

14388329

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище
имени И.Э.Баумана

На правах рукописи

ВИДМАЕР АРТУР ЭРВИНОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА И КПД
ВОЛНОВЫХ СУБНАТНЫХ РЕДУКТОРОВ ОБЩЕГО
НАЗНАЧЕНИЯ

(специальность 05.02.02 - Машиноведение
и детали машин)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище
имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель: доктор техн. наук, профессор
Иванов М.Н.

Официальные оппоненты: доктор техн. наук, профессор
Дроздов Ю.Н.
канд. техн. наук, с.н.с.
Синкевич Ю.Б.

Ведущее предприятие: Киевский редукторный завод

Защита состоится _____ 1982 г.

на заседании специализированного совета "Машиностроение"
Московского ордена Ленина, о
ордена Трудового Красного
училища имени Н.Э.Баумана

107005 Москва, 2-я Ба

Ваши отзывы в 2-х экз
выслать по указанному адр

С диссертацией можно

Автореферат разослан

Ученый секретарь
специализированного совета
к.т.н., с.н.с.

М 388329

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь. Одним из основных направлений экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года является "повышение в оптимальных пределах единичных мощностей машин и оборудования при одновременном уменьшении их габаритов, металлоемкости, энергопотребления и снижения стоимости на единицу конечного полезного эффекта". Решении этой задачи, в определенной мере, способствует внедрение в привода машин и оборудования волновых зубчатых редукторов (ВЗР). В связи с повышением быстроходности современных приводов и расширяющимся применением ВЗР в технике и в связи с изложенным выше, задача исследования теплового режима и КПД ВЗР является актуальной.

Ц е л ь р а б о т ы. Разработка методики теплового расчета ВЗР общего назначения в зависимости от режима работы и условий смазки; уточнение расчетных зависимостей для определения потерь мощности на трение в основных парах трения ВЗР; исследование гидравлических потерь в ВЗР.

М е т о д ы и с с л е д о в а н и я. При проведении теоретических исследований использовались теория зацепления зубчатых колес, разработанная для ВЗР; теория тонких цилиндрических колес и оболочек; теория теплопередачи. При экспериментальных исследованиях использованы методы термометрирования; теория планирования эксперимента; теория подобия и размерностей.

Н а у ч н а я н о в и з н а. В результате теоретических исследований выявлено, что в сопряжении "гибкое колесо - наружное кольцо гибкого подшипника" (ГК-НКГП) имеют место потери мощности на трение вследствие взаимных перемещений этих элементов в осевом и окружном (от деформации растяжения венца гибкого колеса и работы этих элементов как пакета при деформировании их генератором волн) направлениях и установлено, что на это сопряжение приходится до 25% общих потерь мощности в ВЗР. В расчетах КПД ВЗР учтены потери мощности на трение шаров о сепаратор. В результате экспериментальных исследований получены зависимости для расчета величины гидравлических потерь в ВЗР, коэффициентов внутренней и внешней теплоотдачи в зависимости от режима работы и условий смазки ВЗР. Это позволило разработать методику теплового расчета ВЗР с учетом физики теплообмена редуктора с окружающей средой.



чи:

1. Выполнить теоретические исследования по определению потерь мощности на трение или мощности тепловыделений в зацеплении, ГВ, сопряжении "ГК-НКГП".

2. Экспериментально исследовать гидравлические потери и КПД ВЗР.

3. Экспериментально исследовать температурное поле, процессы внутреннего и внешнего теплообмена ВЗР, температуру в зацеплении и в ГВ с целью выявления возможной опасности возникновения заедания.

4. Разработать методику теплового расчета ВЗР общего назначения.

В конце главы приводятся параметры объектов исследования, которыми являются ВЗР ВЗ-80 и ВЗ-160 с кулачковым ГВ из параметрического ряда по ГОСТ 23108-78 редукторов общего назначения, выпускаемых Киевским редукторным заводом, имеющие геометрически подобные корпуса.

Глава 2 посвящена расчету количества теплоты, выделяющейся при работе ВЗР.

Количество теплоты (работа трения), выделяющееся при трении контактирующих поверхностей, определяется по формуле

$$Q = \int \int F \cdot |V_{ск}| \cdot dt, \quad (I)$$

где F - нормальная нагрузка на поверхность трения; f - коэффициент трения; $V_{ск}$ - скорость скольжения; t - время скольжения. При форме деформирования гибкого колеса (ГК) по закону $w = w_0 \cos 2\varphi$ для зуба ГК, расположенного в начальный момент времени на большой оси ГВ, функции изменения скорости скольжения в радиальном и осевом направлениях в зависимости от угла φ поворота ГВ определяются соответственно как

$$V_{скr} = 2 w_0 \omega_h \sin 2\varphi / \cos \alpha_{cp}, \quad (2)$$

$$V_{ска} = 2 \Gamma_2 \omega_h w_0 \sin 2\varphi / 4\ell, \quad (3)$$

где w_0 - максимальный размер радиальной деформации ГК; ω_h - частота вращения ГВ; α_{cp} - угол профиля зуба на окружности, проходящей через середину высоты зуба; Γ_2 - радиус делительной окружности ГК; ℓ - длина ГК. Согласно экспериментальным исследованиям, выполненным на кафедре "Детали машин" МВТУ, нормальная нагрузка на зуб приближенно описывается функцией

$$\bar{q}_{\text{тн}} = \frac{\pi T_2 p}{2 \varphi_2 d_2^3 \cos \alpha_{cp}} \cos \frac{\pi}{2 \varphi_2} (\varphi - \varphi_1), \quad (4)$$

