

УДК 621.5.012.2

В.П. СОТНИКОВ*Енакиево, Украина*

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АСПЕКТ МУЛЬТИПРОЦЕССНОГО СЖАТИЯ ГАЗА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Представлена термодинамическая модель мультипроцессного сжатия газа с промежуточным охлаждением. Предложены мультипроцессы сжатия, оптимизированные по минимуму количества отведенной теплоты. Показаны зависимости количества отведенной теплоты и работы сжатия от распределения общего расхода газа по процессам, составляющим мультипроцесс. Обоснованы преимущества мультипроцессного сжатия перед двухступенчатым и трехступенчатым сжатием с промежуточным охлаждением. Модель может быть использована как теоретическая основа для разработки осевых, центробежных и других мультипроцессных компрессоров.

Ключевые слова: сжатие газа, мультипроцесс, мультиполитропа, интеркулер, промежуточное охлаждение, оптимизация сжатия.

Введение

Сжатие газов с одновременным их охлаждением известно с незапамятных времен. В лопаточных компрессорах промышленного назначения в первой половине 20 века применялось внутреннее охлаждение водой, движущейся в каналах вокруг проточной части центробежных компрессоров, охлаждение впрыскиванием жидкости, промежуточное охлаждение сжимаемого газа в выносных теплообменниках [1], [2]. Была популярной идея минимизации работы сжатия в компрессоре путем однородного распределения отношений давления в секциях компрессора [2], [3], [4]. Охлаждение сжимаемого газа применялось и применяется в промышленных установках, где габариты и масса охлаждающих устройств не имеют решающего значения.

Но в транспортных силовых установках, особенно в авиационных, размеры и масса охлаждающих устройств компрессоров не могут быть большими, что сдерживало применение в них охлаждения сжимаемого газа как средства для уменьшения затрачиваемой работы сжатия. И лишь недавно явно усилился интерес ведущих разработчиков и производителей авиационных ГТД и аэродеривативных ГТУ к усложнению термодинамических циклов введением в них ступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением [5], [6], [7], [8]. Достижения двигателестроения в создании лопаточных компрессоров с высокими изоэнтропическими КПД лишь частично решают задачу получения высокой энергетической эффективности. Ведь впечатляющие успехи компьютерного моделирования с трех-, четырехмерными

моделями течений газа в лопаточных машинах не способны преодолеть термодинамические ограничения, налагаемые принципом адиабатической недостижимости. В оптимальных по минимуму работы идеальных многоступенчатых процессах сжатия с промежуточным охлаждением потребная доля отведенной теплоты в работе сжатия весьма велика.

1. Современные процессы сжатия

По-видимому, наибольшим успехом реализации промежуточного охлаждения в компрессорах с высокой степенью газодинамического совершенства является применение его в аэродеривативной ГТУ LMS 100 (General Electric) открытого цикла, где достигнут КПД 46%, что примерно на 10% превышает КПД в лучших ГТУ этого масштаба мощности [9]. На общедоступном изображении цикла этой установки в T-s-диаграмме [5] обращает на себя внимание, что температура конца сжатия в первой секции компрессора значительно ниже температуры конца сжатия во второй секции компрессора. Благодаря этому уменьшается количество отводимой теплоты при данной степени повышения давления в компрессоре, но ценой увеличения работы сжатия в сравнении с оптимальным по минимуму работы двухступенчатым процессом сжатия, где указанные температуры, а соответственно и степени повышения давления в секциях, одинаковы. Аналогичная картина и на h-s-диаграмме проекта ТРДД (MTU Aero Engines) в [6] – температура конца сжатия в первой секции компрессора ниже температуры конца сжатия во второй секции. Такая общность картины обусловлена трудностями отвода

теплоты, количество которой велико даже при значительном отклонении от оптимального двухступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением. Хорошая иллюстрация этой проблемы – внушительные габариты и масса водовоздушного интеркулера LMS 100, составляющие 13,1*3,9*3,9 м и 85,2 т [10] при отводимой теплоте 25-30 МВт [9].

