

Автор ерр  
А 17

Чушкау и.

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

На правах рукописи

Абу - Махфуз Мустафа Хусейн

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ  
НЕРАВНОВЕСНЫМИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ  
В ОБРАТНОМ ЦИКЛЕ СТИРЛИНГА

Специальность 05.04.03 - "Машины и аппараты холодильной  
и криогенной техники и систем кондиционирования"

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук.

Одесса - 1993

Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
**В. А. Назур**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
**В. И. Недоступ**  
кандидат технических наук, доцент  
**В. Н. Таран**

Ведущая организация: НИИ "Штори"

Защита диссертации состоится " 1 " июля 1993 года в  
11 часов на заседании специализированного совета  
К.068.27.01 при Одесском институте низкотемпературной техники  
и энергетики по адресу: 270100, Одесса, ул. Петра Великого  
1/3, ОИНТЭ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОИНТЭ.

Автореферат разослан " " \_\_\_\_\_ 1993 г.

Ученый секретарь специализированного  
совета К.068.27.01, доктор техн. наук,  
профессор

**Р. К. Никульшин**

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО

УПРАВЛЕНИЯ

ВЕНТИЛЬНОМ ЭЛЕКТРО

ПРЕДНАЗНАЧЕНЬ

ПРОДЕЙСТВУЮ

ЛОВ, В

РС

#### ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Одной из возможных причин разрушения озонового слоя является неконтролируемое распространение в атмосфере хлорфторсодержащих углеводородов - основных рабочих тел существующих систем охлаждения. Попытки снизить содержание хлорфторсодержащих веществ в атмосфере проводятся по двум основным направлениям: поиска хладагентов альтернативных традиционным в рамках обратного парокомпрессионного цикла Ренкина, наиболее распространенного в холодильной технике и кондиционировании воздуха; поиска альтернативных обратных циклов, использующих заведомо озонобезопасные хладагенты. Первое направление, которое интенсивно разрабатывалось последние годы, не привело к окончательному решению проблемы, а рекомендуемое применение в качестве озонобезопасного хладагента - фреона R 134A не отвечает тем стандартам, которые в настоящее время уже достигнуты в холодильной технике. Трудности, возникающие при замене традиционных хладагентов и связанные с эффективностью работы существующего оборудования, неизученностью экологических последствий крупномасштабного использования веществ искусственного происхождения, проблемой совместимости и подбора новых холодильных масел, делают актуальными и перспективными работы второго направления, которые исследуют возможности альтернативных циклов холодильных машин на озонобезопасных рабочих телах.

Анализ возможностей различных обратных циклов, сочетающих максимальную экологическую безопасность с высокой термодинамической эффективностью, технологическими и конструктивными преимуществами, а также конкурентноспособностью на рынке холодильной техники, дает практически однозначный выбор в пользу холодильной машины, работающей по циклу Стирлинга.

Сложность описания и предсказания газодинамического и термодинамического поведения рабочего тела в нестационарном цикле Стирлинга во многом определяет эмпирическую направленность в анализе рабочих процессов и ограничивает возможности научно-обоснованного оптимального проектирования холодильных машин. Попытки создать математические модели, адекватно описывающие поведение основных элементов газовой холодильной машины Стирлинга, и разработать методы оптимального управления термодинамическими процессами в таких циклах инициировали появление настоящей работы. Основная цель

xv 853  
ИНСТИТУТ ХОЛОДА  
ОНАХТ  
Библиотека

которой формулируется следующим образом:

разработать методы оптимального управления нестационарными термодинамическими процессами в газовых холодильных машинах Стирлинга на основе компьютерного моделирования газодинамических и температурных полей в полостях расширения и сжатия.

