АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Том XII 1966 Вып. 3

УДК 534.83:621.671

ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ШУМА И ВИБРАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Б. В. Покровский, Е. Я. Юдин

Рассмотрена физическая картина возникновения шума и вибраций в центробежных насосах. Получены экспериментально типичные зависимости шума и вибраций от расхода, кавитационного запаса, числа оборотов и размеров насоса. Приведены формулы, позволяющие по результатам испытаний одного насоса рассчитывать уровни и спектры шума и вибраций для серии геометрически подобных машин и режимов.

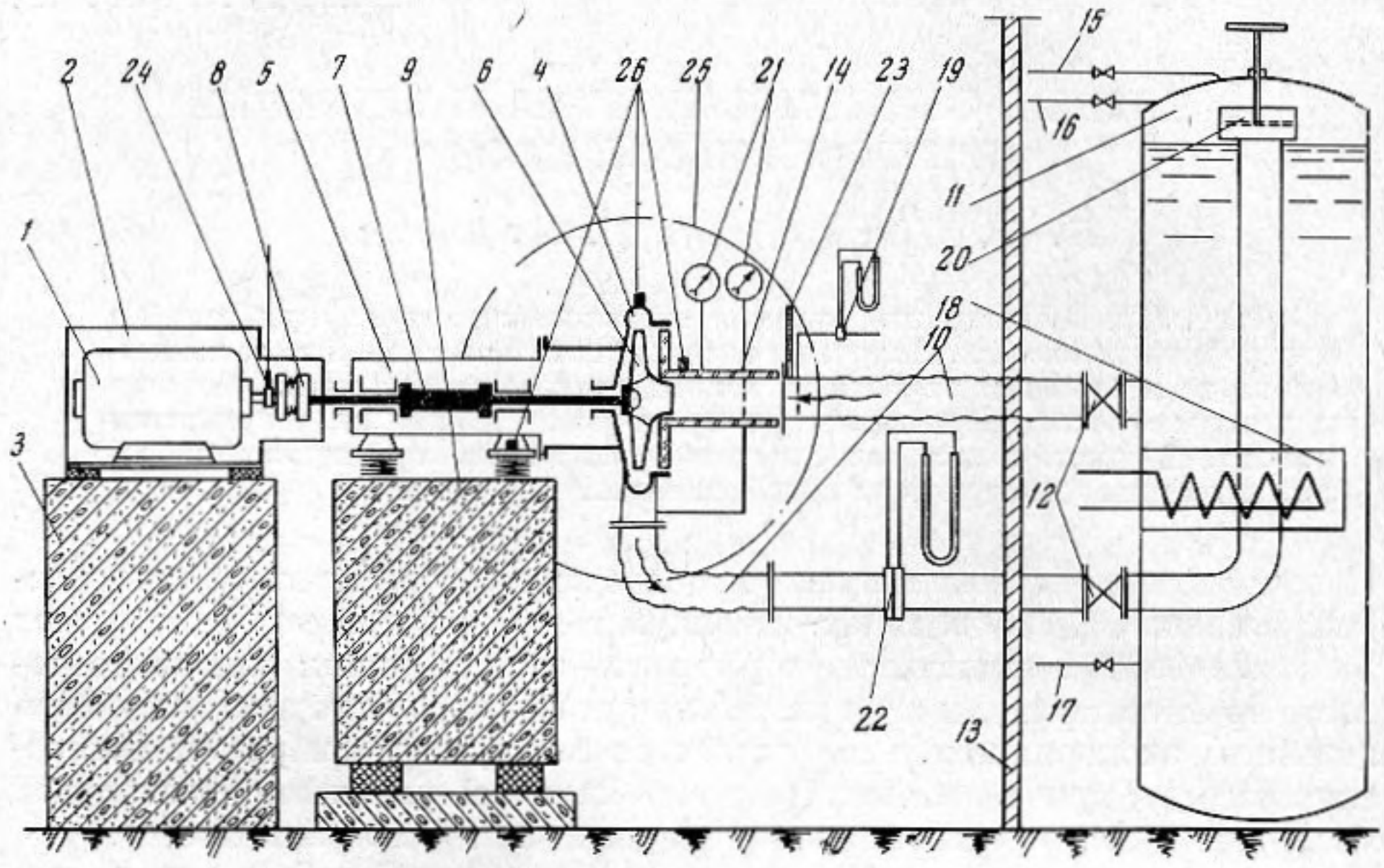
Центробежные насосы широко используются для перемещения различных жидкостей. Создаваемые ими шум и вибрации нередко достигают высоких значений и мешают их нормальной эксплуатации; однако до последнего времени причины этих явлений изучены недостаточно. Нами было предпринято экспериментальное исследование шума и вибрации центробежных насосов, причем основной задачей являлось уточнение физической природы этих процессов и выяснение их связи с параметрами насоса.

Источниками гидродинамического шума и вибраций собственно насоса без привода являются прежде всего явления, связанные с обтеканием его элементов. Так, можно указать на образование вихрей на лопатках и дисках, на стенках корпуса и в выходном патрубке, приводящее к возникновению вихревого шума и вибраций; на образование пограничного слоя на стенках проточной части насоса, приводящее к появлению псевдозвука, служащего источником вибрации корпуса, а также шума, аналогичного вихревому; на неоднородность потока из-за конечности числа лопаток и асимметрии корпуса, также приводящую к возникновению шума и вибраций. Весьма важным источником шума и вибраций, отличающим насосы от аналогичных им лопаточных машин (вентиляторов, компрессоров и газовых турбин), являются кавитационные процессы [1]. Наличие вращающихся деталей неизбежно приводит также к шуму и вибрациям из-за дебаланса.

Источником воздушного шума, создаваемого насосом, являются преимущественно вибрации корпуса и отчасти — вибрации трубопроводов. В возбуждении этих вибраций помимо дебаланса принимают участие пульсации давления в пограничном слое на стенках корпуса (псевдозвук) и акустические колебания в объеме жидкости, заключенной в насосе, возбуждаемые отрывом вихрей, а также пульсациями давления, связанными с конечностью числа лопаток. Последние могут иметь и не акустический, т. е. связанный со сжимаемостью жидкости, а чисто гидродинамический характер. Кроме того, акустические колебания, возникающие на внутренних элементах насоса (например, на поверхностях колеса), могут передаваться на корпус через вал и подшипники. Форма и амплитуда колебаний корпуса при заданных пульсациях давления определяются его конструкцией — формой, размерами, толщиной и материалом стенок, а также родом жидкости.

