

На правах рукописи



00349 1 159

НГУЕН ДИНЬ ТЫ

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРОПРИВОДА МАШИН ТИПА ВПР С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ
ЭКСПЛУАТАЦИИ ВО ВЬЕТНАМЕ**

Специальность 05.02.02
«Машиноведение, системы приводов и детали машин»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

- 4 ФЕВ 2010

Москва - 2010

Диссертация выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования « Московском государственном университете путей сообщения » (МИИТ) на кафедре «Путевые, строительные машины и робототехнические комплексы».

Научный руководитель: - доктор технических наук, профессор
Ковальский Виктор Федорович

Официальные оппоненты: - доктор технических наук, профессор
Васильев Константин Иванович

- кандидат технических наук,
Панин Игорь Александрович

Ведущая организация: - ОАО «Научно - исследовательский институт
железнодорожного транспорта» (ОАО «ВНИИЖТ»)

Защита состоится « 26 » февраля 2010 г. в « 15 » часов на заседании диссертационного совета Д 218.005.01 в Московском государственном университете путей сообщения (МИИТе) по адресу: 127994, Россия, г. Москва, ул. Образцова, дом 9, строение 9, ауд. 2505.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного университета путей сообщения (МИИТа).

Автореферат разослан « 25 » января 2010 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета,
доктор технических наук, доцент



А.В. Саврухин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. По плану экономического и социального развития до 2020 года, Вьетнамский железнодорожный транспорт предусматривает решение ряда важнейших задач, связанных с обновлением технических средств железных дорог, повышением эффективности работы отрасли на основе внедрения новых технологий. Это резкое увеличение объемов грузовых и пассажирских перевозок, модернизация существующей железнодорожной сети, а так же построение новой двухпутной железной дороги Север - Юг и железнодорожной системы в больших городах (*очередная задача в Ханое и Хошимине*), закончится объединением Вьетнамской железнодорожной сети с Конмином (Китай) и Камбоджей. Все перечисленные выше работы требуют выполнения больших объёмов работ по ремонту, реконструкции и созданию новых железных дорог и, как следствие, определяет необходимость использования высокопроизводительной путевой техники, в том числе машин типа ВПР.

Работа гидропривода рабочего органа сопровождается ударными нагрузками и колебательными процессами, связанными как с возникновением значительных колебаний давления и расхода рабочей жидкости, так и следствием технического несовершенства схемно-конструкторского решения гидропривода. Колебательные процессы отрицательно влияют на ресурс гидропривода, снижают коэффициент использования установочной мощности привода и производительность, уменьшают надёжность, увеличивают энергоёмкость привода и машины в целом. Негативное влияние на работоспособность гидрообъемного привода оказывают климатические условия Вьетнама. Поэтому при проектировании, эксплуатации гидроприводов одной из важных задач является выбор параметров гидропривода, позволяющих устранить динамические нагрузки и снизить негативное влияние климатических условий Вьетнама. В связи с этим вопрос обоснования статических и динамических параметров гидрообъемного привода рабочих органов путевых машин применительно к условиям эксплуатации во Вьетнаме является актуальным и требует своего решения.

Цель работы. Повышение эффективности эксплуатации объемного гидравлического привода в условиях работы во Вьетнаме на основе анализа режимов нагружения и выбора рациональных статических и динамических параметров привода подбивочного блока машин типа ВПР.

Методы исследований. Математическое моделирование технических систем, теория колебаний и математической статистики, численные методы решения дифференциальных уравнений, натурный эксперимент в условиях ремонта железнодорожного пути.

Научная новизна

+ разработаны технические требования к гидроприводам путевых машин с учетом условий эксплуатации во Вьетнаме;

+ разработаны подходы к построению математических моделей гидроприводов машин типа ВПР:

- вращения эксцентрикового вала вибрации подбоек;
- подъема и опускания подбивочного блока,

позволяющие анализировать процессы изменения силовых и скоростных параметров приводов при изменении условий эксплуатации во Вьетнаме;

+ обоснована структура и определены рациональные параметры гидропривода подбивочного блока для климатических условий Вьетнама.

+ обоснована система диагностики гидроприводов подбивочного блока машин типа ВПР применительно к техническим возможностям Вьетнамских железных дорог;

+ разработана система и методика оценки технического состояния гидропривода вращения эксцентрикового вала подбивочного блока машин типа ВПР.

Практическая ценность. Разработанные в диссертации методики и программное обеспечение позволяют выбирать структуру и рассчитывать статические и динамические параметры гидрообъемного привода рабочих органов при проектировании и эксплуатации путевых машин для условий эксплуатации во Вьетнаме.

Реализация работы. Результаты диссертационной работы используются в научно-исследовательских работах кафедры «Строительные машины» и учебном процессе Ханойского Института Транспорта и Коммуникации (ХИИТа) при изучении дисциплины «Гидропривод строительных и путевых машин».

Апробация работы и публикации. Результаты работы по теме диссертации докладывались на девятой научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», г. Москва, 30-31 октября 2008 года; на семнадцатой научно-технологической конференции ХИИТа, ноябрь 2008 года; на десятой научно-технической конференции Вьетнамской научно-технической ассоциации в РФ, г. Москва, ноябрь 2008 года.

Основное содержание работы опубликовано в 8 научных работах, в том числе 1 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ для публикации основных результатов кандидатских и докторских диссертаций.

Объём и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы и приложений. Общий объем диссертации составляет 170 страниц машинописного текста, включая 11 таблиц, 58 рисунков, списка литературы из 85 наименований, приложение на 11 страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность исследования, определяются цели, методы, научная новизна и практическая значимость работы, дается краткое изложение ее содержания и основных результатов исследования.

В первой главе рассматриваются Вьетнамская сеть железных дорог, схемно-конструкторские решения, особенности работы и эксплуатации гидроприводов машины во Вьетнаме. В настоящее время Вьетнамская железнодорожная сеть состоит из 7 главных направлений общей длиной 2600 км, и использует 3 размера колеи: 1000 мм, 1435 мм, также совмещенная колея (1435 мм и 1000 мм). Железнодорожный транспорт Вьетнама имеет небольшие объемы грузовых и пассажирских перевозок соответственно 5,5% и 4,5% в сравнении с другими видами транспорта. По плану экономического и социального

развития до 2020 года, объемы перевозок грузов и пассажиров Вьетнамских железных дорог будет увеличено на $25 \div 30\%$ и, вследствие чего потребуются выполнение больших объемов работ по ремонту, реконструкции и строительство новых железных дорог. Для реализации этого требуются высокопроизводительные путевые машины с гидравлическим приводом. Но почти все путевые машины приобретаются по импорту, в конструкциях и приводах которых, не совсем полно учтены условия эксплуатации во Вьетнаме. С этой целью в работе разработаны технические требования к гидроприводам путевых машин с учетом условий эксплуатации во Вьетнаме.

