

М 498140

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени государственный
технический университет имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

САПЕЖИНСКИЙ Михаил Геннадьевич

РАЗРАБОТКА И ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВНОЙ ОСЕРАДИАЛЬНОЙ
ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНЫХ ВАКУУМНЫХ
НАСОСОВ

05.04.06 вакуумная, компрессорная техника и
пневмосистемы

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва - 1991

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель:

доктор технических наук,
профессор Демихов К.Е.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор Макаров А.М.
кандидат технических наук
Кеменов В.Н.

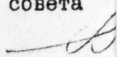
Ведущая организация - ЦКБМ, г. Ленинград

Защита состоится "21" октября 1991 г. в 14⁰⁰ час.
на заседании специализированного совета К.053.15.07 в Московском
государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по
адресу: 107005, Москва Б-5, Лефортовская наб., д.1, корпус фа-
культета "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им.Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "___" _____ 1991 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
к.т.н., доцент



М 498140

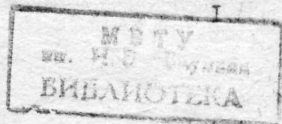
Актуальность темы. В последние десятилетия большое развитие получила вакуумная техника в связи с возросшими потребностями таких отраслей, как: микроэлектроника, атомная промышленность, термоядерная энергетика и др. Причем возросли требования, предъявляемые к высоковакуумным средствам откачки. Это обеспечение откачки больших потоков различных газов при заданной степени разрежения, создание свободного от углеводородов вакуума, возможность работы при определенных условиях без применения форвакуумного насоса. Одним из видов высокопроизводительных средств безмасляной высоковакуумной откачки являются турбомолекулярные вакуумные насосы (ТВН). Возросшие в настоящее время требования к ТВН поставили перед исследователями задачи по уменьшению массогабаритных и улучшению откачных характеристик насосов. Решение этих задач невозможно без создания принципиально новых конструктивных схем ТВН. В настоящее время перспективными являются схемы ТВН с составной проточной частью с осерадиальным потоком газа, представляющие собой комбинацию насосов осевого и барабанного типов. Они обладают меньшими массогабаритными характеристиками по сравнению с ТВН с осевой проточной частью при сохранении откачных характеристик.

Дальнейшее их развитие сдерживается отсутствием математических моделей процессов переноса молекул в составной проточной части с осерадиальным потоком газа, позволяющих проводить расчет откачных параметров и оптимизацию характеристик.

Цель работы – разработка и исследование математических моделей процессов переноса молекул в составной проточной части турбомолекулярных вакуумных насосов с осерадиальным потоком газа;

- разработка методов расчета и оптимизации параметров и характеристик ТВН с составной проточной частью;
- создание практических рекомендаций по конструированию проточной части ТВН с осерадиальным потоком газа.

Научная новизна. Разработаны математические модели процесса переноса молекул межлопаточным каналом, позволяющие оптимизировать проточную часть ТВН в широком диапазоне скоростей. Исследовано взаимодействие ступеней в проточной части ТВН с различными конструктивными схемами. Разработана методика расчета параметров



откачки ТВН с осерадиальным потоком газа. Разработан алгоритм оптимизации проточной части ТВН с осевым и осерадиальным потоком газа, получены закономерности изменения геометрических параметров по ступеням составной проточной части.

Методика исследований. Теоретические исследования проводились с использованием метода статистических испытаний и метода угловых коэффициентов. Экспериментальные исследования осуществлялись в лабораторных условиях на моделях и экспериментальных образцах.

Практическая ценность и реализация работы. Получены практические рекомендации для конструирования осевой и осерадиальной проточной части ТВН при условии обеспечения заданных характеристик по одному и нескольким газам. Созданные в диссертационной работе методы расчета и оптимизации параметров турбомолекулярных вакуумных насосов позволили уменьшить объем проточной части ТВН по сравнению с ТВН с осевой проточной частью.

Внедрение методик и программ расчета в СКТБ ПО "Вектор" при создании САПР ТМН на аэростатических опорах позволило сократить сроки проектирования в 1,5 раза и дало реальный экономический эффект 40 тыс. руб. в год. Применение полученных в диссертационной работе методик расчета, алгоритмов и программ на ЭВМ и практических рекомендаций на предприятиях НИИТП и НПО "Вакууммашприбор" в НИИОКР позволило значительно сократить сроки разработок ТМН специального назначения.

Созданные программы на ЭВМ используются в учебном процессе МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на межреспубликанской научной конференции "Повышение технического уровня компрессорных, холодильных и вакуумных машин" (г.Одесса, 1986 г.), Всесоюзном совещании разработчиков турбомолекулярных вакуумных насосов (г.Владимир, 1988 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Состояние и перспективы развития вакуумной техники" (г.Казань, 1991 г.), научно-технических семинарах кафедры "Компрессорные и вакуумные машины и установки" МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 статей, получено 2 авторских свидетельства.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов по работе, списка литературы из 54 наименований, содержит 146 страниц машинописного текста с таблицами, 88 страниц с рисунками, а также приложение на 40 страницах.

Во введении произведено обоснование актуальности темы работы, ее научной новизны и практической ценности.

В первой главе проанализированы результаты исследования процессов откачки каналами турбомолекулярных вакуумных насосов различными исследователями (К.Крюгер, Т.Савада, Е.С.Фролов, К.Е.Демихов и др.). Выявлены преимущества и недостатки существующих математических моделей. Сделан вывод об отсутствии математической модели процесса переноса молекул, позволяющей оптимизировать проточную часть ТВН в широком диапазоне скоростей. Проведен анализ различных конструктивных схем ТВН. Выявлены преимущества схемы ТВН с составной проточной частью с осерадиальным потоком газа по сравнению с существующими (рис.1,2) На основе проведенного анализа сформулированы основные задачи работы.

