

На правах рукописи
УДК 62-522,
62-852

Нгуен Ван Хoa

**МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ НЕСУЩЕГО КОМПЛЕКСА
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
С РЕГУЛИРУЕМОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

2.5.10. Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника,
гидро- и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва - 2024

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана) на кафедре гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики.

Научный руководитель:

Сосновский Николай Геннадьевич
кандидат технических наук, доцент
МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Официальные оппоненты:

Халатов Евгений Михайлович
доктор технических наук, профессор,
начальник расчетно-аналитического отдела
КБ «Арматура», филиал ФГУП
«Государственный космический научно-
производственный центр имени М.В.
Хруничева»

Белоногов Олег Борисович
кандидат технических наук,
начальник сектора отдела 043 Ракетно-
космической корпорации «Энергия» имени
С.П. Королёва

Ведущая организация:

ФГУП «Центральный ордена Трудового
Красного Знамени научно-
исследовательский автомобильный и
автомоторный институт «НАМИ»

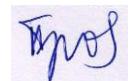
Защита состоится « 5 » июня 2024 г. в _____ на заседании диссертационного совета 24.2.331.22 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте <http://www.bmstu.ru>.

Отзывы и замечания по автореферату в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба высыпать по адресу: 105005, Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1 Ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.22.

Автореферат разослан « ____ » 2024 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.331.22
кандидат физико-математических наук



Протопопов А. А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время транспортные средства на воздушной подушке (ТСВП) широко применяются во всем мире из-за способности амфибийности и проходимости на водных и элементарно подготовленных площадках с низкой несущей способностью. ТСВП могут эксплуатироваться в самых разных погодных и природных условиях, в том числе и на комплексных трассах, состоящих из различных участков водной поверхности, болотистой местности, песчаной суши и т.п. Недостатком ТСВП является относительно большой расход топлива, связанный с необходимостью применения мощных двигателей для нагнетания воздушной подушки (ВП).

Объектом исследования является несущий комплекс ТСВП, который состоит из воздушной подушки, гибкого ограждения воздушной подушки, воздуховодов для подачи воздуха в подушку, вентиляторов, обеспечивающих нагнетание воздуха, двигателя и трансмиссии, соединяющей двигатель с вентиляторами. Несущий комплекс во многих источниках также называют подъемной системой.

Перспективы развития ТСВП связаны с энергосбережением, совершенствованием системы управления и балансировки. Как показывают экономические исследования, проведенные в России и за рубежом, ТСВП пока уступают водоизмещающим судам и судам на подводных крыльях при эксплуатации в одинаковых условиях и на тех же линиях. В основном это объясняется необходимостью ТСВП иметь более высокую энерговооруженность.

На практике современные ТСВП имеют две главные системы, обеспечивающие движение: подъемную и тяговую, которые могут быть как объединенными (работающие от одного источника механической энергии), так и раздельными. Тяговая система используется для создания потока воздуха за кормой, когда воздух истекает сзади, он создает движущую силу, заставляющую ТСВП двигаться вперед. Подъемная система используется для обеспечения и поддержания потока воздуха под корпусом ТСВП, позволяя ему парить над опорной поверхностью (ОП).

При передвижении по различным типам ОП возникает вопрос об энергоэффективности ТСВП, зависящей от работы системы управления трансмиссией при изменяющихся рабочих параметрах, таких как высота подъема над поверхностью, напор вентилятора, расход воздуха и т.д. Предмет исследований – оценка энергетических характеристик объекта, нахождение возможных направлений повышения энергоэффективности объекта исследований. Критерием энергоэффективности в конечном итоге является расход топлива двигателя. Данная работа посвящена повышению энергоэффективности системы подъема ТСВП при его движении по различным типам ОП за счет системы автоматического управления работы двигателя и гидравлической трансмиссии. В связи с чем, тема диссертационной работы представляется актуальной.

Целью работы является создание методики проектирования несущего комплекса ТСВП с регулируемой гидрообъемной трансмиссией, которая обеспечивает повышение энергоэффективности транспортного средства.

Для достижения данной цели были поставлены следующие задачи:

1. Разработка математической модели несущего комплекса ТСВП, в отличие от существующих, содержащая отдельные модели входящих в комплекс устройств и физические взаимосвязи между ними.

2. Выработка рекомендаций, повышающих энергоэффективность несущего комплекса при различных условиях движения на основе анализа результатов математического моделирования.

3. Определение законов регулирования несущего комплекса ТСВП.

4. Определение оптимальных конструктивных решений проточной части несущего комплекса с целью уменьшения потерь напора воздуха, нагнетаемого в ВП вентиляторами и уменьшения подводимой к ним мощности.

Научная новизна работы заключается в следующем:

Разработана математическая модель несущего комплекса ТСВП, в отличие от существующих, состоящая из отдельных моделей двигателя, гидрообъемной трансмиссии, вентиляторов; содержащая физические взаимосвязи между ними и обладающая принципом модульности.

С целью повышения энергоэффективности несущего комплекса и проходимости ТСВП при различных условиях движения разработаны алгоритмы управления гидрообъемной трансмиссией и двигателя.

Разработана методика проектирования энергоэффективного несущего комплекса ТСВП, отличающаяся от существующих методик комплексным подходом к оценке энергоэффективности.

Достоверность и обоснованность научного содержания и полученных результатов обеспечиваются использованием современных численных методов математического моделирования и оптимизации, теории управления, моделей с использованием известных экспериментальных данных, в том числе ТСВП, применением обоснованных допущений, принятых при математическом моделировании.

Практическая значимость результатов исследования.

1. Разработана методика проектирования энергоэффективного несущего комплекса ТСВП, определяющая его комплектующие (двигатель, насос, гидромоторы, вентиляторы), компоновку и систему регулирования комплекса.

2. Разработанные принципы построения математических моделей и анализ результатов моделирования могут быть рекомендованы при создании новых перспективных ТСВП.

3. Полученные результаты численного моделирования предложенного комплекса подтвердили возможность уменьшения потребления топлива двигателем при движении в различных условиях.

4. Предложенный подход даёт возможность определения оптимальных частот вращения вентиляторов, обеспечивающих функционирование несущего комплекса для различных условий движения с оценкой его работоспособности и эффективности.

5. Получены рекомендации по предлагаемым конструктивным решениям проточной части несущего комплекса.

Методы исследования. В процессе выполнения диссертационной работы использовались методы теории математического моделирования, теории автоматического управления, основные положения гидродинамики. При проведении численного моделирования применялись пакет моделирования динамических систем MATLAB-Simulink, программы ДИЗЕЛЬ-РК, программа численного гидродинамического моделирования, программа анализа данных и оптимизации Pseven.

Основные положения диссертационной работы, выносимые на защиту.

1. Метод выбора и обоснования расчетных схем для выполнения вычислительного эксперимента, ориентированного на проектирование несущего комплекса ТСВП.

2. Выбор конструктивных параметров проточной части несущего комплекса, позволяющий повысить энергоэффективность ТСВП.

3. Анализ результатов моделирования переходных процессов несущего комплекса при изменениях условий движения ТСВП.

4. Рекомендации по формированию системы управления несущего комплекса ТСВП.

5. Разработана методика проектирования энергоэффективного несущего комплекса ТСВП.

Апробация результатов работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на конференциях, семинарах в том числе:

- на научных семинарах кафедры гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики МГТУ имени Н.Э. Баумана;

- VII международной научной конференции «Фундаментальные и прикладные задачи механики» (FAPM-2021) МГТУ имени Н.Э. Баумана;

- Международной научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг" (ICIE-2022), г. Сочи;

- Ежегодной научно-технической конференции «Гидравлика-2022» на кафедре Э10, МГТУ имени Н.Э. Баумана;

- Конференции «Гидравлика-2023» МГТУ имени Н.Э. Баумана.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 7 научных работ, в том числе 6 научных статей, 4 из которых опубликованы в журналах ВАК РФ, 1 в издании, индексируемом в Scopus, общим объем 3,75 п.л./1,61 п.л.

