

043 B

Г657

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Инженер Д.А. Гончаров

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВ КУЛАЧКОВОГО
ИМПУЛЬСНОГО МЕХАНИЗМА

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель доктор
технических наук, профессор

И.Ф. БАЛКИ

Челябиск, 1966

ЧПИ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР



ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Инженер В.А.Гончаров

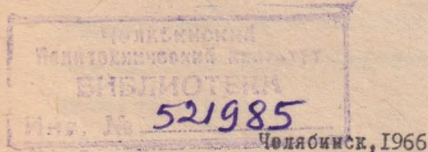
На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВ КУЛАЧКОВОГО
ИМПУЛЬСНОГО МЕХАНИЗМА

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель доктор
технических наук, профессор

М.Ф.БАЛЖИ



621.822.001(043

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Совета по присуждению ученых степеней при Челябинском политехническом институте или прислать отзыв в 2-х экземплярах. *заверенных чеками.*

Защита диссертации намечается на 15 февраля 1967 г. *зато*

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Адрес института:

Челябинск, 44, проспект имени В.И.Ленина, 76.

Телефон 9-39-64.

Автореферат разослан 9 января 1967 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
ДОЦЕНТ, КАНДИДАТ ТЕХНИ-
ЧЕСКИХ НАУК

Катков /Н.П.КАТКОВ/

В принятых XXIII съездом КПСС директивах по пятилетнему плану развития страны на 1966-1970 г.г. предусматривается наряду с увеличением выпуска автомобилей и тракторов значительное повышение их мощностей как средства увеличения производительности и экономичности.

С увеличением мощности двигателя важную роль приобретает вопрос о возможно более полном использовании ее, что может быть достигнуто путем установки бесступенчатой передачи с высоким коэффициентом полезного действия.

Одним из перспективных видов бесступенчатой передачи, который может иметь довольно высокий к.п.д. и обладает другими свойствами, удовлетворяющими установке на транспортную машину, является механический инерционный преобразователь крутящего момента (инерционный трансформатор). Однако до настоящего времени не существует доработанной во всех элементах конструкции инерционного трансформатора. Это объясняется значительной напряженностью работы его узлов и отсутствием отработанной методики их расчета и нормативных данных по их проектированию. Кроме того, сложность большинства схем инерционных трансформаторов затрудняет создание надежных и долговечных конструкций.

В Челябинском политехническом институте ведутся исследования по инерционному автоматическому трансформатору, основанному на применении новой кинематической схемы кулачкового импульсного механизма. Надежная работа импульсного механизма этого трансформатора в основном определяется его подшипниками.

Подшипники импульсного механизма нагружаются резко изменяющимися в течение цикла силами и вращаются с переменными скоростями. Это делает работу подшипников весьма напряженной и требует для их расчета точного определения действующих сил и скоростей вращения. Так как действующие на подшипники силы велики, то необходимым условием проектирования импульсного механизма является обеспечение минимально возможных сил, действующих на подшипники, что может быть достигнуто путем выбора рациональных параметров импульсного механизма.

Исследования проф. В.Ф.Мальцева, проведенные им для роликовых механизмов свободного хода (МСХ), применяющихся в импульсных передачах, показали, что момент от сил трения в период свободного хода не составляет и 1% от номинального крутящего момента, передаваемого через МСХ. Основная же доля потерь на трение, от которой будет зависеть к.п.д. всей передачи, приходится на подшипники импульсного механизма. Поэтому для успешной работы импульсного механизма необходимым является решение вопроса о выборе типа подшипников, режимах их смазки и температурах, обеспечивающих минимальные потери на трение. Проектирование этих подшипников возможно лишь при наличии соответствующей методики расчета и экспериментальных данных, достаточно близко соответствующих реальным условиям работы подшипников в механизме.

Исходя из этого, данная работа была посвящена исследованию подшипников импульсного механизма кулачкового типа. В работе на основе выведенного дифференциального уравнения рассматривается кинематика и динамика импульсного механиз-

ма и его подшипников, дается обоснование выбора геометрических размеров механизма, величины и расположения его инерционных масс, при которых нагрузки на подшипники достигают минимальных значений.

С целью выбора типа подшипников и оптимальных условий их смазки, обеспечивающих наименьшие потери на трение, было проведено экспериментальное исследование различных конструкций подшипников на специальном стенде. На основе теоретических и экспериментальных работ даны рекомендации по выбору параметров импульсного механизма и проектированию его подшипников.

Экспериментальное исследование проводилось в лаборатории гусеничных машин Челябинского политехнического института.