Таким образом, акустические явления, происходящие в насосах, очень сложны. В силу их недостаточной изученности основное внимание при постановке исследований было уделено эксперименту с использованием методов подобия.

Измерения шума и вибрации производились на специально оборудованной экспериментальной установке (фиг. 1), где исключалось влияние шума и вибраций привода и подшипников качения вала насоса, которые в значительной степени могут определять шум и вибрации насосных агрегатов. В описываемых исследованиях эти источники, как не относящиеся



Фиг. 1

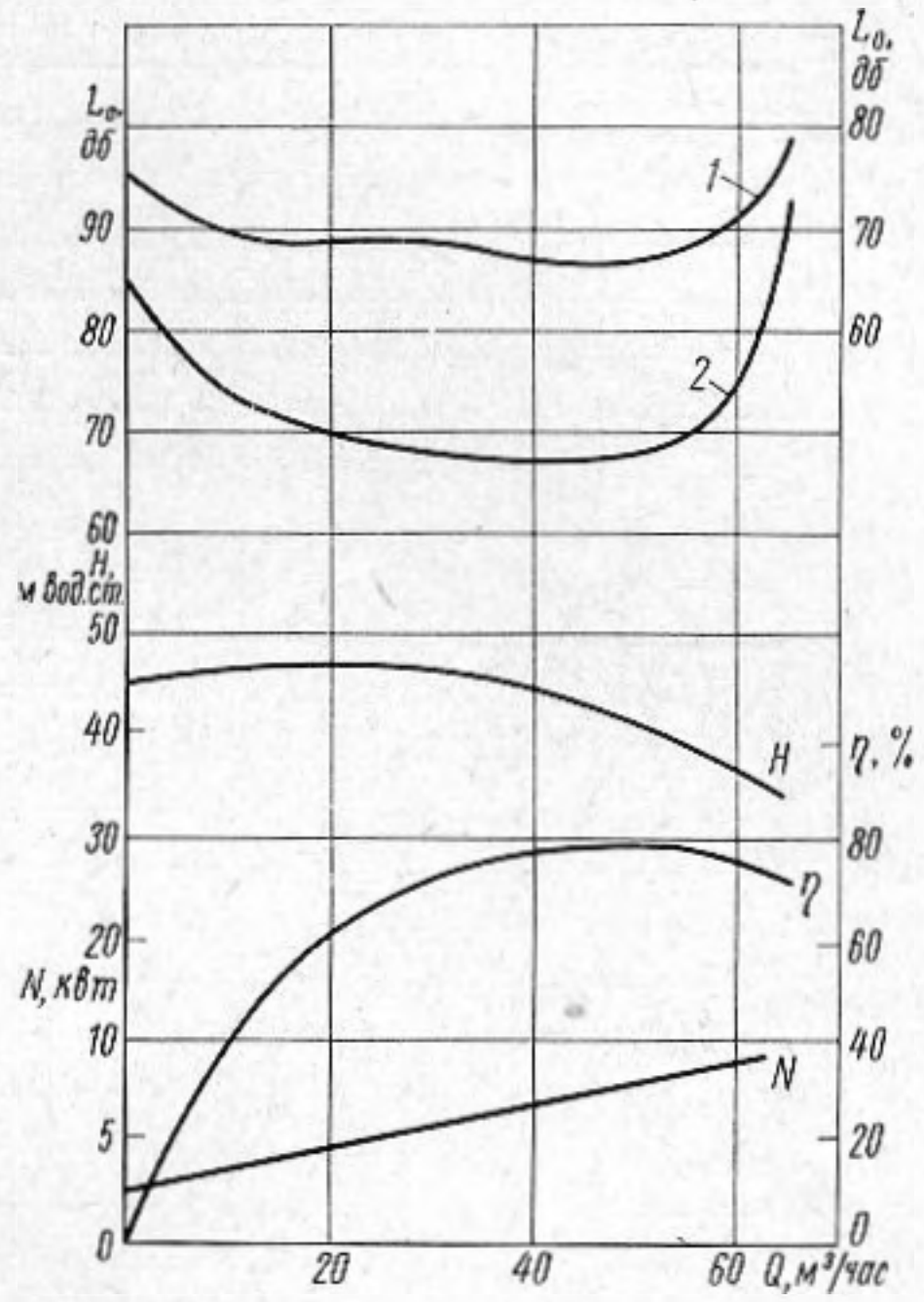
непосредственно к насосу, были исключены благодаря применению прецизионно подобранных подшипников скольжения и хорошей звуко- и виброизоляции двигателя. Эти меры позволили значительно снизить уровень помех во всем диапазоне исследуемых частот.

Установка находилась в центре заглушенной акустической камеры размерами $12 \times 12 \times 7$ *м* и включала в себя электродвигатель *1* с регулируемым числом оборотов, заключенный в звукоизолирующий кожух *2* и установленный на фундамент *3*, и испытуемый насос, корпус *4* которого крепился к стакану *5*. Колесо *6* насоса насажено на вал *7*, вращающийся в подшипниках скольжения, заключенных в стакане *5*. Испытуемый насос и стакан были изолированы от двигателя и строительных конструкций при помощи эластичной муфты *8*, виброизолированного фундамента *9* и гибких резиновых рукавов *10*. Бак *11* и задвижки *12* находились в отдельном помещении за стенкой *13* для исключения передачи создаваемого ими шума в измерительное помещение. На входе в насос был установлен патрубок и крышка *14*, изготовленные из прозрачной пластмассы, позволившие наблюдать физические процессы течения жидкости в насосе. Вода в насос поступала из бака *11*, в котором при помощи трубопроводов, соединенных с вакуум-насосом *15*, компрессором *16* и насосом высокого давления *17* можно было поддерживать необходимое давление, как меньше так и больше атмосферного. Нужная температура воды поддерживалась при помощи устройства *18*, служившего либо холодильником, либо нагревателем. Содержание воздуха в воде могло увеличиваться впуском его во всасывающую трубу через дырчатую трубку с измерителем расхода воздуха *19*. Для

уменьшения его содержания использовался сепаратор *20* в комбинации с вакуум-насосом и подогревом.

Измерение давления перед и за насосом производилось при помощи манометров *21*, расход измерялся расходомером *22*, установленным в прямом участке нагнетательной линии. Температура воды определялась на входе термометром *23*. Число оборотов насоса измерялось при помощи дистанционного тахометра. Прерыватель *24* служил для отметки углового положения колеса на осциллограммах. Все эксперименты проводились на обычной водопроводной (не дегазированной) воде при температуре $25 \div 28°$.

