

доступу:

<http://www.pnec.org.pl/moldova/poradnik.pdf>

12. Применение газогенераторов для утилизации экскрементов животных. Режим доступу: http://www.kotelprom.ru/gazifik_jivot.php

13. Воробьев Л.И., Грабов Л.Н., Декуша Л.В., Назаренко О.А., Шматок А.И. Определение теплопроизводительной способности биотопливных смесей. Промышленная теплотехника. 2011. Т. 33, №4 – С. 87-93.

РЕКОНСТРУКЦІЯ ЦИЛІНДРУ НИЗЬКОГО ТИСКУ ТУРБІНИ К-1000-5,8/50 З МЕТОЮ ЗБІЛЬШЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ПРИ РОБОТІ ВЗИМКУ

Кравченко В.П.

док. техн. наук, професор,

зав. кафедри Атомних електростанцій

Одеського Національного Політехнічного Університету (ОНПУ)

Галацан М.П.

ст. викладач кафедри Атомних електростанцій

Одеського Національного Політехнічного Університету (ОНПУ)

CYLINDER'S RECONSTRUCTION OF THE LOW PRESSURE TURBINE K-1000-5,8/50 FOR POWER INCREASING IN WINTER

Kravchenko V.P.,

Professor, Head of the Nuclear Power Plants Department of the Odessa National Polytechnic University

Galatsan M.

Senior Lecturer of the Nuclear Power Plants Department of the Odessa National Polytechnic University

Анотація

Розглянуто один з можливих варіантів підвищення потужності турбіни блоку АЕС при роботі в зимовий період. Проведені необхідні розрахунки, в тому числі й техніко-економічне обґрунтування реалізації проекту. Проаналізовано ряд факторів, що зустрічаються на шляху розробки та впровадження пропозиції.

Abstract

The possible solution of the turbine power increasing in winter is described. The necessary calculations including the technical and economic justification of the project are held. Sets of factors, that are found during development and implementation, are analyzed.

Ключові слова: турбіна, реконструкція ЦНТ, підвищення потужності.

Keywords: turbine, low pressure cylinder, increasing power.

Професор В.М. Бродяньський (МЕІ) висловив ідею підвищення потужності АЕС в зимовий період за рахунок використання низьких температур доквілля [1]. Проведені дослідження відносно турбіни К-1000-5,8/50, що використовується на північній АЕС України – Рівненській [2], показали, що зниження температури охолоджувальної води на вході у конденсатор нижче 9 °С не дає збільшення потужності турбіни. Зниження тиску в конденсаторі призводить до підвищення термічного ККД циклу η_t , але в той же час падає внутрішній відносний ККД η_{oi} циліндрів низького тиску (ЦНТ) турбіни. Зниження η_{oi} визначається зростанням втрат енергії з вихідною швидкістю та від вологості пари. Зниження кінцевого тиску обов'язково приводить до зниження ступеня сухості і з цим неможливо боротися. Але, відомо, що зменшення втрат в циліндрі можливо досягти підвищенням кількості ступенів.

Метою роботи є визначення доцільності зміни конструкції ЦНТ для роботи при низькому кінцевому тиску взимку.

Для вирішення поставленого завдання необхідно виконати наступні розрахунки:

1. Визначити проектну потужність ЦНТ при кінцевому тиску 5 кПа.

2. Визначити витрати пари у відборах при заданому кінцевому тиску, що відповідає $t_{ox.води} = 5$ °С.

$$t_k = t_{ox.води} + 10 + 3 = 18 \text{ } ^\circ\text{C} \quad P_k = 2,048 \text{ кПа}$$

3. Визначити число ступенів для нового теплоперепаду в ЦНТ.

4. Розрахувати потужність ЦНТ при новому P_k .

5. Зіставити отриманий результат з проектною потужністю.

1. Визначення потужності ЦНТ при проектному $P_k=5$ кПа

Для визначення проектної потужності ЦНТ використовуємо дані [3] (табл.1).

