

МАШИНОВЕДЕНИЕ

Ս. Մ. ԹԵՐ-ՕՎՍԵՅԱՆ, Ա. Ա. ԹԵՐ-ՄԿՐՏՅԱՆ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭКОНОМИЧНОСТИ СХЕМЫ
КОМБИНИРОВАННОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ
СО СВОБОДНО ПОРШНЕВЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Крупным достижением современной техники является создание нового двигателя—газовой турбины, широкое применение которой позволяет значительно повысить экономичность энергетических, силовых и транспортных установок. Известно, что у обычных газотурбинных установок (ГТУ) максимум кпд достигает до 20—22 процентов.

Однако, наибольший экономический эффект получается при применении газовых турбин в схемах комбинированных газотурбинных установок с так называемыми двигателями со свободно движущимися поршнями. Высокая экономичность схем комбинированных ГТУ со свободно поршневым двигателем (СПД) и газовой турбиной (ГТ) по сравнению с обычными ГТУ обусловлена следующими их преимуществами. 1. Объединение в одном агрегате свободнопоршневым двигателем двигателя и компрессора (осуществление поршневого двигателя прямого действия, позволяют создать комбинированную теплоэнергетическую установку со значительно меньшим расходом металла (в полтора, два раза) на ее изготовление и почти полностью освобождает от применения дорогостоящих антифрикционных сплавов.

2. Комбинированная установка с СПД и ГТ позволяет при определенных условиях осуществлять рабочий процесс с высокой экономичностью (кпд равен 41,8% без использования тепла отработанных в газовой турбине газов) вследствие наиболее рационального сочетания основных преимуществ газовых турбин и двигателей внутреннего сгорания (дизелей) и устранения недостатков свойственных каждому из них. В такой комбинированной теплосиловой установке образование рабочего тела происходит при высоком давлении и высокой температуре в цилиндре двигателя, недопустимых для обычных газовых двигателей. В то же время, благодаря наличию в схеме газовой турбины, происходит термодинамический цикл полного расширения, который не может быть осуществлен в обычных двигателях внутреннего сгорания.

3. Высокий кпд достигается при сравнительно невысоких давлениях рабочего газа и при весьма умеренных температурах его на входе в газовую турбину (500—600 °C). В результате отпадает необ-

ходимость применения дорогостоящих антифрикционных сплавов для изготовления лопаток газовой турбины, являющихся уязвимым узлом конструкции последних.

4. В СПД можно изменять крайнее положение поршней в зависимости от количества подаваемого топлива, что позволяет очень эффективно и экономично регулировать количеством воздуха, подаваемого компрессором. Кроме того, в комбинированной установке с СПД и ГТ можно дополнительно осуществить регулирование путем перепуска воздуха после компрессора непосредственно на газовую турбину, используя для этого регенерацию. Все это позволяет осуществить регулирование мощности установки в широких пределах без значительного понижения ее экономичности. Подобное положительное свойство резко отличает схему ГТУ с СПД—ГТ от обычных ГТУ, у которых регулирование мощности приводит к резкому снижению их экономичности.

5. Вследствие значительной простоты конструкции свободнопоршневых двигателей (отсутствие кривошипно-шатунного механизма, нагруженных подшипников и др.), а так же относительно низкой температуры газа можно достичь в комбинированной ГТУ значительного увеличения моторесурса (до 10.000 часов).

6. В качестве топлива для СПД могут быть применены различные дешевые тяжелые прогоны нефти (соллярное масло, мазут и др.), а так же местное газообразное и твердое топливо при осуществлении двухтактного процесса.

Известны конструкции СПД, работающие на ядерном топливе.

7. В комбинированной газотурбинной установке с СПД—ГТ может быть осуществлен набор нескольких СПД унифицированной мощностью, работающих на одну газовую турбину. Причем, при одновременной работе нескольких СПД и одной установке вполне возможна самостоятельная работа отдельных двигателей, что делает всю установку вполне надежной в эксплуатации.

