

Math-Net.Ru

All Russian mathematical portal

V. V. Malakhov, Прокачка жидкометаллического теплоносителя с применением разгонных устройств на поршневых газожидкостных потоках, *TVT*, 1977, Volume 15, Issue 1, 172–178

<https://www.mathnet.ru/eng/tvt8119>

Use of the all-Russian mathematical portal Math-Net.Ru implies that you have read and agreed to these terms of use

<https://www.mathnet.ru/eng/agreement>

Download details:

IP: 18.97.9.173

May 14, 2025, 18:09:19



УДК 621.313.12:538.4:531.41

ПРОКАЧКА ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ РАЗГОННЫХ УСТРОЙСТВ НА ПОРШНЕВЫХ ГАЗОЖИДКОСТНЫХ ПОТОКАХ

А. Ф. Колесниченко, В. В. Малахов, Ю. М. Гориславец

Выполнен анализ тепловых схем нагнетательных систем для контуров жидкометаллического теплоносителя, в которых использованы ускорители газожидкостных поршневых потоков. Рассмотрены отдельные элементы таких устройств, приведены экспериментальные данные по эффективности их работы.

Для прокачки жидкометаллического теплоносителя обычно используют механические или магнитогидродинамические насосы. Оба типа насосов предполагают существенное потребление энергии на собственные нужды. Для действующих и создаваемых электростанций с быстрыми реакторами затраты электроэнергии на прокачку жидкого металла могут достигать 10–12% от общей выработки блока [1]. При низком к.п.д. цикла эти затраты могут оказаться решающим фактором, определяющим целесообразность использования рассматриваемого типа энергетической установки.

Рассмотрим возможность использования для прокачки теплоносителя тепловых нагнетателей, оснащенных устройствами для ускорения поршневых газожидкостных потоков. Такие устройства, так же как и устройства на «гомогенных» газожидкостных потоках, неоднократно рассматривались применительно к жидкометаллическим преобразователям энергии [2–15].

Не все предлагавшиеся ранее схемы ЖМГД-преобразователей оказались способными осуществить эффективную циркуляцию рабочего вещества из-за необходимости оставлять высокое полное давление жидкого металла за генератором. Это диктовалось условиями работы разгонных устройств в контуре, требовавших либо равенства начальных давлений в соплах на влажном паре (наиболее эффективные разгонные устройства), либо достаточно высокого уровня напора жидкой фазы, необходимого для преодоления гидравлических сопротивлений в многоступенчатых схемах.

Использование поршневых потоков в устройствах для ускорения жидкого металла позволяет получить относительные внутренние к.п.д. * на уровне $\eta_{oi}=0,6-0,65$ при массовом газосодержании потока 0,005–0,015, что существенно упрощает сепарацию двухфазного потока. Использование динамических эффектов в нестационарных течениях при формировании поршневых потоков обеспечивает трех-четырёхкратное превышение начального давления газа над начальным давлением жидкого металла.

Представленные на рис. 1 схемы отличаются от анализированных ранее [2–11] присутствием формирователя поршневого потока и разгонных каналов.

* Этот к.п.д. равен отношению приращения энергии жидкой фазы к располагаемому теплоперепаду газовой фазы.

Появление ресивера и двухфазного сопла обусловлено причинами, о которых подробнее будет сказано ниже.

Как видно из этих схем, в случае 1, а затраты электроэнергии необходимы только для привода конденсатного насоса 12. Тепловая схема, представленная на рис. 1, б, полностью исключает затраты электроэнергии на

