

УДК 627.7.036.018(075)

## **Стабилизация частоты вращения турбовинтового двигателя при испытаниях с гидротормозом**

**Гимадиев А.Г.<sup>1\*</sup>, Букин В.А.<sup>2</sup>, Гареев А.М.<sup>1\*\*</sup>, Грешняков П.И.<sup>1\*\*\*</sup>,  
Кутуев С.С.<sup>1\*\*\*\*</sup>**

<sup>1</sup>*Самарский национальный исследовательский университет имени академика*

*С.П. Королёва, Московское шоссе, 34, Самара, 443086, Россия*

<sup>2</sup>*ПАО «Кузнецов», Заводское шоссе, 29, Самара, 443009, Россия*

*\*e-mail: gimadiev\_ag@mail*

*\*\*e-mail: gareyev@ssau.ru*

*\*\*\*e-mail: pavel.ssau@gmail.com*

*\*\*\*\*e-mail: kutuevstas@outlook.com*

### **Аннотация**

При создании и эксплуатации турбовинтовых двигателей возникает необходимость в определении развиваемой ими мощности и запаса газодинамической устойчивости компрессора. В зависимости от мощности двигателя используются гидротормозные, электрические и другие установки, однако для мощных двигателей традиционно применяется гидротормоз, вал которого соединяется муфтой с валом турбокомпрессора. При испытании двигателя нередко возникают возмущения со стороны гидротормоза в виде колебаний давления (расхода) воды, приводящие к колебаниям частоты вращения его ротора и не позволяющие точно определить его мощность или запас устойчивости компрессора. В технической литературе недостаточно уделено внимания

обеспечению стабильности частоты вращения двигателя при его испытаниях на гидротормозной установке. В статье приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований колебаний частоты вращения ротора турбовинтового двигателя совместно с гидротормозом. Показано, что в системе двигатель-гидротормоз возбуждаются колебания крутящего момента с частотами: 140 Гц - роторная частота; 14,5...15,5 Гц - резонанс рамы гидротормоза с двигателем; 3...5 Гц - колебаниям воды в подводящих магистралях гидротормоза; 0,15...0,30 Гц - обусловленные процессами в полостях вращающегося диска гидротормоза и функционированием стендового гидромеханического регулятора частоты вращения ротора двигателя. Колебания частоты вращения ротора двигателя происходят в области низких частот 0,15...0,30 Гц вследствие его инерционности. Из мероприятий по стабилизации частоты вращения ротора двигателя наилучший результат достигнут применением гидравлических гасителей колебаний давления на входах дроссельных заслонок гидротормоза, обеспечившим амплитуду колебаний частоты вращения ротора двигателя не более 15...25 об/мин на максимальном режиме и точке совместной работы двигателя с гидротормозом. Однако при определении запаса газодинамической устойчивости компрессора наблюдается колебательный процесс, несколько превышающий по амплитуде допустимые нормы. Дальнейшая стабилизация частоты вращения ротора ТВД на данной гидротормозной установке, при которой возможно определение запаса газодинамической устойчивости компрессора, возможна усовершенствованием его стендовой системы автоматического регулирования частоты вращения.

**Ключевые слова:** двигатель, гидротормоз, крутящий момент, частота вращения, испытания, колебания, гаситель, анализ.

## 1 Введение

При испытании турбовинтового двигателя (ТВД) для определения его мощности необходимо измерять частоту вращения ротора двигателя и крутящий момент на его валу [1,2]. Наиболее распространен метод определения крутящего момента по опрокидывающему моменту балансирных устройств с датчиком крутящего момента. В практике испытания ТВД находят применение балансирные электродвигатели, мультипликаторы со свободно подвешенным корпусом, гидротормозы и электрические измерители крутящего момента. Наиболее простая и традиционно используемая конструкция измерителя крутящего момента реализована на гидротормозной установке [3,4]. При испытаниях двигатель устанавливается на жесткой станине и с помощью промежуточного вала и муфты соединяется с гидротормозом [1]. Механический редуктор, передающий крутящий момент на винты двигателя, демонтируется на время его испытаний, а для определения его мощности вал компрессора соединяется с валом гидротормоза.

Конструктивно гидравлический тормоз представляет собой заполняемый водой кожух, в котором вращается ротор, выполненный в виде вала с закреплённым на нём гладким диском. В статьях [5-7] подробно рассмотрены вопросы проектирования и изготовления гидротормозных стендов для испытания различных типов двигателя, а также даны рекомендации по выбору параметров внось

