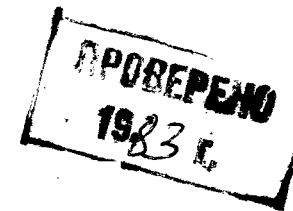


В. А. ВАСИЛЬЧЕНКО

Гидравлическое ОБОРУДОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

СПРАВОЧНИК



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1983

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3	4.1.9. Блоки электрогидравлического управления	157
Основные направления развития объемного гидропривода мобильных машин	4	4.1.10. Делители потока	159
1. Основные сведения об объемном гидроприводе	7	4.1.11. Обратные клапаны	161
1.1. Назначение и основные свойства	7	4.1.12. Гидрозамки	162
1.2. Основные параметры гидрооборудования	8	4.1.13. Гидрораспределители системы управления типа ЗСУ	165
1.3. Основные режимы работы и условия эксплуатации гидрооборудования	9	4.2. Регулирующие гидроаппараты	168
1.4. Основные технические требования, предъявляемые к объемному гидроприводу мобильных машин	11	4.2.1. Гидроклапаны давления	171
1.4.1. Требования к гидрооборудованию	11	4.2.2. Предохранительные клапаны	172
1.4.2. Требования к гидросистемам	13	4.2.3. Блоки переливных и подпиточных клапанов	183
2. Рабочие жидкости	14	4.2.4. Редукционные клапаны	184
2.1. Назначение и основные требования, предъявляемые к жидкостям	14	4.2.5. Регуляторы потока	186
2.2. Основные свойства жидкостей	15	4.2.6. Регулятор потока с предохранительным клапаном	188
2.3. Характеристика рабочих жидкостей основных сортов и их заменителей, рекомендуемых для применения	20	4.2.7. Дроссели с обратными клапанами	190
2.4. Требования к поставке, хранению и заправке гидросистем рабочими жидкостями	23	4.2.8. Тормозные клапаны	191
3. Объемные гидромашин	24	4.3. Трубопроводы	195
3.1. Назначение и классификация насосов и гидромоторов	24	5. Кондиционеры рабочей среды	203
3.2. Основные параметры гидромашин и зависимости между ними	27	5.1. Гидробаки для рабочей жидкостн	203
3.3. Сравнительная оценка гидромашин различных типов	30	5.2. Сапуны гидробаков	203
3.4. Аксиально-поршневые гидромашин серии 200	32	5.3. Устройства для очистки рабочих жидкостей	205
3.4.1. Нерегулируемые насосы и гидромоторы типа 210	34	5.3.1. Определение основных параметров фильтроэлементов	207
3.4.2. Регулируемые насосы типа 207	44	5.3.2. Исполнение фильтроэлементов	209
3.4.3. Двухпоточные регулируемые насосы типов 223 и 224	57	5.3.3. Фильтры	211
3.4.4. Установка и эксплуатация аксиально-поршневых гидромашин	62	5.3.4. Способы повышения чистоты рабочих жидкостей в гидросистемах машин	215
3.5. Аксиально-поршневые гидромашин серии 300	67	5.4. Теплообменники	216
3.5.1. Направления унификации и особенности конструкции	67	6. Уплотнение соединений гидрооборудования	216
3.5.2. Нерегулируемые насосы и гидромоторы типов 311 и 310	68	6.1. Резиновые кольца круглого сечения	223
3.5.3. Регулируемые гидромоторы типа 312	70	6.2. Резиновые манжеты уменьшенного сечения	230
3.5.4. Двух- и трехпоточные регулируемые насосы типов 323 и 333	72	6.3. Армированные манжеты	236
3.6. Высокомоментные гидромоторы	75	6.4. Многорядные резиноканевые уплотнения	240
3.6.1. Назначение	75	7. Определение основных параметров объемного гидропривода и выбор гидрооборудования	243
3.6.2. Основные параметры и расчетные зависимости	76	7.1. Регулируемые гидропередачи	243
3.6.3. Радиально-поршневые гидромоторы типа МР	77	7.1.1. Основные сведения	243
3.7. Гидроцилиндры	84	7.1.2. Объемное регулирование	244
3.7.1. Назначение, классификация и основные параметры	84	7.1.3. Дроссельное регулирование	247
3.7.2. Конструктивные исполнения и условия применения гидроцилиндров	88	7.2. Предварительный расчет объемного гидропривода	248
3.7.3. Технические требования к унифицированным гидроцилиндрам	97	7.2.1. Номинальное давление и диапазон регулирования скорости	248
3.7.4. Приемка и испытания гидроцилиндров	100	7.2.2. Параметры гидрооборудования	249
3.7.5. Эксплуатация гидроцилиндров	105	7.2.3. Тепловой режим гидропривода	253
4. Гидроаппаратура	105	7.3. Поверочный расчет объемного гидропривода	256
4.1. Направляющие гидроаппараты	105	7.3.1. Расход	256
4.1.1. Назначение, классификация и основные параметры	105	7.3.2. Потери давления	257
4.1.2. Направляющие гидрораспределители. Определение основных параметров	108	7.3.3. Усилия и скорости рабочих органов	263
4.1.3. Секционные гидрораспределители на $p_{ном} = 16$ МПа	115	7.3.4. Мощность и КПД гидропривода	264
4.1.4. Секционные гидрораспределители на $p_{ном} = 25$ МПа	131	7.3.5. Тепловой режим	265
4.1.5. Моноблочные гидрораспределители на $p_{ном} = 32$ МПа	135	7.4. Особенности расчета и проектирования объемного гидропривода для обеспечения работоспособности в условиях холодного климата	268
4.1.6. Установка и эксплуатация гидрораспределителей	149	7.4.1. Потери давления при неизоэотермическом течении рабочей жидкостн	269
4.1.7. Блоки гидравлического управления	150	7.4.2. Обеспечение работоспособности аксиально-поршневых насосов и гидромоторов	272
4.1.8. Блоки питания гидравлического управления	155	7.4.3. Выбор и применение фильтров	275
		7.5. Типовой расчет объемного гидропривода дорожного катка	277
		7.5.1. Исходные данные	277
		7.5.2. Предварительный расчет	278
		7.5.3. Поверочный расчет	282
		Приложения	289
		Список литературы	291
		Предметный указатель	293