где T_2 - момент нагрузки на выходном валу редуктора, p - шаг зубьев; d_g - диаметр делительной окружности; $2\varphi_2$ - угол, определяющий величину зоны зацепления; φ_1 - угол, координирующий максимальное значение нагрузки на зуб относительно большой оси ГВ. После парной подстановки зависимостей (2) и (4), затем (3) и (4) в выражение (1), интегрирования и суммирования зависимость для определения мощности тепловыделения в зацеплении принимает вид

$$Q_3 = \frac{4f\omega_h\omega_g T_2}{d_g \cos \alpha_{cp} (\pi^2 - 16\varphi_2^2)} \left(\frac{1}{\cos \alpha_{cp}} + \frac{r_d}{4\ell} \right) \left(\pi \sin 2\varphi_2 \cos 2\varphi_1 - 4\varphi_2 \cos \frac{\pi}{2\varphi_2} \varphi_1 \right) \quad (5)$$

Коэффициент трения f в зацеплении в зависимости от режима работы редуктора определяется по формуле, предложенной Ю.Н. Дроздовым и В.Г. Арчеговым

$$f = 0,02 \ell g \frac{p \cdot HB}{\mu \cdot V_{ск} \cdot R_n \cdot E_n} + 0,08, \quad (6)$$

где p - нормальная нагрузка на поверхность трения в кгс; HB - твердость поверхности трения в кгс/см²; μ - динамическая вязкость масла в кгс.с/см²; R_n - приведенный радиус кривизны профилей зубьев в см; E_n - приведенный модуль упругости материалов пары трения в кгс/см²; $V_{ск}$ - скорость скольжения профилей в см/с.

Количество теплоты, выделяющееся в ГВ, определяется потерями мощности на трение качения шаров по кольцам ГП и трением шаров о сепаратор. В работах М.Н. Иванова и А.Н. Сорокина показано, что нагрузка на кулачковый ГВ выражается зависимостью

$$\bar{q}_{rh} = \frac{\pi T_2}{2\varphi_2 d_g^2} \left[\frac{2}{\pi} \sum_{k=2,4,6,\dots} \frac{4\pi\varphi_2 \cos k\varphi_2}{k(\pi^2 - 4k^2\varphi_2^2)} \sin k(\varphi - \varphi_1) + C + \operatorname{tg} \alpha_{cp} \cos \frac{\pi}{2\varphi_2} (\varphi - \varphi_1) \right], \quad (7)$$

При этом нагрузка на шар ГП определяется как

$$F_{ш} = \frac{k\pi^2 T_2}{2\varphi_2 z_{ш} d_g} \left[\frac{2}{\pi} \sum_{k=2,4,6,\dots} \frac{4\pi\varphi_2 \cos k\varphi_2}{k(\pi^2 - 4k^2\varphi_2^2)} \sin k(\varphi - \varphi_1) + C + \operatorname{tg} \alpha_{cp} \cos \frac{\pi}{2\varphi_2} (\varphi - \varphi_1) \right]. \quad (8)$$

Количество теплоты, выделяющееся при качении шара по внутреннему и по наружному кольцам ГП определяется соответственно зависимостями

$$Q_{ib} = T_{rp} \cdot |\omega_h + \omega_{ш}|, \quad (9) \quad Q_{in} = T_{rp} \cdot |\omega_{ш} - \omega_g|, \quad (10)$$

где $T_{rp} = F_{ш} \cdot f_k$ - момент трения качения; f_k - коэффициент трения качения; $\omega_{ш}$ - угловая скорость вращения шара; ω_g - угловая скорость вращения ГВ. Окончательно зависимость для определения мощности тепловыделений при качении шаров по кольцам ГП принимает вид

$$Q_k = f_k \frac{k T_2 \omega_h (2\varphi_2 \operatorname{tg} \alpha_{cp} + C \pi^2 - 2C\pi)(u-1) \left[\frac{\partial_0}{d_{ш}} - \frac{d_{ш}}{\partial_0} + 1 \right]}{\varphi_2 d_g u_{hc}^6 u}, \quad (11)$$

где u_{hc}^B - передаточное отношение от ГВ к сепаратору при остановленном жестком колесе; u - передаточное отношение редуктора; d - диаметр шара; D_0 - диаметр расположения центра шаров.

Мощность тепловыделений при трении шаров о перемишки сепаратора определялась по рекомендациям В.А.Синогенова, полученным на основании экспериментальных исследований В.И.Рябова. Коэффициент $\Psi_{сеп}$ потерь мощности при трении шаров о сепаратор принимался равным 0,03 + 0,065.