проектируемых гидротормозных устройств. Работа гидравлического тормоза основана на сопротивлении жидкости разрыву и на возникновении сил трения между жидкостью и движущимся в нём диском. Подводимая мощность тратится на трение и, в конечном счёте, на нагрев воды. В работах [8-10] проанализированы режимы течения жидкости в зазорах между вращающимися и неподвижными деталями гидротормозного устройства, а также приведены зависимости теплоотдачи в воду от геометрических размеров дисков гидротормоза. Чтобы вода не вскипала и на стенках кожуха не откладывалась накипь, средняя температура воды не должна превышать 60 °С. Вода может подаваться во входные воронки гидротормоза или подаваться в его полости по трубопроводам. От количества воды в кожухе, регулируемом дросселями на входе и выходе, и частоты вращения ротора двигателя зависит потребляемая мощность гидротормоза. Регулированию количества жидкости в полостях гидротормоза и крутящего момента на валу гидротормоза с помощью клапанов на входе и выходе посвящены работы [11-14]. В работе [15] показано что во всасывающихся трубопроводах на переходных режимах могут возникать нестационарные процессы, которые могут привести к явлениям кавитации. В процессе испытания с гидротормозом нередко возникают колебания крутящего момента, обусловленные нестационарными гидродинамическими процессами в полостях и водоподводящих магистралях, приводящие к колебаниям частоты вращения ротора ТВД и не позволяющие точно определять его мощность и запас газодинамической устойчивости компрессора. Так, во время испытаний одного из ТВД с номинальной частотой вращения вала 8300 об/мин отмечались нерегулярные колебания частоты вращения ротора двигателя, выходящие за

пределы допустимой нормы. Однако в отечественной и зарубежной технической литературе по авиации недостаточно уделено внимания вопросам поддержания частоты вращения ротора двигателя при его испытаниях на гидротормозных установках.

Приведены экспериментальные и теоретические исследования колебательных процессов, возникающих в гидротормозе и водоподводящих магистралях с анализом возможного их влияния на колебания частоты вращения ротора двигателя. Предложены и исследованы мероприятия, способствовавшие снижению уровня колебательных процессов в гидротормозной установке и стабилизации частоты вращения ротора ТВД. Приведенные в статье результаты могут быть полезны специалистам по испытанию и доводке ТВД.

## **2 Экспериментальное исследование колебательных процессов в гидротормозной установке при испытании ТВД**

Гидравлическая схема гидротормозной установки для испытаний ТВД с точками измерения параметров показана на рисунке 1.

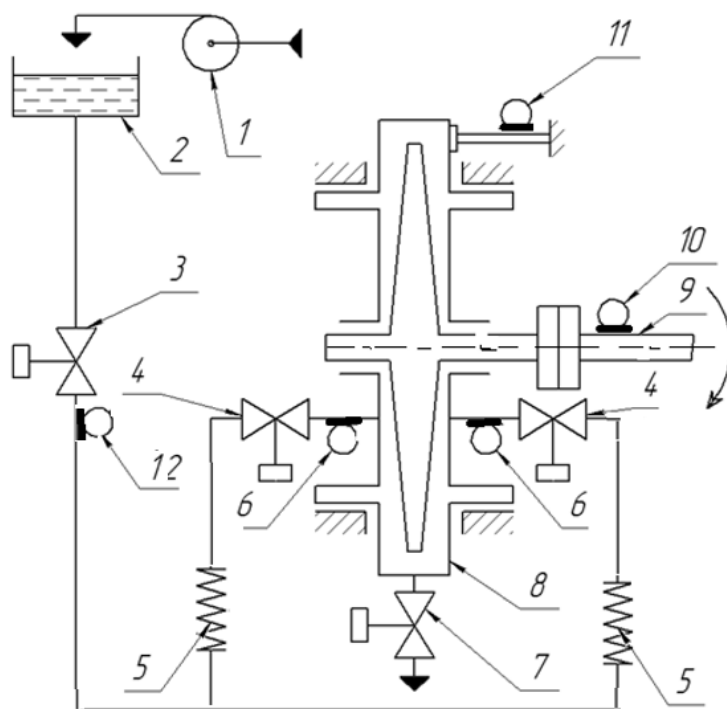
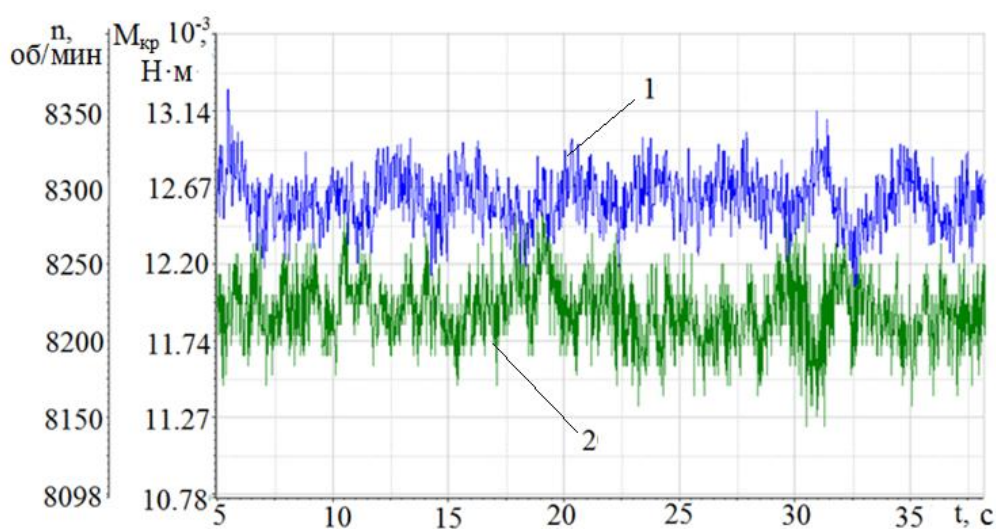