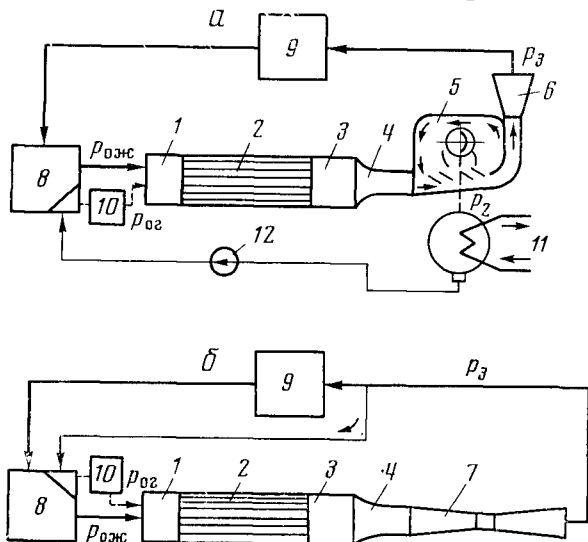


Рис. 1. Принципиальные схемы тепловых нагнетателей: а — одно- или двухкомпонентная схема с сепарацией; б — однокомпонентная схема с конденсацией; 1 — формирователь поршневого потока; 2 — разгонные каналы; 3 — ресивер; 4 — двухфазное сопло; 5 — сепаратор; 6 — диффузор; 7 — конденсатор-диффузор; 8 — источник тепла (реактор); 9 — теплообменник (парогенератор); 10 — газораспределитель; 11 — конденсатор пара; 12 — конденсатный насос

прокачку теплоносителя. Начальное давление пара в цикле такой схемы обеспечивается работой конденсатора-диффузора.

Оценим экономию электрической энергии на собственные нужды для схемы с сепарацией по сравнению с обычной схемой с механическим или МГД-насосом.

Мощность, потребляемая циркуляционным насосом в схемах без теплового нагнетателя, равна

$$N_{ц} = G_{ж} (p_3 - p_{0ж}) / \rho_{ж} \eta_{п}, \quad (1)$$

где $G_{ж}$ — расход жидкости (теплоносителя); $p_3 - p_{0ж}$ — напор, необходимый для покрытия потерь в источнике тепла 8 и теплообменнике 9 (см. рис. 1); $\rho_{ж}$ — плотность жидкости; $\eta_{п}$ — к.п.д. насоса. Мощность, необходимая для привода конденсатного насоса в схеме с тепловым нагнетателем (рис. 1, а)

$$N_{к} = G_{г} (p_{0г} - p_2) / \rho_{к} \eta_{к}, \quad (2)$$

где $G_{г}$ — расход газа (пара); $p_{0г}$ — начальное давление газа; p_2 — давление газа после сепаратора; $\rho_{к}$ — плотность конденсата.

Экономия энергии на собственные нужды равна

$$1 - \frac{N_{к}}{N_{ц}} = 1 - \frac{G_{г} (p_{0г} - p_2) \rho_{ж}}{G_{ж} (p_3 - p_{0ж}) \rho_{к}}. \quad (3)$$

При $G_{г}/G_{ж}=0,1$, $\rho_{ж}=1244 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{к}=432 \text{ кг/м}^3$ (Li и Cs соответственно) и при условии, что $p_{0г}-p_2=p_3-p_{0ж}$, $1-N_{к}/N_{ц}=71\%$. Если рабочим телом является водяной пар (в контурах на эвтектиках Sn—Bi—Pb, Sn—Bi, Pb—Bi) $1-N_{к}/N_{ц}=99\%$ ($G_{г}/G_{ж}=0,01$, $\rho_{ж}=10\,200 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{к}=1000 \text{ кг/м}^3$).

Рассмотрим работу элементов теплового нагнетателя.