Рецензент д-р техн. наук проф. **В. Н. Берман**

Васильченко В. А.

В19 Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник — М.: Машиностроение, 1983. — 301 с., ил.

В пер.: 1 р. 70 к.

Содержит расчетные зависимости и сведения об основных свойствах, режимах работы и условиях эксплуатации объемного гидропривода и гидрооборудования мобильных машин. Приведены характеристики, основные свойства, температурные пределы применения и рекомендации по выбору рабочих жидкостей и уплотнений. Описаны конструкции, даны технические характеристики гидрооборудования. Предложены практические рекомендации по выбору гидрооборудования и разработке объемного гидропривода, его эксплуатации, техническому обслуживанию.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, производством, испытаниями и эксплуатацией мобильных машин.

В 2702000000-014
038(01)-83 14-83

ББК 34.447
6П2.3

Объемный гидропривод — это комплекс конструктивно сложных и технологически трудоемких устройств, для изготовления которых необходимы высококачественные материалы, точные литые заготовки из чугуна и алюминиевых сплавов, прецизионные агрегатные станки с ЧПУ и автоматические линии термической, механической обработки и гальванопокрытий, испытательные стенды и метрологическое обеспечение.

Для создания нового гидрооборудования и на его основе разработки новых мобильных машин с объемным гидроприводом надо иметь специальные знания, обобщенные справочные данные, отражающие современные достижения в этой области.

В настоящем справочнике автор систематизировал сведения о физических и эксплуатационных свойствах рабочих жидкостей и уплотнений, основных параметрах, особенностях конструкции и применении гидрооборудования, которые необходимы при расчете объемного гидропривода и выборе гидрооборудования для мобильных машин. При написании книги преследовалась цель облегчить работу специалистов, вынужденных на всех стадиях проектирования, изготовления гидрооборудования и мобильных машин с объемным гидроприводом пользоваться разрозненными источниками технической информации (нормами, РТМ, МУ, ТУ, ОСТами, ГОСТами и др.).

В основу книги положены результаты научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ, выполненных с участием автора в НПО «ВНИИстройдормаш» за последние 10 лет, а также обобщенный автором практический опыт создания гидрооборудования заводами Минстройдормаша.

При подготовке книги автор стремился привести в ней основные правила рационального конструирования объемного гидропривода, необходимые при создании новых мобильных машин. Особое внимание уделено обоснованному выбору, применению, а также безотказной эксплуатации гидрооборудования в составе машины. Изложены особенности расчета и проектирования объемного гидропривода, применяемого в условиях холодного климата, с учетом неизотермического течения рабочей жидкости, основанные на результатах выполненных автором экспериментальных исследований. Для удобства пользования приведенными сведениями в конце книги дана методика определения основных параметров объемного гидропривода и рационального выбора гидрооборудования.

Автор выражает благодарность канд. техн. наук С. А. Житковой и инж. Л. С. Акользиной за помощь и полезные рекомендации при подготовке рукописи.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

«Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» предусмотрено создание высокопроизводительных машин для комплексной механизации основных работ на всех стадиях строительного производства, ускорение выпуска мощных самоходных землеройно-транспортных машин, новых видов техники для мелиоративного строительства и коммунального хозяйства.