В фундаментальных работах российских ученых Алексеевой Т.В., Башты Т.М., Прокофьева В.Н., Барышева В.И., Попова Д.Н., Хаймовича Е.М., Коробочкина Б.Л., Ермакова В.В. и др. разработаны основы конструирования и расчета гидропривода. Благодаря научным исследованиям указанных ученых и их учеников гидравлический привод стал ведущим приводом в машиностроении, особенно на самоходных машинах. Работоспособность гидравлического привода в зависимости от различных конструктивных и эксплуатационных факторов, в том числе и от климатических условий, достаточно хорошо изучена и опубликована в научных работах ученых Васильева К.И., Васильченко В.А., Кузнецовой Г.В., Панина И.А., Сорокина П.А., Ковальского В.Ф., Гринчара Н.Г., Ву Т.Б., Нгуен С.Х., Нгуен В.Т. и др. Отдельные вопросы повышения работоспособности и совершенствования конструкции гидропривода и гидрооборудования нашли развитие в научных трудах Абрамова Е.И., Навроцкого К.Л. и др.

Выполненный в диссертации анализ показал, что климатические условия оказывают существенное влияние на параметры и характеристики гидропривода, причем с повышением температуры это влияние увеличивается и гидропривод работает в неблагоприятном, практически аварийном режиме. Результаты исследования во Вьетнаме показали, когда путевые машины эксплуатируются при 20°C , через 2 часа температура жидкости достигает значения 71°C . Когда температура окружающей среды 37°C , температура жидкости достигает 88°C ; при 50°C температура жидкости достигает $91,7^{\circ}\text{C}$.

Во второй главе составлена математическая модель гидропривода с гидромотором и гидроцилиндром. Математическая модель состоит из дифференциальных уравнений движения звена привода и уравнений расходов, учитывающая сжимаемость жидкости и упругие деформации гидроцилиндра и трубопроводов, температуру рабочей жидкости, вес и конструктивные размеры элементов гидропривода.

При повышении температуры снижается вязкость рабочей жидкости, идет рост потерь давления, ухудшаются функциональные и эксплуатационные характеристики гидросистемы. Кинематическая вязкость рабочей жидкости может быть определена по формуле $\nu_t = \nu_0 \left(\frac{50}{t} \right)^n$. Плотность рабочей жидкости можно определить по формуле $\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_t(t - 20)}$. Число Рейнольдса для трубопроводов круглого сечения может быть определено по формуле $Re = \frac{v_0 d_0}{\nu_t}$. Коэффициент λ определяется в зависимости от режима течения жидкости, турбулентный режим $Re > 2320$ то $\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$ или ламинарный режим $Re \leq 2320$ то $\lambda = 64/Re$. Потери давления на трение по длине трубопровода:

$$\Delta p_1 = \gamma H = g \rho_t \frac{v^2}{2g} \sum \frac{1}{d_i} \lambda_i = \frac{1}{2} \rho_t v^2 \sum \lambda_i \frac{1}{d_i}$$

Потери давления на местных сопротивлениях

$$\Delta p_2 = \gamma H_m = g \rho_t \frac{v^2}{2g} \sum \zeta_i = \frac{1}{2} \rho_t v^2 \sum \zeta_i$$

Таким образом, сумма потерь давления в напорной линии:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = \frac{1}{2} \left(\sum \frac{1}{d_i} \lambda_i + \sum \zeta_i \right) \rho_t v^2$$

При составлении динамических моделей гидравлического привода с гидромотором, принимаем: волновые процессы в напорной и сливной линиях не учитываются; частота вращения двигателя привода насоса постоянна и соответствует номинальной; предохранительные клапаны моделируются как безинерционные нелинейные звенья; модуль упругости трубопроводов не зависит от

давления в системе; потери энергии в системе учитываются как вязкое трение и объемные потери для насоса и гидравлического мотора; потери расхода на объемные утечки насоса и гидравлического мотора в пределах рабочих режимов пропорциональны давлению в напорной линии.

Математическая модель гидравлического привода с открытой циркулирующей рабочей жидкостью может быть представлена в следующем виде. Уравнение неразрывности потока в трубопроводе можно представить:

$$[V_0^n] \omega_n X - Q_{kn} - (r_0^n + r_0^m) p_n - V_0^m \omega_m - e \frac{dp_n}{dt} = 0$$

+ коэффициент объемных утечек насоса $r_0^n = \frac{Q_n(1-\eta_0^n)}{[p_n]}$;

+ коэффициент объемных утечек гидравлического мотора $r_0^m = \frac{V_0^m[\omega_m](1-\eta_0^m)}{[p_m]}$;

+ расход предохранительного клапана:

если $p_n \geq p_{kn}$ то $Q_{kn} = (p_n - p_{kn})K_{kn}$; иначе $Q_{kn} = 0$;

+ параметр регулирования насоса $X = \frac{N}{p_n[V_0^n]\omega_n}$.

+ Уравнение моментов на выходном валу машины $M_m - M_f - \frac{M}{i_f} = I_m \frac{d\omega_m}{dt}$;

+ крутящий момент на валу гидравлического мотора $M_m = \frac{p_m V_0^m}{2\pi}$;

+ момент сопротивления движению рабочего органа $M = M_a + M_0 \sin(2\pi f t)$;

+ потери крутящего момента на вязкое трение в гидравлической системе, гидравлическом моторе и редукторе $M_f = \frac{\Delta p V_0^m}{2\pi}$.

