

УДК.629.1.032.1.

Кудров В.М., Чучмарь И.Д., Возгрин Ю.В., Кузьминский В.А., Фолунин С.А.

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В УПРАВЛЯЕМОМ ОБЪЕМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ОПЫТНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Современные гидрообъемные передачи (ГОП) имеют наиболее оптимальные массогабаритные показатели и динамические качества. Благодаря таким преимуществам, как малая масса и объем, приходящиеся на единицу передаваемой мощности, что особенно важно в ограниченном пространстве моторно-трансмиссионного отделения (МТО) современных боевых машин, высокому КПД и надежности управления гидропередача нашла свое применение в опытной разработке КП ХКБМ им. А.А. Морозова привода вентиляторов системы охлаждения силовой установки с двигателем 6ТДАМ.

В ходе проектирования было определено, что величина максимальной мощности, затрачиваемая на функционирование ГОП вентиляторов, составит 75 кВт. Конструктивно заложенное дистанционное бесступенчатое управление частотой вращения вентиляторов позволяло в зависимости от температурного режима силовой установки регулировать затраты мощности двигателя на работу системы охлаждения с целью уменьшения расхода топлива и создавало возможность за счет перераспределения мощностей увеличивать мощность привода гусеничного движителя.

После изготовления опытного образца изделия в процессе проведения ходовых и стендовых испытаний при резких изменениях частоты вращения вентиляторов были выявлены колебания высокого и низкого давлений, в ряде случаев достигающих либо предельных значений, либо снижающихся до нуля.

Вышеописанные колебания в магистралях высокого и низкого давлений ухудшают эксплуатационные и прочностные характеристики агрегатов и элементов ГОП. Для выработки мероприятий по уменьшению интенсивности колебаний давления возникла необходимость проведения исследований динамических процессов в ГОП вентиляторов при быстром изменении угла наклонного диска гидронасоса, а также пусках и остановках двигателя силовой установки.

Уравнение, описывающее динамическое равновесие объемного гидропривода. Имеет следующий вид [1]:

$$V_p \cdot \Delta p = J \frac{d\omega}{dt} + h \cdot \omega + M_c, \quad (1)$$

где  $V_p$  – рабочий объем гидромотора;  $\Delta p = p_v - p_n$  – перепад давлений на гидромоторе ( $p_v$  и  $p_n$  соответственно, высокое и низкое давления);  $J$  – момент инерции вращающихся частей;  $\omega$  – угловая скорость вала гидромотора;  $h$  – коэффициент жидкостного и вязкого трения, пропорциональный угловой скорости вала гидромотора;  $M_c$  – статическая нагрузка.

Для исследуемого ГОП вентиляторов, упрощенная принципиальная схема которого приведена на рисунке 1, уравнение (1) может быть преобразовано с учетом неравномерного вращения каждого из четырех гидромоторов ГМ<sub>1</sub>, ГМ<sub>2</sub>, ГМ<sub>3</sub> и ГМ<sub>4</sub>, как:

$$4 \cdot V_{D_i} (\delta_{\dot{A}} - \delta_{\dot{i}}) = \sum_4^{i=1} (J \frac{d\omega_i}{dt} + h \cdot \omega_i + M_{ci}),$$

где, в данном случае:

$V_{D_i}$  – рабочий объем каждого гидромотора;  $J$  – суммарный момент инерции вращающихся частей гидромотора и установленного на его валу вентилятора;  $\omega_i$  – угловая скорость данного вала;  $M_{ci}$  – приводной момент вентилятора (пропорционален квадрату частоты вращения  $\omega_i$ ).

