

ВЛИЯНИЕ МАСЛА НА МОЩНОСТЬ РОТАЦИОННОГО ДЕТАНДЕРА С ЧЕТЫРЬМЯ ПЕРЕСЕКАЮЩИМИСЯ ПЛАСТИНАМИ

А. А. Мерти, С. Норрис, А. Субианторо

Оклендский университет, г. Окленд, 1142, Новая Зеландия

Перевод с английского

М. А. Федорова

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Смазка играет важную роль в машиностроении. Масло герметизирует внутренние зазоры, предотвращая утечки, уменьшает трение и охлаждает конструктивные элементы. Настоящее исследование проведено для изучения влияния впрыскиваемого масла на мощность детандера. Марки полиэфирных смазочных масел (марки 48 и 68) были испытаны в различных условиях эксплуатации. Прототип детандера представляет собой ротационную конструкцию с четырьмя пластинами, снабженную двумя пересекающимися элементами. Была спроектирована и построена экспериментальная испытательная установка. Индикаторная диаграмма, отражающая зависимость давления от угла поворота ротора, получена с помощью шести датчиков давления, расположенных в рабочей камере, на основе чего были проанализированы особенности процесса расширения ротационного детандера с четырьмя пересекающимися пластинами. При проведении эксперимента в качестве рабочего тела использовался сжатый воздух, но в конечном итоге предполагается применение разработки в парокompрессионной холодильной системе. Экспериментальное исследование показало, что ротационно-пластинчатый детандер стабильно работал при различных условиях эксплуатации. Экспериментальные результаты показали, что при использовании менее вязкого масла (класс POE 46) коэффициент подачи увеличился с 23,2 % до 27,2 %. Адиабатный КПД понизился с 22,5 % до 18,1 % при использовании масла с более высокой вязкостью (класс POE 68).

Ключевые слова: роторно-лопастной детандер, расширение, масло, трение, эффективность.

Перевод публикуется с разрешения авторов и оргкомитета серии конференций IOP: «Материаловедение и инженерия» (IOP Conference Series Materials Science and Engineering) (Лондон, 2021).

1. Введение

В последние годы снижение энергопотребления стало ключевым аспектом во всех областях применения, и эта тенденция сохранится в ближайшие годы, включая холодильные системы [1]. Эта проблема может быть эффективно решена за счет использования более энергоэффективных систем и более чистых методов выработки энергии. Одним из таких методов является повышение энергоэффективности холодильной системы за счет рекуперации отработанной энергии в процессе расширения. Обычные дроссельные заслонки не способны производить работу, поэтому в качестве альтернативы была рассмотрена идея использования детандера. Детандеры можно разделить на машины объемного действия, например, ротационно-пластинчатые, поршневые, винтовые, спиральные, и на машины динамического действия, например, радиальные и осевые турбины [2]. Был проведен ряд экспериментальных исследований различных конструкций детандера, включая винт [3], спираль [4], возвратно-поступательный [5, 6], поворотный поршень [7], качающийся поршень [8],

поворотную пластину [9], поперечную пластину [10] и машины с вращающимися пластинами [11], которые направлены на повышение эффективности детандера. Среди потенциальных концепций поворотный механизм, как правило, более компактен, не требует всасывающих / нагнетательных клапанов, работает с меньшим шумом, имеет меньшую вибрацию, но, как правило, характеризуется утечками и / или значительным трением. Поэтому смазка имеет решающее значение для достижения высокой мощности и хорошей надежности в ротационной машине [12].

Опубликованы различные исследования по смазке компрессоров. Так, Окома и Онода [13] рассматривают различные способы подачи масла для системы перепада давления, системы переноса газа, системы пластинчатых насосов и ротационных компрессоров. В системе с перепадом давления масляный колпачок закрывает всасывающий патрубок коленчатого вала, а труба подачи масла от масляного колпачка опускается в масляный поддон. На другом конце масляной магистрали внутри коленчатого вала она соединена с давлением всасывания, и поэтому масло из масляного поддона под

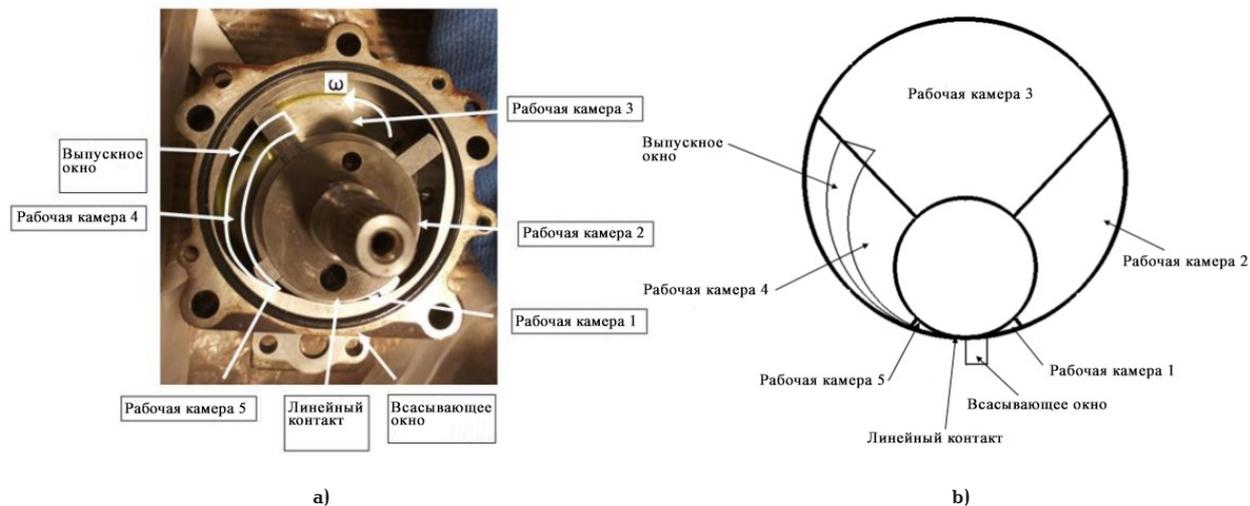


Рис. 1. а — прототип детандера; б — схемы прототипа детандера
 Fig. 1. a — The Expander Prototype; b — Schematics of expander prototype

