.

Conditioning the Turbine

Some of these recommendations were experimentally verified when operating the turbine in cold air with a pressure drop of $p_o/p_2 \approx 1.52$. In /134 the first series of experiments, the effective torque developed by the turbine was measured from deflection of the body of an electric brake with

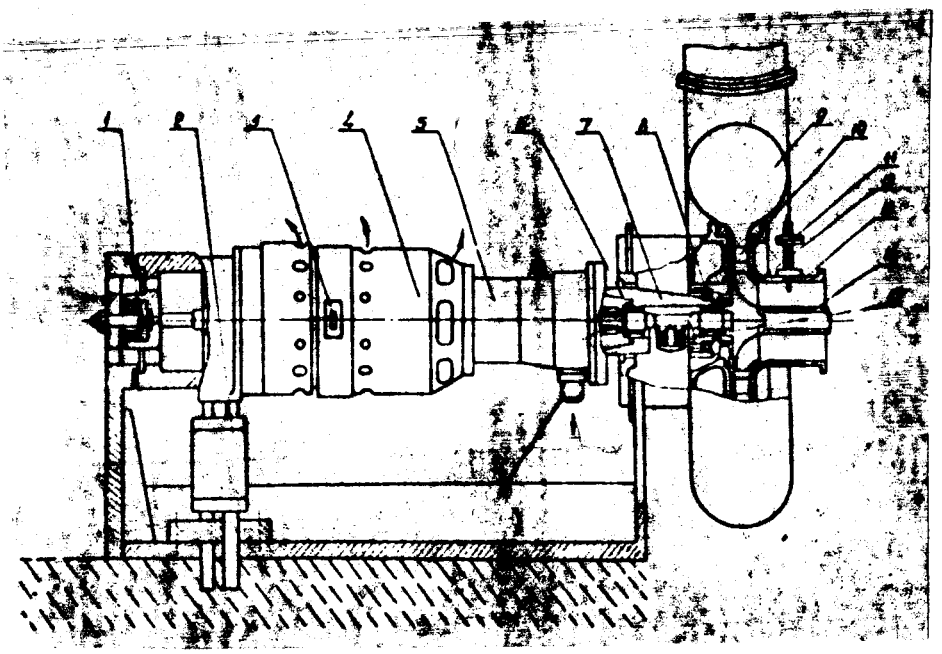


Figure 1

Diagram of Experimental Turbine

1 - Bearing; 2 - Flexible tube; 3 - Lever; 4 - 18-kw generator; 5 - Reducer; 6 - Floating collar; 7 - Support; 8 - Bearing; 9 - Receiver; 10 - Nozzle blade cascade; 11 - Air-pressure meter; 12 - Rotor wheel; 13 - Exhaust duct; 14 - Stationary shielding; 15 - rpm pickup.

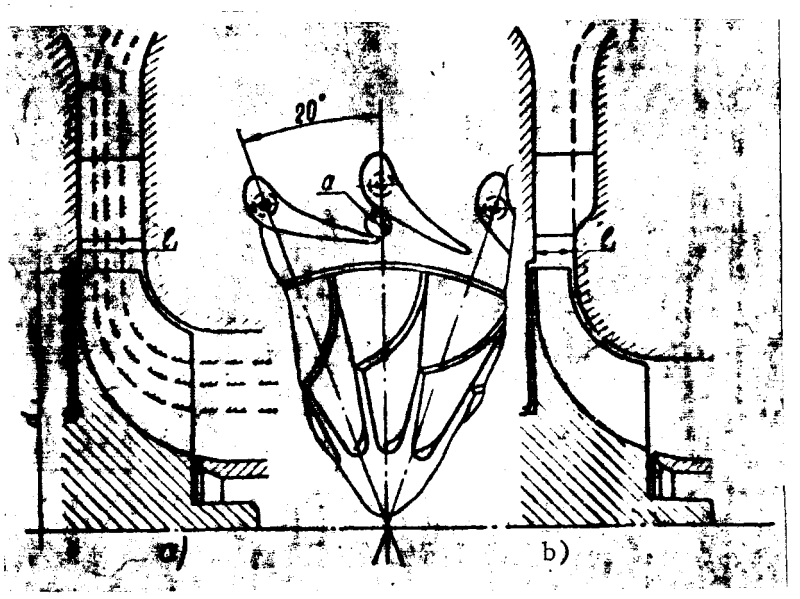


Figure 2

Diagram of Turbine Blading at Various Blade Heights

---

a reducing gear. Internal turbine torque was ascertained as the sum of the effective torque and frictional moment in the bearings. The latter was found by measuring frictional moment while specially cranking the shaft with a weight instead of the turbine rotor wheel.

At low blade heights, tests of which we were to conduct later, the turbine's internal power had to be appreciably reduced and had to be commensurable with friction force in the bearings; otherwise measuremental error would have risen.

Therefore, the running part of the turbine was reconstructed for indirectly measuring the internal moment.

A sketch of this version of the experimental turbine with the braking apparatus is shown in Figure 1.

The sliding bearings of the turbine with their floating collars 6 are mounted in the separate support 7, which may move back and forth slightly relative to the axis of rotation on roller bearing 8. Thrust bearing 7 is rigidly connected by means of reducer housing 5 to generator housing 4, the rear section of which is mounted on roller bearing 1. The turbine bearing support and the housings of reducer and generator may thus swing on two roller bearings; this permitted measurement of the reactive torque on them, this torque being equal to internal moment of the turbine. The pull from the torque was measured on dial scales by means of lever 3.

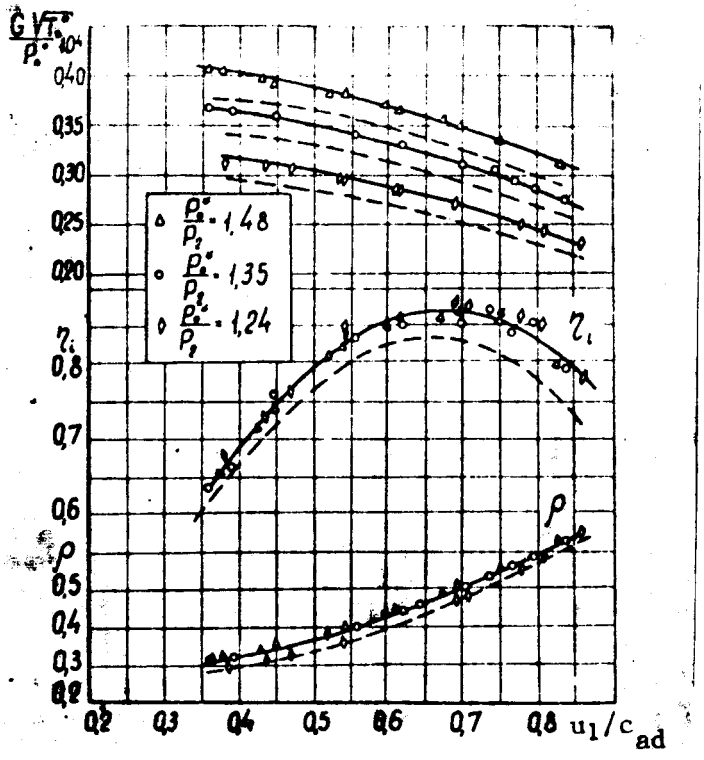


Figure 3

Characteristic of Turbine with Shaped End Wall in Nozzle Box

The table gives results of conditioning the turbine.

Number in order	Alterations to turbine	a/t	α_1 (roughly)	ℓ_1	η_e	η_1 /135
1	Original turbine	0.457	27.2	16.5	0.65	0.71
2	New nozzle box	0.278	15	16.5	0.72	0.79
3	Toroidal receiver and shield	0.278	15	16.5	0.76	0.84
4	a/t reduced	0.257	13	16.5	--	0.813
5	Height of nozzle blades reduced	0.257	13.5	10.5	--	0.83
6	Shaped nozzle box wall	0.257	14.5	10.5	--	0.87

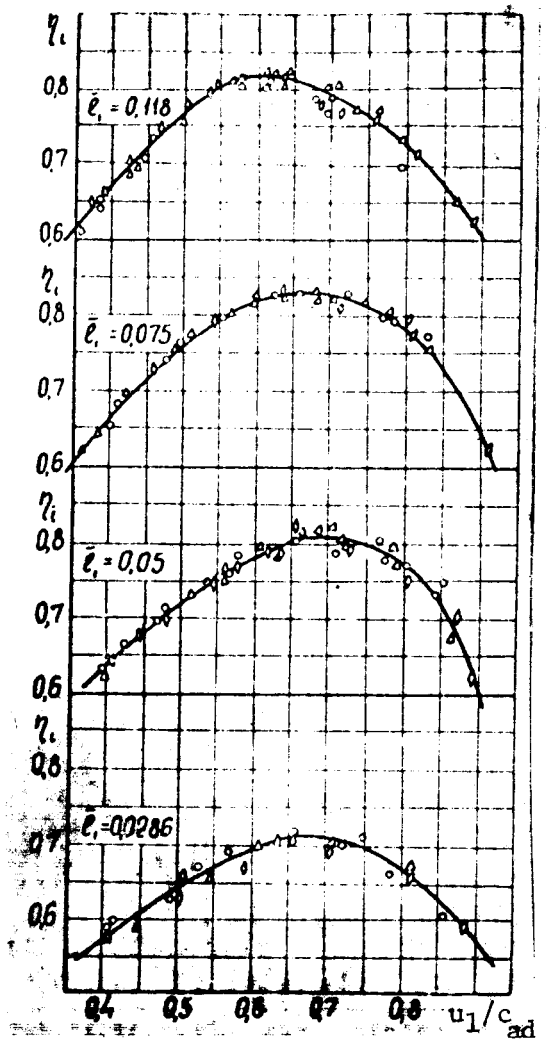


Figure 4

Dependence of Internal Efficiency of Turbine on u_1/c_{ad} at Different Blade Heights

($\Delta - p_0^*/p_2 = 1,48$, $\circ - p_0^*/p_2 = 1,35$, $\Diamond - p_0^*/p_2 = 1,24$).