Рисунок 1 - Гидравлическая схема гидротормоза: 1 -центробежный насос; 2 - бак с водой на высоте 8 м; 3 - шибер; 4 – дроссельная заслонка на входе в полости гидротормоза; 5 - гибкий гофрированный металлический рукав; 6, 12 - датчик давления; 7 – дроссельная заслонка на выходе из полости гидротормоза; 8 – корпус гидротормоза; 9 - вал двигателя; 10 - датчик частоты вращения; 11 - датчик крутящего момента

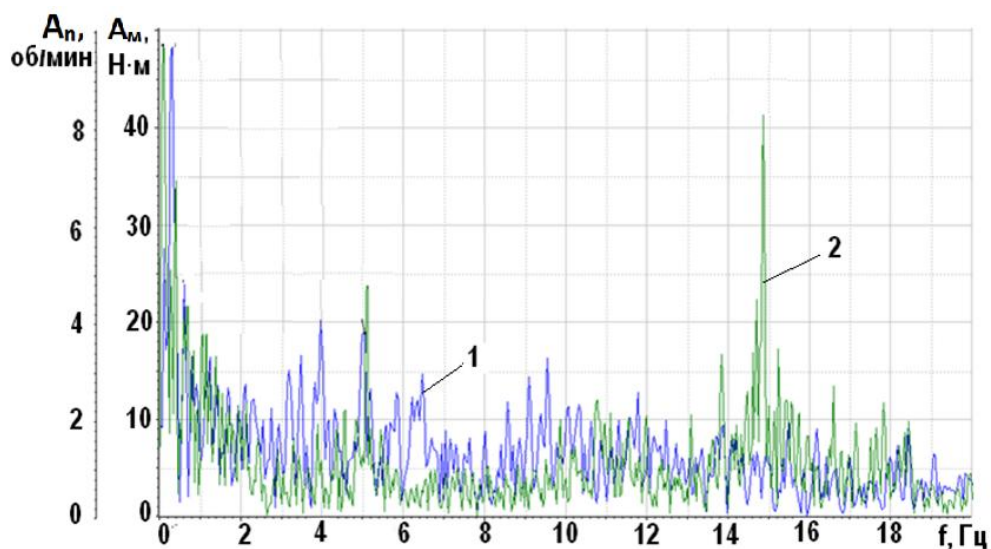
Анализ экспериментальных данных производился по записанным осциллограммам параметров и спектрам их колебаний при различных режимах работы двигателя по мощности при постоянной частоте вращения его ротора. При этом основное внимание уделялось выявлению причин колебательных процессов в гидротормозной установке и их связи с нестабильностью частоты вращения ротора двигателя.

В результате испытаний ТВД на гидротормозной установке и обработки экспериментальных данных установлено, что без противодействия со стороны гидротормоза (без подачи воды в гидротормоз) размах колебаний частоты вращения относительно 8315 об/мин составляет 8 об/мин и выраженных выбросов в амплитудном спектре не обнаружено. Ясно, что без нагрузки система регулирования двигателя поддерживает частоту вращения его ротора в пределах допустимых по условиям его испытаний величин.

При нагрузке со стороны гидротормоза на максимальном режиме работы ТВД наблюдаются значительные колебания частоты вращения ротора и крутящего момента, которые находятся в противофазе (рисунок 2). Из представленной осциллограммы и амплитудного спектра следует, что ведущим в колебательном процессе является гидротормоз, то есть чем больше крутящий момент, тем меньше частота вращения ротора двигателя.



а



б

Рисунок 2 - Осциллограммы (а) частоты вращения ротора ТВД (1) и крутящего момента на гидротормозе (2) и их амплитудные спектры (б) на максимальном режиме работы двигателя

Колебания крутящего момента обусловлены вращением диска с частотой 138 Гц (на данном спектре не показаны), механическими резонансными колебаниями рамы гидротормозной установки с частотой 14,5...15,5 Гц, резонансными колебаниями воды в подводящих магистралях с частотой 3...5 Гц, функционированием гидромеханического регулятора двигателя и процессами в полостях вращающегося диска с частотами 0,15...0,30 Гц.

На максимальном режиме работы двигателя при частоте вращения ротора 8300 об/мин наибольшие относительные отклонения параметров гидротормозной установки с двигателем составляли: частоты вращения ротора двигателя  $\pm 1,8\%$ ; крутящего момента гидротормоза  $\pm 3,5\%$ ; давления воды за дроссельной заслонкой



$\pm 20$  %; давления топлива в маятниковой полости регулятора частоты вращения двигателя  $\pm 10,8$  %; давления топлива на входе в форсунки камеры сгорания двигателя  $\pm 3,3$  %; давления воды в трубопроводе на выходе из шибера в магистрали подвода воды к гидротормозу  $\pm 25$  %.

Из проведенного анализа ясно, что колебательный процесс в гидротормозе приводит к отклонениям частоты вращения ротора двигателя выше допустимой нормы, причём их наибольшие амплитуды в спектре соответствуют частотам до 0,3 Гц. Амплитуды с более высокими частотами не воспринимаются двигателем из-за инерционности его ротора. Следует отметить, что колебательный процесс в гидротормозе с частотами 3 Гц и выше оказывает существенное влияние на рост уровня колебаний низких частот.