Математическая модель дизель-гидравлического привода с закрытой циркуляцией рабочей жидкостью когда $p_n > p_s$ можно представить:

$$\begin{cases} e_n \frac{dp_n}{dt} = [V_0^n] \omega_n X - Q_{kn} - (r_0^n + r_0^m) p_n - V_0^m \omega_m \\ e_s \frac{dp_s}{dt} = V_0^m \omega_m + Q_{kn} + Q_s - r_0^m p_s - Q_k - [V_0^n] \omega_n X \\ I_m \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{V_0^m (p_n - p_s)}{2\pi} - \frac{\Delta p_n V_0^m}{2\pi} - \frac{M}{i_f} \\ (I_n - \lambda) \frac{d\omega_n}{dt} = A - B\omega_n - M_n \end{cases}$$

+ расход насоса подпитки $Q_s = V_0^n \omega_n$;

+ если $p_n \geq p_{kn}$, то $Q_{kn} = (p_n - p_{kn}) k_{kn}$, иначе $Q_{kn} = 0$;

+ если $p_s \geq p_k$, то $Q_k = (p_s - p_k) k_p$, иначе $Q_k = 0$;

+ момент, необходимый для привода насоса $M_n = \frac{V_0^n X(p_n - p_s)}{2\pi} + \frac{\Delta p_s V_0^n}{2\pi}$;

+ потери давления на трение в напорной линии $\Delta p_n = \frac{1}{2} \left(\sum \frac{1}{d_n} \lambda_i + \sum \zeta_i \right) \rho_i v_n^2$;

+ потери давления на трение в сливной линии $\Delta p_s = \frac{1}{2} \left(\sum \frac{1}{d_s} \lambda_i + \sum \zeta_i \right) \rho_i v_s^2$;

+ если $\omega_n \geq \omega_{en}$ то $\lambda = \lambda_n$; $A = A_n$; $B = B_n$; если $\omega_{em} \leq \omega_n$ и $\omega_n < \omega_{en}$ то $\lambda = \lambda_n$; $A = A_n$; $B = B_n$; если $\omega_n < \omega_{em}$ то $\lambda = 0$; $A = 0$; $B = B_n$;

+ если $p_n \geq p_{он}$, то $e_n = \frac{p_{он} V_{он}}{p_n^2} + e_1$, иначе $e_n = e_1$;

+ если $p_s \geq p_{ос}$, то $e_s = \frac{p_{ос} V_{ос}}{p_s^2} + e_2$, иначе $e_s = e_2$.

Когда $p_n < p_s$, (тормозной режим при движении вперед или двигательный режим при движении назад) математическая модель может быть представлена в следующем виде:

$$\begin{cases} e_n \frac{dp_n}{dt} = [V_0^n] \omega_n X + Q_{kn} + Q_s - Q_k - (r_0^n + r_0^m) p_n - V_0^m \omega_m \\ e_s \frac{dp_s}{dt} = V_0^m \omega_m - [V_0^n] p_n X - Q_{kn} - (r_0^m + r_0^n) p_s \\ J_m \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{V_0^m (p_s - p_n)}{2\pi} - \frac{\Delta p_n V_0^m}{2\pi} - \frac{M}{i_t} \\ (J_n - \lambda) \frac{d\omega_n}{dt} = A - B\omega_n - M_n \end{cases}$$

+ расход насоса подпитки $Q_s = V_0^n \omega_n$;

+ если $p_n \geq p_k$, то $Q_k = (p_n - p_k) k_p$, иначе $Q_k = 0$;

+ если $p_n \geq p_{ос}$, то $e_n = \frac{p_{ос} V_{ос}}{p_n^2} + e_2$, иначе $e_n = e_2$;

+ если $p_s \geq p_{он}$, то $e_s = \frac{p_{он} V_{он}}{p_s^2} + e_1$, иначе $e_s = e_1$;

+ если $p_s \geq p_{kn}$, то $Q_{kn} = (p_s - p_{kn}) k_{pn}$, иначе $Q_{kn} = 0$.

При составлении динамических моделей гидравлического привода с гидроцилиндром, принимаем: в силу малости величин утечек в таких элементах, как гидроцилиндр и распределитель, учитывать их не будем; динамические процессы рассматриваются при работе, что позволяет считать внешнюю нагрузку в течение рассматриваемого процесса величиной неизменной, включение золотника распределителя осуществляется мгновенно; плотность, вязкость и температура рабочей жидкости принимаются постоянными во время работы привода; шток, элементы рабочего оборудования являются абсолютно жесткими, упругие деформации в кинематических парах отсутствуют в силу их малости по сравнению с упругими деформациями рабочей жидкости; рабочая жидкость сжимается благодаря наличию неразворенного воздуха. Уравнение неразрывности потока в напорной линии:

$$e_n \frac{dp_n}{dt} = [V_0^n] X \omega_n - Q_{kn} - \frac{\pi D^2}{4} v - r_0^n p_n$$

+ если $p \geq p_{kn}$, то $Q_{kn} = (p - p_{kn})k_{kn}$, иначе $Q_{kn} = 0$;

+ коэффициент объемных утечек насоса $r_0^n = \frac{Q_0(1 - \eta_0^n)}{[p_n]}$;

Уравнение сил на поршне гидроцилиндра, когда поршень движется вверх:

$$m \frac{dv}{dt} = P(t) - G - P_s - P_f - P_*$$

+ усилие на поршне от давления рабочей жидкости в соответствующих полостях

$$P(t) = \frac{\pi}{4} [(p_n - p_0)D^2 + p_0 d^2]$$

+ силы, вызванные сжимаемостью жидкости, упругими деформациями поршневой или штоковой полостей цилиндра и прилегающих к данным полостям трубопроводов

$$P_* = \frac{\pi D^2}{4} c_1 y + \frac{\pi d^2}{4} c_2 y;$$

+ силы трения, возникающие между поршнем и цилиндром, между штоком и направляющей втулкой $P_f = \pi(Dl_k f_k + dl_v f_v) p_n$;

+ сила сопротивления трения в трубопроводах:

$$P_s = \frac{1}{2} \left(S_1^2 \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i S_i^2} \lambda_i + S_1^2 \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_i}{S_i^2} \right) v^2 \rho S_1 + \frac{1}{2} \left(S_2^2 \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i S_i^2} \lambda_i \frac{S_2}{S_i} + S_2^2 \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_i}{S_i^2} \frac{S_2}{S_i} \right) v^2 \rho S_1$$