The turbine of a TKR-14 turbo-compressor with a rotor wheel diameter of d_1 = 140 mm with no alterations was used as the initial version (1). Angle α_1 in the turbine with the new nozzle box (2) was appreciably reduced, so that at the input to the rotor wheel, under peak efficiency conditions, there were small positive angles of attack. Height of rotor wheel blades remained unchanged. This led to a substantial decrease in degree of reaction and air flow-rate through the turbine, and likewise enlarged angle α_2. Figure 2 shows

the contour used for the nozzle blades. All the blades had the same entry angle; therefore, half of them operated at large attack angles (up to 60°). Nevertheless, this alteration increased internal efficiency of the turbine by 8%.

In the next turbine alteration (3), the collection chamber was replaced by a toroidal receiver of increased diameter. Instead of a shield, a stationary cowling was installed at the rotor wheel discharge, making it possible to eliminate sudden expansion of the flow. These improvements raised internal efficiency of the turbine by 5%.

It was decided to reduce angle α_1 a bit more by changing the angle at which the nozzle blades were set, but this proved to be a mistake and led to an approximately 2.5% reduction in turbine efficiency. This angle was subsequently again increased (in experiments with lower blade height and shaped wall). /136

The next alteration of the turbine (5), reduced the height of nozzle blades and moving blades, while retaining the ratio of the areas which were normal to the flow at the rotor wheel input and output. Decreasing the blade height resulted in reducing the curvature of the end wall, the mean diameter at the output of the wheel, and in increasing the average β_2 angle.

This raised turbine efficiency by 1.5%.

In the last alteration (6), the turbine wheel was left unchanged, but one of the end walls in the nozzle box was replaced by a shaped wall in conformity with the recommendations of MEI (Moscow Power-Engineering Institute) (Ref. 2). Its contour is shown in Figure 2b. The findings of the Moscow Power-Engineering Institute indicate that the shaped wall reduces losses in the nozzle box from 5.1% to 2.5%. The effect of the shaped wall is obviously not restricted to this. It also must improve uniformity of flow at the input of the rotor wheel, especially around the end walls, and, consequently, must reduce losses in the rotor wheel. Therefore, turbine efficiency must be raised to a greater degree than simply reducing losses in the nozzle box. In our turbine there was a 4% rise in efficiency.

Figure 3 gives the characteristics of a turbine with a shaped wall. /137 For purposes of comparison, the broken lines denote the characteristics of a flat-walled turbine with the same blade height. With a slight change in pressure ratio, the efficiency and degree of reaction hardly varied. The shaped wall resulted in a perceptible increase in delivered flow through the turbine, which may be explained by an increase in angle α_1 and flow coefficient of the nozzle box. The degree of reaction also increased slightly.

The result produced by conditioning the turbine was to succeed in raising efficiency by 16% and bringing it to 87%, despite the small size of the turbine. It should, however, be borne in mind that these results were obtained on an experimental machine, whose receiver shape and exhaust duct are little suited

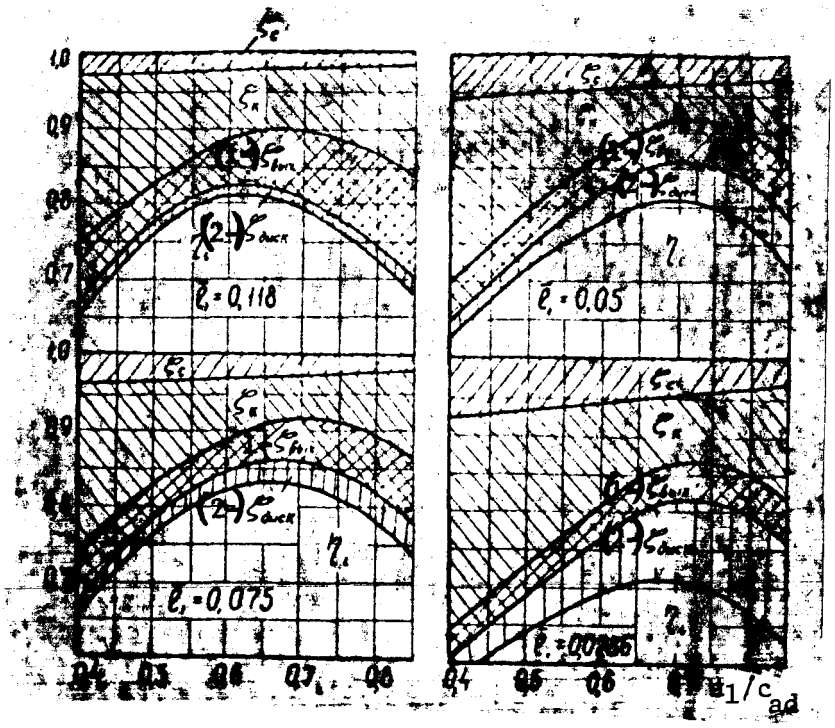


Figure 5

Diagrams of Turbine Losses /139

(1) - ζ_{output}; (2) - ζ_{disk}

to practical use.

Investigating the Effect of Blade Height

Reduction of blade height in axial-flow turbines as a rule leads to reduced efficiency. This is related to the increased percentage of tip losses and leakage losses in turbine blade cascades. The literature which we are acquainted with on radial-axial flow turbines contains very few papers on this subject. We know of a paper (Ref. 1) which gives an approximate examination of the effect of blade height on nozzle cascade efficiency in radial-flow turbines. Zaryankin (Ref. 3) computes tip losses in nozzle blade cascades on the basis of the dimension theory. The problem of the effect of blade height in the rotor wheel on turbine operation has not been studied at all, nor are there recommendations regarding the effect of blade height in the design of radial-axial flow turbines.

Experimental work on the radial-axial-flow (centripetal) turbine has been pursued to evaluate the effect of blade height on efficiency.

The tests were conducted at four blade heights. Relative blade height (the ratio of the height of the annular channel at the rotor wheel input to its diameter) $\bar{\ell}_1 = \frac{\ell_1}{d_1}$ was 0.118, 0.075, 0.050, and 0.0286. Blade height

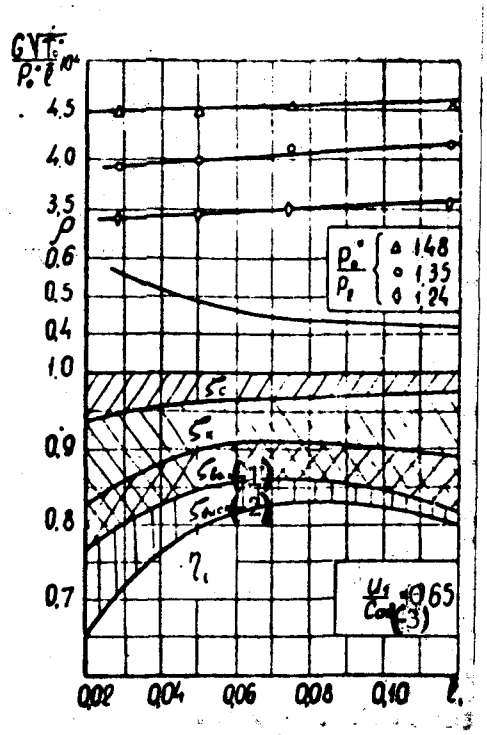


Figure 6

Turbine Characteristic as a Function of Blade Height
(1) - ζ_{output}; (2) - ζ_{disk}; (3) - u_1/c_{ad}

was reduced by trimming. Turbine blading at maximum blade height is shown in Figure 2a by the solid lines. At the lower heights, the walls of the exhaust duct are rendered by the broken lines. The radial clearance between the rotor wheel blades and the housing was approximately 0.5 mm in all tests.

The tests were made at three pressure ratios, p_o^*/p_2, of 1.48, 1.35, and 1.24.

Figure 4 gives the relationships of turbine internal efficiency μ_i to u_1/c_{ad} at the different blade heights. Efficiency was practically independent of pressure ratio at all four relative blade heights. The optimum u_1/c_{ad} ratio was 0.62-0.7. All curves had the appearance which is customary in radial-axial-flow turbines.

Maximum efficiency in these tests varied from 0.83 to 0.71.

Figure 5 shows the dependence of loss distribution in the turbine at the different blade heights on u_1/c_{ad}.

It follows from the graphs that the percentage of loss in the nozzle boxes dropped as u_1/c_{ad} rose; this was related to reduced heat transfer in the nozzles because of the turbine's increased degree of reaction. As blade height

went down, the losses in the nozzle box went up because of the rise in percentage of tip losses. The proportion of disk friction losses grew for two reasons as blade height decreased. First, because of decreased air /138 flow through the turbine, and, secondly, because of enlarged friction surface on the discharge wall.