8. КПД комбинированной установки с СПД—ГТ может быть увеличен на 15 и более процентов за счет использования тепла, содержащегося в отработанных в газовой турбине газах.

В зависимости от назначения все двигатели со свободнодвижущимися поршнями можно разделить на два класса.

Двигатели первого класса СПДК применяют для приводов компрессоров при получении сжатого воздуха.

В этом случае двигатель и компрессор представляют агрегат, смонтированный в одном блоке. Поршни двигателя соединены непосредственно с поршнями компрессора и передают им всю работу, развиваемую газом в рабочем цилиндре двигателя (за исключением затрат работы на преодоление трения поршней от стенки цилиндра).

Двигатели СПДГ—второго класса—применяют в качестве генераторов рабочих газов. При этом весь воздух, сжимаемый компрессором, расходуется на продувку и наддув цилиндра двигателя, а за-

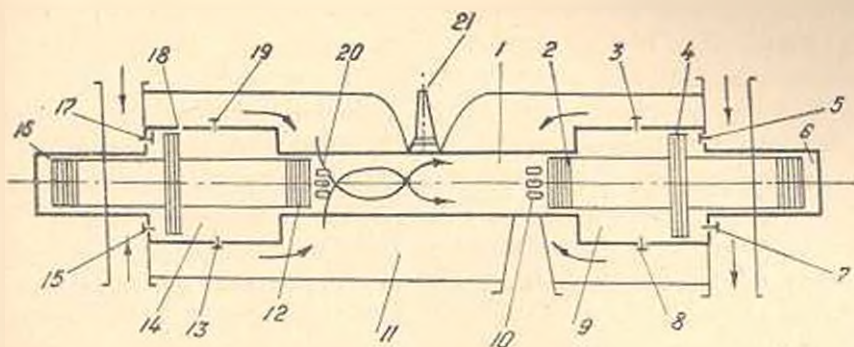


Рис. 1.

тем продукты сгорания двигателя в смеси с воздухом направляются в качестве рабочего тела в газовую турбину или поршневую расширительную машину. В этом случае двигатели со свободнодвижущимися поршнями входят в состав комбинированной теплосиловой ГТУ.

На рис. 1 показана схема симметричного СПДК с воздушным буфером. Принцип действия такого двигателя заключается в следующем.

В цилиндре 1 двигателя расположены два рабочих поршня 2 и 12, которые при помощи штоков соединены с соответствующими поршнями 4 и 18 компрессора. Во время рабочего (расходящегося) хода поршней 2 и 12 двигателя, когда в рабочем цилиндре 1 расширяется газ, в цилиндрах 9 и 14 компрессора происходит сначала сжатие воздуха, а затем его нагнетание в ресивер 11 продувочного воздуха через клапаны 3, 8, 13 и 19. При дальнейшем процессе сжатия начинается нагнетание воздуха через клапаны 7 и 15 и расходные блонны для различных технических нужд. В качестве продувочного насоса иногда используют полость цилиндров компрессора, образуемую обратной стороной поршней 4 и 18 компрессора. Одновременно со сжатием воздуха в компрессорах при совершении рабочего хода поршней 2 и 12 двигателя начинается процесс сжатия воздуха в специальных буферных цилиндрах 6 и 16, так что к моменту наибольшего расхождения поршней 2 и 12 в этих цилиндрах образуется воздушный буфер. Таким образом, воздушные буферы аккумулируют энергию работы расширения газов в двигателе для совершения обратного (сходящегося) хода поршней 2 и 12, при котором происходит процесс сжатия воздуха в рабочей полости цилиндра 1. При подходе поршней к внутренней мертвой точке происходит впрыск топлива, которое сгорает, вследствие чего резко повышается давление и температура, поршни отталкиваются обратно, то есть происходит расширение газов, цикл повторяется. Таким образом, воздушные буферы, образованные от сжатия воздуха в цилиндрах 6 и 16 имеют то же назначение, что и маховик в двигателях с кривошипно-шатунным механизмом. При обратном ходе поршней одновременно со сжатием

воздуха в цилиндре двигателя происходит процесс всасывания воздуха в цилиндре 9 и 14 компрессора через спускные клапаны 5 и 17.

