

11183-44
Министерство высшего и среднего специального образования

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

В. М. КОНОВАЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ
ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
ДЕТАЛЕЙ ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСОВ,
ПРИМЕНЯЕМЫХ ВО ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКАХ
С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ
(0.5.169 — Металлорежущие станки)

Диссертация выполнена на русском языке.

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового
Красного Знамени высшее техническое училище
им.Н.Э Баумана

В.М. КОНОВАЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ

факторов, влияющих на износостойкость
деталей пластинчатых насосов, применяемых
во фрезерных станках с программным управлением
(ОБ - 169 - металлорежущие станки)

Диссертация выполнена на русском
языке.

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

М О С К В А 1972 г.



M188574

Работа выполнена в МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель -

кандидат технических наук, доцент Кузнецов М.М.

Научная консультация экспериментальной
части осуществлялась к.т.н. доц. Воробьевым С.А.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Гордеев А.С.

кандидат технических наук Скрицкий В.Я.

Ведущее предприятие - елецкий завод "Гидропривод"

Автореферат разослан "23 " декабря 1972 г.

Защита состоится " " _____ 197. г.

На заседании Совета факультета "Автоматизации и механизации
производства" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
им. Н.Э.Баумана

Отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью учреждения:

просьба направлять по адресу: Москва, Б-5, 2-ая Бауманская, 5.

Ученый секретарь Совета

С целью увеличения роста производительности труда в металлообработке широко применяются станки с программным управлением (ПУ). Директивами XXIV съезда КПСС намечено увеличить производство станков с ПУ в 3,5 раза по сравнению с 1970 годом, при общем росте производства станков в 2 раза.

Пути повышения производительности труда и анализ факторов влияющих на производительность труда станков с ПУ изложены в фундаментальных работах проф.д.т.н. Г.А.Шаумяна. При этом значительное внимание уделяется вопросам уменьшения времени холостых и рабочих ходов, а также уменьшению внецикловых потерь при работе станков с ПУ.

Перечисленные факторы в основном определяются характеристиками привода подачи станка с ПУ.

Свыше 35% всех выпускаемых станков с ПУ фрезерные, из них подавляющее большинство имеет следящий гидравлический привод подачи.

Наиболее распространенными устройствами питания следящих гидравлических приводов являются пластинчатые насосы, долговечность которых существенно влияет на внецикловые потери станков с ПУ.

Многолетняя практика эксплуатации станков с ПУ оснащенных гидроприводом подачи показывает, что чаще всего в гидросистеме изнашиваются насосы. Продукты износа насоса могут явиться причиной выхода из строя других важных элементов гидросистемы: золотников, гидроусилителей, исполнительных механизмов и т.д.

В настоящее время в гидроприводах большинства станков с ПУ применяются пластинчатые насосы двойного действия типа ГП2-2, серийно изготавливаемые елецким заводом "Гидропривод". Долговечность этих насосов находится на уровне 3-5 тыс. часов, что не удовлетворяет требованиям станков с ПУ. Особенностью гидрофицированных станков с программным управлением являются высокие требования не только к долговечности насосов, которая оценивается величиной объемного КПД, но и к таким их характеристикам как, например, пульсация производительности, нестабильность давления, шум и т.д.

Ухудшение хотя бы одного из параметров насоса может привести к потере точности или к увеличению шероховатости обработки, а в некоторых случаях и к потере устойчивости привода подачи, к выходу из строя привода подачи и остановке станка. При этом обычно происходит поломка инструмента, а обрабатываемая деталь идет в брак.

Качество и стабильность характеристик насосов в основном определяется износом главных его элементов. Вопросам исследования факторов, влияющих на износостойкость деталей пластинчатых насосов и на этой основе - разработке путей повышения долговечности и других характеристик пластинчатых насосов и созданию нового более долговечного насоса специально для станков с ПУ и посвящена настоящая работа.

В главе I анализируется влияние характеристик пластинчатого насоса на работоспособность привода подачи фрезерного станка.

По числу управляемых координат, необходимых для изготовления деталей с различными поверхностями, станки с ПУ делятся на однокоординатные, двухкоординатные, трех- и многокоординатные, а также станки типа обрабатывающий центр.

Анализ гидрофицированных станков с ПУ с помощью теории производительности показывает, что уменьшение долговечности насосов приводит к увеличению внецикловых потерь, то есть к падению производительности оборудования и применение таких станков с ПУ становится неэффективным.