As is evident from the graphs, the losses in the rotor wheel, taking into account the losses through the radial clearance between the rotor wheel and the housing at all blade heights were minimum at $u_1/c_{ad} \approx 0.65$-0.7.

Rotor wheel velocity coefficient ψ was figured for relative blade height $\ell_1 = 0.075$. The maximum rotor wheel velocity coefficient of 0.78 was obtained at the positive attack angle $i \approx 30°$. This corroborates the previously known fact (Ref. 7) that velocity coefficient ψ usually reaches its maximum at positive attack angles. Minimum losses in the wheel as blade height changed were obtained at $\bar{\ell}_1 \approx 0.05$, and comprised about 5% of the total heat drop. At first glance, it seems that at great blade height the losses in the rotor wheel should be the least, since -- as blade height rises -- the portion comprised by tip losses within the total losses grows smaller. The existence of an optimum may be attributed to the opposite effect exerted on total rotor wheel losses by tip losses, on the one hand, and by losses in flow deflection, on the other hand (flow deflection occurs both in the meridian plane and in the circumferential direction). Losses in flow deflection are known to decrease as smoothness of deflection increases, i.e., as the ratio of hydraulic diameter to average deflection radius becomes smaller. Therefore, at low blade heights the losses in flow deflection are reduced. Total losses resulting from this have a certain mimimum in the given case when $\bar{\ell}_1 \approx 0.05$.

Figure 6 shows how loss distribution, reaction degree ρ, and ratio of delivered flow to relative blade height depend on relative blade height when $u_1/c_{ad} = 0.65$.

Ratio of delivered air flow to relative blade height, $\dfrac{G\sqrt{T_0^*}}{p_0^*\,\bar{\ell}_1}$ /140

decreases at low blade heights; the explanation for this is the increased degree of reaction.

Effect of Radial Clearance on Turbine Efficiency

A number of studies have been devoted to the effect of the radial clearance -- i.e., the clearance between the rotor wheel blades and the housing -- on the operation of the radial-axial-flow turbine.

The effect of the radial clearance was first studied in a paper by A. Ye. Kovalevskaya (Ref. 4). The research was conducted on an air turbine by a method of trimming the rotor blading. Input into the rotor wheel was nonradial ($\beta_{1G} < 90°$). The test results showed that varying the axial input clearance within wide limits (without changing the radial discharge clearance) had

/141

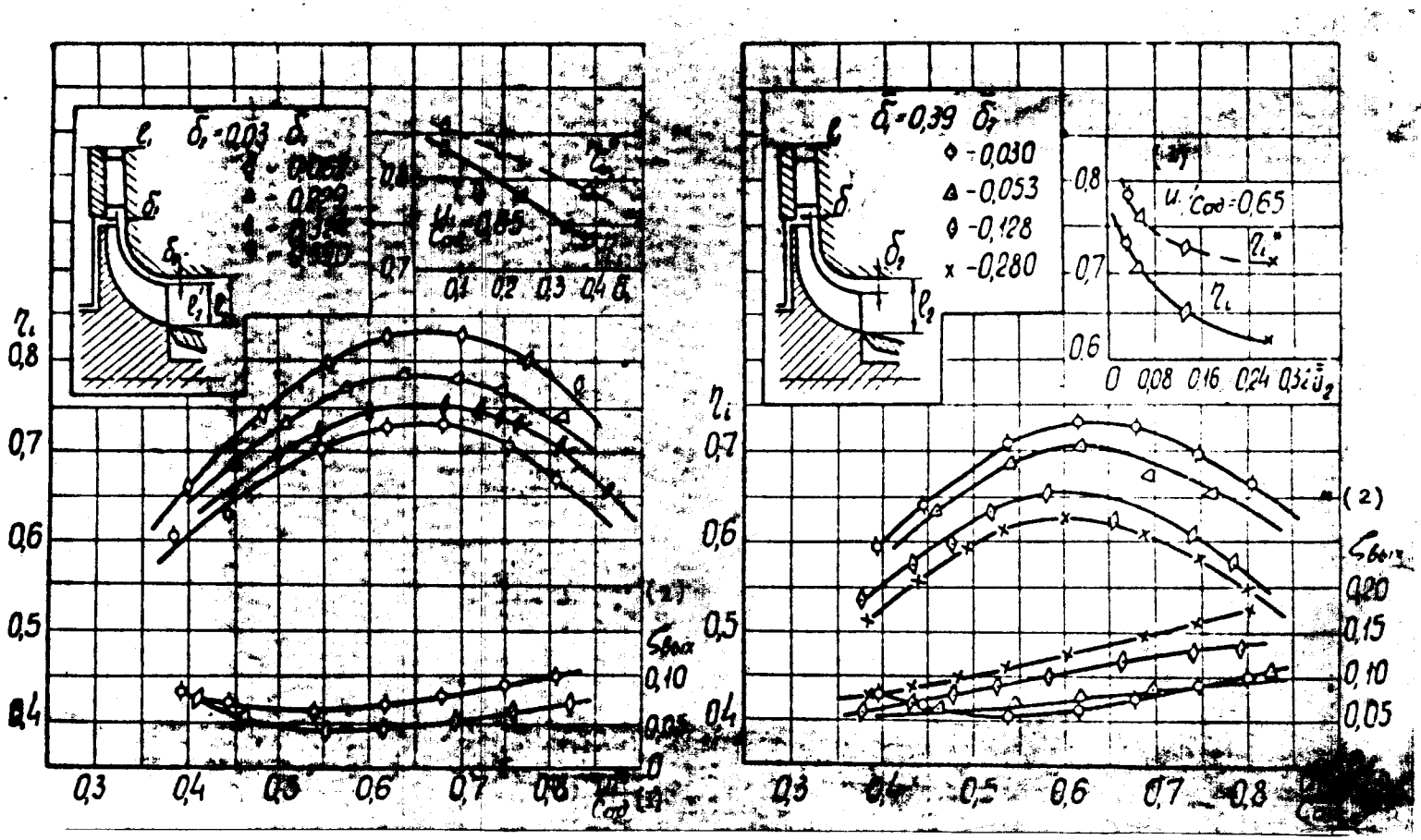


Figure 7

Turbine Characteristic at Different Radial Clearances

(1) - u_1/c_{ad}; (2) - ζ_{output}

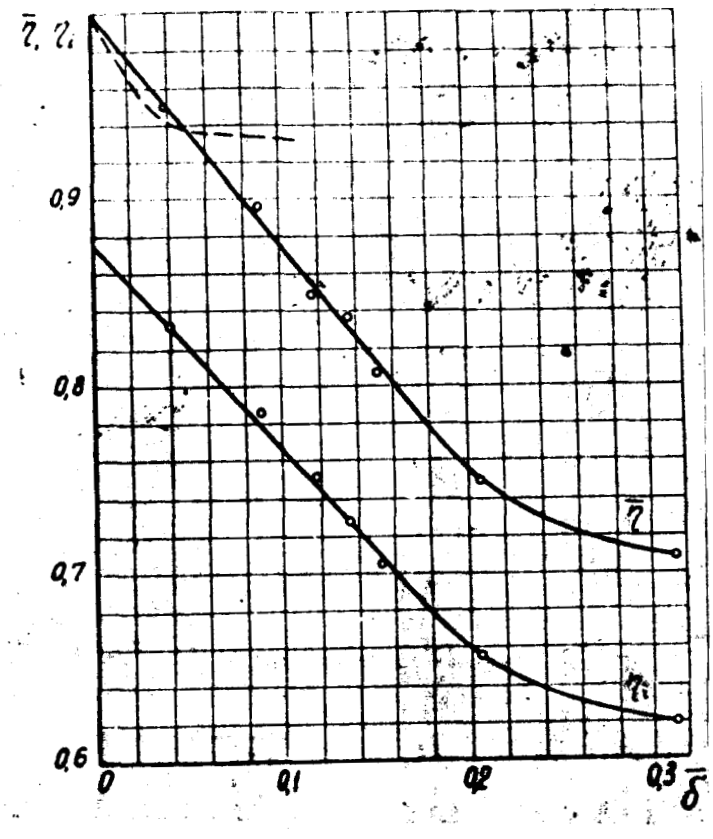


Figure 8

Dependence of Turbine Efficiency on Average Relative Radial Clearance

---

practically no effect on turbine efficiency. Simultaneous enlargement of the whole radial clearance by 1% led to an efficiency drop of 1 to 1.5%.

Rozenberg et al. (Ref. 7) calculated the efficiency loss when increasing the radial clearance by using the empirical formula

$$\eta_i = \eta_{i(\delta=0)} \left(1 - 1.3 \frac{\delta}{\ell'_{av}}\right),$$

where δ is average radial clearance, and

ℓ'_{av} -- average blade height.

Valdenazzi's article (Ref. 8) makes an attempt theoretically to determine losses in the radial clearance. A number of rough assumptions were made when deriving the formula he proposes. For example, it was assumed that all the energy of the fluid flowing through the radial clearance into the adjacent channel is lost. The formula was not experimentally verified.

A certain contradiction in results indicates the effect of rotor wheel design on degree of clearance losses.

Turbines with various radial clearances were tested in order to amass experimental data. The clearance effect was examined at a relative blade height of $\bar{\ell}_1 = 0.075$.

