

В. А. Воронов, В. П. Леонов,
Т. М. Розенов

ИСПЫТАНИЯ СПИРАЛЬНОГО ДЕТАНДЕРА

Приведены данные об испытании спирального детандера. Дано описание экспериментального стенда. Сделан анализ полученных результатов и намечены перспективы дальнейшего совершенствования конструкции детандера.

E-mail: crio@power.bmstu.ru

Ключевые слова: спиральный детандер, изоэнтропный КПД.

Спиральный детандер — детандер объемного типа действия, расширение газа в котором происходит за счет увеличения объема рабочих полостей. В свою очередь, полости образованы за счет смещенных относительно друг друга спиралей, одна из которых совершает орбитальное движение относительно другой [1–6]. Спиральные детандеры имеют следующие преимущества по сравнению с поршневыми: отсутствие мертвого объема, отсутствие клапанов (малые гидравлические потери, большая надежность), полная динамическая уравниваемость (большая быстроходность, отсутствие сильных вибраций и шума), компактность, отсутствие стартера (не требуется работы генератора в двигательном режиме при старте). Также следует отметить, что характеристики детандера будут зависеть в основном от геометрии спиралей, которые можно изготовить практически любой толщины, высоты и закрутки, что дает возможность создавать машины с различными параметрами.

Спиральный детандер геометрически подобен спиральному компрессору. Для того чтобы приспособить компрессор для работы в детандерном режиме необходимо удалить нагнетательный клапан, подключить к выпуску компрессора вход детандера, к впуску компрессора — выпуск детандера, предусмотреть систему смазки спиралей и подшипников. Спиральные компрессоры активно производятся и внедряются, особенно в последнее десятилетие; вместе с тем публикации с результатами исследований спиральных детандеров стали появляться только в конце 60-х гг. XX в.

В целях проведения испытаний спирального детандера на воздухе в лаборатории кафедры Э-4 МГТУ им. Н.Э. Баумана создан специальный стенд (рис. 1). В состав стенда входит поршневой компрессор (К) для подачи сжатого воздуха к детандеру (Д). Температура измеряется на входе детандера и выходе из него с помощью платиновых термометров сопротивления, в этих же точках измеряется давление. Величина расхода определяется ротаметром; чтобы перевести его показания

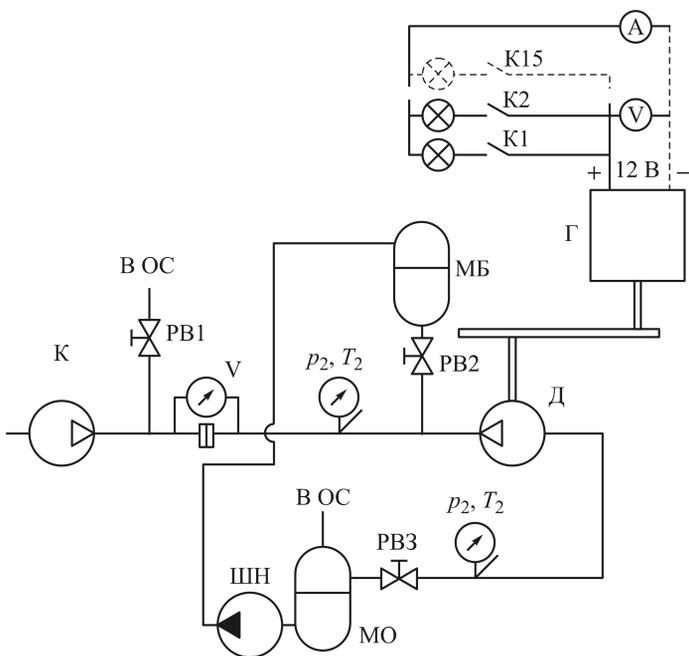


Рис. 1. Схема стенда

для нормальных условий, необходимо сделать пересчет. Механическая мощность вала детандера снимается генератором (Г) постоянного тока (12 В). Электрическая нагрузка для генератора обеспечивается лампами по 55 Вт, подключенными отдельно. На клеммах генератора измеряется ток и напряжение. Масло во входящий поток подмешивается с помощью гравитационного лубрикатора с регулирующим ventилем, а собирается масло на выходе в маслоотделителе (МО). Для возврата масла в маслобак (МБ) служит шестеренчатый насос (ШН). Возбуждение генератора при старте обеспечивается подачей к клемме возбуждения постоянного тока напряжением 12 В. Генератор — автомобильный, рассчитан на ток до 100 А. Частота вращения вала детандера определяется с помощью лазерного частотомера. Таким образом, обеспечивается измерение всех характеристик, необходимых для получения основных параметров детандера.

По результатам испытаний был определен изоэнтропный КПД η_s для различных режимов работы (рис. 2). Данный график показывает, что максимальный КПД достигается при степени расширения $\pi_T = 3,4$. Это значение оптимального КПД соответствует теоретическому, которое было получено путем расчета спирали с геометрией, аналогичной геометрии тестируемого детандера-

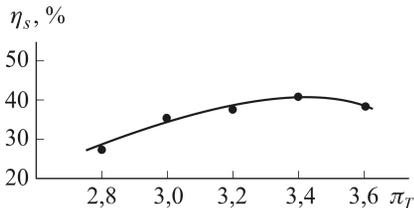


Рис. 2. Результаты испытаний

ра. Спираль имеет следующие геометрические характеристики: эксцентриситет 0,0085 м, полярный радиус 0,0038 м, высота спирали 0,03 м, закрутка $4,7\pi$. Описываемый объем газа, захватываемый за один оборот спирали, составляет $4,84810^{-5} \text{ м}^3/\text{об}$, геометрическая степень расширения — 2,35. Если перевести геометрическую степень расширения в степень расширения по давлениям, то $\pi_T = 3,3$, что и наблюдается в эксперименте.

