

УДК 532.57; 533.6/7; 535.8; 536; 629.7/.016

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ГИПЕРЗВУКОВОЙ АЭРОДИНАМИКИ

В. Н. Рычков, М. Е. Топчиян, А. А. Мещеряков\*, В. И. Пинаков\*

Институт гидродинамики им. М. А. Лаврентьева СО РАН, 630090 Новосибирск  
Новосибирский государственный университет, 630090 Новосибирск

\* Конструкторско-технологический институт гидроимпульсной техники СО РАН,  
630090 Новосибирск

Дано физическое обоснование использования высоких давлений в гиперзвуковом аэродинамическом эксперименте. Приведены результаты расчетов чисел Маха и Рейнольдса, достижимых на линии конденсации газа, в зависимости от температуры и давления в форкамере. Рассмотрены и описаны подходы к решению проблем проектирования установок сверхвысокого давления, реализующих истечение с давлениями до 20 тыс. атм, таких как остановка поршня первой ступени в точке максимального давления, подавление силы реакции, обеспечение уплотнения движущегося поршня, снижение сил трения в уплотнениях. Рассматриваемые принципы применены в реально действующей установке.

В связи со 100-летием со дня рождения М. А. Лаврентьева представляется уместным на страницах журнала, созданного при его непосредственном участии, подвести итоги многолетней работы по физическому обоснованию, проектированию и созданию источников газа высокого давления для гиперзвуковых аэродинамических труб. Это направление экспериментальной аэродинамики в начале 70-х гг. получило неопределимую поддержку М. А. Лаврентьева, без которой научные идеи, возможно, не получили бы практического воплощения.

Предложение о применении в аэродинамическом эксперименте высоких (до 20 тыс. атм) давлений газа в форкамере впервые было выдвинуто в конце 60-х гг. М. А. Плотниковым [1], работавшим в то время в НИИ-1 в группе профессора Е. И. Щетинкова, одного из основателей и энтузиастов использования сверхзвукового горения в прямоточных воздушно-реактивных двигателях гиперзвуковых летательных аппаратов (ГЛА) при числах Маха от 8 до 20 [2]. Тогда же в работах советских и американских ученых был поставлен вопрос о необходимости разработки возвращаемого ГЛА с самолетным взлетом и посадкой, способного доставлять грузы на орбиту спутника Земли и обратно. Ожидается, что использование таких аппаратов позволит снизить стоимость вывода грузов на орбиту в 5–8 раз [3], что является определяющим экономическим фактором при использовании космических систем в практической деятельности, не связанной с обороной. Одним из основных препятствий в реализации таких систем является отсутствие необходимых сведений о комплексе фундаментальных явлений, сопровождающих и обеспечивающих полет ГЛА. Существующие гиперзвуковые аэродинамические стенды не позволяют создать условия, необходимые для испытания соответствующих моделей ГЛА [4]. Особенно это относится к воспроизведению чисел Рейнольдса, обеспечению чистоты рабочего газа и длительности рабочего режима.

К концу 60-х гг. М. А. Плотниковым и его коллегами были разработаны таблицы термодинамических функций азота [1], из которых следовало, что переход в область давлений

до 10–20 тыс. атм приводит к дополнительному вкладу в энтальпию газа, эквивалентному повышению температуры примерно на 1000 К на каждые 10 тыс. атм. Это, с одной стороны, открывало возможности за счет повышения плотности газа и скорости истечения увеличить значения числа Рейнольдса, с другой — позволяло ожидать увеличения значений числа Маха, достижимых на линии насыщения, до натуральных, не переходя в область температур в форкамере, несовместимых с возможностями конструкционных материалов.

В 1969 г. было решено провести соответствующие эксперименты и использовать имевшийся к тому времени опыт создания гидроимпульсной техники для разработки устройства, реализующего истечение газа с постоянными параметрами при давлениях до 10–15 тыс. атм. По предложению О. В. Лыжина научно-технический совет ЦАГИ принял решение о финансировании этих работ. К весне 1972 г. в Институте гидродинамики и Специальном конструкторском бюро гидроимпульсной техники СО АН СССР были закончены эксперименты, в ходе которых удалось найти и реализовать физико-технические решения, позволяющие создать такое устройство. Однако в тот момент далеко не все поверили в возможность объединения этих решений в действующем стенде, и только решительное вмешательство М. А. Лаврентьева дало возможность успешно продолжить работу и завершить ее в 1975 г. созданием рекордной установки, демонстрирующей все преимущества нового подхода к созданию источников газа для гиперзвуковых аэродинамических труб.

**Введение.** Физической основой использования высоких давлений для газодинамического эксперимента служат  $(S-H)$ -диаграммы ( $S$  — энтропия,  $H$  — энтальпия). На рис. 1 приведена такая диаграмма для азота, рассчитанная с помощью предложенного в [5] полуэмпирического уравнения состояния, которое дает результаты, практически совпадающие с данными [1]. Как видно на рис. 1, при давлениях свыше 1 тыс. атм в плотном газе с ростом давления наблюдается резкий подъем изотерм. Это свидетельствует о дополнительном вкладе в энтальпию за счет сил отталкивания молекул, проявляющихся при высоких плотностях. В этой же области параметров наблюдается резкое снижение сжимаемости газа.