Возросшие в последние годы темпы создания и освоения серийного производства новых машин с гидравлическим приводом являются наглядным подтверждением научно-технического прогресса в отрасли строительного, дорожного и коммунального машиностроения.

В десятой пятилетке заводами Минстройдормаша было создано и освоено производство более 100 типоразмеров новых, технически более совершенных машин с объемным гидроприводом, в том числе гусеничных и пневмоколесных одноковшовых и многоковшовых экскаваторов, стреловых самоходных кранов, одноковшовых фронтальных погрузчиков и лесопогрузчиков, автогрейдеров, грейдер-элеваторов, бульдозеров, рыхлителей, корчевателей и кусторезов, асфальто- и бетоноукладчиков, самоходных катков, снегоочистителей, снегопогрузочных, полномоментных машин, а также машин для лесозаготовок, лесосплава и добычи торфа.

Особенно возрос выпуск одноковшовых экскаваторов с объемным гидроприводом, ускоренное развитие получили самоходные краны грузоподъемностью 6,3—100 т, комплекты машин для скоростного строительства автомобильных дорог, фронтальные погрузчики и лесопогрузчики, валочно-пакетирующие, мелиоративные, бурильные и другие машины.

В результате внедрения современных технологических процессов и совершенствования гидравлического оборудования и машин с объемным гидроприводом в последние годы значительно улучшилось качество их изготовления, повысилась продолжительность безотказной эксплуатации и технический ресурс.

В одиннадцатой пятилетке предусматриваются создание и освоение серийного производства более 80 типоразмеров новых машин. На основе использования гидрооборудования, изготавливаемого заводами Минстройдормаша, к концу одиннадцатой пятилетки значительно увеличится выпуск одно- и многоковшовых экскаваторов, кранов на шасси автомобилей, погрузчиков и многих дорожных машин. Предусматривается наибольший темп наращивания объемов выпуска таких строительных машин с гидроприводом, как автобетоновозов, авторастворовозов, автобетононасосов, стрел автономных распределительных с различным вылетом, трубоукладчиков, гидрокопров и др.

В связи с ростом выпуска и расширением номенклатуры ежегодно увеличивается парк строительных и дорожных машин с объемным гидроприводом, находящихся в эксплуатации.

В настоящее время в СССР и за рубежом накопили большой опыт проектирования, изготовления и применения гидравлического оборудования на мобильных машинах.

Технический уровень объемного гидропривода и входящих в него элементов (гидрооборудования) определяют по значениям параметров, характеризующих

гидрооборудование в сравнении с лучшими образцами. Для этих целей обычно используют удельные стоимостные, массовые, энергетические показатели и технический ресурс. Кроме того, к весьма важным показателям эксплуатационных свойств гидрооборудования относятся диапазон регулирования и работоспособность в широком интервале изменения температуры, а также возможность дистанционного пропорционального регулирования исполнительных механизмов машин. Основными направлениями дальнейшего развития гидрооборудования для перспективных мобильных машин с объемным гидроприводом являются:

создание унифицированного ряда регулируемых и нерегулируемых аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров и сферическим распределителем на номинальное давление 32, максимальное 40 и кратковременное (пиковое) 50 МПа с повышенным в 1,5—2 раза техническим ресурсом, в том числе предназначенных для гидроприводов с замкнутой циркуляцией и для привода ходовых систем пневмоколесных машин в качестве мотор-колес;

раздельное и суммарное изменение рабочего объема аксиально-поршневых гидромашин путем поворота блока цилиндров совместно с распределителем, принудительно перемещающимся относительно неподвижной крышки насоса регуляторами дискретного и непрерывного действия, управляемыми автоматически в зависимости от давления в напорной гидрوليнии или оператором, оказывающим дистанционно управляющее воздействие с помощью блоков гидравлического или электрического управления;

использование устройств, создающих избыточное давление во всасывающей гидрوليнии насосов и подпитку гидромоторов для повышения частоты их вращения, чтобы обеспечить бескавитационный режим их работы с приводом непосредственно от вала быстроходного двигателя внутреннего сгорания;

создание и освоение серийного производства ряда поршневых гидроцилиндров двустороннего действия общего назначения унифицированной конструкции на четыре ступени номинального давления (10, 16, 25 и 32 МПа) в соответствии с требованиями стандартов СЭВ, ГОСТ 16514—79 и ОСТ 22-1417—79 ограниченной номенклатуры;

совершенствование конструкции секционных и моноблочных гидрораспределителей в целях расширения функциональных возможностей, повышения надежности и технического ресурса, а также создания условий для организации серийного производства на неспециализированных заводах;