С другой стороны при многокоординатной обработке, особенно при фрезеровании криволинейных поверхностей, когда требуется одновременное согласованное движение приводов по координатам возрастает роль других характеристик насоса, которые будут определять качество обработки.

В работах к.т.н. Кузнецова М.М., к.т.н. Петрова А.Н., к.т.н. Иванова Ю.В. и к.т.н. Майорова М.В. приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований влияния элементов гидропривода на точность обработки. Оказывается, что кроме высоких динамических характеристик, элементы привода должны обладать высокой жесткостью к изменению нагрузки и высокой стабильностью параметров. Исследования показали, что добиться этого можно лишь на основе оптимального конструирования гидропривода в целом, исходя из условий необходимой точности обработки при заданной производительности.

Длительная эксплуатация станков с ПУ показала, что стабильность подачи и работоспособность следящего гидропривода в основном зависит от источника питания - насоса, поскольку стабильность и жесткость параметров гидравлического потока, управляющего испол-

нительным двигателем, а следовательно, управляющего непосредственно формообразованием заготовки, целиком определяется процессами, происходящими в насосе.

В работах проф. д. т. н. Прокофьева В. Н. доказано, что динамика насоса оказывает существенное влияние на динамические характеристики гидропривода. Кроме того, насос может вызывать неустойчивость параметров гидропривода за счет неравномерности основной и динамической подачи. Кроме снижения точности обработки это может вызывать автоколебания в гидроприводе, то есть потерю устойчивости привода.

Таким образом насос является одним из главных рабочих органов гидросистемы станка с ПУ. От качества работы насоса зависит качество работы всей гидросистемы и станка в целом, поэтому данная работа и посвящена исследованию наиболее широко распространенных пластинчатых насосов с целью улучшения их характеристик и особенно с целью увеличения их долговечности.

Анализ качества пластинчатых насосов, находящихся в эксплуатации на различных предприятиях, проводился на кафедре АМ-I, в гидравлической лаборатории елецкого завода "Гидропривод", в ЭНИМС"е и в других организациях. Этот анализ показал, что у подавляющего большинства изношенных насосов наибольшему износу подвергаются статоры /износ внутреннего профиля/ и пластины /износ рабочих кромок находящихся в контакте со статором и ротором/, затем роторы и наконец - диски.

Металлические частицы - продукты износа насоса, загрязняя масло, забивают щели дросселей, золотников, клапанов, осаживаются на трущихся поверхностях цилиндров и штоков, разрушают мягкие уплотнения, увеличивают утечки масла, то есть снижают долговечность всей гидросистемы станка с ПУ.

Износ статоров и пластин приводит во многих случаях к появлению в гидросистеме пульсации и шума, и в тех случаях, когда это недопустимо - приходится заменять такие насосы даже если они сохраняют объемный КПД на высоком уровне. В этой главе также приведены результаты экспериментов по определению влияния износа деталей пластинчатого насоса Г12-23А на шум, объемный КПД и неравномерность подачи.

В насосе последовательно заменялись новые детали изношенными. При испытании был использован комплект новых деталей насоса, со-

стоящий из ротора с пластинами, статора и распределительных дисков, и комплект изношенных деталей (после 4000 часов работы этого комплекта в насосе на давлении 15 кгс/см²). В результате эксперимента установлено, что объемный кпд, шум и неравномерность подачи насоса сильно зависят от износа ротора, внутреннего профиля статора и рабочих кромок пластин.

В главе II дается анализ работ по пластинчатым насосам, а также определяются факторы, влияющие на износостойкость деталей пластинчатых насосов и даются предложения для создания оптимальной износостойкой конструкции пластинчатого насоса для применения в механизмах подачи фрезерных станков с ЧУ.

Большинство исследований пластинчатых насосов были посвящены общим вопросам их работы. В них изучались неравномерность подачи, процессы всасывания, переноса и нагнетания рабочей жидкости, кавитационные характеристики и влияние рабочего процесса насоса на его шум.