Расчеты чисел Маха  $M$  и Рейнольдса  $Re$ , реализуемых на линии равновесной конденсации азота, впервые проведены в 1969 г. [6]. Диаграмма из этой работы, приведенная на рис. 2, показывает, что в области низких давлений при их увеличении наблюдается незначительное уменьшение достижимых чисел Маха. Если давление выше 2000 атм, то

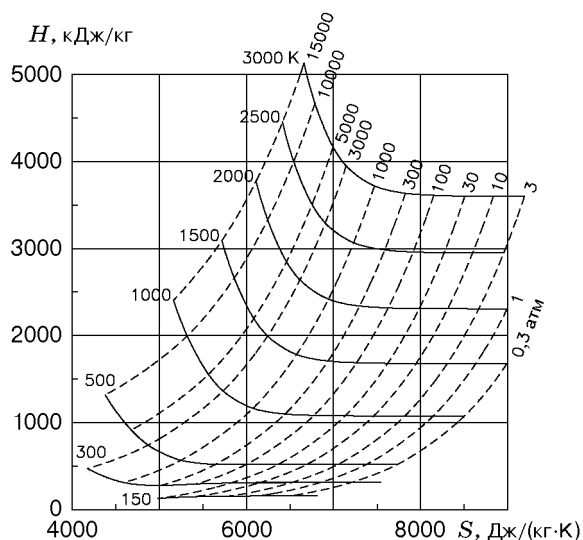


Рис. 1. Диаграмма энтальпия — энтропия для азота:  
сплошные линии — изотермы, штриховые — изобары

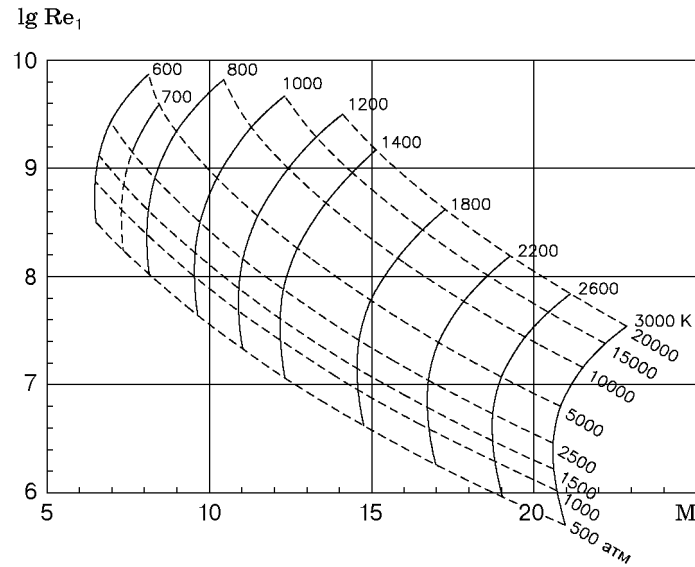


Рис. 2. Диаграмма числа Маха — числа Рейнольдса на метр на линии конденсации для азота:  
сплошные линии — изотермы, штриховые — изобары

рост его величины приводит к существенному увеличению чисел Маха. Так, на изотерме 1800 К рост чисел  $M$  происходит с 14,6 до 17,4, что соответствует росту температуры в форкамере примерно на 450 К. С учетом неравновесности процесса конденсации при истечении газа в реальных условиях на этой изотерме становятся доступными значения  $M = 20$ . На этом основании величина 2000 К была принята в качестве максимальной проектной температуры в форкамере будущей установки. Было также решено получить в установке рабочие давления 10–15 тыс. атм, на которых реальные свойства газа проявляются существенно и дополнительный вклад в энтальпию эквивалентен повышению температуры торможения не менее чем на 500 К.

**Выбор схемы. Устройство и работа ступени предварительного сжатия. Принцип действия установки.** С самого начала исследований было решено отказаться от высокотемпературных подогревателей и использовать для достижения необходимых параметров газа только адиабатическое сжатие. Такой выбор гарантирует высокую однородность температуры газа. Монотонное увеличение параметров и кратковременность процесса подготовки газа и взаимодействия его со стенками конструкции обеспечивают практически полное отсутствие загрязнений, которые возникают в других установках за счет диссоциации газа и уноса материала подогревающих элементов и стенок. Кроме того, чтобы поддерживать параметры истечения постоянными в течение всего рабочего режима, было решено вытеснять газ из форкамеры с помощью специального поршня-мультипликатора.

Как показали расчеты, для получения давления 15 тыс. атм при температуре 2000 К необходимо сжимать газ от начального состояния с давлением 10,8 атм при комнатной температуре (293 К). Общая степень сжатия по объему составит 63,7, причем для увеличения давления от 2 тыс. до 15 тыс. атм необходимо сжатие по объему только в 2,26 раза. Для получения давления 10 тыс. атм при той же температуре нужно начинать сжимать газ от начального состояния с давлением 7 атм. В этом случае общая степень сжатия составляет 82,5, из которых 2,03 приходится на повышение давления с 2 тыс. до 10 тыс. атм.