Во второй главе описаны разработанные математические модели процесса переноса молекул плоским межлопаточным каналом ТВН при условии изотропного и диффузного распределения количества молекул на входе в канал, позволяющие оптимизировать проточную часть ТВН в широком диапазоне скоростей.

Рассмотрев процесс переноса молекул межлопаточным каналом ТВН, были получены аналитические зависимости для расчета максимальной результирующей вероятности перехода молекул K_{max} и максимального отношения давлений T_{max} :

$$K_{max} = M_{12} - M_{21}, \quad (1)$$

$$T_{max} = M_{12}/M_{21}, \quad (2)$$

где M_{12} (M_{21}) – вероятность перехода молекул через канал со стороны всасывания(нагнетания) на сторону нагнетания(всасывания).

В основу разработанных моделей положены следующие допущения: 1) течение газа в канале стационарное; 2) распределение количества молекул после взаимодействия со стенками межлопаточного канала описывается законом косинуса.

При расчете вероятностей M_{12} (M_{21}), состоящих из вероятностей перехода молекул без соударений со стенками каналов $M_{12}(M_{21})$, а также вероятностей соударений молекул, вошедших в канал со стороны всасывания, с участками dx и dy стенок $U_x dx$, $U_y dy$ предварительно были определены плотности вероятности распределения $f(u/v, \psi)$ количества молекул в зависимости от угла ψ в координ-

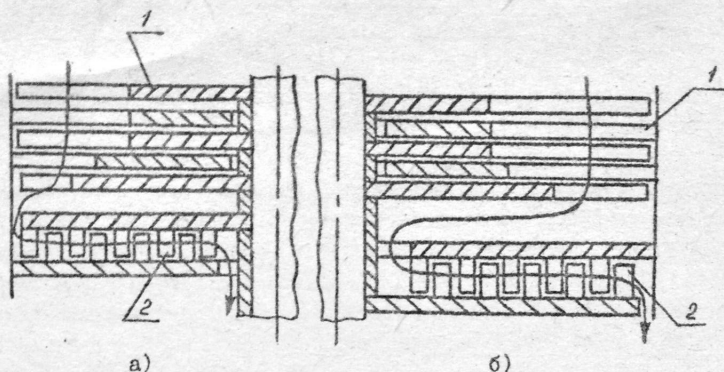


Рис. 1. а) Конструктивная схема ТВН с осерадиальной проточной частью с направлением потока от периферии к центру б) с направлением потока от центра к периферии. 1 - турбомолекулярные ступени; 2 - барабанные ступени

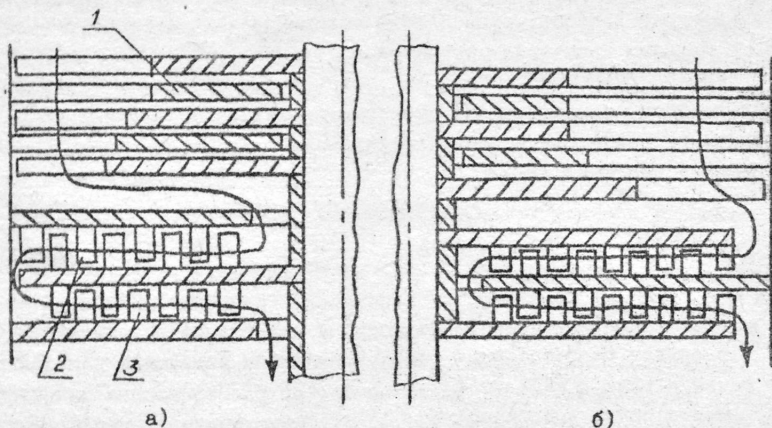


Рис. 2. Конструктивные схемы ТВН с осерадиальной проточной частью с поворотом потока. 1 - турбомолекулярные ступени; 2 - барабанные ступени с направлением потока от центра к периферии; 3 - барабанные ступени с направлением потока от периферии к центру

натах, связанных с движущимся каналом. Значение $f(u/v_n, \psi)$ было определено для 2-х случаев: $u/v_n < 1$ и $u/v_n \geq 1$. При $u/v_n < 1$ $f(u/v_n, \psi)$ определяется из следующего уравнения:

$$f(u/v_n, \psi) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{(u/v_n) \cos \psi + \sqrt{1 - (u/v_n)^2 \sin^2 \psi}}{\sqrt{1 - (u/v_n)^2 \sin^2 \psi}}, \quad \psi \in [0, \pi], \quad (3)$$

(изотропное распределение)

$$f(u/v_n, \psi) = 0.5 \sin \psi \frac{[(u/v_n) \cos \psi + \sqrt{1 - (u/v_n)^2 \sin^2 \psi}]^2}{\sqrt{1 - (u/v_n)^2 \sin^2 \psi}}, \quad \psi \in [0, \pi] \quad (4)$$

(диффузное распределение)

При $u/v_n \geq 1$

$$f(u/v_n, \psi) = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{(u/v_n) \cos \psi}{\sqrt{1 - (u/v_n)^2 \sin^2 \psi}}, \quad (5)$$

(изотропное распределение)

$$f(u/v_n, \psi) = \frac{\sin \psi [1 + (u/v_n)^2 (\cos^2 \psi - \sin^2 \psi)]}{\sqrt{1 - (u/v_n)^2 \sin^2 \psi}}, \quad (6)$$

(диффузное распределение)

где u/v_n — отношение линейной скорости перемещения канала u к наиболее вероятной скорости теплового движения молекул v_n .