В связи с этим представляет интерес переход от традиционно рассматриваемой в литературе оптимизации процессов сжатия по минимуму работы сжатия [2], [3], [4] к оптимизации по минимуму отведенной теплоты. Последняя возможна в трехступенчатых и с большим числом ступеней процессах с промежуточным охлаждением, а также в мультипроцессах сжатия, где количество отведенной теплоты – функция двух или более переменных.

В [11] дано термодинамическое описание мультипроцесса сжатия с отводом теплоты, представленное в виде мультиполитропы, отображающей в $T-s$ -диаграмме мультипроцесс кратности z . Каждый из унитарных процессов, составляющих мультипроцесс, отображается своей ломаной линией – триадой политроп, состоящей из политропы сжатия с отводом теплоты, изобары охлаждения и замыкающей политропы сжатия.

Применению мультиполитропы из [11] для процессов в лопаточных компрессорах препятствует использование в ней политроп сжатия с отводом теплоты, так как они могут быть реализованы преимущественно способами внутреннего охлаждения. Но в современных лопаточных компрессорах внутреннее охлаждение, как правило, не применяется. Из-за быстротечности динамического сжатия в межлопаточных каналах преобладают процессы, близкие к адиабатическому сжатию с трением.

Далее мы будем различать l -оптимальные (э-оптимальные) процессы сжатия как процессы с критерием оптимальности «минимум работы сжатия» и q -оптимальные (ку-оптимальные) процессы как процессы с критерием оптимальности «минимум отведенной теплоты».

Цель данной работы – предложение и анализ мультипроцессов, оптимизированных по минимуму отведенной теплоты, которые могут быть использованы в лопаточных и других компрессорах с адиабатическими ступенями или секциями сжатия.

2. Мультипроцесс адиабатического сжатия с промежуточным охлаждением

С целью адаптации мультиполитропы [11] к процессам в современных лопаточных машинах преобразуем ее, построив исключительно из политроп двух видов: адиабат сжатия с трением

и изобар охлаждения. Аналогом политропы сжатия с отводом теплоты из [11] в новом мультипроцессе является двухступенчатый адиабатический процесс сжатия с промежуточным охлаждением; вследствие такой замены все триады, кроме последней, преобразуются в пентады (ломанные линии, составленные из пяти политроп).

Рассмотрим простейший мультипроцесс – двухпроцессный. Мультипроцесс кратности 2 (далее – мультипроцесс) изображен на температурно-энтропийной диаграмме (далее кратко $T-s$ -диаграмма) Рис.1 в форме мультиполитропы кратности 2 (далее – мультиполитропа).

