

УДК 621.375.826; 621.378.33

ТЕРМОГИДРОДИНАМИКА CO_2 -ЛАЗЕРОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ С ЗАМКНУТЫМ ЦИКЛОМ ПОТОКА

А. И. Иванченко, А. М. Оришич, С. С. Воронцов

Институт теоретической и прикладной механики СО РАН, 630090 Новосибирск

Изучен вопрос о потерях давления при движении газа по замкнутому контуру, содержащему каналы, в которых к газу тепло подводится, и каналы, в которых от газа тепло отводится. Объектом, где исследуются потери давления, является CO_2 -лазер с поперечным потоком.

С увеличением мощности электроразрядных лазеров с замкнутым циклом потока возрастает роль газодинамического контура. Газодинамический контур мощного CO_2 -лазера непрерывного действия с поперечным потоком и поперечным разрядом имеет сходство с дозвуковой аэродинамической трубой с замкнутым контуром, но отличается от нее конфигурацией газоразрядной камеры, где происходит преобразование электрической энергии в энергию излучения и тепловую энергию.

Подходы к конструированию газодинамического контура лазера являются различными, а для выбора их схем предлагаются противоречивые критерии. Контур имеет либо высокие габаритные удельные объемы (3 м^3 на 1 кВт мощности генерации) и низкие удельные затраты мощности на поддержание циркуляции газа по замкнутому контуру (1 кВт на 1 кВт), либо высокие (до 2 кВт на 1 кВт) удельные затраты мощности и относительно низкие ($1\text{--}1,5 \text{ м}^3/\text{кВт}$) габаритные удельные объемы [1–6]. Предлагаются различные, часто несовместимые критерии для выбора прокачных средств, обеспечивающих циркуляцию газа по замкнутому контуру, и аэродинамических схем газоразрядных каналов, в которых осуществляется накачка лазерной смеси газов. Результаты работ, в которых изучается вопрос о расчетах потерь давления при неизотермическом течении газа, не согласуются друг с другом. При неизотермическом движении газов движение становится неравномерным вследствие изменения плотности газов, а вместе с тем и скорости. Это вызывает потери давления на ускорение газа [7–10]. Противоречие возникает при подсчете сопротивления движению газа в целом по контуру. Например, в [4] показано, что площадь поперечного сечения потока в канале, где отводится тепло, существенно больше, чем площадь поперечного сечения потока в канале с подводом тепла, поэтому влиянием неизотермичности на коэффициент потерь в канале с отводом тепла можно пренебречь. В то же время в реальных устройствах подвод тепла, по-видимому, необязательно сопровождается потерями давления. Например, в [9] канал с подводом тепла рассматривается как тепловой конфузур.

В настоящей работе изучается вопрос о потерях давления при циркуляции дозвукового потока газа по контуру аппарата с замкнутым циклом, содержащего каналы, в которых к газу подводится тепло, и каналы, в которых тепло отводится от газа. Потери давления исследуются в CO_2 -лазере с поперечным потоком. Здесь и в дальнейшем под потерями давления подразумеваются потери полного давления (давления торможения), которыми

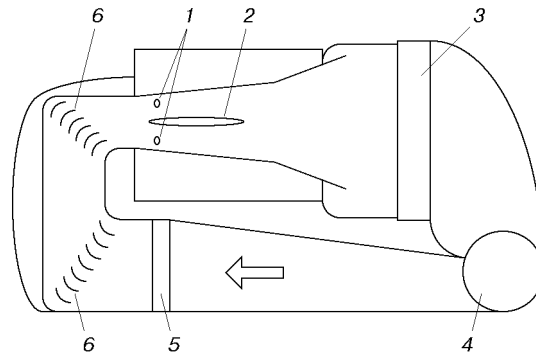


Рис. 1. Схема газодинамического контура CO_2 -лазера с поперечным разрядом на базе двухмодульного электроразрядного устройства:

1 — катоды; 2 — аноды; 3 — теплообменник; 4 — вентилятор; 5 — сопротивление (теплообменник); 6 — поворотные лопатки

определяются необходимые затраты мощности на прокачку газа (см., например, [8–13]). Под неизотермическим движением подразумевается течение газа в условиях, при которых вследствие подвода или отвода тепла меняется температура торможения потока. Влияние неизотермичности на потери давления следует понимать как учет дополнительных потерь на ускорение газа при подводе (отводе) тепла.

1. Термогидродинамика лазера с замкнутым циклом потока. Один из возможных вариантов компоновки газодинамического контура лазера представлен на рис. 1. Вектор скорости потока в газоразрядной полости направлен поперечно направлению распространения луча оптической оси лазера и направлению тока разряда, что уменьшает число Маха, необходимое для смены газа в полости [14]. Скорость потока на переднем фронте газоразрядного канала, как правило, не превышает 60–70 м/с [1–6].