Работа состоит из введения и пяти глав. Сравнительный анализ конструкции импульсных механизмов, проведенный в первой главе, показал, что кулачковый механизм является перспективным для применения его в качестве импульсатора для инерционных передач. В существующей литературе вопросы, связанные с исследованием работы подшипников кулачкового импульсного механизма, с возможностью снижения действующих на них сил, по существу, не рассматривались.

Вторая глава посвящена исследованию кинематики и динамики импульсного механизма и его подшипников.

Назначением инерционного трансформатора является создание требуемого крутящего момента на ведомом валу, величина которого определяет также внутренние силы в импульсном механизме.

Зависимость крутящего момента на ведомом валу от параметров импульсного механизма найдется из выражения для кинетического момента системы, состоящей из маховика I, реактора 2 и грузов 3 (фиг. I):

$$K = J_1 \dot{\beta} + J_r \dot{\gamma} n + mn h v_c, \quad (1)$$

где

J_1 - момент инерции ведущего маховика;

$\dot{\beta}$ - угловая скорость ведущего вала;

J_r - момент инерции груза относительно оси, проходящей через его центр тяжести;

$\dot{\gamma}$ - угловая скорость груза;

m - масса одного груза;

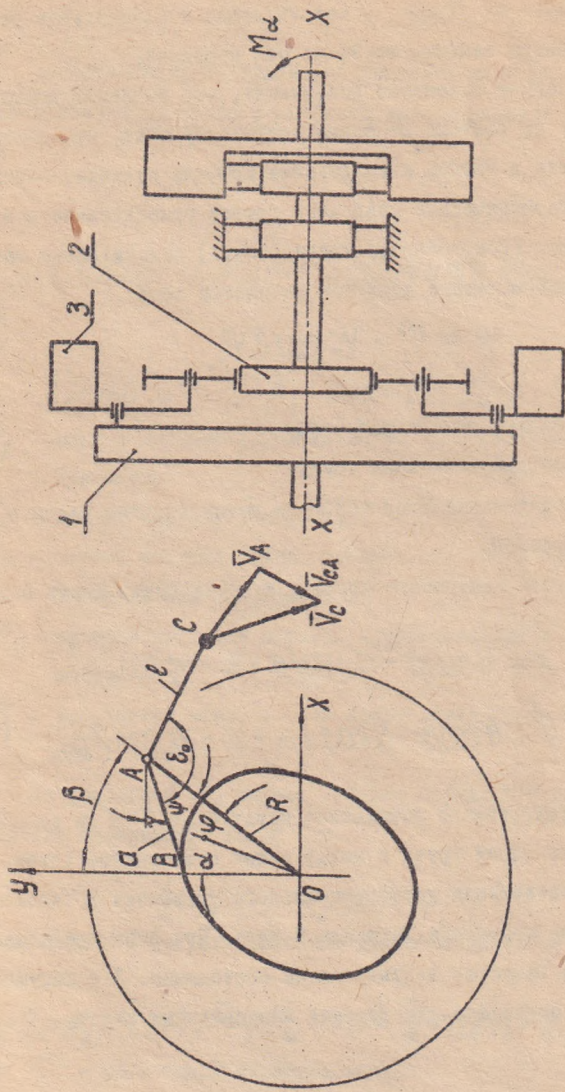
v_c - скорость центра тяжести груза;

h - плечо вектора скорости центра тяжести груза относительно оси $X-X$;

n - количество грузов.

Применяя к равенству (1) теорему об изменении кинетического момента системы при постоянной скорости вращения ведущего вала ($\dot{\beta} = \dot{\beta}_0 = \text{const}$), найдем среднюю величину крутящего момента, действующего на ведомый вал при неподвижном реакторе

$$M_{\text{д. ср.}} = \frac{mn \dot{\beta}_0^2}{2\pi} (h_{\text{max}}^2 - h_{\text{min}}^2). \quad (2)$$



Фиг. 1. Схема инерционной передачи и обозначения.

Здесь h_{max} и h_{min} - максимальное и минимальное расстояния центра тяжести груза от оси передачи.

Полученное равенство показывает, что величина крутящего момента не зависит от формы профиля кулачка, что позволило принять в данном исследовании профиль кулачка, обеспечивающий гармонические колебания грузов относительно ведущего маховика. Угол поворота груза (фиг. I) относительно маховика при таком законе движения запишется так:

$$\psi = \psi_1 - \psi_2 \cos 2\varphi, \quad (3)$$

где

ψ_1 - некоторый постоянный угол;

ψ_2 - амплитуда колебания груза;

φ - относительный угол поворота между ведущим валом и реактором.

