

УДК 621.438.082

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ С ОТБОРОМ ВОЗДУХА НА ОХЛАЖДЕНИЕ МЕЖТУРБИНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

©2014 В.А. Иванов

ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь

Рассмотрена возможность повышения эффективного коэффициента полезного действия (КПД) сложного цикла газотурбинной установки (ГТУ) с промежуточным подогревом при условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов, уменьшении степени подогрева во второй ступени по сравнению с первой и степени повышения давления, оптимальной по эффективному КПД (экономической) для простого цикла. Экономическая степень повышения давления найдена в функции от степени подогрева во второй ступени, так как это обеспечивает наибольшее увеличение работы сложного цикла по сравнению с работой простого цикла. Эффективный КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение межтурбинной камеры сгорания найден как сумма эффективного КПД простого регенеративного цикла для части воздуха, отбираемой на охлаждение, и эффективного КПД сложного цикла с промежуточным подогревом для оставшейся части воздуха. Установлено, что эффективный КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение межтурбинной камеры сгорания и его регенеративным подогревом выше эффективного КПД аналогичного сложного цикла без отбора воздуха и достигает максимума, также как и работа этого цикла, при экономической степени повышения давления для простого цикла.

Сложный цикл, степень подогрева в ступенях сложного цикла, регенерация теплоты отработавшего газа.

Введение. При увеличении работы цикла ГТУ за счёт введения промежуточного подогрева возникает необходимость уменьшить степень подогрева во второй ступени θ_2 сложного цикла по сравнению с первой ступенью θ_1 с целью уменьшения расхода воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение второй высокотемпературной турбины, имеющей более длинные лопатки, чем первая.

Эффективность сложных циклов с промежуточным подогревом при принятом условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов определяется увеличением их работы по сравнению с работой простого цикла. В работе [1] показано, что наибольшая эффективность сложных циклов с промежуточным подогревом обеспечивается при параметрах простого цикла, найденных в зависимости от степени подогрева газа во второй ступени сложного цикла θ_2 . Это объясняется тем, что при уменьшении параметра ($\theta_2 < \theta_1$) уменьшается степень повышения давления (СПД) в сложном цикле, оптимальная по эффективному КПД (экономическая) простого цикла, но сохраняется общее количество теплоты, подведённой в сложном цикле. В результате максимум

работы сложного цикла, достигаемый при экономической СПД, уменьшается наиболее экономичным путём пропорционально уменьшению максимума эффективного КПД.

В статье с учётом изложенного способа обеспечения наибольшей эффективности сложного цикла с промежуточным подогревом (далее просто сложного цикла) рассматривается влияние введения отбора воздуха из компрессора для охлаждения межтурбинной камеры сгорания на понижение эффективного КПД сложного цикла и возможность увеличения этого эффективного КПД за счёт регенерации теплоты отработавшего в турбинах газа (ОГ) путём подогрева охлаждающего воздуха, так как обычный способ регенерации путём подогрева воздуха за компрессором невозможен при экономической СПД из-за отрицательной разности температуры газа за турбинами и воздуха за компрессором.

Методика нахождения параметров сложного цикла с регенеративным подогревом воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение КС2. На рис. 1 показана схема ГТУ сложного цикла с промежуточным подогревом, отбором

воздуха из компрессора на охлаждение межтурбинной камеры сгорания (КС2) и регенерацией теплоты отработавших газов путём подогрева отбираемого на охлаждение воздуха.

Введём обозначения: $\theta = T_r/T_a$ - степень повышения температуры в цикле; $\pi_\Sigma = p_k/p_a$ - степень повышения давления в цикле; $\pi_{k1} = p_{k1}/p_a$ - степень повышения давления в первой ступени сложного цикла (до места отбора воздуха из компрессора); $\pi_{r1} = p_k/p_{r1}$ - степень понижения давления в первой сложного ступени цикла (в первой турбине); $\pi_{r2} = p_{r1}/p_a$ - степень понижения давления во второй ступени сложного цикла (во второй турбине);