где p_n, p_s - давления в напорной и в сливной линиях гидравлической системы; p_{kn}, p_k - давления настройки предохранительного и подпиточного клапанов; k_{kn}, k_p - параметры характеристик предохранительного и подпиточного клапанов; ω_n, ω_m - скорости вращения насоса и мотора; p_{en}, p_{os} - давления зарядки газом гидропневмоаккумуляторов в линиях п и s; V_{on}, V_{os} - объёмы аккумуляторов в линиях п и s; c_n, c_s - гидравлические податливости напорной и сливной магистралей; e_1, e_2 - приведенные гидравлические податливости напорной и сливной линий; Q_{kn}, Q_k - расходы предохранительного и подпиточного клапанов; V_0^n, V_0^m - рабочие объёмы насоса и гидромотора; X - параметр регулирования насоса; r_0^n, r_0^m - коэффициенты объёмных утечек насоса и мотора; M_m - момент на валу мотора; f_n - приведенные коэффициенты вязкого трения насоса и мотора; I_n, I_m - приведенные к валу насоса и валу гидромотора моменты инерции привода и массы машины; ω_{en}, ω_{em} - скорость вращения дизеля в номинальном режиме и режиме максимального момента; A_n, B_n, A_k, B_k, B_2 - параметры дизеля на регуляторном, корректорном и перегрузочном участках статической характеристики; λ_n, λ_k - динамические коэффициенты дизеля для регуляторного и корректорного участков характеристики дизеля; Q_s - расход насоса подпитки; i_r - передаточное отношение редуктора; φ_m - угол поворота вала; M_b, M_0 - среднее значение и амплитуда момента сопротивления; S_1, S_2, c_1, c_2 - константы, необходимые для математического описания гидропривода; y - перемещение поршня; v - скорость поршня гидроцилиндра; G, m - приведенные к поршню вес и масса груза; D, d - диаметр поршня и штока цилиндра; l_k, l_f, f_k, f_f - ширина и коэффициент трения соответственно уплотнительного и фторопластового кольца; ρ - плотность рабочей жидкости; s_l - площадь i^{90° участка трубопровода; l, d_l - длина, диаметр i^{90° участка трубопровода; $\Sigma \zeta_l$ - суммарный коэффициент потерь на местные сопротивления i^{90° участка трубопровода; λ_l - коэффициент сопротивления.

В третьей главе рассматривается методика расчета статических и динамических характеристик гидропривода подбивочного блока (рис.1). Описан расчет динамических параметров рабочего органа, проведена оценка их влияния на гидравлический привод. Приводится теоретическое обоснование выбора

рациональных параметров гидропривода, позволяющих снизить динамические нагрузки.

Расчет статических параметров гидропривода эксцентрикового вала выполнен в системе электронных таблиц EXCEL. Выполнены расчеты скорости вращения эксцентрикового вала, момента сопротивления движению на валу гидромотора, мощности и удельной энергоёмкости в зависимости от производительности для среднестатистических условий эксплуатации Вьетнама. Полученные результаты легли в основу принятия проектных решений при создании гидрообъёмной передачи. Разработанная методика реализована в форме электронных таблиц EXCEL, что позволяет проводить поиск рациональных параметров элементов гидрообъёмного привода эксцентрикового вала машин типа ВПР и других механизмов.

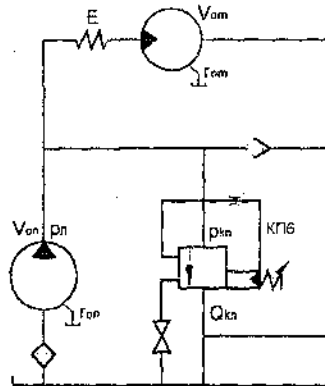


Рис.1 Расчетная модель гидропривода эксцентрикового вала машин типа ВПР

Работа гидропривода эксцентрикового вала сопровождается колебаниями давления и расхода рабочей жидкости. Эти колебания отрицательно влияют на ресурс гидропривода, снижают коэффициент использования установочной мощности привода и производительность, уменьшают надёжность, увеличивают энергоёмкость привода, поэтому при создании привода необходимо учитывать его динамическую характеристику. Математическая модель расчета динамических параметров гидропривода эксцентрикового вала:

$$\begin{cases} E \frac{dp_n}{dt} = [V_0^n] \omega_n - Q_{kn} - (r_0^n + r_0^m) p_n - V_0^m \omega_m \\ I_m \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{p_n V_0^m}{2\pi} - \frac{\Delta p V_0^m}{2\pi} - M \\ \frac{d\varphi}{dt} = \omega_m \end{cases}$$

+ расход предохранительного клапана $Q_{kn} = (p_n - p_{kn}) k_{kn}$;

+ коэффициент объемных утечек насоса $r_0^n = \frac{Q_n(1 - \eta_0^n)}{[p_n]}$;

+ коэффициент объемных утечек гидромотора $r_0^m = \frac{V_0^m [\omega_m] (1 - \eta_0^m)}{[p_m]}$;

+ момент сопротивления движению рабочего органа $M = M_B + M_0 \sin(2\pi f \cdot t)$;

+ момент инерции на валу гидромотора $I_m = t_{кр} \frac{N_{эв} - N_{сп}^{max}}{\delta \omega_{сп}^2}$;

+ сумма потерь давления в напорной линии $\Delta p = \frac{1}{2} \left(\frac{l}{d} \lambda + \sum \zeta \right) \rho_l v^2$;

где $[V_0^n]$ - номинальный рабочий объем насоса, м³; ω_n - номинальная частота вращения насоса, об/с; V_0^m - рабочий объем гидромотора, м³; ω_m - скорость вращения вала гидромотора, об/с; p_n - давление в напорной линии гидропривода, Па; k_{kn} - параметр предохранительного клапана, (м³/с)/Па; p_{kn} - давление открытия предохранительного клапана, Па; $[p_n]$ - номинальное давление насоса, Па; $[p_m]$ - номинальное давление гидравлического мотора, Па; η_0^n - номинальный объемный КПД насоса; η_0^m - номинальный объемный КПД мотора; E - приведенный модуль упругости жидкости и трубопровода, Па; φ - угол поворота вала, рад; M_B , M_0 - среднее значение и амплитуда момента сопротивления; $N_{эв}$ - номинальная мощность двигателя машины, кВт; $N_{сп}^{max}$ - максимальная суммарная мощность холостого режима машины, кВт; $t_{пер}$ - время рабочего переезда, торможения и остановки машины, с; δ - коэффициент неравномерности вращения эксцентрикового вала; ρ_l - плотность рабочей жидкости; l , d - длина, диаметр трубопровода; $\sum \zeta$ - суммарный коэффициент потерь на местные сопротивления трубопровода; λ - коэффициент сопротивления.

Результаты решения системы дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты в среде MATLAB приведены на рисунках 2 и 3:

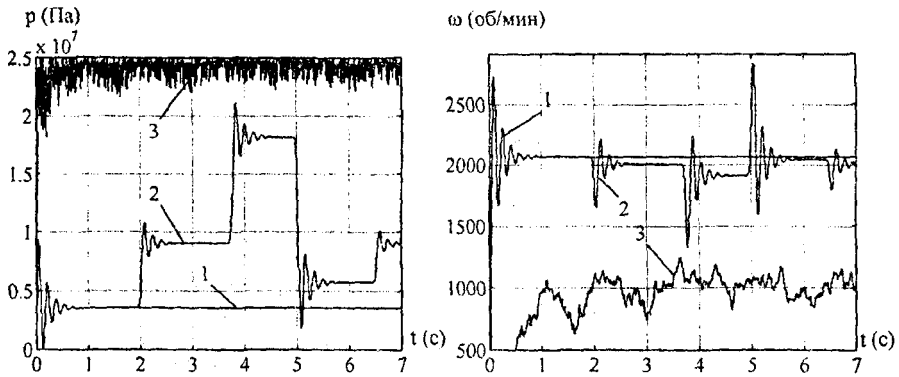


Рис. 2 Зависимости давления и скорости от момента сопротивления движению
1 - без нагрузки; 2 - в режиме работы; 3 - в тяжелом режиме.