Столь низкая сжимаемость газа при давлениях свыше 2000 атм позволяет разделить процесс сжатия между двумя ступенями, первая из которых представляет собой систему адиабатического сжатия со свободным тяжелым поршнем [7], вторая — мультипликатор давления, осуществляющий примерно двукратное дожимание газа с его последующим вытеснением из форкамеры. Выбор величины промежуточного давления 2000 атм определяется также тем, что конструкция и принципы работы герметичных уплотнений между движущимися деталями в диапазоне до 2–3 тыс. атм существенно отличаются от используемых при более высоких давлениях.

Одна их серьезных проблем, возникающих при взаимодействии двух ступеней установки, связана с быстрым отскоком поршня первой ступени, на каждый квадратный сантиметр торцевой поверхности которого в момент остановки действует возвращающая сила в 2 т. Расчеты показали, что весь цикл сжатия в первой ступени (при диаметре поршня 50 мм и массе около 6 кг) происходит за 33 мс, причем последнее удвоение давления происходит менее чем за 1 мс [8]. Очевидно, что при отскоке двукратный спад давления произойдет примерно за такое же время, которого недостаточно для запуска и срабатывания второй ступени. Применение в системе обратного клапана, отсекающего газ форкамеры от первой ступени, было крайне нежелательно. Известен опыт работы установки Long Shot в Бельгии, в которой для удержания газа в форкамере используется устройство из 40 отдельных клапанов [9]. Несмотря на то что установка работает только с инертным азотом, после нескольких пусков из-за интенсивной эрозии клапаны приходится заменять.

С самого начала исследований предполагалось, что по крайней мере на части режимов будущая установка, получившая название А-1, будет работать с воздухом, поэтому необходимо было найти принципиально новый подход. Проблема была решена с помощью специально разработанной системы самозаклинивания [10], которая позволяет остановить поршень первой ступени в точке максимального давления, удерживать газ в сжатом состоянии длительное время, опираясь на гладкие стенки ствола, и полностью освобождает поршень после снятия давления. Высокие напряжения в стволе, поршне и клиньях удается довести до значений, не превышающих давления газа, за счет правильного выбора длины поршня. Система заклинивания одновременно позволила решить задачу подавления колебаний, которые должны были возникать при остановке поршня первой ступени.

С моментом остановки поршня связана и другая проблема — появление силы реакции, достигающей 40 т. При выбранном размещении первой ступени такая сила будет приводить к боковым смещениям установки, недопустимым в аэродинамическом эксперименте. Передача этой силы на фундамент приводила бы к сильным вибрациям и разрушению здания. Практически полное подавление импульса, создаваемого силой реакции, было осуществлено с помощью специального компенсатора, который представляет собой продолжение ствола в хвостовой части ступени предварительного сжатия того же сечения, но меньшей длины. В этой части ствола находится второй заклинивающийся поршень, масса которого больше массы основного. Принцип работы компенсатора основан на подобию движения двух поршней под действием одних и тех же давлений, действующих на одинаковую поверхность, при условии, что отношение масс поршней обратно пропорционально длинам стволов. Для пояснения этого условия рассмотрим уравнение движения поршня под действием сил давления газа в ресивере и форкамере. Силой трения будем пренебрегать, поскольку она мала по сравнению с силами давления газа. Вводя безразмерную координату поршня  $\xi = x/l$ , имеем

$$ml \frac{d^2\xi}{dt^2} = [P_p - P_r(\xi)]S,$$

где  $l$  — полная длина хода поршня;  $P_p$  и  $P_r$  — давление газа в ресивере и под поршнем;  $m$  — масса поршня;  $t$  — время.

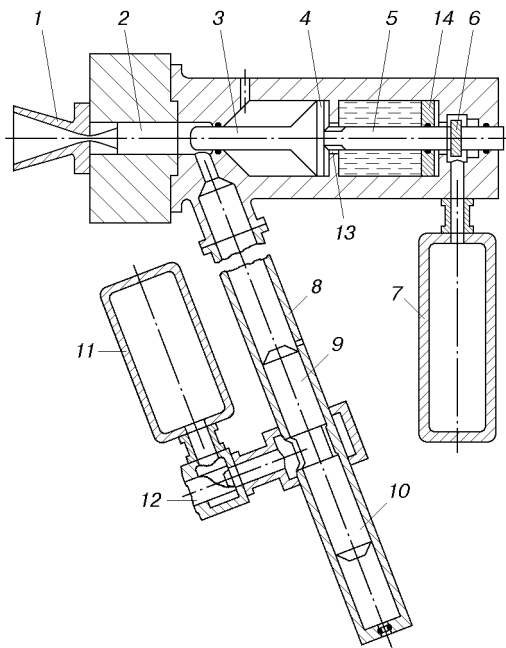


Рис. 3. Схема установки А-1:

1 — аэродинамическое сопло, 2 — форкамера, 3, 4 — малый (шток) и большой поршни мультипликатора, 5 — хвостовик, 6 — быстродействующий клапан, 7 — ресивер мультипликатора, 8 — ступень предварительного сжатия, 9, 10 — легкий и тяжелый поршни ступени предварительного сжатия, 11 — ресивер первой ступени, 12 — стартовый клапан, 13 — жиклер, 14 — поршень-разделитель

Очевидно, что, если разгон поршней производится одним и тем же давлением газа в ресивере  $P_p$ , поршни стартуют одновременно, имеют равные начальные давления газа  $P_T$  и площади  $S$ , то при равных значениях  $ml$  величины  $\xi$  и  $P_T$  для обоих поршней будут одинаковыми в одни и те же моменты времени. Из равенства давлений  $P_T$  следуют равенство и синхронность противоположно направленных сил, действующих на установку.