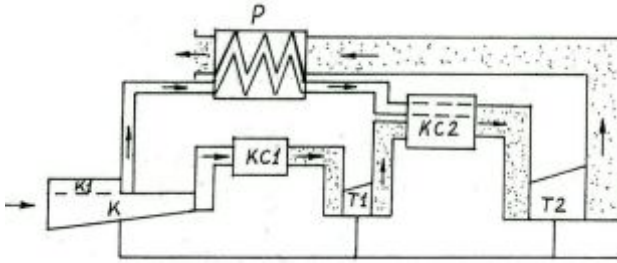


Рис. 1. Схема ГТУ сложного цикла с промежуточным подогревом, отбором воздуха из компрессора на охлаждение межтурбинной камеры сгорания и регенеративным подогревом отбираемого на охлаждение воздуха

прессор; кс- камера сгорания; т- турбина; 1, 2- первая и вторая ступень повышения (понижения) давления; а- окружающая атмосфера; г- газ; в- воздух; к- показатель адиабаты (принято $k = k_r = k_b = 1,4$); η - КПД цикла и процессов сжатия (расширения) в цикле; е- эффективный; Σ - общий.

Для простоты циклы ГТУ рассмотрим как действительный цикл с идеальным газом, газовая постоянная и показатель адиабаты которого остаются неизменными. Сложный цикл рассмотрим с разной степенью подогрева в ступенях ($\theta_1 > \theta_2$) и параметрами простого цикла, найденными в функции от параметра θ_2 .

Равенство КПД простого и сложного циклов обеспечим за счёт нахождения степени понижения давления в первой ступени сложного цикла по известной формуле

$$e_{\tau_{1\text{равн}\eta_e}} = \frac{\theta_1 \eta_{\tau_1}}{\theta_2 \eta_{\tau_2}} (1 - \eta_{e1-1}) e. \quad (1)$$

Эффективный КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2 без регенерации теплоты ОГ найдём как сумму эффективных КПД простого цикла (цикл 1-1) η_{e1-1} для части воздуха, отбираемой на охлаждение КС2, и сложного цикла с промежуточным подогревом (цикл 1-2) η_{e1-2} для оставшейся части циклового воздуха

$$\eta_{e1-2}^{\text{отб}} = \eta_{e1-1} n + \eta_{e1-2} (1 - n), \quad (2)$$

где $n = G_{\text{в.отб}}/G_{\text{в.к}}$ - расход отбираемого на охлаждение КС2 воздуха $G_{\text{в.отб}}$, отнесённый к расходу воздуха на входе в компрессор $G_{\text{в.к}}$.

Так же найдём и удельную эффективную работу (далее просто работу) сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2

$$L_{e1-2}^{\text{отб}} = L_{e1-1} n + L_{e1-2} (1 - n). \quad (3)$$

Такой подход позволяет использовать известные формулы эффективных и удельных параметров простого и сложного циклов без их усложнения.

Пусть для простоты место отбора воздуха из компрессора на охлаждение КС2 соответствует равенству давлений охлаждающего воздуха и газа за первой турбиной (без учёта гидравлических потерь в трубопроводах и регенераторе), т.е. равенству степени повышения давления воздуха в первой ступени и степени понижения давления газа во второй ступени $\pi_{k1} = \pi_{r2}$.

Тогда эффективный КПД простого цикла с термодинамическими параметрами π_{k1} , θ_2 , без регенерации теплоты ОГ и с постоянной теплоёмкостью газа во всех процессах найдём по известной формуле

$$\eta_{e1-1} = \frac{\bar{L}_{e1-1}}{Q_{1-1}} = \frac{[(e_{k1} - 1)/\eta_{k1}][(\theta_2 \eta_{k1} \eta_{r2} / e_{k1}) - 1]}{\theta_2 - (e_{k1} - 1)/\eta_{k1} - 1}, \quad (4)$$

а с учётом регенерации теплоты ОГ по формуле, полученной в [2]

$$\eta_{e1-p} = \frac{[(e_{k1} - 1) / \eta_{k1}] [(\theta_2 \eta_{k1} \eta_{\tau 2} / e_{k1}) - 1]}{[\theta_2 - (e_{k1} - 1) / \eta_{k1} - 1] - \sigma_p a}, \quad (5)$$

где

$$a = \theta_2 [1 - (1 - 1/e_{\tau 2}) \eta_{\tau 2}] - [(e_{k1} - 1) / \eta_{k1} + 1].$$