Для достижения сформулированной цели были поставлены и решены следующие основные задачи:

построения программного обеспечения для расчетов стационарных и нестационарных процессов в основных элементах холодильной машины Стирлинга;

моделирования газодинамических и термодинамических полей в одноступенчатой газовой холодильной машине Стирлинга;

оптимизации термодинамических процессов в поршневых узлах машины Стирлинга для синтеза траектории движения поршня, обеспечивающей минимальные потери из-за трения и теплообмена;

выбора оптимальной геометрии регенератора (длины и диаметра) на основе критериев термодинамической эффективности процессов переноса массы, импульса и энергии;

оптимизационного термодинамического анализа предельных возможностей и перспективности необратимого холодильного цикла Стирлинга с ненулевой средней мощностью как альтернативы парокompрессионным холодильным машинам, использующим R-12.

Научную новизну работы составляют:

оптимальные траектории движения поршневой группы холодильной машины Стирлинга, указывающие возможные пути совершенствования энергетических показателей установок, особенно криогенных, где относительно небольшое улучшение ( $\sim 5\%$ ) коэффициентов преобразования может иметь существенное значение;

математическая модель и программная реализация описания пространственно-временной картины распределения температур, давлений и расходов рабочего тела, которые могут быть использованы для решения задач идентификации и оптимального управления машинами, работающими по обратному циклу Стирлинга.

результаты термодинамического анализа необратимой машины Стирлинга с ненулевой средней мощностью, позволяющие сделать вывод о перспективности цикла Стирлинга на озонобезопасных хладагентах

в качестве альтернативы традиционному циклу парокompрессионной холодильной машины на фреоне-12.

Научное положение, защищенное в работе:

Предельные возможности холодильной машины Стирлинга, работающей на озонобезопасных хладагентах в интервале температур от 200 до 300 К, и, в которой минимизированы источники необратимых потерь в поршневых узлах и регенераторе за счет оптимальности траекторий движения поршня в компрессоре (детандере), процессов теплопередачи в регенераторе и энергетической эффективности цикла, в целом, характеризуют её как реальную альтернативу обратным парокompрессионным циклам, использующим в качестве рабочего тела R - 12.

Практическая ценность работы. Разработанный комплекс программ оптимального управления термодинамическими процессами в газовой холодильной машине Стирлинга позволяет получить более корректную модель реального аппарата и указать пути конструирования устройств сопоставимых по своим энергетическим показателям с традиционными парокompрессионными установками.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на ежегодных научных конференциях Одесского института низкотемпературной техники и энергетики (1990 - 1992 г.г.), на 6 Международной неделе науки (Сирия, Латтакия, 1991).

Структура и объём диссертации. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, включающего 99 наименований и приложения. Работа изложена на 130 страницах машинописного текста, содержащего 35 рисунков и 16 таблиц.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулирована цель исследований, указана научная новизна защищаемых положений и результатов, приведено краткое содержание работы.

Наиболее простые оценки эффективности машины Стирлинга могут быть выполнены, когда в расчетах допускают возможность не рассматривать изменение термодинамических условий работы во времени. Это обстоятельство значительно упрощает математические модели процессов, протекающих в цикле Стирлинга, позволяя перейти к их описанию в рамках простых алгебраических соотношений. При компьютерной реа-

лизации таких стационарных моделей нет необходимости в привлечении сложных вычислительных алгоритмов, которые используются при анализе нестационарных процессов в реальных машинах. Анализ стационарных моделей дает пессимистическую оценку возможностей работы машины Стирлинга и не учитывает многих факторов, которые позволяют оптимизировать ее эксплуатационные характеристики.

В диссертации для полноты картины и сравнительного анализа рассмотрены основные допущения, принятые для стационарных моделей; дана принципиальная схема машины, работающей по обратному циклу Стирлинга; приведены результаты расчетов, иллюстрирующие возможности разработанного алгоритма для выполнения приближенных оценок.

Уточнение оценок проводили на основе численных методов нахождения истинного распределения температур, давлений и расхода газа в произвольной пространственной точке машины в любой момент времени для конечно-разностной схемы аппроксимации уравнений баланса массы, энергии и импульса, моделирующих газодинамические и термодинамические процессы в машине Стирлинга.