Розрахунок потужності ЦНТ за даними [3]

Ступінь	Витрата пари G , кг/с	Використаний теплоперепад H_i	Внутрішня потужність, МВт
1	127,1	122,6	15,58
2	127,1	127,8	16,25
3	121,4	125,4	15,23
4	115,8	127,4	14,75
5	110,1	117,7	12,95

$$N_i = (15,58 + 16,25 + 15,23 + 14,75 + 12,95) \cdot 2 = 74,761 \cdot 2 = 149,522 \text{ МВт.}$$

Для чотирьох ЦНТ внутрішня потужність дорівнює $N_i = 598,09$ МВт. Згідно наведеним даним витрати пари у відборах дорівнюють:

$$G_{\text{відбір}} = 127,1 - 121,4 = 5,7 \text{ кг/с} = 5,7 \cdot 2 \cdot 3,6 = 41,04 \text{ т/г}$$

$$G_{\text{відбір}} = 121,4 - 127,1 = 5,6 \text{ кг/с} = 5,6 \cdot 4 \cdot 3,6 = 80,64 \text{ т/г}$$

$$G_{\text{відбір}} = 115,8 - 110,1 = 5,7 \text{ кг/с} = 5,7 \cdot 8 \cdot 3,6 = 164,16 \text{ т/г}$$

Звідси витікає, що відбори беруться після 2-го, 3-го та 4-го ступенів. Проте це не відповідає заводському кресленню і паспорту турбіни К-1000-

5,8/50, згідно з якими з кожного ЦНТ здійснюється по два відбори. Причому чотири циліндра не однакові. Це означає, що приведений в [3] розрахунок не може бути еталоним. Для подальших розрахунків згідно [3] приймаються розподіл теплоперепадів і характеристики ступенів, витрати визначаються відповідно до даних [2].

Визначимо потужності циліндрів низького тиску при $P_k=5$ кПа. Витрата пари на ЦНТ: $D_{\text{ЦНТ}} = 3672/4 \text{ т/г} = 1020/4 \text{ кг/с} = 255 \text{ кг/с}$.

На рис. 1 приведені конструктивні схеми ЦНТ турбіни К-1000-5,8/50.

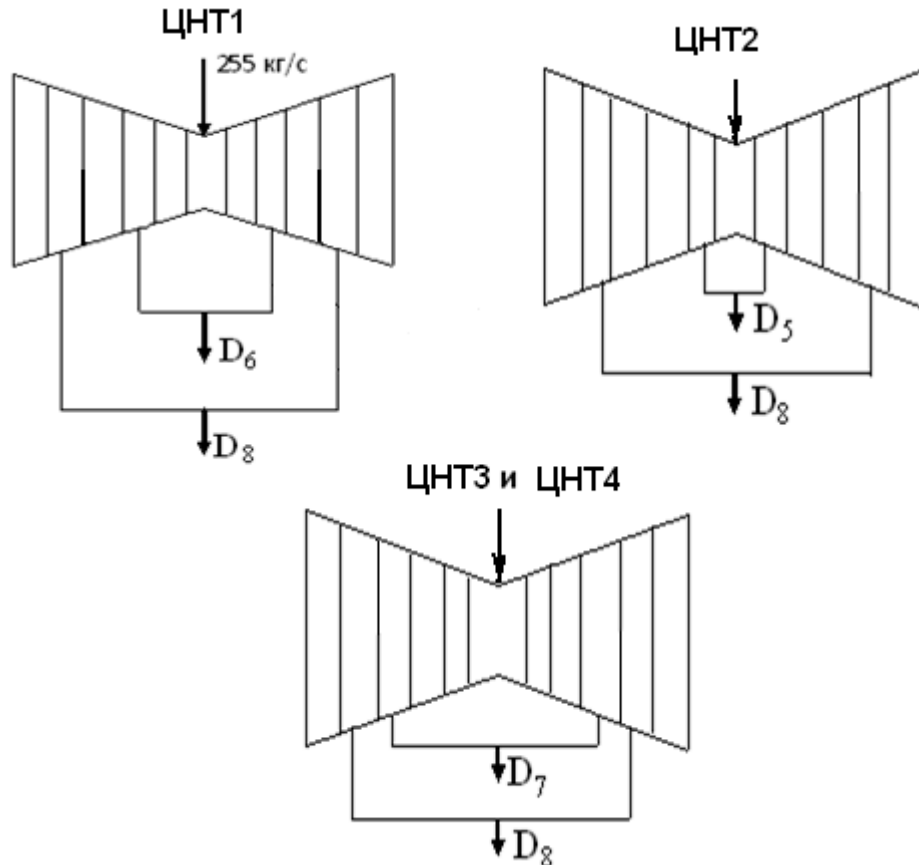


Рисунок 1 – Конструктивні схеми ЦНТ турбіни К-1000-5,8/50

Результати розрахунку витрати пари у відборах зведені в табл. 2. В табл. 3 приведений розрахунок внутрішньої потужності ЦНТ.