### **3 Теоретическое исследование колебательных процессов в гидравлических магистралях гидротормозной установки**

Известно, что для теоретических исследований динамически процессов в гидравлических системах разрабатываются их математические модели, составляются программы расчёта с использованием пакетов высокого уровня Matlab/Simulink [16], AMESim [17]. Для дополнительного исследования экспериментально выявленных причин возникновения колебаний частоты вращения ротора ТВД составлена в соответствие со схемой на рисунке 1 математическая модель гидротормозной установки в программном пакете AMESim (рисунок 3).

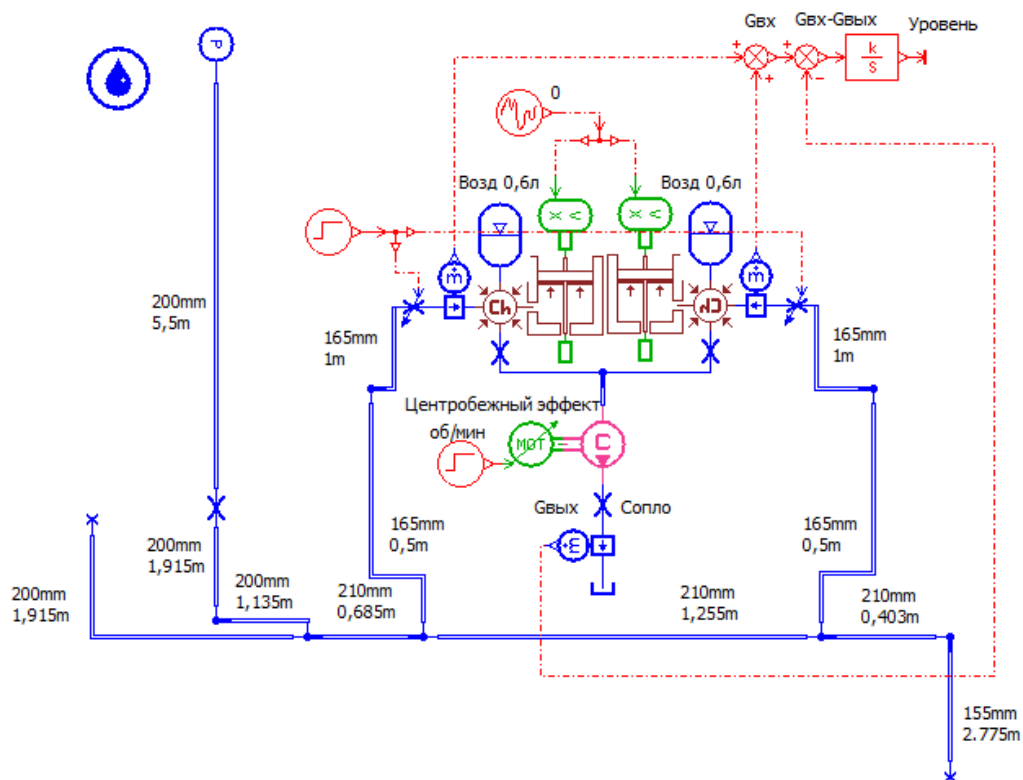


Рисунок 3 - Модель гидротормозной установки в программном пакете AMESim

При моделировании гидродинамических процессов в программном пакете AMESim учитывались: инерционность, податливость и трение в подводящих трубопроводах; сопротивления шибера подачи воды, дроссельных заслонок и выходного сопла; наличие воздушных объёмов в полостях гидротормоза; наличие центробежного эффекта, создаваемого вращающимся диском и приводящим к повышению давления на выходе из гидротормоза. В модели предусмотрено изменение частоты вращения ротора гидротормоза, что будет приводить к изменению давления на его выходе, а также изменения объёмов воздушных включений в полостях за дроссельными заслонками. Зависимость прироста давления на периферии диска от расхода и частоты вращения ротора за счёт центробежного (насосного) эффекта, полученная по экспериментальным данным,

показана на рисунке 4. Эта зависимость введена в модель гидротормозной установки в виде табличных данных.