Уравнения центрального профиля кулачка будут иметь вид:

$$x = R \sin \beta - a \sin (\beta + \psi_1 - \psi_2 \cos 2\beta);$$

$$y = R \cos \beta - a \cos (\beta + \psi_1 - \psi_2 \cos 2\beta), \quad (4)$$

где

R и a - соответственно расстояния между осью $X-X$ и точкой закрепления груза и между осями подшипников груза.

Для составления дифференциального уравнения движения использовано уравнение Лагранжа II рода. При этом предполагалось, что скорость ведущего вала постоянная. Это допущение вполне оправдано для решения поставленных задач.

Дифференциальное уравнение движения на периоде совместного движения реактора и ведомого вала запишется в таком виде:

$$(\mathcal{J}_2 + \mathcal{J}_p + A_2 \sin^2 2\varphi) \ddot{\varphi} + A_2 \dot{\varphi}^2 \sin 4\varphi + A_3 \sin 2\varphi \sin(\psi_3 + \psi_2 \cos 2\varphi) = M_\alpha, \quad (5)$$

где

$$A_2 = 4n \mathcal{J}_A \psi_2^2; \quad A_3 = 2mnR\ell \psi_2 \beta_0^2; \quad \psi_3 = \varepsilon_0 - \psi_1;$$

\mathcal{J}_2 - момент инерции ведомого маховика и соединенных с ним масс;

\mathcal{J}_p - момент инерции реактора;

\mathcal{J}_r - момент инерции груза относительно его точки закрепления (точка A , фиг. I);

M_α - внешний крутящий момент, прикладываемый к ведомому валу;

ℓ - расстояние между точкой закрепления груза и его центром тяжести.

Из уравнения (5) видно, что два первых его члена представляют производную по φ от

$$\frac{1}{2} (\mathcal{J}_2 + \mathcal{J}_p + A_2 \sin^2 2\varphi) \dot{\varphi}^2.$$

Тогда первый интеграл уравнения движения найдется как

$$(\mathcal{J}_2 + \mathcal{J}_p + A_2 \sin^2 2\varphi) \dot{\varphi}^2 = 2M_\alpha \varphi + C - \frac{A_3}{\psi_2} \cos(\psi_3 + \psi_2 \cos 2\varphi), \quad (6)$$

где C - постоянная интегрирования.

Это равенство устанавливает связь между относительной скоростью ведущего вала и реактора и их относительным углом поворота.

Полагая в уравнении (6) M_α и J_2 равными нулю, получим уравнение периодов разгона и торможения реактора:

$$(J_p + A_2 \sin^2 2\varphi) \dot{\varphi}^2 = C - \frac{A_3}{\Psi_3} \cos(\Psi_3 + \Psi_2 \cos 2\varphi). \quad (7)$$

Постоянная интегрирования для каждого периода движения реактора определяется по соответствующим начальным условиям t_0 , φ_0 , $\dot{\varphi}_0$.

На основе уравнения (7) была получена зависимость для определения максимального передаточного числа, обеспечиваемого кулачковым импульсным механизмом

$$i_{max} = 1 - \sqrt{1 - \varepsilon_n}, \quad (8)$$

где

$$\varepsilon_n = \frac{4mnRl \sin \Psi_2 \sin \Psi_3}{J_p}.$$

Условие выхода передачи напрямую получается отсюда как частный случай при $\varepsilon_n > 1$.

Режим движения импульсного механизма с передаточным числом меньше единицы с успехом может быть применен при определении потерь на трение, долговечности и других исследований подшипников при движущемся реакторе.

Для определения величины крутящего момента на ведомом валу передачи в режиме трансформации применялся метод интегрирования дифференциального уравнения по отдельным периодам

цикла движения реактора. Установившийся режим работы передачи характеризуется равенством прироста и падения скорости ведомого вала за цикл, то есть

$$\Delta \dot{\alpha} = \frac{M_{\alpha}}{J_2} \left(t_1 + t_3 + \frac{\pi - \varphi_3}{\beta_0} \right), \quad (9)$$

где

$\Delta \dot{\alpha}$ - прирост скорости реактора и ведомого вала на втором периоде движения реактора;

t_1, t_3 - соответственно время первого и третьего периодов цикла движения реактора;

φ_3 - относительный угол поворота в конце третьего периода.

Интегрируя уравнения (6) и (7) по отдельным периодам с использованием равенства (9), приблизительно определяется M_{α} с любой заданной степенью точности. Результаты расчета дают возможность определить зависимость крутящего момента на ведомом валу от передаточного числа.

В данном исследовании для некоторых значений параметров импульсного механизма был проведен такой расчет на машине "Урал-2" путем численного решения дифференциального уравнения по методу Рунте-Кутты.