К числу таких исследований относятся работы И.З.Зайченко, Е.А.Рыбкина, В.Н.Давыдова, Т.М.Башты, Е.М.Хаймовича, И.В.Раздолина, А.М.Седора, Л.М.Мышлевского. Кроме того имеется часть работ, посвященных исследованию роторных насосов других типов, а также отдельным общим вопросам работы роторных насосов. К ним относятся работы Н.С.Ачеркана, В.Н.Прокофьева, Г.Ф.Бодрашевой, А.М.Васильева, Е.А.Минина, В.Эриста, L. Spraschuh, P. Klaus, H. Popp, H. L. Hoer.

Е.А.Рыбкин исследовал работу пластинчатых насосов двойного действия с неразгруженными пластинами /типа П12-1/ с целью определения условий, при выполнении которых кпд насосов будут максимальными.

В работах Т.М.Башты, Е.М.Хаймовича, М.В.Раздолина и В.И.Давыдова исследуются теоретическая производительность и требуемый крутящий момент пластинчатых насосов однократного действия.

В работе Т.М.Башты имеются также данные по расчету кавитационных характеристик насосов с торцовым распределением и исследуется влияние сжимаемости рабочей жидкости на величину уменьшения фактической производительности.

В работах И.З.Зайченко, Л.М.Мышлевского дается описание принципов действия пластинчатых насосов и гидромоторов, методы их расчета, анализ рабочих процессов, анализ конструкций, харак-

теристики насосов и гидромоторов, даются расчеты основных деталей пластинчатых насосов и гидромоторов, приводятся расчеты усилий прижима распределительного диска плавающего типа к статору в насосах П12-2 и П12-4 и рассматривается геометрия распределительных дисков и даются соответствующие необходимые расчетные зависимости, рассмотрены также величины контактных напряжений в месте контакта пластины со статором, приводятся формулы для расчета этого напряжения, даются методы испытания насосов на производительность, измерения мощности, рассматривается методика испытания на долговечность, приводятся результаты испытаний некоторых насосов на износостойкость.

Д.Г.Фоменко исследовал влияние зазоров в сопряжениях деталей пластинчатых насосов на их техническую характеристику и нашел закономерности определяющие взаимозаменяемость пластин, роторов /пазов/ в зависимости от объемного КПД насосов.

Зайченко И.З., Мышлевский Л.М., Хаймович М.Е., Рыбкин А.Е. в работах проведенных в ЭНИМСе исследовали зависимость объемного КПД пластинчатых насосов от времени испытаний, определили факторы, от которых он зависит. В результате было сделано заключение, что от объемный КПД насосов зависит от износа "пар диски-ротор, пазы ротора-лопатки", что износ этих пар является абразивным, максимальная толщина щели в изношенных насосах в парах "распределительные диски-ротор" соответствует максимальному размеру частиц загрязнений. Также было замечено, что долговечность насосов зависит от наличия абразивов в маслах. В работах даны уравнения общих закономерностей износа стенок образующих зазоры в парах ротор-пластины, ротор-диски и сделан вывод, что основное внимание должно быть уделено чистоте рабочей жидкости, поскольку только в этом случае можно достичь высокой долговечности.

В последнее время проводятся работы в ЭНИИМаше (г.Минск), которые в основном направлены на исследования надежности насосов различных конструкций и разработке критериев для оценки этой надежности. Там же проводятся работы по исследованию эксплуатационной надежности пластинчатых насосов и насосов других конструкций.

Анализ литературных источников показывает, что еще недостаточно освещены вопросы износостойкости отдельных деталей пластинчатых насосов в зависимости от различных факторов.

Отсутствуют исследования комплексного влияния износа элементов насоса на его долговечность. В литературе мало уделяется внимания поискам технологических приемов обеспечивающих лучшее качество насосов.

Для изготовления деталей насосов рекомендуются традиционные материалы и почти отсутствуют исследования насосов, элементы которых изготовлены из новых материалов.

Геометрия основных элементов насоса играет очень большую роль в резерве улучшения характеристик насосов, однако, в литературе отсутствуют четко обоснованные рекомендации по оптимальной с точки зрения долговечности геометрии некоторых элементов пластинчатых насосов.

Поэтому основными пунктами задачи исследования являлись:

1. Уточнение степени влияния износа как отдельных элементов, так и их совокупности, а также сравнительная оценка влияния других факторов на характеристики пластинчатых насосов.

2. Исследование вопроса уменьшения износа элементов или поверхностей в основном определяющих изменение характеристик пластинчатых насосов (расчет и экспериментальный подбор оптимальной геометрии элементов, выбор наилучшей технологии для их обработки и подбор новых материалов).