унификация регулирующих гидроаппаратов, увеличение выпуска на специализированных заводах и расширение области их применения для существенного сокращения выпускаемой номенклатуры разнотипных конструкций;

совершенствование конструкции линейных фильтров в целях применения индикаторов загрязнения и повышения тонкости очистки рабочих жидкостей, а также разработка, освоение серийного производства и применение высокоэффективных центробежных сепараторов для очистки рабочих жидкостей в гидросистемах машин;

повышение надежности выпускаемых рукавов высокого давления и создание новых с четырехкратным запасом прочности на номинальное давление 32 МПа, в том числе в исполнении ХЛ;

освоение специализированного производства трубопроводной соединительной арматуры.

При повышении номинального давления до 32 МПа снижаются габаритные размеры и масса гидрооборудования, уменьшается объем рабочей жидкости в гидросистеме, что требует, однако, более надежных уплотнений и гибких рукавов, обеспечения более тонкой фильтрации и установки специальных теплообменников для охлаждения рабочей жидкости. Последнее особенно необходимо в гидроприводах машин большой мощности, с напряженным рабочим циклом (одноковшовых и роторных экскаваторов, погрузчиков, кранов).

В связи с автоматизацией технологических процессов в строительном производстве объемный гидропривод должен обладать необходимыми быстродействием и чувствительностью.

Следует также иметь в виду, что на практике эффективная реализация преимуществ объемного гидропривода затруднена из-за следующих основных его недостатков:

ками типовых рядов каждой группы машин. С 1971 г. выпуск машин осуществляют на основе совместно разработанных комплексов для выполнения разных видов дорожно-строительных работ. Машины, выполняющие основные технологические процессы, называются ведущими в отличие от машин, выполняющих вспомогательные операции. При этом выполнение ряда промежуточных или вспомогательных операций часто осуществляют еще вручную (перенос рельефов с одной захватки на другую при устройстве цементобетонного покрытия; зачистные, укрепительные и отделочные работы при сооружении земляного полотна; устройство бордюра и укрепительных полос; вспомогательные работы при устройстве асфальтобетонных покрытий и т. п.).

Современная технология дорожно-строительных работ и задачи повышения производительности труда требуют обеспечивать такой уровень механизации всех рабочих операций, при котором ручной труд заменен машинным на всех стадиях технологического процесса, включая вспомогательные операции, а все машины, участвующие в технологическом потоке строительства, взаимосвязаны между собой по производительности и по загрузке. Такую высокую ступень механизации называют *комплексной механизацией*, причем ее показатели предусмотрены СНиП (отдел III; раздел Д.5).

Уровень комплексной механизации — это отношение объема полностью механизированных работ к общему объему работ соответствующего вида (в процентах) или суммы затрат на все виды работ, выполненных средствами механизации и транспорта, к сумме всех затрат на строительство данного объекта.

$$U_{кМ} = \frac{\sum M_{ф} C_{м}}{\sum M_{п} C_{пм}} 100,$$

где $\sum M_{ф}$ — объем фактически выполненных работ комплексно механизированными методами (или фактическое количество отработанных машино-смен в определенном технологическом процессе); $\sum M_{п}$ — полный объем выполненных (или подлежащих выполнению) работ (или планируемое количество машино-смен для выполнения определенного технологического процесса); $C_{м}$ — фактическая стоимость отработанных машино-смен; $C_{пм}$ — стоимость машино-смен для выполнения работ, предусмотренных проектом организации.

Степень оснащения строительных организаций средствами механизации оценивают показателями механизоворуженности и энерговооруженности.

Механовооруженность строительства определяется отношением балансовой стоимости используемых в строительстве машин, установок и оборудования к общей сумме капиталовложений на данный период (год, пятилетие), выраженной в процентах.

Энерговооруженность строительства — это общая мощность всех двигателей, используемых на строительстве средств механизации (в квт), приходящаяся на 1 млн. руб. строительного-монтажных работ.

Стоимость машин и их мощности, отнесенные к общей численности рабочих, являются показателями *механовооруженности* и *энерговооруженности* одного рабочего на данном объекте.

Высшей ступенью современной организации комплексно механизированного дорожного производства является *автоматизация* производственных процессов, которая высвобождает рабочего от непосредственного участия в управлении работой машин и технологическим процессом. Автоматизация позволяет также осуществлять объективный контроль качества выполняемых работ и своевременно регулировать режим работы машин.

Трудоёмкость работ определяется количеством человеко-смен, фактически затрачиваемых на строительстве 1 км дороги, с учетом всего комплекса сооружений на дороге или количеством человеко-смен, затраченных на каждый вид работ на дорожном строительстве в отдельности.