После определения M_{α} величина крутящего момента, действующего на реактор со стороны грузов на II периоде, найдется как

$$M_{\rho} = M_{\alpha} - (J_{\rho} + J_2) \ddot{\psi}. \quad (10)$$

Здесь $\ddot{\psi}$ находится из уравнения (5). Для I и III периодов $M_\alpha = 0$ и $J_2 = 0$. Для IV периода крутящий момент, действующий на реактор и корпусной МСХ, найдется из уравнения (5) при $\dot{\psi} = \dot{\beta}_0 = \text{const}$.

Реакция в паре ролик груза-кулачок будет равна:

$$R_B = \frac{M_p}{2h_B}, \quad (11)$$

где

h_B - расстояние от оси кулачка до нормали к профилю кулачка, проведенной через центр ролика, равное

$$h_B = \frac{xx' + yy'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}. \quad (12)$$

Реакция в подшипнике крепления груза найдется из уравнений равновесия груза в проекциях на оси координат (фиг.2)

$$R_{Ax} = R_B \sin \lambda - P_2 \sin \theta + P_3 \cos \theta; \quad (13)$$

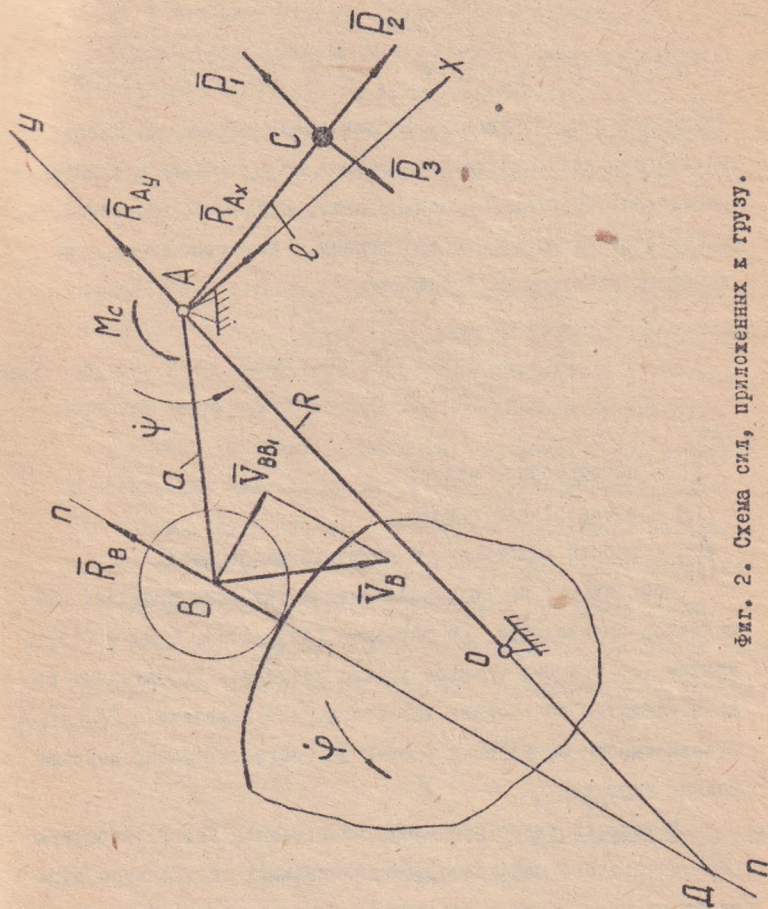
$$R_{Ay} = P_2 \cos \theta - R_B \cos \lambda + P_3 \sin \theta - P_1,$$

где

P_1, P_2 и P_3 - составляющие главного вектора сил инерции груза, приведенных к его центру тяжести.

Скорость вращения подшипника крепления груза определяется как известная функция относительной скорости реактора и ведущего вала

$$\omega_A = \dot{\psi} = 2\dot{\psi}\psi_2 \sin 2\psi. \quad (14)$$



Фиг. 2. Схема сил, приложенных к грузу.

Скорость вращения ролика находится из геометрических соотношений в обращенном кулачковом механизме (фиг.2) и равняется:

$$W_p = \dot{\varphi} - \dot{\psi} + \frac{1}{r_p} \sqrt{a^2(\dot{\varphi} - \dot{\psi})^2 + R^2 \dot{\varphi}^2 - 2aR\dot{\varphi}(\dot{\varphi} - \dot{\psi}) \cos \psi}. \quad (15)$$

Таким образом, полученные в этой главе данные могут быть использованы для расчета подшипников на прочность и требуемую работоспособность. С использованием найденных зависимостей, при известных коэффициентах трения в подшипниках, к.п.д. передачи найдется по выражению:

$$\eta = \frac{M_{\alpha} i \beta_0 T_{\psi}}{A_{тр.} + M_{\alpha} i \beta_0 T_{\psi}}, \quad (16)$$

где

i - передаточное число;

T_{ψ} - время одного цикла;

$A_{тр.}$ - работа сил трения в подшипниках за цикл.