Характеристики шума определялись в прямом звуковом поле насоса, в точках, расположенных на поверхности сферы *25*, диаметр которой изменялся при различных опытах от 0,25 до 1,0 *м*. Центр сферы находился на оси вращения в центре колеса. Характеристики вибраций определялись в точках *26* на всасывающем патрубке, улитке и опоре насоса. Измерение шума и вибраций осуществлялось комплектом акустической аппаратуры фирмы Брюль и Къер (спектрометр типа 2111, анализатор 2107, усилитель 1606, микрофон 4135 и вибродатчик 4355). Уровни звукового давления измерялись по отношению к $2 \cdot 10^{-5}$ *н/м*², уровни вибраций — по ускорению по отношению к $3 \cdot 10^{-4}$ *м/сек*².



Фиг. 2

На фиг. 2—8 представлены экспериментально полученные типичные зависимости уровней и спектральных составляющих шума и вибраций от основных параметров насоса: расхода Q, числа кавитации σ_q * (или кавитационного запаса Δh), числа оборотов n и размеров D.

На фиг. 2 показана зависимость уровня шума и вибраций от режима работы насоса, т. е. от характеристики сети при постоянном числе оборотов $n = 2800$ *об/мин* и кавитационном запасе $\Delta h = 30$ *м* вод. ст., соответствующем условиям работы насоса с подпором на входе. Сопоставлены гидравлические параметры (расход Q, напор H, к.п.д. η и мощность N) и акустические интегральные уровни. График дает представление о характере изменения уровней шума (кривая *1*, правая шкала) и вибраций (кривая *2*, левая шкала) при изменении расхода, который характерен для большинства центробежных насосов. Минимальные уровни лежат в области, близкой к максимуму к.п.д. Поэтому общепринятый метод выбора режима работы насосов на минимуме к.п.д. является оправданным и с точки зрения шума и вибраций.

---

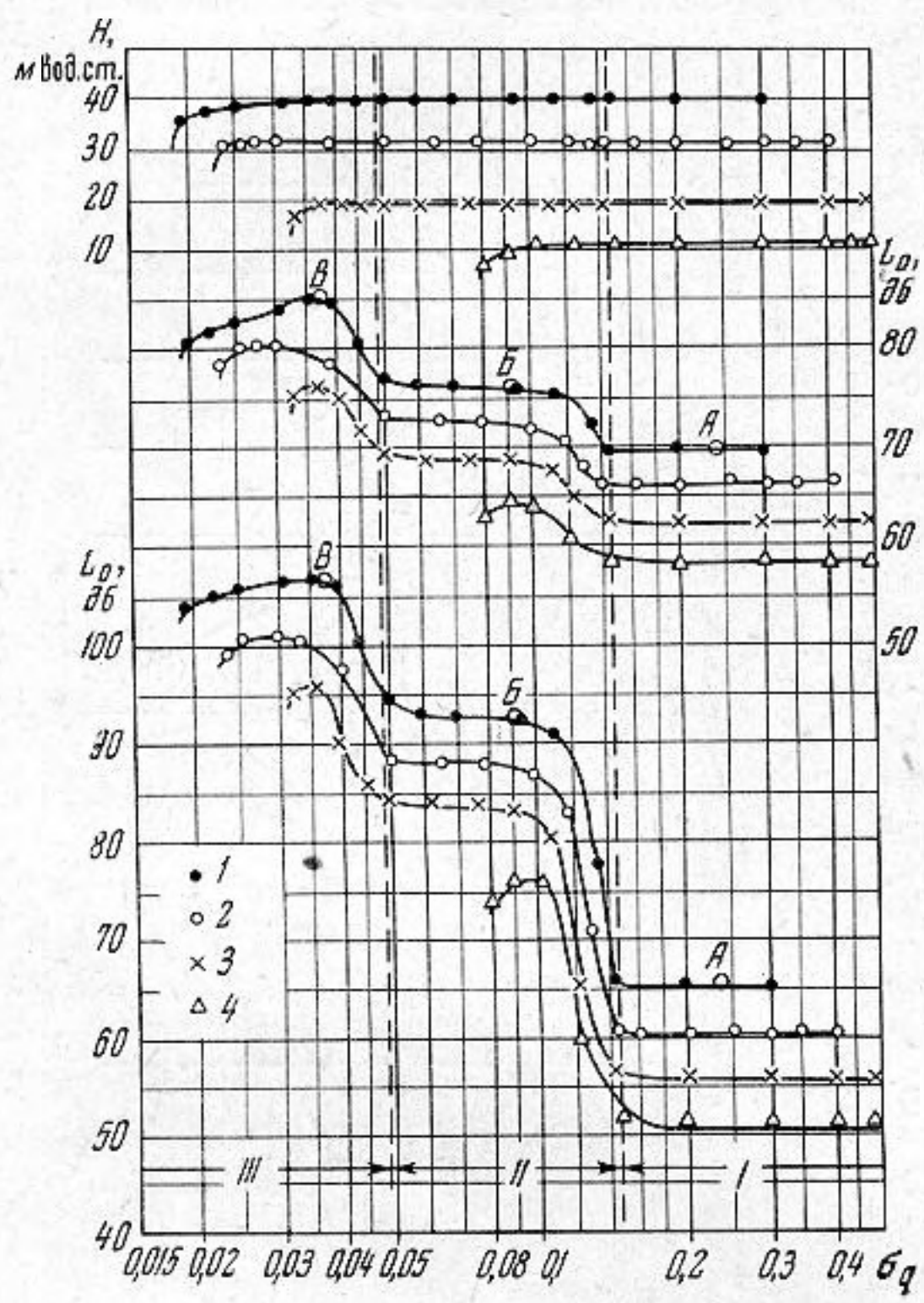
* Число кавитации, характеризующее отношение кавитационного запаса к динамическому давлению жидкости на входе в колесо, определяется выражением [2]:

$$\sigma = \frac{2g \cdot \Delta h}{(Q \cdot n^2)^{2/3}}$$

где g — ускорение свободного падения в *м/сек*²; Δh — разность давления на входе в колесо и давления насыщенных паров в метрах столба жидкости; Q — расход насоса в *м³/сек*; n — число оборотов в минуту.

На режимах, отличных от оптимального, усиливаются вредные процессы вихреобразования, при этом при больших расходах имеют место также явления кавитации, а при малых расходах иногда наблюдается неоднородная работа межлопаточных каналов колеса, сопровождаемая резким усилением вибраций и шума.