Личный вклад соискателя. Все исследования, изложенные в диссертационной работе, проведены лично соискателем в процессе научной деятельности.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, определены цель, задачи и методы исследования, приведены сведения по апробации, публикациях, структуре и объему диссертации.

Уделено внимание работам, посвященным определению и расчету основных характеристик ТСВП, всесторонне представленным в технической

литературе. Можно отметить работы таких учёных и инженеров, как Бенуа Ю.Ю., Озимов Л.В., Пашин В.М., Колызаев Б.А., Литвиненко В.А., Шляхтенко А.В., Коронатов Г.Д, Мохов Ю.М., Дьяченко В.К., Демешко Г.Ф., Кудрявцев А.С., Рубинов А.В., Кличко В.В. и многих других.

При наличии на ТСВП двух двигателей (раздельный вариант) подъемная система имеет следующие преимущества: простота проектирования, легкость управления (в том числе и балансировки), легкость обслуживания и ремонта системы. Недостатком при этом является то, что требуются два независимых источника механической энергии, как для подъемной, так и для тяговой системы. Применение гидропривода в качестве трансмиссии между двигателем и вентиляторами обеспечивает наилучшие характеристики передачи мощности и простоту управления.

В ТСВП с объединенной подъемной и тяговой системами (используется один двигатель) трудно достичь оптимального баланса между требованиями этих систем, поскольку если необходимо изменить скорость движения ТСВП, то должна измениться частота вращения вала двигателя. При этом частота вращения вала вентилятора подъемной системы должна остаться прежней.

В первой главе рассмотрены несущий комплекс, типы используемых в нем трансмиссий и вентиляторов, обоснование принятых исследований, подбор элементов несущего комплекса для проведения запланированных исследований. Рассмотрены вопросы, связанные с проектированием комплекса, включая двигатель, гидравлическую трансмиссию и осевой вентилятор.

На Рис. 1 представлена принципиальная блок-схема несущего комплекса ТСВП.

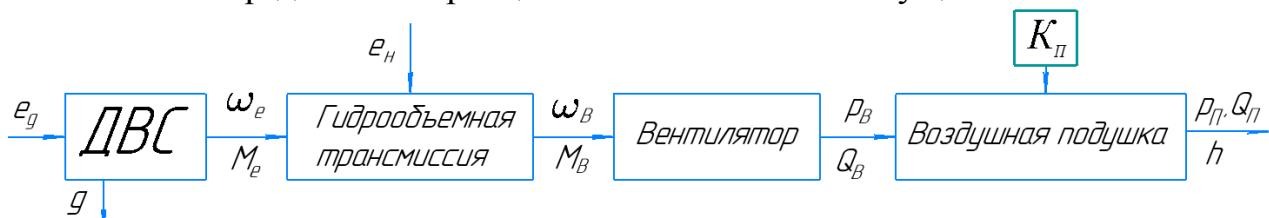


Рис. 1. Принципиальная блок-схема несущего комплекса ТСВП

В схеме обозначено: e_g – параметр регулирования режима работы двигателя; g – цикловая подача топлива; e_h – параметр регулирования насоса; ω_e, M_e – угловая скорость вращения вала и крутящий момент, передаваемый от двигателя; ω_B, M_B – угловая скорость вращения и крутящий момент вентилятора; h – высота подъема ТСВП над ОП; Q_B – расход вентилятора; Q_{π} – расход воздуха из ВП; p_B – полное давление вентилятора; p_{π} – избыточное давление в подушке; $K_{\pi} = p_B / p_{\pi}$ – коэффициент перепада давления от вентилятора к ВП, который показывает потери давления при движении воздуха и зависит от расхода воздуха, конструкции ТСВП и свойств ОП.

В качестве прототипа для исследований выбрано ТСВП «Пардус» ЗАО «ЦКБ Нептун».

Приведен предварительный расчет параметров несущего комплекса.

Для проведения исследования рассмотрен осевой вентилятор ОВ-109, выбранный по справочнику Брусицкого И.В. (Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. Справочное пособие. М.: Недра,

1978 г.). Из экспериментально подтвержденной, безразмерной характеристики вентилятора рассчитаны размерные характеристики момента на валу вентилятора, напорно-расходная характеристика, требуемая мощность в рассматриваемой области максимального КПД. На Рис. 2 приведены напорно-расходная и нагрузочная характеристики вентилятора ОВ-109.

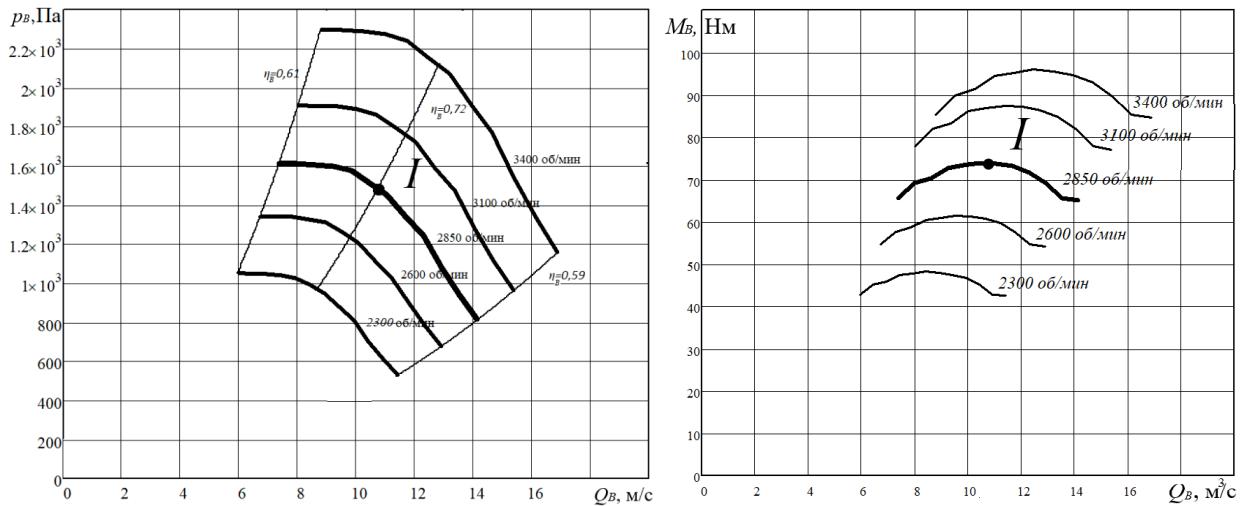


Рис. 2. Напорно-расходная, нагрузочная характеристики вентилятора ОВ-109 при различных частотах вращения: Точка I – исходная рабочая точка; η_B – КПД вентилятора.

Для разработки математической модели несущего комплекса, после формулирования уравнений безразмерных характеристических линий вентилятора в области максимальных КПД получена математическая модель характеристик вентилятора.

После расчета потребляемой вентиляционной системой мощности, приведено обоснование выбора гидромоторов, насоса и двигателя.

Вторая глава повышена разработка математических моделей вентилятора, гидрообъемной трансмиссии и дизельного двигателя внутреннего сгорания.

Принципиальная и расчетная схемы гидрообъемной трансмиссии несущего комплекса ТСВП представлены на Рис. 3 и 4. На схемах показаны три аксиально-поршневые гидромашины: основной регулируемый насос 2 и два гидромотора 5, приводящие в действие вентиляторы 6, нагнетающие воздух в ВП. Вал насоса приводится во вращение от двигателя 1, а подача регулируется изменением угла наклона шайбы насоса с помощью механизма управления 3, состоящего из гидроцилиндра и золотникового распределителя.