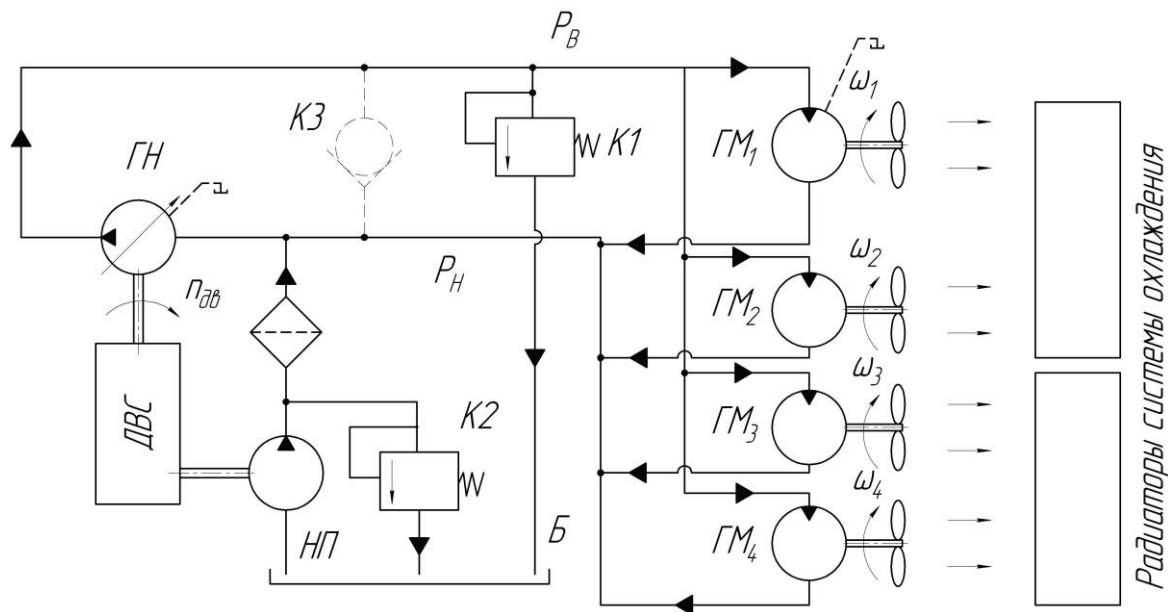


Рисунок 1 – Схема объемного гидропривода вентиляторов системы охлаждения  
 ГН – аксиальнопоршневой регулируемый насос, с рабочим объемом 111 см<sup>3</sup>/оборот; ГМ<sub>1</sub>, ГМ<sub>2</sub>, ГМ<sub>3</sub> и ГМ<sub>4</sub> – аксиальнопоршневые гидромоторы привода вентиляторов (тип БК2, рабочий объем 15 см<sup>3</sup>/оборот); НП – насос подпитки шестеренного типа; К1 – предохранительный клапан; К2 – предохранительный клапан системы подпитки; К3 – перепускной клапан; Б – маслобак

Окончательное выражение для перепада давлений имеет следующий вид:

$$\delta_{\dot{A}} - \delta_{\dot{i}} = \frac{\sum_4^{i=1} (J \frac{d\omega_i}{dt} + h \cdot \omega_i + M_{ci})}{4 \cdot V_{D_i}}. \quad (2)$$

Как следует из данного уравнения, при пусках двигателя колебания давления будут наблюдаться в момент страгивания вентиляторов и выходе их на устойчивую частоту вращения, пока в числителе формулы (2) инерционный член  $J \frac{d\omega_i}{dt}$  будет преулавливать над суммой двух других слагаемых, зависящих от величин  $\omega_i$ , что и было подтверждено в ходе испытаний.

При пусках двигателя в соответствии с инструкцией рукоятка управления углом наклонного диска насоса ГН и, соответственно, частотой вращения гидромоторов вен-

тиляторов находилась в нулевом положении. Но, не смотря на это, в зависимости от температуры масла и величины частоты вращения вала двигателя  $n_{дв}$  после пуска частоты вращения вентиляторов соответствовали 500...1700 мин<sup>-1</sup>. В таблице 1 приведены результаты измерения параметров при восьми пусках в порядке увеличения температуры масла. Характер изменения частоты вращения  $n_{дв}$ , давлений  $p_v$  и  $p_n$  приведен на рис.2 и является копией осциллограммы пуска №3 в таблице 1.