The radial clearance was changed by trimming the rotor wheel blading. Tests were first carried out by changing the input radial clearance δ_1 (Figure 7). The rotor wheel was trimmed in accordance with the same pattern used when the wheel was fabricated to give the minimum clearance with the housing. Here discharge radial clearance δ_2 remained constant. Its relative value was $\bar{\delta}_2 = \frac{\delta_2}{\ell_2} = 0.03$.

The second group of tests was conducted with a constant maximum clearance δ_1 and with a variable clearance δ_2. Here the relative value $\bar{\delta}_1 = \frac{\delta_1}{\ell_1}$ was 0.39. Measurements showed that with the minimum clearances the pressure distribution along the pitch of the nozzle box was customary on both sides (i.e., there was a pressure minimum in the wake of the nozzle blade edge and maximum in the center of the nozzle channel). As clearance became larger, /142 the nature of pressure distribution on the discharge wall changed: Pressure became equalized because of vorticity in the clearance region. Average pressure on both walls was practically the same.

The traverse nature of the flow at the turbine outlet showed that flow outlet angle α_2 and delivered outlet velocity λ_2 rose sharply in the region of the clearance as the clearance grew larger. The explanation for this lies in the fact that -- as the clearance gets larger -- the air on the periphery delivers less of its energy to the rotor wheel blading.

Figure 7 shows the turbine characteristics at different radial clearances. The dependence of maximum efficiency on variation in clearance δ_1 proved to be linear. A 33% increase in relative clearance $\bar{\delta}_1$ resulted in a relative efficiency drop, $\frac{\Delta\eta_i}{\eta_i}$, of 12.7%. Discharge-loss coefficient ζ_{dis} rose from 0.045 to 0.07 (with $u_1/c_{ad} = 0.65$). As the graph shows, there was practically no change in discharge losses at low values of u_1/c_{ad} (around 0.4) as the clearance increased.

As clearance δ_2 grew larger, efficiency η_i fell in a curvilinear dependence. At the same time, the discharge losses became greater. Therefore, the curves showing the variation in internal efficiency η^*_i in the retarded parameters proved to be more gently sloping than the same curves for η_i.

Dependence of internal efficiency on average relative clearance /143 $\bar{\delta} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{\ell_1 + \ell_3}$ is shown in Figure 8. When $\bar{\delta} \leqslant 0.2$, the data points give a good approximation of a straight line. Exprapolation of this line to $\bar{\delta} = 0$ gives a nominal efficiency value of 0.876 when there is no clearance, i.e.,

$\eta_{i\ (\delta = 0)} = 0.876$. The dependence of η_i on $\bar{\delta}$ obeys the equation

$$\eta_i = 0{,}876 - 1{,}09\bar{\delta}$$

or

$$\bar{\eta} = \eta_i/\eta_{i\,(\delta=0)} = (1 - 1{,}24\,\bar{\delta}).$$

The dependence of $\bar{\eta}$ on $\bar{\delta}$ is plotted in Figure 8. Here the broken line indicates the analogous relationship according to Rozenberg (Ref. 6).

As the graph makes evident, the curves are identical in nature, but the length of their rectilinear segment is different: Rozenberg's goes to $\bar{\delta} \leqslant 0.04$; our findings take this segment to $\bar{\delta} \leqslant 0.2$.

The explanation for this incongruence in the results lies in the fact that our turbine was more efficient. Obviously, as radial clearance grows larger, turbine efficiency falls off to a certain minimum value, after which there is no more change. There was in addition, of course, the effect exerted by difference in turbine design.

Conclusions

Testing a radial-axial-flow turbine with blades of varying heights demonstrated the fact that efficiency rises up to a certain limiting blade height (in our turbine $\bar{\ell}_1 = 0.075$). Because of the increase in end wall curvature, which causes increased losses in flow deflection, a slight drop in efficiency may set in when blade height is further increased. The efficiency drop at low blade heights results fundamentally from increased disk losses and losses in the nozzles. As $\bar{\ell}_1$ fell from 0.118 to 0.0286, disk losses rose from 2 to 9%, and losses in the nozzle box from 2.2 to 5%. Losses in the rotor wheel are minimum at $\bar{\ell}_1 \approx 0.05$.

Shaping the end wall of the nozzle of the nozzle box gave an efficiency increment of 4%.

Improvement of the turbine blading thus raised efficiency from 0.71 to 0.87.

In radial-axial-flow turbines the losses due to the radial clearance between rotor wheel blading and the housing are 1-1.5% per each percent of increase in relative clearance. This is substantially less than the same losses in axial-flow turbines with unshrouded moving blades (1.4 to 2.8% of losses per each percent of radial clearance). Increase in radial clearance leads to increased discharge losses, but with low u_1/c_{ad} values there is a smaller increase in discharge losses. As radial clearance increases, flow discontinuity at rotor wheel discharge also increases. In designing a turbine with a large radial clearance, the feasibility of increasing angle α_2 must be considered.

References /144

1. Deych, M. Ye., Zaryankin, A. Ye., Sherstyuk, A.N., Dineyev, Yu. N. Issledovaniye napravlyayushikh apparatov radial'nykh turbin (A Study of Return-Circuit Rigs in Radial-flow Turbines). Nauchnyye Doklady Vysshey Shkoly, No. 4, 1958.
2. Zaryankin, A. Ye., Sherstyuk, A. N., Zatsepin, M. F. Nektoryye puti povysheniya ekonomichnosti radial'no-osevykh turbin (Some Ways to Improve Fuel Economy of Radial-axial-flow Turbines). Teploenergetika, No. 5, 1962.
3. Zaryankin, A. Ye. Kontsevyye poteri v soplovykh apparatakh radial'nykh turbin (Tip Losses in Nozzle Boxes of Radial-flow Turbines). Izvestiya Akademii Nauk SSSR, Otdeleniya Tekhnicheskikh Nauk, "Energetika i Avtomatika", No. 2, 1960.
4. Kovalevskaya, A. Ye. O vliyanii zazora mezhdu kolesom' turbiny i peredney stenkoy korpusa na effektivnost' raboty radial'nor tsentrostremitel'noy turbiny (The Effect of the Clearance Between the Turbine Rotor-Wheel and the Front Wall of the Housing on Operating Efficiency of the Centripetal Turbine). Trudy pervoy mezhvuzovskoy konferentsii po aviatsionnym lopatochnym mashinam (Proceedings of the First Inter-University Conference on Bladed Aviation Machines). Oborongiz, 1958.
5. Odivanov, L. N., Tunakov, A. P. Nekotoryye rezul'taty issledovaniya turbokompressora ripa TKP-14 (Some Results from Investigating the TKR-14 Turbocompressor). Trudy Kazanskogo Aviatsionnogo Instituta, No. 76, 1963.
6. Rozenberg, G. SH., Kostyrkin, V. F., Kastal'skiy, S. A. Rezul'taty issledovaniy radial'nykh turbin s lopatochnym i bezlopatochnym napravlyayushchim apparatom (Results of Research on Radial-flow Turbines with Bladed and Bladeless Return-Circuit Rigs). Sudovyye Gazovyye Turbiny (Marine Gas Turbines). "Morskoy Transport", Izdatel'stvo, 1961.
7. Tunakov, A. P. O poteryakh v protochnoy chasti tsentrostremitel'noy turbiny (Losses in the Blading of the Centripetal Turbine). Trudy Kazanskogo Aviatsionnogo Instituta, No. 63, 1961.
8. Valdenazzi, L. G. Loss Due to Leakage in Unshrouded Radial Impellers. IRAS, II, No. 542, 1956.

Received April 23, 1963.

Scientific Translation Service
4849 Tocaloma Lane
La Canada, California

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
№ 1 СЕРИЯ „АВИАЦИОННАЯ ТЕХНИКА" 1961

N67-15558
4
TTF-10,441
B. LAKSHMINARAYANA
A64-19377

ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ С МАЛЫМИ ВЫСОТАМИ ЛОПАТОК И С БОЛЬШИМИ ЗАЗОРАМИ

Л. Н. ОДИВАНОВ, А. П. ТУНАКОВ

За последние годы появилось значительное количество работ по исследованию влияния различных факторов на работу радиально-осевых (центростремительных) турбин. Но содержащиеся в них данные являются недостаточно полными, а в некоторых случаях и противоречивыми. Результаты работ часто существенно зависят от качества экспериментальной турбины.

За основу при ее создании была взята радиально-осевая турбина турбокомпрессора типа ТКР-14, исследованного ранее [5]. Эффективный к. п. д. ее при испытаниях на воздухе не превышал 0,65. Для его повышения в предыдущей работе рекомендовалось:

1) увеличить диаметральные габариты улитки,
2) сместить в сторону вращения перегородки между обеими половинами соплового аппарата,
3) устранить застойные зоны в улитке,
4) использовать для сопловых лопаток современные аэродинамические профили, мало чувствительные к изменению угла атаки,
5) уменьшить углы атаки на входе в рабочее колесо. Это можно сделать, уменьшая угол α_1 и одновременно увеличивая высоту сопловых лопаток для сохранения неизменной пропускной способности турбины,
6) уменьшить степень реактивности путем увеличения выходной площади колеса,
7) поставить профилированный кок для ликвидации внезапного расширения на выходе из колеса,
8) увеличить угол выхода потока из турбины α_2 и приблизить выход к осевому, в особенности в периферийной части,
9) улучшить зачистку рабочих колес после отливки, особенно около выходных кромок,
10) увеличить радиальный зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом,
11) поставить теплоизоляцию между турбиной и корпусом подшипников для уменьшения тепловых потерь в охлаждающую воду,
12) применить профилированную торцовую стенку в сопловом аппарате.