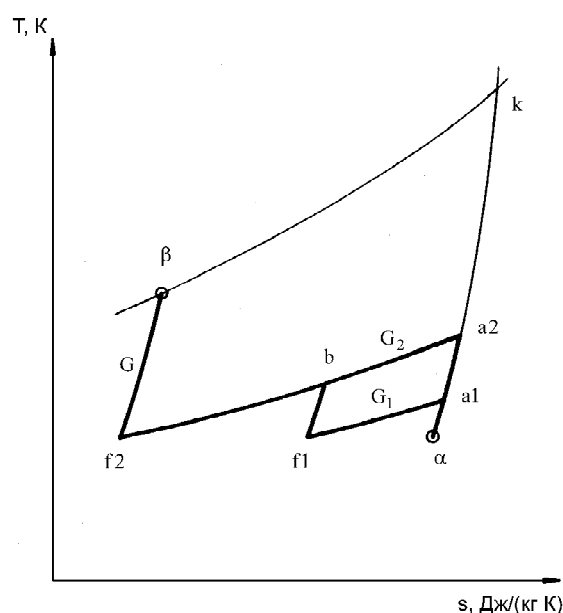


Рис.1. Мультиполитропа на $T-s$ -диаграмме

Мультипроцесс включает адиабаты сжатия с трением $\alpha-a_1$, $\alpha-a_2$, f_1-b , $f_2-\beta$ и изобары охлаждения a_1-f_1 , a_2-f_2 , $b-f_2$. Мультиполитропа состоит из одной пентады $\alpha-a_1-f_1-b-f_2-\beta$, отображающей первый унитарный процесс с расходом газа G_1 кг/с, и одной триады $\alpha-a_2-f_2-\beta$, отображающей второй (последний) унитарный процесс с расходом газа G_2 кг/с. На диаграмме изображены также вспомогательные линии – изобара конечного давления $P_\beta = P_k = \text{const}$ и адиабата сжатия с трением $\alpha-k$.

По терминологии [12] первый процесс мультипроцесса является трехступенчатым сжатием с двукратным промежуточным охлаждением,

второй – двухступенчатым сжатием с однократным промежуточным охлаждением. Общий расход газа в мультипроцессе

$$G = G_1 + G_2. \quad (1)$$

В этом простейшем случае распределение общего расхода G по двум унитарным процессам зависит только от одной переменной, например от расхода во втором процессе, так как

$$G_1 = G - G_2.$$

После деления на G получим в безразмерном виде

$$\frac{G_1}{G} = 1 - g, \quad g = \frac{G_2}{G},$$

где g – доля массового расхода газа во втором процессе мультипроцесса.

Поскольку количество удельной теплоты в изобарических процессах и удельная работа в адиабатических процессах равны разностям удельных энтальпий в конечной и начальной точках этих процессов, запишем в идеальном газовой приближении, пренебрегая потерями давления при охлаждении, выражения для количества удельной отведенной теплоты и удельной работы сжатия во втором процессе $\alpha - a_2 - f_2 - \beta$ (далее – в процессе 2):

$$q_2 = c_p(T_{a2} - T_{f2}), \quad (2)$$

$$l_2 = c_p(T_{a2} - T_\alpha) + c_p(T_\beta - T_{f2}), \quad (3)$$

и для количеств удельной отведенной теплоты и удельной работы сжатия в первом процессе $\alpha - a_1 - f_1 - b - f_2 - \beta$ (далее – в процессе 1):

$$q_1 = c_p(T_{a1} - T_{f1}) + c_p(T_b - T_{f2}), \quad (4)$$

$$l_1 = c_p(T_{a1} - T_\alpha) + c_p(T_b - T_{f1}) + c_p(T_\beta - T_{f2}), \quad (5)$$

где q_1, q_2 – удельная отведенная теплота, Дж/кг,

l_1, l_2 – удельная работа сжатия, Дж/кг,

c_p – удельная теплоемкость в изобарическом процессе, Дж/(кг К),

T – температура, К,

нижние индексы при символах температуры характеризуют одноименные точки диаграммы.

Выражения удельной отведенной теплоты и удельной работы для мультипроцесса кратности 2 запишем с учетом распределения общего расхода по двум унитарным процессам в соответствии с [11]:

$$q = \frac{q_1 G_1 + q_2 G_2}{G}, \quad (6)$$

$$l = \frac{l_1 G_1 + l_2 G_2}{G}, \quad (7)$$

где q – удельная отведенная теплота в мультипроцессе, Дж/кг,

l – удельная работа сжатия в мультипроцессе, Дж/кг.