В сопряжении "ГК-НКГП" скорость взаимных окружных перемещений от деформации этих элементов как пакета

$$V_g = 1,5 \omega_g \left(\frac{1,2 \delta_1}{r_1} + \frac{\delta_2}{r_2} \right) \cdot \omega_h \cdot \cos 2\varphi, \quad (12)$$

где δ_1 - толщина ГК под зубчатым венцом, r_1 - радиус срединной поверхности ГК; δ_2 - толщина НКГП; r_2 - радиус срединной поверхности НКГП. Известно, что от деформации растяжения венца ГК возникает скорость

$$V_{tp} = \omega_h \frac{\kappa \pi T_2 C}{2 \kappa_1 E b_{\omega} \delta_1^2 \varphi_2} (1 - \sin \varphi/2), \quad (13)$$

где b_{ω} - ширина зубчатого венца; E - модуль упругости материала ГК. Скорость осевых перемещений ГК выражается зависимостью (3). При известном законе распределения нагрузки на ГВ (7) с учетом выражения (1) получены зависимости для определения мощности тепловыделений в сопряжении "ГК-НКГП" от деформации пакета, деформации растяжения и осевых перемещений ГК соответственно

$$Q_n = f \frac{3 \pi T_2 \omega_h \omega_g}{4 \varphi_2 d_g} \left(\frac{1,2 \delta_1}{r_1} + \frac{\delta_2}{r_2} \right) \left[\frac{4 \pi \varphi_2 \lg d_{cp} \cos 2\varphi_2}{\pi^2 - 16 \varphi_2^2} + 1,48 C \right], \quad (14)$$

$$Q_p = f \frac{\pi^2 T_2^2 \kappa C \omega_h}{8 \varphi_2^2 d_g \kappa_1 E b_{\omega} \delta_1} \left[\lg d_{cp} \left(\frac{4 \varphi_2}{\pi} - \frac{2 \varphi_2 \pi \sqrt{2}}{\pi^2 - \varphi_2^2} \cos \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_2}{2} \right) + \frac{2 \varphi_2}{\pi^2 - \varphi_2^2} \right) + 3 C \pi - 8 C \right], \quad (15)$$

$$Q_u = f \frac{\pi T_2 \lg d_{cp} \omega_h}{8 \varphi_2^2 d_g \varrho} \left[\lg d_{cp} \left(\frac{8 \pi \varphi_2 \sin 2\varphi_2}{\pi^2 - 16 \varphi_2^2} \cos 2\varphi_1 - \frac{32 \varphi_2^2}{\pi^2 - 16 \varphi_2^2} \cos \frac{\pi}{2} \varphi_1 \right) + 5,808 C \right]. \quad (16)$$

Коэффициент трения f в указанном сопряжении рассчитывался по преобразованной формуле (6) Д.Н.Дроздова и В.Г.Арчегова

$$f = 0,02 \lg \frac{P_p \cdot H B}{M \cdot V_{сск} \cdot R \cdot E_n} + 0,08, \quad (17)$$

где P_p - суммарная нагрузка на ГВ в одной зоне нагружения в кгс; R - радиус сопряжения "ГК-НКГП" в см.

Мощность тепловыделений от перемешивания и разбрызгивания масла в корпусе ВЗР определялась по зависимости

$$Q_{2,n} = T_{2,n} \cdot \omega_h, \quad (18)$$

где $T_{2.n}$ — момент на быстроходном валу редуктора, затрачиваемый на преодоление гидравлических сопротивлений. После вычисления потерь мощности в отдельных парах трения ВЗР и потерь мощности на перемешивание и разбрызгивание масла определяется КПД ВЗР

$$\eta = P_2 / (P_2 + \sum Q_i), \quad (19)$$

где P_2 — мощность на выходном валу редуктора, $\sum Q_i$ — сумма потерь мощности или мощности тепловыделений в отдельных парах трения и на перемешивание и разбрызгивание масла.

В г л а в е 3 приводятся результаты экспериментальных исследований потерь мощности на перемешивание и разбрызгивание масла в ВЗР. В начале главы приводится описание экспериментальных установок. Предварительные эксперименты показали, что величина гидравлических потерь зависит от частоты вращения n , ГВ, глубины h погружения ГК в масляную ванну и кинематической вязкости ν масла. При этом величина передаваемого крутящего момента практически не оказывает влияние на величину гидравлических потерь. В связи с этим эксперименты выполнялись на режиме холостого хода. Постановку и организацию экспериментальных исследований выполняли с использованием теории планирования эксперимента. Для каждого из ВЗР реализовывалась матрица планирования полного факторного эксперимента 2^3 . По достижении установившегося значения температуры в масляной ванне ($\sim 50^\circ\text{C}$) измеряли моменты на входном валу ВЗР при его работе со смазкой и сразу после слива масла. Полагая при этом, что условия трения в зацеплении и в ГВ меняются незначительно, момент $T_{2.n}$ гидравлических потерь определяли как разность этих двух моментов. В результате проведения эксперимента и статистической обработки экспериментальных данных методами планирования эксперимента, интерполяционные модели (ИМ) для определения момента $T_{2.n}$ редукторов ВЗ-80 и ВЗ-160 соответственно принимают вид

$$T_{2.n} = 0,139 + 0,0599 x_1 + 0,0394 x_2' + 0,0719 x_3 + 0,0182 x_1 x_2' + 0,0257 x_1 x_3, \quad (20)$$

$$T_{2.n} = 0,837 + 0,51 x_1 + 0,465 x_2 + 0,314 x_3 + 0,306 x_1 x_2 + 0,147 x_1 x_3 + 0,176 x_2 x_3, \quad (21)$$

$$\text{где } x_1 = \frac{n_1 - 1750}{1250}; \quad x_2' = \frac{h - 9}{7}; \quad x_2 = \frac{h - 18}{14}; \quad x_3 = \frac{\nu - 35 \cdot 10^{-6}}{15 \cdot 10^{-6}}.$$