Важным этапом в комплексе вопросов, связанных с проектированием новых установок является определение оптимального значения характеристик экономичности, обеспечивающих наиболее эффективное использование, как отдельных узлов, так и установки в целом. Поэтому вопрос технико-экономического анализа схем ГТУ с СПД-ГТ является вопросом первостепенной важности.

Целью настоящей работы является установление приемлемых для инженерных расчетов аналитических зависимостей, связывающих заданные исходные и действующие на рабочий режим параметры, позволяющие составить расчетную схему ГТУ с СПД и ГТ.

Работа эта является модификацией известной в литературе методике профессора В. К. Кошкина, освещенной в его книге* по расчету схем газотурбинных установок, с тем преимуществом, что при тех же комбинациях зависимостей, полученных проф. В. К. Кошкиным для построения сетки экономичности, авторам удалось упростить, как схему расчета, так и построение самой сетки. Работа проделана авторами при консультации профессора В. К. Кошкина.

В дальнейшем принимаем следующие обозначения для исходных параметров:

p_0 — давление воздуха до компрессора;

p_k — давления воздуха после компрессора;

π_k — степень повышения давления в компрессоре;

$\eta_{спдк}$ — кпд СПДК;

N_t — мощность газовой турбины;

η_t — кпд газовой турбины;

ν — коэффициент гидравлических потерь в системе подачи рабочих газов от СПДК КГТ;

α — коэффициент избытка воздуха в цилиндре СПД; определяется при заданном характерном коэффициенте β из произведения $\alpha \cdot \beta$;

β — характерный коэффициент, определяющий отношение расхода воздуха через компрессор к расходу воздуха, участвующего в сгорании топлива в двигателе.

Вывод аналитического выражения для кпд ГТУ $\eta_{гст}$

В общем случае кпд ГТУ определяется следующим образом

$$\eta_{гст} = \xi_1 \eta_k \eta_c \eta_k \eta_t \eta_p \quad (1)$$

* В. В. Кошкин и др. Двигатели со свободноподвижными поршнями в тепло-силовых установках. Машгиз, 1957.

где ξ_1 — отношение теплоемкостей газов при температурах T_0 и T_1

$$\xi_1 = \frac{c_{p1}}{c_{p0}} \quad (2)$$

$\eta_1 = T_1/T_0$ — отношение температур, определяющее степень подогрева рабочего газа;

η_c — эффективный кпд СПД;

η_k — политропический кпд компрессора

$$\eta_c \eta_k = \eta_{спдк}, \quad (3)$$

η_v — характеризует влияние гидравлических потерь на кпд всей комбинированной установки

$$\eta_v = \frac{1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\frac{n_k-1}{n_k} \pi_k^{\frac{1}{n_k}} - 1}$$

Степень совершенства газопроводных систем установки характеризуется коэффициентом гидравлических потерь γ , равным отношению P_1 — давления газа перед турбиной к P_k — давления воздуха сжатого в компрессоре

$$\gamma = \frac{P_1}{P_k} \quad (4)$$

Учитывая последнее для η_k , получаем:

$$\eta_v = \frac{1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_k \gamma} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\frac{n_k-1}{n_k} \pi_k^{\frac{1}{n_k}} - 1} \quad (5)$$

Анализ уравнения (1) показывает, что если в него поставить значение входящих величин по (2), (3), (5), то после произведения элементарных преобразований, получим:

$$\eta_{уст} = \frac{c_{pk}}{c_{p1}} \left[\frac{\eta_{спдк}}{\frac{n_k-1}{n_k} \pi_k^{\frac{1}{n_k}} - 1} + (1 - \eta_{vw}) \right] \left[1 - \left(\frac{1}{\gamma \pi_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_T \quad (6)$$

где η_{vw} — коэффициент потерь на теплопередачу, равный 0,2.