Доводка турбины

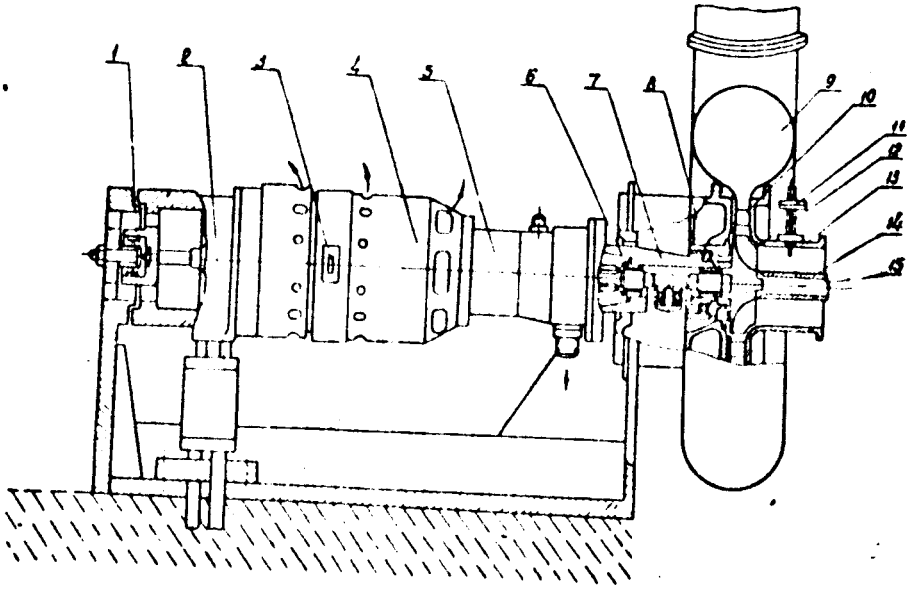
Часть этих рекомендаций была проверена экспериментально при работе турбины на холодном воздухе с перепадом давлений $p_0^*/p_2 \approx \approx 1{,}52$. В первой серии испытаний эффективный момент, развивае-

мый турбиной, замерялся по отклонению корпуса электротормоза с редуктором. Внутренний момент турбины определялся как сумма эффективного момента и момента трения в подшипниках. Последний найден измерением момента трения при специальной прокрутке вала с грузом вместо колеса турбины.

При малых высотах лопаток, испытания которых предстояли в дальнейшем, внутренняя мощность турбины должна была существенно снизиться и быть соизмеримой с мощностью трения в подшипниках, что увеличило бы погрешность измерений.

Поэтому ходовая часть турбины была реконструирована для измерения непосредственно внутреннего момента.

Эскиз этого варианта экспериментальной турбины с тормозным устройством приведен на фиг. 1.



Фиг. 1. Схема экспериментальной турбины

1 — подшипник, *2* — гибкие шины, *3* — рычаг, *4* — генератор 18 *квт*, *5* — редуктор, *6* — плавающая втулка, *7* — опора, *8* — подшипник, *9* — ресивер, *10* — сопловая решетка, *11* — пьезометрический прибор, *12* — рабочее колесо, *13* — выходной патрубок, *14* — неподвижный кок, *15* — датчик оборотов.

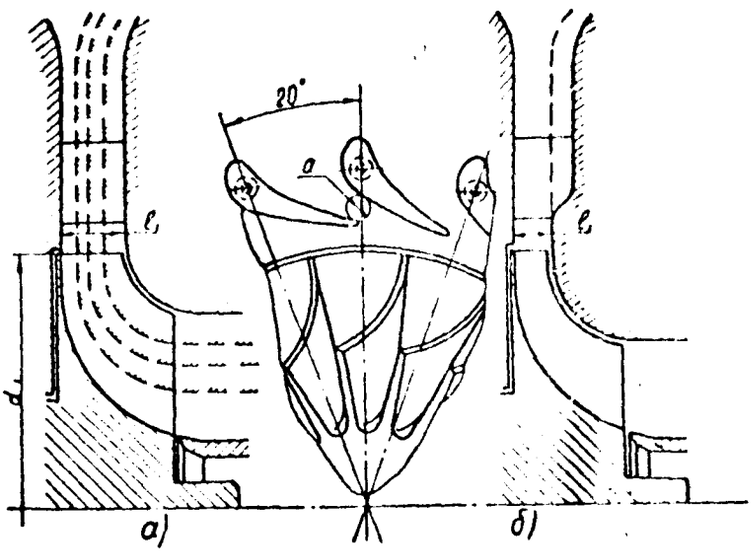
Скользящие подшипники турбины с плавающими втулками 6 установлены в отдельную опору 7, которая могла покачиваться на шариковом подшипнике 8 относительно оси вращения. Опора 7 жестко связана через корпус редуктора 5 с корпусом генератора 4, хвостовая часть которого установлена на шариковом подшипнике 1. Таким образом, опора подшипников турбины, корпус редуктора и генератор могли покачиваться на двух шариковых подшипниках, что позволяло измерить реактивный крутящий момент на них, равный внутреннему моменту турбины. Усилие от крутящего момента через рычаг 3 замерялось на циферблатных весах.

Результаты доводки турбины представлены в таблице.

...ование радиально-осевой турбины с малым ... [illegible]

№№ п/п	Переделки турбины	a/t	α_1 (ориент.)	l_1	η_c	η_t
1	Исходная турбина	0,457	27,2	16,5	0,65	0,71
2	С новым сопловым аппаратом	0,278	15	16,5	0,72	0,79
3	С тороидальным ресивером и коком	0,278	15	16,5	0,76	0,81
4	Уменьшено a/t	0,257	13	16,5	—	0,813
5	Уменьшена высота сопловых лопаток	0,257	13,5	10,5	—	0,83
6	С профилированной стенкой соплового аппарата	0,257	14,5	10,5	—	0,87

За исходный вариант (1) была взята турбина турбокомпрессора ТКР-14 с диаметром рабочего колеса $d_1 = 140$ *мм* без каких-либо переделок. В турбине с новым сопловым аппаратом (2) существенно уменьшен угол α_1, чтобы на входе в рабочее колесо на режиме максимального к. п. д. были небольшие положительные углы атаки.



Фиг. 2. Схема проточной части турбины при разных высотах лопаток.

Высота лопаток рабочего колеса оставалась неизменной. Это привело к существенному уменьшению степени реактивности и расхода воздуха через турбину, а также увеличило угол α_1. Профиль, использованный для сопловых лопаток, показан на фиг. 2. Все лопатки имели одинаковый угол входа, поэтому половина из них работала с большими углами атаки (до 60°). Тем не менее данная переделка повысила внутренний к. п. д. турбины на 8%.

При следующей переделке турбины (3) улитка была заменена тороидальным ресивером увеличенного диаметра. На выходе из рабочего колеса был поставлен вместо кока неподвижный обтекатель, что позволило ликвидировать внезапное расширение потока. Эти улучшения повысили внутренний к. п. д. турбины на 5%.

Решили еще несколько уменьшить угол α_1 путем изменения угла установки сопловых лопаток. Но это оказалось ошибочным и при-

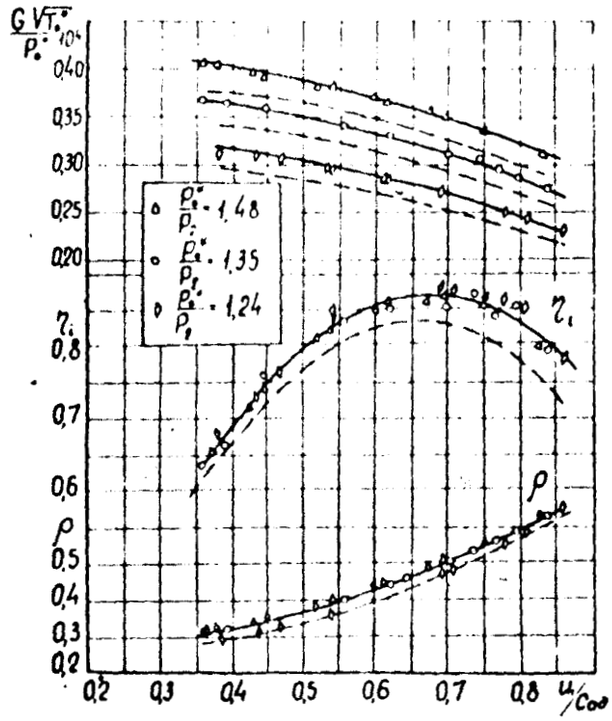
вело к снижению к. п. д. турбины примерно на 2,5%. В дальнейшем (при опытах с меньшей высотой лопаток и с профилированной стенкой) этот угол опять увеличился.

При следующей переделке турбины (5) уменьшили высоту сопловых и рабочих лопаток, при этом сохранили соотношение площадей, нормальных потоку на входе в рабочее колесо и выходе из него. Уменьшение высоты лопаток привело к уменьшению кривизны торцовой стенки, среднего диаметра на выходе из колеса и к увеличению среднего угла β_2.