С целью сокращения количества символов в формулах будем в последующем тексте использовать безразмерную удельную отведенную теплоту и безразмерную удельную работу сжатия, обозначения и выражения которых соответствуют формулам

$$\tilde{q} = \frac{q}{c_p T_\alpha}, \quad (8) \quad \text{и} \quad \tilde{l} = \frac{l}{c_p T_\alpha}, \quad (9)$$

Полагаем, что степень повышения давления в мультипроцессах постоянна:

$$\pi_k = \frac{P_\beta}{P_\alpha} = \text{const}, \quad (10)$$

где P_β – конечное давление в мультипроцессе,

P_α – начальное давление в мультипроцессе, и температуры в конце охлаждения равны начальной температуре мультипроцесса:

$$T_{f2} = T_{f1} = T_\alpha.$$

В результате аналитического решения задачи минимизации количества удельной отведенной теплоты в мультипроцессе нами получены следующие функции от g :

Безразмерная удельная отведенная теплота в q -оптимальном мультипроцессе

$$\tilde{q} = 4g + \frac{3}{g} - 8. \quad (11)$$

Безразмерная удельная работа сжатия в q -оптимальном мультипроцессе

$$\tilde{l} = \left(\frac{g}{1-g} \right)^2 \pi_k^{\frac{n-1}{n}} + 4g + \frac{3}{g} - 9, \quad (12)$$

Отношение начальной температуры к конечной в q -оптимальном мультипроцессе

$$\frac{T_\beta}{T_\alpha} = \left(\frac{g}{1-g} \right)^2 \pi_k^{\frac{n-1}{n}}, \quad (13)$$

где g – доля массового расхода газа в процессе 2,

T_β – конечная температура сжатия газа,

T_α – начальная температура сжатия газа,

n – показатель адиабаты с трением.

3. Условия сравнения q-оптимальных мультипроцессов с дополнительными двух и трехступенчатыми процессами

Графики основных зависимостей в q-оптимальных мультипроцессах от доли массового расхода в процессе 2 мультипроцесса приведены на рис.2. Линии $\tilde{I} = \tilde{I}(g)$, $\tilde{q} = \tilde{q}(g)$, $\frac{T_\beta}{T_\alpha} = f(g)$ построены согласно (11), (12) и (13) в связи с изменением распределения общего расхода между процессом 1 и процессом 2, которое задается величиной g. Каждому значению g соответствует один q-оптимальный мультипроцесс, характеризующийся конкретным отношением конечной и начальной температур $\frac{T_\beta}{T_\alpha}$ в соответствии с (13). Таким образом, линии

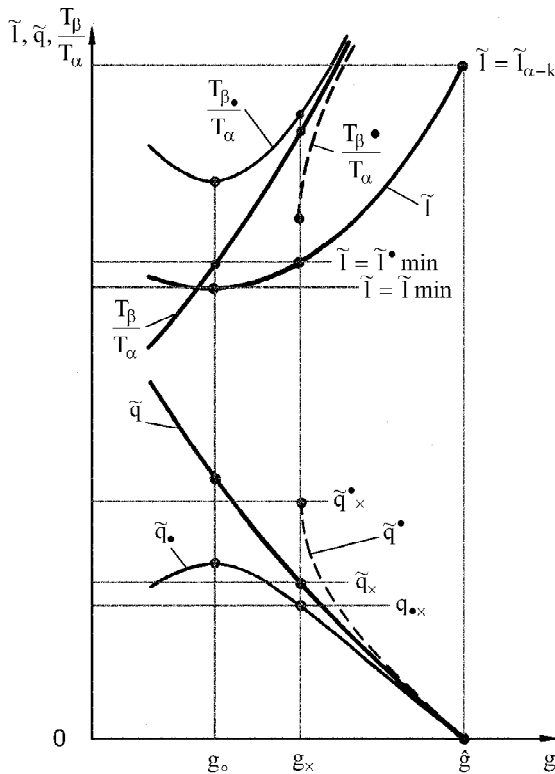


Рис.2. Параметры мультипроцесса и дополнительных процессов

$\tilde{I} = \tilde{I}(g)$ и $\tilde{q} = \tilde{q}(g)$ отображают параметры множества мультипроцессов с разными конечными температурами сжатия. Такое множество мультипроцессов можно представить на T-s диаграмме рис. 1 как множество конфигураций мультиполитропы, образующихся при ее эволюции из-за перемещения точки β к точке k вдоль изобары $P_\beta = const$ при условии $T_{f2} = T_{f1} = T_\alpha = const$.