При этом значения факторов в экспериментах изменялись в следующих пределах: $500 \leq n_1 \leq 3000 \text{ мин}^{-1}$, $2 \leq h' \leq 16 \text{ мм}$, $4 \leq h \leq 32 \text{ мм}$, $20 \cdot 10^{-6} \leq \nu \leq 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

С целью упрощения расчетов и обобщения результатов выпол-

ненных исследований были использованы методы теории подобия и размерностей. В нашем случае момент $T_{2,n}$ можно представить в виде функции

$$T_{2,n} = f(R, h, \omega_h, \nu, \rho, g), \quad (22)$$

где ρ - плотность масла, g - ускорение свободного падения. Используя π -теорему теории размерностей, зависимость (22) размерных величин представлена в виде зависимости безразмерных комплексов и записана в виде

$$A_{2,n} = C \cdot Re^k \cdot Fr^s \cdot (h/R)^r \quad (23)$$

где $A_{2,n} = T_{2,n} / \rho \omega_h^2 R^5$ - коэффициент момента гидравлических потерь,

$Re = \omega_h R^2 / \nu$ - аналог критерия Рейнольдса,

$Fr = \omega_h^2 R / g$ - критерий Фруда.

Расчетом моделей (20) и (21) на ЭВМ получены значения величины момента $T_{2,n}$ при различных значениях частоты вращения n , ГВ, уровня h погружения ГК в масляную ванну и коэффициента ν кинематической вязкости масла и определены величины безразмерных комплексов. Представив полученные значения в логарифмических координатах, методом последовательного исключения неизвестных с помощью корреляционного анализа определены значения показателей степени $k = -1,3$, $s \approx 0$, $r = 0,447$ и константы $C = 13554$. Тогда зависимость (23) принимает вид

$$A_{2,n} = 13554 Re^{-1,3} \cdot (h/R)^{0,447} \quad (24)$$

На рис. I в качестве примера приведены графики изменения момента $T_{2,n}$ ВЗР ВЗ-160, рассчитанного по формуле (24) в зависимости от влияющих факторов. Из рис. I видно, что увеличение момента $T_{2,n}$ связано с увеличением частоты вращения n , ГВ, глубины h погружения ГК в масляную ванну и кинематической вязкости ν масла.

Глава 4 посвящена экспериментальному исследованию температурного поля и КПД ВЗР.

В экспериментах производилось измерение температуры корпуса ВЗР, температуры масляной ванны, от которых зависят теплообменные процессы ВЗР с окружающей средой, и температуры поверхностей трения наиболее теплонапряженных элементов ВЗР для оценки возможной опасности возникновения заедания. В качестве датчика для измерения температуры корпуса и температуры в масляной ванне выбрана хромель-копелевая термопара, для измерения температуры в зацеплении и во вращающемся ГВ - термосопротивление ти-

па МТ-54. Температурное состояние ВЗР исследовано в зависимости от трех факторов: частоты вращения n_1 , ГВ, момента нагрузки T_2 на выходном валу и уровня h погружения ГК в масляную ванну. Для реализации трехфакторного эксперимента была использована теория планирования эксперимента. Учитывая результаты предварительных экспериментов, в качестве модели выбран полином 2-ого порядка, коэффициенты которого определялись с помощью ортогонального центрального композиционного плана (ОЦКП) 2-ого порядка. Порядок проведения опытов, запланированных матрицей ОЦКП 2-ого порядка, был рандомизирован. Матрица планирования ОЦКП 2-ого порядка реализовывалась для двух смазочных материалов: масло И-20А и масло И-40А по ГОСТ 20799-75, рекомендуемые в настоящее время для смазки ВЗР общего назначения. Характер распределения температуры по корпусу редуктора показан на рис. 2. Как следует из экспериментов, неравномерность распределения температуры по длине корпуса редуктора возрастает при увеличении n_1 и T_2 и уменьшается при повышении h и уменьшении ϑ . В результате статистической обработки экспериментальных данных методами теории планирования эксперимента для каждого ВЗР и для каждого вида смазочного материала получены ИМ для вычисления средних значений температурных напоров между поверхностью ВЗР и окружающей средой Δt_k и масляной ванной и окружающей средой Δt_m :

$$\text{ВЗ-80 И-20А } \Delta t_k = 40,118 + 14,349 x_1' + 2,955 x_2' + 1,924 x_3' + 1,107(x_2')^2 - 1,601(x_3')^2 + 1,125 x_1' x_2', \quad (25)$$

$$\text{И-40А } \Delta t_k = 43,219 + 14,389 x_1' + 2,407 x_2' + 2,289 x_3' + 1,021(x_2')^2 - 1,886(x_3')^2 + 1,125 x_1' x_2', \quad (26)$$

$$\text{И-20А } \Delta t_m = 41,638 + 15,028 x_1' + 2,881 x_2' + 1,357 x_3' + 1,25(x_2')^2 - 1,12(x_3')^2 + 1,25 x_1' x_2', \quad (27)$$