В реальной конструкции отношение масс было принято равным примерно 10. В этом случае дополнительная энергия ресивера, затрачиваемая на работу компенсатора, не превышает 10% полезной. В ходе экспериментов точным подбором массы поршня компенсатора удалось довести смещение центра тяжести первой ступени установки до 0,25 мм, что в 4 раза меньше ее продольной упругой деформации под действием рабочих давлений.

Общая схема газодинамической установки А-1 приведена на рис. 3. Установка состоит из аэродинамического сопла, форкамеры с боковым окном, мультипликатора с малым и большим поршнями и хвостовиком. Последний находится в контакте с быстродействующим клапаном, отделяющим ресивер от большого цилиндра мультипликатора. К боковому окну форкамеры присоединена ступень предварительного сжатия, снабженная двумя поршнями, ресивером и стартовым клапаном.

Большой цилиндр мультипликатора разделен калиброванным отверстием (жиклером) на две полости, заполненные жидкостью, изолированной от газа плавающим поршнем-разделителем.

Чтобы обеспечить заданный закон изменения давления в форкамере, хвостовик мультипликатора имеет участок профилированной поверхности, размещенный внутри жиклера, через который подается управляющая жидкость. При движении поршня к соплу площадь проходного сечения жиклера меняется. Например, чтобы получить быстрое сжатие и постоянное давление при выталкивании газа через сопло, хвостовик должен иметь два участка в виде цилиндров различных диаметров.

В исходном состоянии поршень мультипликатора отведен в крайнее правое положение так, что форкамера соединена со стволом первой ступени адиабатического сжатия через окно в боковой стенке. Хвостовик поршня мультипликатора упирается в клапан, поджатый к корпусу мультипликатора газом из ресивера. В ступени предварительного сжатия легкий и тяжелый поршни прижаты друг к другу одинаковым начальным давлением газа

в форкамере и цилиндре компенсатора. В форкамере и ресиверах созданы необходимые давления.

Для запуска установки с помощью стартового клапана открывают доступ газа из ресивера в полость между поршнями первой ступени. Поршни начинают двигаться в противоположных направлениях, сжимая газ, каждый в своем стволе. Синхронное движение поршней ликвидирует боковой импульс, действующий на установку при движении одного поршня. В конце пути сжатия поршни заклиниваются, запирая газ в форкамере с давлением порядка 2000 атм и температурой до 1500 К. Сжатый газ, воздействуя из форкамеры на поршень мультипликатора, обеспечивает усилие, открывающее быстродействующий клапан.

Газ из ресивера мультипликатора толкает поршень-разделитель, под действием которого жидкость перетекает из одной полости большого цилиндра в другую через жиклер и приводит в движение поршень мультипликатора. Двигаясь к соплу, поршень отсекает газ в форкамере от ствола первой ступени, сжимает его до заданного давления и вытесняет через сопло.

Высокие давления на низкой стороне мультипликатора (до 1000–1500 атм) обеспечивают практически безынерционное движение его поршня. Набор максимальной скорости происходит за время порядка 1 мс, а весь цикл подготовки рабочего газа занимает около 70 мс. Малое время пребывания газа в состоянии с высокими параметрами позволяет работать с открытым соплом, т. е. отказаться от каких-либо клапанов или запирающих устройств, соприкасающихся с потоком нагретого газа. Расчеты показали, что общие потери рабочего газа при этом не превышают 20 %.

**Узел высокого давления.** Одна из серьезных проблем, возникших в процессе создания установки А-1, — уплотнение между малым цилиндром мультипликатора (форкамерой) и поршнем (штоком). Прежде всего, необходимо, чтобы уплотняющее устройство не подвергалось тепловому воздействию со стороны нагретого до высокой температуры газа. Это означает, что уплотнение нужно размещать на цилиндре, а не на штоке. В этом случае можно обеспечить охлаждение соприкасающегося с уплотнением газа в узком зазоре между стенкой форкамеры и штоком.

Перемещение стенки толстостенного цилиндра  $u$  с внутренним радиусом  $r$  при действии внутреннего давления  $P$ , в отсутствие внешнего давления и осевых напряжений, определяется соотношением  $u/r \geq (P/E)(1 + \mu)$ , где знак равенства соответствует случаю, когда внешняя стенка имеет бесконечный радиус.

Основные формулы для расчета деформаций штока мультипликатора имеют вид  $(\Delta r/r)_{int} = -(P/E)(1 - 2\mu)$  для участка, находящегося в форкамере (всестороннее сжатие), и  $(\Delta r/r)_{ext} = +P\mu/E$  вне форкамеры (одноосное сжатие) [11]. Для высококачественных сталей модуль Юнга  $E = 2,1 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>, а коэффициент Пуассона  $\mu$  лежит в пределах 0,25–0,30, поэтому согласно приведенным формулам при давлении на уровне 20 тыс. атм, даже при бесконечной толщине стенок, относительное увеличение диаметра внутренней поверхности цилиндра составляет величину порядка 1,2 %.