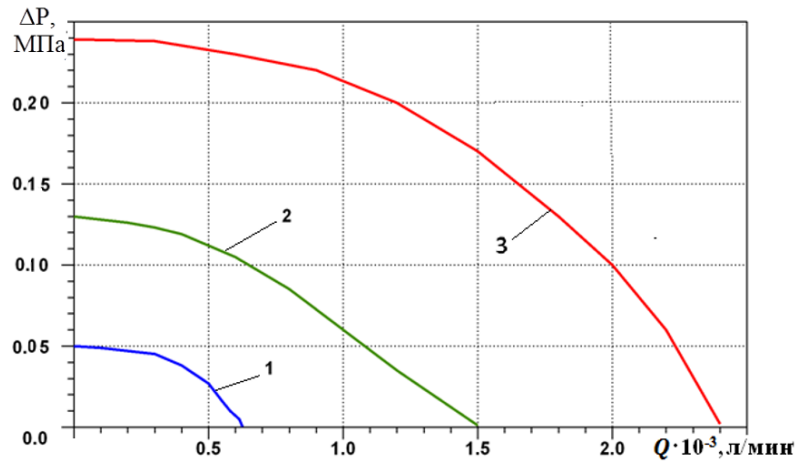
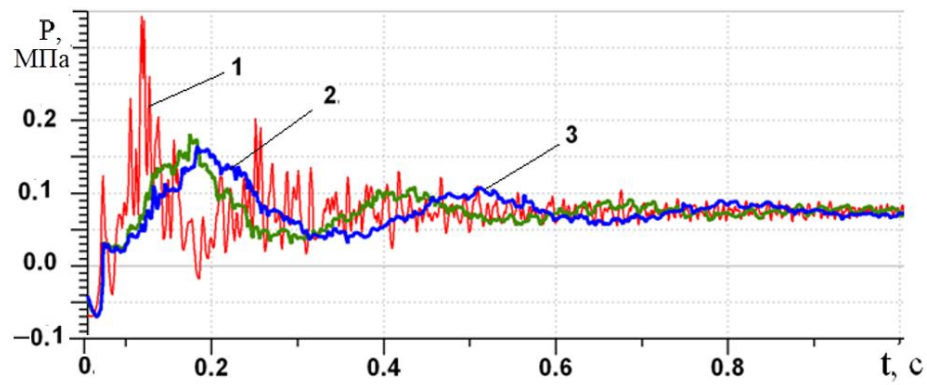


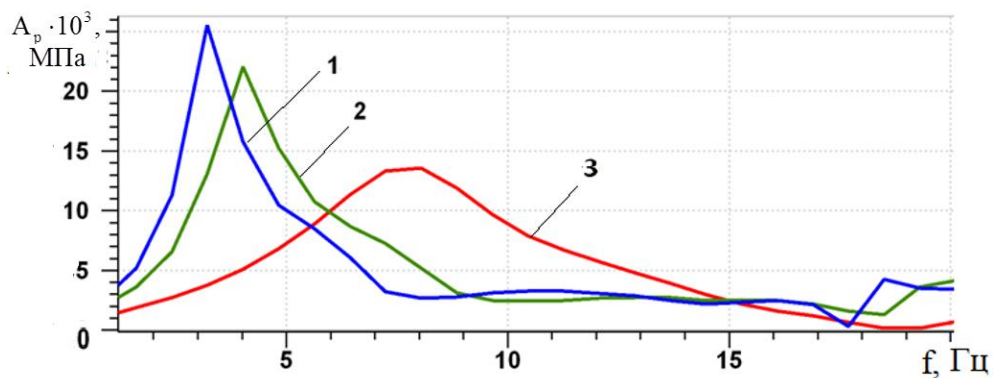
Рисунок 4 - Характеристика гидротормоза как гидравлического насоса при различных частотах вращения ротора: 1 – 2000 об/мин; 2 – 6000 об/мин; 3 – 8500 об/мин

В случае учёта центробежного (насосного) эффекта, возможны режимы, при которых создаётся отрицательное давление на входе. Это происходит при недостаточном открытии входных золотников и шибера подачи воды.

На рисунке 5 показаны результаты моделирования переходных процессов в гидротормозе при возмущении в виде ступенчатого открытия дроссельных заслонок на входе в полости с диском гидротормоза.



а



б

Рисунок 5 - Осциллограммы изменения давления в полостях гидротормоза (а) и их амплитудные спектры (б) при ступенчатом открытии дроссельных заслонок при разных объемах воздуха, находящихся во внутренних полостях гидротормоза с каждой из сторон диска: 1 – при отсутствии воздуха; 2 –  $0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ; 3 –  $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$

Возмущающим воздействием явилось резкое открытие дроссельных заслонок, соответствующих изменению эквивалентного диаметра с 0 до 90 мм, приводящее к затухающему переходному процессу, в том числе по расходу воды на входе в гидротормоз. Из спектра осциллограммы давления воды, показанной на рисунке 5,б,

следует, что в полостях гидротормоза наблюдаются резонансные колебания с частотами 8 Гц, 4 Гц и 3,5 Гц, соответствующих отсутствию воздуха и с объёмами воздуха  $0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  и  $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ . С увеличением объёма воздуха уменьшается частота резонансных колебаний давления жидкости в гидравлической магистрали гидротормоза.

Из проведенных исследований становится очевидной возможность возникновения в реальной гидротормозной установке низкочастотных резонансных колебаний давления воды за дроссельными заслонками даже при относительно небольших объёмах воздушных включений.

#### **4 Разработка и экспериментальная проверка эффективности гасителей колебаний давления**

Одними из мероприятий по снижению колебательного процесса в гидротормозе явились увеличение площади проходного сечения дросселя на выходе из гидротормоза и применение гасителей колебаний давления, устанавливаемых в магистралях подвода воды на входах в дроссельные заслонки. Первое мероприятие по стабилизации частоты вращения ротора двигателя дало положительный результат, однако незначительный. Для реализации второго мероприятия были проведены расчёты RL–гасителя колебаний давления по методике, изложенной в работах [18,19], разработана конструкция (рисунок 6) и изготовлены их опытные образцы.