Эффективный КПД сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях ($\theta_1 > \theta_2$) найдём по известной формуле

$$\eta_{e1-2} = \frac{\bar{L}_{e1-2}}{\bar{Q}_{1-2}} = \frac{\theta_1 (1 - 1/e_{\tau 1}) \eta_{\tau 1} + \theta_2 (1 - 1/e_{\tau 2}) \eta_{\tau 2} - (e - 1) / \eta_k}{[\theta_2 - (e - 1) / \eta_k - 1] + \theta_1 (1 - 1/e_{\tau 1}) \eta_{\tau 1}}. \quad (6)$$

Здесь $\bar{L}_e = L_e / (C_p T_a)$ - относительная удельная работа цикла (отнесённая к произведению теплоёмкости на температуру атмосферного воздуха), $\bar{Q} = Q / (C_p T_a)$ - относительная удельная теплота, подведённая в цикле.

Эффективный КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2 и регенерацией теплоты ОГ путём подогрева отбираемого воздуха найдём как сумму эффективных КПД простого регенеративного цикла η_{e1-p} и сложного цикла с промежуточным подогревом η_{e1-2} для тех же частей циклового воздуха

$$\eta_{e1-2p}^{отб} = \eta_{e1-p} n + \eta_{e1-2} (1 - n). \quad (7)$$

Влияние регенеративного подогрева воздуха, отбираемого на охлаждение КС2, на параметры сложного цикла. Заметим, что, как видно из формулы (1), увеличение параметра θ_1 по сравнению с θ_2 приводит к увеличению степени понижения давления газа в первой ступени $\pi_{\tau 1}(e_{\tau 1})$ пропорционально увеличению отношения θ_1 / θ_2 и соответственно к уменьшению степени понижения давления газа во второй ступени $\pi_{\tau 2}(e_{\tau 2})$ и повышению температуры газа за турбиной $T_{\tau 2}$. Увеличение параметра θ_1 по сравнению с θ_2 приводит к уменьшению параметра $\pi_{k1}(e_{k1})$ при равенстве $\pi_{k1} = \pi_{\tau 2}$, необходимом для охлаждения КС2, и соответственно к понижению температуры воздуха T_{k1} , отбираемого из компрессора на охлаждение КС2. В результате при $\theta_1 > \theta_2$ перепад температур газа и воздуха в регенераторе $\Delta T_p = T_{\tau 2} - T_{k1}$ увеличивается, что

способствует эффективному использованию теплоты ОГ для повышения эффективного КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2.

В работе [3] получена зависимость удельной поверхности регенератора $f_p = F_p / G_B$ от степени регенерации σ_p для трубчатого противоточного регенератора с отношением водяных эквивалентов воздуха и продуктов сгорания $\varphi = C_{pB} G_B / C_{pп.с} G_{п.с} = 1$. Так как в рассматриваемом сложном цикле расход отработавшего в турбинах газа многократно превышает расход воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение КС2, то зависимость $f_p = f(\sigma_p)$ была дополнена числовыми зависимостями при $\varphi < 1$, полученными расчётом по формуле В.В. Уварова

$$f_p = \frac{c_{pв}}{\kappa_p (\varphi - 1)} \ln \frac{1 - \sigma_p}{1 - \varphi \sigma_p},$$

где K_p - коэффициент теплопередачи.

Коэффициент φ приближённо (при равенстве теплоёмкости газа и воздуха) находился по формуле

$$\varphi = G_{в.отб} / (G_{в.к} - G_{в.отб}) = n / (1 - n).$$

Согласно ей, с увеличением относительного расхода воздуха на охлаждение КС2 до $n = 0,5$ отношение водяных эквивалентов увеличивается до $\varphi = 1$. Зависимости $f_p = f(\sigma_p)$ при $\varphi \leq 1$ показаны на рис. 2.