Действующие на подшипник силы и скорости вращения подшипников определяются по формулам (II), (I3), (I4) и (I5) с учетом характерных режимов работы передачи. Характерные режимы найдутся по внешней характеристике передачи $[M_{\alpha} = f(i)]$ в зависимости от времени работы на соответствующих передаточных числах.

В третьей главе проведено обоснование выбора параметров импульсного механизма, обеспечивающих минимальные нагрузки на подшипники с учетом комплекса требований, предъявляемых к передаче в целом. Учитывая, что крутящий момент,

действующий на ведомый вал передачи при трансформации не превышает максимальный (стоповый момент) при неподвижном вале, а наиболее тяжелый режим работы подшипников соответствует также неподвижному валу, — этот режим был принят в качестве исходного при выборе параметров импульсного механизма. Заданными при проектировании обычно являются также обороты ведущего вала передачи и максимальный наружный радиус ее.

Из формулы (2) для крутящего момента на ведомом валу следует, что величина масс грузов снижается по мере увеличения разности $h_{max}^2 - h_{min}^2$, то есть амплитуды колебания грузов. Уменьшение масс грузов приводит также к снижению средних нагрузок на подшипники импульсного механизма.

Однако увеличение амплитуды колебания груза приводит к увеличению углов давления в паре ролик-кулачок, возрастанию пиковых нагрузок на подшипники и приближает возможность отрыва ролика от поверхности кулачка. Последнее является лимитирующим для увеличения амплитуды колебания груза.

Используя выражение (2), было найдено, что масса всех грузов будет минимальной, если она определяется из равенства:

$$M = mn = K \left(1 + \frac{1}{\sin \psi_2} \right), \quad (17)$$

где $K = \frac{\pi M_{\alpha} c a}{\beta_0^2 h_{max}^2}$ — коэффициент, объединяющий исходные данные передачи.

Линейные размеры R и ℓ при этом должны быть равны:

$$R = \ell = \frac{h_{\max}}{\sqrt{2(1 + \sin \psi_2)}}. \quad (18)$$

Силовое замыкание в кинематической паре ролик-кулачок возможно лишь при условии прижатия ролика к поверхности кулачка за счет сил инерции груза, то есть при

$$\sum M_{A \min} > 0. \quad (19)$$

Здесь $\sum M_A$ - сумма моментов от сил инерции груза относительно точки A (фиг.2).

Развернув неравенство (19), найдем, что максимально возможная амплитуда ψ_2 не должна превосходить величину, определяемую из равенства:

$$A = \frac{(8jH\psi_2)^{3/2} (1 + \sin \psi_2)^{5/2}}{\sin \psi_2 (\cos \psi_2 - 4\psi_2)^{3/2}}, \quad (20)$$

где

$$A = \frac{\beta_0^2 h_{\max}^5}{\pi M_{\text{ср}}}; \quad H = \frac{1}{2\sqrt[3]{(2\pi n p \gamma)^2}}$$

j - поправочный коэффициент, учитывающий расположение инерционных масс груза;

ρ - отношение ширины груза к его диаметру;

γ - плотность материала груза.

В формуле (20) принято, что инерционная часть массы груза имеет форму цилиндра с отношением ширины к диаметру равным ρ . Коэффициент j учитывает увеличение момента инерции груза за счет наличия масс его подшипников.

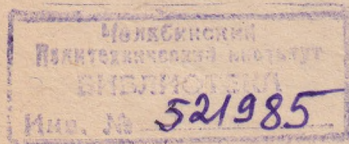
Из (20) видно, что Ψ_2 ни при каких исходных данных передачи не может превосходить $\Psi_{2\text{ пред}} \approx 13^\circ 54'$, являющийся корнем уравнения

$$\cos \Psi_2 = 4\Psi_2. \quad (21)$$

Для практического определения амплитуды Ψ_2 при известных величинах A, H, j необходимо решить уравнение (20) одним из численных методов, применяемых для решения трансцендентных уравнений.

Коэффициент j при расчете по аналогии с опытными конструкциями можно принимать равным 2,5 - 3,5 и уточнить его после окончательного определения величины и расположения масс груза. Величина h_{max} ориентировочно выбирается равной 0,6 - 0,75 от максимального габаритного радиуса передачи. По известной амплитуде Ψ_2 масса грузов найдется из равенства (17), а линейные размеры R и ℓ - из (18).