На рис. 2 изображены также графики \tilde{q}^* , $\frac{T_\beta}{T_\alpha}$ дополнительных процессов двухступенчатого сжатия с однократным промежуточным охлаждением (далее кратко – двухступенчатый процесс) и графики \tilde{q}_\bullet , $\frac{T_\beta}{T_\alpha}$ дополнительных q-оптимальных процессов трехступенчатого сжатия с двухкратным промежуточным охлаждением (далее кратко – трехступенчатый процесс). Двух- и трехступенчатые процессы взяты сами по себе с целью сравнения, они не являются частями мультипроцесса и их конфигурации эволюционируют при изменении конечных температур $T_{\beta\bullet}$ и $T_{\beta\bullet}$ до T_k аналогично конфигурациям мультипроцесса. Дополнительные процессы не являются функциями g, а только аналитически привязаны к мультипроцессу путем выполнения следующих условий сравнения: у каждого трех процессов, сопоставляемых при данном g, одинаковые безразмерные удельные работы сжатия, начальные давления, начальные температуры, степени повышения давления, расходы газа.

4. Описание графиков параметров сопоставляемых процессов

Вследствие равенства работ в сопоставляемых процессах имеется всего один график на рис.2, отображающий работу сжатия – линия \tilde{I} .

Рассмотрим параметры сопоставляемых процессов в интервале $g_0 \leq g \leq \hat{g}$, где $\hat{g} = 0,5$ есть корень уравнения (11) при $\tilde{q} = 0$, а g_0 есть значение, при котором имеется абсолютный минимум работы сжатия в мультипроцессе. При $g = 0,5$ безразмерная удельная работа мультипроцесса равна безразмерной удельной адиабатической работе сжатия с трением

$$\tilde{I}_{\alpha-k} = \pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1$$

согласно (12), а безразмерная отведенная теплота равна нулю согласно (11), как и должно быть по определению адиабатического процесса.

Графики $\tilde{q} = \tilde{q}(g)$, \tilde{q}^* и \tilde{q}_\bullet не имеют абсолютных минимумов в рассматриваемой области, но пересекают ось абсцисс при $g = \hat{g}$. Отведенная теплота в каждом из сопоставляемых процессов при $g = \hat{g}$ равна нулю, так как при эволюциях конфигураций процессов из-за приближения конечных температур к T_k все три процесса приближаются к адиабатическому сжатию $\alpha-k$.

Каждая точка графика $\tilde{q} = \tilde{q}(g)$ является неабсолютным минимумом, который имеет место

при данном отношении температур $\frac{T_\beta}{T_\alpha}$, если $T_b = T_{a1}$ и $\frac{P_{a2}}{P_{a1}} = \frac{P_{a1}}{P_\alpha}$ (см. рис. 1). При других со-

отношениях давлений мультипроцесс не будет q-оптимальным.

Точки пересечения вертикали, проведенной вниз из точки на графике $\tilde{I} = \tilde{I}(g)$ мультипроцесса, с графиками \tilde{q}^* или \tilde{q}_* , отображают значения отведенной теплоты при одной и той же работе сжатия в двух- и трехступенчатом процессах, равной значению ее в указанной исходной точке на графике мультипроцесса. Вертикаль $\tilde{g} = \tilde{g}_x$ — особая линия в том смысле, что при \tilde{g}_x работа q-оптимального мультипроцесса равна работе дополнительного l-оптимального двухступенчатого процесса \tilde{I}_{min}^* .

Еще группа графиков — линии $\frac{T_\beta}{T_\alpha}$, $\frac{T_{\beta*}}{T_\alpha}$, $\frac{T_{\beta*}}{T_\alpha}$ — графики изменения отношения конечной к начальной температуре. Они позволяют оценить процесс сжатия на предмет его близости к неэффективному адиабатному процессу.