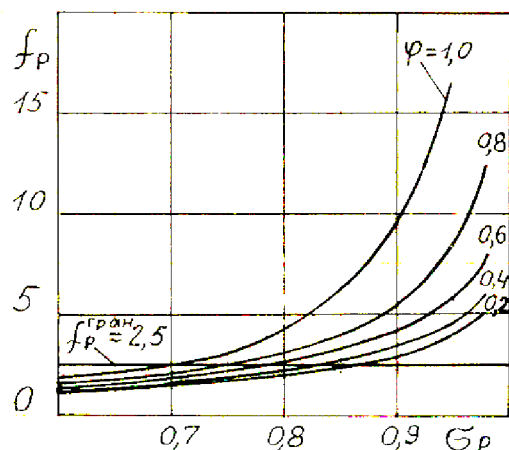


Рис. 2. Зависимость удельной поверхности регенератора от степени регенерации при отношении водяных эквивалентов воздуха и газа $\varphi \leq 1$

Как видно из рис. 2, при $\varphi=1$ удельная поверхность регенератора, соответствующая границе её интенсивного увеличения, равна $f_p^{гран}=2,5$ и достигается при граничном значении степени регенерации $\sigma_p^{гран}=0,7$, величина которой известна также по другим работам, например [4]. Из рис. 2 найдём значения степени регенерации $\sigma_p^{гран}$ при значениях $\varphi < 1$ и удельной поверхности регенератора $f_p^{гран}=2,5$, которую примем за максимально возможную для регенератора с целью минимизации его размеров. Таким способом получена зависимость $\sigma_p^{гран}=f(\varphi)$, которая с учётом $n=\varphi/(1+\varphi)$ преобразована в $\sigma_p^{гран}=f(n)$ и показана на рис. 3.

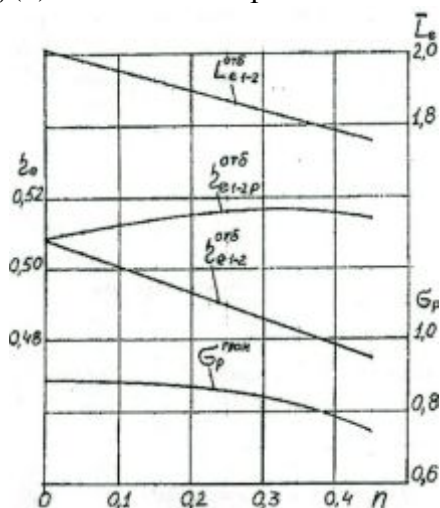


Рис. 3. Зависимость параметров сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях и регенеративным подогревом воздуха, отбираемого на охлаждение КС2, от относительной величины отбираемого расхода воздуха $n=G_{в.отб}/G_{в.к}$ ($\theta_1=6, \theta_2=5,5$; $\pi_{\Sigma опт \eta_{e1-1}}=46,4$; $\eta_{\kappa 1}^*=0,87$; $\eta_{\kappa}^*=0,85$; $\eta_{\tau 1}^*=0,89$; $\eta_{\tau 2}^*=0,94$)

На рис. 3 показана зависимость параметров сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях $\theta_1=6, \theta_2=5,5$ и регенеративным подогревом воздуха, отбираемого на охлаждение КС2, от относительной величины отбираемого расхода воздуха $n=G_{в.отб}/G_{в.к}$ при экономической СПД для простого цикла $\pi_{\Sigma опт. \eta_{e1-1}}$, являющейся функцией параметра θ_2 . Как видно из рис. 3, с увеличением отбора воздуха на охлаждение КС2 (с увеличением

коэффициента n) работа $L_{e1-2}^{отб}$ и эффективный КПД $\eta_{e1-2}^{отб}$ сложного цикла уменьшаются, но с учётом регенеративного подогрева отбираемого воздуха со степенью регенерации $\sigma_p^{гран}$ эффективный КПД сложного цикла $\eta_{e1-2p}^{отб}$ сначала увеличивается и достигает максимума при $n=0,3$, а затем уменьшается.