3. Общие рекомендации по уменьшению влияния остальных факторов на характеристики насосов.

4. Создание конструкции нового насоса с повышенной долговечностью для станков с ПУ.

5. Экспериментальная отработка конструкции нового насоса и проверка рекомендуемых методов улучшения характеристик пластинчатых насосов.

На основе теории абразивного изнашивания проф.д.т.н. Хрущева М.М. и усталостного износа проф.д.т.н. Крагельского И.В. в главе II предлагаются формулы для определения весового износа статоров и пластин (с некоторыми преобразованиями).

Весовой износ Q_c статора предлагается определять по формуле:

$$Q_c = \frac{C_1}{\alpha (1 - \eta^2)^{\frac{1}{2} - \beta t - 1}} \left(\frac{P_n t_n}{E} \right)^{1 + \beta t} \cdot \left(\frac{K_f}{C_3 E_0} \right)^t \cdot \frac{1}{\alpha_n^{\beta t} L_{tr}}$$

а весовой износ пластин - по формуле

$$Q_n = \frac{C_1}{\alpha (1 - \eta^2)^{\frac{1}{2} - \beta t - 1}} \left(\frac{P_n t_n}{E} \right)^{1 + \beta t} \cdot \left(\frac{K_f}{C_3 E_0} \right)^t \cdot \frac{1}{\alpha_n^{\beta t} L_{tr}} + \frac{C_2 P_n t_n^2 L_{tr} \alpha M Q}{100 n n}$$

- где:
- t_n - толщина пластин;
 - α_k - ширина контакта пластины со статором;
 - $L_{тр}$ - длина пути трения статора;
 - l - длина пластины;
 - P_n - давление нагнетания;
 - f - коэффициент трения;
 - ϵ_0 - разрывное удлинение;
 - E - модуль юнга;
 - μ - коэффициент Пуассона;
 - t - коэффициент усталости;
 - α - коэффициент, характеризующий распределение амплитуд напряжения на пятных фактического контакта;
- К
- коэффициент приведения напряжения;
- C_1, C_3
- константы микрогеометрии, которые могут быть получены по формулам
- $$C_1 = \frac{3\pi\sqrt{2\gamma\epsilon_1}}{8K_2(\gamma+1)}; \quad C_3 = \epsilon_1 \delta^{\beta} \left(\frac{3\pi}{2K_2} \right)^{1-\beta} \left(\frac{2}{h_{max}} \right)^{\frac{1-\beta}{2}}; \quad \beta = \frac{1}{2\gamma+1}$$
- γ и δ
- константы кривой опорной поверхности (I4)
- ϵ_1
- поправочный коэффициент (0,5 I);
- r
- радиус кривизны вершин неровностей;
- h_{max}
- высота неровностей;
- K_2
- коэффициент, получаемый численным интегрированием
/при $\gamma = 1 \quad K_2 = 1$, при $\gamma = 2 \quad K_2 = 0,4$,
при $\gamma = 3 \quad K_2 = 0,22$ /;
- C_2
- коэффициент, учитывающий размерность;
- d
- размер абразивных частиц;
- H
- твердость абразивного зерна;
- M
- количество абразивных частиц, участвующих в износе;
- n
- число оборотов ротора в мин;
- Q
- утечки в сопряжении пластины - ротор, диски-пластины;

Из этих формул видно, что износ статоров и пластин при прочих равных условиях зависит от:

- давления нагнетания;
- толщины пластин;
- материала статора;
- длины пути трения статора;
- ширины контакта пластин со статором;
- качества обработки внутреннего профиля статора;

- наличия абразива в маслах;
- количества и твердости абразивных частиц.

Предложения по созданию оптимальной износостойкой конструкции пластинчатого насоса для применения в механизмах подачи фрезерных станков с ЧПУ сводятся к уменьшению толщины пластин до 1,8 мм, увеличению ширины контакта пластин со статором путем скругления рабочих кромок по радиусу, максимальная величина которого определяется по формуле предложенной в диссертации. Длину пути трения необходимо уменьшить до минимально возможных величин. В качестве материала статора предлагается металлокерамика, состав которой защищен авторским свидетельством. Предлагается так же внутренний профиль статора вместо шлифования, как последней операции механической обработки хонинговать.

Как показали последующие экспериментальные исследования указанные предложения приводят и к уменьшению износа роторов.