Это повысило к. п. д. турбины на 1,5%.

При последней переделке (6) колесо турбины оставили без изменения, а в сопловом аппарате одну из торцовых стенок заменили на профилированную в соответствии с рекомендациями МЭИ [2]. Профиль ее показан на фиг. 2б. По данным МЭИ профилированная стенка уменьшает потери в сопловом аппарате с 5,1% до 2,5%. Этим, очевидно, не ограничивается влияние профилированной стенки. Она также должна улучшить равномерность потока на входе в колесо, особенно около торцовых стенок и, следовательно, снизить потери в рабочем колесе. Поэтому к. п. д. турбины должен повыситься в большей степени, чем это обусловливается снижением потерь в сопловом аппарате. В нашей турбине к. п. д. повысился на 4%.

На фиг. 3 показаны характеристики турбины с профилированной стенкой. Для сравнения пунктиром даны характеристики с плоской стенкой при той же высоте лопаток. При небольшом изменении



Фиг. 3. Характеристика турбины с профилированной торцовой стенкой соплового аппарата.

отношения давлений величины к. п. д. и степени реактивности практически не менялись. Профилированная стенка привела к заметному увеличению приведенного расхода через турбину, что объясняется увеличением угла α_1 и коэффициента расхода соплового аппарата. Незначительно увеличилась также степень реактивности.

Таким образом, в результате доводки турбины к. п. д. удалось повысить на 16% и довести до 87%, несмотря на небольшие размеры турбины. Но следует иметь в виду, что эти результаты получены в экспериментальной машине, форма ресивера и выхлопного патрубка которой мало пригодны для практического использования.

Исследование влияния высоты лопаток

Уменьшение высоты лопаток в осевых турбинах приводит, как правило, к снижению к. п. д. Это связано с увеличением доли концевых потерь и потерь на утечку в решетках турбины. В известной нам литературе по исследованию радиально-осевых турбин очень мало работ, посвященных этому вопросу. Известна работа [1], в которой приближенно рассматривается влияние высоты лопаток на эффективность сопловых решеток радиальных турбин. В работе [3] оцениваются концевые потери в сопловых решетках на основе теории размерностей. Вопрос о влиянии высоты лопаток рабочего колеса на работу турбины совершенно не изучен, отсутствуют рекомендации по учету влияния высоты лопаток при расчете радиально-осевых турбин.

С целью оценки влияния высоты лопаток на к. п. д. экспериментальные работы на радиально-осевой турбине были продолжены.

Испытания проводились при четырех высотах лопаток. Относительная высота лопаток (отношение высоты кольцевого канала на входе в колесо к диаметру его) $\bar{l}_1 = \frac{l_1}{d_1}$ равнялась 0,118, 0,075, 0,050 и 0,0286. Уменьшение высоты лопаток достигалось путем подрезки. Проточная часть турбины при максимальной высоте лопаток на фиг. 2а показана сплошными линиями. Стенки выходного патрубка при меньших высотах даны пунктирными линиями. Торцовый зазор между лопатками рабочего колеса и корпусом при всех испытаниях равнялся примерно 0,5 *мм*.

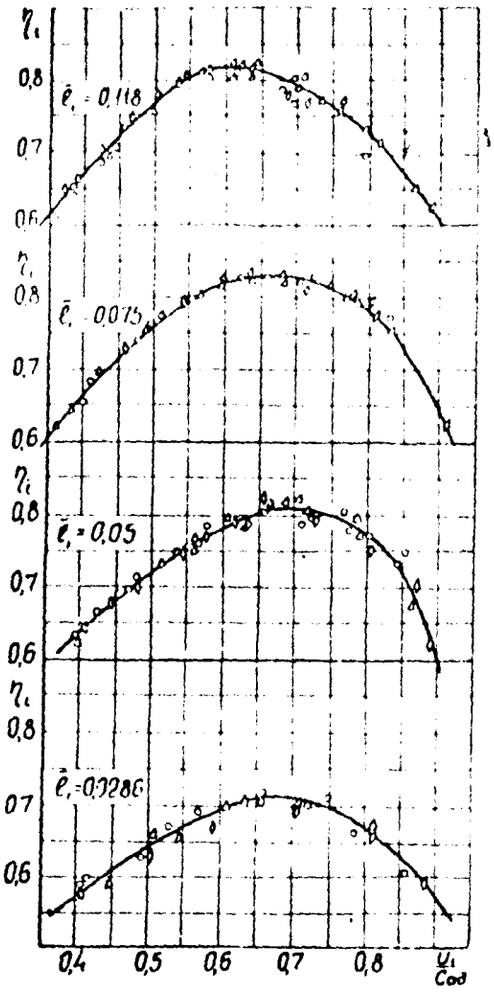
Испытания проводились при трех отношениях давления p_0^*/p_2 равных 1,48, 1,35 и 1,24.

На фиг. 4 приведены зависимости внутреннего к. п. д. турбины η_i от $u_1/c_{ад}$ при разных высотах лопаток. Практически к. п. д. не зависел от отношения давлений при всех четырех относительных высотах лопаток. Оптимальное отношение $u_1/c_{ад}$ составляло 0,62—0,7. Все кривые имели вид, обычный для радиально-осевых турбин.

Максимальный к. п. д. при этих испытаниях изменялся в пределах 0,83 - 0,71.

На фиг. 5 показаны зависимости от $u_1/c_{ад}$ распределения потерь в турбине при разных высотах лопаток.

Из графиков следует, что доля потерь в сопловых аппаратах уменьшалась с увеличением $u_1/c_{ад}$, что связано с уменьшением теплового перепада в соплах из-за увеличения степени реактивности турбины. При уменьшении высоты лопаток потери в сопловом аппарате увеличивались вследствие возрастания доли концевых потерь. Доля дисковых потерь возрастала с уменьшением высоты лопаток



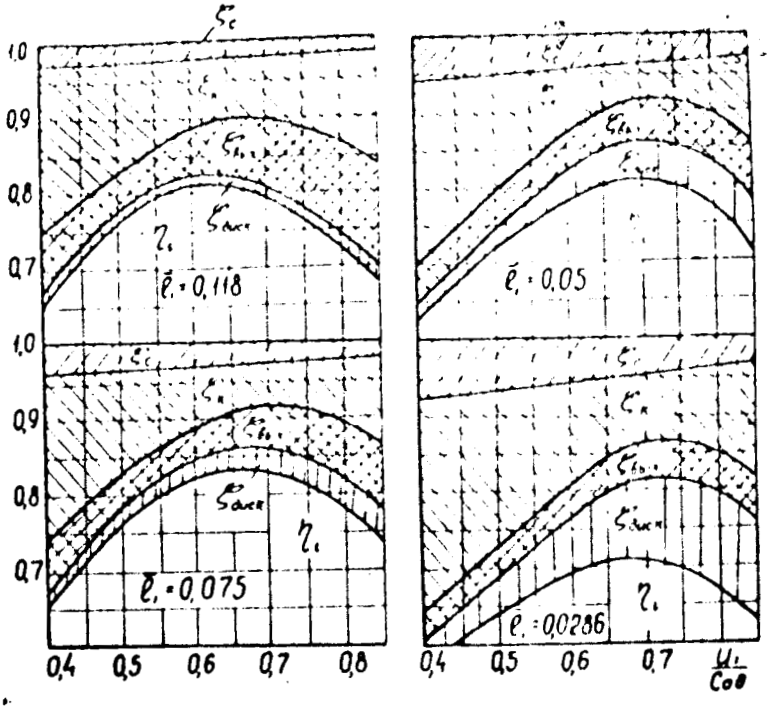
Фиг. 4. Зависимость внутреннего к. п. д. турбины от $u_1/c_{ад}$ при разных высотах лопаток ($\Delta - p_0^*/p_2 = 1{,}48$, $\circ - p_0^*/p_2 = 1{,}35$, $\diamond - p_0^*/p_2 = 1{,}24$).

по двум причинам: во-первых, из-за уменьшения расхода воздуха через турбину, во-вторых, в связи с увеличением поверхности трения на выходной стенке.

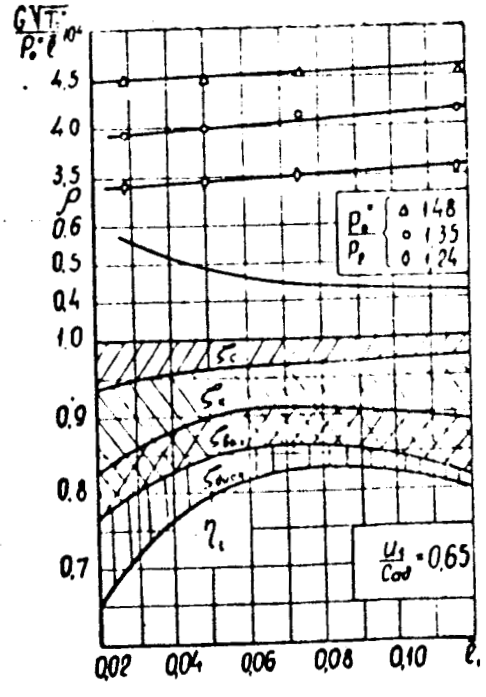
Как видно из графиков, потери в рабочем колесе с учетом утечек через торцовый зазор между колесом и корпусом при всех высотах лопаток минимальны при $u_1/c_{ад} \approx 0{,}65 - 0{,}7$.