Вероятность m_{12} (m_{21}) определяется интегрированием $f(u/v_n, \psi)$ по S и ψ :

$$m_{12}(m_{21}) = \frac{1}{S_0} \int_{S_n(S_n')} \int_{\psi_n(\psi_n')} f(u/v_n, \psi) d\psi ds, \quad (7)$$

Для случая $u/v_n \geq 1$ пределы интегрирования $S_n(S_n')$, $S_k(S_k')$, $\psi_n(\psi_n')$, $\psi_k(\psi_k')$ будут определяться в зависимости от соотношений α , S_0 , u/v_n , где α — угол наклона канала, S_0 — относительное перекрытие канала. Вероятности $u_x dx$ и $u_y dy$ определяются интегрированием соответствующей данному диапазону плотности вероятности $f(u/v_n, \psi)$, умноженной на угловой коэффициент площадки dx (dy) по отношению к площадке ds входного сечения канала. Граничные углы $\psi_{nx}(\psi_{ny})$ и $\psi_{kx}(\psi_{ky})$ будут вычисляться также в зависимости от соотношений α , S_0 , u/v_n .

$$u_x dx (u_y dy) = \frac{1}{S_0} \int_{\psi_{nx}(\psi_{ny})}^{\psi_{kx}(\psi_{ky})} f(u/v_n, \psi) \frac{\sin(\alpha - \psi)}{\sin \psi} d\psi dx (dy). \quad (8)$$

После интегрирования по формулам (7), (8) получены аналитические зависимости для m_{12} , m_{21} , $u_x dx$, $u_y dy$.

Используя полученные в работе зависимости для расчета M_{12} , M_{21} , U_{2d1} , U_{2d2} определяются результирующие вероятности пересода M_{12} , M_{21} .

В третьей главе описаны разработанные математические модели процесса переноса молекул для исследования взаимодействия ступеней в проточной части ТВН с различными конструктивными схемами.

Для исследования процесса переноса молекул каналом барабанной ступени разработана математическая модель (расчетная схема канала барабанной ступени, рис.3). В модели приняты следующие допущения: 1) распределение молекул по скоростям при входе в канал со стороны всасывания и нагнетания соответствует максвелловскому закону распределения; 2) отражение молекул от стенок является диффузным с распределением по закону косинуса. В соответствии с принятой математической моделью методом статистических испытаний рассчитаны параметры откачки канала $K_{12\text{бар}}$, $K_{12\text{бар}}$, $K_{21\text{бар}}$, $T_{12\text{бар}}$ при различных значениях геометрических параметров $d_{\text{бар}}$, $(R/r)_{\text{бар}}$, $(a/r)_{\text{бар}}$ и скорости u/VH . Установлено неоднозначное качественное влияние конечной длины лопатки ("концевого эффекта") на значения вероятностей $K_{12\text{бар}}$, $K_{21\text{бар}}$, $K_{12\text{бар}}$ в зависимости от геометрических параметров канала, в первую очередь от $(a/r)_{\text{бар}}$. При анализе результатов расчетов установлено, что при значениях $(R/r)_{\text{бар}} = 1,5 + 2,0$ значения $K_{12\text{бар}}$, $K_{21\text{бар}}$, $T_{12\text{бар}}$, $K_{12\text{бар}}$ не зависят от $(R/r)_{\text{бар}}$ и практически совпадают с результатами, полученными в работе Т.Савады для плоских каналов. При уменьшении $(R/r)_{\text{бар}}$ от $1,5 + 2,0$ до 0 наблюдается возрастание $T_{12\text{бар}}$ до ∞ . Причем при значениях $(a/r)_{\text{бар}} = 0,1 + 0,2$ значения $K_{12\text{бар}}$ и $K_{12\text{бар}}$ при $(R/r)_{\text{бар}} = 0$ больше соответствующих значений для плоского канала, а при $(a/r)_{\text{бар}} = 0,5$ $K_{12\text{бар}}$ меньше, а $K_{12\text{бар}}$ больше значений $K_{10\text{бар}}$ и $K_{12\text{бар}}$ при $(R/r)_{\text{бар}} \rightarrow \infty$, и, наконец при $(a/r)_{\text{бар}} = 2,5$ $K_{12\text{бар}}$ и $K_{12\text{бар}}$ принимают значения меньше, чем соответствующие значения для плоского канала.

Разработана математическая модель процесса переноса молекул ступенью из осевого лопаточного колеса и барабанной ступени (расчетная схема, рис.4). Моделирование перехода молекул через ступень связано с тем, что на всасывании барабанной ступени и на нагнетании осевого лопаточного колеса распределение молекул по скоростям будет отличным от максвелловского распределения и распределение количества молекул во входной площади каналов будет отличаться от равномерного.

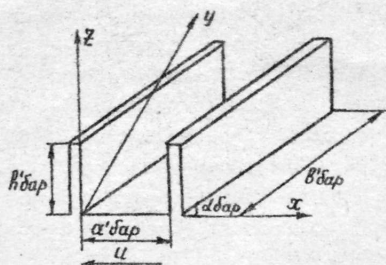


Рис.3. Расчетная схема канала
барabanной ступени

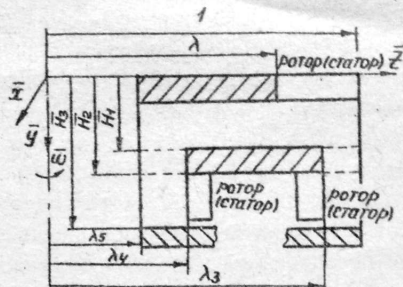


Рис.4. Расчетная схема ступени
из осевого лопаточного колеса и
барabanной ступени

Расчетная схема межлопаточного канала осевого лопаточного колеса изображена на рис.5. При попадании молекулы во входное сечение межлопаточного канала со стороны всасывания с координатами $\bar{x}_0, \bar{y}_0, \bar{z}_0$ в системе координат, связанной с движущимися лопатками, ее координаты в текущий момент времени t после разложения уравнений движения в ряд Тейлора и отбросив члены 2-го и более высоких порядков записываются в следующей форме:

$$\begin{aligned}\bar{x} &= \bar{x}_0 + \bar{V}_x \cdot t + \bar{\omega} \cdot \bar{z}_0 \cdot t, \\ \bar{z} &= \bar{z}_0 + \bar{V}_z \cdot t - \bar{\omega} \cdot \bar{x}_0 \cdot t, \\ \bar{y} &= \bar{y}_0 + \bar{V}_y \cdot t,\end{aligned}\tag{9}$$