Формирователь поршневого потока. В конструкцию формирователя (рис. 2) положен принцип действия пневматического переключателя потока с вихревой камерой 1 [16]. Из-за наличия центробежных сил в камере поток истекает через один из двух сточных патрубков 2 в зависимо-

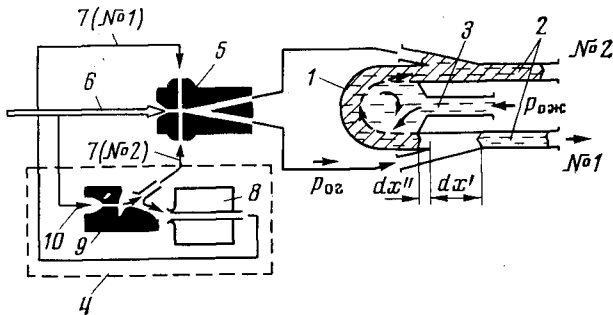


Рис. 2. Схема формирователя поршневого потока и газораспределителя: 1 — тупиковая камера; 2 — разгонные каналы; 3 — подача жидкого металла; 4 — генератор колебаний; 5 — струйный усилитель; 6 — магистраль силового газа; 7 — импульсные линии; 8 — газовая емкость; 9 — стенка; 10 — сопло

сти от направления вихря. Истечение через другой сточный патрубок возможно только после остановки вихря, обладающего существенным моментом количества движения. Этот момент преодолевается силами давления порций газа, которые поочередно вводятся в каждый из патрубков 2 с заданной частотой f . Величина давления газа в момент его напуска в патрубки оказывается выше давления жидкой фазы, вводимой в центральный патрубок 3.

Определим параметры, характеризующие работу формирователя. Предельные частоты переключений получим, сопоставляя силы инерции жидкости, колеблющейся в вихревой камере, с силами давления в газоподводящих патрубках

$$f = (p_{ог} - p_{ож}) S_0 \bar{\tau}_{зап} / LG_{ж}. \quad (4)$$

Здесь S_0 — площадь поперечного сечения проточной части переключателя (в месте подвода газа); L — расстояние по дуге между свободными границами жидкой фазы (рис. 2); $\bar{\tau}_{зап}$ — безразмерная длительность ввода газовой дозы является отношением длительности ввода газа к периоду рабочего цикла и определяется конструкцией газораспределителя. В испытанных нами формирователях $\bar{\tau}_{зап} = 0,25 - 0,35$. Предельная частота переключений уменьшается с ростом расхода жидкости, размеров проточной части L .

Другие параметры формирователя получим, рассмотрев динамическое состояние жидкой дозы («поршня») и жидкости, заполняющей камеру и частично разгонные каналы, в момент газовпуска в канал № 1 и заливки жидкой дозы в канал № 2, когда достигаются максимальное давление газовой дозы $p_{ог}$ и минимальное значение $p_{ож}$.

Движение жидкой дозы описывается уравнением

$$\frac{G_{ж}}{2f} \frac{d^2 x'}{d\tau^2} = (p_{ог} - p_2) S - F_1, \quad (5)$$

где p_2 — противодействие в рабочих каналах. В момент газовпуска движение жидкости, заключенной в объеме камеры, указанном на рис. 2 штриховой линией, вызвано перепадом давлений $p_{ог} - p_{ож}$. Уравнение дви-

жения этой жидкости имеет вид

$$LS\rho_{ж}(d^2x''/d\tau^2) = (p_{ог} - p_{ож})S - F_2. \quad (6)$$

Здесь F_1 и F_2 — силы трения; S — поперечное сечение каналов и газоподводящих патрубков; x' и x'' — перемещения границ раздела газ — жидкость (рис. 2). Мгновенный расход газа при его впуске равен $(dx'/d\tau) + (dx''/d\tau)S\rho_{ог}$ и обусловлен также перепадом давлений на газораспределителе $p_{иг} - p_{ог}$ ($p_{иг}$ — давление в источнике газа). Средний во времени расход газа связан с мгновенным соотношением

$$G_r = \bar{\tau}_{зап} \left(\frac{dx'}{d\tau} + \frac{dx''}{d\tau} \right) S\rho_{ог}. \quad (7)$$

Третье уравнение получим, связав расход газа с перепадом давлений в газоподводящих линиях

$$\xi_{гр} (G_r \rho_{ог} / 2S^2 \rho_{иг}^2) = p_{иг} - p_{ог}. \quad (8)$$

Здесь $\xi_{гр}$ — коэффициент потери напора в газораспределителе; $\rho_{иг}$ — плотность газа в источнике.