Таблиця 2

Витрати у відборах пари на підігрівачі при $P_k=5$ кПа [2]

Номер відбора	Витрата пари у відборах, кг/с	З одного потоку, кг/с
5	44,44	22,22
6	16,1	8,05
7	41,94	20,97
8	41,94	5,24

Таблиця 3

Розрахунок внутрішніх потужностей ЦНТ

ЦНТ1

Ступінь	Витрата пари G , кг/с	Використаний тепло перепад H_i , кДж/кг	Внутрішня потужність P_i , кВт
1	127,5	122,6	15631,5
2	127,5	127,8	16294,5
3	119,45	125,4	14979,03
4	19,45	127,4	15217,93
5	114,21	117,7	13442,22

Потужність циліндра $\Sigma = 75565,18 \cdot 2 = 151130,4$ кВт

ЦНТ2

1	127,5	122,6	15631,5
2	105,28	127,8	13454,78
3	105,28	125,4	13202,11
4	105,28	127,4	13412,67
5	100,04	117,7	11774,71

Потужність циліндра $\Sigma = 67475,78 \cdot 2 = 134951,6$ кВт

ЦНТ3 і ЦНТ4

1	127,5	122,6	15631,5
2	127,5	127,8	16294,5
3	127,5	125,4	15988,5
4	117,0	127,4	14905,8
5	111,775	117,7	13155,9

Потужність циліндра $\Sigma = 75976,22 \cdot 2 = 151952,4$ кВт $\Sigma N_{\text{ЦНТ}} = 589,986$ МВт.

Внутрішня потужність одного потоку циліндру визначається як сума потужностей ступенів. Потужність ступеня визначається як добуток витрати пари на теплоперепад, що є у розпорядженні, та внутрішній відносний ККД ступеня. Для циліндра високого тиску внутрішня потужність ступенів і одного потоку визначиться як:

$$N_1 = 759 \cdot 78,5 \cdot 0,816 = 48600 \text{ кВт};$$

$$N_2 = 759 \cdot 81 \cdot 0,805 = 49500 \text{ кВт};$$

$$N_3 = 713,5 \cdot 83,5 \cdot 0,78 = 46500 \text{ кВт};$$

$$N_4 = 683,1 \cdot 85,5 \cdot 0,768 = 44900 \text{ кВт};$$

$$N_5 = 645,2 \cdot 87 \cdot 0,766 = 43000 \text{ кВт};$$

$$\Sigma = 232000 \text{ кВт}.$$

Потужність двопоточного ЦВТ: $N_{\text{ЦВТ}} = 232 \cdot 2 = 465$ МВт.

Потужність всієї турбіни: $N_{\text{ТУРБ.}} = N_{\text{ЦВТ}} + \Sigma N_{\text{ЦНТ}} = 1054$ МВт, що практично співпадає з паспортними даними.

2. Визначення витрати пари у відборах при зниженні кінцевого тиску P_k

У [2] наводяться залежності витрати пари у відборах від кінцевого тиску. Витрати у відборах №5 та № 6 при цьому не змінюються. Залежності витрат у відборах № 7 та № 8 від кінцевого тиску наведено в табл. 4.

Таблиця 4

Залежності витрат у відборах № 7 та № 8 від кінцевого тиску

P_k , кПа	G_7		G_8	
	т/год	кг/с	т/год	кг/с
5	151	41,94	151	41,9
4	153	42,5	176	48,89
3	154	42,78	207	57,5
2,5	155	43,05	227	63,055
1,69	157	43,61	270	75,0

При $P_k = 2,048$ кПа витрати через ступені № 3 та № 4 визначаються як різниця витрати через попередню ступінь мінус величина відбору. Тоді витрати через ступені ЦНТ № 3 та № 4 будуть дорівнювати: $G_{ст3} = 116,74$ кг/с; $G_{ст4} = 108,86$ кг/с.

3. Визначення числа ступенів ЦНТ при зниженому тиску

Кінцевому стану пари після розширення в ЦНТ при 5 кПа відповідає $v_k = 26,048$ м³/кг. Внутрішній відносний ККД ЦНТ $\eta_{оіцнт} = (2959 - 2377)/(2959 - 2203) = 0,77$. Таким чином, граничні значення конструкції турбіни близькі до температури охолоджувальної води 15,26 °С.