Диаметр части штока, находящейся в форкамере в условиях всестороннего сжатия, наоборот, уменьшается примерно на 0,4 %. Вне форкамеры шток, нагруженный только одноосным продольным сжатием, “толстеет” на 0,3 %. Таким образом, полное изменение диаметра штока составляет около 0,7 %. Следствием несогласованности деформаций будет появление зазора между цилиндром и штоком, в то время как требуется абсолютная герметичность, в противном случае утечка горячего газа приведет к разрушению, а в случае работы с воздухом — к выгоранию материала уплотнения. Становятся понятными трудности, возникающие при создании подвижного уплотнения, способного работать в таких условиях. Герметичность может быть обеспечена только при условии, что в запирающей

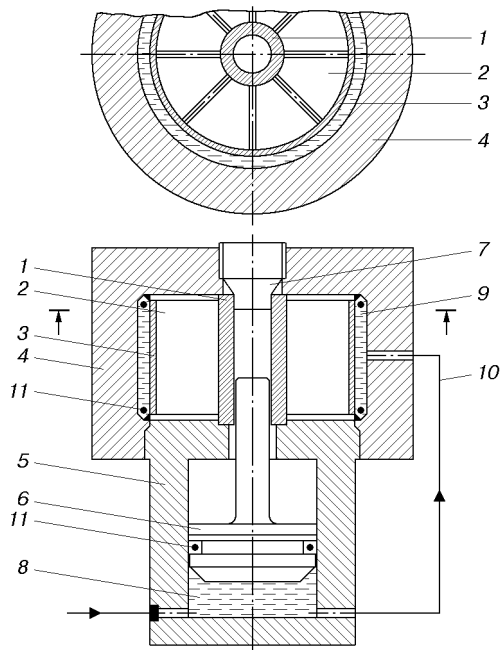


Рис. 4. Схема мультипликатора с гидромеханической поддержкой:

*вверху* — поперечный разрез по стрелкам, *внизу* — продольный разрез; 1 — внутренний цилиндр, 2 — сегментированный цилиндр, 3 — обечайка, 4 — обойма, 5 — большой цилиндр, 6 — поршень мультипликатора, 7 — сопловая пробка, 8 — полость большого цилиндра мультипликатора, 9 — полость внешнего поджатия, 10 — связующий канал, 11 — уплотнения

части уплотнения контактные давления между цилиндром и штоком всегда на некоторую величину превышают давление газа, достигающее 20 тыс. атм.

Применение в таких условиях обычных уплотнений с сальниками, манжетами, уплотнительными и антиэкструзионными кольцами не могло привести к успеху. Для обеспечения прочности требуется контакт сталь — сталь, коэффициент трения в этом случае составляет 0,2–0,3. Оценки показали, что при таких контактных давлениях работа сил трения при взаимном движении штока и цилиндра для ожидавшейся скорости около 3 м/с приведет к нагреванию соприкасающихся поверхностей до температуры, заведомо превышающей точку плавления всех известных металлов и сплавов.

Таким образом, необходимо было решить три проблемы: не допустить увеличения внутреннего диаметра цилиндра, компенсировать деформации штока, обеспечив превышение контактных давлений над давлением газа, и резко снизить трение. Эти проблемы были решены применением цилиндра с переменной внешней радиальной поддержкой и использованием в качестве антифрикционного слоя тонкого покрытия из индия.

Сегментированный цилиндрический сосуд высокого давления с переменной внешней поддержкой (схема Платена) отличается от известных конструкций [12, 13] высокой несущей способностью и наилучшими динамическими характеристиками. Частота собственных колебаний максимальна при минимальном влиянии сил трения.

Схема ступени высокого давления с использованием такого сосуда, примененная на установке А-1 [14], показана на рис. 4. Давление из полости большого цилиндра мультипликатора по связующему каналу поступает в полость внешнего поджатия. Подвижное уплотнение штока при сжатии газа обеспечивается обжатием внутреннего цилиндра сегментированным цилиндром под действием внешнего давления жидкости в полости внешнего поджатия. Обычно с помощью переменной внешней поддержки снимают напряжение на внутренней поверхности цилиндра, чем обеспечивается высокая несущая способность сосуда. Если же давление на внешнюю поверхность внутреннего цилиндра  $P_b$  удовлетворяет соотношению [15]

$$P_b \geq P_a \left\{ 1 - \frac{\mu}{2} \left[ 1 - \left( \frac{a}{b} \right)^2 \right] \right\}$$