Типичная зависимость шума и вибраций центробежного насоса (диаметр 195 *мм*, число лопаток 6) от числа кавитации σ_q при различных числах оборотов n представлена на фиг. 3. Кривые напора, уровней шума и вибраций *1*, *2*, *3* и *4* на графике, получены при числах оборотов n и расходах Q, значения которых соответственно составляли: *1* — $n = 2900$ *об/мин*, $Q = 40$ *м³/час*; *2* — $n = 2500$ *об/мин*, $Q = 34{,}7$ *м³/час*; *3* — $n = 2000$ *об/мин*; $Q = 27{,}5$ *м³/час* и *4* — $n = 1500$ *об/мин*, $Q = 20{,}7$ *м³/час*; при этом соблюдалось подобие режимов работы насоса.



Фиг. 3

Нижняя группа кривых и соответственная шкала слева относятся к уровню вибраций; средняя группа и шкала справа — к уровню воздушного шума. Наконец, верхняя группа кривых и соответственная шкала слева относятся к напору насоса. Выбор подобных режимов обеспечивал неизменность гидравлической характеристики сети, соответствующей режиму максимума к.п.д. На фиг. 3 можно отметить три области режимов работы насоса: *I* — область бескавитационных режимов, которой соответствуют минимальные уровни L_0 шума и вибраций, *II* — область режимов газовой кавитации и *III* — область режимов паровой кавитации.

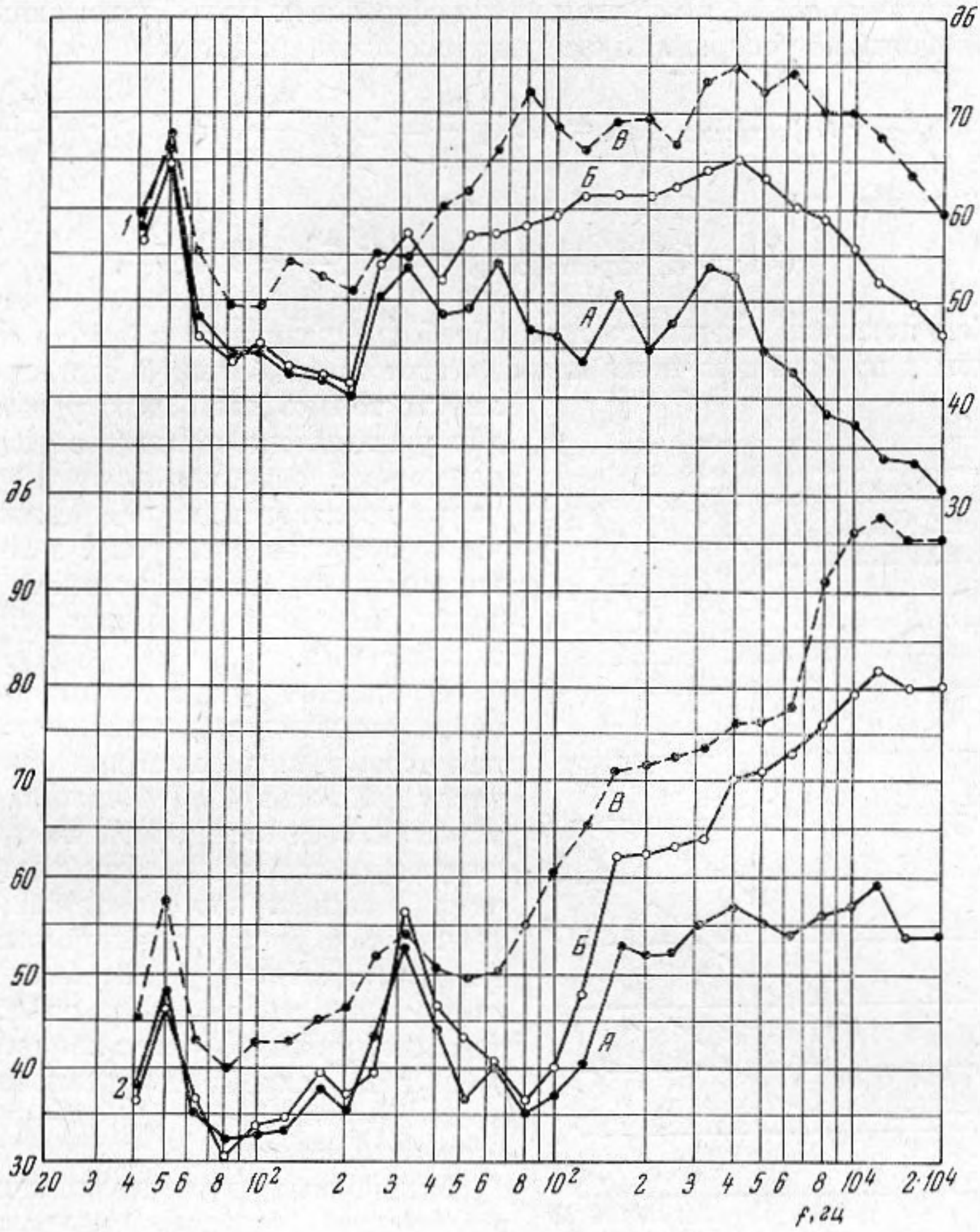
Несмотря на то, что в акустическом отношении эти режимы резко отличаются друг от друга, общий напор насоса H и другие энергетические показатели насоса при переходе от бескавитационного режима к режиму газовой кавитации, а также в момент перехода к режиму паровой кавитации практически не изменяются. Развитие паровой кавитации сопровождается дальнейшим повышением шума и вибраций. Наступление кавитационного срыва вызывает ухудшение энергетических характеристик насоса и приводит к некоторому уменьшению уровней шума и вибраций. Это можно объяснить появлением сплошных кавитационных полостей жидкости. Визуальные наблюдения подтвердили это предположение.

Наступление кавитации приводит к изменению спектра шума и вибраций. Соответствующие спектрограммы (в $^1/_3$ октавных полосах) показаны на фиг. 4. Спектры шума *1* и вибраций *2* *А*, *Б* и *В* соответственно относятся к областям режимов, отмеченных на фиг. 3. Из фигуры видно, что развитие газовой кавитации приводит к резкому усилению высокочастотной части спектра, а развитие паровой кавитации усиливает также и низкочастотный участок спектра.

Зависимость шума (верхняя группа кривых) и вибраций (нижняя группа кривых) от числа оборотов представлена на фиг. 5. Характеристика

сети оставалась постоянной (как для фиг. 3), изменялось число кавитации — каждая кривая соответствует одному из указанных выше режимов — *I*, *II* и *III*. Горизонтальные участки дают уровни помех по шуму и вибрации.