При проектировании импульсного механизма необходимо также определить величину угла Ψ_1 , входящего в уравнения центрального профиля кулачка (4) и расстояние между осями подшипников груза a . В рассматриваемом кулачковом механизме положения груза при максимальном угле давления и максимальной относительной скорости груза оказываются близкими, что



дало возможность считать эти положения совпадающими. При таком допущении из геометрических соотношений определились угол ψ_1 и расстояние между осями подшипников Δ , которые оказались равными:

$$\psi_1 = a \operatorname{arctg} \sqrt{2\psi_2}; \quad (22)$$

$$a = \frac{R}{\sqrt{2\psi_2 + 1}} \quad (23)$$

Последующий расчет на ЦВМ углов давления в кулачковом механизме показал, что сделанное допущение вполне оправдано.

Величина суммарной нагрузки на подшипники ролика в кулачковом механизме определяется по формуле:

$$\sum R_B = \frac{\sum M_A}{a \cos \alpha_B}, \quad (24)$$

где α_B - угол давления.

Подставив сюда найденные величины, найдем зависимость суммарной нагрузки на подшипники от угла поворота и угла давления:

$$\sum R_B = \frac{\pi M_{\alpha_{cp}}}{j \ln \psi_2 h_{max}^3} \sqrt{2(2\psi_2 + 1) (\operatorname{tg}^2 \alpha_B + 1) (\sin \psi_2 + 1)^3} \left\{ \frac{h_{max}}{2(1 + j \ln \psi_2)} \times \right. \\ \left. \times [\cos(\psi_2 \cos 2\varphi) + 4\psi_2 \cos 2\varphi] + 4jH \left(K \frac{j \ln \psi_2 + 1}{j \ln \psi_2} \right)^{2/3} \cos 2\varphi \right\}. \quad (25)$$

Из этого равенства видно, что найти действующую нагрузку на подшипники можно только при известных величинах крутя-

щего момента, оборотах ведущего вала и расстоянии h_{max} .

В данном исследовании для выяснения характера нагружения подшипников был проведен расчет по формуле (25) при двух грузах для диапазона данных, охватывающих практически возможные сочетания их в автотракторной передаче :

$$M_{\alpha_{cp}} = 1000 \div 10000 \text{ нм}; \quad h_{max} = 0,2 \div 0,4 \text{ м};$$

$$\dot{\beta}_0 = 100 \div 300 \text{ /сек}; \quad j = 1; \quad H = 2,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ кг}^{-2/3}.$$

Расчет проводился на ЦВМ "Урал-2" по следующему оператору:

$$Z_1 U_2 (M_{\alpha_{cp}}) C_3 (M_{\alpha_{cp}}) U_4 (\dot{\beta}_0) C_5 (\dot{\beta}_0) U_5 (h_{max}) C_7 (h_{max})$$

$$U_8 (\psi_2) J_{10} A_9 P_{10} U_9 U_{11}^* (\psi_2) U_{12} (\varphi) A_{13} R_{14} U_{15}^* (\varphi) Z_{16} C_{17}^* (h_{max})$$

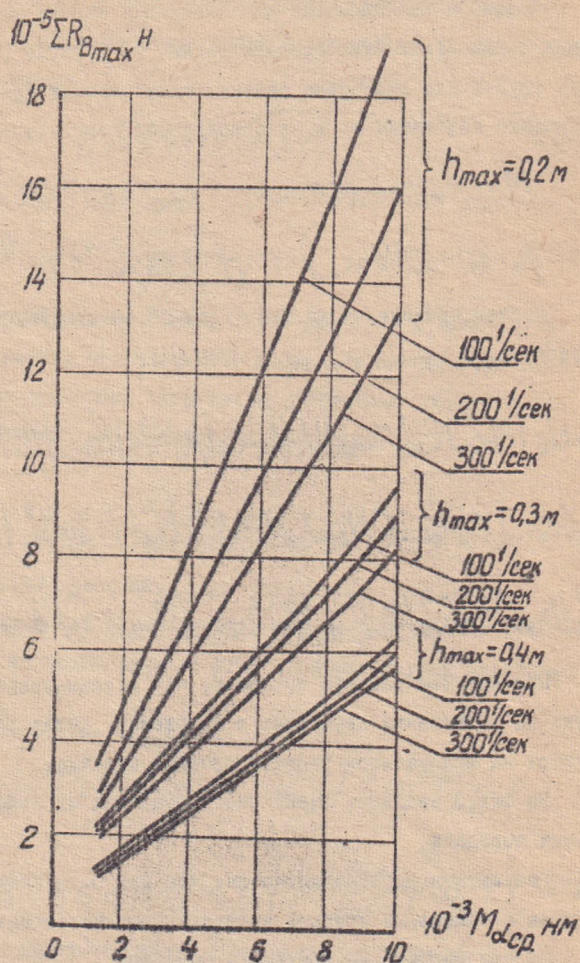
$$U_{18}^* (h_{max}) Z_{19} C_{20}^* (\dot{\beta}_0) U_{21}^* (\dot{\beta}_0) Z_{22} C_{23}^* (M_{\alpha_{cp}}) U_{24}^* (M_{\alpha_{cp}}) A_{25}.$$

Проведенные расчеты показали, что максимальные нагрузки на подшипники действуют в положении, когда ролик находится на минимальном радиусе профиля кулачка.