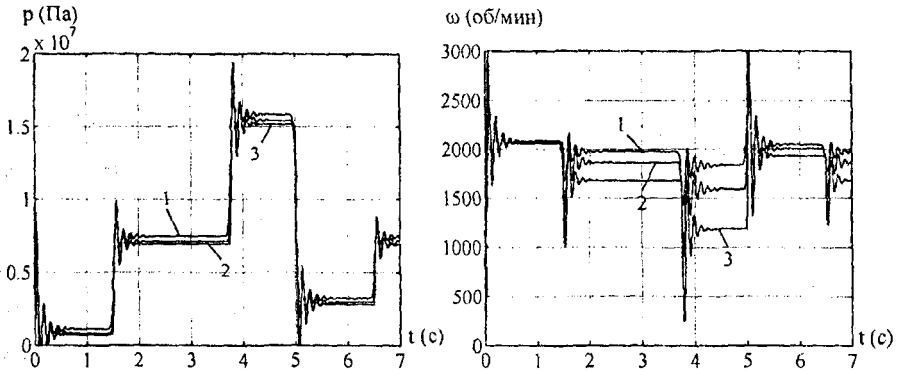


Рис. 3 Зависимости давления и скорости от температуры рабочей жидкости
1 - температура $t = 20^{\circ}\text{C}$; 2 - $t = 60^{\circ}\text{C}$; 3 - $t = 90^{\circ}\text{C}$

Из графиков видно, что амплитуды колебаний давления и скорости часто достигают максимального значения в начале процесса, далее процесс становится установившимся. Максимальные значения давления и скорости возникают многократно в рабочем режиме под действием случайных изменений момента сопротивления. В значительно большей степени влияние динамических параметров на уровень стабилизации давления в гидросистеме обнаруживается при увеличении момента сопротивления движению. При потере устойчиво-

сти в случае ступенчатого возрастания момента привода при возрастании давления до срабатывания предохранительного клапана недостаточно для возобновления движения. В процессе работы с увеличением температуры, вязкость рабочей жидкости падает быстро, утечки масла повышаются, давление рабочей жидкости медленнее достигает среднего значения. Анализ полученных результатов показывает, что степень снижения работоспособности гидропривода зависит от температуры, времени и других условий. Сравнение между температурами 20°C и 90°C показывает, что давление рабочей жидкости в напорной линии уменьшается на 4,13%, а скорость эксцентрикового вала уменьшается на 35,5%.

Для исследования влияния параметров приводов на характер переходных процессов и для выбора рациональных параметров и структуры гидросистем составлена динамическая модель гидропривода вертикального перемещения подбивочного блока машин типа ВПР (рис.4).

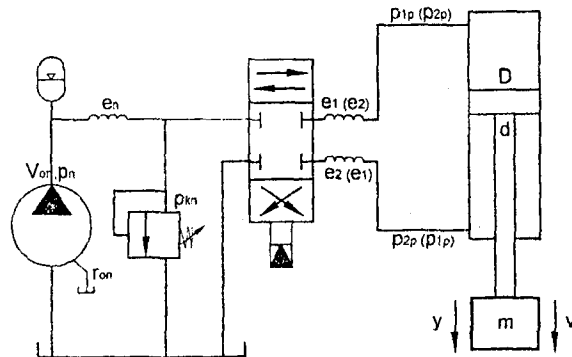


Рис.4 Расчетная модель гидропривода вертикального перемещения подбивочного блока машин типа ВПР

При составлении динамических моделей гидравлического привода с гидроцилиндром, принимаем: режим течения жидкости турбулентный; сила трения, возникающая в подшипниках и кинематических парах в условиях полужидкостного трения, не учитывается в силу малости; сила, вызванная сжатием жидкости и упругими деформациями трубопроводов, не учитывается. Математическая модель гидропривода вертикального перемещения подбивочного блока:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = v \\ \frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{e_n} [V_0^n \omega_n - Q_{kn} - r_0^n p_n - Q_1] \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \left[\frac{\pi D^2}{4} (p_{1p} - p_{2p}) \mp \frac{\pi d^2}{4} p_{1p} - P_f \mp G - P_s - P_{\text{срт}} \right] \\ \frac{dp_{1p}}{dt} = \frac{1}{e_1} [Q_1 - A_1 v] \\ \frac{dp_{2p}}{dt} = \frac{1}{e_2} [A_2 v - Q_2] \end{cases}$$

где Q_1, Q_2 - расходы через дросселирующие окна распределителя;

+ если $p_n > p_{1p}$ то $Q_1 = k_f X \sqrt{p_n - p_{1p}}$; если $p_n < p_{1p}$ то $Q_1 = -k_f X \sqrt{p_{1p} - p_n}$; если $p_n = p_{1p}$ то $Q_1 = 0$;

+ если $p_{2p} > p_{сл}$ то $Q_2 = k_f X \sqrt{p_{2p} - p_{сл}}$; если $p_{2p} < p_{сл}$ то $Q_2 = -k_f X \sqrt{p_{сл} - p_{2p}}$; если $p_{сл} = p_{2p}$ то $Q_2 = 0$.

+ Коэффициент объемных утечек насоса $r_0^n = \frac{Q_{\text{ут}} (1 - \eta_0^n)}{[p_n]}$.

+ A_1, A_2 - площади, при процессе подъема $A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), A_2 = \frac{\pi}{4} D^2$, при процессе опускания $A_1 = \frac{\pi}{4} D^2, A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$.

+ X - сигнал управления распределителем; если $t \leq t_1$ то распределитель закрыт $X = 0$, если $t_1 < t \leq t_2$ то распределитель открывается $X = \frac{t_2 - t_1}{t - t_1}$, если

$t_2 < t \leq t_3$ то распределитель открыт $X = 1$, если $t_3 < t \leq t_4$ то $X = 1 - \frac{t_4 - t_3}{t - t_3}$, ес-

ли $t > t_4$ то распределитель закрыт $X = 0$.