Рассмотрим контур лазера, содержащий газоразрядный канал, теплообменник и вентилятор. Газоразрядный канал и теплообменник, по которым последовательно протекает поток газа, являются нагрузкой для вентилятора. Вентилятор развивает давление, необходимое для преодоления сопротивления движению газа.

Газоразрядный канал, как правило, является каналом постоянного сечения или двумерным диффузором с углами раскрытия 7–8°. Режимы течения газа в каналах обычно соответствуют числам Рейнольдса, определяемым по гидравлическому диаметру, порядок величины которого равен $Re \approx (4 \div 20) \cdot 10^3$. Потери полного давления на преодоление сил трения составляют менее 10% от потерь на ускорение газа. Процессы в газоразрядном канале в отсутствие сил трения можно описать с помощью системы уравнений для плоского канала с подводом тепла [7, 9, 10]

$$\delta(\rho v) = 0, \quad \delta(p + \rho v^2) = 0, \quad \delta[v^2/2 + c_p p / ((c_p - c_v)\rho)] = \delta q,$$

где ρ — плотность; v — скорость, p — статическое давление; δq — тепло, передаваемое единице массы газа. Изменение статической температуры газа δT составляет величину порядка температуры на входе T_0 . Рассматривается дозвуковое течение, когда $(v/c_s) \ll 1$ (c_s — скорость звука). Газ рассматривается как термически равновесный. Это правомерно, так как в газоразрядном канале одновременно происходит накачка энергии на верхние лазерные уровни, извлечение ее с коэффициентом полезного действия до 10–15%, передача на нижние уровни и поступательным степеням свободы молекул.

Примем следующие допущения. Течение потока газа по контуру поддерживается изотропическим вентилятором. Процессы течения газа из вентилятора в газоразрядный

канал, из него в теплообменник и далее в вентилятор являются изоэнтропическими. Газоразрядный канал, где выделяется тепло, является плоским и имеет постоянное поперечное сечение. Потерями на трение в газоразрядном канале пренебрегается.

Вследствие выделения тепла давление торможения при прохождении газа через газоразрядный канал меняется на величину δp_{*q} . В теплообменнике давление торможения меняется на величину δp_{*Q} вследствие отвода тепла и на величину Δp_* вследствие гидромеханических потерь давления (в основном за счет преодоления сил трения). Вентилятор компенсирует потери давления в контуре. После обхода по замкнутому контуру температура газа и его энтропия не меняются.

В рамках сделанных предположений выполняются равенства

$$\delta p_{*B} = \delta p_{*q} + \delta p_{*Q}, \quad \delta T_{*q} + \delta T_{*Q} + \delta T_{*B} = 0, \quad \delta s_q + \Delta s_Q = 0. \quad (1)$$

Здесь и ниже индекс «*» означает, что величина относится к параметрам торможения; δp_{*B} — изменение давления на вентиляторе; δT_{*q} , δT_{*Q} , δT_{*B} — изменение температуры газа при прохождении через газоразрядный канал, теплообменник и вентилятор соответственно; δs_q , δs_Q — изменение энтропии на единицу массы потока газа при прохождении потока через газоразрядный канал и теплообменник соответственно. С учетом (1) вычислим потери давления.

Введем следующие обозначения. Перед входом в газоразрядный канал поток газа имеет следующие параметры: ρ_0 , ρ_{*0} , v_0 , p_0 , p_{*0} , T_0 , T_{*0} — плотность, скорость, давление и температура соответственно. На выходе из газоразрядного канала поток имеет параметры ρ_* , p_* , T_* .

В одномерном приближении процессы в газоразрядном канале и теплообменнике можно описать с помощью уравнения сохранения энергии $\delta q = \delta h + \delta(v^2/2)$ и термодинамического соотношения

$$T \delta s_q = \delta h - \delta p / \rho, \quad (2)$$

где T — термодинамическая температура.

Соотношение (2) можно записать через параметры торможения:

$$\delta s_q = \delta q / T_* - R(\delta p_{*q} / p_*). \quad (3)$$

В (2), (3) δq — энергия, передаваемая единице массы потока газа; δh — изменение энтальпии единицы массы потока газа; T_* — температура торможения; R — газовая постоянная, Дж/(кг · К).

Для канала постоянного сечения в отсутствие гидромеханических потерь давления, обусловленных трением, выражение (2) можно преобразовать к виду [9, 10]

$$\delta s_q = \delta q / T. \quad (4)$$

Из (3) и (4) получим $R(\delta p_{*q} / p_*) = (T_*^{-1} - T^{-1})\delta q$.