$$\text{И-40А } \Delta t_m = 44,973 + 14,591 x_1' + 2,244 x_2' + 1,833 x_3' + 1,998(x_2')^2 - 1,048(x_3')^2, \quad (28)$$

$$\text{ВЗ-160 И-20А } \Delta t_k = 53,247 + 25,085 x_1 + 7,572 x_2 + 2,765 x_3 - 5,362 x_2^2 + 3,375 x_1 x_2 + 1,375 x_1 x_3, \quad (29)$$

$$\text{И-40А } \Delta t_k = 56,365 + 25,946 x_1 + 7,188 x_2 + 3,078 x_3 - 1,746 x_1^2 - 3,777 x_2^2 + 3,25 x_1 x_2 + 1,75 x_1 x_3, \quad (30)$$

$$\text{И-20А } \Delta t_m = 55,826 + 26,494 x_1 + 8,799 x_2 + 1,904 x_3 + 1,416 x_2^2 - 5,014 x_3^2 + 4,0 x_1 x_2, \quad (31)$$

$$\text{И-40А } \Delta t_m = 57,746 + 27,01 x_1 + 7,99 x_2 + 2,237 x_3 + 0,945 x_2^2 - 3,794 x_3^2 + 3,0 x_1 x_2. \quad (32)$$

Кроме того, для редуктора ВЗ-160 получены интерполяционные моде-

ли для опре ния превышения температуры зуба жесткого колеса Δt_3 и температуры внутреннего кольца ГП ГВ Δt_2 при смазке маслом И-20А и И-40А соответственно над температурой окружающей среды

$$\Delta t_3 = 55,346 + 27,407 x_1 + 8,434 x_2 + 0,952 x_3 + 1,91 x_1^2 + 3,603 x_2^2 - 2,151 x_3^2 + 3,5 x_1 x_2 - 1,25 x_1 x_3, \quad (33)$$

$$\Delta t_3 = 56,691 + 28,418 x_1 + 8,153 x_2 + 1,352 x_3 + 1,082 x_1^2 + 4,452 x_2^2 + 3,125 x_1 x_2 - 1,375 x_1 x_3, \quad (34)$$

$$\Delta t_2 = 57,50 + 28,39 x_1 + 8,17 x_2 - 2,68 x_3 + 1,089 x_1^2 + 3,459 x_2^2 + 1,428 x_3^2 + 3,75 x_1 x_2 - 1,75 x_1 x_3 - 1,0 x_2 x_3, \quad (35)$$

$$\Delta t_2 = 60,72 + 28,796 x_1 + 9,125 x_2 - 2,166 x_3 + 4,342 x_1^2 + 1,973 x_2^2 + 4,5 x_1 x_2 - 1,25 x_1 x_3 - 1,0 x_2 x_3, \quad (36)$$

На рис. 3 в качестве примера приведены графики изменения температуры элементов ВЗР ВЗ-160, заправленного маслом И-20А, и масляной ванны в зависимости от влияющих факторов. Из рис. 3 видно, что наиболее существенное влияние на температуру ВЗР оказывает частота n_1 , меньшее - момент T_2 и еще меньшее - глубина h . Наиболее теплонпряженным элементом ВЗР является ГВ, температура в зацеплении выше температуры масла в масляной ванне, но ниже температуры ГВ. Повышение уровня масла приводит к повышению общего уровня температуры редуктора в целом, однако температура наиболее теплонпряженного элемента (ГВ) при этом уменьшается.

КПД ВЗР в каждом опыте определялся при установившемся температурном режиме по известной методике. В результате проведения эксперимента и обработки экспериментальных данных методами теории планирования эксперимента получены ИМ для определения КПД ВЗР ВЗ-80 и ВЗ-160 при смазке маслом И-20А и И-40А соответственно

$$\text{ВЗ-80} \quad \eta = 0,70473 - 0,00487 x_1' + 0,17239 x_2' - 0,01049 x_3' + 0,00391 (x_1')^2 - 0,09525 (x_2')^2 + 0,00967 (x_3')^2, \quad (37)$$

$$\eta = 0,6988 - 0,00485 x_1' + 0,17229 x_2' - 0,00879 x_3' + 0,00343 (x_1')^2 - 0,09506 (x_2')^2 + 0,00885 (x_3')^2, \quad (38)$$

$$\text{ВЗ-160} \quad \eta = 0,71399 - 0,00514 x_1 + 0,13684 x_2 - 0,01349 x_3 - 0,0591 x_2^2 + 0,01874 x_3^2 + 0,00537 x_2 x_3, \quad (39)$$

$$\eta = 0,70597 - 0,00511 x_1 + 0,13916 x_2 - 0,01346 x_3 - 0,06238 x_2^2 + 0,04986 x_3^2 + 0,00513 x_2 x_3. \quad (40)$$

В зависимостях (25) + (40)

$$x_1' = \frac{n_1 - 1750}{750}; \quad x_2' = \frac{T_2 - 75}{50}; \quad x_3' = \frac{h - 8}{5}; \quad x_1 = \frac{n_1 - 1250}{750}; \quad x_2 = \frac{T_2 - 600}{400};$$

$$x_3 = \frac{h - 16}{10}, \quad \text{где } n_1 \text{ в мин}^{-1}, \quad T_2 \text{ в Н.м., } h \text{ в мм.}$$