При изменении числа оборотов и сохранении постоянства характеристики сети и числа кавитации сохраняется гидродинамическое и акусти-



Фиг. 4

ческое подобие процессов в насосе с точностью до влияния числа Рейнольдса [3]. Можно полагать, что излучение воздушного звука корпусом насоса носит дипольный характер и к нему применимы соображения подобия, разработанные ранее для вентиляторного шума [4], приводящие, как известно, при сохранении подобия, к шестой степени зависимости интенсивности шума от окружной скорости и квадратичной зависимости от размера. Эта зависимость хорошо подтвердилась в описываемых экспериментах

$$(L_2 - L_1)_{\text{возд. шума}} = 60 \lg \frac{u_2}{u_1} + 20 \lg \frac{D_2}{D_1} - 20 \lg \frac{r_2}{r_1} + 10 \lg \frac{\rho_2}{\rho_1} - 30 \lg \frac{c_2}{c_1}, \tag{1}$$

где u_2 и u_1 — окружные скорости колес, D_2 и D_1 — диаметры колес (характерные геометрические размеры), r_2 и r_1 — расстояние от центра насоса

до точки измерения, ρ_2 и ρ_1 — плотность воздуха вокруг насоса, c_2 и c_1 — скорости звука в воздухе.

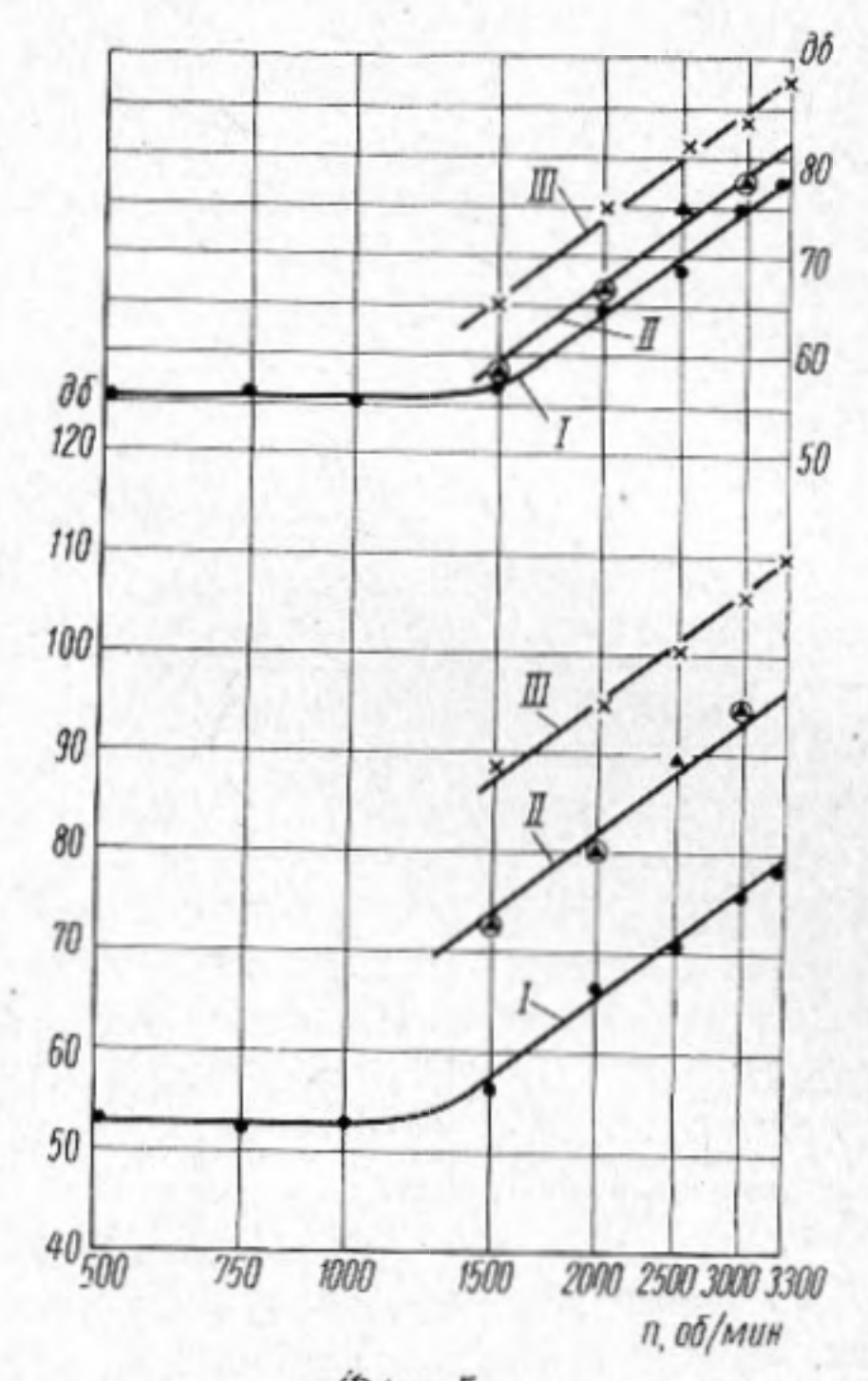
Уровень вибраций по ускорению также подчиняется закону шестой степени числа оборотов. Это можно объяснить тем, что колебательные скорости поверхности корпуса $\dot{x}$ в силу малости колебаний и линейности процесса пропорциональны пульсационным давлениям, величина которых (для псевдозвука) пропорциональна квадратам скоростей потока v или, при сохранении подобия, квадратам числа оборотов n. Поэтому изменения уровня вибраций по ускорениям следуют такой зависимости:

$$(L_2 - L_1)_{\text{гидродин. вибр.}} = 20 \lg \frac{a_2}{a_1} = 20 \lg \frac{\dot{x}_2 \omega_2}{\dot{x}_1 \omega_1} = 20 \lg \frac{v_2^2 n_2}{v_1^2 n_1}$$

при $v \sim nD \sim u$,

$$(L_2 - L_1)_{\text{гидродин. вибр.}} = 60 \lg \frac{u_2}{u_1} - 20 \lg \frac{D_2}{D_1}. \qquad (2)$$

Как показала статистическая обработка результатов измерений, проведенных на большом числе насосов, этот закон большей частью справедлив не только для общих уровней, но и для уровней дискретных спектральных компонент, основная частота которых равна произведению числа лопаток на число оборотов в секунду, а также для вихревых и кавитационных частот в одинаковых относительных спектральных полосах.