Выражение (3) можно записать в интегральной форме

$$\delta s_q = \int_{T_{*0}}^{T_*} c_p \frac{dT_*}{T_*} - \int_{p_{*0}}^{p_*} R \frac{dp_*}{p_*}. \quad (5)$$

В теплообменнике параметры потока меняются от значений p_* и T_* на входе до значений $p_{*0} - \Delta p_*$, $T_{*0} - \delta T_{*B}$ на выходе, и изменение энтропии на единицу массы потока можно представить в виде

$$\delta s_Q = \int_{T_*}^{T_{*0} - \delta T_{*B}} c_p \frac{dT_*}{T_*} - \int_{p_{*0}}^{p_{*0} - \Delta p_*} R \frac{dp_*}{p_*}. \quad (6)$$

Из соотношений (1), (5), (6) следует

$$\int_{T_*}^{T_* - \delta T_{*B}} c_p \frac{dT_*}{T_*} - \int_{p_{*0}}^{p_{*0} - \Delta p_*} R \frac{dp_*}{p_*} = 0, \quad \delta p_{*B} = \Delta p_*. \quad (7)$$

Известно, что в лазерах с поперечным разрядом суммарные потери давления составляют, как правило, малую величину от полного давления и можно положить $\Delta p_*/p_* \ll 1$. Для описания процессов в вентиляторе допустимо предположить, что плотность газа ρ постоянна. Выражение (7) с точностью до члена $\delta T_{*B}/T_*$ можно записать в виде

$$\Delta p_*/\rho_* \approx c_p \delta T_{*B}. \quad (8)$$

Из (8) следует выражение для мощности на приводе изоэнтروпического вентилятора

$$N \approx V' \Delta p_* \approx \rho V' c_p \delta T_{*B}.$$

Здесь V' — объемная скорость потока газа.

Повышение температуры изоэнтропическим вентилятором можно представить следующим образом:

$$\delta T_{*B} = [(1 + \Delta p_*/p_{*-})^{1-(1/\gamma)} - 1] T_{*-}, \quad (9)$$

где p_{*-} и T_{*-} — давление и температура газа на выходе из теплообменника; γ — показатель адиабаты.

Таким образом, в устройствах с замкнутым контуром неизотермическое движение газа не вносит вклада в суммарные потери давления. Уменьшение давления торможения в канале с подводом тепла происходит одновременно с увеличением давления торможения на такую же величину в канале с отводом тепла. С точки зрения газовой динамики такой результат не является неожиданным. Газодинамический контур можно рассматривать как дозвуковой прямоточный двигатель с замкнутым циклом потока. Используя результаты [15], где представлен расчет прямоточного двигателя, можно показать, что потери давления в контуре, связанные с неизотермическими процессами, описываются выражением $\delta p_* = (\rho_0 v_0^2/2)(1 - \sqrt{1 + (q - Q)/(c_p T_{*0})})$, где q и Q — количество тепла на единицу массы потока газа, подводимого к газу и отводимого от него соответственно. Если суммарное подводимое тепло равно нулю, то и потери, вызванные неизотермическим движением, равны нулю.

Гидромеханические потери давления, с чем бы они ни были связаны (с трением, перестройкой профиля скорости потока или сужением и расширением потока), являются адиабатическими процессами и к локальному увеличению температуры торможения потока газа не приводят [10]. Увеличение энтропии вследствие гидромеханических потерь компенсируется ее уменьшением путем отвода избыточного тепла теплообменником. При этом вентилятор совершает механическую работу, компенсирует неизбежные потери давления и повышает температуру газа в изоэнтропическом процессе сжатия газа.

2. Эксперимент. С целью проверки результатов расчета проведено измерение разности полных давлений p_{xy} на «нагрузке», содержащей каналы, к которым подводится и от которых отводится тепло, при постоянной производительности вентилятора $\rho V'$, в двух режимах — с подводом и без подвода тепла. Такой нагрузкой в газодинамическом контуре лазера является участок от входа в газоразрядный канал до выхода за теплообменник. Подвод тепла обеспечивался электрическим тлеющим разрядом. Мощность разряда была достаточной, чтобы величина потерь полного давления в газоразрядном канале составляла $(0,2 \div 0,4)\rho_0 v_0^2$. Высокая однородность потока перед входом в газоразрядный канал и существенное отличие площадей поперечных сечений потоков перед газоразрядным каналом и за теплообменником обеспечивали корректность измерений.