Из (5) — (8) можно определить параметры формирователя потока.

Выполним простые преобразования системы. Поскольку в камерном формирователе поршневого потока движение жидкой фазы вызвано перепадом давлений $p_{ог} - p_{ож}$ и $p_{ог} - p_2$, выделим средний перепад

$$\Delta p_{ср} = [(p_{ог} - p_{ож}) + (p_{ог} - p_2)] / 2. \quad (9)$$

При однопоршневом режиме работы разгонного устройства заливка жидкой дозы в «продутый» канал происходит при давлении $p_{ож} = p_2$ и $\Delta p_{ср} = p_{ог} - p_{ож}$. Уравнение (8) перепишем в виде

$$G_r \rho_{ог} / 2 (p_{иг} - p_{ог}) \rho_{иг}^2 S^2 = \xi_{гр} / \bar{\tau}_{зап}, \quad (10)$$

домножив обе части (10) на величину $\Delta p_{ср} S^2 \rho_{ж}^2 / G_{ж}^2$, являющуюся средним давлением, деленным на величину скоростного напора жидкости при ее впуске в канал. В результате получим комплекс

$$K^2 = (G_r^2 / G_{ж}^2) (\Delta p_{ср} / p_{иг} - p_{ог}) (\rho_{ж} \rho_{ог} / \rho_{иг}^2), \quad (11)$$

связывающий рабочие параметры формирователя и ускорительных каналов. Этот комплекс используем при обобщении опытных данных.

В качестве независимой переменной выберем безразмерную начальную длину жидкой дозы l_0/D , величина которой при работе разгонного устройства достаточно просто может быть задана частотой следования доз и расходом жидкой фазы $D = \sqrt{4S/\pi}$. Постоянство длин жидких доз l_0 отмечено в опытах с тремя камерными формирователями*. Длина «поршней», следовавших друг за другом, в эксперименте не отличалась более, чем на $\pm 10\%$.

Величины комплекса K , рассчитанные по (11), представлены на рис. 3. Величины давлений определялись экспериментально емкостными датчиками давления [17]. На рис. 4 представлены отношения максимального давления газа при газовпуске к давлению жидкости на входе в формирователь в зависимости от x_0/l_0 для различных l_0/D , где x_0 — начальная длина газовой дозы в канале. Как следует из этих данных, превышение начального давления газовой фазы над начальным давлением жидкости составляет полтора — два раза.

Газораспределитель. В рассмотренном формирователе поршневого потока длительность фаз процесса определена работой элемента, с помощью которого в разгонные каналы подаются порции газа либо пара

* Опыты проводились в ИЭД АН УССР в 1971—1974 гг.

(8 на рис. 1). В опытах с формирователями потока использовались механические газораспределители с вращающимися золотниками. Применение в качестве газораспределителей элементов струйной автоматики позволяет полностью лишить нагнетательную систему подвижных элементов. На рис. 2 представлена принципиальная схема газораспределителя, состоящего из аэродинамического генератора колебаний (АГК) 4 и

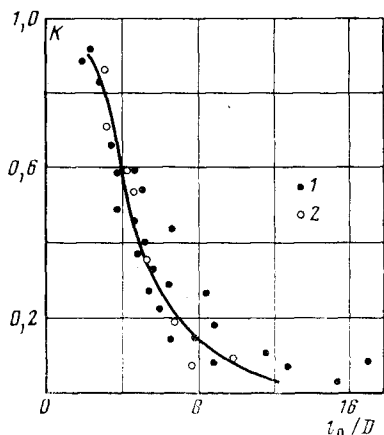


Рис. 3. Безразмерный комплекс K для гидродинамических формирователей потока: 1 — $D=42$ мм, вода — воздух; 2 — $17,5$ мм, олово — водяной пар