От возникновения чрезмерно высокого давления трубопроводы гидрообъемной трансмиссии защищены двумя предохранительными клапанами 7. Через промывочные клапаны 12 гидромоторов в дренажные линии вытекает часть разогретой рабочей жидкости. Для поддержания заданных температурных режимов в дренажной линии системы установлен теплообменник 10 с предохранительным клапаном 7. Для восполнения утечек рабочей жидкости служит подпиточный насос 11, который подводит охлажденную жидкость к подпиточным клапанам 9. Давление в напорной магистрали подпиточного насоса поддерживается переливным клапаном 13.

Эта магистраль через подпиточные клапаны подключена к трубопроводам 4, которые соединяют основной насос и гидромоторы.

На упрощенной схеме (Рис. 3) показаны не все элементы трансмиссии. Так не показаны сливные фильтры, стоящие после промывочных клапанов 12, что никак не влияет на математическую модель трансмиссии.

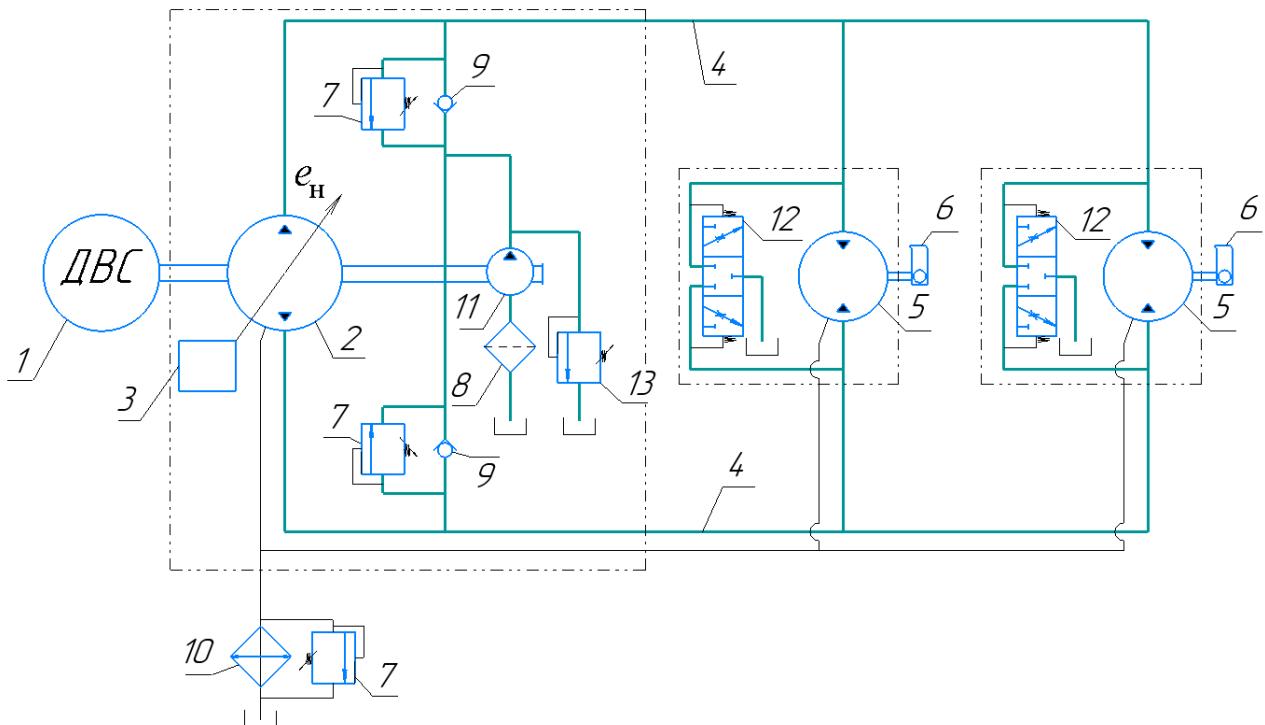


Рис. 3. Принципиальная схема гидрообъёмной трансмиссии

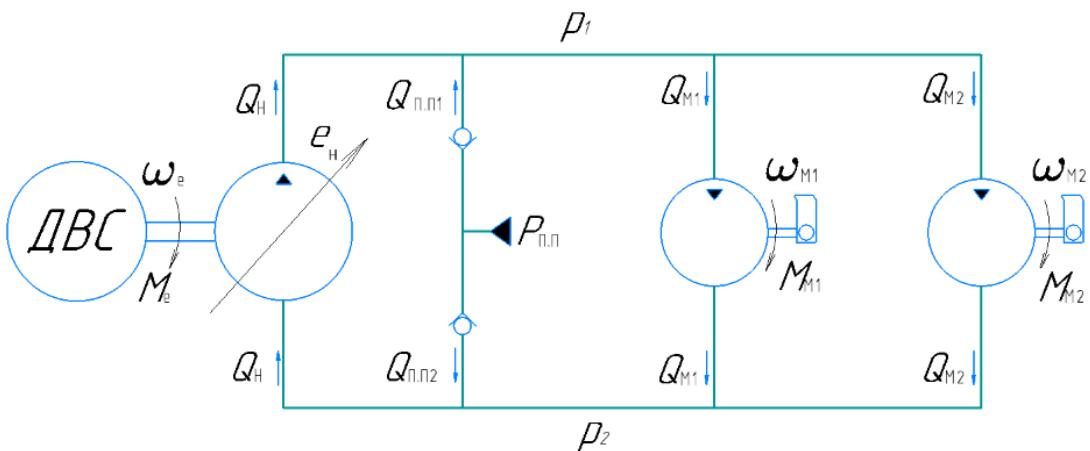


Рис. 4. Расчетная схема гидрообъёмной трансмиссии

В расчетной схеме:
 Q_h – подача насоса, $Q_h = Q_{ht} - Q_{y.h}$; Q_{ht} – теоретическая подача насоса; $Q_{y.h}$ – расход утечек и перетечек в насосе; Q_m - расход потребляемый гидромотором, $Q_m = Q_{M1} = Q_{M2} = Q_{mt} + Q_{y.m}$; Q_{mt} – теоретической расход гидромотора, $Q_{y.m}$ – расход утечек и перетечек в гидромоторе; $Q_{n.p1}$, $Q_{n.p2}$ – расходы через подпиточные клапаны; e_h – отношение текущего угла к максимальному углу наклона шайбы насоса; p_1 , p_2 – давления жидкости в магистралях ($p_1 > p_2$); M_e , ω_e – момент на валу и угловая частота вращения вала двигателя.

Теория подобия роторных гидромашин В. В. Мишке с уточнением Городецкого К.И. позволяет на основе анализа общих свойств ряда насосов и

гидромоторов получить формулы для оценки их КПД. Коэффициенты потерь в формулах расчета КПД определялись экспериментально для насоса и гидромоторов Danfoss. Таким образом, для выбранных гидроагрегатов на базе экспериментально подтвержденных характеристик, создан модуль оценки энергетических потерь в гидрообъемной трансмиссии (Рис. 5). Модуль используется в математической модели гидрообъемной трансмиссии в пакете моделирования динамических систем MATLAB-Simulink. Входные сигналы модуля: ω , ω_{\max} – текущая и максимальная угловые скорости вращения вала роторных гидромашин; $p_H = p_1 - p_2$ – перепад давлений гидромашин; e – параметр регулирования рабочего объема (для нерегулируемых гидромашин $e = 1$); V_0 – максимальный рабочий объем гидромашин; μ – динамическая вязкость рабочей жидкости. Выходные сигналы модуля: η – общий КПД гидромашин; $\eta_o, \eta_{\text{мех}}$ – объемный и гидромеханический КПД гидромашин.