Таблица 1 – Изменение параметров в ГОП вентиляторов при пуске двигателя

№ п/п	$t_m, ^\circ C$	$n_{дв}, \text{мин}^{-1}$		$P_v, \text{МПа}$					$P_n, \text{МПа}$		
		Заброс при пуске	При устойчивой работе	Пики при пуске					При устойчивой работе	Пик при пуске	При устойчивой работе
				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й			
1	22	1800	1590	7,0	11,0	7,0	-	-	6,0	2,8	2,6
2	50	2270	1570	13,5	12,5	12,0	12,0	8,0	5,5	35,2	2,6
3	55	1580	1420	9,5	10,5	9,0	6,0	-	5,0	37,8	2,6
4	60	2000	1250	8,0	8,0	5,5	4,5	-	2,5	-	1,8
5	90	-	1450	8,5	13,5	9,5	-	-	3,8	4,2	2,4
6	100	-	-	11,5	5,0	5,5	-	-	4,0	-	2,4
7	100	-	-	6,5	6,0	6,0	6,0	-	4,0	2,7	2,4
8	105	-	-	7,0	10,0	10,0	5,5	-	4,5	5,4	2,4

Наибольшие колебания при пусках имеет высокое давление  $p_v$ , у которого перед выходом на установившееся значение насчитывается от трех до пяти пиков; величина их в 1,5...3,0 раза превышает значение давления при дальнейшей устойчивой работе. Следует отметить, что при пусках величина  $p_v$  ни разу не превышала 20 МПа – предела максимального давления в объемной гидропередаче.

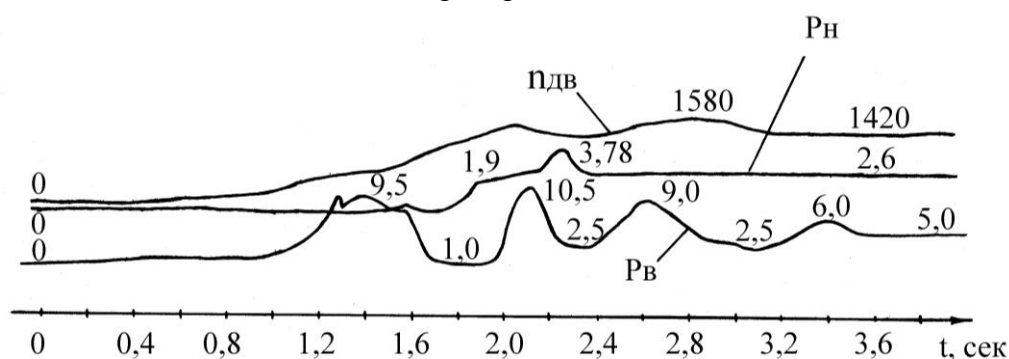


Рисунок 2 – Изменения параметров в ГОП вентилятора при пуске двигателя (значения  $p_v$  и  $p_n$  приведены в МПа, а  $n_{дв}$  в мин<sup>-1</sup>)

Значительные колебание высокого давления возникают в момент начала вращения валов насоса и гидромоторов; первопричиной их являются высокие моменты инерции вентиляторов, которые при страгивании и разгоне приводят к скачкам  $p_v$ .

При пусках небольшой заброс имеет место в линии низкого давления  $p_n$ . Этот заброс не превышает более чем в 2,3 раза эксплуатационное значение низкого давления (2,2...2,6 МПа), максимальное его значение составило 5,4 МПа. Возникновение данно-

го пика объясняется ростом подачи подпиточного насоса НП с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя. В какой-то момент времени его подача становится больше, чем величина объемных потерь объемной гидropередачи, возникает небольшой пик давления  $p_n$ , который затем исчезает при открытии предохранительного клапана системы подпитки К2. Из таблицы 1 видно, что температура масла  $t_m$  практически не влияет на величину забросов высокого и низкого давления вследствие малой весомости слагаемого  $h \cdot \omega_i$  в уравнении (2) при небольших значениях  $\omega_i$ .

Из графика на рисунке 2 видно, что частота вращения  $n_{дв}$  при пусках имеет небольшие колебания, причем в большинстве случаев перед выходом на устойчивую работу происходит незначительный заброс, не оказывающий влияние на  $p_v$  и  $p_n$ .

Характер изменения давлений  $p_v$  и  $p_n$  при резком изменении частоты вращения валов гидромоторов приведен на рисунке 3, а данные опытов приведены в таблице 2.