давлением нагнетания всасывается в масляную магистраль внутри коленчатого вала через трубопровод подачи масла. Однако эта система чувствительна к изменениям нагрузки, поэтому скорость подачи масла становится нестабильной. Де Паеппе и др. [14] изучали влияние распыления масла на рабочий процесс винтового воздушного компрессора. Они пришли к выводу, что распыление масла значительно увеличивает теплопередачу. Однако это существенно не повлияло на производительность компрессора. Было замечено, что снижение температуры масла улучшило производительность детандера, в то время как изменение расхода масла дало лишь небольшой прирост. Валенти и др. [15] провели экспериментальное исследование теплового эффекта смазочного масла в среднеразмерном пластинчатом воздушном компрессоре. Результаты показали, что капли масла диаметром порядка 100 мкм привели к значительному снижению как температуры, так и работы сжатия. Следует отметить, что конструкция системы смазки детандера имеет свои особенности. Это связано с низким давлением на выходе и температурными условиями работы, например, в холодильной системе с хладагентом R22 давление на выходе и температура детандера составляют 3,5–4,1 бар (абс) и от -5 до 1 °C соответственно [17]. Это отличается от компрессора, в котором давление нагнетания и температура намного выше. Поэтому важен выбор смазочного масла для детандера, который зависит от условий эксплуатации, таких как давление и температура. Следует отметить, что вязкость масла увеличивается с понижением температуры. Чрезмерное увеличение или уменьшение вязкости может привести к необратимым изменениям характеристик масла, что может привести к повреждению системы смазки прототипа.

Приведенный выше обзор показывает, что смазка компрессора относительно хорошо изучена. Однако, насколько известно авторам, никаких исследований по смазке детандера ранее не проводилось [16].

Это исследование направлено на восполнение существующего пробела. Большинство механизмов детандера (спиральный, винтовой, поршневой и т.д.) нуждаются в смазке, но исследование посвящено в основном влиянию смазочного масла на ротацион-

ный детандер с четырьмя пластинами, содержащими два пересекающихся элемента, который далее будет называться детандером с четырьмя пересекающимися пластинами. Этот прототип ранее был испытан в холодильной системе [17]. Конструкция отличается от обычных ротационно-пластинчатых машин тем, что четыре пластины образованы двумя пересекающимися удлиненными элементами. Кроме того, хотя ротор имеет круглую форму, как в обычных ротационно-пластинчатых машинах [например, 7, 17, 22], внутренняя стенка статора не круглая, как показано на рис. 1а. Такая конфигурация приводит к уменьшению потерь на трение, но может усилить внутренние утечки. Более подробное описание механизма можно найти в [17]. Масло подается во впускной патрубок детандера, далее анализируется его влияние на производительность детандера, в частности на коэффициент подачи, адиабатный КПД и результирующий момент на валу. Настоящее исследование предоставляет ученым и инженерам полезную информацию для выбора подходящего смазочного масла для оптимизации работы детандера.

2. Прототип детандера

На рис. 1а и б показан прототип детандера. В основном он состоит из круглого ротора с четырьмя пластинами. Пластины выполнены из двух взаимно пересекающихся удлиненных элементов. Внутренняя стенка статора не круглая, но сконструирована таким образом, чтобы свести к минимуму зазоры между периферийными кромками пластин и стенкой. Основные геометрические параметры детандера приведены в табл. 1. Как показано на рис. 1, четыре пластины и линейный контакт между ротором и статором разделяют пространство на несколько рабочих камер. Всасывающее отверстие расположено вблизи линейного контакта между ротором и статором. Рабочее тело под высоким давлением поступает в детандер через окно подачи в полость рабочей камеры 1. Объем каждой рабочей камеры изменяется по мере вращения ротора. Процесс всасывания заканчивается, и процесс расширения начинается, когда пластина поворачивается на 90° . По мере увеличения объема камеры, давление рабочего тела уменьшается и максимальный объем камеры достигается, когда пластина находит-

Таблица 1. Основные размеры прототипа детандера
Table 1. Main dimensions of the expander prototype

Наименование	Значение
Радиус ротора	27,7 мм
Радиус статора	40,7 мм
Длина цилиндра	38,6 мм
Толщина пластин	8 мм
Диапазон углов входного окна	10° – 90°
Диапазон углов выходного окна	225° – 340°