Исследованная нами классическая схема одноступенчатой ХГМ, работающей по циклу Стирлинга включает два сосуда переменного объема /полость сжатия VC и полость расширения VE /, в которых два поршня совершают возвратно - поступательное движение. Эти два сосуда соединяются между собой через газодинамическую магистраль, состоящую из: холодильника со стороны полости сжатия; регенератора; нагревателя со стороны полости расширения.

В течение рабочего процесса рабочее тело переносится в машине и переходит из объема VC в объем VE / период теплового дутья/, или из объема VE в объем VC / период холодного дутья/. Все эти процессы перемещения рабочего тела сопровождаются изменениями его термодинамических характеристик.

Закономерности изменения состояния рабочего тела в газодинамической магистрали представлены следующей системой однородных дифференциальных уравнений в частных производных для усредненных по поперечному сечению потока термодинамических параметров:

- уравнение движения:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U^2) = - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\xi}{2d_3} \rho |U| \quad (1)$$

- уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \frac{\partial}{\partial x} (\rho U) = 0, \quad (2)$$

- уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( h + \frac{U^2}{2} - \frac{p}{\rho} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho U \left( h + \frac{U^2}{2} \right) \right] = - \frac{4Kh}{d_3} \left( T - T_m + \frac{U^2}{2C_p} \right) \quad (3)$$

-уравнение энергии для элемента насадки регенератора:

$$\frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{4Kh}{d_3} \frac{1}{\rho_m c_m} \frac{1}{1-\epsilon} \left( T - T_m + \frac{U^2}{2C_p} \right), \quad (4)$$

где  $C_m$  - теплоемкость материала насадки задавали функцией температуры в форме:

$$C_m = a_0 + b_0 \left( \frac{T_m}{100} \right) + c_0 \left( \frac{T_m}{100} \right)^2 + d_0 \left( \frac{T_m}{100} \right)^3 \quad (5)$$

В качестве начальных условий задавали произвольные значения температур, скоростей, давлений и температур насадок в момент времени  $t = 0$ , соответствующий  $V_{c, \max}$ , т.е. когда поршень компрессора находится в нижней мертвой точке. Температуры стенки холодильника и стенки цилиндра компрессора принимаются равными и постоянными по времени, и они равняются температуре рабочего тела в начале процесса сжатия в компрессоре. Температуры стенки нагревателя и стенки цилиндра детандера принимаются равными и постоянными по времени, совпадающими с температурой объекта криостатирования.

На рис. 1 показано как изменяется давление в полости сжатия за весь период цикла. Расход рабочего тела в различных сечениях регенератора иллюстрируется рис. 2. На рис 3 приведены распределения температур в полостях сжатия и расширения. Как показывают результаты расчетов, приведенных в диссертации, изменения температур в холодильнике и нагревателе незначительны для тех временных интервалов, которые характерны для реальных холодильных машин. На рис. 4 показаны изменения расходов рабочего тела в полостях сжатия и расширения за весь период цикла. Построенная модель, реализованная в виде конкретных программ, в дальнейшем может быть использована для решения задач идентификации и оптимального управления машинами, работающими по обратному циклу Стирлинга.

Принципиальные возможности достижения конкурентноспособных энергетических показателей холодильной машины Стирлинга по сравне-

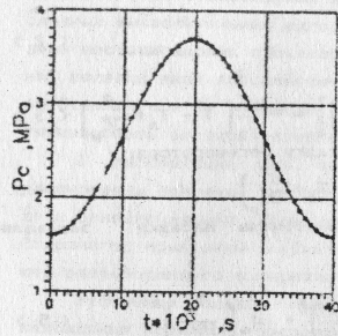
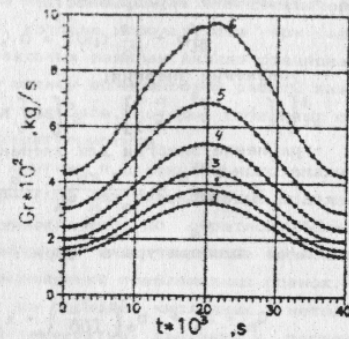
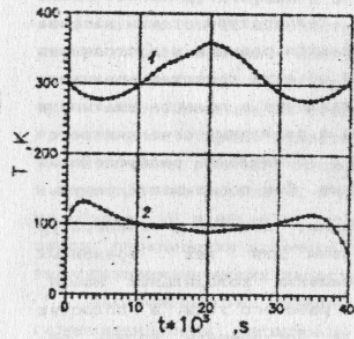