На фиг.3 показана зависимость этих сил от исходных данных передачи.

Результаты расчета показали, что при сохранении двух величин и изменении третьей нагрузки увеличивается:

1. при увеличении крутящего момента;
2. с уменьшением наружных габаритов;



Фиг. 3. Максимальные нагрузки, действующие на подшипники роликов.

3. с уменьшением скорости вращения ведущего вала передаточной пары.

Для определения амплитуды ψ_2 , при которой пиковое значение нагрузки на подшипник ролика имеет наименьшее значение, по формуле (25) был произведен расчет нагрузок при изменении ψ_2 от нуля до $\pi/2$. Результаты расчета показали, что пиковые нагрузки имеют наименьшее значение в диапазоне $\psi_2' = 0,5 \div 0,7$ рад.

Однако угол ψ_2 не может быть равен ψ_2' , так как из условия силового замыкания в паре ролик-кулачок его предельная величина, как было установлено ранее, не должна превышать $13^{\circ}54'$. Поэтому величина амплитуды ψ_2 , определяемая из уравнения (20), будет оптимальной, так как при этом обеспечивается необходимое силовое замыкание, и нагрузки на подшипники имеют наименьшее возможное значение.

В четвертой главе приводятся методика и результаты экспериментальной части работы. Исследования проводились с целью выбора типа подшипников и получения данных об условиях работы подшипников в импульсном механизме, необходимых для их проектирования и расчета.

Были проведены следующие исследования.

1. Определение коэффициентов трения для подшипников качения и скольжения в условиях, близких к условиям работы их в импульсном механизме.

2. Определение суммарных потерь на трение этих подшипников при работе их в импульсном механизме.

3. Исследование потерь на трение в подшипниках качения при смазке их маслами различных вязкостей с изменением температуры подаваемого масла с целью выбора оптимального режима.

4. Исследование температурного режима работы подшипника ролика в зависимости от условий охлаждения и длительности работы.

Работа проводилась на стенде, устройство которого аналогично устройству кулачкового импульсного механизма.

Определение коэффициентов трения проводилось для подшипников роликов, так как условия их работы наиболее тяжелые. Для этого на вал реактора устанавливался диск концентрично оси вращения реактора. Реактивный крутящий момент, возникающий от сил трения в подшипниках на валу реактора, и являлся мерой коэффициентов трения в этих подшипниках.

Определение суммарных потерь на трение в подшипниках проводилось путем регистрации крутящего момента на ведущем валу. Кулачок в этом исследовании имел форму эллипса и закреплялся неподвижно. При этом вся подводимая мощность шла на трение в подшипниках импульсного механизма.

Замер крутящих моментов на валах проводился с помощью электрических датчиков сопротивления и записью на пленку магнитоэлектрического осциллографа. Температура подшипника и смазочного масла определялась с помощью медно-константановых термпар. Температура смазочного масла в процессе эксперимента поддерживалась на заданном уровне с помощью специального теплообменника.

Результаты эксперимента показали, что удельные давления в подшипниках скольжения роликов грузов при работе без перегрева могут достигать $400 - 500 \text{ н/см}^2$, при этом коэффициенты трения соответствуют $0,025 - 0,04$. При дальнейшем повышении удельных давлений наступает резкое повышение температуры подшипников и коэффициентов трения в них. Однако эти показатели не являются предельными и могут быть улучшены при доводке подшипников.

Подшипники скольжения прошли длительные испытания (свыше 1000 часов), при этом коэффициент трения уменьшился в среднем в 1,2 - 1,6 раза, а зона резкого возрастания коэффициента трения сдвинулась за это время в сторону увеличения максимально возможных удельных давлений.

Подшипники качения примерно в равных с подшипниками скольжения габаритах в начальной стадии их работы обеспечивают меньшие коэффициенты трения и меньше потери на трение, чем подшипники скольжения. Наименьшие потери на трение в импульсном механизме обеспечиваются при установке подшипников качения и смазке их маслом с температурой, близкой к 70°C . При отклонении температуры масла от 70°C наблюдается повышение потерь на трение.