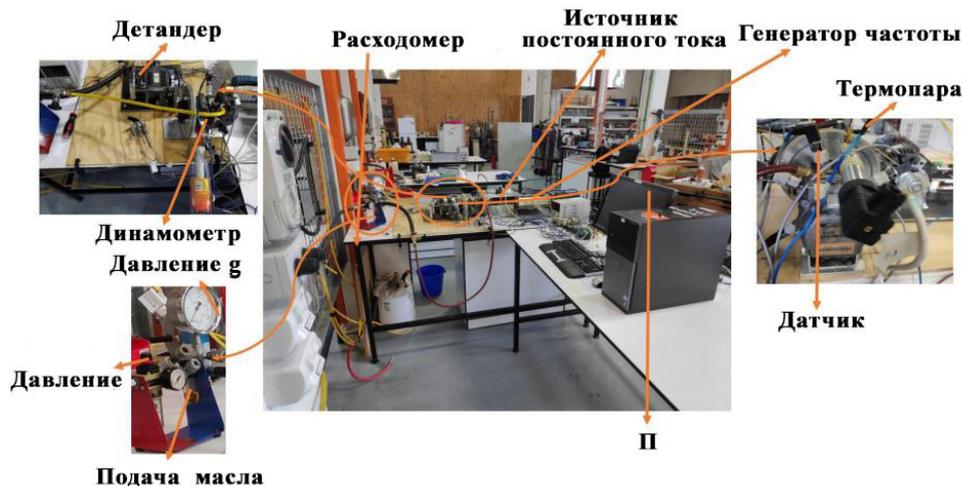


Рис. 2. Экспериментальная установка
Fig. 2. The experimental rig

ся в положении 225°, начинается процесс вытеснения, который продолжается до 340°. Выпускное окно не достигает 360°, чтобы уменьшить перетечки из всасывающего окна в выпускное. Таким образом, в интервале от 340° до 360° рабочее тело может подвергнуться кратковременному процессу сжатия. Геометрический коэффициент объемного расширения прототипа разработанного детандера составляет 8,3. Если геометрический коэффициент объемного расширения слишком велик для данных рабочих условий, рабочее тело расширяется дольше, чем необходимо, что приводит к падению давления ниже давления на выходе (чрезмерное расширение). И наоборот, низкий геометрический коэффициент объемного расширения приводит к недостаточному расширению. Как чрезмерное, так и недостаточное расширение влияет на эффективность детандера.

3. Экспериментальная установка

На рис. 2 показана экспериментальная испытательная установка. Для оценки основных характеристик детандера, в частности коэффициента подачи, адиабатного КПД и крутящего момента на выходном валу при различных давлениях и скоростях вращения были проведены эксперименты. В качестве рабочего тела использовался сжатый воздух. Максимальное давление в сосуде для сжатого воздуха в лаборатории составляло 8 бар, соответственно, детандер был испытан при давлении подачи да 5 бар, чтобы обеспечить стабильный поток воздуха. Давление подачи в детандер изменялось с помощью регулятора давления, а расширенный воздух сбрасывался в атмосферу. Для измерения

мощности, вырабатываемой детандером, использовался динамометр. Выходной крутящий момент был рассчитан путем умножения измеренного усилия на датчике нагрузки на длину плеча рычага (равную 0,2 м). Выходная мощность детандера была рассчитана на основе крутящего момента и частоты вращения детандера. Расходомером, использованным в этом эксперименте, был поплавковый ротаметр Фишера и Портера GSVT 54, а скорость измерялась с помощью оптического датчика. Точность измерительных приборов приведена в табл. 2. Условия проведения экспериментов приведены в табл. 3. Все измерительные приборы были подключены к регистратору измерительных данных CR1000, разработанному и изготовленному компанией Campbell Scientific. Технические характеристики смазочных масел приведены в табл. 4.

Определение параметров

Основными параметрами оценки эффективности детандера были выходная мощность, адиабатный КПД и коэффициент подачи.

Коэффициент подачи — это отношение теоретического массового расхода к фактическому массовому расходу, которое определяется в соответствии с уравнением 1.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{th}}{\dot{m}_{act}} \quad (1)$$

Теоретическая массовая производительность рассчитывается по уравнению 2.

$$\dot{m}_{th} = p_{suction} \cdot V_{suction} \cdot N \cdot n, \quad (2)$$

Табл. 2. Точность измерительных приборов
Table 2. Accuracy of the measuring devices

Прибор	Точность	Единица измерения
Термопара (Т-образный тип)	+ 0,5	°C
Тензодатчик (Датчик НТС TAL220)	+ 0,01	g
Диапазон частот генератора FS: от 1 до 10 МГц (Black star Apollo 100)	0,02 % + 0,01%	Полная шкала (FS)
Датчик давления Диапазон FS: от 0 до 25 бар (g) (Danfoss AKS 33)	+ 0,3%	Полная шкала (FS)
Датчик скорости (Optek/ TT electronics OPB705WZ)	+ 5	Обороты в минуту

Табл. 3. Основные параметры тестирования
Table 3. Main testing parameters

Наименование	Значение
Входное давление	4 – 5 бар (g)
Давление вытеснения	0 бар (g)
Рабочая скорость	295 – 1350 об/мин
Рабочее тело	Смесь сжатого воздуха и масла

Табл. 4. Типичные физические характеристики масла [23, 4]
Table 4. Typical physical characteristics of the lubricating oil

ISO виды рабочего тела	Кинематическая вязкость	Кинематическая вязкость	Плотность (кг/л)	Температура застывания
	(40 °C)	(100 °C)		(°C)
POE 46	46,8	7,3	0,978"	– 48
POE 68	72,3	9,8	0,978"	– 39
		+ @20 °C		

где \dot{m}_{th} — теоретическая производительность при отсутствии утечки, а \dot{m}_{act} — объемная производительность детандера в реальных экспериментальных условиях, всасывание — объем всасывания, который представляет собой объем рабочей камеры под углом 90°, N — скорость вращения детандера, n — количество лопастей и p suction определяют плотность всасываемого рабочего тела.

Адиабатный КПД детандера был рассчитан с использованием уравнения 3:

$$\eta_{ad} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out, is}}, \quad (3)$$

где h_{in} — энтальпия на входе, h_{out} — энтальпия на выходе и $h_{out, is}$ — энтальпия на выходе для адиабатного расширения до того же давления на выходе. Теплофизические свойства рабочего тела были получены с использованием базы данных CoolProp [8].

Каждое экспериментальное исследование сопровождается погрешностями, возникающими из-за погрешностей измерительных приборов. Для вычисления погрешностей в данном исследовании использовалось уравнение 4.

$$\delta R = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2}, \quad (4)$$

где ∂R — ошибка, распространяемая на общие косвенные измеренные параметры, а δx_i — ошибка непосредственно измеренного параметра, относящегося к ∂R .