Уменьшение износа статора, пластин и ротора обеспечивает существенное увеличение долговечности насоса.

В III главе приводятся требования к пластинчатым насосам, которые должны применяться во фрезерных станках с ЧПУ.

Основными требованиями являются:

- длительная долговечность;
- необходимость работы насоса с переменными нагрузками;
- равномерность подачи;
- низкая стоимость;
- легкая замена.

Указанные требования соответствующим образом обосновываются.

В этой главе также приводится описание новой, модернизированной конструкции пластинчатого насоса с повышенной долговечностью и приводится расчет параметров его статора из условия минимума площади трения внутреннего профиля статора и расчет максимального радиуса закругления рабочих кромок пластин

r_p :

$$r_p = \frac{2z \cdot t_n}{2z \cos \tau + t_n - 2a}$$

z - наибольший постоянный радиус статора;

t_n - толщина пластин;

a - смещение центра пластины относительно оси вращения ротора;

τ - сумма углов φ и ω , которые подсчитываются по сле-

дующим формулам:

$$\varphi = \arcsin \frac{(R-r) \sin \gamma}{\rho}; \quad \omega = \arcsin \frac{2a + b}{2\rho},$$

где ρ - радиус кривизны статора;
 R - радиус сопряжения постоянных дуг окружности статора (для статоров елецкого завода "Гидропривод")
 γ - угол дуги с радиусом R .

Здесь также приводятся расчеты усилий прижима пластин к статору и контактных напряжений на всех участках статора.

В результате делается вывод, что новая износостойкая конструкция пластинчатого насоса должна быть модернизацией насоса ГИ2-2, с сохранением его присоединительных размеров.

В IV главе приводятся результаты экспериментального исследования влияния на износостойкость деталей пластинчатых насосов толщины пластин (давление нагнетания), радиуса закругления рабочих кромок пластин, вида обработки внутреннего профиля статора, различных материалов статора, площади трения статора.

Методика исследований заключалась в следующем:

- статоры и пластины изготовлялись из материалов одного поступления /одной плавки/, по единой технологии механической и термической обработки. Критерием отбора статоров, пластин, роторов и дисков служила твердость. Статоры имели твердость НРС = 60 - 62 ед. Пластины НРС=62-64 ед.

Насосы, собранные из таких деталей, подвергались испытаниям на износостойкость длительностью 1200 часов. Через каждые 100 часов работы, насосы разбирались, взвешивались и измерялись.

Одновременно испытывались три насоса. Объемный КПД насосов измерялся в начале испытаний и через каждые 100 часов работы. Все испытания проводились на стенде, на масле "индустриальное 20" при температуре масла не выше 50°C. Взвешивание деталей проводилось на аналитических весах типа БА-200, высота микронеровностей поверхностей измерялась профилометром ПЧ-3.

При исследовании влияния на износостойкость деталей насоса толщины пластины (давление нагнетания), насосы испытывались на давлении 20, 40, 65 и 80 кгс/см².

Пластины имели незакругленную рабочую кромку. Статоры были изготовлены из ст. ШХ15.

В результате исследований получены следующие зависимости весового износа статоров:

$$Q_c = 2,8 \cdot 10^{-6} P_n^{1,4} \quad \text{для} \\ \text{пластин} \quad Q_n = 1,55 \cdot 10^{-7} P_n^{1,4} + P_n \cdot 10^{-3} \quad \text{для}$$

Практически можно считать износ статоров и пластин пропорциональным давлению нагнетания.

Весовой износ роторов также увеличивался с увеличением давления нагнетания.

Исследовалось также влияние на износ деталей насосов формы рабочих кромок пластин. Исследовались насосы с пластинами имеющими следующие формы рабочих кромок пластин:

- прямолинейную; насосы с такими пластинами елецкий завод "Гидропривод" изготавливает серийно;
- радиусную симметричную с $r_p = 2$ мм; такой радиус на пластинах делает фирма: Виккерс и предлагает ЭНИМС;
- радиусную, смещенную с $r_p = 5$ и 12,7 мм, найденную на основе формул предложенных в диссертации.