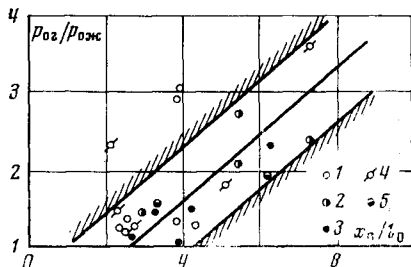


Рис. 4. Отношение начальных давлений фаз $p_{0г}/p_{0ж}$ в зависимости от безразмерной длины газовой и жидкой фаз: 1 — $l_0/D=3,60$; 2 — $4,44$; 3 — $5,15$; 4 — $6,01$; 5 — $8,25$

струйного усилителя с запоминанием сигнала 5 [16]. Рабочий газ или пар подается от источника по каналу 6 в струйный усилитель 5.

Поток силового газа направляется в тот или иной канал разгонного устройства в зависимости от давления в импульсных линиях. Сигнал, управляющий струйным усилителем, в виде этого давления формируется в аэродинамическом генераторе колебаний. Автоколебания давления в импульсных линиях 7 возникают из-за неоднозначности условий отрыва потока и возвращения его к профилированной стенке 9. Поток в АГК истекает из сопла 10, омывает стенку 9, «прилиная» к ней (эффект Коанда), и поступает в приемник давления камеры 8. В последней давление повышается, а вместе с ним повышается давление и в импульсном трубопроводе 7 (№ 1). В струйном усилителе 5 поток рабочего газа перебрасывается в газоподводящий канал 3 (№ 1) формирователя поршневого потока. При наполнении камеры 8 и создании за счет этого противодействия в потоке, истекающем из сопла 10 в АГК, поток отрывается от стенки 9, камера 8 опустошается, а струя из сопла 10 направляется в приемник давления импульсной линии 7 (№ 2). Частота переключений регулируется объемом емкости 8.

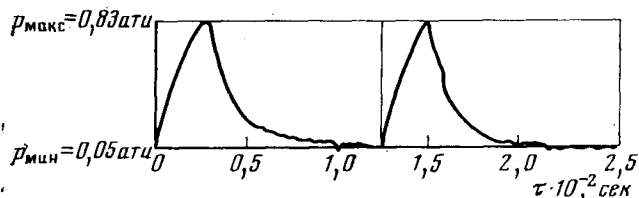


Рис. 5. Давление газа в газоподводящих патрубках формирователя потока

На рис. 5 представлена осциллограмма давления в газоподающем патрубке формирователя потока. В этом случае газораспределитель и формирователь поршневого потока работали при длительности заполнения $\tau_{зап}=0,45$ и частоте следования поршней в каждом канале 80 гц. Амплитуда давления составила $0,78$ ат.

Работа ускорительных каналов. Доза жидкости, отделенная порцией газа от сплошного потока, движется в канале разгонного устройства уско-

ренно. На заднем торце появляются неустойчивости поверхности раздела типа Релея — Тейлора, которые затем развиваются в процессе формирования газовой каверны. Передний фронт жидкой дозы, движущейся ускоренно, устойчив в отличие от заднего.

В работе [18] исследовано количество каверн, образующихся на заднем торце, а в [12] экспериментально определена скорость проникновения каверны в жидкую дозу. Вытесняемая каверной жидкость движется по стенкам канала со скоростью, существенно меньшей скорости жидкой дозы, и затем диспергируется газом, находящимся за «поршнем». К моменту слияния лобовой точки каверны с передним торцом жидкого поршня давление газовой дозы остается достаточно большим. Несработанный теплоперепад при неблагоприятных режимах ($l_0/D > 6$) достигает 30% от изэнтропного. Уменьшить эти потери можно за счет дополнительного расширения газа в двухфазном сопле, расположенном за разгонным каналом. Между каналами, которых в разгонном устройстве может быть несколько десятков пар, и двухфазным соплом помещен ресивер, стабилизирующий работу сопла. В последнем диспергированная жидкость дополнительно ускоряется. В [13] выполнен анализ работы каналов для ускорения жидких доз. Их к.п.д. как правило, оказывается не ниже 0,55. Экспериментальные исследования работы таких каналов совместно с гидродинамическим переключателем на рабочих средах вода — воздух, олово — водяной пар, олово — азот показали, что уровень относительного внутреннего к.п.д. разгонных каналов может составить 0,60—0,65 (рис. 6) даже без дополнительного расширения в двухфазном сопле. Работа двухфазных сопел Лаваля исследована достаточно полно [15] и здесь рассматриваться не будет. Однако отметим, что уровень к.п.д. для них при степени сухости 0,05—0,15 ниже, чем у рассматриваемых здесь устройств для ускорения поршневых потоков.