4. Результаты

Для изучения внутренних рабочих процессов ротационного детандера с четырьмя пересекающимися пластинами в прототипе были установлены шесть датчиков давления для измерения давления в камере в различных положениях, как показано в табл. 5. На рис. 3 показано изменение давления в рабочих камерах прототипа, соответствующее углу поворота, когда частота вращения детандера составляла 1120 об/мин. Идеальная индикаторная диаграмма при постоянных давлениях подачи и вытеснения и адиабатном процессе расширения также показана и называется «идеальным» случаем. Можно заметить, что действительный процесс работы детандера отличался от идеального случая. В экспериментах давление падало во время всасывания, что доказывает, что всасывающий поток не соответствует скорости увеличения объема. Это может указывать на то, что всасывающее отверстие было слишком маленьким. На стадии расширения давление падало менее быстро, чем в идеальном/адиабатном случае. Это произошло главным образом из-за внутренних

Таблица 5. Положение датчика давления и температуры
Table 5. Pressure and temperature sensor position

Датчик	Положение (°)
P1	0° – 30°
P2	30° – 120°
P3	120° – 225°
P4	225° – 330°
P5	330° – 360°
P6	Всасывающий патрубок (10°)
T1	Всасывающий патрубок
T2	Выпускной патрубок

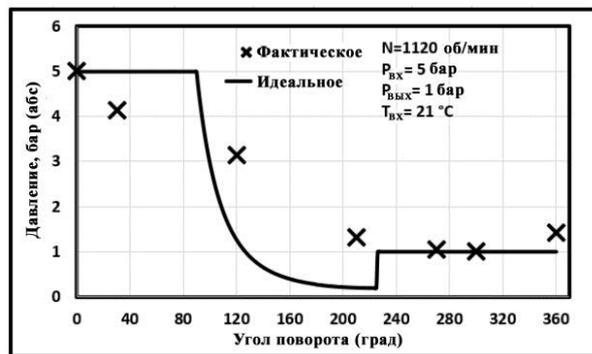
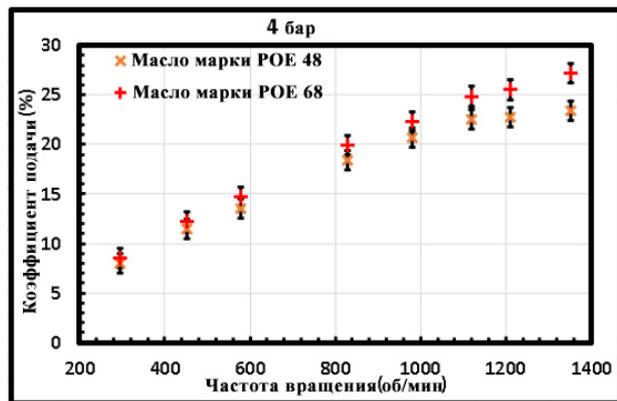
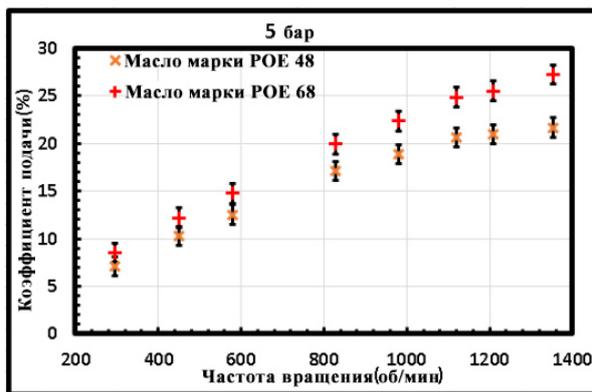


Рис. 3. Изменение давления в зависимости от угла поворота
Fig. 3. Pressure change versus rotational angle

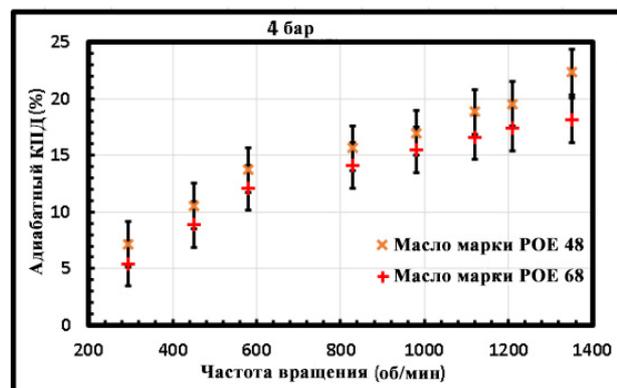


a)

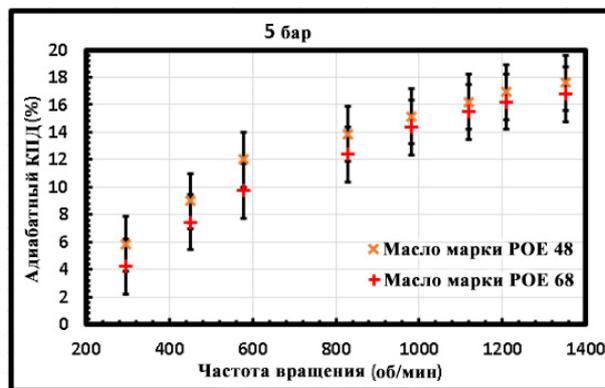


b)

Рис. 4. Изменения коэффициента подачи в зависимости от частоты вращения
Fig. 4. Variations of volumetric efficiency with respect to rotational speed



a)



b)

Рис. 5. Изменение адиабатного КПД в зависимости от частоты вращения
Fig. 5. Variations of adiabatic efficiency with respect to rotational speed

утечек и теплопередачи в расширяющуюся жидкость. В конце процесса вытеснения давление немного повысилось, поскольку выпускная канавка расширилась только до 340°. Следовательно, от 340° до 360° воздух был немного сжат.

Чтобы изучить рабочие характеристики детандера и то, как смазка влияет на него, были проведены эксперименты с использованием испытательной установки и измерительных устройств, описанных в разделе 3. Результаты эксперимента представлены на рис. 4–6. На рис. 4 показано изменение коэффициента подачи детандера при различных давлениях подачи, рабочих скоростях и сортах масла.