где $\bar{V}_x, \bar{V}_y, \bar{V}_z$ - проекции отношения скорости V к наиболее вероятной скорости V_H на оси $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$; $\bar{\omega}$ - отношение окружной скорости u_2 на радиусе R_2 к V_H . Величины $\bar{V}_x, \bar{V}_z, \bar{V}_y$ определяются в соответствии с диффузным распределением. Координаты $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$, направление θ, ψ в сферических координатах и модуль относительной скорости молекулы V/V_H , перешедшей через лопаточное колесо на стороне нагнетания, являются входными параметрами для переходника между осевым колесом и барабанной ступенью со стороны всасывания. Соответственно параметры и координаты $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}, \theta, \psi, V/V_H$ молекулы, перешедшей через барабанную ступень на стороне всасывания, являются входными параметрами для переходника со стороны нагнетания. С помощью разработанной программы на ЭВМ методом статистических испытаний автором была проанализирована эффективность работы при различных условиях схем с направлением потока от периферии к центру и от центра к периферии с роторными (статорными) осевыми колесами и роторными (статорными) барабанными ступенями. Варьируемые параметры: λ_3 и λ_4 . Анализ результатов расчетов

показал, что из схем с направлением откачиваемого барабанными ступенями потока от периферии к центру схема с роторными осевыми колесами и барабанными ступенями обеспечивает наилучшее согласование по максимальной скорости откачки $S_{\max \text{ осб}}$ и максимальной степени сжатия $T_{\max \text{ осб}}$ во всем диапазоне изменения λ_3 . При этом для всех схем существует максимум $S_{\max \text{ осб}}$ и $T_{\max \text{ осб}}$. Точка максимума находится при $\lambda_3 = 0,87 + 0,92$. Анализ результатов показал, что из схем с направлением потока от центра к периферии схема с роторным осевым колесом и статорной барабанной ступенью по сравнению с другими обеспечивает наилучшее согласование по $S_{\max \text{ осб}}$ и $T_{\max \text{ осб}}$ в диапазоне изменения относительного диаметра λ_4 .

В третьей главе описана также разработанная математическая модель процесса переноса молекул и программа на ее основе расчета методом статистических испытаний максимальной скорости откачки $S_{\max \text{ ст}}$ и максимальной степени сжатия $T_{\max \text{ ст}}$ ступени ТВН, состоящей из статорных и роторных осевых лопаточных колес переменной геометрической структуры, а также с переменным осевым расстоянием между колесами (расчетная схема, рис.6).

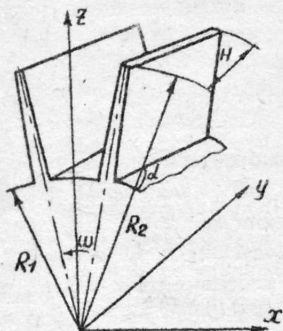


Рис.5. Расчетная схема канала осевого лопаточного колеса

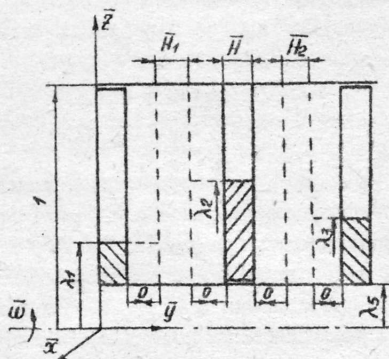


Рис.6. Расчетная схема ступени ТВН

С помощью данной программы проанализировано влияние значения u_2/V_H на параметры откачки $S_{\max \text{ ст}}$ и $T_{\max \text{ ст}}$ 3-х колесного пакета с переменной геометрической структурой. Зависимость $S_{\max \text{ ст}}$ от u_2/V_H не является линейной уже при значениях $u_2/V_H < 1$, что эквивалентно неравенству $S_{\max \text{ ст}}$ для различных газов (N_2 , H_2 , He). Это существен-

но при оптимизации геометрических параметров осевой проточной части насоса при условии обеспечения заданных характеристик по различным газам.

В работе определены значения $S_{\text{max ос.б}}$, $T_{\text{max ос.б}}$, $S_{\text{max ст}}$, $T_{\text{max ст}}$ при рассмотрении отдельно перехода молекул через лопаточные колеса, переходник и барабанную ступень. Рассмотрев уравнения потока Q в различных сечениях ступени из осевого лопаточного и барабанного колес получены зависимости для определения $S_{\text{max ос.б}}$, $T_{\text{max ос.б}}$:

$$\begin{aligned} S_{\text{max ос.б}} &= \frac{V_a}{4} \cdot FF_{12} \cdot K_{12\text{рез}} - \frac{V_a}{4} \cdot FF_{21} \cdot K_{21\text{рез}}, \\ T_{\text{max ос.б}} &= FF_{12} \cdot K_{12\text{рез}} / (FF_{21} \cdot K_{21\text{рез}}), \\ K_{12\text{бар}} &= \frac{K_{21\text{ос}} \cdot R_{\text{кл}2} \cdot \varepsilon_{\text{ос}} + K_{12\text{бар}} \cdot \varepsilon_{\text{бар}} \cdot [\varepsilon_{\text{ос}} \cdot K_{21\text{ос}} \cdot (1 - R_{\text{кл}1}) \cdot R_{\text{кл}1} \cdot K_{21\text{ос}} \cdot R_{\text{кл}2} \cdot \varepsilon_{\text{ос}}]}{K_{21\text{ос}} \cdot R_{\text{кл}2} \cdot \varepsilon_{\text{ос}} + K_{12\text{бар}} \cdot \varepsilon_{\text{бар}} \cdot [\varepsilon_{\text{ос}} \cdot K_{21\text{ос}} \cdot (1 - R_{\text{кл}1}) \cdot R_{\text{кл}1} \cdot K_{21\text{ос}} \cdot R_{\text{кл}2} \cdot \varepsilon_{\text{ос}}]} \quad (10) \\ K_{21\text{рез}} &= \frac{K_{21\text{ос}} \cdot R_{\text{кл}2} \cdot \varepsilon_{\text{ос}} + K_{12\text{бар}} \cdot \varepsilon_{\text{бар}} \cdot [\varepsilon_{\text{ос}} \cdot K_{21\text{ос}} \cdot (1 - R_{\text{кл}1}) \cdot R_{\text{кл}1} \cdot K_{21\text{ос}} \cdot R_{\text{кл}2} \cdot \varepsilon_{\text{ос}}]}{K_{21\text{ос}} \cdot R_{\text{кл}2} \cdot \varepsilon_{\text{ос}} + K_{12\text{бар}} \cdot \varepsilon_{\text{бар}} \cdot [\varepsilon_{\text{ос}} \cdot K_{21\text{ос}} \cdot (1 - R_{\text{кл}1}) \cdot R_{\text{кл}1} \cdot K_{21\text{ос}} \cdot R_{\text{кл}2} \cdot \varepsilon_{\text{ос}}]} \end{aligned}$$

$\varepsilon_{\text{ос}} = FF_{12}/F_{\text{ос}}$, $\varepsilon_{\text{бар}} = FF_{21}/F_{\text{бар}}$, $F_{\text{ос}} = \pi R_2^2 \cdot (1 - \lambda^2)$, $F_{\text{бар}} = 2\pi R_2 \lambda_{3/4} h_{\text{бар}}$, где FF_{12} — площадь межлопаточных каналов лопаточного колеса; FF_{21} — площадь межлопаточных каналов барабанной ступени; $R_{\text{кл}1}$ ($R_{\text{кл}2}$) — коэффициент Клаузинга переходника в прямом (обратном) направлении.

Отклонение значений $S_{\text{max ос.б}}$ и $T_{\text{max ос.б}}$, полученных по формулам (10) не превышает 25 + 40 % по сравнению с результатами расчетов по метс. у Монте-Карло для всей ступени. При разработке упрощенной модели перехода молекул через систему из осевых роторных и статорных лопаточных колес были выбраны пять характерных сечений и определены составляющие постоянного результирующего количества молекул N_{Σ} , проходящих через эти сечения в единицу времени:

$$\begin{aligned} N_{\Sigma} &= N_1 \cdot K_{12} - N_{20}^I \cdot \varepsilon_I \cdot K_{21} - N_{28}^I \cdot K_{21}^{\circ} \cdot \varepsilon_{II}, \\ N_{\Sigma} &= N_{28}^{II} + N_{20}^{II} - N_{28}^I - N_{20}^I, \\ N_{\Sigma} &= N_{30}^{III} + N_{38}^{III} - N_{30}^{II} - N_{38}^{II}, \\ N_{\Sigma} &= \varepsilon_{II} \cdot K_{23} \cdot N_{20}^{II} + \varepsilon_{II} \cdot K_{23}^{\circ} \cdot N_{28}^{II} - K_{32} \cdot \varepsilon_{II}' \cdot N_{30}^{II} - \varepsilon_{II}' \cdot K_{32}^{\circ} \cdot N_{38}^{II}, \\ N_{\Sigma} &= N_{30}^{III} \cdot \varepsilon_{III} \cdot K_{34} + N_{38}^{III} \cdot \varepsilon_{III} \cdot K_{34}^{\circ} - N_4 \cdot K_{41}, \\ N_{\Sigma} &= N_1 \cdot K_{14} - N_4 \cdot K_{41}, \text{ где} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\varepsilon_I = F_{\text{н}1}/F_{\text{к}1}, \quad \varepsilon_{II} = F_{\text{н}2}/F_{\text{к}1}, \quad \varepsilon_{II}' = F_{\text{н}2}/F_{\text{к}2}, \quad \varepsilon_{III} = F_{\text{н}3}/F_{\text{к}2},$$

$F_{\text{н}i}$ — торцевая площадь межлопаточных каналов i -го колеса;

$F_{\text{к}i}$ — площадь кольца между i -м и $i+1$ -м колесами;

N_{18}^{II-I} - количество молекул, переходящих в единицу времени через кольцо между i -м и $i+I$ -м колесами со стороны всасывания (нагнетания), перешедших через i -е колесо без соударений со стенками;

N_{10}^{II-I} - количество молекул, переходящих в единицу времени через кольцо между i -м и $i+I$ -м колесами со стороны всасывания (нагнетания) и обладающих импульсом от I -го колеса;

K_{ii+I} - вероятность перехода молекул через колесо со стороны i на сторону $i+I$;

K_{ii+I}^0 - вероятность перехода молекул через неподвижное колесо со стороны i на сторону $i+I$;

$K_{ii}(K_{ii})$ - вероятность перехода молекул через систему колес со стороны всасывания (нагнетания) на сторону нагнетания (всасывания);

$N_i(N_i)$ - количество молекул, падающих в единицу времени на торцевую поверхность межлопаточных каналов I -го колеса со стороны всасывания (3 -го колеса со стороны нагнетания).