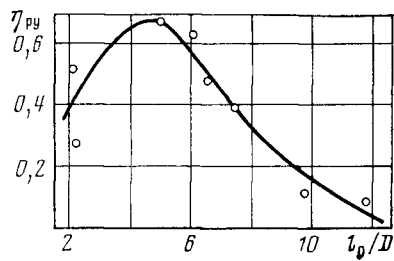


Рис. 6. Относительный внутренний к.п.д. разгонных каналов

Сепаратор. Экспериментальные исследования устройств для сепарации идеализированных (неразрушившихся) поршневых потоков показали, что к.п.д. сепараторов может составить 0,7 при $\beta=2^*$. С увеличением промежутков между соседними жидкими дозами до $\beta=5$ или при полном разрушении жидких доз и малых частотах потока (10 сек^{-1}) этот к.п.д. падал до 0,1. Результаты опытов, проведенных в ИЭД АН УССР с сепаратором, сочлененным с парой разгонных каналов, показали, что основные потери обусловлены сливанием диспергированных доз жидкости.

Сочетание многоканального разгонного устройства и двухфазного сопла позволяет получить достаточно обнадеживающие результаты по скоростной сепарации «гомогенных» двухфазных потоков. Приведенные в [19] данные об испытании сепаратора ударного типа с повторной инжекцией показали, что его к.п.д. при указанной выше сухости может достигать значений 0,8. Наши опыты с сепараторами для практически стационарного двухфазного потока показали, что этот к.п.д. не превышает 0,45 даже без повторной инжекции теряемой жидкости. Применение повторной инжекции приводило к снижению к.п.д. до 0,30. Низкий уровень к.п.д. исследованных моделей в значительной мере определен их размерами. Так, поперечные размеры каналов сепаратора обычно не превышали толщины пограничного слоя. Анализ совместной работы сепаратора и нагрузочных линий дан в [14].

Диффузор-конденсатор. Результаты опытов с однокомпонентными схемами, включающими ускорительные устройства на поршневых потоках,

* β — отношение общей длины, жидкой и газообразной дозы к длине жидкой дозы.

отсутствуют, однако реализация таких схем возможна при использовании диффузора-конденсатора вместо сепаратора, применяемого в двухкомпонентных циклах.

Абсолютный внутренний к.п.д. такого комбинированного устройства определим, отнеся сумму реализованных работ расширения в разгонных каналах и в двухфазном сопле к располагаемой работе расширения

$$\eta_i = \eta_i \eta_{oi} = \frac{\eta_{oir} G_{on} (i_0 - i_2) + \eta_{oic} (i_2 - i_3) G_{2n}}{G_{on} (i_0 - i_3)} \eta_i \eta_d \quad (12)$$

Здесь η_{oir} — относительный внутренний к.п.д. каналов для разгона поршневого потока; η_{oic} — такой же к.п.д. двухфазного сопла; G_{on} — расход пара на формирователе поршневого потока; G_{2n} — расход пара на выходе из каналов; i_0, i_2, i_3 — энтальпии пара в сечениях тракта; $\eta_i = (i_0 - i_3) / (i_0 - q_3)$; η_d — к.п.д. диффузора; q_3 — энтальпия жидкости на выходе из диффузора.