Испытания проводились на давлении 65 кгс/см². В результате исследований получены следующие зависимости весового износа статоров

$$Q_{c2} = 1,5 \cdot 10^{-4} \left(\frac{R - r_p}{R \cdot r_p} \right)^{0,48} \\ \text{пластин} \quad Q_{n2} = 7,1 \cdot 10^{-6} \left(\frac{R - r_p}{R \cdot r_p} \right)^{0,48} + P_n \cdot 10^{-6}$$

Весовой износ роторов также уменьшался с увеличением радиуса закругления рабочих кромок пластин. Весовой износ статоров и пластин идентичен кривой максимального контактного напряжения. Максимальные уменьшения весового износа статоров и пластин получаются при радиусах закругления рабочих кромок пластин 5-12,7 мм.

Весовой износ статоров с пластинами, имеющими радиус закругления 5 мм оказался в 5,6 раза, а с $r_p = 12,7$ мм - в 9 раз ниже, чем износ статоров с пластинами имеющими прямолинейную рабочую кромку. Износ пластин с радиусами в 7,7 раза ниже износа пластин с прямолинейной кромкой.

Рассматривалось влияние на износостойкость деталей насоса площади трения статора. Исследовались статоры имевшие различные площади трения: Установлено, что износ статоров и пластин на единицу площади трения больше у тех статоров, которые имеют большую площадь трения. Для расчетов можно принять, что износостойкость статоров и пластин обратно пропорциональна площади трения статоров.

Исследовалось влияние на износостойкость деталей насосов вида обработки внутреннего профиля статора. Исследовались на износостойкость деталей насосов, статоры, имевшие следующие виды обработки внутреннего профиля:

шлифование (	$H_{с\kappa} = 0,5-0,8 \text{ мкм}$	8 кл.
хонингование (	$H_{с\kappa} = 0,3-0,4 \text{ мкм}$	9 кл.
доводку (	$H_{с\kappa} = 0,05-0,1 \text{ мкм}$	II кл.

Установлено, что наибольшей износостойкостью обладают детали насоса с хонингованным внутренним профилем. Доведенные статоры имели самый большой износ.

При исследовании влияния на износ деталей насосов материала статора испытывались насосы со статорами из ст. ШХ15, Р18 и металлокерамики. Установлено, что детали насосов со статорами из металлокерамики имели значительно меньший износ, чем детали со статорами из ст. ШХ15 и Р18. Наименьшую износостойкость имели статоры из ст. Р18 и пластины работавшие в паре с этим статором.

По результатам исследований на елецком заводе "Гидропривод" внедрены пластинчатые насосы типа Г12-3 со статором и дисками из металлокерамики. Долговечность этих насосов составляет 7000 часов, по сравнению с 5000 часов для насосов типа Г12-2 со статорами из ст. ШХ15.

На основании результатов исследований предложены формулы для расчетов весового износа статоров:

$$q_c = 6,3 \cdot 10^{-6} p_n^{1,1} \left(\frac{R \cdot z_p}{R - z_p} \right)^{0,48} \cdot \frac{S}{2372} \cdot K_h \cdot K_m$$

и пластин:

$$q_n = 2,24 (1,55 \cdot 10^{-7} p_n^{1,1} + p_n \cdot 10^{-8}) \cdot \left(\frac{R \cdot z_p}{R - z_p} \right)^{0,48} \cdot K_h \cdot K_m \cdot \left(\frac{S}{2372} \right)$$

K_h, K_m - коэффициенты учитывающие влияние на износ качества обработки внутреннего профиля и материала статора.

Основные выводы и рекомендации:

1. Разработаны основные требования, предъявляемые к насосу, как элементу системы управления станка. На основе этих требований создана новая конструкция пластинчатого насоса типа Г12-13 с повышенной долговечностью (7000 час.). Разработанная конструкция насосов принята к изготовлению на елецком заводе "Гидропривод".

2. Предложенные насосы Г12-13 внедрены на гидрофицированных станках с ПУ моделей: ИК62Ф3, ЛФ66, 6Р13Ф3 и др. Эксплуатация новых насосов показала, что они обеспечивают надежную и долговечную работу с высокой стабильностью основных характеристик при действии быстроменяющейся нагрузки.

3. Созданы теоретические предпосылки для разработки путей повышения долговечности пластинчатых насосов для станков с ПУ, которые включают формулы весового износа статора и пластин через конструктивные параметры насоса.

Предложена и рассчитана оптимальная геометрия рабочей кромки пластин.