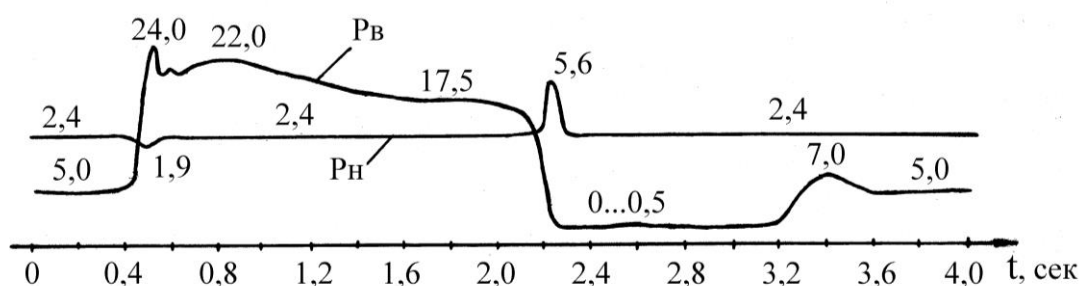


Рисунок 3 – Изменения давлений  $p_v$  и  $p_n$  в ГОП вентиляторов при резком переходе от минимальной частоты вращения гидромоторов к максимальной и наоборот (значения  $p_v$  и  $p_n$  приведены в МПа)

Таблица 2 – Изменение давлений в ГОП вентиляторов при резком увеличении или уменьшении частоты вращения вентиляторов при  $n_{дв} = 2500 \text{ мин}^{-1}$

№ п/п	$t_m, \text{ } ^\circ\text{C}$	Давления в ГОП при минимальной частоте вращения вентиляторов		Изменение давлений при резком увеличении частоты вращения				Установившиеся значения давлений при высокой частоте вращения		Изменение давлений при резком уменьшении частоты вращения до минимальной		Установившиеся значения давлений в ГОП при минимальной частоте вращения	
		$p_v$	$p_n$	$p_v$			$p_n$	$p_v$	$p_n$	$p_v$	$p_n$	$p_v$	$p_n$
		МПа		1-й пик	2-й пик	3-й пик		МПа		МПа		МПа	
				МПа									
1	105	9,5	2,4	16,0	20,5	18,5	2,4	16,0	2,4	1,0	2,6	5,5	2,4
2	105	5,5	2,4	18,5	17,5	21,5	2,4	16,0	2,4	1,0	5,6	5,5	2,4
3	105	5,5	2,4	24,0	21,5	-	1,4	14,5	2,4	1,5	2,6	10,0	2,4
4	101	5,0	2,6	23,0	22,5	-	2,2	17,0	2,6	0,5	4,0	5,0	2,4
5	101	5,0	2,4	24,5	22,5	-	1,7	17,5	2,4	0,5	4,5	5,0	2,4
6	101	5,0	2,4	24,0	22,0	-	1,9	17,5	2,4	0,5	5,6	5,0	2,4

При быстром увеличении частоты вращения вентиляторов происходит резкое повышение высокого давления до 24,5 МПа, что выше настройки предохранительного клапана К1 (20 МПа). На этом участке кривая  $p_v$  имеет выраженные пики, затем давление снижается и устанавливается на величине 15,0...17,5 МПа, соответствующей частоте вращения вентиляторов 4500...4600 мин<sup>-1</sup> при  $n_{дв} = 2500$  мин<sup>-1</sup>. Возникновение пиков давления можно объяснить тем, что при интенсивном увеличении подачи насосом ГН объемной гидропередачи в силу своей инерционности вентиляторы не могут сразу развить частоту вращения, соответствующую данной производительности. В момент резкого увеличения частоты происходит небольшое понижение  $p_n$  до 1,4 МПа, это можно объяснить увеличением объемных потерь из-за роста  $p_v$ .