Поставив значение η_{vw} в (6), получим следующее выражение

$$\eta_{уст} = \frac{c_{pk}}{c_{p1}} \left[\frac{\eta_{спдк}}{\frac{n_k-1}{n_k} \pi_k^{\frac{1}{n_k}} - 1} + 0,8 \right] \left[1 - \left(\frac{1}{\gamma \pi_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_T \quad (7)$$

определяющее кпд комбинированной ТУ через кпд СПД $\eta_{\text{спдк}}$, степени повышения давления в компрессоре, π_k , коэффициента гидравлических потерь χ и кпд газовой турбины η_t .

Вывод аналитического выражения для степени подогрева ϕ_1

В общем случае тепловой баланс СПД с перепуском части воздуха из компрессора в выпускной ресивер определяется следующим уравнением

$$G_k c_p T_1 = G_t c_{p2} T_t + (G_k - G_t) T_k c_{pk}, \quad (8)$$

где c_p — теплоемкость газов (при постоянном давлении) перед ГТ;

G_t — расход воздуха в одну сек. участвующего в продувке и наполнении двигателя;

c_{p2} — теплоемкость выпускных газов (при постоянном давлении);

T_t — температура выпускных газов из двигателя;

c_{pk} — теплоемкость при постоянном давлении сжатого воздуха после компрессора;

T_t — температура воздуха на выходе из компрессора.

Разделив уравнение (8) на G_k , будем иметь

$$c_p T_1 = \frac{\varphi}{\beta} c_{p2} T_t + \left(1 - \frac{\varphi}{\beta}\right) c_{pk} T_k, \quad (9)$$

здесь использован характерный коэффициент β , который определяется из выражения

$$\beta = \frac{\frac{H_u}{n_k - 1} \frac{ART_0 \pm L_0}{n_k - 1} \frac{\eta_{\text{спдк}}}{\pi_k - 1}}{\quad} \quad (10)$$

где ε — коэффициент продувки равный отношению количества воздуха, потребляемого поршневым двигателем для наполнения и продувки его цилиндра, к количеству воздуха, пошедшего на наполнение цилиндра двигателя;

H_u — низшая теплотворная способность топлива;

α — коэффициент избытка воздуха в двигателе;

L_0 — теоретическое необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива;

R — газовая постоянная.

Для случая, когда выполнен вариант двигателя без перепуска воздуха $\varphi = \beta$, температура T_t продуктов сгорания в смеси с продувочным воздухом может быть подсчитана по уравнению теплового баланса. Предполагая, что поршневой компрессор не охлаждается и что работа трения расходуется на нагрев газа, получаем:

$$c_{p2} T_t = c_{pk} T_k + (1 - \eta_c - \eta_{\text{спдк}}) \frac{G_t}{\beta} \quad (11)$$

здесь g_T — расход жидкого топлива.

После несложных преобразований получаем выражение, определяющее температуру T_1 рабочего газа перед лопатками турбины:

$$T_1 = \frac{c_p}{c_{p1}} T_0 + \frac{g_T}{c_{p1} \beta} (1 - \eta_w). \quad (12)$$

при отсутствии перепуска, когда $\beta = \varphi$, что тоже $c_{p1} = c_{p0}$, следует

$$T_1 = T_r = \frac{c_{p0}}{c_{p1}} T_0 + \frac{g_T}{c_{p0} \beta} (1 - \eta_w) \quad (13)$$

или если учесть, что $g_T = \frac{H_u}{\alpha L_0}$, то получим:

$$T_1 = T_r = \frac{c_{p0}}{c_{p1}} T_0 + \frac{H_u (1 - \eta_w)}{\beta \alpha L_0 c_{p1}} \quad (14)$$

Поставив в уравнение (14) значение характерного коэффициента β из (10) и учитывая, что $\eta_w = 0,2$, получим:

$$Q_1 = \frac{T_1}{T_0} + \frac{c_{p0}}{c_{p1}} \left[1 + \frac{\pi_k^{\frac{n_k-1}{n_k}}}{\eta_{сн.к}} \cdot 0,8 \right] \quad (15)$$