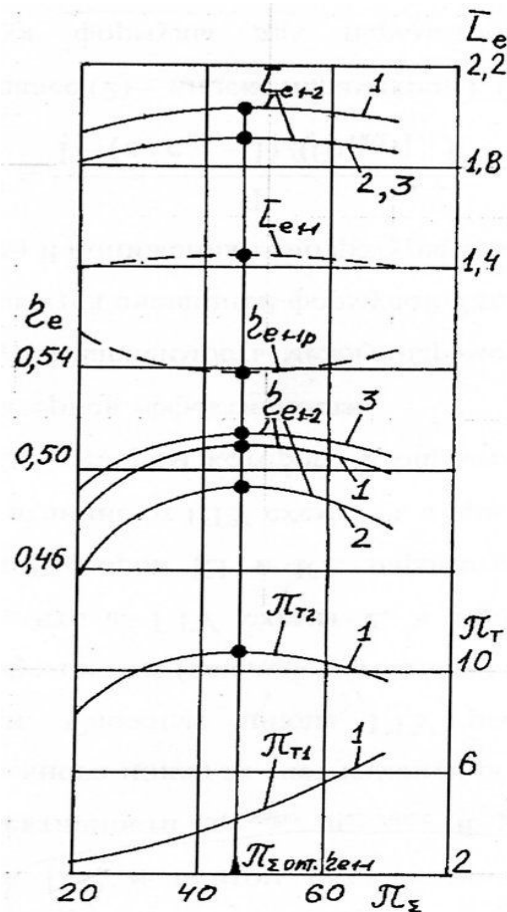


Рис. 4. Зависимость параметров сложного цикла (—) с разной степенью подогрева в ступенях и отбором воздуха на охлаждение КС2 от общей степени повышения давления ($\theta_1=6, \theta_2=5,5$; $\eta_{\kappa 1}^*=0,87$; $\eta_{\kappa}^*=0,85$; $\eta_{\tau 1}^*=0,89$; $\eta_{\tau 2}^*=0,94$); 1- сложный цикл без отбора воздуха на охлаждение КС2; 2- сложный цикл с отбором воздуха на охлаждение КС2 с $n=G_{в.отб}/G_{в.к}=0,2$; 3- сложный цикл с регенеративным подогревом воздуха, отбираемого на охлаждение КС2; - - - - простой цикл для отбираемого воздуха с $\theta=\theta_2=5,5$ и регенерацией теплоты отработавших газов с $\sigma_p^{гран}=0,87$; • - экстремумы

Это является следствием того, что с увеличением параметра n степень регенерации $\sigma_p^{гран}$ сначала слабо уменьшается, а после достижения $n=0,3$ ($\varphi=0,42$) градиент

её уменьшения увеличивается, как это видно из рис. 2.

На рис. 4 показана зависимость параметров сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях $\theta_1=6$, $\theta_2=5,5$ и отбором воздуха на охлаждение КС2 от общей СПД при относительной величине отбираемого расхода воздуха $n=0,2$, которая достаточна для конвективно - плёночного охлаждения камер сгорания [5].

Из рис. 4 следует:

- максимум параметров \bar{L}_{e1-2} и η_{e1-2} сложного цикла без отбора воздуха на охлаждение КС2 (линии 1) при $\theta_1 > \theta_2$ достигается при экономической СПД для простого цикла $\pi_{\Sigma_{\text{опт}}\eta_{e1-1}}=46,4$, являющейся функцией параметра θ_2 , т.е. наиболее экономичным путём;

- максимум параметров \bar{L}_{e1-1} и η_{e1-1} простого цикла для отбираемого воздуха (параметр η_{e1-1} не показан) достигается при экономической СПД $\pi_{\Sigma_{\text{опт}}\eta_{e1-1}}$, так как эти параметры являются функцией параметра π_{k1} , равного параметру π_{r2} сложного цикла, который достигает максимума при этой экономической СПД [1];

- максимум эффективного КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2 без его регенеративного

подогрева $\eta_{e1-2}^{\text{отб}}$ (линии 2), как сумма КПД простого и сложного циклов по равенству (2), ниже максимума эффективного КПД без отбора воздуха η_{e1-2} и достигается, как и максимум работы этого сложного цикла \bar{L}_{e1-2} , при экономической СПД для простого цикла $\pi_{\Sigma_{\text{опт}}\eta_{e1-1}}$;

- максимум эффективного КПД сложного цикла с отбором воздуха на охлаждение КС2 и его регенеративным подогревом $\eta_{e1-2p}^{\text{отб}}$ (линии 3), как сумма КПД простого и сложного циклов по равенству (7), выше максимума эффективного КПД сложного цикла без отбора воздуха η_{e1-2} и достигается при экономической СПД для простого цикла $\pi_{\Sigma_{\text{опт}}\eta_{e1-1}}$.