Рост показателей комплексной механизации и автоматизации процессов строительства автомобильных дорог и, следовательно, снижение трудоёмкости этих работ (за последние 10—12 лет примерно вдвое) влияет на изменение *производительности* труда, которая неуклонно, из года в год, повышается.

§ 2. Организация производственных предприятий дорожного строительства

Индустриализация дорожного строительства заключается в максимальном перенесении ряда работ на крупные базы, оснащенные современными средствами механизации и приближающиеся по условиям организации труда и производства к заводам строительной индустрии. На дорожном строительстве объем индустриальной продукции вырос в среднем с 3—5% в 1959—1960 гг. и 20—30% в 1965 г. до 60—65% в 1971 г. Организация индустриальной базы дорожного строительства в общих затратах занимает до 5%, а заготовка, переработка и выпуск продукции производственных предприятий составляет свыше 50% от сметной стоимости строительства.

Индустриализация охватывает широкий круг предприятий дорожного строительства с большим радиусом обслуживания для централизованного приготовления изделий из железобетона, холодных асфальтобетонных смесей и черного щебня, активированных минеральных порошков, фракционированного щебня и обогащенного гравия, битумных и дегтевых эмульсий, отдозированной сухой смеси для устройства бетонных покрытий и др.

Производственные предприятия организуют на основе *передовой технологии* с полной механизацией и автоматизацией процессов. Технологическое оборудование и ресурсы каждого предприятия по производительности должны соответствовать принятой на строительстве скорости потока.

Для обеспечения индустриального производства целесообразна организация районных предприятий, обслуживающих группы объектов строительства или территориальных дорожных хозяйств. Это применимо для таких производств, как полигоны железобетонных и бетонных изделий, камнеперерабатывающие и обогащительные базы, заводы черного щебня и активированного минерального порошка и др.

Предприятия для приготовления асфальтобетонных (АБЗ) и цементобетонных (ЦБЗ) смесей, наоборот, целесообразно организовывать в виде временных прирассовых производств с мобильным комплектом оборудования, имеющих возможность перемещаться вдоль трассы 1—2 раза в году для сокращения дальности возки готовой смеси. Промышленностью дорожного машиностроения освоен выпуск комплектов передвижного технологического оборудования для АБЗ и ЦБЗ.

На производственных предприятиях дорожного строительства технологический процесс должен осуществляться по поточной системе без пересечения транспортных путей для перемещения материалов и с минимальным количеством перевалочных операций. При организации предприятий необходимо создать условия для получения высоких показателей средней годовой и сменной производительности и показателей наименьшей стоимости единицы продукции.

Для обеспечения нормальной эксплуатации АБЗ и ЦБЗ и повышения эффективности их работы следует широко использовать инвентарные склады материалов silосного типа для хранения запасов цемента или минерального порошка и на базисных складах — новые пневматические установки типа «монжус» для приема, складирования, транспортирования и выдачи этих материалов; самоходные колесные фронтальные одноковшовые погрузчики для подачи щебня и песка в агрегаты питания передвижных заводов; накопительные бункеры для готовых смесей; специальные средства повышенной грузоподъемности (10—14 т) для перевозки смесей и материалов. При организации складов вяжущих материалов (битума, цемента) должна быть обеспечена сохранность их первоначальных свойств. С этой целью склады надежно изолируют от доступа влаги, используют пневмотранспорт пылевидных вяжущих и прогрессивные системы подготовки жидких вяжущих в рабочее состояние (нагрев, перекачка). В последнее время для достижения рабочей температуры битума рекомендуется электрический или электромагнитный способы нагрева. До полного перехода на электрификацию рекомендуется использовать тепло горячих газов. Наиболее перспективный способ нагрева битума — его разогрев в подвижных слоях с использованием закрытых нагревательных элементов при непрерывном процессе.

Организация и дислокация линейных производственных предприятий дорожного строительства определяются типовыми проектами. Действующие типовые

6. Независимое расположение сборочных единиц привода, позволяющее наиболее целесообразно разместить их на машине. Насос обычно устанавливают у приводного двигателя, гидродвигатели — непосредственно у исполнительных механизмов, элементы управления — у пульта машиниста, исполнительные гидроаппараты — в наиболее удобном по условиям компоновки месте.

7. Надежное предохранение от перегрузок приводного двигателя, системы привода, металлоконструкций и рабочих органов благодаря установке предохранительных и переливных гидроклапанов.

8. Простота взаимного преобразования вращательного и поступательного движений в системах насос — гидромотор и насос — гидроцилиндр.

9. Применение унифицированных сборочных единиц (насосов, гидромоторов, гидроцилиндров, гидроклапанов, гидрораспределителей, фильтров, соединений трубопроводов и др.), позволяющее снизить себестоимость привода, облегчить его эксплуатацию и ремонт, а также упростить и сократить процесс конструирования машин.