5. Описание T – s-диаграмм сопоставляемых процессов сжатия

На рис.3 на T – s-диаграмме изображены три сопоставляемых процесса сжатия при $\tilde{g} = \tilde{g}_x$:

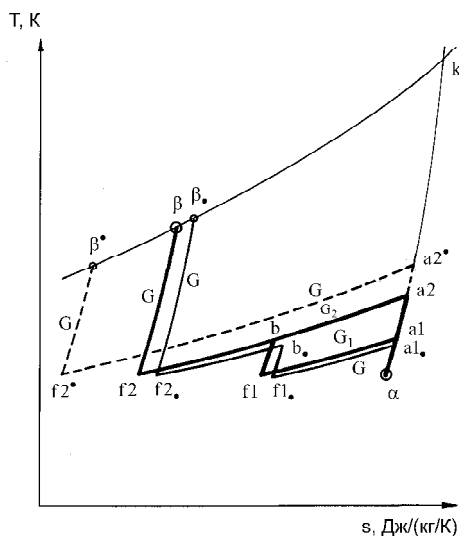


Рис. 3. Три сопоставляемых процесса с одинаковой работой сжатия при $\tilde{g} = \tilde{g}_x$

1. l-оптимальный двухступенчатый процесс сжатия с однократным промежуточным охлаждением $\alpha - a2^* - f2^* - \beta^*$;

2. q-оптимальный мультипроцесс сжатия с промежуточным охлаждением $\alpha - \beta$;

3. q-оптимальный трехступенчатый процесс сжатия с двукратным промежуточным охлаждением $\alpha - a1. - f1. - b. - f2. - \beta.$

Работы сжатия всех трех отображенных процессов одинаковы и равны работе l-оптимального двухступенчатого процесса \tilde{I}_{min}^* . Различия в количествах отведенной теплоты и в отношениях температур показаны на рис.2 вдоль вертикали \tilde{g}_x . Признаком q-оптимальности трехступенчатых процессов является равенство температур

$$T_{b*} = T_{a1.} \text{ при } T_{f2.} = T_{f1.} = T_\alpha.$$

Важно, что при равенстве работ сжатия изобары мультипроцесса располагаются выше соответствующих изобар трехступенчатого процесса.

6. Анализ сопоставляемых процессов

На рис. 2 непосредственно видно, что линия отведенной теплоты \tilde{q}^* в двухступенчатом процессе проходит выше, а линия отведенной теплоты \tilde{q}_* в трехступенчатом процессе проходит ниже, чем линия отведенной теплоты \tilde{q} в мультипроцессе. Но при этом линия отношения температур $\frac{T_\beta}{T_\alpha}$ в трехступенчатом процессе проходит выше, а линия отношения температур $\frac{T_{\beta*}}{T_\alpha}$ двухступенчатом процессе проходит ниже, чем линия отношения температур $\frac{T_\beta}{T_\alpha}$ в мультипроцессе.

Область графиков рис. 2 вблизи $\tilde{g} = \tilde{g}_x$ интересна тем, что в мультипроцессе количество отведенной теплоты уже достаточно низкое, а работа сжатия и отношение температур еще не слишком высокие. В этой зоне при $\pi_k = 50$ количество отведенной теплоты в двухступенчатом процессе приблизительно на 52% выше, а в трехступенчатом процессе лишь на 13% ниже, чем в мультипроцессе; в тоже время отношение температур в трехступенчатом процессе на 3% выше, чем в мультипроцессе.

Несомненно, что по количеству отведенной теплоты мультипроцесс имеет явное преимущество перед двухступенчатым процессом. Во-

прос в том, является ли преимущество трехступенчатого процесса перед мультипроцессом по количеству отведенной теплоты не только необходимым, но и достаточным условием в пользу выбора трехступенчатого процесса с его высокой температурой конца сжатия. И решить его можно путем оценки теплогидравлической эффективности [13] процессов промежуточного охлаждения в мультипроцессе в сравнении с охлаждением в трехступенчатом процессе.