Для относительной высоты лопаток $\bar{l}_1 = 0{,}075$ был произведен расчет скоростного коэффициента рабочего колеса ψ. Максимальный скоростной коэффициент рабочего колеса равный 0,78 был получен при положительном угле атаки $i \approx 30°$. Это подтверждает известный ранее факт [7], что скоростной коэффициент ψ обычно достигает максимума при положительных углах атаки. Минимальные потери в колесе с изменением высоты лопаток получены при $\bar{l}_1 \approx 0{,}05$ и составили около 5% от общего теплового перепада. На первый взгляд кажется, что при большой высоте лопаток потери в рабочем колесе должны быть наименьшими, так как с увеличением высоты лопаток доля концевых потерь в суммарных потерях уменьшается. Наличие оптимума можно объяснить противоположным влиянием на суммарные потери в колесе концевых потерь, с одной стороны, и потерь на поворот потока, с другой (поворот потока происходит как в меридиональной плоскости, так и в окружном направлении). Как известно, потери на поворот потока уменьшаются при увеличении плавности поворота, т. е. с уменьшением отношения гидравлического диаметра к среднему радиусу поворота. Поэтому при малых высотах лопаток потери на поворот потока снижаются. Суммарные потери вследствие этого имеют некоторый минимум, в данном случае при $\bar{l}_1 \approx 0{,}05$.

На фиг. 6 приведены зависимости от относительной высоты лопаток, распределения потерь, степени реактивности ρ и отношения приведенного расхода к относительной высоте лопаток при $u_1/c_{ад} = 0{,}65$.



Фиг. 5. Диаграммы потерь в турбине.



Фиг. 6. Характеристика турбины в зависимости от высоты лопаток.

Отношение приведенного расхода воздуха к относительной высоте лопаток $\frac{GV\,T}{p_0^*\,l_1}$ при малых высотах лопаток уменьшается, что объясняется увеличением степени реактивности.

Влияние торцового зазора на к. п. д. турбины

Вопросу о влиянии торцового зазора, т. е. зазора между лопатками рабочего колеса и корпусом, на работу радиально-осевой турбины посвящен ряд исследований.

Впервые влияние торцового зазора было исследовано в работе А. Г. Ковалевской [4]. Исследование проводилось на воздушной турбине методом подрезки лопаток рабочего колеса. Рабочее колесо имело нерадиальный вход ($\beta_{1\text{г}} < 90°$). Результаты испытаний показали, что изменение входного осевого зазора в широких пределах (без изменения выходного радиального зазора) практически не влияет на к. п. д. турбины. Одновременное увеличение всего торцового зазора на 1% приводило к снижению к. п. д. на 1—1,5%.

В работе Г. Ш. Розенберга [7] снижение к. п. д. при увеличении торцового зазора оценивается по эмпирической формуле

$$\eta_i = \eta_{i\,(\delta=0)}\left(1 - 1{,}3\,\frac{\delta}{l'_{\text{ср}}}\right),$$

где δ — средняя величина торцового зазора,

$l'_{\text{ср}}$ — средняя высота лопатки.

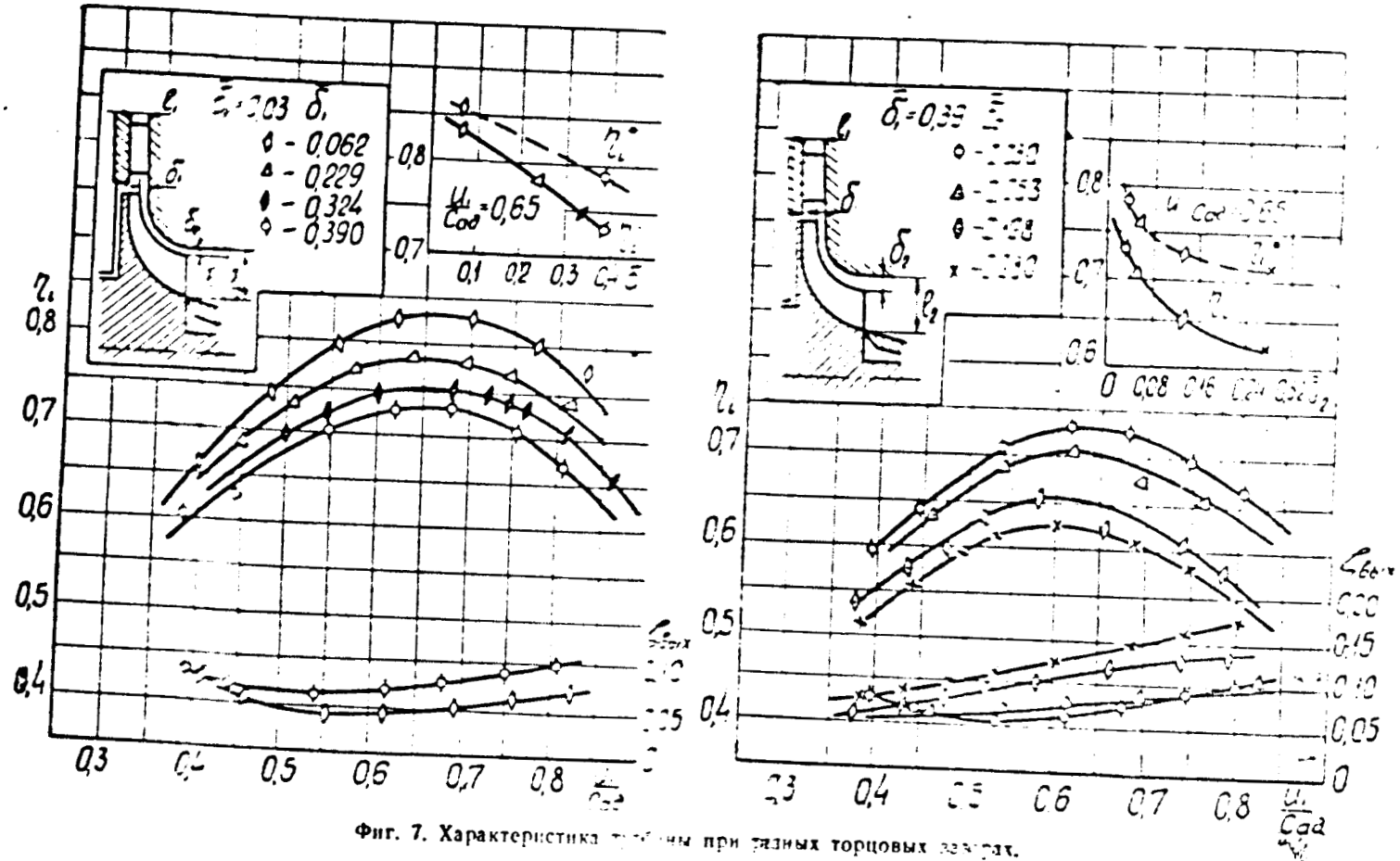
Попытка теоретического определения потерь в торцовом зазоре имеется в работе Вальденази [8]. При выводе предлагаемой формулы было сделано несколько грубых допущений. Например, считалось, что вся энергия жидкости, перетекающей через торцовый зазор в соседний канал, является потерянной. Экспериментально формула не проверялась.

Некоторая разноречивость результатов говорит о влиянии конструкции рабочих колес на величину потерь от зазоров.

Для накопления опытных данных были испытаны турбины с различными торцовыми зазорами. Влияние зазора проверялось при относительной высоте лопаток $\overline{l}_1 = 0{,}075$.

Изменение торцового зазора достигалось подрезкой лопаток рабочего колеса. Вначале проводились испытания с изменением входного торцового зазора δ_1 (фиг. 7). Подрезка рабочего колеса осуществлялась по тому же шаблону, по которому было изготовлено колесо, обеспечивающее минимальный зазор с корпусом. При этом выходной радиальный зазор δ_2 оставался постоянным. Относительная его величина $\overline{\delta}_2 = \frac{\delta_2}{l_2} = 0{,}03$.

Вторая часть испытаний была проведена с постоянным максимальным зазором δ_1 и переменным δ_2. Относительная величина $\overline{\delta}_1 = \frac{\delta_1}{l_1}$ при этом 0,39. Измерения показывают, что при минимальных зазорах распределение давления по шагу соплового аппарата на обеих стенках было обычным (т. е. имелся минимум давления в кромочном следе сопловой лопатки и максимум, соответствующий центру соплового канала). С увеличением зазора характер распре-



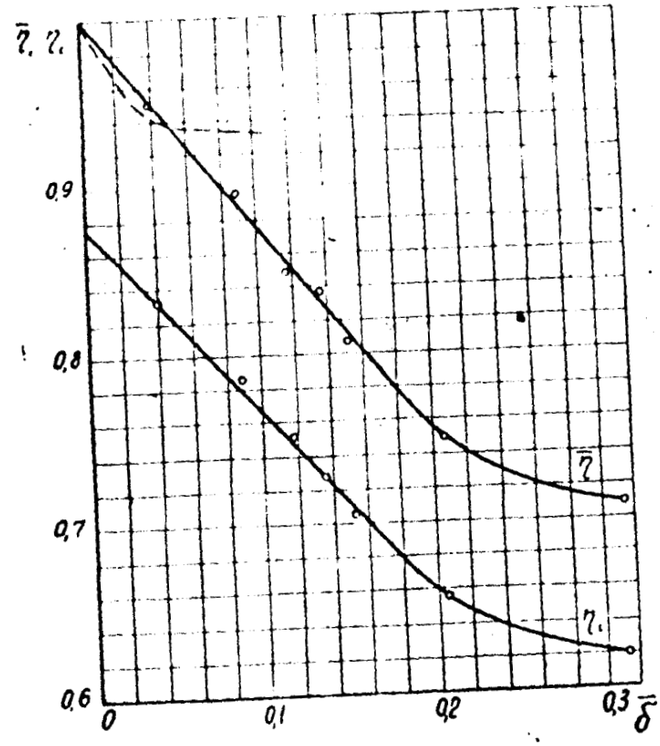
Фиг. 7. Характеристика турбины при разных торцовых зазорах.