+ Сила сопротивления $P_s = \frac{1}{2} \left[S_1^2 \left(\frac{1}{d_1 s_1^2} \lambda_1 + \frac{\zeta_1}{s_1^2} \right) + \frac{S_2^2}{S_1} \left(\frac{1}{d_2 s_2^2} \lambda_2 + \frac{\zeta_2}{s_2^2} \right) \right] v^2 \rho S_1$;

где v - скорость поршня гидроцилиндра, м/с; y - перемещение поршня гидроцилиндра; D, d - диаметр поршня и штока гидроцилиндра, м; l_k, l_ϕ, f_k, f_ϕ - ширина и коэффициент трения соответственно уплотнительного и фторопластового колец; m - приведенная масса подвижных частей, кг; e_n, e_1, e_2 - податливости соответствующих участков гидравлических линий; V_0^n - номинальный ра-

бочий объем насоса, м^3 ; ω_n - номинальная частота вращения привода насоса, об/с ; l_1, d_1, l_2, d_2 - длина и диаметр рукава РВД линии соответственно поршня и штока; λ_1 - коэффициент сопротивления; ζ - коэффициент потерь на местные сопротивления $i^{\text{го}}$ участка трубопровода; ρ_1 - плотность рабочей жидкости; $P_{\text{зат}}$ - усилие заглубления, Н; k_f - коэффициент расхода дросселирующего распределителя; p_n - давление в напорной магистрали, Па; p_{1p} - давление в напорной линии гидроцилиндра, Па; p_{2p} - давление в сливной линии гидроцилиндра, Па; $p_{\text{сл}}$ - давление в баке, Па.

Результаты решения системы дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты в среде MATLAB приведены на рисунках 5 и 6:

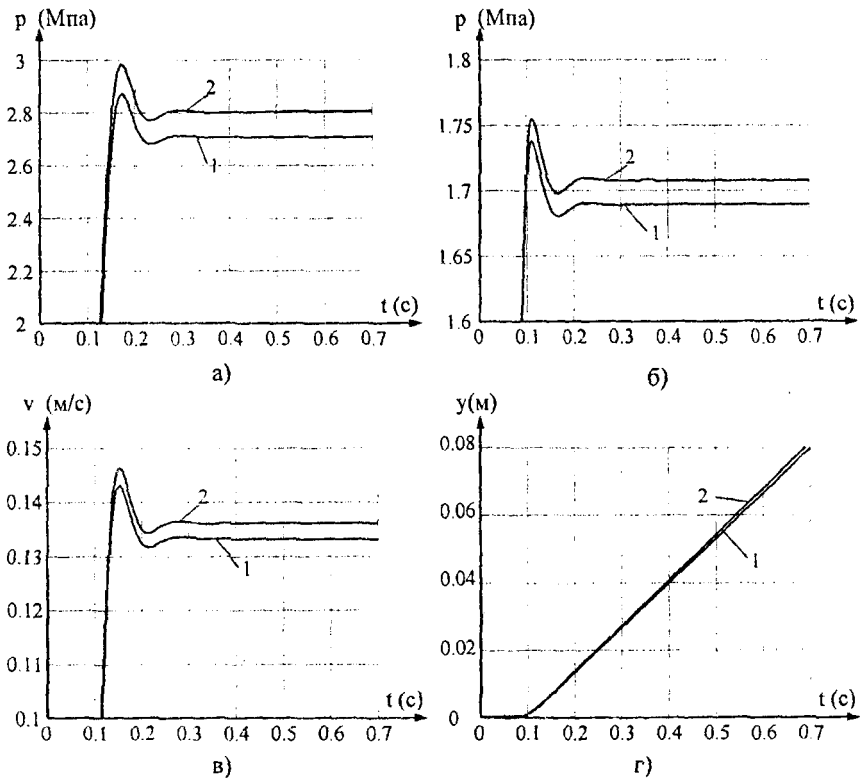


Рис. 5 Расчетные результаты в зависимости от температуры рабочей жидкости при процессе подъема подбивочного блока

а - давление со стороны поршневой полости; б - со стороны штоковой полости;

в - скорость поршня гидроцилиндра; г - перемещение поршня гидроцилиндра

1 - температура $t = 90^\circ\text{C}$; 2 - $t = 20^\circ\text{C}$.

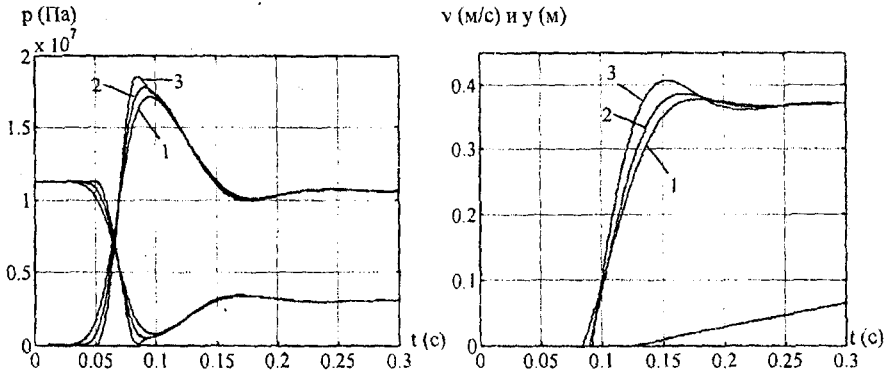


Рис. 6 Зависимости давления, скорости и перемещения поршня от температуры рабочей жидкости при процессе опускания
1- температура 90°C ; 2 - $t=60^{\circ}\text{C}$; 3 - $t = 20^{\circ}\text{C}$.

Анализ полученных результатов на рис. 5 и 6 показывает, что температура рабочей жидкости оказывает существенное влияние на давление, скорость поршня гидроцилиндра и перемещение подбивочного блока в процессе работы. При повышении температуры рабочей жидкости, среднее значение давления в напорной линии, скорость движения поршня и перемещения подбивочного блока уменьшаются, при времени 0,3 секунды давление уменьшается до 3,7%; скорость - до 5,17%; перемещение - до 13,95%.

Как показал анализ, проведенный в диссертации, климатические условия Вьетнама влияют на работоспособность гидропривода путевых машин опосредовано через температуру рабочей жидкости. Известно, с повышением температуры рабочей жидкости существенно возрастают потери энергии вследствие увеличения утечек жидкости в элементах гидропривода. Поэтому, для повышения производительности путевых машин при эксплуатации в условиях температур Вьетнама требуется дополнительное охлаждение и поддержание температурного режима гидросистемы.