Фиг. 5

В отличие от гидродинамических, вибрации вследствие дебаланса (основная частота которых равна секундному числу оборотов) обусловлены колебаниями насоса как целого на виброизолирующем основании. Поскольку обычно собственная частота такой системы значительно ниже основной частоты дебаланса, явление управляется массой системы. В этом случае, действующая на систему сила $F = ma$ является центробежной силой неуравновешенных масс $F = m \cdot u^2 / \varepsilon$, где ε — величина эксцентриситета.

В подобных системах величина эксцентриситета пропорциональна линейным размерам системы $\varepsilon \sim D$, откуда ускорение $a \sim u^2 / D$ и, следовательно, для уровней вибраций по ускорениям, вызываемых дебалансом, получается следующая зависимость от окружных скоростей и размеров:

$$(L_2 - L_1)_{\text{вибр. дебаланса}} = 20 \lg \frac{a_2}{a_1} = 40 \lg \frac{u_2}{u_1} - 20 \lg \frac{D_2}{D_1}. \qquad (3)$$

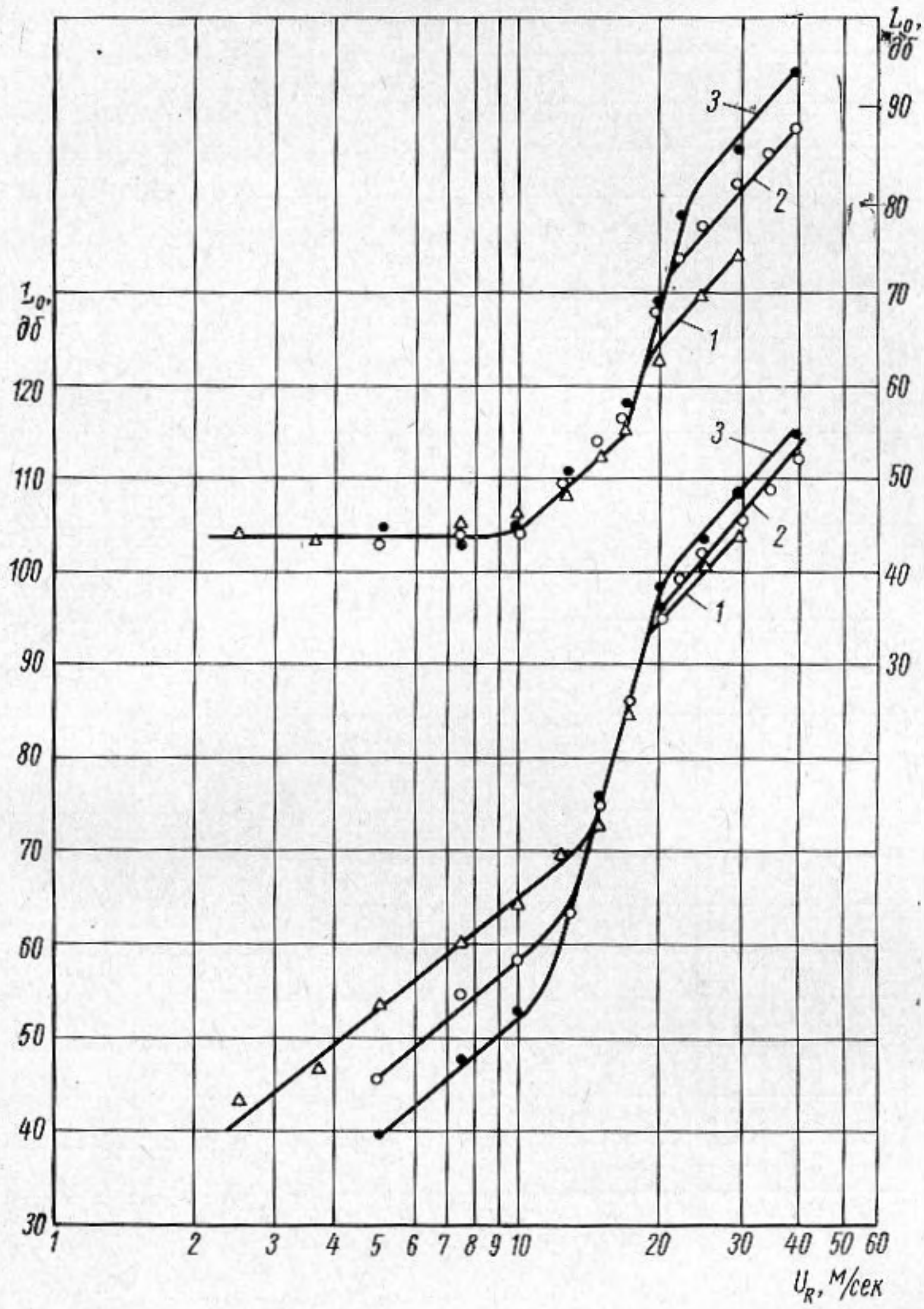
На режимах, при которых вынуждающая частота ниже собственной, возможна более высокая степень; если смещение x пропорционально силе, то $a \sim \omega^2 x$, и в этом случае

$$(L_2 - L_1)_{\text{вибр. дебаланса}} = 80 \lg \frac{u_2}{u_1}. \qquad (4)$$

На фиг. 6 представлены экспериментальные зависимости уровней воздушного шума (верхняя группа кривых) и вибраций (нижняя группа) от

окружной скорости (U_R), полученные при испытании трех подобных моделей насосов (мулинеток). Кривая *1* соответствует диаметру рабочего колеса 100 *мм*, *2* — 200 *мм* и *3* — 400 *мм*. Расстояние от насоса до микрофонов изменялось пропорционально диаметру колеса.

При бескавитационных режимах работы в области малых окружных скоростей шум и вибрации определяются дебалансом и изменяются по