4. Создана методика экспериментального определения влияния эксплуатационных конструктивных и технологических факторов на основные характеристики пластинчатых насосов, с помощью которой установлен оптимальный технологический процесс изготовления внутренней поверхности статора, где в качестве финишной операции применяется хонингование (притирка, шлифование и доводка внутренней поверхности статора уменьшают долговечность насоса) и предложен новый износостойкий металлокерамический материал для изготовления статоров и распределительных дисков.

5. На основе разработанной теоретически и экспериментально методики по увеличению долговечности пластинчатых насосов улучшена конструкция гаммы пластинчатых насосов и получено авторское свидетельство на улучшение конструкции этих насосов.

Рекомендации по улучшению конструкций пластинчатых насосов внедрены на елецком заводе "Гидропривод".

6. Исследовано экспериментально и теоретически влияние основных факторов на характеристики насосов. Например, установлено, что кроме уменьшения долговечности износ основных рабочих поверхностей пластинчатых насосов, вызывает увеличение шума и неравномерности производительности и установлены некоторые количественные соотношения этого влияния, закругления рабочих кромок пластин по предложенным формулам /по кривой естественного износа/ в 7-15 раз снижают максимальные контактные напряжения в месте контакта пластин со статором и уменьшают весовой износ пластин, уменьшение площади трения статоров может существенно снизить износ его внутренней поверхности.

7. Разработан стенд и методика испытания пластинчатых насосов на долговечность.

8. Внедрение новой конструкции пластинчатых насосов Г12-13, принятых в серийное производство для станков дает годовой эффект около 1 млн.руб.

Основное содержание диссертации изложено в следующих печатных работах и изобретениях:

1. Зайченко И.З., Коновалов В.М., Мышлевский Л.М., Степаненко Г.М. Лопастные насосы новой конструкции с повышенным сроком службы.

"Станки и инструмент", 1961, № 6.

2. Коновалов В.М. Долговечность лопастных (пластинчатых) насосов и рабочее давление.

"Тезисы УП научно-технической конференции УЗПИ".

Вып.П, Харьков 1966.

3. Коновалов В.М. Лопастные насосы Г12-2 и БГ12-2.
"Промышленные гидроприводы и гидропневмоавтоматика". Техника, Киев, 1968.

4. Коновалов В.М. Пути повышения долговечности пластинчатых /лопастных/ насосов".

"Проблемы повышения экономичности и надежности гидромашин". Тезисы докладов. АП, ХФМ АН УССР, г.Харьков, 1966.

5. Коновалов В.М., Рабинович Л.С., Шарапов А.М., Рубашкин Л.И., Радомысельский И.Д., Клименко В.Н., Кончаковская Л.Д.,

Степаненко Г.М. Авторское свидетельство на изобретение № 185069.
Металлокерамический материал.

6. Коновалов В.М. Пути повышения долговечности пластинчатых насосов двойного действия.

"Гидроприводы и гидропневмоавтоматика", вып.3.

Техника, Киев, 1968.

7. Коновалов В.М. О влиянии вида обработки поверхности профиля статора на износостойкость пластинчатых насосов.

"Сборник докладов научно-технического семинара", "Обсуждение результатов исследования гидравлических устройств", ЭНИИМАШ, НИИМАШ, Москва, 1969.

8. Коновалов В.М. Определение возможной износостойкости статоров и пластин пластинчатых насосов типа П12-2.

"Материалы X научно-технической конференции".

Вып. I, УЗПИ, Харьков, 1969г.

9. Коновалов В.М. Расчет износа статоров и пластин пластинчатых насосов.

Промышленные гидроприводы и гидропневмоавтоматика, Харьков, 1971.

10. Коновалов В.М. О влиянии формы рабочей кромки на износостойкость пластинчатых насосов двойного действия с неразгруженными пластинами.

Тезисы докладов республиканской научно-технической конференции "Применение гидравлических приводов и других средств повышения качества и надежности в подъемно-транспортном машиностроении". Харьков, 1969.

11. Коновалов В.М., Фоменко Д.Г.

Исследования путей повышения надежности пластинчатых насосов, применяемых в гидроприводах машин".

Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Гидропривод в авиационных конструкциях". Киев, 1972г.

Ответственный за выпуск А.Я. ОКСЕНЕНКО

БЦ № 22349 от 2.12.1972 г. Заказ № 391, Тираж 180
Ротапринт ВНИИГидропривода (г. Харьков-59, Шатилова
дача 4) .