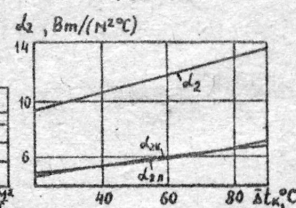
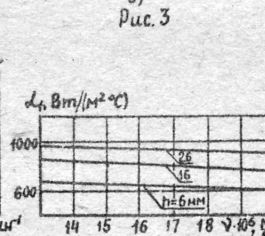
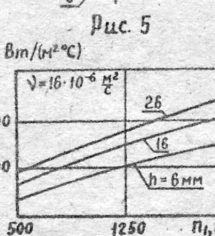
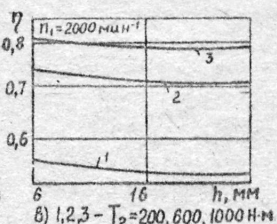
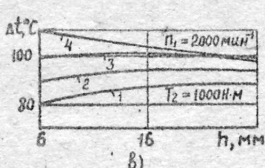
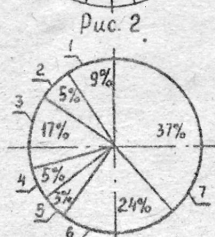
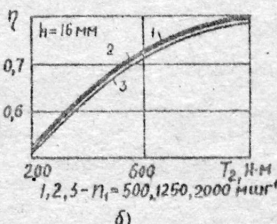
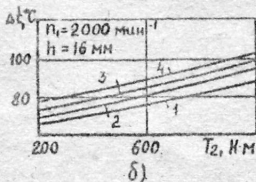
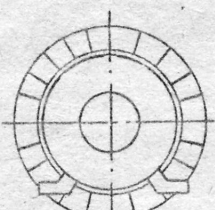
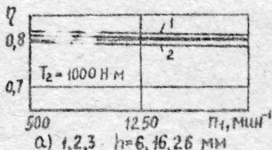
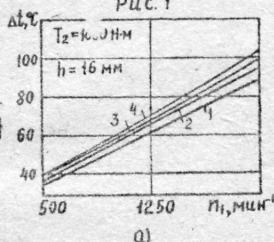
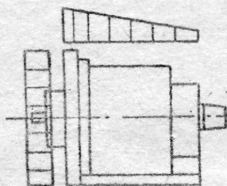
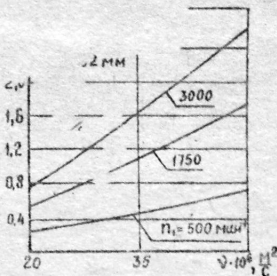
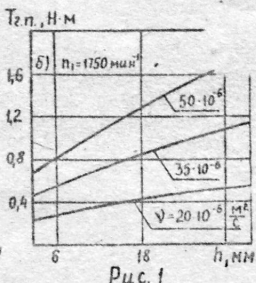
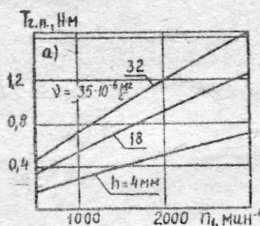


Рис. 6

Рис. 7

Рис. 8

На рис. 4 приведены в качестве примера графики изменения КПД ВЗР ВЗ-160, заправленного маслом И-20А, в зависимости от влияющих факторов. После теоретических и экспериментальных исследований КПД ВЗР определены значения коэффициентов трения качения f_k шаров по кольцам ГП, которые находятся в пределах $f_k = (0,000012 \div 0,000015)$ м.

На рис. 5 представлена диаграмма потерь мощности в ВЗР ВЗ-160, заправленного маслом И-20А, при $n_1 = 1250 \text{ мин}^{-1}$, $T_2 = 1000 \text{ Н.м}$,

$h = 16 \text{ мм}$ и установившемся температурном режиме. Из рис. 5 видно, что потери в зацеплении (1) составляют 9%, в сопряжении "ГК-НКГП" - 25%. [17% от осевых перемещений ГК (3), 5% от деформации пакета "ГК-НКГП" (4), 3% от деформации растяжения венца ГК (5)], в ГВ - 61% [37% при качении шаров по кольцам ГП (6), 24% при трении шаров о сепаратор (7)] и гидравлические потери (2) - - 5% от общих потерь мощности в редукторе.

Глава 5 посвящена исследованию теплообменных процессов в ВЗР:

Отмечается, что процесс отвода теплоты, выделяющейся при работе редуктора, определяется теплопередачей через стенку корпуса и теплоотводом через опоры и валы. Количественной оценкой процесса теплопередачи через стенку корпуса в окружающую среду является коэффициент теплопередачи.

$$K_T = 1 / (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2), \quad (41)$$

где α_1 - коэффициент внутренней теплоотдачи от масла к стенке корпуса; δ - толщина стенки; λ - коэффициент теплопроводности материала корпуса; α_2 - коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности корпуса в окружающую среду. Рассматриваются способы переноса теплоты от источников тепловыделения к корпусу редуктора и отмечается преимущественная роль переноса теплоты смазочным маслом. Приводится методика проведения и обработки эксперимента при исследовании внутреннего теплообмена. Коэффициент внутренней теплоотдачи α_1 от масла к стенкам корпуса определяется как

$$\alpha_1 = Q / (A_{\text{в}} \cdot \Delta t_1) \quad (42)$$

где $A_{\text{в}}$ - площадь внутренней поверхности корпуса, омываемая маслом; Δt_1 - средний температурный напор между внутренней поверхностью и масляной ванной; $\Delta t_1 = \Delta t_m - \Delta t_k$, где Δt_k и Δt_m для ВЗ-80 вычисляются по (25) и (27), а для ВЗ-160 - по (29) и (31);