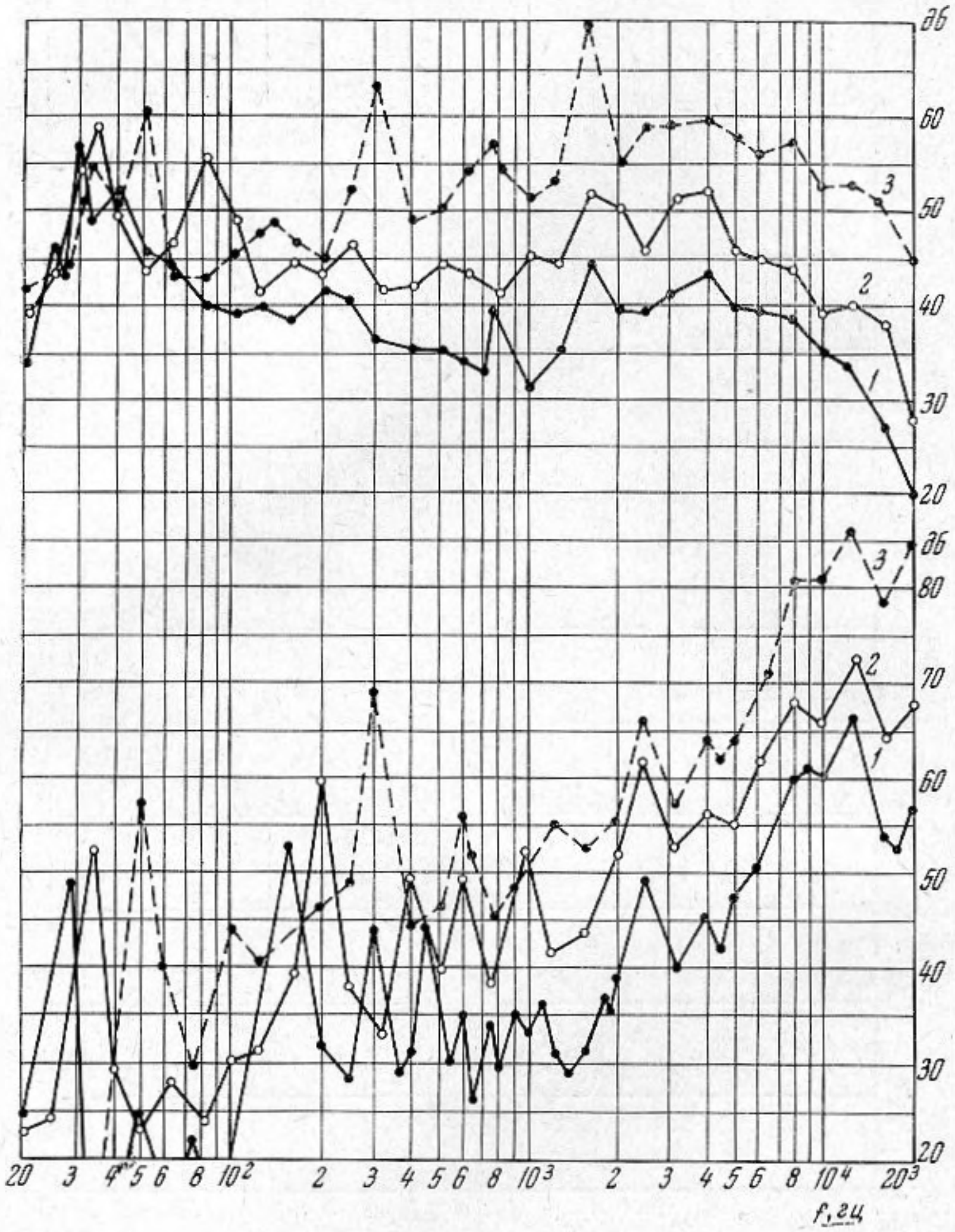
Фиг. 6

установленному выше для вибраций закону четвертой степени окружной скорости. При установившейся кавитации в области больших окружных скоростей наблюдается закон шестой степени окружной скорости. В области переходной от бескавитационных режимов к режимам развитой кавитации наблюдается резкое увеличение шума и вибраций, соответствующей степени $12 \div 24$.

Зависимости уровней воздушного шума и вибраций дебаланса, определяемые формулами (1) и (3), оправдались на опыте очень хорошо не только для скоростей, но и геометрических размеров. Зависимость (2) для гидродинамических вибраций кавитационного происхождения подтвердилась только в отношении влияния скорости вращения; влияние геометрических

размеров оказалось значительно меньше ожидаемого, это обстоятельство требует дальнейших исследований.

Можно, в частности, предположить, что размер D в формуле (2) есть не размер колеса, а средний размер кавитационных пузырей, который в начальных стадиях кавитации определяется преимущественно скоростью потока и числом кавитации и лишь в слабой степени зависит от размеров насоса.