Воспользовавшись простейшей формой выражения аналогии Рейнольдса между коэффициентом теплоотдачи и коэффициентом сопротивления для турбулентного течения вдоль плоской пластины [14]

$$Nu_x = \frac{1}{2} c_{fx} Re_x, \quad Pr = 1, \quad (14)$$

локальный коэффициент аналогии Рейнольдса [13] можно представить в виде

$$\eta_x = \frac{\frac{Nu_x}{c_{fx}}}{\frac{Nu_{0x}}{c_{f0x}}} = \frac{Re_x}{Re_{x0}}, \quad (15)$$

где Nu – число Нуссельта,
 c_f – коэффициент сопротивления (трения),
 Re – число Рейнольдса,
 Pr – число Прандтля,
 x – индекс локальности параметра,
 0 – индекс сопоставляемого процесса.

Число Рейнольдса пропорционально плотности и скорости газа. На диаграммах мультипроцесса и трехступенчатого процесса непосредственно видно (рис. 3), что среднее давление газа вдоль совокупности изобар a_2-f_2 и a_1-f_1 мультипроцесса существенно выше, чем на изобарах a_1-f_1 и b_1-f_2 трехступенчатого процесса. Соответственно будет выше и средняя плотность газа. Как это было давно замечено, наиболее эффективно повышение интенсивности теплообмена за счет увеличения плотности газа, а не его скорости. [15].

Детальная аналитическая оценка теплогидравлической эффективности в форме значения коэффициента аналогии Рейнольдса (15), усредненного по всему многообразию условий мультипроцесса, показывает возможность опережающего роста теплообмена по сравнению с увеличением гидравлических потерь при $\pi_k = 50$ более чем в 2 раза.

В ГТД сложного цикла мультипроцессное сжатие может оказаться более эффективным, чем сжатие в трехступенчатом процессе.

Выводы

Количество отведенной теплоты при сжатии в q -оптимальном мультипроцессе зависит только от распределения расхода по составляющим процессам мультипроцесса.

Теплогидравлические преимущества мультипроцессного сжатия перед трехпроцессным сжатием обусловлены более высоким средним давлением при промежуточном охлаждении газа, возрастают при увеличении степени повышения давления.

Опережающий рост теплообмена по сравнению с ростом гидравлических потерь в мультипроцессе – основа для снижения работы сжатия путем увеличения количества отведенной теплоты.

Литература

1. Степанов А.И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Теория, конструкция и применение [Текст]: пер. с англ. / А.И. Степанов, И.И. Резника. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – 348 с.
2. Чистяков Ф.М. Центробежные компрессорные машины [Текст] / Ф.М. Чистяков, В.В. Игнатенко, Н.Т. Романенко, Е.С. Фролов. – Машиностроение, 1969. – 328 с.
3. Болгарский А.В. Термодинамика и теплопередача [Текст]: учеб. для вузов / А.В. Болгарский, Г.А. Мухачев, В.К. Шукин. – 2-е изд. – М.: Высш. шк., 1975. – 495 с.
4. Беляев Н.М. Термодинамика [Текст] / Н.М. Беляев. – К.: Вищ. шк. Головное изд-во, 1987. – 344 с.
5. GE LMS100 Energy Efficiency and DLE2 Combustion Technology [Электронный ресурс] / June 2011. – Режим доступа: WWW.URL: http://www.icci.com.tr/dosya/2011sunumlar/O31_Bulent_Mehmetli.pdf
6. Boggia S., Rüd, K. INTERCOOLED RECOVERED AERO ENGINE [Электронный ресурс] / S. Boggia, K. Rüd Advanced Project Design, MTU Aero Engines München, Germany – Режим доступа: WWW.URL: http://www.flugzeugmotoren.info/en/technologies/engineering_news/development/Rued_Intercooled_recuperated_en.pdf.
7. Rolt, Andrew M., Baker, Nick J. / Intercooled Turbofan Engine Design and Technology Research in the EU: Framework 6 NEWAC Programme [Электронный ресурс] / Andrew M. Rolt, Nick J. Baker, Rolls-Royce plc / Derby, Derbyshire DE24 8BJ UK – Режим доступа: WWW.URL: http://www.newac.eu/uploads/media/No_034_RRUK_paper_for_ISABE.pdf.