$Q = 1000(1 - \eta) P_1$ - общее количество выделяющейся теплоты при установившемся температурном состоянии, где P_1 - мощность на входном валу редуктора. Для ВЗ-80 КПД определяется по

(37), для ВЗ-160 - по (39). Вследствие невысокого общего уровня температур и незначительного перепада температур между отдельными элементами ВЗР принято, что выделяющаяся теплота передается от масла к корпусу в основном за счет конвекции. В нашем случае

$$\alpha_1 = f(R, \omega_h, h, \lambda, \nu, a), \quad (43)$$

где a, λ - коэффициенты температуропроводности и теплопроводности масла соответственно. Воспользовавшись $\mathcal{F}$ -теоремой, зависимость (43) размерных величин представлена в виде зависимости безразмерных комплексов и записана в виде

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot (h/R)^r, \quad (44)$$

где $Nu = \alpha_1 R / \lambda$ - критерий Нуссельта,
 $Re = \omega_h R^2 / \nu$ - аналог критерия Рейнольдса,
 $Pr = \nu / a$ - критерий Прандтля. } (45)

В качестве определяющего геометрического размера принимается радиус R ГК, определяющей температуры - температура t_m масляной ванны. Обработка результатов эксперимента выполнялась в следующей последовательности: расчетом моделей (27) и (31) на ЭВМ получены режимы работы (n_1, T_2) ВЗР при различных уровнях масла, для которых значения температуры t_m масляной ванны соответственно равны 50°C, 60°C, 70°C, что для определенной марки масла определяет конкретные значения критерия Прандтля. Затем для этих же режимов работы ВЗР по моделям (37) и (39) определялись значения КПД η , а по моделям (25) и (29) средние значения температуры t_k корпуса. Используя зависимости (42) и (45), вычислены значения безразмерных комплексов и представлены в логарифмических координатах. С помощью корреляционного анализа методом последовательного исключения неизвестных, определены значения показателей степени m, n, r и константы C .

Тогда функция (44) принимает вид

$$Nu = 0,371 Re^{0,533} Pr^{0,33} (h/R)^{0,256} \quad \text{при } 0,075 \leq h/R \leq 0,2, \quad (46)$$

$$Nu = 0,221 Re^{0,533} Pr^{0,45} (h/R)^{0,256} \quad \text{при } 0,2 < h/R \leq 0,325. \quad (47)$$

На рисунках 6 и 7 в качестве примера приведены графики зависимости коэффициента α_1 от частоты вращения n_1 ГВ ВЗР ВЗ-160 и вязкости масла ν для различных значений h .

Внешний теплообмен ВЗР с окружающей средой осуществляется посредством конвекции, теплового излучения и теплоотводом через опоры и валы. Расчеты, выполненные на основании измерений температуры валов при различных режимах работы, с использованием зависимости, рекомендованной для определения количества теплоты, передаваемой через стержень конечной длины, показали, что тепло-

отвод через в. и. незначителен (до 6%) и его можно не учитывать. Теплоотвод через опоры ВЭР определялся нами по зависимости, предложенной Тереховым А.С.

$$Q_{on} = \alpha_c \cdot A_c \cdot (t_k - t_0), \quad (48)$$

где t_k и t_0 - средняя температура корпуса и окружающей среды; $\alpha_c = 900 + 1000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{C}$ ($1050 + 1160 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$) - коэффициент теплопроводности стыка; A_c - площадь стыка. Расчеты, выполненные с использованием зависимости (48), показали, что $Q_{on} = (0,25 + 0,3) Q$. Такую же величину теплового потока через опоры зубчатых и червячных редукторов рекомендуют принимать Л.Д.Часовников и Д.Н.Решетов.

Количество теплоты, отводимое с наружной поверхности корпуса ВЭР, определяется как

$$Q_2 = \alpha_2 A_2 (t_k - t_0), \quad (49)$$

где A_2 - площадь наружной поверхности, α_2 - коэффициент теплоотдачи с наружной поверхности.

$$\alpha_2 = \alpha_{2a} + \alpha_{2k}. \quad (50)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением α_{2a} определяется по известной формуле

$$\alpha_{2a} = \frac{\epsilon \cdot C_0}{T_k - T_0} \left[\left(\frac{T_k}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right], \quad (51)$$

где $C_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ - коэффициент излучения абсолютно черного тела; ϵ - степень черноты корпуса редуктора; T_k и T_0 - средняя температура корпуса ВЭР и температура окружающей среды в $^\circ\text{K}$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией определялся экспериментально. При установившемся температурном состоянии все выделяющееся в процессе работы количество теплоты равно количеству теплоты, отводимой с наружной поверхности корпуса ВЭР и через опоры, тогда

$$Q_2 = Q - Q_{on}, \quad \alpha_2 = Q_2 / [A_2 (t_k - t_0)].$$

Затем для различных режимов работы ВЭР определялся коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_{2k} = \alpha_2 - \alpha_{2a}.$$