При быстром уменьшении частоты вращения вентиляторов происходит резкое снижение давления  $p_v$  до величины 0,5...1,5 МПа, что значительно ниже значения  $p_v \sim 5,0$  МПа на установившемся режиме. В этот же момент происходит скачок низкого давления ( $p_n$ ) до 2,5...5,6 МПа. Все это свидетельствует о том, что в силу инерционности гидромоторов с вентиляторами их торможение происходит медленнее, чем управляемое уменьшение производительности насоса, в результате чего в течение 1 сек гидромоторы начинают качать масло в магистраль низкого давления, а насос в течение этого времени выполняет роль мотора. Поэтому на какое-то мгновение происходит заброс давления  $p_n$  до момента срабатывания предохранительного клапана системы подпитки К2, а в магистрали высокого давления величина  $p_v$  снижается до нуля, так как данная магистраль не имеет подпиточного насоса. При дальнейшей работе объемной гидропередачи давление  $p_v$  восстанавливается до установившихся значений порядка 5,0 МПа с небольшим пиком 7,0 МПа. Данный заброс  $p_v$  свидетельствует о том, что гидромоторы перестали качать масло в магистраль  $p_n$  и насос снова начал выполнять свои функции, а импульс давления возник при преодолении насосом ГН инерционности гидромоторов с вентиляторами в процессе их разгона до требуемой по кинематике частоты вращения.

Остановки двигателя производились при различных начальных частотах вращения вентиляторов ( $n_{вент}$ ) и частотах вращения вала двигателя ( $n_{дв}$ ) 2000...2500 мин<sup>-1</sup>; при этом происходило плавное уменьшение данных частот, сопровождаемое резким снижением  $p_v$  до нуля и большим пиком низкого давления  $p_n$ , достигающим 12,2 МПа независимо от вида останова двигателя (см. рисунок 4 и таблица 3, где МОД – механизм останова двигателя, обеспечивающий быстрое автоматическое отключение подачи топлива в случае пожара в МТО).

При остановках двигателя снижение подачи насосом ГН происходит быстрее, чем снижение частоты вращения валов гидромоторов из-за больших моментов инерции вентиляторов, в результате чего гидромоторы начинают нагнетать масло в полость низкого давления из полости высокого давления. В этот момент из-за отсутствия подачи подпитки давление  $p_v$  резко падает до нуля. Пик в зоне низкого давления возникает в момент почти полной остановки насоса ГН, жестко связанного с двигателем, при еще вращающихся в течении 0,2 с гидромоторах. Насос не может воспринять производительность гидромоторов, а предохранительный клапан системы подпитки К2, рассчитанный по расходу на производительность насоса подпитки НП, не может сбросить мгновенное увеличение расхода от работы тех же гидромоторов, в результате чего происходит заброс давления  $p_n$ .

Для устранения выявленных при резком снижении частоты вращения вентиляторов и остановках двигателя забросов давления в магистрали  $p_n$  и снижения до нуля давления в магистрали  $p_v$  между данными магистралями был установлен перепускной

клапан КЗ (см. рисунок 1), обеспечивающий сброс масла из магистрали низкого давления в магистраль высокого в случае вышеуказанных явлений и таким образом сглаживающий колебания  $p_v$  и  $p_n$ .

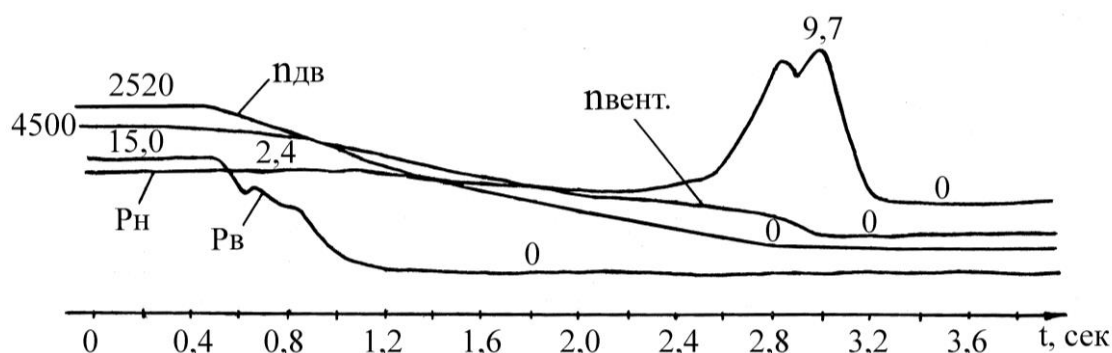


Рисунок 4 – Изменения параметров в ГОП вентиляторов при остановке двигателя (значения  $p_v$  и  $p_n$  приведены в МПа, а  $n_{дв}$  и  $n_{вент}$  в  $мин^{-1}$ )