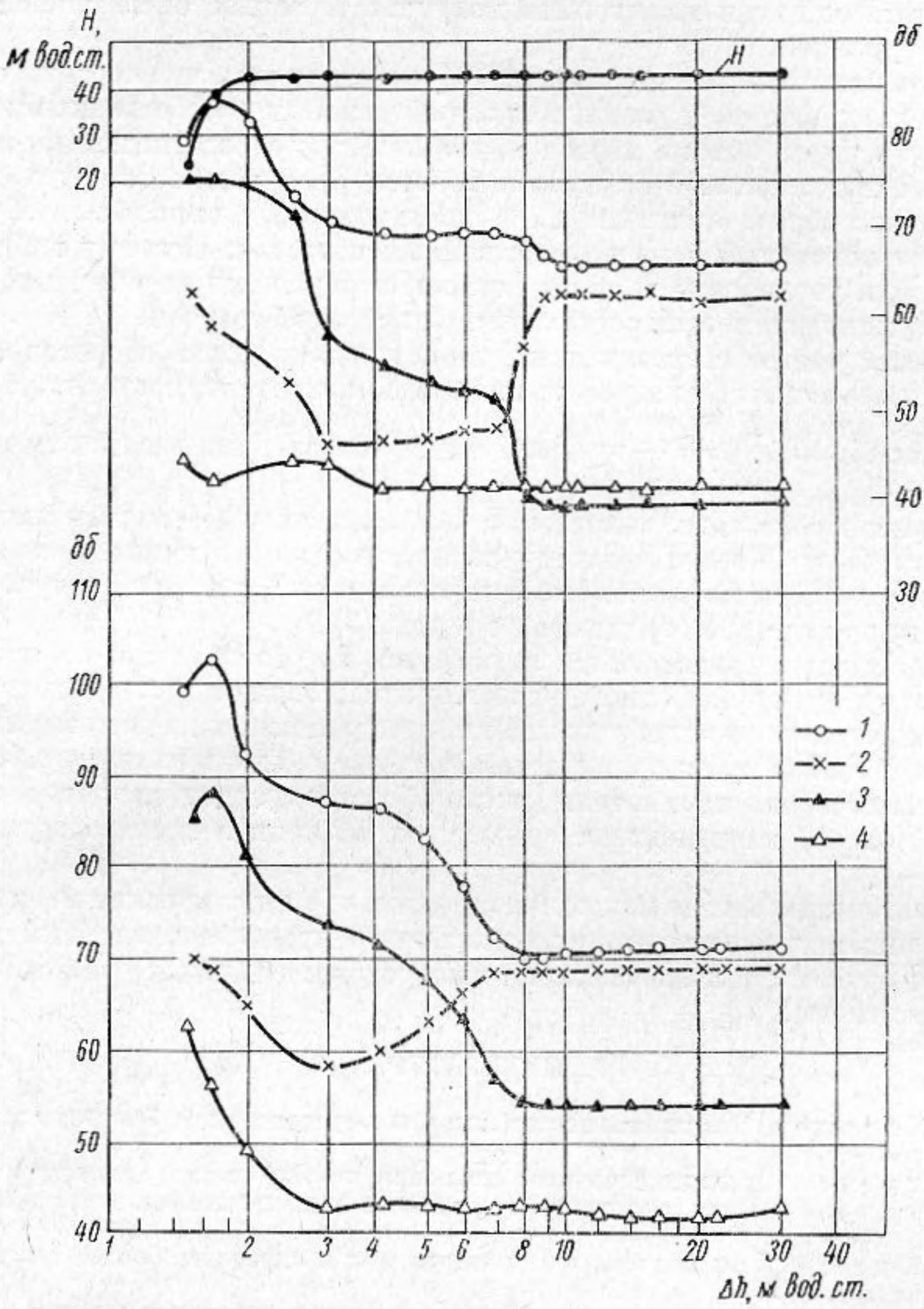


Фиг. 7

Типичные спектрограммы шума и вибраций (в 6% относительных полосах) насоса (диаметр колеса 185 *мм*, число лопаток 6), измеренные при постоянной характеристике сети, соответствующей максимуму к.п.д., и постоянном числе кавитации, представлены на фиг. 7.

Спектры шума (нижние кривые) и вибрации (верхние кривые) *1*, *2* и *3* сняты в области режимов газовой кавитации *II* при числах оборотов $n = 1500$, 2000 и 3000 *об/мин*, показанных кружочками на фиг. 5, и обнаруживают следующие типичные закономерности. В спектрах можно различить частоты дебаланса, кратные секундному числу оборотов колеса, лопаточные частоты, кратные произведению числа лопаток колеса на секундное число оборотов, и частоты вихревого и кавитационного происхождения, расположенные в области высоких частот.

На фиг. 8 показаны зависимости суммарных уровней и уровней основных составляющих шума (верхние кривые), вибрации (нижние кривые) и напора (кривая H) от кавитационного запаса (Δh) на режиме максимума к.п.д. при постоянном числе оборотов $n = 2800$ *об/мин* и расходе $Q = 50$ *м³/час*. Кривые *1* соответствуют изменениям интегральных уровней, *2* — лопаточных частот, *3* — вихревых и кавитационных частот и *4* — частот дебаланса шума и вибраций.



Фиг. 8

С уменьшением кавитационного запаса растут интегральные уровни шума и вибраций и высокочастотные составляющие в спектре, обусловленные газовой и паровой кавитацией. Лопаточные составляющие имеют минимальную величину на режимах газовой кавитации. Поэтому впуск воздуха может оказаться на этих режимах полезным в качестве меры борьбы с шумами и вибрацией. Эта мера применяется при эксплуатации гидротурбин [5], для насосов аналогичное предложение сделано Хорошевым в работе [6]. Уровень вибрации и шума на частотах, соответствующих дебалансу, иногда возрастает лишь при развитой паровой кавитации. Измере-

ния показали, что на бескавитационных режимах спектры шума и вибраций насосов, в области максимума к.п.д., мало зависят от характеристики сети (расхода) при постоянном числе оборотов.

Обращает на себя внимание тот факт (ранее отмеченный для вихревого воздуховодного шума [7]), что спектральный состав высокочастотных вихревых и кавитационных составляющих как шума, так и вибраций (фиг. 7) не зависит от скорости вращения колеса — изменение их уровня при изменении числа оборотов происходит на одинаковую величину для всех составляющих и может быть получено простым смещением кривой вдоль оси уровней.

Можно полагать, что это явление обусловлено тем, что частоты образования мелких вихрей и газовых пузырей связаны с собственными частотами внутреннего объема насоса и, возможно, с собственными частотами механических колебаний корпуса и колеса [8], а также тем, что случайный процесс образования вихрей и кавитационных полостей возбуждает колебания конструкции на ее собственных частотах. Поэтому вибродемпфирование и увеличение толщины стенок корпуса может оказаться полезным для уменьшения этих составляющих вибраций и шума.

Пересчет частот составляющих, зависящих от числа оборотов (дисбаланса и лопаточных) следует производить, исходя из постоянства числа Струхаля: $\mathrm{Sh} = \frac{fD}{u} = \frac{f}{n} = \mathrm{idem}$, а для частот резонансного происхождения (высокочастотных вихревых и кавитационных) — пересчитывать по размерам: $fD = \mathrm{idem}$. Пересчет уровней, соответствующих этим составляющим, можно производить по формулам (1), (2), (3), а в случае необходимости по формуле (4) вместо формулы (3).

Таким образом, оказывается возможным по результатам испытаний в лабораторных условиях одного насоса оценить величину ожидаемого шума серии геометрически подобных машин, изготовленных из того же материала и заполненных той же жидкостью, а также оценить влияние изменения гидродинамических параметров (число оборотов, расход, давление, кавитационный запас) на изменение суммарных величин и спектра шума и вибраций.

Приведенные данные показывают также, что акустические методы весьма полезны при исследованиях внутреннего процесса в насосах, так как никаким другим способом нельзя точно установить начало той или иной фазы кавитации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. А. Хорошев. Вибрации насосов, вызванные кавитацией. Энергомашиностроение, 1960, 4, 26—30.
2. С. С. Руднев. Экспериментальное изучение работы двухступенчатого пропеллерного насоса. Науч. записки Харьковского мех.-машиностроит. ин-та НКТП, 1940, 4, 170—183.
3. Е. Я. Юдин. Законы подобия и моделирования в акустике. Борьба с шумом. М., Стройиздат, 1964.
4. Е. Я. Юдин. Исследование шума вентиляторных установок и методов борьбы с ним. Тр. ЦАГИ, вып. 713, 57—64, Оборонгиз, 1958.
5. Г. Д. Тер-Акопов. Борьба с износом гидротурбинного оборудования от кавитации и наносов. М., Госэнергоиздат, 1950.
6. Г. А. Хорошев. О захлопывании паровоздушных кавитационных полостей. Акуст. ж., 1963, 9, 3, 340—346.
7. Е. Я. Юдин. О звуковой мощности шума, создаваемого элементами воздуховодов. Акуст. ж., 1955, 1, 4, 368—382.
8. С. Б. Стопский. Вибрация и кавитация в гидромашинах. Вестн. машиностроения, 1962, 10, 20—23.

Щелковский насосный завод

Поступила в редакцию 27 июля 1965 г.