В этом исследовании средняя погрешность определения коэффициента подачи составляет 40,16 %. Больше давление на входе увеличивало разницу давлений на внутренних зазорах утечки. Это приводит к увеличению скорости утечки и снижению коэффициента подачи [21]. Как показано на рис. 4, коэффициент подачи увеличивается с увеличением скорости вращения детандера. Влияние скорости утечки на производительность детандера уменьшается с увеличением рабочей скорости, поэтому более высокая частота вращения приводит к более высокой объемной эффективности [9]. Более вязкое масло уменьшило скорость утечки и повы-

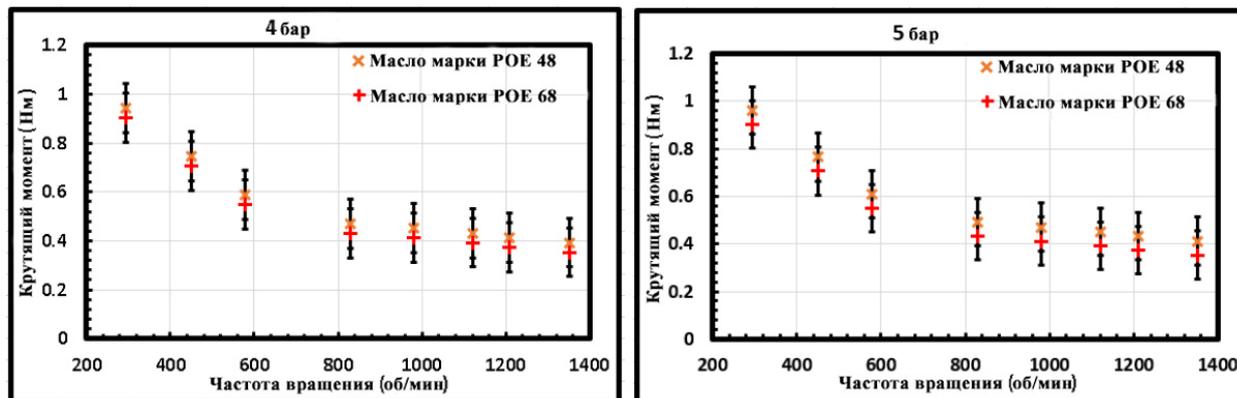


Рис. 6. Зависимость результирующего крутящего момента на выходном валу от частоты вращения
Fig. 6. Output Torque versus Rotational Speed

сило объемную эффективность. Средний расход масла для смазочных материалов марок POE 48 и 68 при давлении всасывания 4 бар (г) и 5 бар (г) составил 0,28 г/с и 0,32 г/с, а также 0,34 г/с и 0,37 г/с соответственно. Наибольший экспериментально полученный коэффициент подачи составил 27,5 % для масла POE 68 при давлении всасывания 4 бара. Во всех случаях очевидно, что более высокие коэффициенты подачи достигались при более высоких рабочих скоростях. Это было связано с тем, что интенсивность перетечек в основном зависела от перепада давления и размера зазора, но была относительно независимой от скорости вращения. Однако увеличение рабочей скорости увеличивало расход воздуха через детандер, следовательно, утечка становилась менее значительной по мере увеличения скорости, что также наблюдалось другими исследователями [8]. Относительно низкие значения коэффициента подачи свидетельствуют о серьезности внутренних утечек в расширителе и необходимости надлежащей системы смазки. Это может быть достигнуто с помощью активной системы смазки, например, с помощью масляного насоса. Насос для смазочного масла используется для циркуляции некоторого количества масла из резервуара в масляный инжектор.

Изменение адиабатного КПД детандера в зависимости от давления подачи, частоты вращения и различных марок масла представлено на рис. 5а, б. В этом исследовании средняя погрешность определения адиабатного КПД составляет 1 %. Можно заметить, что увеличение частоты вращения привело к повышению адиабатного КПД. Из рис. 5а, б видно, что наибольший адиабатный КПД (28 %) был достигнут при использовании масла POE 48 при давлении на входе 4 бара. Более вязкое масло приводило к большим потерям на трение. Интересно отметить, что расширители работают при более низких температурах по сравнению с компрессорами. Следовательно, фактическая рабочая вязкость масла выше по сравнению с таковой у компрессоров. Поскольку детандер испытывался в открытой системе, давление жидкости на выходе было выровнено с атмосферным давлением. Еще один фактор, который повлиял на адиабатный КПД, — то, что процесс расширения детандера происходил от 90° до 225°, что соответствует адиабатному расширению от 19 бар до 1 бар. Это означало, что при изменении входного давления могут происходить процессы избыточного или недостаточного расширения. На адиабатный КПД также влияли внутрен-

ние утечки в расширителе, которые были весьма значительными в этом исследовании, как обсуждалось выше. Отметим, что экспериментально полученный максимальный адиабатный КПД выше по сравнению с адиабатными КПД всех детандеров, работающих со сжатым воздухом в качестве рабочего тела и представленных в открытых источниках информации [16]. Результаты также показывают, что вязкость масла оказывает противоречивое влияние на эффективность детандера. Более вязкое масло увеличивало коэффициент подачи, но снижало адиабатный КПД.

На рис. 6 показано изменение среднего результирующего крутящего момента в зависимости от давления всасывания, рабочей скорости и марки масла. Средний результирующий крутящий момент увеличивался с увеличением давления всасывания. Это связано с тем, что более высокое давление на входе приводило к большему усилию, прикладываемому к пластине для вращения детандера. Однако увеличение частоты вращения привело к снижению среднего результирующего крутящего момента. Это было связано с высокими потерями на трение при более высоких скоростях вращения в результате более высокой скорости скольжения пластин и больших сил трения [20]. Смазка с более высоким содержанием масла марки POE 68 снижала результирующий крутящий момент, поскольку создавались большие потери на трение. В целом, было установлено, что утечки и потери на трение являются основными факторами низкой мощности детандера и, следовательно, для её повышения необходимо дальнейшее совершенствование прототипа.