8. Бабкин В.И. Вклад ЦИАМ в инновационное развитие авиационного двигателестроения [Текст] / В.И. Бабкин, В.А. Скибин, В.И. Солонин // Двигатель. – 2012. – №1 (79). – С.4 – 7.
9. Буров В.Д. Особенности применения газотурбинной установки сложного цикла в составе конденсационных парогазовых установок. [Электронный ресурс] / В.Д. Буров, А.А. Дудолин, А.В. Евланов. Московский энергетический институт (ТУ), – Режим доступа: WWW.URL: http://www.manbw.ru/analytics/application_gasturbine_unit_compound_cycle_composition_condensational_steam-gas_installations.html.
10. SHIPPING SKETCH FOR THE LMS100 INTERCOOLER R.H. [Электронный ресурс] / SPC., LTD. GIMJE #1 PLANT – Режим доступа: WWW.URL: <http://xa.yimg.com/kq/groups/11909268/832573752/name/shipping+sketch+for+LMS100+Intercooler+%233.pdf>.
11. Сотников В.П. Мультипроцессная аппроксимация изотермического сжатия газа [Текст] / В.П. Сотников // Авиационно-космическая техника и технология. 2012. – №9/96. / – С.87 – 92.
12. Андрищенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.И. Андрищенко. – 2-е изд. – М.: Высшая школа, 1977. – 280 с.
13. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: Серия в 7 т. / А.А. Халатов – Киев, 2008. – Т. 7: Вихревые технологии Аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении [Текст]. – 292 с.
14. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст]: пер. с немецкого / Г. Шлихтинг. – Москва: Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», 1974. – 712 с.
15. Шнеэ Я.И. Газовые турбины : в 2 ч. / Я.И. Шнеэ, Я.С. Хайновский – Киев, Издательское объединение «Вища школа», 1977. – Ч. 2: Аэродинамические процессы, регенераторы, камеры сгорания и конструкции [Текст]. – 280 с.

Поступила в редакцию 01.06.2013

В.П. Сотников. Термодинамічний аспект мультипроцесного стискання газу із проміжним охолодженням

Представлена термодинамічна модель мультипроцесного стискання газу із проміжним охолодженням. Запропоновані мультипроцеси стискання, оптимізовані за мінімумом кількості відведеної теплоти. Показані залежності кількості відведеної теплоти і роботи стискання від розподілення загальної витрати газу по процесах, що складають мультипроцес. Обґрунтовані переваги мультипроцесного стискання над двохступінчастим та трьохступінчастим стисканням із проміжним охолодженням. Модель може бути використана як теоретична основа для розробки осьових, відцентрових та інших мультипроцесних компресорів.

Ключові слова: стискання газу, мультипроцес, мультиполітропа, інтеркулер, проміжне охолодження, оптимізація стискання.

V.P. Sotnikov. Thermodynamic aspect of the gas multi-process compression with intercooling

The paper presents the thermodynamic model of the gas multi-process compression with intercooling. Compression multi-processes are proposed, which are optimized on the rejected heat minimum. The paper illustrates dependencies of the rejected heat amount and compression work upon the distribution of total gas flow by the processes that form a multi-process. Advantages of multi-process compression are grounded as compared with two- and three-stage compression with intercooling. The model may be used as a theoretical basis for designing axial, centrifugal and other multi-process compressors.

Keywords: gas compression, multi-process, multi-polytropic curve, intercooler, intercooling, compression optimization.