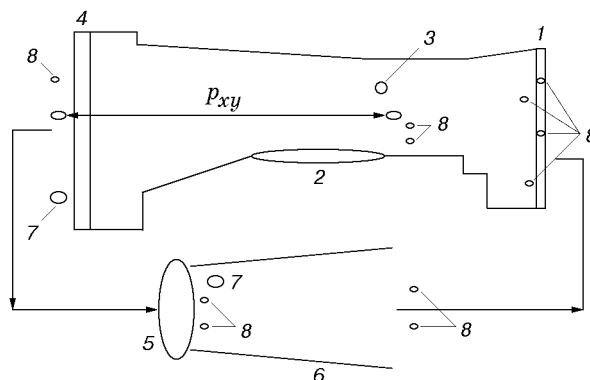


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

1 — решетка; 2 — анод; 3 — катод; 4 — теплообменник; 5 — вентилятор; 6 — диффузор;
7 — термометры; 8 — датчики давлений; стрелки — направление потока газа

Эксперименты проводились в газодинамическом контуре лазера, описанного в [3–6]. Схема эксперимента представлена на рис. 2, где условно (не в масштабе) показаны сечение тракта от участка перед газоразрядным каналом до выхода за теплообменник и другие элементы контура. Ширина тракта 0,93 м. Решетка 1, газоразрядный канал, содержащий анод 2 и катод 3, и теплообменник 4 последовательно установлены вдоль течения газа. Зазор между поверхностью анода и стенкой канала равен 0,1 м. Характерный размер анода в направлении потока равен 0,12 м. Цилиндрический катод диаметром 0,016 м установлен на расстоянии 0,065 м от анода. Катод и анод в направлении, поперечном потоку, вытянуты на длину 0,86 м. Теплообменник, имеющий высоту 0,28 м, соединен с газоразрядным каналом ступенчатым диффузором. Плавный участок расширения начинается непосредственно за анодом, угол расширения 12° , степень расширения 2. Участок от решетки до анода выполнен с сужением, степень сужения 2. Профиль участка подбирался таким образом, чтобы течения за анодом были преимущественно безотрывными или отрывными в зависимости от условий эксперимента. За теплообменником установлен вентилятор 5 с диффузором на выходе 6. За теплообменником и вентилятором располагались термометры 7. Датчики статического и полного давления 8 устанавливались в сечениях потока там, где позволяли физические условия.

Разряд зажигался в потоке воздуха при давлении 10,3 и 16 ГПа или в смеси CO_2 с воздухом в соотношении 2,66 : 13,3 ГПа и 2,66 : 16 ГПа. Скорость потока газа на переднем фронте газоразрядного канала составляла 60–70 м/с. Неравномерность скорости по сечению канала не превышала 3%. Расчетные потери давления на теплообменнике в режиме без разряда составляли около $0,6\rho_0 v_0^2$, в режиме с разрядом — менее $1,1\rho_0 v_0^2$. Вариант расчета теплообменника приведен ниже. Расчетные значения потерь давления на участке от заднего фронта разряда до входа в теплообменник составляли примерно $0,2\rho_0 v_0^2/2$. Погрешность в определении величины p_{xy} не превышала $0,1\rho_0 v_0^2/2$.

Основное внимание уделялось измерению разности полных давлений p_{xy} на нагрузке с помощью датчиков давления, которые устанавливались перед входом в газоразрядный канал и непосредственно за теплообменником (рис. 2). Производительность вентилятора контролировалась датчиками полного и статического давления, установленными перед газоразрядным каналом. Повышение температуры вентилятором также позволяло контролировать изменение режимов течения газа на участках контура. Например, если высоту теплообменника уменьшали на одну четверть, то температура, создаваемая вентилятором, увеличивалась в 1,4 раза. Дополнительный контроль над режимами течения газа

осуществлялся с помощью датчиков полного и статического давления, установленных в различных точках контура.

Для случая безотрывного течения в диффузоре за газоразрядным каналом результаты экспериментов показали следующее.

1. Величина динамического напора на переднем фронте газоразрядного канала составляла $\rho_0 v_0^2 / 2 \approx p_0 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}$, что соответствует средней скорости газа $v_0 \approx 65$ м/с.

2. Вентилятор повышал температуру газа на одну и ту же величину независимо от давления, например для воздуха на $13,6$ °С.

3. Производительность вентилятора в обоих режимах (с разрядом и без разряда) оставалась постоянной.

4. Разность температуры газа, вытекающего из теплообменника, и воды, втекающей в теплообменник, не превышала 12 – 13 °С.

5. В обоих режимах (с разрядом и без разряда) потери давления на нагрузке p_{xy} составляли примерно $0,9\rho_0 v_0^2$.