1.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

Основными параметрами объемных гидроприводов являются номинальные давление, рабочий объем, частота вращения, расход жидкости, условный проход и вместимость.

Номинальным давлением $p_{ном}$ называют наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм.

В соответствии с ГОСТ 12445—80 (СТ СЭВ 518—77) номинальное давление (МПа) выбирают из следующего ряда:

0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Значение номинального давления до 0,1 МПа выбирают по ряду R5, свыше 250 МПа — по ряду R10 предпочтительных чисел по ГОСТ 8032—56.

На практике пользуются еще двумя понятиями давления — максимальным и пиковым.

Максимальному давлению $p_{мах}$ соответствует наибольшее рабочее давление, характеризующее превышение над номинальным и допускаемое для периодической работы гидрооборудования.

Пиковому давлению p_d соответствует максимальное давление, кратковременно возникающее при создании мгновенного сопротивления потоку и определяемое динамической характеристикой предохранительного устройства.

Герметичность гидрооборудования проверяют при максимальном давлении не менее $1,25p_{ном}$, прочность при $1,5p_{ном}$. Для проверки запаса прочности гидрооборудование подвергают разрушающему давлению, которое в 3—5 раз превышает номинальное, т. е. $p_{разр} \geq 3p_{ном}$. Гидрооборудование, подвергнутое разрушающему давлению, к эксплуатации не допускается.

Номинальный рабочий объем V_0 (основной параметр объемных насосов, насосов-моторов и гидромоторов) — расчетный рабочий объем, вычисленный без учета допусков, погрешностей формы и деформаций. Номинальные рабочие объемы ($см^3$) выбирают из следующего ряда (по ГОСТ 13824—80, соответствующему СТ СЭВ 525—77 и международному стандарту ИСО 3662):

1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); 3200; (3600); 4000; (4500); 5000; (5600); 6300; (7100); 8000; (9000).

Цифры, указанные без скобок, относятся к основному ряду, а в скобках — к дополнительному. При выборе номинальных рабочих объемов основной ряд следует предпочитать дополнительному.

Значения номинальных объемов до $1 см^3$ выбирают по ряду R10, свыше $9000 см^3$ — по ряду R20 предпочтительных чисел по ГОСТ 8032—56; при этом надо отдавать предпочтение значениям по ряду R10.

Отклонение действительных значений номинальных рабочих объемов от указанных не должно быть более $\pm 3\%$.

Номинальной частотой вращения $n_{ном}$ называют наибольшую частоту вращения, при которой гидромашинка должна работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм. Значения номинальной частоты вращения (об/мин) гидромашин выбирают из следующего ряда (ГОСТ 12446—80; СТ СЭВ 519—77):

0,6; 0,96; 1,50; 2,40; 3,78; 6,0; 9,6; 15,0; 24,0; 37,8; 60; 75; 96; 120; 150; 192; 240; 300; 378; 480; 600; 750; 960; 1200; 1500; 1920; 2400; 3000; 3780; 4800; 6000; 7500; 9600; 12 000; 15 000; 19 200; 24 000.

Для насосов с приводом от электродвигателей допускается применять значения номинальной частоты вращения соответствующих электродвигателей.

Номинальным расходом $Q_{ном}$ гидролиний и гидроаппаратов называют расход рабочей жидкости с определенной вязкостью при установленном номинальном перепаде давления. Согласно ГОСТ 13825—80 (СТ СЭВ 520—77) номинальный расход (л/мин) выбирают из следующего ряда:

1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 15,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500.

Значения номинальных расходов до 1 л/мин следует выбирать по ряду R5, свыше 2500 л/мин — по ряду R10 предпочтительных чисел по ГОСТ 8032—56.

Условным проходом D_y называют округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала гидравлического устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Условные проходы (мм) выбирают из ряда (ГОСТ 16516—80; СТ СЭВ 522—77): 1,0; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 100; 125; 160; 200; 250.

Значения условных проходов до 1 мм следует выбирать по ряду Ra5, свыше 250 мм — по ряду Ra10 нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636—69.

Номинальной вместимостью кондиционеров рабочей среды (гидробаков, гидроаккумуляторов, теплообменников и очистителей) называют наибольший объем жидкости, занимающий рабочую полость в процессе эксплуатации. Номинальную вместимость $V_{ном}$ в $дм^3$ выбирают из ряда (ГОСТ 12448—80; СТ СЭВ 524—77):

0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0; 16,0; 25,0; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000; 10 000; 12 500; 16 000; 20 000; 25 000.