Для решения системы уравнений недостающие величины определены из следующих зависимостей:

$$\begin{aligned} N_{28}^{I} &= \varepsilon_{II}^I \cdot K_{28 \text{в} \text{г}} \cdot N_{30}^{II}, \quad N_{28}^{II} = N_1 \cdot K_{28 \text{в} \text{г}}, \\ N_{38}^{III} &= N_{20}^{II} \cdot \varepsilon_{II}^I \cdot K_{23 \text{в} \text{г}}, \quad N_{38}^{II} = N_4 \cdot K_{43 \text{в} \text{г}}, \\ N_1 &= \frac{V_1}{V} \cdot n_1 \cdot FF_{13}, \quad N_4 = \frac{V_4}{V} \cdot n_4 \cdot FF_{31}, \\ S_{\text{maxcm}} &= \frac{V_1}{V} \cdot FF_{13} \cdot K_{14} - \frac{V_4}{V} \cdot FF_{31} \cdot K_{41}, \quad T_{\text{maxcm}} = FF_{13} \cdot K_{14} / (FF_{31} \cdot K_{41}), \end{aligned} \quad (12)$$

$K_{ii+I \text{в} \text{г}}$ - вероятность перехода молекул через колесо со стороны i на сторону $i+I$ без соударений со стенками каналов;

n_1/n_4 - концентрация молекул в равновесном газе со стороны всасывания (нагнетания);

$FF_{13}(FF_{31})$ - площадь межлопаточных каналов системы колес со стороны всасывания (нагнетания).

При сравнении результатов расчета по методу Монте-Карло и по формулам (II), (I2) при различных значениях параметров колес в ступени максимальное отклонение величин T_{maxcm} и S_{maxcm} не превышает 15 %.

В четвертой главе приведены результаты исследования влияния различных факторов на параметры откачки канала и насоса с осевым потоком газа в целом и оптимизации массогабаритных характеристик. Анализ результатов показал удовлетворительное совпадение результатов расчета по описанным во второй главе моделям и по модели Т.Савады. Отклонение величин K_{max} и T_{max} не превышает 10 + 30 % для модели процесса переноса при условии изотроп-

ного распределения молекул на входе в канал и $5 \pm 25\%$ при условии диффузного распределения в исследуемом диапазоне геометрических параметров и относительных скоростей. Затраты времени процессора ЭВМ в 8 ± 10 раз меньше, чем при использовании модели Т.Савады. В диссертационной работе разработан алгоритм оптимизации, а также приведены результаты минимизации объема проточной части осевой схемы V и осерадиальных схем $V_{ос,р}$ с направлением потока в барабанных ступенях от центра к периферии и от периферии к центру при наличии нелинейных функциональных ограничений на управляемые параметры с использованием алгоритма скользящего допуска Нелдера-Мида и метода абсолютных штрафных функций при условии обеспечения заданной быстроты действия насоса при заданном давлении всасывания по выбранному газу, а также по нескольким газам. Задача минимизации объема поставлена как вариационная (метод Ритца-Галеркина):

$$\begin{aligned}
 V[V_{ос,р}] &= \Phi(a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2, c_0, c_1, c_2, d_0, d_1, d_2, n_{бар}, D_e, D_{бар}, (a'/b')_{бар}), \\
 \mathcal{L}_i &= a_0 [B_{-1}(i) + B_1(i) + B_3(i)] + a_1 \cdot b_0(i) + a_2 \cdot b_2(i), \\
 (a'/b')_i &= c_0 \cdot b_0(i) + c_1 \cdot b_1(i) + c_2 \cdot b_2(i), \\
 \psi_i &= d_0 \cdot b_0(i) + d_1 \cdot b_1(i) + d_2 \cdot b_2(i), \\
 \lambda_i &= b_0 \cdot [B_{-1}(i) + B_1(i) + B_3(i)] + b_1 \cdot b_0(i) + b_2 \cdot b_2(i), \quad i \in [1, n_{ос}],
 \end{aligned} \tag{13}$$

где $B_{-1}(i)$, $b_0(i)$, $b_1(i)$, $b_2(i)$, $B_3(i)$ - B - сплайны (базовые функции); a_j , b_j , c_j , d_j - весовые коэффициенты; ψ_i - отношение толщин лопатки у периферии к толщине лопатки у корня i -го колеса; $n_{ос}$ - число осевых колес; $n_{бар}$ - число барабанных колес. Быстрота действия насоса S_{real} при заданном давлении $P_{наст,у}$ при текущем значении параметров оптимизации будет отличаться от заданной $S_{наст,у}$, так как наружный диаметр колес D_e является параметром оптимизации. Поэтому используется абсолютная штрафная функция, если на текущем шаге оптимизации S_{real} будет меньше $S_{наст,у}$.

$$F'(x, p, p_1) = \Phi(x) + p_1 (S_{real} - S_{наст,у})_{<0} + p_1 \cdot |[\lg(P_{наст,у}) - \lg(P_{min})]_{<0}|, \tag{14}$$

где p , p_1 - параметры штрафов, P_{min} - предельное остаточное давление. Минимизация объема проточной части насоса с осевым и тем более с осерадиальным потоком газа на заданные технические условия по азоту (N_2) не гарантирует требуемую быстроту действия по легким газам (H_2 , He). Поэтому при минимизации $V(V_{ос,р})$ насоса

при условии обеспечения заданных откачных параметров по нескольким газам целевая функция формируется в следующем виде:

$$F''(x, p_i, p_j) = \Phi(x) + \sum_{i=1}^K p_i / (S_{\text{эф},i} - S_{\text{нас},\text{г},i} < 0) + \\ + \sum_{j=1}^L p_j / (\lg(p_{\text{нас},\text{г},j}) - \lg(p_{\text{мин},j}) < 0), \quad (15)$$

где K — количество откачиваемых газов.

Функции F' , F'' не обладают непрерывными производными, поэтому в качестве метода оптимизации был применен известный метод деформируемого многогранника Нелдера-Мида, модифицированный при наличии в задаче нелинейного программирования функциональных ограничений. Данный метод реализует алгоритм скользящего допуска.