Следует отметить, что эксперименты и с воздухом, и с лазерными смесями дали один и тот же результат. Из эксперимента и термодинамического расчета можно сделать вывод, что неизотермические процессы не вносят дополнительных потерь давления на обеспечение циркуляции газа по контуру.

Отсутствие влияния неизотермичности не означает, что подвод тепла не должен сопровождаться повышением потерь давления. При подводе тепла увеличивается средняя температура газа, следовательно, меняются физические параметры потока, что должно приводить к повышению потерь давления, например на преодоление сил трения в теплообменнике. Пояснение к расчету теплообменника дается ниже. Ожидалось, что подвод тепла даст увеличение потерь давления на величину $(0,3 \div 0,5)\rho_0 v_0^2$. Неожиданным результатом экспериментов является то, что подвод тепла не сопровождался повышением потерь давления.

Проведена серия экспериментов по визуализации течения газа. Она осуществлялась с помощью легких нитей, которые в шахматном порядке крепились на поверхности нижней стенки диффузора и поверхности анода. Свечение поверхности анода было неоднородным. Оно явно отражало картину течений вблизи поверхности. Свечение разряда на поверхности катода было визуально однородным.

В результате экспериментов установлено следующее. В диффузоре за анодом поток является трехмерным. На стенке диффузора имеются вихревые зоны. Вихри вращаются в плоскости стенки и расположены симметрично относительно боковых стенок. Их характерный размер $0,03$ – $0,07$ м. Площадь поверхности, занимаемая вихрями, увеличивается при уменьшении скорости и давления газа. При включении разряда поток перестраивается: становится более стабильным, области с отрывными течениями сокращаются, крупные вихри разбиваются на мелкие.

В зависимости от конфигурации тракта перед анодом (ступенчатый вход, наличие сужения, наличие спрямляющего участка и пр.) имела место перестройка течения, в частности, наблюдались глобально отрывные течения. В каждом эксперименте с воздухом или с лазерной смесью газов разряд перестраивал картину течений, но величина p_{xy} в обоих режимах (с разрядом и без разряда) была одной и той же. Перестройкой режимов течений, по-видимому, можно объяснить тот факт, что подвод тепла не сопровождается повышением потерь давления на нагрузке.

3. Теплообменник. Рассмотрим пример расчета теплообменника в лазере. Возьмем теплообменник с плоским каналом постоянного сечения, использованный в экспериментах. Его расчет проводим по методике и соотношениям, приведенным в [8, 11–13]. Влияние изменения температуры учитывается тем, что все расчетные параметры определяются для

средней температуры газа. Основные потери в теплообменнике составляют потери на преодоление сил трения. Режимы течения соответствуют числам $Re \ll 2000$. Выполняются условия стабилизации интенсивности теплоотдачи. Потери давления на преодоление сил трения для установившегося режима через параметры потока газа на входе в газоразрядный канал можно описать выражением

$$\xi_0 \gg \zeta \left(\frac{f_0}{f} \right)^2 \left(1 + \frac{\langle \Delta T_* \rangle}{T_{*-}} \right), \quad (10)$$

где ξ_0 — коэффициент сопротивления трения, приведенный к физическим условиям на входе в газоразрядный канал; $\zeta = (96/Re)(L/D)$; L — длина канала; D — гидравлический диаметр; f_0 и f — площади поперечного сечения потоков в газоразрядном канале и теплообменнике соответственно; $\langle \Delta T_* \rangle = V' \rho c_p (T_* - T_{*-}) / (\Phi F \alpha)$ — усредненный температурный напор газа; $\Phi = 0,9 \div 0,8$ — эффективность теплопередачи; F — поверхность теплообмена газа; $\alpha \approx 8\lambda/D$ — коэффициент теплоотдачи; λ — коэффициент теплопроводности. Угловые скобки обозначают среднее значение.

В то же время величина ξ_0 выражается через разность температуры газа и вытекающей в теплообменник воды:

$$\xi_0 = 3 \left(\frac{f_0}{f} \right)^2 \left(1 + \frac{\langle \Delta T_* \rangle}{T_{*-}} \right) \frac{Pr}{\Phi} \ln \left(\frac{T_* - T_{*-}}{\Delta T_{*-}} + 1 \right), \quad (11)$$

где Pr — число Прандтля; ΔT_{*-} — температурный напор вытекающего газа относительно вытекающей жидкости:

$$\Delta T_{*-} = (T_* - T_{*-})(\varepsilon^{-1} - 1); \quad (12)$$

ε — эффективность теплообменника, которую можно выразить формулой

$$\varepsilon \approx \left[1 - \exp \left(-\frac{\Phi \zeta}{3Pr} \right) \exp \left(\frac{\Phi \zeta}{3Pr} \frac{\Delta T_{*ж}}{\Delta T_{*Q}} \right) \right] \left[1 - \frac{\Delta T_{*ж}}{\Delta T_{*Q}} \exp \left(-\frac{\Phi \zeta}{3Pr} \right) \exp \left(\frac{\Phi \zeta}{3Pr} \frac{\Delta T_{*ж}}{\Delta T_{*Q}} \right) \right]. \quad (13)$$

Здесь $\Delta T_{*Q} = T_* - T_{*-}$; $\Delta T_{*ж}$ — изменение температуры охлаждающей жидкости, проходящей через теплообменник.