Оцінимо необхідні зміни для $t_{ох.води} = 5$ °С. Температура конденсації пари буде дорівнювати $t_k = 5 + 10 + 3 = 18$ °С, що відповідає тиску $P_k = 2048,5$ Па, $v_k(2048,5 \text{ Па}) = 59,209$ м³/кг (при $\eta_{оі} = 0,77$).

Оцінимо змінення потужності, якщо залишити 4 циліндра та прийняти максимальну довжину лопатки для останнього ступеня 1,2 м. Прийmemo діаметр першого ступеня проектним, а останнього 3,04 м. Побудуємо криву змінення діаметрів ступенів (табл. 5).

Таблиця 5

Розрахунок теплоперепадів у ступенях [4]

№ ступеня	1	2	3	4	5	6	7
$d, \text{ м}$	1,976	2,095	2,264	2,440	2,529	2,800	3,04
$X_\phi = U/C_\phi$	0,576	0,612	0,625	0,65	0,68	0,702	0,72
$U = \pi d n$	310,2	326,9	355,4	383,08	397,05	439,6	477,28
$\bar{H}_0 = \frac{(U/X_\phi)^2}{2000}$	145,04	144,4	161,72	173,67	170,47	196,07	219,71

$$(H_0)_{cp} = \Sigma H_{oi}/7 = 1211,106/7 = 173,015 \text{ кДж/кг}$$

Число ступеней

$$Z = (H_{оіцнт} \cdot (1 + q_t))/(H_0)_{cp} = (858,6 \cdot (1 + 0,06343))/173,015 = 5,27;$$

де q_t - коефіцієнт повернення теплоти:

$$q_t = K_t \cdot (1 - \eta_{oi}) \cdot H_0 \cdot (Z - 1) = 3,75 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0,77) \cdot 858,6 \cdot ((7 - 1)/7) = 0,06343,$$

H_0 - теплоперепад ЦНТ, що є у розпорядженні.

$$h_{kt} = 2100,38 \text{ кДж/кг}$$

$$H_0 = h_0 - h_{kt} = 2959 - 2100,38 = 858,6 \text{ кДж/кг}$$

$K_t = (3,2 \div 4,3) \cdot 10^{-4}$ - для групи ступенів, частина яких працює в області перегрітого пару,

прийmemo $K_t = 3,75 \cdot 10^{-4}$. При $P_k = 5000$ Па; $h_{kt} = 2203,19$ кДж/кг. Тоді $H_{оіцнт} = 755,81$ кДж/кг.

Тобто, зниження тиску до 2,048 кПа збільшує теплоперепад, що є у розпорядженні, на $858,6 - 755,8 = 102,79$ кДж/кг (у 1,136 раз, чи на 11,97 %).

Для подальшого розрахунку прийmemo $Z=6$. Власне додамо ще один ступінь. Конструкцію перших п'яти ступенів залишимо існуючу. Змінюються параметри лише п'ятого ступеня. З розрахунку останнього ступеня при зниженні P_k вийшло, що найбільші втрати мають місце від вологості, від яких неможливо позбутися, та з вихідною швидкістю, які дещо зменшуються із введенням ще одного ступеня.

Таблиця 6

Основні параметри ступенів ЦНТ при збільшенні їх кількості до шести

№ ступеня	1	2	3	4	5	6
d	1,976	2,095	2,264	2,529	2,8	3,04
X_ϕ	0,576	0,605	0,647	0,702	0,712	0,720
α_1	10	10,5	12	15	22,9	30
ρ	0,323	0,391	0,47	0,593	0,732	0,84
U	310,2	326,9	355,4	397,05	439,6	477,28
C_ϕ	538,6	543,7	549,4	565,6	617,4	662,9
\bar{H}_0					190,6	219,7

Сумарний розрахунковий теплоперепад на два останніх ступеня дорівнює $190,6 + 219,7 = 410,3$ кДж/кг. Теплоперепади у 5-ій і 6-ій ступенях співвідносяться як 1:1,15. Таким чином, теплоперепад, що є у розпорядженні 349,92 розподілиться між ступенями в цій же пропорції: $1 + 1,15 =$

2,15. Визначимо у цьому співвідношенні теплоперепади в останніх ступенях: $H_5 = 286,12/2,15 = 133,07$; $H_6 = 153$.