1.3. ОСНОВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ И УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

Гидрооборудование, устанавливаемое на мобильных машинах с объемным гидроприводом, эксплуатируется преимущественно на открытом воздухе при широком диапазоне изменения температуры, в условиях, характеризующихся повышенной запыленностью воздуха, частыми кратковременными перегрузками и вибрацией. Режимы работы гидрооборудования определяются величиной и интенсивностью внешней нагрузки, характером рабочего процесса и другими факторами (табл. 1.1).

Условия эксплуатации машин с гидроприводом определяются климатическими факторами внешней среды — температурой, влажностью и давлением воздуха, солнечным излучением, дождем, ветром, пылью, инеем и соляным морским туманом. ГОСТ 15150—69 устанавливает исполнения, категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования изделий в части воздействия климатических факторов внешней среды, которые разделяются на нормальные, номинальные, рабочие и предельные.

При расчетах номинальных параметров изделий учитывают воздействие эффективного значения климатического фактора в процессе эксплуатации и хранения, которое оказывает влияние на срок службы и ресурс гидрооборудования.

1.1. Режимы работы гидрооборудования

Режим работы		Пример
Наименование	Характеристика	
Легкий	Эпизодическая работа, не связанная с технологическим циклом машины (установка исполнительных органов до начала рабочих операций)	Привод механизмов подъема и опускания рабочего органа рыхлителей, дорожных фрез, кусторезов, каналокопателей, снегоочистителей, выносных опор экскаваторов, стреловых самоходных кранов и других машин
Средний	Периодическая работа, связанная с технологическим циклом машины	Привод рабочего оборудования, скреперов, автогрейдеров, бульдозеров и кранов автомобильных, коммунальных машин; привод рулевого управления самоходных машин
Тяжелый	Постоянная работа при выполнении технологического цикла машины или ее передвижении	Привод рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов, погрузчиков, экскаваторов-дреноукладчиков, автобетононасосов, валочно-пакетирующих и бурильных машин; привод механизмов передвижения дорожных катков, асфальто- и бетоноукладочных машин

Для гидрооборудования общего применения, удовлетворяющего комплексу технических требований, общему для большинства случаев применения, в качестве номинальных принимают значения климатических факторов внешней среды, в пределах которых обеспечивается нормальная эксплуатация. В нормативно-технической документации (НТД) на гидрооборудование указывают рабочие значения климатических факторов, в пределах которых обеспечивается сохранение номинальных параметров, и экономически целесообразный срок службы гидрооборудования.

Значения климатических факторов, при которых гидрооборудование чрезвычайно редко и в течение не более 6 ч может оказаться в процессе эксплуатации, принято считать предельными рабочими, и изделия должны при этом:

сохранять работоспособность с допустимыми отклонениями от номинальных параметров, указываемых в технических условиях;

после прекращения действия этих предельных рабочих значений восстанавливать номинальные параметры.

В зависимости от воздействия климатических факторов в процессе эксплуатации машин в технических условиях на конкретные виды гидрооборудования указывают климатические исполнения и допустимые отклонения параметров от их первоначальных значений.

Согласно ГОСТ 15150—69 территория земного шара разделена на макроклиматические районы. Поставляемые в эти районы изделия должны изготавливаться в соответствующих климатических исполнениях с учетом категории размещения (укрупнено), характеризующей воздействие климатических факторов внешней среды в пределах данной географической зоны.

Анализ влияния климатических факторов внешней среды и многолетний опыт эксплуатации большого количества мобильных машин с объемным гидроприводом показали, что температура внешней среды оказывает наибольшее влияние на надежность и работоспособность гидрооборудования [4, 5, 10, 12, 14, 15, 25].

К макроклиматическому району с умеренным климатом относятся районы, где средняя из ежегодных абсолютных максимумов температура воздуха равна или ниже плюс 40 °С, а средняя из ежегодных абсолютных минимумов температура воздуха равна или выше минус 45 °С (исполнение У).

К макроклиматическому району с холодным климатом относятся районы, в которых средняя из ежегодных абсолютных минимумов температура воздуха

ниже минус 45 °С (исполнение ХЛ). В этом обширном по территории районе наиболее низкие температуры воздуха (абсолютные минимумы — до минус 60 °С и ниже) длительностью до 6 ч подряд в зимний период имеют вероятность возникновения один раз в 70—80 лет. Абсолютный минимум температуры воздуха, которая бывает один раз в два года длительностью 5—6 ч подряд, находится в пределах от минус 20 до минус 60 °С.