Результаты эксперимента на оптимальном режиме

Температура на входе, °С.....	44,2
Температура на выходе, °С.....	6,4
Объемный расход на входе, м ³ /ч.....	10,94
Мощность, снимаемая с генератора, Вт.....	89,1
Частота вращения вала, об/мин.....	1340
Изоэнтронный КПД, %.....	40,3

Одним из вопросов, возникших при обработке данных экспериментов, был вопрос о допустимости расчета изоэнтронного КПД по температурам. Из-за отсутствия осушки воздуха, подаваемого на вход детандера, может произойти конденсация воды на выходе из детандера вследствие сильного понижения температуры. Для решения данного вопроса была измерена относительная влажность ϕ в помещении лаборатории и проведен дополнительный эксперимент на оптимальном режиме работы. Относительная влажность составляла 35 % при температуре 20 °С, что свидетельствовало об отсутствии конденсации влаги на выходе. Повторный эксперимент при оптимальном режиме работы (на котором также была достигнута наименьшая температура на выходе) выявил расхождение по изоэнтронному КПД в пределах 1 %. Это дает основания полагать, что данные, полученные ранее, достоверны.

Гидравлические потери в приведенном эксперименте даже на оптимальном режиме КПД составили 40,3 %. При той же степени расширения π_T даже процесс выхлопа имеет изоэнтронный КПД 45,68 %. Было сделано предположение, что снижение КПД происходит из-за большой перетечки воздуха по торцевой и радиальной частям спиралей, а также из-за наличия масла. Принято решение провести дополнительные испытания по замеру расхода перетечки. Кроме того, необходимо учесть гидродинамические потери, потери в процессе впуска-выпуска, а также потери, связанные с рекуперативным теплопереносом.

Измерение перетечки осуществлялся с помощью специального ротаметра, при этом вал детандера был зафиксирован и подача масла осуществлялась лубрикатором. При степени расширения $\pi_T = 3,4$ (оптимальный режим), объемный расход перетечки составил $2,68 \text{ м}^3/\text{ч}$,

т.е. 24,5 % общего расхода. Данное значение перетечки очень велико по сравнению со значениями, обычно встречающимися в компрессорной и детандерной технике (2–4 %), однако даже такое значение не может снизить КПД. Далее предположили, что перетечка при неподвижном роторе не соответствует перетечке при вращении вала из-за непостоянства формы пленки масла, находящегося в зазорах детандера. Поэтому были проведены дополнительные испытания на разных частотах вращения вала.

К сожалению, при испытании данного спирального детандера характеристики генератора не дают возможности регулировать частоту вращения изменением нагрузки в широких диапазонах. Минимальная полученная частота вращения составила 980 об/мин, при этом объемный расход был равен $8,97 \text{ м}^3/\text{ч}$, при максимальной частоте 2280 об/мин объемный расход составил $13,22 \text{ м}^3/\text{ч}$. Поскольку спиральный детандер является машиной объемного действия, то зависимость объемного расхода на входе от частоты вращения должна быть линейной с точностью до перетечки. Если данное правило верно и объемный расход перетечки одинаков на двух режимах, то должно соблюдаться тождество

$$(V_1 - V_{\text{пер}})n_2 = (V_2 - V_{\text{пер}})n_1, \quad (1)$$

где V_1, V_2 — объемный расход на входе для 1-го и 2-го режимов; n_1, n_2 — частота вращения на 1-м и 2-м режимах; $V_{\text{пер}}$ — объемный расход на входе перетечки.

Решение уравнения (1) относительно $V_{\text{пер}}$ для указанных режимов дает значение перетечки, равное $5,77 \text{ м}^3/\text{ч}$, что уже составляет 53 % общего расхода.

Теоретический расчет объемного расхода с учетом геометрических размеров спиралей показывает, что расход составит $3,9 \text{ м}^3/\text{ч}$ на оптимальном режиме при частоте вращения 1340 об/мин. Суммируя это значение с полученным ранее значением утечки, получаем $9,67 \text{ м}^3/\text{ч}$, что меньше экспериментального значения $10,94 \text{ м}^3/\text{ч}$. Данное расхождение может произойти из-за ошибки при измерении геометрии спиралей, либо из-за неучтенной утечки.

Испытания спирального детандера показали практическую возможность реализации такой машины и способность генерировать холод. Были выявлены проблемы с низким изоэнтропным КПД. Данная проблема может быть решена повышением частоты вращения, так как при большем расходе газа через детандер относительная перетечка будет уменьшаться. Повышение частоты будет возможно за счет замены или модификации генератора. Планируется измерение момента сил

трения на валу для оценки влияния на КПД потерь мощности на трение. Также планируются испытания другой машины, так как высокие значения перетечки могли быть вызваны высокой степенью износа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные компрессоры: Справочник / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Колос, 1992.
2. Quoilin S. Experimental study and modeling of a low temperature Rankine cycle for small scale cogeneration. – University of Liege, 2007.
3. Nagata H., Kakuda M., Sekiya S., Shimoji M., Koda T. Development of a scroll expander for the CO₂ refrigeration cycle. – Amagasaki City, Mitsubishi Electric Corporation, 2010.
4. Ефремов С. Н., Шестакович Ш. А. Термодинамический расчет спирального холодильного компрессора кондиционирования воздуха. – Севастополь: СНТУ, 2005.
5. Howell P. Fluid mechanical modeling of the scroll compressor. – Oxford, Mathematical Institute.
6. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И., Сакун И. А., Тимофеевский Л. С. Холодильные машины: Учебник для вузов / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997.

Статья поступила в редакцию 27.06.2012