Если интенсивность тепло- и массообмена в каналах ускорения поршневого потока определить коэффициентом

$$\alpha = (G_{on} - G_{2n}) (i_0 - q_2) / G_{on} (i_0 - i_2) \quad (13)$$

(q_2 — энтальпия жидкости на выходе из сопла), то (12) можно преобразовать в выражение

$$\eta_i = [\eta_{oir} \bar{H}_p + \eta_{oic} (1 - \bar{H}_p) (1 - \alpha \eta_{ir})] \eta_i \eta_d, \quad (14)$$

где \bar{H}_p — доля располагаемого перепада, использованная в каналах ускорения поршневого потока; $\eta_{ir} = (i_0 - i_2) / (i_0 - q_2)$ — термический к.п.д. этих каналов.

При $\eta_{oir} = 0,5$, $\bar{H}_p = 0,7$, $\eta_{ir} = 0,25$, $\eta_{oic} = 0,4$, $\alpha = 0,3$, $\eta_i = 0,3$ и $\eta_d = 0,8$ к.п.д. всего устройства $\eta_i = 0,11$.

Таким образом, тепловые нагнетательные системы, рассмотренные выше, состоят из элементов, работоспособность которых доказана экспериментально. Внутренний к.п.д. нагнетательной системы не сказывается на эффективности основного паросилового блока и определяет только уровень необратимых потерь в контуре, транспортирующем тепло от реактора к парогенератору.

Институт электродинамики
Академии наук УССР

Поступила в редакцию
25 XII 1975

ЛИТЕРАТУРА

1. Т. Х. Маргулова. Атомные электрические станции. «Высшая школа», 1969.
2. Д. Д. Калафати, В. М. Козлов. Термодинамика жидкометаллических МГД-преобразователей. Атомиздат, 1972.
3. А. А. Канаев, И. З. Колп. Судовые и стационарные жидкометаллические энергетические установки. «Судостроение», М.—Л., 1968.
4. Д. Эллиот. Ракетная техника, № 10, 21, 1962.
5. Д. Эллиот. ППТЭЭ и ТЭ, № 12, 3, 1965.
6. Д. Эллиот. Вопросы ракетной техники, № 1, 8, 1966.
7. Э. Э. Шпильрайн, К. А. Якимович. Теплофизика высоких температур, 3, № 5, 26, 1965.
8. Б. Г. Богомолов и др. Electricity from MHD. Proc. of a Symp. Warsaw. IAEA, Vienna, 3, 1968, p. 1563.
9. А. П. Севастьянов. Автореф. канд. дис. МЭИ, 1968.
10. Р. Рейдеболд и др. ППТЭЭ и ТЭ, № 7, 8, 1969.
11. А. П. Севастьянов и др. Electricity from MHD. Proc. of a Symp. Warsaw. IAEA, Vienna, 3, 1968, p. 1613.
12. К. И. Ким и др. Тез. докл. на VII Всес. совещании по магнитной гидродинамике. «Зинатне», Рига, 1972.
13. А. Ф. Колесниченко и др. В сб. Электроэнергетика и магнитная гидродинамика. «Техніка», Киев, 1974, стр. 138.
14. А. Ф. Колесниченко и др. В сб. Электроэнергетика и магнитная гидродинамика. «Техніка», Киев, 1974, стр. 143.
15. И. М. Пчелкин и др. В сб. Тепломассоперенос в одно- и двухфазных средах. «Наука», 1971, стр. 39.
16. Л. А. Залманзон. Теория элементов пневмоники. «Наука», 1969.
17. Ю. В. Бойко и др. Проблемы технической электродинамики, № 51, 122, 1975.
18. М. А. Лаурентьев, Б. В. Шабат. Проблемы гидродинамики и их математические модели. «Наука», 1973.
19. Д. Богданов. ППТЭЭ и ТЭ, № 8, 136, 1969.