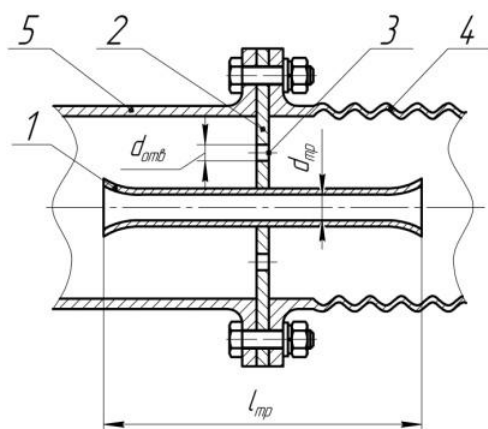


Рисунок 6 - Принципиальная схема RL-гасителя колебаний давления: 1 – трубка гасителя; 2 – диафрагма; 3 – дросселирующие отверстия; 4 – гофрированная труба подвода воды; 5 – труба, примыкающая к гидротормозу

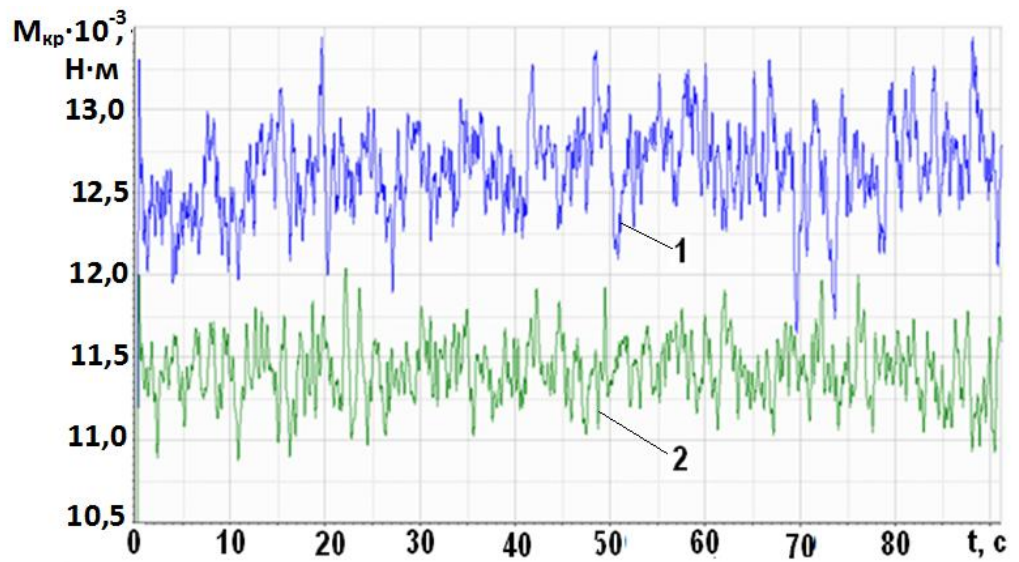
Гасители были установлены вовнутрь гибких металлических рукавов на входе в дроссельные заслонки (см. рисунок 2). Испытания двигателя с установленными RL-гасителями в гидротормозе показали существенную стабилизацию частоты вращения ротора двигателя.

На максимальном режиме и в точке совместной работы двигателя с гидротормозом отклонение частоты вращения ротора двигателя не превышало 15...25 об/мин. Однако при проверке запаса газодинамической устойчивости компрессора появились колебания с несколько большими амплитудами, особенно в момент загрузки двигателя по мощности. Поэтому было принято решение изменить параметры гасителя в сторону уменьшения проходного сечения центральной трубы. Известно, что чем уже сечение центральной трубы гасителя и больше её длина, тем выше его эффективность [19]. Однако при этом будет больше его гидравлическое

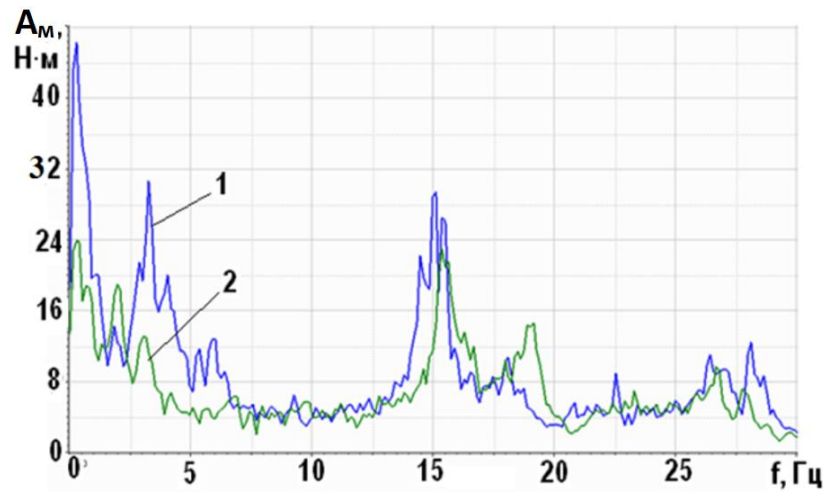
сопротивление основному потоку воды. При избыточном давлении воды на входе в гидротормоз 0,07 МПа и необходимом её расходе на гасителе реализуется перепад давления до 0,04 МПа. Тогда на выходе из дроссельных заслонок (в полостях на входе в диск гидротормоза) избыточное давление может стать менее 0,03 МПа, что может привести при колебательных процессах к возникновению кавитационных режимов.