Критериальное уравнение процесса теплообмена ВЭР с окружающим воздухом при естественной конвекции выражается функцией

$$Nu = C \cdot Gr^n, \quad (52)$$

где $Nu = \alpha_{2k} \cdot \ell / \lambda_\delta$ - критерий Нуссельта,

$$Gr = \beta \cdot g (t_k - t_0) \ell^3 / \nu_\delta^2 \quad - \text{критерий Грасгофа.} \quad (53)$$

В зависимости (53) ν_δ - коэффициент кинематической вязкости воздуха; $\beta = 1/T_k$ - температурный коэффициент объемного расширения воздуха; λ_δ - коэффициент теплопроводности воздуха; $\ell = \sqrt{A_2}$ - определяющий геометрический размер. За определяющую температуру

принята средняя температура корпуса ВЗР. Вычисляя для каждого ВЗР значения критериев Nu и Gr и представляя их в логарифмических координатах, методом последовательного исключения неизвестных с помощью корреляционного анализа определялись величины показателя степени $n = 0,333$ и константы $C = 0,1305$. Тогда зависимость (52) принимает вид

$$Nu = 0,1305 \cdot Gr^{0,333} \quad (54)$$

На рис. 8 приведены графики изменения коэффициентов $\alpha_{2k}, \alpha_{2n}, \alpha_2$ в зависимости от среднего температурного напора между корпусом ВЗР и окружающей средой.

В приложении приводится порядок теплового расчета ВЗР при установившемся тепловом режиме и оценка температурного состояния ВЗР при нестационарном тепловом режиме.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Уточнены расчетные зависимости для определения потерь мощности на трение (мощности тепловыделений) в зацеплении и в кулачковом генераторе волн ВЗР.
2. При расчете КПД ВЗР учтены потери мощности на трение шаров гибкого подшипника о сепаратор.
3. Впервые при расчете КПД ВЗР учтены потери мощности на трение в сопряжении "ГК-НИГП", имеющие место вследствие взаимных окружающих перемещений этих элементов при их работе как пакета и окружающих перемещений от деформации растяжения венца ГК.
4. Впервые на основе экспериментальных исследований получена зависимость для расчета гидравлических потерь в ВЗР.
5. Впервые для ВЗР проведены экспериментальные исследования процесса внутреннего теплообмена между смазочным маслом и внутренней поверхностью корпуса.
6. На основе экспериментальных исследований получены зависимости для определения коэффициентов внутренней и внешней теплоотдачи в зависимости от режима работы редуктора и условий смазки.
7. Показано, что теплоотвод через опоры ВЗР при металлическом основании составляет $(0,25 + 0,3) Q$.
8. Разработана методика теплового расчета ВЗР в зависимости от режима работы и условий смазки.
9. Результаты работы используются ВНИИредуктором для уточнения параметров серийно выпускаемых ВЗР с целью повышения их технического уровня и ресурса работы, а также при разработке новых вари-

аэтов конструкций ВЗР общего назначения.

Выводы и рекомендации

1. В результате теоретических и экспериментальных исследований КПД ВЗР выявлено, что при установившемся температурном режиме потери в сопряжении "ГК-НКГП" составляют до 25%, в зацеплении - 9%, в ГВ - 61% и гидравлические потери - 5% общих потерь мощности в редукторе.
2. В результате экспериментальных исследований получено, что величина гидравлических потерь в общем балансе потерь мощности может изменяться в широких пределах в зависимости от температурного состояния и вязкости масла и составлять 30% и более.
3. Экспериментально показано, что ВЗР большего типоразмера стандартного ряда обладают большей теплонапряженностью.
4. Повышение частоты вращения ГВ в большей степени влияет на повышение температуры ВЗР, чем увеличение момента нагрузки.
5. Наиболее теплонапряженным элементом ВЗР является ГВ. В зависимости от режима работы и условий смазки температура внутреннего кольца ГП может превышать температуру в масляной ванне на $(15 \pm 20)^{\circ}\text{C}$.
6. По условию уменьшения теплонапряженности ГВ в качестве оптимального рекомендован уровень масла в корпусе редуктора, соответствующий полному погружению нижнего шара ГВ в масляную ванну.
7. В результате теоретических и экспериментальных исследований КПД ВЗР установлено, что коэффициент трения при качении шаров по кольцам ГП $f_k = (0,000012 + 0,000015) \text{ м}$.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А., Видмаер А.Э. О нагреве волнового зубчатого редуктора. - Известия вузов. Машиностроение, 1980, № 9, с. 42-46.
2. Финогенов В.А., Видмаер А.Э. Исследование гидравлических потерь в волновых зубчатых редукторах общего назначения. - Вестник машиностроения, 1980, № 12, с. 12-14.
3. Видмаер А.Э. Экспериментальное исследование внешнего теплообмена волновых зубчатых редукторов общего назначения. - Известия вузов. Машиностроение, 1981, № 12, с. 134-138.

Подписано к печати 18.12.1981 года. Л-86870. Заказ 1624.
Объем 1 п.л.: Тираж 100 экз. Типография МВТУ им. Баумана.