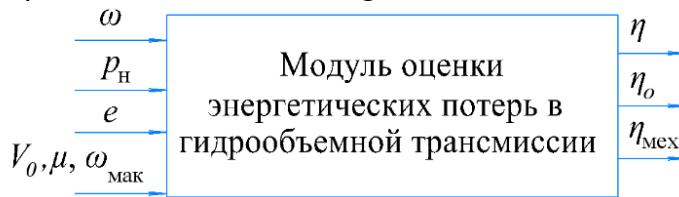


Рис. 5. Модуль оценки энергетических потерь в гидрообъемной трансмиссии

В главе приведены уравнения расходов рабочей жидкости в напорном и всасывающем трубопроводах гидрообъемной трансмиссии (1), (2) и уравнение движения вала гидромотора, соединенного с валом вентилятора (3):

$$Q_{\text{нт}} \cdot \eta_{\text{он}} + Q_{\text{n.p1}} = 2 \frac{Q_{\text{мт}}}{\eta_{\text{ом}}} + \frac{V_{01}}{B_{\text{тр1}}} \frac{dp_1}{dt}, \quad (1)$$

$$2 \frac{Q_{\text{мт}}}{\eta_{\text{ом}}} - Q_{\text{охл}} + Q_{\text{n.p2}} = Q_{\text{нт}} \cdot \eta_{\text{он}} + \frac{V_{02}}{B_{\text{тр2}}} \frac{dp_2}{dt}, \quad (2)$$

$$q_{\text{n}} \cdot p \cdot \eta_{\text{мех.н}} - M_B = J \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt}, \quad (3)$$

где: $\eta_{\text{он}}, \eta_{\text{ом}}$ – объемный КПД насоса и гидромотора; $\eta_{\text{мех.н}}, \eta_{\text{мех.м}}$ – механический КПД насоса и гидромотора; $Q_{\text{охл}}$ – расход на охлаждение гидромашин; M_B – момент сопротивления на валу вентилятора; $q_{\text{n}}, q_{\text{м}}$ – характерный объем насоса и гидромотора; J – приведенный момент инерции ротора мотора и вентилятора; V_{01}, V_{02} – внутренний объем трубопроводов с подключенными к нему объемами полостей насоса и гидромотора; $B_{\text{тр1}}, B_{\text{тр2}}$ – приведенные модули упругости напорного и всасывающего трубопроводов: $B_{\text{тр}} = B_{\text{жс}} / (1 + 2 \cdot r_0 \cdot B_{\text{жс}} / (\delta \cdot E))$; $B_{\text{жс}}$ – модуль объемной упругости рабочей жидкости; r_0 – радиус трубопровода; δ – толщина стенки трубопровода; E – модуль упругости материала трубопровода.

В несущем комплексе ТСВП вал вентилятора вращается только в одном направлении, следовательно, в напорном трубопроводе гидрообъемной трансмиссии давление повышенное, поэтому расход через подпиточный клапан 1 принимается $Q_{\text{n.p1}} = 0$. Расход через 2-ой подпиточный клапан принимается

$Q_{\text{п.п}2} = K_{\text{кл}}(p_{\text{п.п}} - p_2)$ и он компенсирует расход на охлаждение гидромашин и утечки в них. $K_{\text{кл}}$ - проводимость подпиточного клапана.

При выборе двигателя системы применяется соотношение:

$$N_H = N_{\text{П.Н}} / \eta_{\text{н}} = (0.65..0.8)N_{\text{П.г}},$$

где: $N_{\text{П.г}}$ – полная мощность двигателя; N_H – потребляемая мощность насоса; $N_{\text{П.Н}}$ – полезная мощность насоса; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса.

Для несущего комплекса ТСВП выбран двигатель ЗМЗ-51432.10 CRS.

Далее на базе внешней частичной характеристики и параметров дизельного двигателя ЗМЗ-51432.10 CRS с помощью программы ДИЗЕЛЬ-РК рассчитаны подробные характеристики двигателя на различных режимах работы. Построены внешняя, частичные скоростные характеристики. С помощью метода идентификации получена зависимость момента от угловой скорости вращения вала двигателя ω_e и от параметра регулирования работы двигателя e_g . Вычисленные характеристики (программный модуль ДВС) используются в разрабатываемой математической модели несущего комплекса ТСВП в сочетании с математическими моделями гидравлической трансмиссии.

Уравнение движения вала ДВС, соединенного с валом насоса, определяется следующим образом:

$$M_e - M_T = J_e \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (4)$$

где: J_e – суммарный, приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся частей двигателя и ротора насоса; M_e – крутящий момент, передаваемый от двигателя; $M_T = q_{\text{н}} \cdot p / \eta_{\text{мех.н}} + q_{\text{пп}} \cdot p_{\text{пп}} / \eta_{\text{мех.пп}}$ – момент сопротивления вращению, возникающий на валу двигателя со стороны насоса; $\eta_{\text{мех.пп}}$ – механический КПД подпиточного насоса; $q_{\text{пп}}$ – характерный объем подпиточного насоса.

Уравнение расхода воздуха из ВП:

$$Q_{\text{П}} = \mu_e \cdot \Pi \cdot h \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{П}}}{\rho_e}}, \quad (5)$$

где: $Q_{\text{П}} = 2Q_B$ – расход воздуха из ВП; Q_B - расход воздуха вентилятора; Π – периметр ВП; μ_e – коэффициент расхода воздуха; ρ_e – плотность воздуха.

Уравнения (1)–(5) вместе с модулем оценки энергетических потерь в гидрообъемной трансмиссии, модулями ДВС и вентилятора представляют собой математическую модель несущего комплекса ТСВП, которая реализована в пакете моделирования динамических систем MATLAB-Simulink.

Отличительной особенностью представленной модели от существующих и описанных в литературе моделей, является то, что она объединяет в себе отдельные модели подсистем, учитывает их физическую взаимосвязанность и обладает принципом модульности.

Математическая модель несущего комплекса ТСВП позволяет выбирать и оценивать необходимую частоту вращения вала вентилятора для конкретных условий движения ТСВП; оценивать изменения КПД двигателя, элементов гидросистемы и вентиляторов; изменения параметров, характеризующих

режимы работы гидрообъемной трансмиссии и всей системы; исследовать влияние алгоритмов управления различных подсистем на функционирование несущего комплекса ТСВП.

В третьей главе представлены результаты численного моделирования проточной части несущего комплекса, состоящего из подвода, осевого вентилятора, отвода и камерной ВП в программе численного гидродинамического моделирования. Выполнена оптимизация геометрий отводящей части вентилятора ВП (диффузора) с помощью программы анализа данных и оптимизации Pseven.

Воздух, поступающий в подвод вентилятора (конфузор) проходит через вентилятор, отвод (диффузор) и подается в ВП, откуда выходит через зазор между ОП и гибким ограждением ВП в атмосферу, окружающую ТСВП. Гибкое ограждение расположено по периметру корпуса ТСВП и по периферии разделено на секции, которые уменьшают вихревые зоны и увеличивают статическое давление в ВП. При работе система создает ВП с высотой подъема $h = 36$ мм.

На Рис. 6 показана геометрия проточной части несущего комплекса.

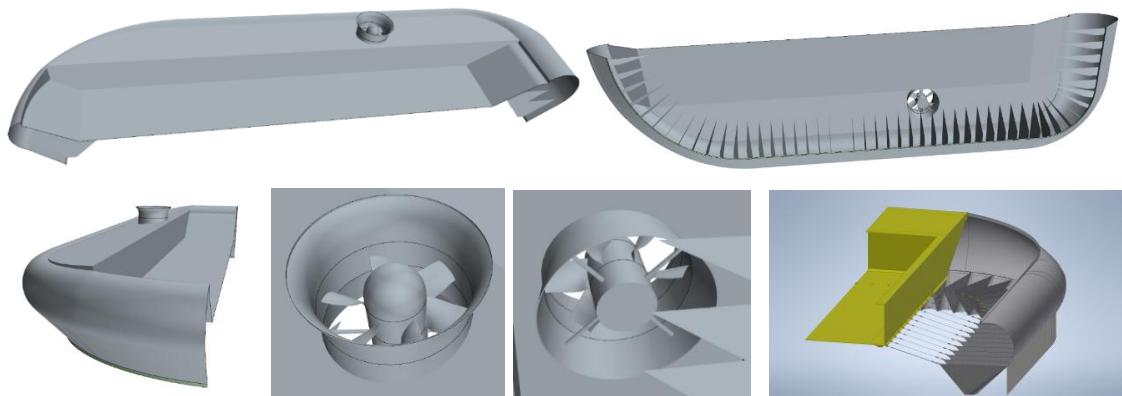


Рис. 6. Геометрия проточной части несущего комплекса

Для облегчения расчета рассматривается половина геометрии проточной части в виду ее симметричности. Это позволяет уменьшить количество расчетных узлов сетки в модели и существенно сократить время расчета. Моделирование течения воздуха выполнено в программе численного гидродинамического моделирования с использованием метода конечных объемов (метод контрольного объема).