Нужно иметь в виду, что RL-гасители целесообразно применять для подавления относительно высокочастотных колебаний давления. Для разработанных гасителей это частоты выше 3...4 Гц. Как ясно из осциллограмм отклонения частоты вращения ротора двигателя происходят с частотами 0,15...0,30 Гц, при которых эффективность гасителей низка. Однако наличие гасителей развязывает колебательный процесс в полостях гидротормоза и водоподводящей магистрали и, тем самым, исключает пики давления в полостях гидротормоза и соответственно крутящего момента, являющегося причиной нестабильности частоты вращения ротора двигателя.

Поэтому были подобраны параметры RL-гасителей, при которых имеется небольшой запас по их пропускной способности относительно постоянной составляющей расхода воды и реализуется наибольшая их эффективность. На рисунках 7 и 8 представлены осциллограммы и спектры пульсаций крутящего момента и частоты вращения ротора двигателя, полученные при испытаниях двигателя с гидротормозом без гасителей колебаний давления и с ними.



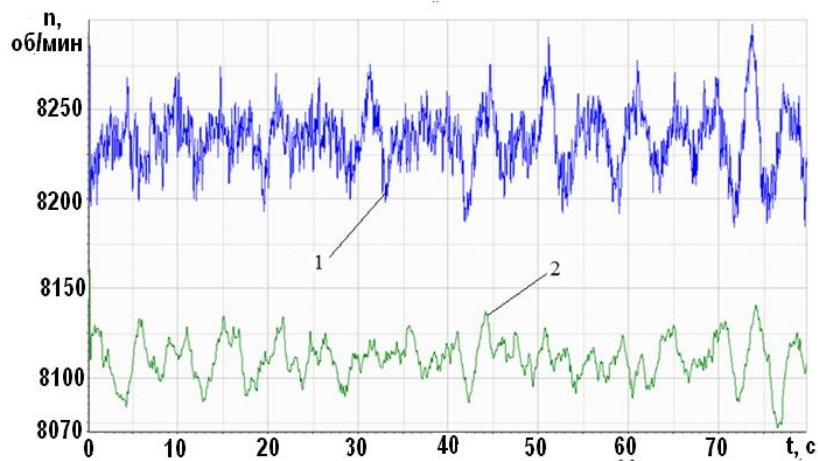
а



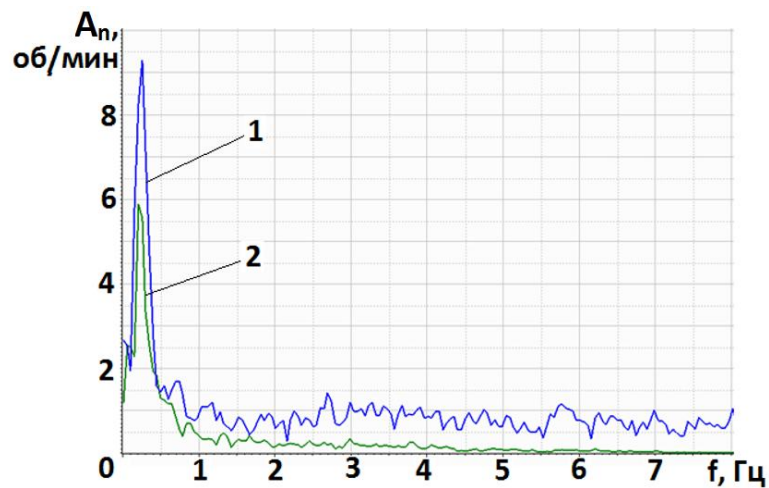
б

Рисунок 7 - Осциллограммы крутящего момента гидротормоза (а) и их амплитудные спектры (б) без гасителей (1) и с RL-гасителями колебаний давления (2)





а



б

Рисунок 8 – Осциллограммы частот вращения ротора двигателя (а) и их амплитудные спектры (б) с гидротормозом без гасителей (1) и с RL-гасителями колебаний давления (2)

Из представленных спектров колебаний крутящего момента на гидротормозе и частоты вращения ротора двигателя видно, что в области низких частот 0,15...0,3 Гц при применении RL-гасителей амплитуды колебаний крутящего момента меньше в два раза, а частоты вращения ротора - в полтора раза по сравнению с результатами

испытаний без гасителей. Однако это обеспечило определение на гидротормозной установке только мощности двигателя на максимальном режиме его работы. Для стабилизации частоты вращения ротора двигателя при определении запаса его газодинамической устойчивости компрессора на гидротормозной установке необходимо провести коррекцию динамической характеристики стендового гидромеханического регулятора частоты вращения ротора двигателя, например, электроуправляемыми клапанами или его замены на другой электронный цифровой регулятор.