Исследование температурного режима подшипника качения ролика привело к выводу о необходимости интенсивного охлаждения роликов на тяжелых режимах работы механизма. Для подачи смазки желательнее применение маслососа с дифференциальным приводом от ведущего и ведомого валов, подача от которо-

го увеличивается по мере возрастания разности скоростей вращения валов.

Пятая глава является обобщающей. Здесь изложен порядок выбора геометрических размеров механизма, величины и расположения его инерционных масс; даются рекомендации по выбору и расчету подшипников механизма, благоприятных условий их смазки и охлаждения.

Выбор оптимальных параметров носит ориентировочный характер, то есть дает правильное направление для проектирования, но должен корректироваться конструктивными соображениями.

Материалы этой главы могут служить основой для проектирования импульсного механизма и его подшипников.

В В О Д Н

1. Проведенный сравнительный анализ выявил существенные достоинства кулачкового импульсного механизма: простоту устройства, уравновешенность сил инерции при наличии только двух грузов, что и определило выбор этой схемы в качестве объекта исследования.

2. Полученные в работе соотношения между линейными размерами механизма, величиной и расположением его инерционных масс ориентируют в выборе параметров импульсного механизма, обеспечивающих минимально возможные значения сил, действующих на подшипники.

3. Найденные зависимости между крутящим моментом на ведомом валу, оборотами ведущего вала, наружными габаритами передачи и действующими на подшипники силами указывают пути снижения действующих на подшипники сил за счет увеличения оборотов ведущего вала и возможного увеличения радиальных габаритов передачи.

4. Определение нагрузок на подшипники и скоростей вращения этих подшипников на режиме трансформации приводит к необходимости решения нелинейного дифференциального уравнения второго порядка. Примененный метод автоматического подбора величины крутящего момента на ведомом валу передачи при решении на ЦВМ уравнения движения импульсного механизма по отдельным периодам цикла движения реактора может быть использован и при исследовании других импульсных механизмов.

5. Испытания подшипников скольжения в условиях работы импульсного механизма показали, что они могут обеспечить стабильность работы в течение длительного времени.

6. Подшипники качения в начальной стадии их работы имеют в 2,5 - 3,1 раза меньшие потери, чем подшипники скольжения.

7. Ролики грузов, даже при установке подшипников качения на тяжелых режимах (при передаточных числах, близких к нулю), необходимо интенсивно охлаждать. Охлаждение наиболее рационально осуществлять путем прокачки через подшипник смазочного масла.

8. В целом полученные результаты позволяют выбрать параметры импульсного механизма, найти данные, необходимые для

расчета подшипников и более обоснованно подойти к выбору самих подшипников и условий их работы.

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих работах:

1. ГОНЧАРОВ Д.А. "Определение нагрузок на подшипники импульсного механизма и влияние на них его параметров". Сборник трудов ЧПИ "Конструирование и расчет гусеничных машин"; вып. 35, 1966 г.

2. ГОНЧАРОВ Д.А. "Экспериментальное исследование потерь на трение в подшипниках импульсного механизма инерционного трансформатора". Там же.

3. ГОНЧАРОВ Д.А. "Исследование коэффициентов трения в подшипниках импульсного механизма". Сборник трудов ЧПИ "Конструирование и расчет гусеничных машин", выпуск 44, 1967 г. (в печати).

4. БАЛЖИ М.Ф., ГОНЧАРОВ Д.А. "Обоснование выбора некоторых параметров импульсного механизма, обеспечивающих минимальные нагрузки в его подшипниках". Там же.

5. БАЛЖИ М.Ф., ГОНЧАРОВ Д.А. "Разработка методики исследований подшипников импульсатора и оборудование стенда для их проведения". Отчет № 3, ЧПИ, 1963 г.

6. БАЛЖИ М.Ф., ГОНЧАРОВ Д.А. "Исследование подшипников грузов импульсного механизма для трансформатора". Отчет № 4, ЧПИ, 1964 г.

7. БАЛЖИ М.Ф., ГОНЧАРОВ Д.А. "Исследование потерь на трение в подшипниках в зависимости от температуры и сорта смазочного масла". Отчет № 1, ЧПИ, 1965 г.

8. БАЛЖИ М.Ф., ГОНЧАРОВ Д.А., "Исследование коэффициентов трения в подшипнике ролика и определение долговечности подшипников". Отчет № 7, ЧПИ, 1965 г.

Результаты работы докладывались на XVI и XVII научно-технических конференциях Челябинского политехнического института (1963 - 1965 г.г.).

Отпечатано на ротапринтере ЧПИ. Тираж 150 Заказ № 138

ФВ 10606 10/хИ - 66