или же температуру рабочего газа перед турбиной

$$T_1 = T_0 \frac{c_{p0}}{c_{p1}} \left[1 + \frac{0,8 \left(\pi_k^{\frac{n_k-1}{n_k}} \right)}{\eta_{сн.к}} \right] \quad (16)$$

Построение сетки экономичности и технико-экономический анализ схем ГТУ с СПД—ГТ

Полученные выражения (7) и (15) для коэффициента полезного действия ГТУ с СПД—ГТ и отношение температур позволяют построить сетку экономичности в плоскости $(\eta_{сн.т}; T_1)$, которая связывает основные заданные параметру расчеты рабочей схемы с параметрами, действующими на режим.

Методика построения сетки экономичности такова: Составляем расчетную таблицу с последующим вычислением

$$A = \pi_k^{\frac{n_k-1}{n_k}} - 1, \quad B = \frac{\eta_{сн.к}}{A}, \quad C = 0,95(B - 0,8),$$

$$D = \left(\frac{1}{\gamma \pi_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad E = (1 - D) \cdot 0,8, \quad F = \eta_{сн.т} = E \cdot C,$$

при выбранных $\eta_{сн.т}$, n_k , k , γ , $\eta_{сн.к}$, π_k .

Определяем значение $\eta_{уст}$ для всех возможных комбинаций значений исходных параметров при одном постоянном значении одного из них. Например, оставляя все время постоянным код СПД $\eta_{спд} = \text{const}$, ведем расчет $\eta_{уст}$ для всех значений τ_k и ν и продолжаем эту операцию до тех пор, пока $\eta_{уст}$ не получит все значения, ограниченные наперед заданными $\eta_{нак}$. Далее по формуле (16) и табл. 1 при известных τ_k , ν , $\eta_{спд}$ вычисляем η_i и строим сетку экономичности (рис. 2).

Таблица 1

ν	τ_k	A	B	C	D	E	F	$\eta_{нак}$
0,7	2	0,21	0,955	1,665	0,91	0,72	0,12	0,2
0,7	4	0,46	0,935	1,165	0,702	0,238	0,277	0,2
0,7	6	0,63	0,915	1,080	0,675	0,260	0,282	0,2
0,7	8	0,77	0,905	1,080	0,625	0,30	0,302	0,2
0,7	10	0,88	0,228	1,005	0,583	0,333	0,325	0,2
0,7	2	0,21	1,432	2,18	0,91	0,72	0,154	0,3
0,7	4	0,46	0,985	1,372	0,712	0,238	0,326	0,3
0,7	6	0,63	0,477	1,215	0,675	0,260	0,328	0,3
0,7	8	0,77	0,389	1,13	0,625	0,302	0,330	0,3
0,7	10	0,88	0,345	1,10	0,583	0,332	0,367	0,3
0,8	2	0,17	0,17	2,44	1,875	0,12	0,292	0,3
0,8	4	0,38	0,79	1,51	0,720	0,224	0,335	0,3
0,8	6	0,52	0,57	1,31	0,660	0,272	0,358	0,3
0,8	8	0,61	0,49	1,205	0,600	0,320	0,385	0,3
0,8	10	0,70	0,43	1,15	0,562	0,350	0,405	0,3
0,9	2	0,17	1,71	2,44	0,87	0,12	0,29	0,3
0,9	4	0,38	0,79	1,51	0,70	0,24	0,36	0,3
0,9	6	0,52	0,57	1,31	0,63	0,296	0,376	0,3
0,9	8	0,61	0,49	1,25	0,561	0,336	0,418	0,3
0,9	10	0,70	0,43	1,17	0,545	0,368	0,42	0,3
0,8	2	0,17	1,17	1,11	0,875	0,10	0,12	0,2
0,8	4	0,38	0,525	1,21	0,720	0,224	0,27	0,2
0,8	6	0,52	0,387	1,13	0,660	0,272	0,355	0,2
0,8	8	0,61	0,328	1,032	0,600	0,320	0,350	0,2
0,8	10	0,70	0,286	0,975	0,562	0,350	0,340	0,2
0,9	2	0,17	1,17	1,87	0,85	0,12	0,225	0,2
0,9	4	0,38	0,525	1,28	0,70	0,239	0,299	0,2
0,9	6	0,52	0,387	1,13	0,63	0,296	0,325	0,2
0,9	8	0,61	0,328	1,03	0,581	0,385	0,395	0,2
0,9	10	0,70	0,286	0,98	0,545	0,364	0,359	0,2