Проведемо тепловий розрахунок цих двох ступенів. Відповідно до креслення турбіни К-1000-5,8/50, діаметр діафрагмового ущільнення (діаметр вала) ЦВТ дорівнює $d_y^{ЦВТ} = 820$ мм, а ЦНТ $d_y^{ЦНТ} = 1200$ мм.

4. Розрахунок потужності ЦНТ при $P_k = 2,048$ кПа

Початкові дані:

Найменування	Позначення та розмірність	Значення	
		Ступінь №5	Ступінь №6
Тиск на вході	P_0 ; Па	$1,94 \cdot 10^4$	$7,24 \cdot 10^3$
Витрати пари крізь ступінь	G ; кг/с	108,86	108,86
Початкова температура пари	t ; К	332,5517	312,78
Число гребенів у діафрагмовому ущільненні	N_0	6	6
Ступінь сухості пари на вході у ступінь	X_0	0,932	0,895
Температурний перепад на ступінь, що є у розпорядженні	H_0 ; кДж/кг	133,07	153
Число обертів, c^{-1}		50	50
Середній діаметр	d_{cp} ; м	2,8	3,24
Швидкість пари на вході у соплову гратку	c_0 ; м/с	141,9	180,95
Кут входу пари у соплову гратку	α_0	$85,97^\circ$	$109,81^\circ$
Ефективний кут виходу з соплових граток	$\alpha_{1\sigma}$	17°	25°
Коеф. швидкості у соплових гратках	φ	0,989	0,989
Коеф. швидкості у робочих гратках	ψ	0,975	0,975
Коеф. витрати у сопловій гратці	μ_1	1,03	1,03
Коеф. витрати у робочій гратці	μ_2	1	1,04
Відстань між діафрагмовим ущільненням та валом	m	0,003	0,003
Діаметр вала	m	1,2	1,2
Проміжок між робочою лопаткою та обоймою	m	0,0045	0,0045
Реактивність	ρ	0,55	0,6

Основні результати розрахунків:

Найменування	Позначення	Ступінь	
		№ 5	№ 6
Теоретична швидкість на виході з соплового каналу, м/с	C_{1t}	358,921	368,101
Число Маха	M_{1t}	0,915	0,987
Висота соплової гратки	l_1 , м	1,190	1,715
Профіль соплової лопатки:		C-90-15Б	C-90-22А
Число лопаток	Z_1	72	84
Число Рейнольдса	Re	486313,3	213335,1
Кут повороту в сопловій гратці	$\Delta\alpha$	77,03	45,19
Дійсний кут виходу пари з соплових решіток	α_1	17,109	25,154
Дійсна швидкість пари на виході з сопла	C_1 , м/с	354,587	362,678
Відносна швидкість пари на виході з сопла	w_1 , м/с	144,850	236,319
Відносний кут виходу пари з соплової гратки	β_1	$133,996^\circ$	$139,57^\circ$
Число Маха	M_{2t}	1,111	1,422
Висота робочої лопатки	l_2	1,222	1,755
Відносний ефективний кут виходу пари з робочої решітки	$\beta_{2\sigma}$	$25,22^\circ$	$39,94^\circ$
Профіль робочої лопатки		P-27-17Бк	P-27-17Бк
Число робочих лопаток	Z_2	130	150
Коефіцієнт швидкості	Ψ	0,981	0,976
Кут виходу пари з каналу у відносному русі	β_2	$24,244^\circ$	$40,292^\circ$
Відносна швидкість пари на виході з робочого каналу	W_2	414,710	497,186
Відносний лопатковий ККД	$\eta_{ол}$	0,936	0,596
Відносний внутрішній ККД ступені	η_{oi}	0,78	0,39
Внутрішня потужність ступеня	N_i , МВт	10,7	8,54

При проектуванні останніх ступенів виникає ряд проблем. Так вже в першому вхідному трикутнику кут β_1 виходить тупим. Для зменшення цього кута необхідно збільшити C_1 , тобто зменшити ступінь реактивності. Однак вона вже була обрана мінімальною з точки зору запобігання виникненню негативної реактивності у кореня лопатки. Можливо зменшити кут виходу з соплової лопатки α_1 . Однак при цьому зростає довжина лопатки, яка і так вже максимальна.