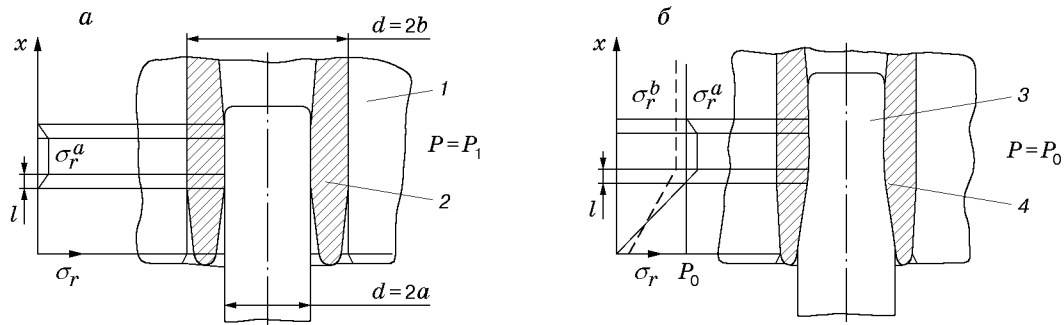


Рис. 5. Контактные напряжения и деформации деталей при уплотнении с внешней поддержкой:

$a$  — начальная стадия сжатия,  $b$  — заключительная стадия; 1 — деталь поддержки (сегмент), 2 — цилиндр, 3 — шток, 4 — слой мягкого металла (индия)

( $a$  и  $b$  — внутренний и внешний радиусы цилиндра;  $P_a$  — внутреннее давление), то появление зазора между штоком и цилиндром исключается, т. е. обеспечивается герметичность. Этого достаточно для работы неподвижного уплотнения.

В случае движущегося поршня необходимо еще уменьшить трение. Это достигается введением в зону контакта штока с цилиндром антифрикционного материала (индия). Если при нагружении обеспечить на поверхности контакта в осевом направлении от форкамеры наружу близкий к линейному спад радиального напряжения (контактного давления)  $\sigma_r^a$ , то следует ожидать, что оставшийся после нагружения слой индия, прочность которого на сдвиг равна  $\tau_c$ , будет иметь приблизительно постоянную толщину  $\delta \geq \tau_c |dx/d\sigma_r^a|$ .

Решение подобной задачи в плоской постановке для “идеально пластичной длинной полосы” найдено Прандтлем [16] и уточнено в [17] В. В. Соколовским. Необходимая зависимость нормального напряжения от координаты обеспечивается специальным профилированием входной части цилиндра, а именно выполнением фасок [14], сужающих стенку цилиндра в направлении входного торца. Это сужение выбирается равным сумме разностей деформаций штока, стенки цилиндра и поддерживающего сегмента при нагружении в зонах, где напряжение  $\sigma_r^a = 0$  и  $\sigma_r^a \geq P_a$ . Различие в деформациях штока компенсируется внутренней фаской, а сегмента и цилиндра — наружной. Распределения контактных напряжений и деформаций показаны на рис. 5 (для наглядности деформации и фаски сильно увеличены).

При сохранении индиевого слоя ненулевой толщины касательная к единице поверхности сила трения  $\sigma_T$  не может превысить предел прочности на сдвиг  $\tau_c$ , значение которого для индия составляет около  $30 \text{ кгс/см}^2$ . Это означает, что уплотнение работает в условиях, когда сила трения остается постоянной, реализуется режим, при котором коэффициент трения убывает с ростом контактного давления. Проведенные оценки показали, что в этих условиях рост температуры за счет работы сил трения составит около  $40^\circ\text{C}$ .

На рис. 5 детали сегментированного цилиндрического сосуда изображены при минимальном и максимальном значениях давления, углы и относительные деформации для наглядности сильно увеличены. На рис. 5,а изображена начальная стадия — момент запитывания рабочего газа. Напряжение  $\sigma_r^a$  создается предварительным натягом  $\sigma_0$ , обеспечивающим контактное давление, немного превышающее давление газа  $P_1$  после сжатия его в первой ступени:  $\sigma_{r \min}^a = \sigma_0 + P_1 = \sigma_0 + 2000 \text{ атм}$ . На рис. 5,б показана заключительная стадия. Коэффициент мультипликации системы клиновой поддержки выбран так, что максимальное значение контактной нагрузки за счет предварительного натяга  $\sigma_0$  и



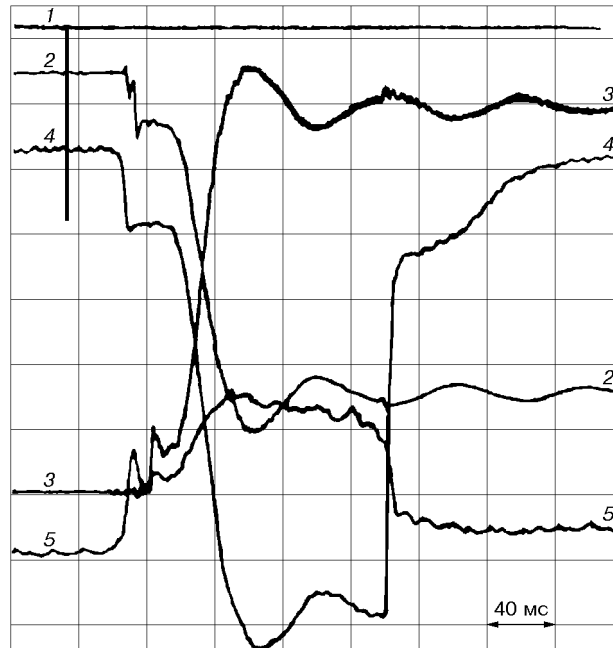


Рис. 6. Осциллограммы давлений в узлах установки А-1 в динамическом режиме (метки времени через 40 мс):