Таблица 3 – Изменение параметров ГОП вентиляторов при остановке двигателя

№ п/п	Величины измеряемых параметров перед остановкой					Вид остановки	Величины пиков давления масла $p_n$ в момент остановки, МПа	
	$n_{дв}$	$n_{вент}$	$t_m$	$p_v$	$p_n$		1-й пик	2-й пик
	мин <sup>-1</sup>		°С	МПа				
1	1590	500...700	22	6,0	2,6	обычный	3,1	-
2	2000	900...1000	60	9,0	2,1		2,4	-
3	2000	2000...2200	102	5,5	2,4		2,6	3,0
4	2000	3700...3900	105	12,5	2,1		10,5	-
5	2500	3200...3300	85	10,0	2,6		4,5	4,0
6	2500	3800...4100	105	14,0	2,6		7,8	-
7	2500	4400...4600	109	15,0	2,4		9,7	-
8	2000	2000...2200	102	5,5	2,4	МОД	2,8	2,8
9	2000	3800...4000	105	12,5	2,1		9,0	-
10	2500	1100...1200	100	4,5	2,6		-	-
11	2500	2100...2300	105	5,5	2,4		-	-
12	2500	4500...4600	95	16,0	2,6		8,5	-
13	2500	4500...4600	110	14,5	2,1		12,2	-

В ходе проверок эффективности действия клапана остановка двигателя производилась как резким отпускание педали подачи топлива, так и нажатие на кнопку «МОД» при различных частотах вращения вентиляторов и коленвала двигателя. Результаты этих опытов приведены в таблице 4.

Независимо от метода остановки двигателя при частоте вращения вентиляторов до 3000  $мин^{-1}$  происходит плавное снижение давлений  $p_n$  и  $p_v$  до нуля. Также отмечено, что при работе без КЗ клапана давление  $p_v$  падает до нуля еще до остановки вентиляторов, а при работе с клапаном  $p_v$  снижается до нуля только после остановки вентиляторов.

Таблица 4 – Изменение параметров ГОП вентиляторов при остановке двигателя

№ п/п	Величины измеряемых параметров перед остановкой				Вид остановки	Величины пиков давления масла в момент остановки		
	$n_{дв}$	$n_{вент}$	$t_m$	$P_n$		$P_v$	$P_n$	$P_v$
	мин <sup>-1</sup>		<sup>0</sup> С	МПа		МПа		
1	2000	1100	98...104	2,2	3,3	Обычный	Плавно снижается до 0	
2	2000	2000		2,25	7,2		4,25	1,5
3	2000	3000		2,25	10,2		Плавно снижается до 0	
4	2000	4200		2,25	15,3	Срабатывание МОД	Плавно снижается до 0	
5	2500	2000		2,25	7,2		3,75	1,5
6	2500	3000		2,25	10,5		Плавно снижается до 0	
7	2500	5000		2,25	20,0		Плавно снижается до 0	
8	2700	3000		2,25	10,5		Плавно снижается до 0	
9	2700	4000		2,25	14,7		Плавно снижается до 0	
10	2700	5000		2,0	21,0		Плавно снижается до 0	
11	2000	2000	2,0	7,2	Плавно снижается до 0		8,7	
12	2000	3000	2,25	9,9	Плавно снижается до 0		11,4	
13	2000	4000	2,0	14,7	Плавно снижается до 0		3,8	16,5
14	2500	2000	2,25	6,9	Плавно снижается до 0		8,4	12,0
15	2500	3000	2,25	9,9	Плавно снижается до 0		16,0	
16	2500	4000	2,25	14,1	Плавно снижается до 0		15,0	
17	2700	4000	2,25	13,5	Плавно снижается до 0		20,5	
18	2700	5000	2,0	19,5	Плавно снижается до 0			

При частотах вращения вентиляторов 4000...5000 мин<sup>-1</sup> во время остановки в некоторых случаях происходит незначительный заброс  $p_n$  до 3,8...4,3 МПа, в то время как при работе без клапана эта величина достигала 12,2 МПа.