Расчетные сетки модели строятся с использованием автоматических сеткогенераторов, предусматривающих использование многограных ячеек и призматических ячеек вблизи твердых стенок. Расчетная область разбивается на множество мелких ячеек, размеры которых изменяются в диапазоне значений 0.4...55 мм в зависимости от геометрии проточной части (внутри вентилятора и на выходе потока воздуха из ВП расчетные ячейки меньше). Математическая модель проточной части построена на сетках из 2.5 млн узлов.

Границные условия приняты следующими:

- избыточное полное давление на входе проточной части $p_0 = 0$ Па;
- массовый расход воздуха на выходе из ВП в атмосферу $Q_{MB} = 13.436$ кг/с (расход соответствует результатам анализа при проектировании ТСВП);

– дно, баллонеты, гибкое ограждение, другие части корпуса, подвод и кожух вентилятора, опорная поверхность – условие прилипания и непротекания.

Течение воздуха в рамках этой модели описывается системой уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Система уравнений Рейнольдса является незамкнутой в связи с наличием неизвестных Рейнольдсовых напряжений. Замыкание системы производится с использованием $k-\omega$ SST (Shear Stress Treatment) модели турбулентности, которая сочетает в себе преимущества как $k-\omega$, так и $k-\epsilon$ моделей турбулентности. Для пристенной области применена $k-\omega$ модель, а для ядра потока $k-\epsilon$ модель.

При численном моделировании приняты следующие допущения: плотность воздуха постоянна, воздух рассматривается как вязкая несжимаемая среда, баллонеты и гибкие ограждения – мгновенно отвердевшие. Эти допущения справедливы для режимов висения и движения без ускорения, как наиболее часто встречающихся режимов ТСВП.

Газодинамический расчет течения воздуха в проточной части несущего комплекса позволяет рассмотреть и проанализировать распределение давлений и скоростей в характерных сечениях проточной части.

Полученная при моделировании сила подъема ТСВП равна 27400 Н, избыточное давление в ВП 650 Па. Характеристики комплекса по численному моделированию обеспечивают работоспособность транспортного средства.

Потери давления потока воздуха в подводе вентилятора малы (15 Па), большая часть потерь происходит в отводе и камерной ВП, т.е. в той части, где имеется большой статический напор. Поэтому выполняется оптимизация геометрии отводящей части вентилятора с помощью программы анализа данных и оптимизации Pseven.

Варьируемые параметры оптимизации - угол расширения диффузора α от 8° до 18° и длина отвода l от 100 мм до 400 мм. Критерий оптимизации – подъемная сила F и энергоэффективность ТСВП.

Метод решения - алгоритмы на основе метамоделей (Surrogate-Based Optimization, SBO). Основное отличие метода SBO заключается в том, что определение оптимума проводится по аппроксимационной модели (surrogate model) на основе гауссовских процессов, что позволяет минимизировать число расчетов в задачах с высокой вычислительной сложностью.

Полученные в результате оптимизации параметры диффузора приведены в Таблице 1. Из таблицы видно, что наилучший вариант № 14 и оптимальная геометрия отводящей части вентилятора (диффузора) следующая: α от 11 до 13 градусов и длина отвода l от 200 мм до 240 мм.

Таблица 1.

Номер	α , градус	l , мм	F , Н
1	11.3	103.8	-13773
2	17.9	258.3	-6681
-	-	-	-
13	13.0	201.0	-14897
14	11.5	211.0	-15156

Результаты расчетов и оптимизация показали уменьшение потерь давления при прохождении потока воздуха по проточной части несущего комплекса и рост подъемной силы ТСВП примерно на 12%. При этом частота вращения вала вентилятора может быть уменьшена от 2850 до 2770 об/мин.

В Таблице 2 приведены параметры исходного варианта системы (вариант 1) и в результате проведения оптимизации (вариант 2), которые рассчитаны в пакете моделирования динамических систем MATLAB-Simulink по разработанной математической модели несущего комплекса ТСВП.

Таблица 2.

Вариант	K_P	G_T , л/час	$N_g = N_H$, кВт	$N_{P.H}$, кВт	N_M , кВт	$N_{P.M} = N_B$, кВт	$N_{P.B}$, кВт	e_g	e_h
1	2.22	14.37	56.8	49.3	24.6	23.0	15.7	0.85	0.75
2	2.06	13.18	52.0	45.0	22.7	20.2	14.7	0.81	0.75
Вариант	p_h , МПа	n_e , об/мин	n_B , об/мин	η_h , %	η_m , %	η_b , %	g_e , г/кВт.час	Q_B , м ³ /с	h , мм
1	24.4	2513	2850	87.01	89.17	71.47	217.5	10.43	35.93
2	23.1	2425	2770	87.02	89.30	71.83	218.1	10.43	35.94

N_g , $N_{P.H}$, $N_{P.M}$, $N_{P.B}$ – полезная мощность двигателя, насоса, гидромотора и вентилятора; N_H , N_M , N_B – потребляемая мощность насоса, гидромотора и вентилятора; η_h , η_m , η_b – КПД насоса, гидромотора, вентилятора; g_e – удельный расход топлива двигателя; G_T – часовой расход топлива двигателя; $n_e = \omega_e / 2\pi$, $n_B = \omega_B / 2\pi$ – частоты вращения вала двигателя и вентилятора.

Оптимизация конструкции проточной части позволила уменьшить мощность двигателя от 56.8 кВт до 52.0 кВт (на 8.6%) и потребляемого двигателем топлива на 8.3% при обеспечении высоких КПД двигателя, насоса, гидромоторов, вентиляторов и сохранении работоспособности системы.

На Рис. 7 показаны точки работы системных устройств исходного варианта системы (1) и варианта после проведения оптимизации (2). В этих точках КПД близок к максимальным значениям.