Потери давления Δp_* могут быть вычислены по формуле (10) или (11). В отличие от (10) все величины правой части (11) определяются из эксперимента. Для условий экспериментов вычисления по (10) и (11) совпали с погрешностью до 15% как в режиме с разрядом, так и в режиме без разряда. Для условий эксперимента результаты вычислений дают следующее. В режиме без разряда $\delta T_{*в} = T_* - T_{*-} \approx 13,6$ К; $\Delta T_{*-} \approx 2$ К; $(f_0/f)^2 \approx 5$; $\xi_0 \approx 1,2$. При включенном разряде $T_* - T_{*-} \approx 200$ К; $\Delta T_{*-} \approx 12$ К; $1 + \langle \Delta T_* \rangle / T_{*-} \approx 1,2$; $\xi_0 \approx 1,9$. Комбинация параметров, входящих в правую часть (11), позволяет определить коэффициент сопротивления из экспериментальных данных тепловых характеристик теплообменника:

$$\zeta = 3 \frac{Pr}{\Phi} \ln \left(\frac{T_* - T_{*-}}{\Delta T_{*-}} + 1 \right).$$

Подставляя полученное значение ζ в (13), вычисляем эффективность теплообменника и затем по формуле (12) — температурный напор ΔT_{*-} . Полученное значение ΔT_{*-} с погрешностью до 20% совпадает с исходным. Точность вычислений ξ_0 зависит от погрешности f_0/f , где f определяется из эксперимента с погрешностью 15% (на теплообменник набегают неоднородный поток, и установить точное значение f представляется затруднительным).

Результаты вычислений ξ_0 показывают, что потери давления растут с увеличением разности $(T_* - T_{*-})$. Однако в экспериментах при измерении падения давления на нагрузке

это не зарегистрировано, что, возможно, объясняется уменьшением потерь давления на диффузоре перед теплообменником с увеличением $(T_* - T_{*-})$.

Точность модели расчета проверялась на газодинамическом контуре лазера на базе диаметрального вентилятора, созданного в Институте теоретической и прикладной механики (ИТПМ СО РАН). В нем диффузор перед теплообменником выполнен симметричным, с плавным расширением (полный угол расширения 8°). Потерями давления на диффузоре можно пренебречь. Вычисление потерь давления на нагрузке по (11) или (12) дает удовлетворительное качественное и количественное (с погрешностью около 20 %) совпадение с результатами экспериментов.

4. Газодинамический контур. Реальные потери давления. Для проверки основных положений расчетной модели необходимы экспериментальные данные по аэродинамическим характеристикам контура лазера и его составным частям. Однако публикации, представляющие результаты испытаний газодинамических контуров лазеров, отсутствуют. Проведение таких испытаний представляет известные трудности. В частности, для определения аэродинамических характеристик вентилятора в газодинамический контур необходимо встраивать аэродинамические весы. Из результатов термодинамического расчета вытекает относительно простой способ определения аэродинамических характеристик газодинамического контура.

Из (8) следует зависимость температуры торможения изоэнтропическим вентилятором от потерь полного давления на участках газового тракта, содержащего участок с вентилятором и не содержащего каналы с подводом (отводом) тепла:

$$\sum_{i=1}^n c_p \rho \delta T_{*i} \approx \sum_{i=1}^n \delta p_i. \quad (14)$$

Правая часть (14) представляет собой сумму потерь полного давления на участках включая участок с вентилятором. Сделанное в (14) допущение о постоянстве плотности правомерно, если участок не содержит каналов с подводом или отводом тепла. Каждому значению δp_{*i} соответствует повышение температуры торможения δT_{*i} , создаваемое вентилятором.