Все потери мощности в гидроприводе, на трение в гидрооборудовании, деформацию рабочей жидкости в трубопроводах и агрегатах, дросселирование жидкости в зазорах и специальных дросселях, в конечном итоге превращаются в тепло, которое идет на нагревание рабочей жидкости и оборудования, а также

за счет конвективного теплообмена рассеивается в окружающую среду. По уравнению теплового баланса, тепловое состояние гидропривода в любой момент времени после пуска машины можно представить в виде:

$$Qdt = \sum k, F, \Delta T dt + \sum C, m, dT = (Cm + C, m,)dT + kFdt(T - T_*)$$

Расчетная площадь поверхности гидробака связана с объемом масла в гидробаке следующей зависимостью: $F = 0,065\sqrt{V^3}$. Коэффициент теплопередачи

от гидробака к воздуху определяется по формуле: $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$. При отсут-

ствии разгрузки насоса и слива всей жидкости через предохранительный клапан количество выделяемого тепла определяется по формуле:

$$Q = 3600N_{\text{пр}}t = 5,85 \frac{\rho V_n t}{\eta}; \text{ при работе насоса на потребителя количество выделяе-}$$

мого тепла подсчитывается по формуле: $Q = 5,85\rho V_n t \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)$. Результаты решения

дифференциального уравнения методом Рунге-Кутты в среде MATLAB приведены на рисунках 7 и 8:

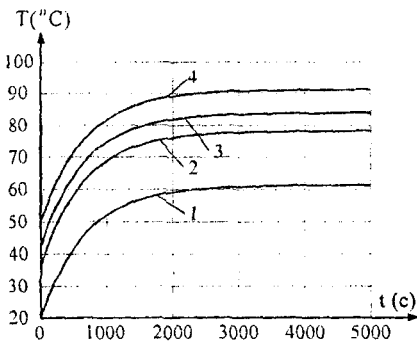


Рис. 7 Температура рабочей жидкости в зависимости от окружающей среды
1- температура окружающей среды 20°C;
2 - t = 37°C; 3 - t = 42,8°C; 4 - t = 50°C

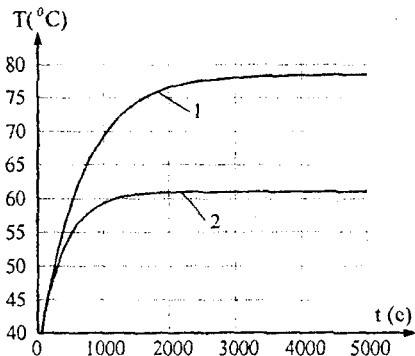


Рис. 8 Температура рабочей жидкости в зависимости от вида конвекции
1 - свободная конвекция;
2 - вынужденная конвекция

Анализ полученных результатов на рис. 7 и 8 показывает, что при температуре окружающего воздуха 20°C нет необходимости дополнительного охлаж-

дения рабочей жидкости. В этом режиме температура рабочей жидкости поддерживается постоянной 60°C . При температуре выше 20°C охлаждение рабочей жидкости принудительно обеспечивает требуемый температурный режим гидропривода. В работе приведена методика и выполнен расчет маслоохладителя, который необходимо устанавливать на машины типа ВПР, которые поставляются во Вьетнам.

В четвертой главе рассматриваются методы испытаний и диагностики гидроприводов машин типа ВПР. Экспериментальные исследования проводились с целью оценки технического состояния гидронасосов и гидромоторов. Для оценки реального состояния гидропривода подбоек были установлены расходомеры и датчики давления в точках, как это показано на рисунке 9. Для ускорения процесса испытаний гидропривода эксцентрикового вала подбивочного блока машин типа ВПР, снятия и обработки результатов эксперимента необходимо применение методов обработки экспериментальных исследований с использованием компьютеров. С этой целью был разработан программно-технический комплекс, включающий в себя тензометрические датчики давления, пропорционально преобразующие величину изменения избыточного давления рабочей жидкости в электрическое напряжение, электронную микропроцессорную систему и персональный компьютер. В результате всех экспериментов было зафиксировано 4 режима нагружения с длительностью записи по 12 сек. каждый.

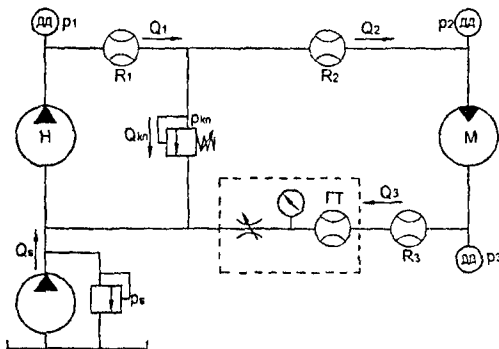


Рис. 9 Гидросхема привода эксцентриковых валов шпалоподбивочного механизма

Н - насос привода эксцентрикового вала; М - гидромотор привода эксцентрикового вала; ГТ - гидротестер; ДД - датчики давления; $R_1, R_2, R_3, Q_1, Q_2, Q_3$ - расходомеры турбинного типа и расходы жидкости соответственно; p_1, p_2, p_3 - давления в точках 1, 2, 3 соответственно; $Q_{кв}$ - объемные потери в блоке клапанов

Анализ записей процессов изменения давления и расхода рабочей жидкости в контрольных точках гидросистемы в эксперименте показывает, что эти процессы носят ярко выраженный стационарно-эргодический характер. С другой стороны, их динамический характер предполагает необходимость применения методов математической статистики. Для обработки такого рода процессов удобно применять метод корреляционно-спектрального анализа, позволяющий оценить математическое ожидание, дисперсию, среднееквадратичное отклонение, коэффициент вариации и спектральную плотность рассматриваемого процесса. Результаты расчета показаны на рисунках 10-12:

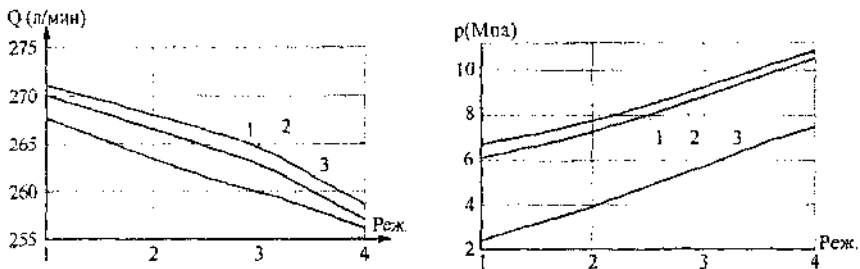


Рис. 10 Зависимость расхода и давления от режимов нагружения
1 - напор насоса; 2 - вход в мотор; 3 - слив мотора