Вывод. Эффективный КПД сложного цикла с разной степенью подогрева в ступенях ($\theta_1 > \theta_2$), отбором воздуха на охлаждение межтурбинной КС2 и его подогревом за счёт использования теплоты отработавших газов со степенью регенерации, соответствующей границе интенсивного увеличения поверхности теплообмена, выше эффективного КПД аналогичного сложного цикла без отбора воздуха и достигает максимума, как и работа этого цикла, при экономической СПД для простого цикла, являющейся функцией параметра θ_2 .

Библиографический список

1. Иванов В.А. Оптимизация цикла газотурбинных установок. Пермь: ПГТУ, 2006. 112 с.
2. Теория воздушно-реактивных двигателей / под ред. С.М. Шляхтенко. М.: Машиностроение, 1975. 568 с.
3. Елисеев Ю.С., Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Осипов М.И., Суровцев И.Г. Теория и проектирование газотурбинных

и комбинированных установок: учеб. для вузов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 635 с.

4. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Стационарные газотурбинные установки. Справочник. Л.: Машиностроение, 1989. 512 с.

5. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. М.: Мир, 1986. 566 с.

Информация об авторе

Иванов Вадим Александрович, кандидат технических наук, инженер-конструктор первой категории, ОАО «Авиадвигатель». E-mail: iva-perm@

gambler.ru. Область научных интересов: оптимизация термодинамических циклов газотурбинных двигателей.

EFFICIENCY OF COMPLEX CYCLES OF GAS TURBINE UNITS WITH AIR BLEED FOR THE COOLING OF INTERMEDIATE COMBUSTION CHAMBERS

©2014 V.A. Ivanov

Joint-Stock Company «Aviadvigatel», Perm, Russian Federation

The possibility of effective efficiency increase of a complex cycle gas turbine with intermediate heating is considered provided that effective efficiencies of simple and complex cycles are equal, the degree of gas heating at the second stage is lower than that at the first one and the degree of increase of pressure the simple cycle is optimal in terms of effective efficiency (economic). The economic degree of increase of pressure is determined as the function of the degree of heating at the second stage, as it provides the maximum of work increase in the complex cycle compared with that in the simple cycle. The effective efficiency of the complex cycle with the selection of air for intermediate combustion chamber cooling is found by summing up the effective efficiency of the simple regenerative cycle for the part of air, selected on cooling, and that of the complex cycle with intermediate heating of the other part of the air. It is found that the effective efficiency of the complex cycle with the selection of air for intermediate combustion chamber cooling and its regenerative heating is higher than that without the selection of air and the effective efficiency of the complex cycle as well as the work of this cycle reaches its maximum at economic the degree of increase of pressure in the simple cycle.

Complex cycle, degree of heating in steps of complex cycle, regeneration of heat outflow gas.

References

1. Ivanov V.A. Optimizatsiya tsikla gazoturbinnnykh ustanovok [Optimization of gas turbine units cycles]. Perm: Perm National Research Polytechnic University Publ., 2006. 112 p.
2. Teorija vozdušno-reaktivnyh dvigatelej [Theory of air-jet engines / ed. by S.M. Shlyahtenko]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 568 p.
3. Teorija i proektirovanie gazoturbinnnyh i kombinirovannyh ustanovok: ucheb. dlja vtuzov [Theory and Design of gas turbine end combination engines: Manual / ed. by Yu.S. Eliseev]. Moscow: Bauman State Technical University Publ., 2000. 635 p.
4. Arseniev L.V., Tyryshkin V.G. Stacionarnye gazoturbinnnye ustanovki [Stationary gas turbine units. Reference book]. Leningrad: Mashinostroenie Publ, 1989. 512 p.
5. Lefevr A. Processy v kamerah sgoranija GTD [Processes in chambers of combustion gas turbines]. Moscow: Mir Publ., 1986. 566 p.

About the author

Ivanov Vadim Alexandrovich, Candidate of Science (Engineering), 1st class design engineer in “Aviadvigatel” Public Cor-

poration. E-mail: iva-perm@rambler.ru. Area of Research: optimization of gas turbine engine heat cycles.