Из (9) и (14) следует выражение для гидравлического КПД тракта с вентилятором: $\eta \approx \delta T_{*в} / \delta T_{*р}$, где $\delta T_{*р}$ — повышение температуры реальным вентилятором, определяемое экспериментально. Вычисление по формуле (9) осуществляется в параметрах торможения в предположении однородности потока по площади поперечного сечения на входе и выходе. Повышение полного давления на участке вычисляется по формуле $\delta p_* \approx p_- - p_+ + 0,5\rho[\langle v_- \rangle^2 - \langle v_+ \rangle^2]$, где p_- и p_+ , $\langle v_- \rangle$ и $\langle v_+ \rangle$ — величины статических давлений и усредненных по площадям поперечных сечений потока газа на выходе и входе соответственно.

В публикациях, посвященных испытанию аэродинамических трактов различных аппаратов, в том числе лазеров, о таком методе почти ничего не сообщается, за исключением [11], где он применен для испытания вентилятора. Величины η , полученные с помощью аэродинамических весов и вычисленные по отношению разности температур (14), совпали с погрешностью 10 %.

Газодинамический контур лазера можно разбить на функциональные участки. Участки не должны содержать каналов, к которым подводится тепло, т. е. суммарный подвод тепла к каждому участку должен быть равным нулю. Если найти гидравлический КПД функциональных участков и коэффициент потерь (сопротивления) одного из участков, то это позволит вычислить коэффициенты потерь других участков и по данным о характеристиках потока перед газоразрядным каналом вычислить развиваемое вентилятором давление. Действительно, разделим контур на три составных части — нагрузку (участок

от входа в газоразрядный канал до выхода за теплообменник), сеть и вентилятор, которые имеют коэффициенты потерь r_{01} , r_{02} и r_{03} . Тогда гидравлический КПД контура, определяемый нагрузкой, можно выразить соотношением

$$\eta_x = \frac{r_{01}}{r_{01} + r_{02} + r_{03}},$$

а гидравлический КПД вентилятора —

$$\eta = \frac{r_{01} + r_{02}}{r_{01} + r_{02} + r_{03}}.$$

Левые части уравнений и величина коэффициента сопротивления нагрузки известны. Этого достаточно, чтобы вычислить значения величин r_{02} и r_{03} .

Давление, развиваемое вентилятором, определяется через коэффициент сопротивления контура и характеристики потока на входе в газоразрядный канал:

$$\delta p_{*B} = \zeta_0 \rho_0 v_0^2 / 2. \quad (15)$$

Величину δp_{*B} определяют по формуле [11, 16]

$$\delta p_{*B} = \Psi \rho u^2 / 2, \quad (16)$$

где Ψ — коэффициент давления; u — окружная скорость колеса вентилятора. Из (15) и (16) вычисляется коэффициент давления вентилятора $\Psi \approx \zeta_0 (v_0/u)^2$.

Полученные нами экспериментально аэродинамические характеристики лазера [4] равны: $r_{01} \approx 1,8$; $r_{02} \approx 1,3$; $r_{03} \approx 2,3$; $\zeta_0 = r_{01} + r_{02} \approx 3,1$; $\Psi \approx 1$; $\eta \approx 0,57$; расчетные характеристики: $\zeta_0 \approx 2$; $\Psi \approx 1,6 \div 1,8$ и $\eta \approx 0,5 \div 0,7$. Расчетные значения Ψ и η приведены с учетом влияния числа Re на их значения. Расчетные значения характеристик элементов контура не совпадают со значениями, полученными экспериментально. Причина несовпадения связана с тем, что течения в каналах с переменным сечением являются отрывными, что установлено экспериментально. Величины потерь давления, полученные на основе экспериментальных данных о характеристиках потока в поперечных сечениях каналов, совпали с полученными указанным методом.

Расчет аэродинамических характеристик газодинамических контуров лазеров на базе диаметрального и центробежного вентиляторов для случая безотрывных течений дал удовлетворительное согласие с экспериментом. В расчетах использованы аэродинамические схемы и характеристики вентиляторов, представленные в [16–18].

Заключение. Из термодинамического расчета и экспериментов следует, что в аппаратах с замкнутым циклом дозвукового потока, содержащих каналы, в которых к газу подводится тепло, и каналы, в которых от газа тепло отводится, дополнительные потери полного давления на ускорение газа, имеющие место при неизотермическом течении газа, не следует учитывать. Они не дают вклада в суммарные потери давления при протекании газа по замкнутому контуру. В случае неизотермического течения гидромеханические потери полного давления можно определять тем же способом, что и при изотермическом течении. При этом учитывается лишь зависимость физических параметров газа от его температуры.

Показано, что подвод тепла к каналу необязательно должен сопровождаться повышением потерь давления. Вследствие подвода тепла меняются физические параметры потока и потери давления должны возрасти. В то же время подвод тепла перестраивает структуру течений, что может приводить к уменьшению потерь давления.

Путем визуализации установлено, что поток в двумерном диффузоре может быть трехмерным, что проявляется в образовании крупномасштабных вихрей, вращающихся в плоскости стенки диффузора.