С помощью данного метода осуществлена минимизация объема проточной части ТВН с осевым и осерадиальным потоком газа при $S_{\text{нас},\text{г}} = 0,5; 1,0; 1,5; 3,5; 5,0; 10,0; 20,0 \text{ м}^3/\text{с}$ и при $p_{\text{нас},\text{г}} = 10^{-5} \text{ Па}(\text{Н}_2)$. Анализ результатов расчетов показал, что в исследуемом диапазоне значений скорости откачки осерадиальная схема является более предпочтительной. Уменьшение объема проточной части по сравнению с осевой схемой в случае направления потока в барабанных ступенях от периферии к центру составляет от 36 % для $S_{\text{нас},\text{г}} = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$ до 53 % для $S_{\text{нас},\text{г}} = 20,0 \text{ м}^3/\text{с}$ за счет уменьшения числа осевых лопаточных колес. При этом наружный диаметр колес увеличился от 35 % ($S_{\text{нас},\text{г}} = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$) до 5 % ($S_{\text{нас},\text{г}} = 20 \text{ м}^3/\text{с}$). Осерадиальная схема с направлением потока в барабанных ступенях от центра к периферии имеет больший объем проточной части по сравнению с предыдущей. Это объясняется худшими условиями согласования для этой схемы между осевыми лопаточными колесами и I-м барабанным колесом по $S_{\text{тах},\text{ос}}, T_{\text{тах},\text{ос}}$ и увеличением количества колес и наружного диаметра для обеспечения заданной скорости действия. Уменьшение объема проточной части составляет по сравнению с осевой схемой от 21 % ($S_{\text{нас},\text{г}} = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$) до 43 % ($S_{\text{нас},\text{г}} = 20 \text{ м}^3/\text{с}$). Наружный диаметр увеличился от 54 % ($S_{\text{нас},\text{г}} = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$) до 5 % ($S_{\text{нас},\text{г}} = 20 \text{ м}^3/\text{с}$). Более существенное увеличение диаметра при малых значениях скорости откачки в случае осерадиальных схем объясняется более интенсивным увеличением высоты лопатки $R_{\text{лор}}$ и максимальной скорости откачки первых барабанных ступеней при увеличении диаметра и, вследствие этого, лучшими условиями согласования лопаточных колес и барабанных ступеней и уменьшением числа осевых лопаточных колес. Анализ откачных характеристик по водороду и гелию схем насосов с оптимальными геометрическими параметрами, полученными в результа-

те минимизации целевой функции F' , показывает, что условие обеспечения заданной быстроты откачки по азоту при заданном давлении всасывания не гарантирует требуемую быстроту откачки по легким газам (N_2 , He). Так S_{max} по N_2 для осевой схемы составляет $0,1 + 0,3S_{max}$ по N_2 , для осерадиальной схемы — $0,08 + 0,14$ (рис.7). В работе приведены результаты оптимизации параметров ТВН, полученные минимизацией целевой функции F'' (графики откачных характеристик показаны на рис.8). Снижение объема проточной части ТВН с оптимальными параметрами по сравнению с осевой схемой при условии обеспечения заданных повышенных откачных параметров по нескольким газам составляет для схемы с потоком от периферии к центру 37 %, для схемы с потоком от центра к периферии 24 %, т.е. массогабаритные характеристики осерадиальных схем ухудшаются.

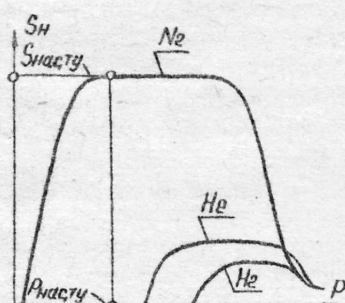


Рис.7.

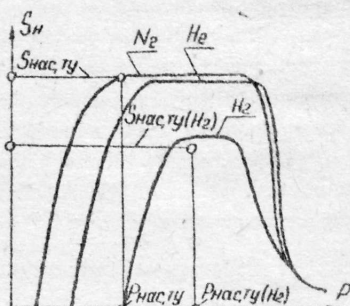


Рис.8.

Объем проточной части ТВН всех схем увеличился по сравнению с результатами расчета при условии обеспечения $S_{насгy}$ только по N_2 соответственно на 93 %, 163 % и 150 % за счет увеличения числа осевых колес и более плавного изменения геометрических параметров по ступеням.

В пятой главе описаны экспериментальные стенды, методика проведения эксперимента. Приведены результаты исследований различных ступеней, а также сравнение их с теоретическими результатами.

Программа эксперимента включала в себя определение зависимости максимальной степени сжатия γ_{max} от частоты вращения двигателя f а также быстроты действия S_H барабанных ступеней от давления всасывания P при различных значениях f , определение характеристик осевых лопаточных колес с различными значениями геометрических параметров и числом ступеней, определение характеристик ТВН с осера-

диальной составной проточной частью, а также ТВН с составной проточной частью с молекулярной ступенью различной длины методами постоянного давления. Расчет систематической погрешности метода, зависящей от формы и размеров измерительных камер, формы входного сечения насоса, расположения датчиков, вероятности переноса молекул насосом, обратного потока, частоты вращения, расположения и формы отверстия трубки накатателя, осуществлялся методом статистических испытаний на ЭВМ. Соответствие граничных условий при сравнении теоретических и экспериментальных результатов обеспечивалось вводом в ЭВМ предварительно определенных характеристик системы: форвакуумный насос и динамическое уплотнение. При сравнении результатов расхождение f расчетных и экспериментальных данных быстроты действия насоса с осевой и составной молекулярной проточной частью в молекулярном режиме составило $f < 15 \%$, в молекулярно-вязкостном $f < 40 \%$. При сравнении характеристики $T_{max} - f$ в молекулярно-вязкостном и молекулярном режимах $f < 40 \%$. Для барабанных ступеней и ТВН с составной осерадiallyй проточной частью расхождение f для характеристики ζ_{n-p} составило $f < 30 \%$, для $T_{max} - f < 40 \%$ в молекулярном и молекулярно-вязкостном режимах. Во всех случаях наблюдается качественное совпадение результатов теории и эксперимента.

ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЕ

1. Разработаны математические модели процесса переноса молекул плоским межлопаточным каналом ТВН при условии изотропного и диффузного распределения молекул на входе в межлопаточный канал, позволяющие оптимизировать проточную часть ТВН в широком диапазоне скоростей.

2. Исследовано взаимодействие ступеней в проточной части ТВН с различными конструктивными схемами с помощью разработанных математических моделей процесса переноса молекул ступенью из осевого лопаточного колеса и барабанной ступени, а также системой осевых роторных и статорных колес с переменной геометрической структурой и высотой лопаток.

3. Установлено, что в исследуемом диапазоне геометрических параметров и относительных скоростей отклонение результатов расчета K_{max} и T_{max} по разработанной математической модели процесса переноса молекул межлопаточным каналом при условии изотропного распределения молекул на входе в канал составляет $10 \pm 30 \%$, при

условии диффузного распределения $5 \pm 25\%$ по сравнению с моделью Т.Савады, поэтому разработанную модель можно использовать при многопараметрической оптимизации массогабаритных характеристик ТВН в широком диапазоне геометрических параметров и относительных скоростей.

4. Разработан алгоритм оптимизации проточной части ТВН с осевым и осерадиальным потоком газа при наличии функциональных ограничений на управляемые параметры и при условии обеспечения заданной быстроты действия насоса при заданном давлении всасывания по выбранному газу, а также заданной быстроты действия по нескольким газам с использованием алгоритма скользящего допуска и метода абсолютных штрафных функций.

5. Установлено, что в исследуемом диапазоне быстроты действия осерадиальная схема имеет лучшие массогабаритные характеристики по сравнению с осевой схемой. Уменьшение объема проточной части с оптимальными геометрическими параметрами составляет от 36 % ($S_{настг} = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$) до 53 % ($S_{настг} = 20 \text{ м}^3/\text{с}$) за счет уменьшения числа осевых олес. При этом наружный диаметр осевых колес увеличился от 35 % ($S_{настг} = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$) до 5 % ($S_{настг} = 20 \text{ м}^3/\text{с}$). Причем предпочтительно применять осерадиальную схему с направлением потока от периферии к центру.

6. Установлено, что при условии обеспечения заданной повышенной откачной характеристики по легким газам объем проточной части всех трех схем возрастает за счет увеличения числа осевых колес и более плавного изменения геометрических параметров по ступеням, причем массогабаритные характеристики осерадиальных схем ухудшаются. Снижение объема проточной части по сравнению с осевой схемой составляет для схемы с потоком от периферии к центру 37 %, для схемы с потоком от центра к периферии 24 % ($S_{настг} = 20 \text{ м}^3/\text{с}$, $P_{настг} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$, $S_{настг}(\text{H}_2) = 15 \text{ м}^3/\text{с}$, $P_{настг}(\text{H}_2) = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$). Объем осевой схемы увеличился на 93 %, осерадиальных схем на 163 % и 150 % по сравнению с результатами расчетов при условии обеспечения заданной быстроты действия только по азоту.

7. Отклонение расчетных и экспериментальных данных быстроты действия насоса в молекулярном режиме составило $f < 15\%$, в молекулярно-вязкостном режиме $f < 30\%$. Отклонение расчетных и экспериментальных данных максимальной степени сжатия составило $f < 40\%$. Во всех случаях наблюдается качественное совпадение результатов теории и эксперимента.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Демихов К.Е., Сапежинский М.Г. Определение параметров турбомолекулярных вакуумных насосов с составной проточной частью // Известия вузов. Машиностроение. - 1985. - № 4. - С. 151 - 154.

2. Демихов К.Е., Сапежинский М.Г., Оглоблин И.И. Оптимизация проточной части турбомолекулярных вакуумных насосов // Известия вузов. Машиностроение. - 1986. - № 8. - С. 79 - 82.

3. Демихов К.Е., Сапежинский М.Г. Выбор оптимальных геометрических параметров лопаточных колес турбомолекулярного вакуумного насоса // Труды МВТУ. - 1986. - № 464. - С. 7 - 15.

4. Сапежинский М.Г., Демихов К.Е. Оптимизация параметров турбомолекулярного вакуумного насоса // Повышение технического уровня компрессорных, холодильных и вакуумных машин: Тез. докл. Межресп. студ. научн. конф. - Одесса, 1986. - С. 36.

5. Демихов К.Е., Сапежинский М.Г. Математическая модель процесса переноса молекул межлопаточным каналом турбомолекулярного вакуумного насоса // Состояние и перспективы развития вакуумной техники: Тез. докл. Всесоюзной научн. - техн. конф. - Казань, 1991. - С. 26.

6. Демихов К.Е., Сапежинский М.Г. Исследование взаимодействия ступеней проточной части турбомолекулярных вакуумных насосов с различными конструктивными схемами // Состояние и перспективы развития вакуумной техники: Тез. докл. Всесоюзной научн. - техн. конф. - Казань, 1991. - С. 49.

7. А.с. 1366711 СССР, МКИ F04D 19/04. Турбомолекулярный вакуумный насос / К.Е. Демихов, М.Г. Сапежинский, Ю.А. Мельник (СССР). - № 4083226/25 - 06. Опубл. 15.01.88. Бюл. № 2 // Открытия. Изобретения. - 1988. - № 2. - С. 5.

8. А.с. 1366709 СССР, МКИ F04D 19/04. Турбомолекулярный вакуумный насос / К.Е. Демихов, А.С. Скоркин, М.Г. Сапежинский, И.И. Оглоблин (СССР). - № 4033528/25 - 06. Опубл. 15.01.88. Бюл. № 2 // Открытия. Изобретения. - 1988. - № 2. - С. 5.

М.С.С.

Подписано к печати 20.09.91
Заказ № 642

Объем I п.л. Тираж 100 экз.
Типография МГТУ им. Н.Э.Баумана