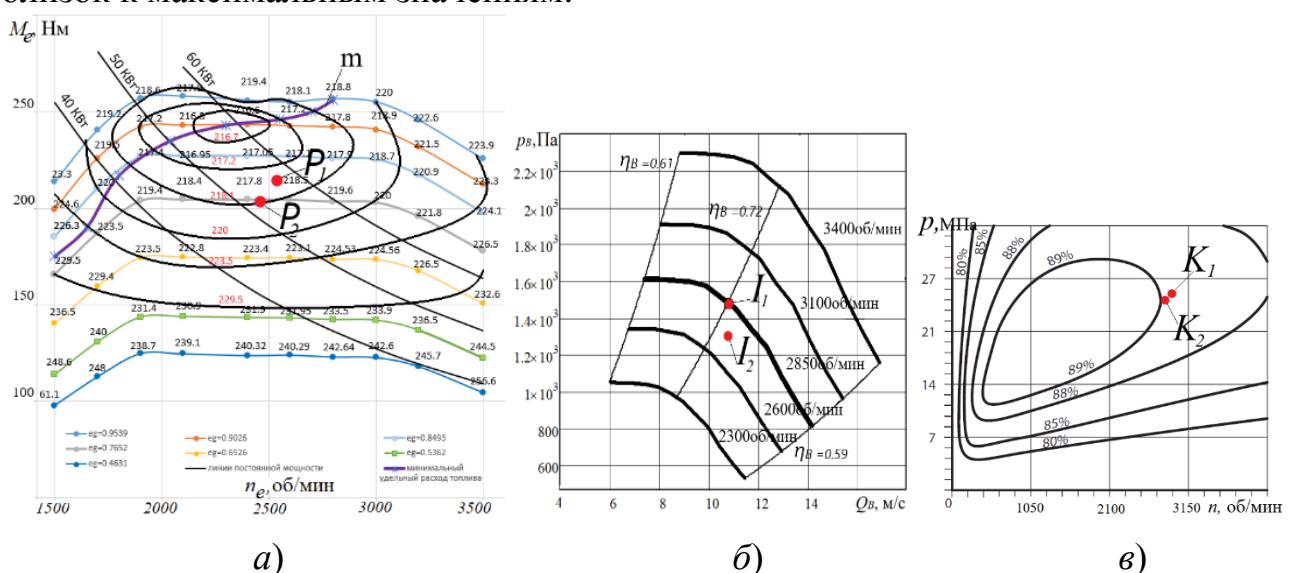


Рис. 7. Характеристики системных устройств

a – двигатель; *б* – вентилятор; *в* – гидромотор; *P* – точки работы двигателя; *m* – линия минимального удельного расхода топлива двигателя; *I* – точки работы вентилятора; *K* – точки работы гидромотора; индекс 1 – вариант 1; индекс 2 – вариант 2.

В четвертой главе рассмотрены алгоритмы управления гидрообъемной трансмиссией и режимами работы двигателя несущего комплекса. Для повышения энергоэффективности системы и проходимости ТСВП с учетом изменений условий его движения, введены обратные связи (ОС) по расходу воздуха вентилятора и моменту на валу двигателя (Рис. 8).

При движении ТСВП по различным опорным поверхностям потери давления воздуха после вентилятора меняются и зависят от свойств ОП, расхода и высоты подъема транспортного средства над ОП. При этом давление воздуха в ВП $p_{\text{п}}$ должно сохранять своё значение, несмотря на изменение потери давления $p_B - p_{\text{п}} = \Delta p$, что приводит к изменению полного давления вентилятора p_B . Кроме того, может меняться вес ТСВП из-за расходующегося топлива и перевозимого груза. При этом давление $p_{\text{п}}$ под подушкой меняется, и тогда будет меняться p_B . Таким образом, изменение давления p_B эквивалентно изменению K_{Π} , что и используется при моделировании в качестве возмущающего воздействия (Рис. 8).

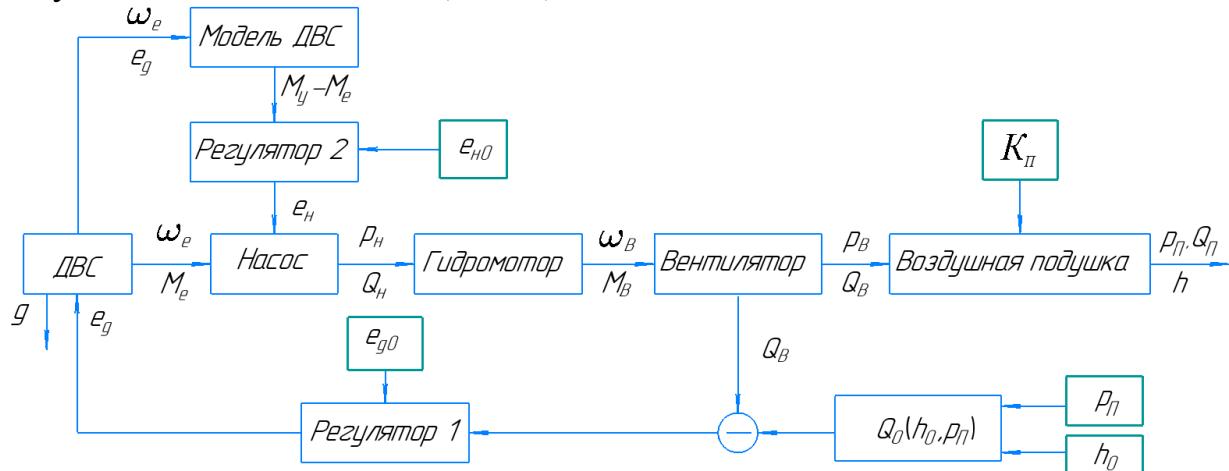


Рис. 8. Блок-схема несущего комплекса
с предлагаемой системой управления ТСВП

При изменении давления p_B рабочая точка вентилятора будет удаляться из зоны максимального КПД и расход воздуха тоже изменится (Рис. 2). Для восстановления расхода воздуха вентилятора до желаемого значения предлагается использовать ОС на ДВС с «Регулятором 1» (Рис. 8). На вход «Регулятора 1» подается сигнал, пропорциональный разности текущего расхода Q_B с желаемым значением Q_o при измеренном давлении в ВП и заданной высоте подъема ТСВП. Так, если текущий расход воздуха меньше желаемого значения Q_o происходит увеличение частоты вращения вала двигателя за счет изменения сигнала, подаваемого на двигатель с «Регулятором 1» (увеличение подачи топлива); если же текущий расход больше Q_o , происходит уменьшение частоты вращения вала двигателя (уменьшение подачи топлива). Текущий расход воздуха Q_B может быть определен по перепаду давления на входном конфузоре вентилятора. Определения расхода воздуха можно избежать,

заменив ОС по расходу на аналогичную ОС по высоте подъема ТСВП h . В этом случае на вход «Регулятора 1» будет подаваться сигнал, пропорциональный разности задаваемой высоты подъема ТСВП h_0 с текущим значением высоты h , измеряемой соответствующим датчиком.

На Рис. 8 в блоке «Модель ДВС» содержится математическая модель двигателя. На вход этого блока подаются сигналы, пропорциональные угловой частоте вращения вала двигателя ω_e и параметру регулирования двигателя e_g , а с его выхода - сигнал, пропорциональный разности текущего момента двигателя M_e и момента двигателя модели M_y , при котором рабочая точка находится на линии минимального удельного расхода топлива. Сигнал с блока «Модель ДВС» передается на «Регулятор 2» и далее на регулятор насоса. Если рабочая точка двигателя находится ниже линии минимального удельного расхода топлива ($M_y > M_e$), то регулятор вырабатывает сигнал, увеличивающий рабочий объем насоса. Если рабочая точка двигателя находится выше линии минимального удельного расхода топлива ($M_y < M_e$), то сигнал с регулятора уменьшает рабочий объем насоса. При этом изменяются текущий момент, частота вращения вала двигателя и рабочая точка на характеристике двигателя (Рис. 9) перемещается на линию минимального удельного расхода топлива.