деления давления на выходной стенке изменялся: давление выравнивалось из-за вихреобразования в районе зазора. Среднее давление на обеих стенках было практически одинаково.

Траверсирование потока на выходе из турбины показало, что с увеличением зазора выходной угол потока α_2 и приведенная выходная скорость λ_2 резко возрастали в районе зазора. Это объясняется тем, что воздух на периферии с увеличением зазора в меньшей степени отдает свою энергию лопаткам рабочего колеса.

На фиг. 7 приведены характеристики турбины при разных торцовых зазорах. Зависимость максимального к. п. д. от изменения зазора δ_1 оказалась линейной. Увеличение относительного зазора $\bar{\delta}_1$ на 33% привело к относительному снижению к. п. д. $\frac{\Delta\eta_i}{\eta_i}$ на 12,7%. При этом коэффициент выходных потерь $\zeta_{вых}$ возрос с 0,045 до 0,07 (при $u_1/c_{ад} = 0{,}65$). Как видно из графика, выходные потери при малых $u_1/c_{ад}$ (около 0,4) с увеличением зазора практически не изменялись.

При увеличении зазора δ_2 к. п. д. η_i падал по криволинейной зависимости. При этом возрастали выходные потери. Поэтому кривые изменений внутреннего к. п. д. η_i^* в заторможенных параметрах оказались более пологими, чем такие же кривые для η_i.



Фиг. 8. Зависимость к. п. д. турбины от среднего относительного торцового зазора.

Зависимость внутреннего к. п. д. от среднего относительного зазора $\bar{\delta} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_1 + l_2}$ показана на фиг. 8. При $\delta < 0{,}2$ экспериментальные точки хорошо аппроксимируются прямой. Экстраполирование ее до $\bar{\delta} = 0$ дает величину условного к. п. д. при отсутствии зазора $\eta_{i(\delta=0)} = 0{,}876$. Зависимость η_i от $\bar{\delta}$ подчиняется уравнению

$$\eta_i = 0{,}876 - 1{,}09\,\bar{\delta}$$

или

$$\bar{\eta} = \eta_i / \eta_{i(\delta=0)} = (1 - 1{,}24\,\bar{\delta}).$$

На фиг. 8 построена зависимость $\bar{\eta}$ от $\bar{\delta}$. Здесь же пунктирной линией дана аналогичная зависимость по Г. Ш. Розенбергу [6].

Как видно из графика, кривые имеют одинаковый характер, но протяженность их прямолинейного участка различна: по Розенбергу — до $\bar{\delta} \leqslant 0{,}04$, по нашим данным — до $\bar{\delta} \leqslant 0{,}2$.

Это несоответствие результатов объясняется тем, что наша турбина имела более высокий к. п. д. По-видимому, при увеличении торцового зазора к. п. д. турбины уменьшается до некоторой минимальной величины, а затем его изменение прекращается. Кроме того, сказалось, конечно, и различие в конструкции турбин.

Выводы

Испытание радиально-осевой турбины с различными высотами лопаток показали, что к. п. д. увеличивается до некоторой предельной высоты лопаток (в нашей турбине $\bar{l}_1 = 0{,}075$). За счет увеличения кривизны торцовой стенки, которая вызывает увеличение потерь на поворот потока, при дальнейшем увеличении высоты лопаток может начаться небольшое снижение к. п. д. Снижение к. п. д. при малых высотах лопаток получается, в основном, за счет увеличения дисковых потерь и потерь в соплах. При уменьшении $\bar{l}_1$ с 0,118 до 0,0286 дисковые потери возросли с 2 до 9%, а потери в сопловом аппарате — с 2,2 до 5%. Потери в рабочем колесе минимальны при $\bar{l}_1 \approx 0{,}05$.

Профилированная торцовая стенка соплового аппарата дала прирост к. п. д. на 4%.

Таким образом, в результате улучшения проточной части турбины к. п. д. повысился с 0,71 до 0,87.

Потери, вызванные торцовым зазором между лопатками рабочего колеса и корпусом, в радиально-осевых турбинах составляют 1—1,5% на каждый процент увеличения относительного зазора, что значительно ниже, чем такие же потери в осевых турбинах с рабочими лопатками без бандажей (1,4—2,8% потерь на каждый процент радиального зазора). Увеличение торцового зазора приводит к возрастанию выходных потерь. Впрочем, при малых $u_1/c_{эд}$ выходные потери возрастают менее интенсивно. С увеличением торцового зазора увеличивается неравномерность потока на выходе из колеса. При конструировании турбины с большим торцовым зазором надо учитывать возможность увеличения угла α_2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е., Шерстюк А. Н., Лиходов Ю. Н. Исследование направляющих аппаратов радиальных турбин. ИДВШ, № 4, 1958.

2. Зарянкин А. Е., Шерстюк А. Н., Зацепин М. Ф. Некоторые пути повышения экономичности радиально-осевых турбин. „Теплоэнергетика", № 5, 1962.

3. Зарянкин А. Е. Концевые потери в сопловых аппаратах радиальных турбин. Изв. АН СССР, ОТН, „Энергетика и автоматика", № 2, 1960.

4. Ковалевская А. Е. О влиянии зазора между колесом турбины и передней стенкой корпуса на эффективность работы радиальной центростремительной турбины. Тр. первой межвузовской конференции по авиационным лопаточным машинам. Оборонгиз, 1958.

5. Одиванов Л. Н., Тунаков А. П. Некоторые результаты исследования турбокомпрессора типа ТКР-14. Тр. КАИ, вып. 76, 1963.

6. Розенберг Г. Ш., Костыркин В. Ф., Кастальский С. А. Результаты исследовании радиальных турбин с лопаточным и безлопаточным направляющим аппаратом. Судовые газовые турбины, изд. „Морской транспорт", 1961.

7. Тунаков А. П. О потерях в проточной части центростремительной турбины. Тр. КАИ, вып. 63, 1961.

8. Valdenazzi L. G. Loss Due to Leakage in unshrouded Radial Impellers, IRAS, II, № 542, 1956.

Поступила в редакцию
23 апреля 1963 г.

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
№ 1 СЕРИЯ „АВИАЦИОННАЯ ТЕХНИКА" 1964

A64-19378

ПРИЛОЖЕНИЕ ЛОГАРИФМИЧЕСКИ-НОРМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ К РАСЧЕТАМ И ИСПЫТАНИЯМ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Х. Б. КОРДОНСКИЙ, Б. Е. КОРСАКОВ, Ю. М. ПАРАМОНОВ

В настоящее время считается общепризнанной случайность процесса усталостного разрушения. Случайные колебания усталостной долговечности возникают под влиянием ряда причин, из которых определяющей являются внутренние изменения, происходящие в металле при переменных напряжениях по законам случайных процессов.

В работах [1], [2] показано, что логарифмически нормальное распределение усталостной долговечности может быть с успехом использовано для обработки опытных данных. Однако приложение этого закона распределения к исследованию усталостной долговечности осталось невыясненным.

Накопление усталости можно рассматривать как частный случай накопления износа, когда имеет место упрочнение, сказывающееся в постепенном уменьшении скорости износа.[1)]

Наличие упрочнения имеет прямое подтверждение в виде изменения петли гестерезиса при переходе от цикла к циклу. Кроме того, имеется и косвенное доказательство, заключающееся в наличии явления тренировки, которое состоит во взаимном влиянии уровней нагружения на суммарную долговечность [3]. Это влияние на долговечность последовательности приложения величин нагрузки выявлено как отечественными, так и зарубежными учеными [4], [5], [6], [7], [8], [9], причем установлено, что увеличение долговечности достигается как тренировкой некоторым числом циклов низкого напряжения, так и приложением весьма малого числа высоких нагрузок.

Упрощенное физическое объяснение возможности тренировки может быть дано в предположении о наличии упрочнения. При низких напряжениях упрочнение идет медленнее, чем при больших нагрузках, но быстрее, чем накопление усталостных повреждений. Поэтому тренировка небольшим числом малых нагрузок обеспечивает существенное упрочнение при относительно небольшом усталостном повреждении. Это упрочнение выгодно при переходе от малой нагрузки к большой, так как металл уже существенно упрочнен, а величина усталостного повреждения мала.

Действие небольшого числа больших нагрузок объясняется отвечающей им весьма большой скоростью упрочнения. При приложении

1) Наиболее подробное изложение относящихся сюда вопросов содержится в докладе Кордонского Х. Б. „Расчет и испытание усталостной долговечности", 4-й Всесоюзн. матем. съезд, Л., 1961.