рис. 1



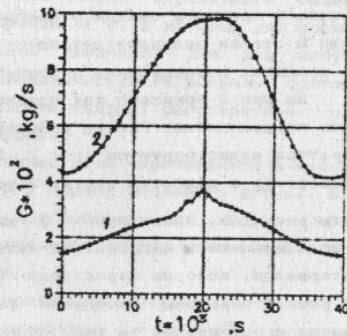
1:0.01r; 2:0.21r; 3:0.41r  
4:0.61r; 5:0.81r; 6:1.01r

рис. 2



1:1c; 2:1e

рис. 3



1:1c; 2:1e

рис. 4

нию с циклом парокompрессионной установки в области температур 200 ... 300K обычно ограничены термодинамическими оценками для обратных процессов. Такие оценки не дают возможности реально представить направление тех конструктивных изменений в машине, которые бы могли быть сделаны, чтобы достичь термодинамически совершенных показателей, учитывающих и минимизирующих принципиально неустранимые потери эксергии из-за термической и механической неравновесности.

В работе последовательно проведено моделирование потерь на трение, возникающих в процессах расширения и сжатия; найдены оптимальные управляющие воздействия на траекторию движения поршней, минимизирующие необратимые термические и механические потери.

Математическая постановка задачи об оптимальном управлении движением поршня в процессе сжатия формулируется следующим образом: найти

$$U_c = \int_0^{t_c} \left[ \frac{m R T_c U_c}{X_c} - Kfr U_c^2 \right] dt \rightarrow \min \quad (6)$$

при ограничениях:

закон сохранения энергии:

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{dQ_c}{m C_v dt} - \frac{m R T_c U_c}{X_c m C_v} + \frac{Kfr U_c^2}{m C_v} \quad (7)$$

уравнение процесса теплообмена с окружающей средой:

$$\frac{dQ_c}{dt} = \frac{4 Kh_c (T_{w,c} - T_c) X_c f_c}{d_c m C_v} \quad (8)$$

уравнения механики для скорости:

$$\dot{X}_c = U_c \quad (9)$$

и ускорении:

$$\dot{U}_c = a, \quad -a_{\min} \leq a \leq a_{\max} \quad (10)$$

Для поиска оптимального управления  $U(t)$  применяли принцип максимума Понтрягина, для которого исходная функция Гамильтона представлена в виде:

$$H = Kfr U_c^2 - \frac{m R T_c U_c}{X_c} + \Psi_1 \frac{4 Kh_c (T_{w,c} - T_c) X_c f_c}{d_c m C_v} - \Psi_2 \frac{m R T_c U_c}{X_c} + \Psi_3 \frac{Kfr U_c^2}{m C_v} + \Psi_4 U_c + \Psi_5 a \quad (11)$$



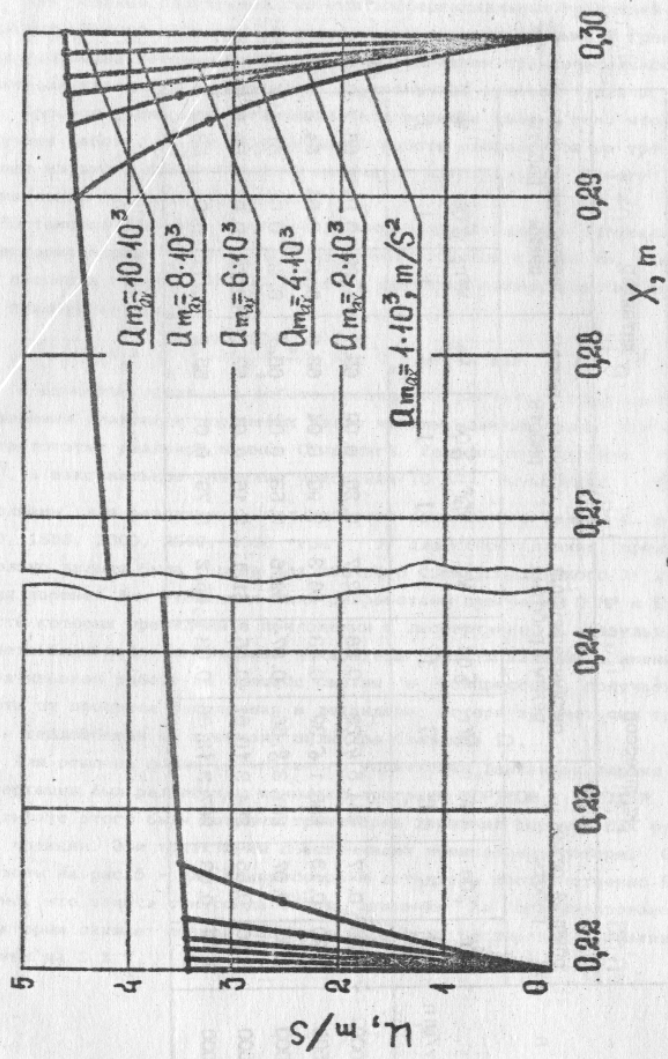


Рис. 5

Оптимальные траектории движения поршневой группы холодильной машины Стирлинга получены в данной работе впервые и указывают возможные пути совершенствования энергетических показателей установок, особенно криогенных, где относительно небольшое улучшение ( $\sim 8\%$ ) коэффициентов преобразования может иметь существенное значение.

Наиболее существенные потери из-за гидравлического сопротивления в регенераторе - основном элементе холодильной машины Стирлинга анализируются при помощи эмпирических моделей реальных теплообменных устройств. Рассмотрены потери, вызванные несовершенством процессов теплообмена: между рабочим телом и насадкой, между рабочим телом и стенками корпуса регенератора, а также осевыми тепловыми потоками регенератора. Приведены результаты расчетов оптимальной геометрии регенератора для холодильной машины Стирлинга на озонобезопасных рабочих телах.

Для моделирования оптимальных необратимых процессов, происходящих в обратном цикле Стирлинга, в целом, использован подход, лежащий на стыке теории оптимального управления и неравновесной термодинамики, известный в литературе как термодинамика при конечном времени. В работе исследованы предельные возможности необратимых процессов теплопереноса, которые обладают свойством оптимальности по отношению к энергетическим критериям эффективности холодильной машины Стирлинга.

Постановка задачи заключается в следующем. Имеются два внешних источника тепла различных потенциалов. Первый источник высокого потенциала с температурой  $T_{w,c}$ , он получает теплоту от рабочего тела в изотермическом процессе (1 - 2). Второй источник низкого потенциала с температурой  $T_{w,e}$ , он отдает теплоту рабочему телу в изотермическом процессе (3 - 4). Наша цель - максимизировать целевую функцию при заданной мощности машины. Для достижения этой цели мы будем управлять процессами теплообмена между рабочим телом и внешними источниками. Таким образом, математическая формулировка задачи сводится к задаче оптимального управления: найти

$$\eta = \left[ \frac{\delta Q_{3,4}}{W} \right] \rightarrow \max \quad (13)$$

при следующих ограничениях:

условие цикличности

$$\oint dS_g = 0, \quad (14)$$

уравнение сохранения энергии

$$TdS = C_V dT + PdV, \quad (15)$$

рабочее тело подчиняется уравнению состояния идеального газа, процессы теплообмена между внешними источниками и рабочим телом описываются следующими уравнениями:

$$Q_{1,2} = Kh (T_c - T_{w,c}), \quad (16)$$

$$Q_{3,4} = Kh (T_e - T_{w,e}), \quad (17)$$

уравнения процессов:

$$4-1 \rightarrow V = \text{const}, \quad 1-2 \rightarrow T = \text{const},$$

$$2-3 \rightarrow V = \text{const}, \quad 3-4 \rightarrow T = \text{const},$$

мощность машины и время цикла фиксированы:

$$N = \text{const}, \quad t = \text{const},$$

условие регенерации теплоты:

$$Q_{4,1} = Q_{2,3}. \quad (18)$$

В качестве примера был проведен расчет для машины, работающей в интервале температур 100...300 К с рабочим веществом - воздух  $C_V = 710 \frac{J}{kg \cdot K}$ :

$$T_{w,c} = 300 \text{ K}; N = 10 \text{ kW}, t = 0.04 \text{ s} [1500 \text{ rpm}].$$

Аналогичные расчеты были выполнены для машины, работающей по необратимому циклу Карно, и сопоставлены с энергетическими показателями реальных холодильных машин на фреоне-12.

Полученные результаты дают наиболее правдоподобную оценку возможностей реальных обратных циклов и позволяют сделать вывод о перспективности цикла Стирлинга на озонобезопасных хладагентах по сравнению с традиционным циклом пароконденсационной холодильной машины на фреоне-12.

**Основные выводы.**

1. Теория оптимального управления в сочетании с методами неравновесной термодинамики является конструктивным аппаратом для поиска рациональных решений, связанных с оценкой принципиальных возможностей реальных холодильных машин.

2. Комплекс программ и алгоритмов, моделирующих поведение газодинамических и термодинамических процессов в газовой холодильной

машине Стирлинга, может служить основой для решения задач оптимального проектирования новых установок.

3. Выбор негармонических траекторий движения поршня в полостях расширения и сжатия на основе термодинамических критериев оптимальности снижает потери работы и увеличивает энергетические показатели установок, особенно, в области криогенных температур.

4. Холодильные машины Стирлинга на озонобезопасных рабочих телах, в которых оптимизированы необратимые потери в поршневых узлах и регенераторе, обладают показателями энергетической эффективности сопоставимыми с обратными пароконденсационными циклами, использующими R-12.

Публикации по материалу, изложенному в диссертации.

M. Abu-Mahfouz, V. Mazur. Finite-time approach to the analysis of Stirling-cycle machines. Tashreen Univ. VI Science Week. Syria, Lattakia, p.123, 1991.

**Условные обозначения.**

$a$  - ускорение;  $a_0, b_0, c_0, d_0$  - коэффициенты уравнения (5);  $C$  - теплоемкость;  $C_p$  - изобарная теплоемкость;  $C_V$  - изохорная теплоемкость;  $d_3$  - эквивалентный диаметр;  $f$  - площадь поперечного сечения;  $G$  - расход;  $H$  - функция Гамильтона;  $h$  - энтальпия;  $Kfr$  - коэффициент трения;  $Kh$  - коэффициент теплоотдачи;  $m$  - масса;  $N$  - мощность;  $n$  - число оборотов;  $P$  - давление;  $Q$  - теплота;  $\delta Q$  - количество теплоты;  $R$  - газовая постоянная;  $T$  - температура;  $t$  - время;  $u$  - скорость;  $V$  - объем;  $W$  - работа;  $\lambda$  - перенесение;  $\rho$  - плотность;  $\xi$  - коэффициент гидравлического сопротивления;  $\epsilon$  - пористость;  $\eta$  - коэффициент преобразования;  $\nu$  - коэффициент трансверсальности.

Индексы:  $c$  - полость сжатия;  $e$  - полость расширения;  $g$  - газ;  $m$  - насадка;  $r$  - регенератор;  $w$  - стенка;  $max$  - максимум;  $min$  - минимум.

г.Одесса, роталпринт ОИНТЭ. Подписано к печати 2.06.93  
Объем 1,0 п.л. Тираж 100. Заказ 902-93

xv 853  
ИНСТИТУТ ХОЛОДА  
ОНАХТ  
БИБЛИОТЕКА