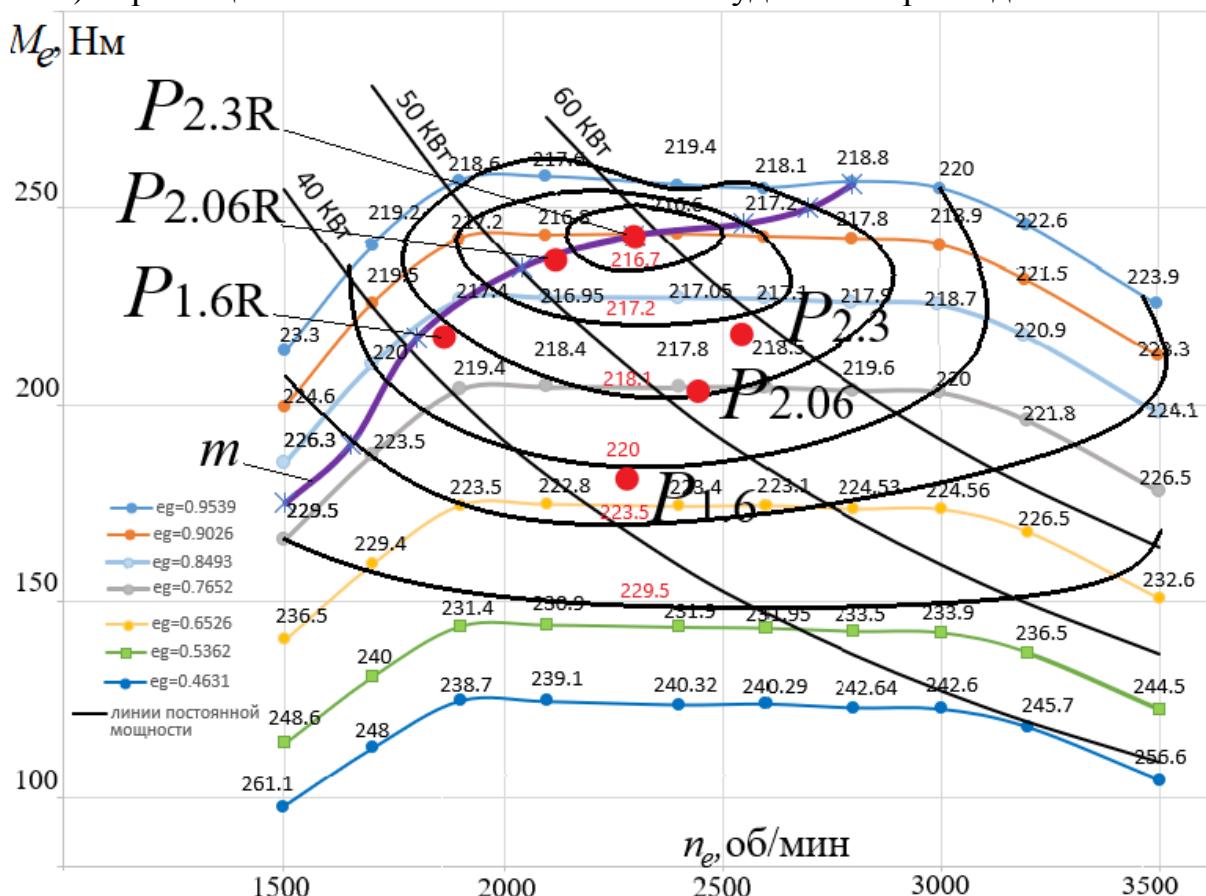


Рис. 9. Положение рабочих точек на характеристиках двигателя при рассматриваемых режимах работы несущего комплекса

Рабочие точки двигателя $P_{1.6}$, $P_{2.06}$, $P_{2.3}$, соответствуют различным коэффициентам перепада давления ($K_P = 1.6, 2.06, 2.3$) при работе системы с «Регулятором 1» и точки работы двигателя $P_{1.6R}$, $P_{2.06R}$, $P_{2.3R}$, соответствуют тем же коэффициентам перепада давления K_P при работе системы с двумя

регуляторами. Во втором случае точки работы двигателя находятся на линии минимального удельного расхода топлива - m , что позволяет экономить топливо при разных условиях движения ТСВП.

Поскольку при моделировании изменения параметров ОП возмущающим сигналом является коэффициент перепада давления K_{Π} , рассмотрим три типа ОП, соответствующих $K_{\Pi} = 2.3$ (ОП с более высоким коэффициентом перепада давления), $K_{\Pi} = 2.06$ (базовая ОП), $K_{\Pi} = 1.6$ (ОП с меньшим коэффициентом перепада давления). При моделировании изменения параметров ОП происходят на 2-ой секунде и на 4.5-ой секунде (Рис. 10).

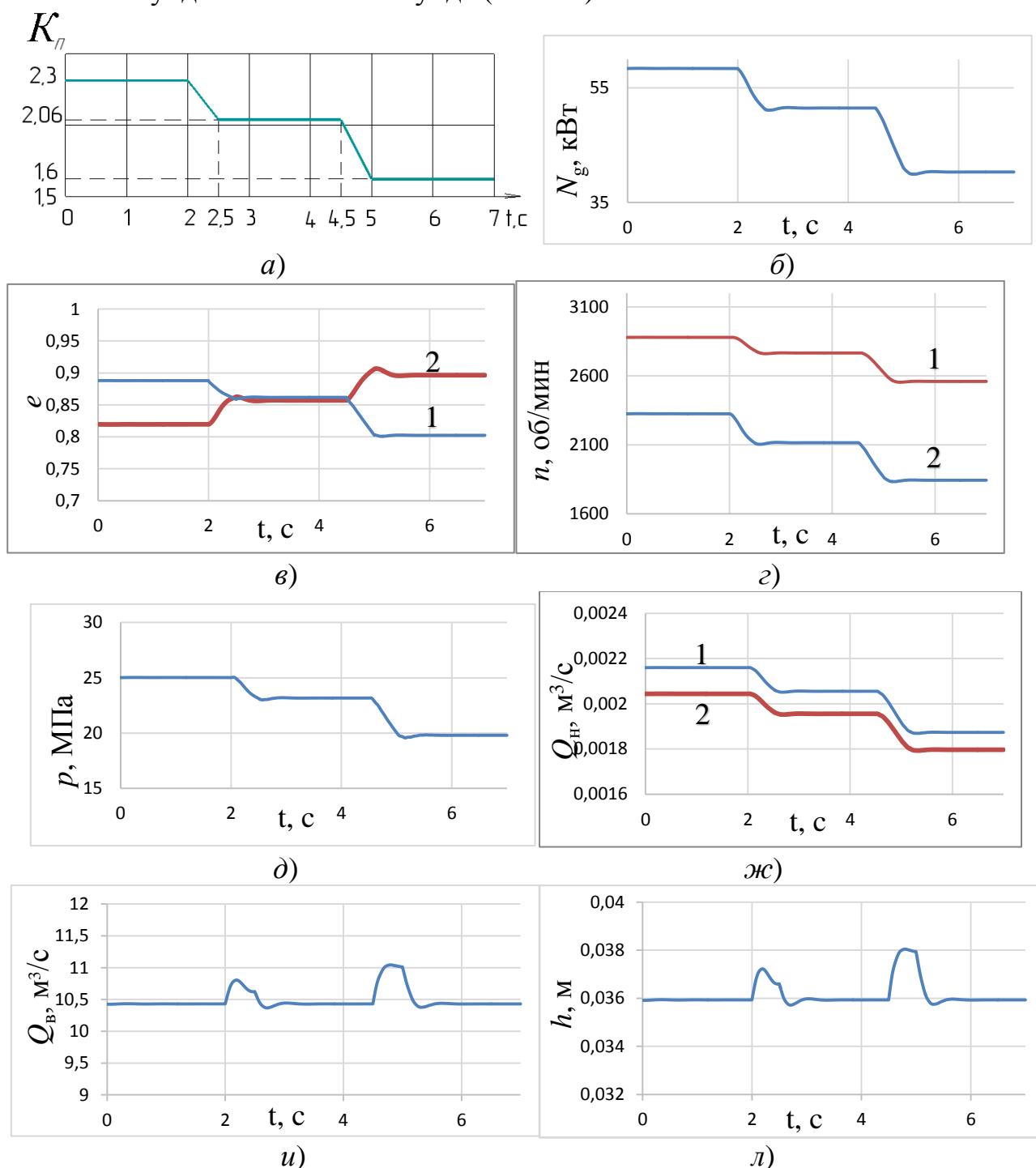


Рис. 10. Переходные процессы несущего комплекса ТСВП

а – изменение возмущающего сигнала K_{Π} ; б – мощность двигателя N_g ; в: 1, 2 –

параметры регулирования двигателя e_g и насоса e_h ; ε : 1, 2 – частоты вращения вала двигателя n_e и вала вентилятора n_b ; δ – перепад давления насоса и гидромотора p ; φ : 1 – теоретическая подача насоса Q_{ht} , 2 – реальная подача насоса; u – расход воздуха вентилятора; l – высота подъема ТСВП h .