На рис. 2 приведена сетка экономичности для следующих числовых значений исходных параметров:

$$\tau_k = 2; 4; 6; 8; 10, \quad \mu_k = 1,3 \quad k = 1, 3, 8,$$

$$\nu = 0,7; 0,8; 0,9, \quad c_{рх}/c_1 = 0,95,$$

$$\eta_{нак} = 0,2; 0,3; 0,4, \quad \eta_{т} = 0,85.$$

Правила пользования сеткой таковы.

Выбрав точку на сетке, надо прочесть соответствующую отметку на оси ординат, где расположена шкала код установки. На оси

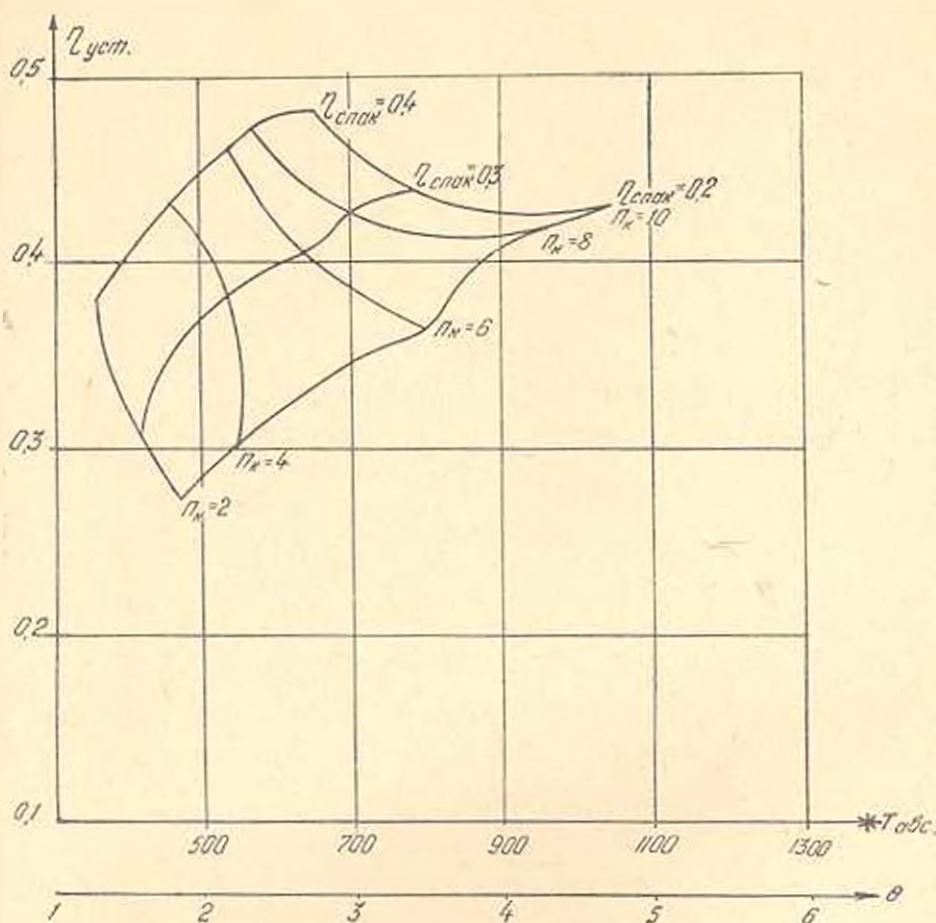


Рис. 2.