1 — сигнал срабатывания стартового клапана, 2 — давление в большом цилиндре мультипликатора, 3 — давление в полости внешней поддержки (сигнал обратной полярности), 4 — давление в форкамере (максимальная величина 8900 атм), 5 — изменение температуры газа

внешнего нагружения поддерживается на уровне, превосходящем давление в форкамере газа  $P_0$ :  $\sigma_r^a \max = \sigma_0 + P_1 + P_0$ . По мере роста давления зона контакта расширяется, захватывая постепенно всю входную часть цилиндра. Плавное уменьшение напряжений вдоль штока повышает работоспособность элементов конструкции, так как большие градиенты нормальных напряжений вызывают большие касательные напряжения, разрушающие цилиндр и шток. В принятой схеме самым слабым элементом конструкции оказывается шток, его часть вне цилиндра высокого давления находится в состоянии одноосного сжатия. Максимальное давление, которое удалось получить в статических экспериментах без остаточной деформации, составило 25 тыс. атм.

**Результаты испытаний и использование.** Изложенные выше принципы были реализованы в действующей модельной установке А-1, воспроизводящей все проектные параметры.

На рис. 6 приведены результаты измерения давлений в узлах установки в динамическом режиме. Эксперимент проводился при диаметре критического сечения сопла 0,34 мм. Видимый на осциллограммах затухающий колебательный процесс связан с явлениями в трубопроводе, подводящем газ высокого давления от ресивера к низкой стороне мультипликатора, и не имеет непосредственного отношения к процессам в самой установке.

Обращает на себя внимание синхронность изменения давления во всех узлах установки. На всех осциллограммах виден первый подъем, связанный с работой ступени предварительного сжатия, которая доводит давление в форкамере примерно до 1500 атм. На осциллограмме автоподдержки он фиксируется с некоторым запаздыванием: необходимо время на сдвиг поршня мультипликатора и перетекание жидкости, связанное с ее сжимаемостью и деформацией деталей сегментов автоподдержки. Время рабочего режима в

этом эксперименте составило около 90 мс. В момент его окончания, когда шток приходит в соприкосновение с сопловой пробкой, на осциллограмме давления в форкамере наблюдается резкий спад. В этот момент датчики в полости автоподдержки и в большом цилиндре мультипликатора синхронно фиксируют на осциллограммах давления в полости автоподдержки и большом цилиндре мультипликатора небольшой зубец. Поскольку в этой ситуации заметного перетекания жидкости в системе автоподдержки не происходит, десинхронизации сигналов не наблюдается.

Анализ осциллограмм показал, что сила трения поршня мультипликатора в конце движения не превышает 6 % действующей силы. Система обеспечивает надежное уплотнение при движении штока со скоростью до 3 м/с. Утечек газа по боковой поверхности пробки и цилиндра не наблюдалось. Контрольные проверки после нескольких лет эксплуатации показали, что состояние деталей мультипликатора, работающих в условиях высоких механических и термических напряжений, удовлетворительное. Результаты статических и динамических испытаний подтвердили эффективность предложенного метода уплотнения и правильность полученных оценочных соотношений.

**Заключение.** Реализация в действующей установке давлений до 10 тыс. атм, несмотря на ее малые размеры (объем форкамеры 40 см<sup>3</sup>), сделала ее рекордной по плотности гиперзвукового потока и воспроизводимым числам Рейнольдса. Наличие вытесняющего мультипликатора при разных давлениях в форкамере и диаметрах критического сечения позволяет получать на установке А-1 времена рабочего режима от 20 до 250 мс [18].

Заложенные принципы и отсутствие деталей, работающих за пределом упругости, позволяют легко переходить к установкам крупного масштаба и обеспечивают практически неограниченную многоцикловость работы. С момента создания в 1975 г. [19] установка А-1 используется для лабораторных исследований свойств плотных гиперзвуковых потоков, отработки экспериментальных методик, пригодных в этой области параметров. С помощью установки А-1 были разработаны датчики для измерения давлений в условиях форкамеры гиперзвуковых установок для диапазона от 3 тыс. до 10 тыс. атм и выше [20]. Усовершенствован и адаптирован метод прямого измерения скорости гиперзвукового потока с помощью электроразрядного трассирования [21], позволивший экспериментально проверить справедливость уравнений состояния газа, предложенных в [1, 5], и методов расчета потерь тепла в тракте аэродинамической установки высокого давления [22]. Проведены и продолжаются работы по поиску материалов для критического сечения сопел и испытанию их стойкости [23].

Опыт, полученный при создании установки А-1, был использован при проектировании [24] и создании [25] аэродинамической трубы полупромышленного масштаба АТ-303 в Институте теоретической и прикладной механики СО РАН.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Антанович А. А., Плотников М. А., Савельев Г. А.** Термодинамические свойства азота при высоких давлениях // ПМТФ. 1969. № 3. С. 99–108.
2. **Лихущин В. Я., Петров Г. И., Щетинков Е. С. и др.** Исследование эффективности применения ВРД на одноступенчатом многократном воздушно-космическом летательном аппарате: Отчет о НИР / НИИ-1. М., 1966.
3. **Harris R.** On the threshold — the outlook for supersonic and hypersonic aircraft. Washington, 1990. (Paper / AIAA; N 89-271).
4. **Топчийн М. Е., Харитонов А. М.** Аэродинамические трубы для гиперзвуковых исследований (достижения, проблемы, перспективы) // ПМТФ. 1994. Т. 35, № 3. С. 66–81.