У процесі підбору параметрів зіткнулися також з тим, що може вийти від'ємне значення кута повороту пари в робочій гратці $\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2$. Однак, за рахунок зниження α_1 і ρ було отримано $\Delta\beta \approx 0$ ($0,4^\circ$).

Висновки

1. Розглянуто один із можливих варіантів підвищення потужності турбіни блоку АЕС при роботі в зимовий період. Підвищення потужності турбіни

запропоновано досягти в результаті реконструкції ЦНТ, яка полягає в додаванні ще одного ступеня.

2. Проведено тепловий розрахунок проточної частини одного з ЦНТ турбіни К-1000-5,8/50. Як показали розрахунки теплової схеми турбоустановки, перші чотири ступеня ЦНТ при зниженні тиску

	ℓ_1	ℓ_2	Z_1	Z_2	$\eta_{ол}$	η_{oi}	N_i , МВт
5ст	1,19	1,22	72	130	0,936	0,78	10,74
6ст	1,71	1,75	84	150	0,596	0,39	8,54

Як видно з наведених даних, висота робочої лопатки останнього ступеня повинна дорівнювати 1,75 м. Досвід виробництва турбін показує, що такі довжини лопаток не витримують навантажень для відомих сталей. Тому реалізація розглянутого варіанту реконструкції зустрічає труднощі і може бути розглянута тільки при використанні нової міцної та легкої сталі. Враховуючи, що розвиток матеріалознавства і розробка нових матеріалів не стоїть на місці, необхідно проаналізувати сучасні досягнення в області нових матеріалів і провести відповідний розрахунок на міцність для отриманих розмірів робочої лопатки.

Розглянемо граничну ціну реконструкції. При порівнянні з проектним варіантом реконструкція дозволить отримати збільшення потужності циліндра на:

$$N_i = [(10,7 + 8,54) - 13,156] \cdot 2 = 6,084 \cdot 2 = 12,168 \text{ МВт.}$$

При цьому внутрішня потужність турбіни зростає на: $12,168 \cdot 4 = 48,67 \text{ МВт.}$

Електрична потужність блоку зростає на

$$N_{ел} = N_i \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ген} = 48,67 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 47,22 \text{ МВт.}$$

У районі найпівнічнішої української АЕС - Рівненської, середньомісячна від'ємна температура спостерігається протягом 4 місяців (з грудня по бе-

в конденсаторі з 5 до 2,05 кПа працюють в колишньому режимі. П'ятий ступінь буде працювати при іншому теплоперепаді та витраті пари. Основні розрахункові характеристики п'ятого та шостого ступеня представлені в таблиці:

резень). Прийmemo тривалість періоду з температурою повітря, що дозволяє отримати температуру охолоджуючої води 5 °С, 50 %, тобто 60 діб.

При цьому в результаті реконструкції може бути отримано додатково:

$$47,22 \cdot 60 \cdot 24 = 67,986 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

Що в грошовому еквіваленті відповідає додатковому грошовому надходженню до галузі: $68 \cdot 10^6 \cdot 0,5576 = 37,9 \text{ млн. грн / рік,}$ (де 0,5576 грн/кВт·год – тариф за електроенергію для АЕС на 2018 рік).

Література

1. Бродянский В.М. Повышение эффективности атомных и геотермальных электростанций посредством использования низких температур окружающей среды // Теплоэнергетика. – 2003. – №3. – С. 36-41.
2. Кравченко В.П., Галацан М.П. Возможность підвищення потужності турбіни К-1000-5,8/50 при роботі взимку //Сб. трудов Одесского политехн. университета. - 2011. – Вып.1(35). – С.54-58.
3. Паровые и газовые турбины атомных электростанций // Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин – М: Энергоатомиздат, 1985. - 256 с.
4. Паровые и газовые турбины для электростанций // А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др. - М: Издательский дом МЭИ, 2008. - 556 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КАРДИОГРАФИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ.

Ибрагимов Ш.Б.,

Кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Биомедицинской инженерии» Ташкентского Государственного Технического Университета

Нишанова Л.Х.,

Старший преподаватель кафедры «Биомедицинской инженерии» Ташкентского Государственного Технического Университета

Камолова Ю.М.,

Ассистент кафедры «Биомедицинской инженерии» Ташкентского Государственного Технического Университета

Рузиев Х.

Магистрант кафедры «Биомедицинской инженерии» Ташкентского Государственного Технического Университета