Изменения параметров работы несущего комплекса на рассматриваемых режимах приведены в Таблице 3.

Таблица 3.

K_P	G_T , л/час	$N_g = N_H$, кВт	$N_{P,H}$, кВт	$N_{P,M} = N_B$, кВт	e_g	e_h	Q_B , m^3/c	h , мм
2.3	14.71	58.4	51.2	22.8	0.89	0.82	10.43	35.93
2.06	12.99	51.5	45.3	20.3	0.86	0.85	10.43	35.94
1.6	10.83	42.6	37.6	16.9	0.81	0.89	10.43	35.93
K_P	p_h , МПа	n_e , об/мин	n_B , об/мин	η_h , %	η_m , %	η_b , %	g_e , г/кВт.час	
2.3	25.0	2335	2865	87.90	89.11	71.11	216.7	
2.06	23.2	2127	2767	88.32	89.29	71.82	216.9	
1.6	20.5	1887	2604	88.57	89.50	71.30	218.4	

При работе рассмотренного алгоритма управления несущего комплекса ТСВП частота вращения вала двигателя автоматически регулируется для изменения частоты вращения вала вентилятора, что приводит к поддержанию расхода воздушного потока вентилятора и высоты подъема ТСВП над ОП. При этом обратная связь с «Регулятором 2» обеспечивает движение транспортного средства в данных условиях с минимальным удельным расходом топлива и КПД системных устройств близок к максимальным значениям.

Разработанный алгоритм позволяет сохранять высоту подъема ТСВП с минимальным удельным расходом топлива при изменении параметров опорной поверхности и изменении массы ТСВП.

Пятая глава посвящена предлагаемой методике проектирования несущего комплекса ТСВП с регулируемой гидрообъемной трансмиссией, полученной в результате проведенных исследований.

Предлагаемая методика строится на основе базовой, в качестве которой используется известная, применяемая при проектировании прототипа ТСВП с параметрами, близкими к требуемым по техническому заданию. При этом следует определить значения основных параметров несущего комплекса нового транспортного средства (полная масса, высота гибкого ограждения, длина и ширина ВП, скорость движения, преодолеваемое волнение на воде и прочее).

Особенностью методики является то, что она нацелена на повышение энергоэффективности несущего комплекса ТСВП и заключается в выполнении следующей последовательности действий.

1. Определить необходимое давление в ВП $p_{\Pi} = M \cdot g / S_{\Pi}$.
2. Выбрать требуемую высоту подъема ТСВП h .
3. Рассчитать расход воздуха через ВП $Q_{\Pi} = \mu_e \cdot \Pi \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot p_{\Pi} / \rho_e}$.
4. Рассчитать подачу вентилятора $Q_B = Q_{\Pi} / n$ и его полный напор p_B ,

где: $p_B = p_{CT} + \rho_e V^2 / 2 = K_n \cdot p_n$, n – количество вентиляторов; p_{ct} , V – статический напор и скорость воздуха на выходе вентилятора.

5. Исходя из предварительных расчетов, осуществить выбор вентилятора по быстроходности и размерам.

6. Выбрать гидромотор для привода вентилятора и регулируемый насос в соответствие с известными методиками выбора гидромашин для регулируемой гидрообъемной трансмиссии.

7. Рассчитать максимальную потребляемую трансмиссией мощность и выбрать двигатель для несущего комплекса ТСВП.

8. После выбора комплектующих устройств необходимо рассчитать и оптимизировать проточную часть комплекса, поскольку от этого во многом зависят потери энергии при движении воздуха в проточной части.

9. Дальнейшая методика определяется принятой на ТСВП системой привода несущего комплекса (использование одного или двух ДВС).

10. Используя предложенные в диссертации математические модели несущего комплекса разработать аналогичную модель проектируемого ТСВП.

11. Численным экспериментом проверить работоспособность разработанного комплекса в максимально тяжелых условиях эксплуатации.

12. Используя рекомендации, полученные в диссертации, разработать структуру и алгоритмы системы автоматического управления несущим комплексом.

13. Проверить работоспособность комплекса при наличии системы автоматического управления комплексом и в различных условиях эксплуатации ТСВП. Оценить КПД подсистем и энергоэффективность всего комплекса.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель несущего комплекса ТСВП, включающая отдельные модели двигателя, гидрообъемной трансмиссии, вентиляторов и содержащая физические взаимосвязи между ними.

2. Созданная математическая модель комплекса позволяет:

- выбирать и оценивать необходимую частоту вращения вала вентилятора для конкретных условий работы несущего комплекса ТСВП;

- оценивать изменения КПД двигателя, элементов гидросистемы и вентиляторов, а также изменения параметров, характеризующих режимы работы гидрообъемной трансмиссии и всей системы;

- оценивать эффективность предложенных алгоритмов управления различных подсистем на функционирование несущего комплекса ТСВП.

3. На основании проведенного анализа результатов математического моделирования несущего комплекса определены возможные направления повышения энергоэффективности ТСВП, которые могут быть реализованы за счет регулирования работы гидрообъемной трансмиссии и двигателя.

4. В программе численного гидродинамического моделирования проведен расчет проточной части несущего комплекса. Результаты расчета показали работоспособность предложенного несущего комплекса ТСВП.

5. Определены оптимальные конструктивные решения параметров проточной части несущего комплекса. Расчетное снижение потерь напора воздушного потока составило 7.2 %, снижение потребляемой мощности - 8.6%, а снижение потребления топлива двигателем - 8.3 %.

6. Разработаны алгоритмы управления гидрообъемной трансмиссией и режимами работы двигателя несущего комплекса, позволяющие сохранять необходимую высоту подъема ТСВП и снижающие удельный расход топлива двигателя.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Сосновский Н. Г., Брусов В. А., Нгуен В. Х. Моделирование гидропривода с объемным регулированием амфибийного транспортного средства // Инженерный журнал: наука и инновации. 2021. № 11 (119). С.1-13. (0,813 п.л./ 0,27 п.л.)

2. Нгуен В. Х., Сосновский Н. Г. Исследования гидропривода с объемным регулированием с различными регуляторами аксиально-поршневого насоса // Фундаментальные и прикладные задачи механики. 2021. С. 45-48. (0,188 п.л./ 0,094 п.л.)

3. Сосновский Н. Г., Нгуен В. Х. Регулирование частоты вращения вентилятора гидроприводом с объемным регулированием в судне на воздушной подушке // Russian Internet Journal of Industrial Engineering. 2023. Vol. 10, no. 1. С. 42-46. (0,313 п.л./ 0,156 п.л.)

4. Sosnovsky N. G., Nguyen V. H. Fan Rotating Speed Control with Volumetric Regulated Hydraulic Drive in a Hovercraft // International Conference on Industrial Engineering. Cham: Springer International Publishing, 2022. P. 1023-1032. (0,625 пл./ 0,312 п.л.)

5. Сосновский Н. Г., Нгуен В. Х. Расчетные исследования гидравлической трансмиссии судна на воздушной подушке // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2023. № 4 (757). С. 46-54. (0,563 п.л./ 0,281 п.л.)

6. Лепешкин А.В., Нгуен В. Х. К вопросу об описании ДВС в математической модели системы подъема судна на воздушной подушке (на примере двигателя ЗМЗ-51432.10 CRS) // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17. № 2. С. 107-114. doi: 10.17816/2074-0530-472097. (0.5 п.л./ 0, 25 п.л.)

7. Лепешкин А.В., Сосновский Н.Г., Нгуен В.Х. Математическая модель подъемной системы судна на воздушной подушке // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17. № 4. С. 357-366. doi: 10.17816/2074-0530-585184 (0,75 п.л./ 0,25 п.л.)