абсцисс читаем соответствующую отметку температуры рабочего газа перед ГТ, обеспечивающую оптимальный режим работы турбины. Семейство кривых (π_k) указывают какой степени повышения давления соответствует выбранное значение кпд. Кривые же семейства $\eta_{спл}$ указывают какой кпд должен быть заложен в проектируемый СПД, чтобы обеспечить при данных значениях исходных и действующих параметров выбранный кпд всей установки. Так например, по рис. 2 максимальный $\eta_{уст.} = 41.8$ получается при СПД $\eta_{спл.} = 0.2$, коэффициенте гидравлических потерь $\chi = 0.9$, степени повышения $\pi_k = 8$ и температуре рабочего газа перед турбиной $T_g = 500$ С.

Изложенный метод расчета и анализ технико-экономических характеристик достаточно точен и прост. Аналитический метод построения сетки экономичности по описанной методике, в конечном счете, сводится к совместному решению уравнений (7) и (15), устанавливающих функциональную зависимость кпд установки и температуры рабочего газа от основных параметров.

В заключении необходимо отметить, что изложенная методика одинаково приемлема, как для расчета схем ГТУ с СПДК, так и с СПГГ. Предложенная методика получила практическое применение в работах отдела газотурбинных установок филиала Научно-исследовательского института электротехнической промышленности при Арм-электрозаводе.

ՓՈՒՈՒԱ

Поступила 15 II 1959

Շ. Մ. ՏԵՐ-ՆՈՎՕՍԵՅԱՆ, Ա. Ա. ՏԵՐ-ՄԿՐՏՉԻԱՆ

ԱԶԱՏ ՄԵՈՑԱԼՈՐ ՀԱՐԺԻՉ ՈՒՆԵՑՈՂ ՀԱՄԱԿՑՎԱԾ ԳԱԶԱՏՈՒՐ
ԲՐՆԱՅԻՆ ԿԱՅԱՆՔԻ ՍԻՍՏԵՄԻ ՏՆՏԵՍՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ
ՄԵԹՈԴԻԿԱՆ

Ա մ փ ո փ ո Վ մ

Հողվածում տրվում է ազատ մխոցավոր շարժիչ (ԱՄՇ)՝ դադարի տուրբին (ԴՏ) ունեցող համակցված դադատուրբինային կայանքի (ԴՏԿ) սխեմայի տնտեսողականության հաշվարկի մեթոդիկան: Աշխատանքը բաղկացած է չորս մասից. առաջին մասում արվում են ԱՄՇ ԴՏ ունեցող ԴՏԿ-ների առավելությունները սովորական ԴՏԿ-ների համեմատությամբ և ազատ-մխոցավոր շարժիչների դատարկումը, այն է՝ ազատ-մխոցավոր զիզել-ճնշակներ (ԱՄԻՃ), ազատ-մխոցավոր դպիլի պենրատորներ (ԱՄԳԿ): Եկարագրված են ԱՄԻՃ-ի սկզբունքային սխեման և նրա աշխատանքի սկզբունքը (նկ. 1):

Երկրորդ և երրորդ մասերում, չեղմադինամիկայի հայտնի սկզբունքների հիման վրա արտահայտված են համակցված ԴՏԿ-ի օգտակար դորժողությունը զործակցի և աշխատող մարմնի տաքացման ստանձանի համար ունակուիկ արտահայտություններ:

Չորրորդ մասում տրվում է հաշվարկի կատարման, տնտեսողականության ցանցի կառուցման մեթոդիկան և հատկապես ԴՏԿ-ի սխեմայի տեխնիկա-տնտեսական վերլուծությունը:

Հաշվարկի կատարման և տնտեսողականության ցանցի կառուցման ժամանակ դործառված մեծությունների թվական նշանակություններն ունեն կիրառական նշանակություն: