

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



00330624 (1)

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 "Шторм"

Защита диссертации состоится 01 июля 1993 года в  
11:00 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 " 8 " июля 1993 г.

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

Р. К. Никульчини

Исх. № \_\_\_\_\_

## 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 пароконпресссионного 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 совместности 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

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 объем 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 ре-

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.

Исследуемая 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 перемещается 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:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho U^2) = - \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\tau}{2d} \rho |U| \quad (1)$$

- 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:

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

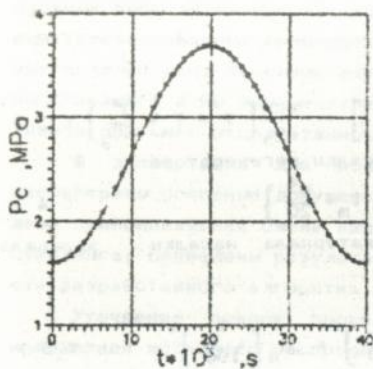
где  $C_m$  - теплоемкость материала насадки задавали функцией температуры в форме:

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

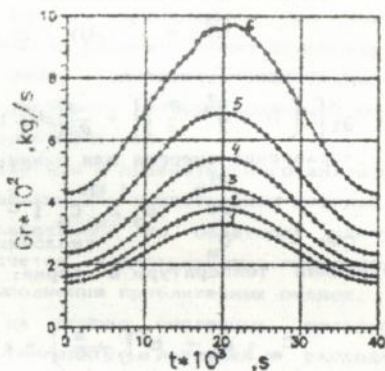
В качестве начальных условий задавали произвольные значения температур, скоростей, давлений и температур насадок в момент времени  $t = 0$ , соответствующий  $V_{c, \max}$ , т.е. когда поршень компрессора находится в нижней мертвой точке. Температуры стенки холодильника и стенки цилиндра компрессора 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-

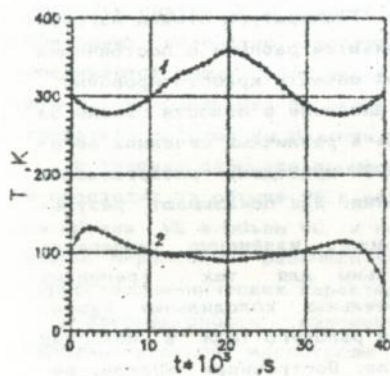


pic. 1



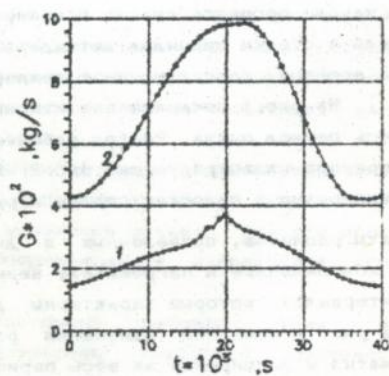
1:0.01r; 2:0.23r; 3:0.41r  
4:0.61r; 5:0.81r; 6:1.01r

pic. 2



1:1e; 2:1e

pic. 3



1:1e; 2:1e

pic. 4

нию с циклом парокомпрессионной 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

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

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:

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

уравнения механики для скорости:

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

и ускорения:

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

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

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

Для решения полученной системы дифференциальных уравнений, выражающих принцип максимума, с соответствующими начальными и граничными условиями, которые были дополнены условиями трансверсальности, применяли метод Рунге -Кутты для двухточечной краевой задачи.

Процесс расширения отличается от процесса сжатия тем, что мы получаем работу, но часть получаемой работы расходуется на трение. Исходя из этого нам необходимо получить максимальную работу при минимальных затратах на трение.

Постановка задачи и метод ее решения для нахождения оптимальной траектории поршня в процессе расширения остаются такими же, как и для процесса сжатия, но с отличиями в критерии оптимальности, который приобретает вид:

$$W_e = \int_0^{t_e} \left[ \frac{n R T_e U_e}{\chi_e} - Kfr U_e^2 \right] dt \rightarrow \max \quad (12)$$

В качестве примера в работе приведены расчеты оптимального управления движением поршневых узлов машины, данные для которой соответствуют реальной машине Стирлинга. Коэффициент трения  $Kfr = 20 \frac{kg}{s}$ , а максимальное значение ускорения  $10 \frac{m}{s^2}$ . Вычисления были выполнены для различных чисел поворота коленчатого вала ( $n = 1000, 1500, 2000, 2500, 3000$  гр.). Для сопоставления предварительно задача была решена для обычного (синусоидального) движения поршней. Для этой цели были разработаны программы COMF и EXP, тексты которых приведены в приложении к диссертации. В результате расчета были найдены основные показатели работы машины, а именно: затрачиваемая работа на процесс сжатия в компрессоре, получаемая работа от процесса расширения в детандере; потеря за счет сил трения и теплообмена со стенками цилиндра (таблица 1).

Для решения задач оптимального управления движением поршня в диссертации был разработан комплекс программ OPTCOM и OPTEXP. В результате этого были найдены траектории движения поршней как функции времени. Эти траектории обеспечивают минимальные потери. Они показаны на рис. 5 - для компрессора и детандера, соответственно. Показано, что замена синусоидального движения на оптимизированную траекторию снижает потери работы в процессах расширения и сжатия в среднем на 3 %.

Таблица 1

n rev/min	компрессор						детандер					
	обычный режим работы			оптимизационный режим работы			обычный режим работы			оптимизационный режим работы		
	$w_{gr}$	$\delta Q_c$	$w_c$	$w_{gr}$	$\delta Q_c$	$w_c$	$w_{gr}$	$\delta Q_c$	$w_c$	$w_{gr}$	$\delta Q_c$	$w_c$
J	J	J	J	J	J	J	J	J	J	J	J	
1000	5.26	0.27	254.6	4.23	0.28	52.7	5.26	0.08	65.1	4.29	0.09	66.7
1500	7.90	0.13	258.1	6.38	0.13	56.3	7.90	0.04	62.6	6.47	0.04	64.2
2000	0.53	0.07	261.3	8.56	0.07	59.6	0.53	0.02	60.1	8.46	0.02	61.4
2500	3.16	0.05	264.3	10.61	0.05	61.1	3.16	0.01	57.6	10.75	0.02	59.8
3000	5.79	0.03	267.3	12.86	0.03	65.2	5.79	0.01	55.2	12.71	0.01	58.0

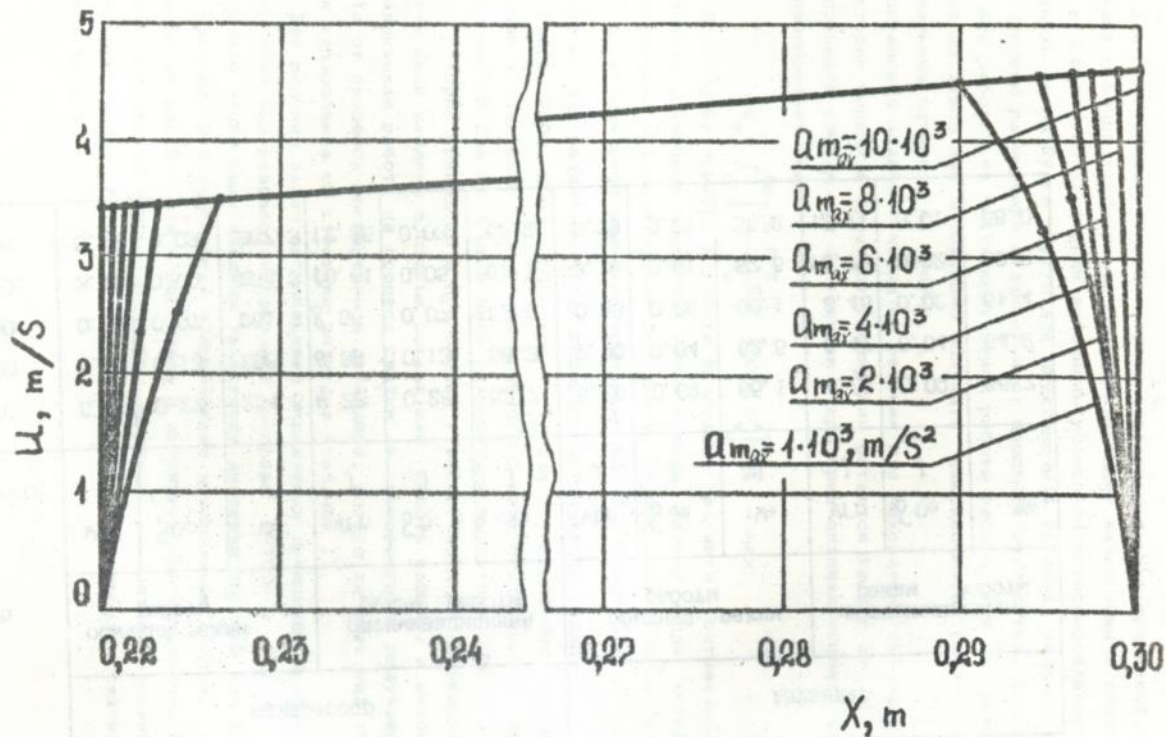


Рис. 5

Оптимальные траектории движения поршневой группы холодильной машины Стирлинга получены в данной работе впервые и указывают возможные пути усовершенствования 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

$$T dS = C_v dT + PdV, \quad (15)$$

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 300...300 К с рабочим веществом - воздух  $C_v = \approx 710 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$  :

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

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 парокомпрессионной 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 пароконпресссионными 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;  $x$  - перемещение;  $\rho$  - плотность;  $\zeta$  - коэффициент гидравлического сопротивления;  $\epsilon$  - пористость;  $\eta$  - коэффициент преобразования;  $\psi$  - коэффициент трансверсальности.

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

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

AB 27.831

**AB 27.831**