При остановке МОДом пиковый заброс давления масла  $p_v$ , превышающий на 1,0...2,0 МПа его величину до остановки, объясняется тем, что при срабатывании МОДа перед остановкой происходит некоторое увеличение частоты вращения вала двигателя.

Резкое увеличение и уменьшение частоты вращения вентиляторов производилось при частоте вращения коленвала двигателя 2500 мин<sup>-1</sup>. Рукоятка управления вентиляторами быстро переводилась из положения «0» в положение, соответствующее максимальной частоте вращения вентиляторов, 1...2 с выдерживалась в этом положении и затем возвращалась в положение «0».

Результаты измерений параметров при этих опытах показаны в таблице 5.

При быстром уменьшении частоты вращения вентиляторов происходит резкое снижение  $p_v$  до значения, не меньше 1,5 МПа, что выше значений  $p_v$  в аналогичных опытах без перепускного клапана. В этот же момент происходит скачок низкого давления  $p_n$  до 4,1...5,2 МПа, на этом уровне видны два характерных пика давления в тече-

нии 0,1...0,15 с, затем давление  $p_n$  устанавливается на исходном уровне 2,2...2,5 МПа. Без клапана скачок давления  $p_n$  достигал 5,6 МПа.

Таблица 5 – Изменение давлений в ГОП вентиляторов при резком увеличении или уменьшении частоты вращения вентиляторов при  $n_{дв} = 2500 \text{ мин}^{-1}$

№ п/п	$t_{0M}, \text{C}$	Давления в ГОП при минимальной частоте вращения вентиляторов		Изменение давлений при резком увеличении частоты вращения до максимальной		Установившиеся значения давлений при максимальной частоте вращения		Изменение давлений при резком уменьшении частоты вращения до минимальной			Установившиеся значения давлений в ГОП при минимальной частоте вращения	
		$P_B$	$P_n$	$P_B$	$P_n$	$P_B$	$P_n$	$P_B$	$P_n$		$P_B$	$P_n$
									1-й пик	2-й пик		
		МПа		МПа		МПа		МПа			МПа	
1	101 ... 104	3,9	2,25	28,5...29,0	0,75	19,4	2,0	1,5	4,37	5,25	3,9	2,25
2		3,9	2,2	28,5...29,0	0,75	19,5	2,25	1,5	4,25	4,5	3,9	2,25
3		-	-	-	-	19,5	2,25	1,5	4,12	5,0	3,9	2,25
4		-	-	-	-	19,0	2,0	1,5	4,2	4,3	3,9	2,2

После установки клапана КЗ характер изменения давления масла в магистралях  $p_B$  и  $p_n$  при резком увеличении частоты вращения вентиляторов, а также при пусках практически не изменился.

#### Выводы

В ходе исследований рабочих процессов в магистралях управляемого объемного гидропривода вентиляторов системы охлаждения опытной силовой установки при быстром изменении частоты вращения валов гидромотора установлено, что причиной колебаний в магистралях высокого и низкого давлений являются инерционные нагрузки от вращающихся частей гидромоторов и вентиляторов, возникающие при больших величинах угловых ускорений. Наиболее опасными с точки зрения прочности агрегатов гидропривода и их кавитационной износостойкости является падение до нуля давления  $p_B$  в магистрали нагнетания при быстром снижении частоты вращения вентиляторов, сопровождающееся также забросами давления  $p_n$  до 12,2 МПа в магистрали подпитки.

С целью улучшения эксплуатационных характеристик гидропривода между магистралями был установлен перепускной клапан, который при резком снижении частоты вращения вентиляторов открывается в момент возникающей обратной разности давлений, обеспечивает сброс масла из магистрали  $p_n$  в магистраль  $p_B$  и, таким образом, сглаживает динамику колебаний давлений.

Проведенные эксперименты подтвердили эффективность установки перепускного клапана; при остановках двигателя и быстром уменьшении частот вращения вентиляторов от максимальных значений до нуля давление в магистрали нагнетания не опускалось ниже 1,5 МПа, а пиковое значение давления  $p_n$  не превышало 5,2 МПа.

#### Литература

1. Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. Машиностроительный гидропривод, М., Машиностроение, 1978 г.