### **Выводы**

В результате экспериментальных и теоретических исследований колебательных процессов при испытании турбовинтового двигателя на гидротормозной установке установлено, что в системе двигатель-гидротормоз возбуждаются колебания крутящего момента: с роторной частотой 140 Гц; с частотами 14,5...15,5 Гц, обусловленными резонансом рамы гидротормоза с двигателем; с частотами 3...5 Гц, вызванными колебаниями воды в подводящих магистралях; с частотами 0,15..0,30 Гц, обусловленными процессами в полостях вращающегося диска гидротормоза и функционированием стендового гидромеханического регулятора двигателя. Колебания частоты вращения ротора ТВД вследствие его инерционности происходят в области низких частот 0,15...0,30 Гц. Из мероприятий по стабилизации частоты вращения ротора двигателя наилучший результат достигнут при применении на входах дроссельных заслонок RL-гасителей колебаний давления и увеличении площади проходного сечения

выходного сопла гидротормоза. Такая эффективность достигнута на максимальном режиме и точке совместной работы двигателя с гидротормозом, при котором амплитуда колебаний частоты вращения ротора двигателя не превышает 15...25 об/мин. Однако при проведении испытаний двигателя с определением запаса газодинамической устойчивости его компрессора наблюдается колебательный процесс по частоте вращения ротора двигателя с частотой 0,15...0,30 Гц, несколько превышающий по амплитуде допустимые нормы. Дальнейшая стабилизация частоты вращения ротора ТВД на данной гидротормозной установке, при которой возможно определение и запаса газодинамической устойчивости компрессора, возможно усовершенствованием его стендовой системы автоматического регулирования частоты вращения.

### **Библиографический список**

1. Бочкарев С.К., Белоусов А.Н., Кузнецов С.П. Испытания авиационных двигателей. – М.: Машиностроение, 2009. - 504 с.
2. Турбовинтовой двигатель НК-12МВ. Авиационная энциклопедия "Уголок неба", 2004, URL: <http://www.airwar.ru/enc/engines/nk12mv.html>
3. Гавриленко, Б.А., Минин В.А., Оловников Л.С.. Гидравлические тормоза. – М.: Изд-во машиностроительной литературы, 1961. - 244 с.
4. Головащенко А., Спицын В., Боцула А., Коссе С. Осьминог или о роли тормоза в прогрессе турбиностроения // Двигатель. 2004. № 4. С. 16 - 54.

5. Новосельцев М.Н., Шураев О.П., Чичурин А.Г. Разработка и испытания стенда с двигателем 6L160PNS и гидротормозом // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. 2017. № 51. С. 191 – 206.
6. Закиева Ю.А., Безукладников Г.Г. Оптимизация систем загрузки промышленного газотурбинного двигателя. Расширение диапазона регулирования мощности // Сборка и испытания. 2010. № 2. С. 186 - 188.
7. Torabnia S., Banazadeh A. Development of a water brake dynamometer with regard to the modular product design methodology, Proceedings of the ASME 2014 // 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 2014, doi: 10.1115/esda2014-20232
8. Daily J.W., Nece R.E. Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks, Transactions of the ASME // ASME Journal of Basic Engineering, 1960, no. 82, pp. 217 - 230.
9. Evans D.G. Analysis of internal flow characteristics of a smooth-disk water-brake dynamometer, NASA TN D-7234, 1973, available at: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19730015589.pdf>
10. Chew J.W., Vaughan C.M. Numerical predictions for the flow induced by an enclosed rotating disc, The American society of mechanical engineers, 1988, available at: <http://epubs.surrey.ac.uk/id/eprint/840105>
11. Van den Braembussche R.A., Malys H. Dynamic Stability of a water brake dynamometer // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1998, vol. 120, pp. 89 - 96.

12. Gruenbacher E., del Re L., Kokal H., Schmidt M., Paulweber M. Adaptive control of engine torque with input delays //Proceedings of the 17th World Congress The International Federation of Automatic Control, Barselona, 2008, pp. 9479 - 9484.
13. Passenbrunner T.E., Sassano M., Trogmann H., del Re L., Paulweber M., Schmidt M., Kokal H. Inverse Torque Control of Hydrodynamic Dynamometers for Combustion Engine Test Benches // Proceedings of the American Control Conference, 2011, pp. 4598 - 4603.
14. Sykes C.L., Sagehorn K.H. Systems and Methods for Controlling the Stability of a Water Brake Dynamometer. United States Patent US7.942.249 B2.
15. Бобарика И.О., Демидов А.И. Совершенствование всасывающих линий гидросистем с учетом кавитации // Труды МАИ. 2016. № 85. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=70409>
16. Matlab documentation, 2018, URL: <https://www.mathworks.com/help/index.html>
17. Гимадиев А.Г. Грешняков П.И., Синяков А.Ф. LMS Imagine.LabAMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах. – Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2014. - 138 с.
18. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.
19. Гимадиев А.Г., Шахматов Е.В. Расчет частотных характеристик гасителей колебаний в виде акустического RL-фильтра низких частот // Известия вузов. Машиностроение. 1983. № 8. С. 88 - 92.