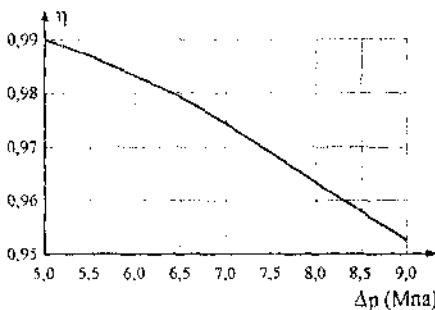


Рис. 11 Зависимость коэффициента подачи насоса от перепада давления

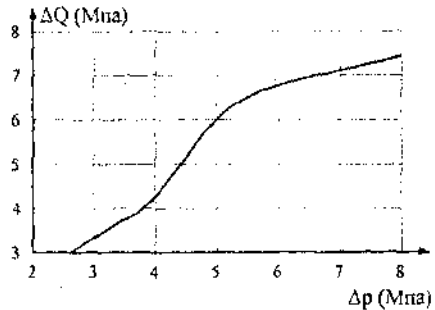


Рис. 12 Зависимость объёмных потерь насоса от перепада давления

Для нахождения КПД гидросистемы и гидромотора используется расчет, основанный на спектральном анализе экспериментальных данных. Анализ полученных спектров давления показывает, что основная дисперсия колебаний сосредото-

чена на двух частотах, а именно в области 30÷37 Гц в зависимости от режима нагружения, и в области 15 Гц. Первая из описанных областей частот 30÷37 Гц, может быть связана с частотой колебаний подбоек (*частота вращения эксцентрикового вала*); а вторая 15 Гц, с дисбалансом маховиков на эксцентриковом вале и собственной частотой гидропривода данного вала. Исходя из полученных расходов на входе в гидромотор и спектров давления, можно определить объемный КПД гидромотора. Сравнительный анализ полученных результатов и требований к объемному КПД гидропривода вращения эксцентрикового вала позволяет говорить, что данная машина может эксплуатироваться на рыхлом щебеночном балласте. Для эффективной же работы на слежавшемся, уплотненном щебне необходимо произвести замену гидромотора привода эксцентрикового вала.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Установлено, что климатические условия Вьетнама отрицательно влияют на параметры и характеристики гидропривода машин. При температуре рабочей жидкости равной 90⁰С, скорость вращения эксцентрикового вала машин типа ВПР снижается до 35,5%.
2. Разработана математическая модель расчета выходной характеристики гидропривода, которая реализована в электронных таблицах EXCEL, что позволяет существенно сократить трудоемкость и время расчета.
3. Разработана и реализована математическая модель для расчета динамических параметров гидропривода эксцентрикового вала. Выполнено исследование влияния момента сопротивления движению, температуры рабочей жидкости на динамические характеристики гидропривода.
4. Разработана обобщенная математическая модель гидропривода вертикального перемещения подбивочного блока машин типа ВПР, которая позволяет определить давление в напорной и сливной линии, скорость и перемещение поршня гидроцилиндра в зависимости от температуры рабочей жидкости и площади дроссельных отверстий.

5. Для повышения эффективности работы машин типа ВГР рекомендуется устанавливать на поставляемые во Вьетнам машины маслоохладители с рассчитанными в работе параметрами НРА 42, а в качестве рабочей жидкости применять масло CS-46 (МГ-30у).

6. Полученные результаты исследования показывают, что разработанная математическая модель и методика ее анализа дают возможность адекватно оценивать эффективность статических и динамических параметров привода, принятых на основании расчета выходных характеристик привода и определять целесообразность и возможность их корректировки.

7. Экспериментальные исследования оценки технического состояния гидронасосов и гидромоторов гидропривода эксцентрикового вала показали, что данная машина имеют существенный износ элементов гидропривода и при работе в климатических условиях Вьетнама может эксплуатироваться на рыхлом щебеночном балласте.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. В.Ф. Ковальский, Нгуен Динь Ты. Особенности климата Вьетнама и его влияние на гидрообъемный привод. Вестник МИИТа - Выпуск 18 - М.: МИИТ, 2008 г. - с. 40 - 43.

2. Нгуен Динь Ты. Динамические модели гидравлического привода с закрытой циркуляцией рабочей жидкости в условиях температуры Вьетнама. Вестник МИИТа - Выпуск 18 - М.: МИИТ, 2008 г. - с. 44 - 48.

3. В.Ф. Ковальский, Нгуен Динь Ты. Расчет параметров гидравлического привода в зависимости от температуры. Вестник МИИТа - Выпуск 19 - М.: МИИТ, 2008 г. - с. 42 - 50.

4. В.Ф. Ковальский, Нгуен Динь Ты. Математическая модель выбора рабочей жидкости для минимизации затрат мощности гидропривода. Подъемно-транспортное дело, 5.2008 г. - с. 2 - 4.

5. В.Ф. Ковальский, Нгуен Динь Ты. Влияние природно-климатических условий на надежность путевых машин во Вьетнаме. Труды 9-й научно-

практической конференции «Безопасность движения поездов». Москва, 30-31 октября 2008 г. - с. X-9.

6. В.Ф. Ковальский, Нгуен Динь Ты. Построение динамических моделей гидропривода в зависимости от температуры окружающей среды (на Вьетнамском языке). Вестник Транспорта и Коммуникации - Ханой 11.2008 г. - с. 32-35.

7. В.Ф. Ковальский, Нгуен Динь Ты. Использование MATLAB - SIMULINK для расчета параметров гидравлического привода с открытой циркуляцией рабочей жидкости (на Вьетнамском языке). Вестник Науки транспорта и Коммуникации - Ханой 11.2008 г. - с. 7 - 12.

8. В.Ф. Ковальский, Нгуен Динь Ты. Динамические модели клапана давления при работе гидропривода в условиях температуры Вьетнама. Вестник МИИТа - Выпуск 20 - М.: МИИТ, 2009 г. - с. 39 - 43.

Нгуен Динь Ты

**ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРОПРИВОДА МАШИН ТИПА ВПР С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ
ЭКСПЛУАТАЦИИ ВО ВЬЕТНАМЕ**

Специальность: 05.02.02 -
Машиноведение, системы приводов и детали машин

Подписано к печати 18.01.2010

Объем 1,5 п.л.

Заказ № **25**

Формат 60x84 1/16

Тираж 80 экз.

Печать офсетная.

Бумага для множительного аппарата

Типография МИИТ, 127994, Москва, ул. Образцова, дом 9, строение 9