5. Труды ЦАГИ. Жуковский, 1971. № 1329: Материалы к расчету газодинамических установок с высокими параметрами торможения азота / Н. А. Зыков, Р. М. Севостьянов.
6. Бирюков Ю. Б., Гавриленко Т. П., Плотников М. А., Топчий М. Е. Некоторые газодинамические характеристики истечения газов под большими давлениями // Аэродинамика: Тр. I Сиб. конф. по аэродинамике, Новосибирск, 28 июля–2 авг. 1969 г. Новосибирск: Наука. Сиб. отд-ние, 1973. С. 229–235.
7. А. с. 70305 СССР, МКИ<sup>1</sup>(МПК) G 01m. Аэродинамическая труба адиабатического сжатия / Х. А. Рахматулин. № 70305/40-23; Заявл. 17.06.68; 1970. Бюл. № 16.
8. Николаев Ю. А., Рычков В. Н., Топчий М. Е. Расчет движения элементов конструкции энергетического комплекса установки А-1: Отчет / Ин-т гидродинамики СО АН СССР. № 5. Новосибирск, 1974.
9. Ричардс Б. Е., Энкенус К. Р. Гиперзвуковые исследования, проведенные в аэродинамической трубе со свободным поршнем // Вопр. ракет. техники. 1970. Т. 8, № 6. С. 38–45.
10. Мещеряков А. А., Пинаков В. И., Топчий М. Е. О распределении напряжений в заклинивающемся поршне и стволе системы адиабатического сжатия газа // ПМТФ. 1980. № 2. С. 152–157.
11. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976.
12. Циклис Д. С. Техника физико-химических исследований при высоких и сверхвысоких давлениях. М.: Химия, 1976.
13. Дэвидсон Т. Э., Кендалл Д. П. Механические свойства материалов под высоким давлением. М.: Мир, 1976.
14. Пинаков В. И., Рычков В. Н., Мещеряков А. А. Метод уплотнения сосуда высокого давления // Физика и техника высоких давлений: Межресп. межвед. сб. науч. тр. Киев: Наук. думка, 1987. Вып. 24. С. 78–83.
15. Пономарев Д. С., Бидерман В. Л., Лихачев К. К. и др. Расчеты на прочность. М.: Машгиз, 1958.
16. Prandtl L. Anwendungsbeispiele zu einem Henkyschen Satz über das plastische Gleichgewicht // Z. angew. Math. und Mech. 1923. Bd 3, N 6.
17. Соколовский В. В. Теория пластичности. М.: Высш. шк., 1969.
18. Пинаков В. И., Рычков В. Н., Топчий М. Е. Возможности моделирования гиперзвуковых потоков на газодинамических установках адиабатического сжатия с высоким давлением // ПМТФ. 1982. № 1. С. 63–69.
19. Мещеряков А. А., Пинаков В. И., Рычков В. Н., Топчий М. Е. Газодинамическая установка А-1: Отчет / Ин-т гидродинамики СО АН СССР. № 9. Новосибирск, 1975.
20. Рычков В. Н. Метод измерения давления до 1 ГПа на импульсной газодинамической установке // ПМТФ. 1998. Т. 39, № 5. С. 186–189.
21. Рычков В. Н., Топчий М. Е. Прямые измерения скорости гиперзвукового потока методом электроразрядного трассирования // Теплофизика и аэромеханика. 1999. Т. 6, № 2. С. 173–180.
22. Рычков В. Н. Возможности моделирования аэрогазодинамических процессов на импульсной адиабатической установке сверхвысокого давления: Дис. ... канд. физ.-мат. наук. Новосибирск, 1995.
23. Мещеряков А. А., Пинаков В. И., Рычков В. Н., Топчий М. Е. Предварительное исследование живучести материалов критического сечения сопла при сверхвысоких давлениях азота и воздуха: Отчет по контракту (№ F 61708-97-W-0138) с Европ. отд-нием аэрокосм. исслед. и развития (EOARD) (заключ.) / Ин-т гидродинамики СО РАН. Новосибирск, 1999.

24. **Мещеряков А. А., Пинаков В. И., Топчиян М. Е. и др.** Создание источника рабочего газа для промышленной аэродинамической трубы. Общая схема и расчет основных характеристик движения элементов конструкции: Отчет (промежуточ.) / Ин-т гидродинамики СО АН СССР. № ГР 81096970; Инв. № 0285.0 080267. Новосибирск, 1985.
25. **Топчиян М. Е., Харитонов А. М.** Разработка и создание гиперзвуковой аэродинамической трубы адиабатического сжатия // Интеграционные программы фундаментальных исследований. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 1998. С. 524–531.

*Поступила в редакцию 19/IV 2000 г.*

---