5. Выводы

Было проведено экспериментальное исследование для определения мощности ротационно-пластинчатого детандера с четырьмя пересекающимися пластинами, используемого в качестве рабочего тела смесь сжатого воздуха и масла. Исследование проводилось при давлении подачи 4–5 бар, атмосферном давлении вытеснения и частоте вращения 295–1350 об/мин. Процесс расширения детандера был исследован с помощью шести датчиков давления. Исследовано влияние масла и условий работы на эффективность детандера сделан следующий вывод:

1. Коэффициент подачи растёт с увеличением рабочей скорости детандера, но уменьшается с уве-

личением давления подачи. Масло с более высокой вязкостью увеличило коэффициент подачи. Самый высокий коэффициент подачи был достигнут при использовании масла POE марки 68. При частоте вращения 295 об/мин коэффициент подачи детандера составлял около 8,4 %. Дальнейшее увеличение частоты вращения позволило повысить коэффициент подачи детандера до 27,5 % при частоте вращения 1350 об/мин.

2. Адиабатный КПД детандера зависел от вязкости масла, частоты вращения и давления на входе. Самый высокий адиабатный КПД составил 22,4 % для POE 48 при давлении на входе 4 бар (g). Адиабатный КПД изменялся от 7,8 % до 22,4 % в условиях эксперимента.

3. Результирующий крутящий момент, создаваемый прототипом детандера с четырьмя пересекающимися пластинами, зависит от вязкости используемого смазочного масла. Крутящий момент детандера увеличивался с увеличением рабочей скорости и увеличивался с увеличением давления подачи, но уменьшался при более вязких маслах. При использовании масла POE марки 48 самые высокие средние значения крутящего момента составляют 1,1 Нм при 295 об/мин при давлении подачи 4 бара.

4. Более вязкое масло уменьшило внутреннюю утечку и повысило коэффициент подачи, но увеличило потери на трение и, следовательно, снизило адиабатный КПД и результирующий крутящий момент.

Таким образом, проведённое исследование дает представление о характеристиках прототипа детандера с четырьмя пересекающимися пластинами. Утечки и потери на трение должны быть уменьшены для дальнейшего повышения мощности детандера. Этого можно достичь путем правильного выбора смазочного масла. Более того, было показано, что эффект смазки может быть значительным и нуждается в дальнейших исследованиях. Прототип детандера будет установлен в холодильную систему и с ним будут проводиться эксперименты в будущем.

Благодарности

Авторы хотели бы выразить признательность Мартину Райдеру и Алану Итону за вклад в создание испытательной установки.

Список источников

1. IEA, 2013. World Energy Outlook, International Energy Agency, Paris. URL: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2013>.
2. Qiu G., Liu H., Riffat S. Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31 (16). P. 3301–3307. DOI: 10.1016/i.applthermaleng.2011.06.008.
3. Li G., Lei B., Wu Y. [et al.]. Influence of inlet pressure and rotational speed on the performance of high pressure single screw expander prototype // Energy. 2018. Vol. 147. P. 279–285. DOI: 10.1016/j.energy.2018.01.034.
4. Wang M., Zhao Y., Cao F. [et al.]. Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system // International Journal of Refrigeration. 2012. Vol. 35 (4). P. 757–771. DOI: 10.1016/i.ijrefrig.2011.11.014.
5. Fukuta M., Anzai F., Motozawa M. Performance of radial piston type reciprocating expander for CO₂ refrigeration cycle //

Условные обозначения и символы

Nomenclatures

h	Энтальпия	(кДж/кг)
\dot{m}	Массовый расход	(кг/с)
p	Давление	(бар)
P	Сила	(Вт)
V	Объемный расход	(м ³ /с)
T	Температура	(К)
Греческие символы		
ω	Скорость работы	(рад/с)
ρ	Плотность	(кг/м ³)
η	Эффективность	–
q	Угол	(град.)
$\partial F_i / \partial x_i$	Производная от рассчитанных данных по отношению к независимой измеряемой переменной	
Δx_i	Погрешность непосредственно измеренного параметра, относящегося к расчетным данным	
Δy	Погрешность расчета	
Нижний индекс		
in	Входное	
is	Адиабатное	
out	Выходное	
th	Теоретическое	

International Journal of Refrigeration. 2014. Vol. 42. P. 48–56. DOI: 10.1016/i.ijrefrig.2014.02.005.

6. Ferrara G., Ferrari L., Fiaschi D. [et al.]. Energy recovery by means of a radial piston expander in a CO₂ refrigeration system // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 72. P. 147–155. DOI: 10.1016/j.iirefrig.2016.07.014.

7. Xia C., Zhang W., Bu G. [et al.]. Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. S9 (1-2). P. 559–567. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.05.050.

8. Jiang Y., Ma Y., Fu L. [et al.]. Some design features of CO₂ two-rolling piston expander // Energy. 2013. Vol. 55. P. 916–924. DOI: 10.1016/i.energy.2013.03.053.

9. Haiqing G., Yitai M., Minxia L. Some design features of CO₂ swing piston expander // Applied Thermal Engineering. 2006. Vol. 26 (2-3). P. 237–243. DOI: 10.1016/i.applthermaleng.2005.05.011.

10. Yap K. S., Ooi K. T., Chakraborty A. Introduction of the Novel Cross Vane Expander-Compressor Unit for Vapour Compression Cycle // Introduction of the novel cross vane expander-compressor unit for vapour compression cycle. International Compressor Engineering Conference Purdue. 2014. Vol. 2253. P. 1–7. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2253>.