Авторам не известны публикации, в которых исследуется вопрос о трехмерных течениях в двумерных диффузорах. В экспериментах трехмерные течения наблюдались при очень малых углах раскрытия (около 12°). Однако существуют публикации о трехмерных течениях, возникающих при обтекании крыла, установленного под определенным углом атаки. В [19] приведены результаты экспериментов, проведенных в малотурбулентной аэродинамической трубе Т-324 (ИТПМ СО РАН), исследованы трехмерная структура течений при обтекании крыла и изменения, происходящие в ней, при последовательном увеличении и уменьшении скорости потока. В [19] эксперименты проведены при атмосферном давлении при скоростях $0 \div 23$ м/с, размах модели 0,945 м, длина хорды 0,196 м. В условиях, при которых проводились эксперименты [19], и в условиях наших экспериментов наблюдаются в целом сходные картины течений. Так же как в [20], структура течения в условиях наших экспериментов могла быть перестроена путем введения выступов в зону вихря, а также путем установки закрылка (поворотной лопатки) за диффузором у его стенки. Физические механизмы трехмерных течений и влияние на них разряда остаются пока неясными.

Авторы выражают благодарность Б. Ю. Занину и В. В. Козлову, оказавшим помощь в постановке эксперимента по визуализации аэродинамических течений и проведении сравнений с результатами, полученными на аэродинамической трубе.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Абильсиитов Г. А., Голубев В. С., Лебедев Ф. В.** Проблемы создания промышленных технологических лазеров мощностью 1–10 кВт // Изв. АН СССР. Сер. физ. 1983. Т. 47, № 8. С. 1507–1512.
2. **Абильсиитов Г. А., Велихов Е. П., Голубев В. С. и др.** Мощные газоразрядные CO_2 -лазеры и их применение в технологии. М.: Наука, 1984.
3. **Иванченко А. И., Крашенинников В. В., Пономаренко А. Г., Шепеленко А. А.** Компактный излучатель технологического CO_2 -лазера // Квантовая электрон. 1985. Т. 12, № 10. С. 2155, 2156.
4. **Иванченко А. И., Крашенинников В. В., Пономаренко А. Г., Шепеленко А. А.** Выбор параметров газодинамического канала для электроразрядных быстропоточных лазеров // ПМТФ. 1986. № 6. С. 3–8.
5. **Голов В. К., Иванченко А. И., Крашенинников В. В. и др.** Технологический CO_2 -лазер мощностью 2,5 кВт // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. 1986. Вып. 2, № 10. С. 87–91.
6. **Иванченко А. И., Крашенинников В. В., Пономаренко А. Г., Шепеленко А. А.** Разработка и создание технологических CO_2 -лазеров мощностью 2–5 кВт // Применение лазеров в народном хозяйстве. М.: Наука, 1986. С. 53–62.
7. **Hertzberg A., Christiansen W. H., Johnston E. W., Ahlstrom H. G.** Photon generators and engines for laser power transmission // AIAA J. 1972. V. 10, N 4. P. 394–400.
8. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977.
9. **Бартльме Ф.** Газодинамика горения. М.: Энергоиздат, 1981.
10. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1986.
11. **Экк Б.** Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов. М.: Госгортехиздат, 1959.
12. **Эккерт Э. Р., Дрейк Р. М.** Теория тепло- и массообмена. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961.
13. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992.
14. **Кассади Ф. Э.** Газодинамика импульсных лазеров с замкнутым контуром // Аэрокосм. техника. 1986. № 7. С. 135–147.

15. **Черный Г. Г.** Газовая динамика. М.: Наука, 1988.
16. **Соломахова Т. С., Чебышева К. В.** Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: Справ. М.: Машиностроение, 1980.
17. **Коровкин А. Г.** Исследование корпусов диаметральных вентиляторов // Пром. аэродинамика. 1975. Вып. 32. С. 176–189.
18. **Коровкин А. Г., Феофилактов А. Н.** Параметрические исследования диаметрального вентилятора с высоким КПД // Пром. аэродинамика. 1991. Вып. 4. С. 308–326.
19. **Занин Б. Ю.** Гистерезис отрывного обтекания модели прямого крыла при изменении скорости потока // ПМТФ. 1997. Т. 38, № 7. С. 80–84.
20. **Занин Б. Ю., Козлов В. В., Маврин О. В.** О способе управления глобальным отрывом потока // Теплофизика и аэромеханика. 1997. Т. 4, № 4. С. 381–385.

*Поступила в редакцию 16/VII 1998 г.,
в окончательном варианте — 12/X 1998 г.*