11. Subiantoro A., Tiow O. K. Introduction of the Revolving Vane Expander // HVAC&R Research. 2009. Vol. 15 (4). P. 801–816. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390865.

12. Kim H. J., Lancey T. W. Numerical study on the lubrication oil distribution in a refrigeration rotary compressor // International Journal of Refrigeration. 2003. Vol. 26 (7). P. 800–808. DOI: 10.1016/S0140-7007(03)00050-1.

13. Okoma K. Study of lubrication mechanism for horizontal type rolling piston rotary compressor // International Compressor

Engineering Conference. 1988. Vol. 596. P. 1–8. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/596>.

14. De Paep M., Bogaert W., Mertens D. Cooling of oil injected screw compressors by oil atomization // *Applied Thermal Engineering*. 2005. Vol. 25 (17-18). P. 2764–2779. DOI: 10.1016/1.applthermaleng.2005.02.003.

15. Valenti G., Colombo L., Murgia S. [et al.]. Thermal effect of lubricating oil in positive-displacement air compressors // *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 51 (1-2). P. 1055–1066. DOI: 10.1016/i.applthermaleng.2012.10.040.

16. Murthy A. A., Subiantoro A., Norris S. [et al.]. A review on expanders and their performance in vapour compression refrigeration systems // *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 106. P. 427–446. DOI: 10.1016/i.iirefrig.2019.06.019.

17. Murthy A. A., Norris S., Subiantoro A. Experimental analysis of a refurbished heat pump refrigeration system with a four-intersecting-vane expander // *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 183 (1). P. 1–12. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116209.

18. Bell I. H., Wronski J., Quoilin S. [et al.]. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 2014. Vol. 53 (6). P. 2498–2508. DOI: 10.1021/ie4033999.

19. Jia X., Zhang B., Pu L. [et al.]. Improved rotary vane expander for trans-critical CO₂ cycle by introducing high-pressure gas into the vane slots *Machine de détente à pales rotatives pour un cycle au CO₂ transcritique, avec introduction de gaz sous pression élevée dans les ouvertures* // *International Journal of Refrigeration*. 2011. 349 (3). P. 732–741. DOI: 10.1016/i.ijrefrig.2010.12.005.

20. Subiantoro A., Yap K. S., Ooi K. T. Experimental investigations of the revolving vane (RV-I) expander // *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 50 (1). P. 393–400. DOI: 10.1016/i.applthermaleng.2012.06.009.

21. Subiantoro A., Ooi K. T. Analysis of the revolving vane (RV-0) expander, Part 1: Experimental investigations // *International Journal of Refrigeration*. 2012. Vol. 35(6). P. 1734–1743.

22. Thakur R., Murthy A. A., Subiantoro A. // *Proceedings of the 25th HR International Congress of Refrigeration, Montreal*. 2019. 187. P. 1–8. DOI: 10.18462/iir.icr.2019.0167.

23. Emkarate RL46H. URL: <https://www.climalife.co.uk/docs/EmkarateRL46H-Typical-Properties-data-sheet.pdf>.

24. Emkarate RL68H. URL: <https://www.mandtsystems.com/documents/POE-Datasheet.pdf>.

Сведения о переводчике

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Адрес для переписки: sidorova_ma79@mail.ru

Источник перевода: Murthy A. A., Norris S., Subiantoro A. Effects of Lubricating oil on the performance of a Four-Intersecting-Vane Rotary Expander // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021. Vol. 1180. 012030. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012030. Ссылка на полный текст статьи: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1180/1/012030>.

Для цитирования

Мерти А. А., Норрис С., Субианторо А. Влияние масла на мощность ротационного детандера с четырьмя пересекающимися пластинами = Murthy A. A., Norris S., Subiantoro A. Effects of Lubricating oil on the performance of a Four-Intersecting-Vane Rotary Expander / пер. с англ. М. А. Федоровой // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2022. Т. 6, № 4. С. 32–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-4-32-41.

Статья поступила в редакцию 18.10.2022 г.

© А. А. Мерти, С. Норрис, А. Субианторо

EFFECTS OF LUBRICATING OIL ON THE PERFORMANCE OF A FOUR-INTERSECTING-VANE ROTARY EXPANDER

A. A. Murthy, S. Norris, A. Subiantoro

The University of Auckland,
Auckland, 1142, New Zealand

Translated from English

M. A. Fedorova

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

Lubrication plays an important aspect in machinery. It seals internal leakage gaps, reduces friction and cools components. The present investigation is intended to test the effects of lubrication to an expander's performance. Polyester lubricating oil grades (Grade 48 and Grade 68) were tested at various operating conditions. The expander prototype is of the rotary mechanism with four vanes comprising two intersecting bars. An experimental test rig was designed and built. The pressure diagram as function of rotational angle was recorded by six pressure transducers arranged in the working chamber, based on which the features of the expansion process of the four-intersecting-vane rotary expander were analysed. To start with, the working fluid was compressed air, but the eventual intended application is in a vapour compression refrigeration system. The experimental study revealed that the rotary vane expander worked steadily at different operating conditions. The experimental results showed that the expander flow rate was generally lower with a thinner oil (POE grade 46), whereas the volumetric efficiency increased from 23,2 % to 27,2 %. The adiabatic efficiency decreased from 22,5 % to 18,1 % with a higher viscosity lubricating oil (POE grade 68).

Keywords: rotary vane expander, expansion, oil, friction, efficiency.

Printed by permission from the authors and the Centre for IOP Conference Series Materials Science and Engineering (International Conference on Compressors and their Systems) (London, 2021).

Acknowledgments

The authors would like to acknowledge the contributions of Martin Ryder and Alan Eaton to the setting up the test rig.

References

1. IEA, 2013. World Energy Outlook, International Energy Agency, Paris. URL: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2013>. (In Engl.).
2. Qiu G., Liu H., Riffat S. Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31 (16). P. 3301–3307. DOI: 10.1016/i.applthermaleng.2011.06.008. (In Engl.).
3. Li G., Lei B., Wu Y. [et al.]. Influence of inlet pressure and rotational speed on the performance of high pressure single screw expander prototype // Energy. 2018. Vol. 147. P. 279–285. DOI: 10.1016/j.energy.2018.01.034. (In Engl.).
4. Wang M., Zhao Y., Cao F. [et al.]. Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system // International Journal of Refrigeration. 2012. Vol. 35 (4). P. 757–771. DOI: 10.1016/i.ijrefrig.2011.11.014. (In Engl.).
5. Fukuta M., Anzai F., Motozawa M. Performance of radial piston type reciprocating expander for CO₂ refrigeration cycle // International Journal of Refrigeration. 2014. Vol. 42. P. 48–56. DOI: 10.1016/i.ijrefrig.2014.02.005. (In Engl.).
6. Ferrara G., Ferrari L., Fiaschi D. [et al.]. Energy recovery by means of a radial piston expander in a CO₂ refrigeration system // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 72. P. 147–155. DOI: 10.1016/j.iirefrig.2016.07.014. (In Engl.).
7. Xia C., Zhang W., Bu G. [et al.]. Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. S9 (1-2). P. 559–567. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.05.050. (In Engl.).
8. Jiang Y., Ma Y., Fu L. [et al.]. Some design features of CO₂ two-rolling piston expander // Energy. 2013. Vol. 55. P. 916–924. DOI: 10.1016/i.energy.2013.03.053. (In Engl.).
9. Haiqing G., Yitai M., Minxia L. Some design features of CO₂ swing piston expander // Applied Thermal Engineering. 2006. Vol. 26 (2-3). P. 237–243. DOI: 10.1016/i.applthermaleng.2005.05.011. (In Engl.).
10. Yap K. S., Ooi K. T., Chakraborty A. Introduction of the Novel Cross Vane Expander-Compressor Unit for Vapour Compression Cycle // Introduction of the novel cross vane expander-compressor unit for vapour compression cycle. International Compressor Engineering Conference Purdue. 2014. Vol. 2253. P. 1–7. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2253>. (In Engl.).
11. Subiantoro A., Tiow O. K. Introduction of the Revolving Vane Expander // HVAC&R Research. 2009. Vol. 15 (4). P. 801–816. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390865. (In Engl.).
12. Kim H. J., Lancey T. W. Numerical study on the lubrication oil distribution in a refrigeration rotary compressor //

International Journal of Refrigeration. 2003. Vol. 26 (7). P. 800–808. DOI: 10.1016/S0140-7007(03)00050-1. (In Engl.).

13. Okoma K. Study of lubrication mechanism for horizontal type rolling piston rotary compressor // International Compressor Engineering Conference. 1988. Vol. 596. P. 1–8. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/596>. (In Engl.).

14. De Paepe M., Bogaert W., Mertens D. Cooling of oil injected screw compressors by oil atomization // Applied Thermal Engineering. 2005. Vol. 25(17-18). P. 2764–2779. DOI: 10.1016/1.applthermaleng.2005.02.003. (In Engl.).

15. Valenti G., Colombo L., Murgia S. [et al.]. Thermal effect of lubricating oil in positive-displacement air compressors // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 51 (1-2). P. 1055–1066. DOI: 10.1016/i.applthermaleng.2012.10.040. (In Engl.).

16. Murthy A. A., Subiantoro A., Norris S. [et al.]. A review on expanders and their performance in vapour compression refrigeration systems // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 106. P. 427–446. DOI: 10.1016/i.iirefrig.2019.06.019. (In Engl.).

17. Murthy A. A., Norris S., Subiantoro A. Experimental analysis of a refurbished heat pump refrigeration system with a four-intersecting-vane expander // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 183 (1). P. 1–12. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116209. (In Engl.).

18. Bell I. H., Wronski J., Quoilin S. [et al.]. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2014. Vol. 53 (6). P. 2498–2508. DOI: 10.1021/ie4033999. (In Engl.).

19. Jia X., Zhang B., Pu L. [et al.]. Improved rotary vane expander for trans-critical CO₂ cycle by introducing high-pressure gas into the vane slots // International Journal of Refrigeration. 2011. Vol. 349 (3). P. 732–741. DOI: 10.1016/i.ijrefrig.2010.12.005. (In Engl.).

20. Subiantoro A., Yap K. S., Ooi K. T. Experimental investigations of the revolving vane (RV-I) expander // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 50 (1). P. 393–400. DOI: 10.1016/i.applthermaleng.2012.06.009. (In Engl.).

21. Subiantoro A., Ooi K. T. Analysis of the revolving vane (RV-0) expander, Part 1: Experimental investigations // International Journal of Refrigeration. 2012. Vol. 35 (6). P. 1734–1743. (In Engl.).

22. Thakur R., Murthy A. A., Subiantoro A. Investigation of combination of a rotary vane expander and an expansion valve in a refrigeration system // Proceedings of the 25th HR International Congress of Refrigeration, Montreal. 2019. 187. P. 1–8. DOI: 10.18462/iir.icr.2019.0167. (In Engl.).

23. Emkarate RL46H. URL: <https://www.climalife.co.uk/docs/EmkarateRL46H-Typical-Properties-data-sheet.pdf>. (In Engl.).

24. Emkarate RL68H. URL: <https://www.mandtsystems.com/documents/POE-Datasheet.pdf>. (In Engl.).

About the translator

FEDOROVA Maria Aleksandrovna, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 5636-7474

AuthorID (RSCI): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Correspondence address: sidorova_ma79@mail.ru

For citations

Murthy A. A., Norris S., Subiantoro A. Effects of Lubricating oil on the performance of a Four-Intersecting-Vane Rotary Expander / trans. from Engl. M. A. Fedorova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 4. P. 32–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-4-32-41.

Received October 18, 2022.

© A. A. Murthy, S. Norris, A. Subiantoro