Для мобильных машин возможен перерыв в работе, поэтому в качестве основного климатического фактора, необходимого для расчета и проектирования объемного гидропривода, следует принимать среднее значение температуры окружающего воздуха минус 50 °С в течение пяти суток подряд (120 ч) с повторяемостью один раз в 5 лет. Следовательно, для надежной эксплуатации мобильных машин с объемным гидроприводом в районах холодного климата они должны быть рассчитаны на изменение температуры воздуха в пределах от плюс 25 °С до минус 50 °С.

Изделия в специальном арктическом исполнении для районов с очень холодным климатом, где средняя минимальная температура ниже минус 60 °С, изготавливают для Антарктиды.

К макроклиматическому району с влажным тропическим климатом относятся районы, в которых сочетание температуры, равной или выше 20 °С и относительной влажности, равной или выше 80 %, наблюдается примерно 12 или более часов в сутки за непрерывный период от 2 до 12 месяцев в году (исполнение ТВ).

Районы, в которых средняя из ежегодных абсолютных максимумов температура воздуха выше плюс 40 °С, относятся к макроклиматическому району с сухим тропическим климатом (исполнение ТС). Изделия в исполнениях У и ХЛ могут эксплуатироваться в теплой и жаркой зонах СССР по ГОСТ 16350—80, в которых средняя из ежегодных абсолютных максимумов температура воздуха выше плюс 40 °С или сочетание температуры, равной или выше плюс 20 °С и относительной влажности, равной или выше 80 %, наблюдается более 12 ч в сутки за непрерывный период более двух месяцев в году. Для обозначения места размещения изделий в эксплуатационной документации, а также на заводской табличке, где должен быть приведен тип (марка) гидрооборудования, после указания климатического исполнения указывают категорию размещения для эксплуатации на открытом воздухе (1), под навесом или в помещениях (2), в закрытых помещениях (3), в закрытых отапливаемых или охлаждаемых производственных помещениях (4) и в помещениях (в том числе в подземных) с повышенной влажностью (5).

При создании мобильных машин и применении гидравлического оборудования необходимо учитывать режимы и условия их эксплуатации. Так, например, одноковшовые экскаваторы, бульдозеры, автогрейдеры, стреловые самоходные краны, погрузчики, ковровое оборудование эксплуатируются в течение всего года, а шнеко-роторные и плужные снегоочистители, снегопогрузчики, рыхлители мерзлого грунта предназначены для эксплуатации в осенне-зимний и преимущественно в зимний период. Многие мелиоративные машины для строительства оросительных и осушительных каналов, эксплуатации мелиоративных систем способом гидромеханизации, а также бетонотранспортные машины и технологическое оборудование для производства строительных материалов эксплуатируются в районах с умеренным и жарким климатом при температуре воздуха не ниже 0 °С.

1.4. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ОБЪЕМНОМУ ГИДРОПРИВОДУ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

1.4.1. Требования к гидрооборудованию

В связи со специфическими режимами и условиями эксплуатации строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин к гидрооборудованию предъявляются следующие требования:

стойкость против вибрации, защищенность от пыли, приспособленность к работе в широком диапазоне изменения температур окружающего воздуха:

- для машин, эксплуатируемых в районах с умеренным климатом, — от плюс 40 до минус 40 °С;
- для машин, предназначенных для работы в условиях холодного климата, — от плюс 25 до минус 50 °С;
- для машин тропического исполнения — от плюс 45 до минус 10 °С;

уменьшение габаритных размеров, массы, подачи насосных установок, емкости гидросистемы, баков и расхода рабочей жидкости за счет повышения давления в гидросистемах:

номинального от 5 до 12,5 и максимального от 6,3 до 14 МПа для машин и технологического оборудования для производства строительных материалов, выпускаемых с гидрооборудованием Минстанкопрома;

номинального от 10 до 16 (и далее до 20) МПа и максимального от 16 до 20 (и далее до 25) МПа для землеройно-транспортных, дорожно-строительных, мелиоративных, коммунальных и других машин, агрегируемых с тракторами и использующих гидрооборудование Минсельхозмаша;

номинального от 16 до 20 МПа и максимального от 25 до 32 МПа для землеройных, подъемно-транспортных и других машин, комплектующих гидрооборудованием, изготавливаемым заводами Минстройдормаша;

номинального до 25—32 МПа, максимального до 32—40 МПа и кратковременного до 40—63 МПа для вновь разрабатываемых и осваиваемых машин с гидроприводом на базе нового гидрооборудования, подлежащего изготовлению заводами ВПО «Союзстройгидромаш»;

использование при эксплуатации не более двух сортов рабочих жидкостей на нефтяной основе, совместимых с резинотехническими, полимерными и другими изделиями;

обеспечение отдельного и суммарного изменения рабочего объема гидромашин с регуляторами дискретного и непрерывного действия, управляемыми автоматически в зависимости от внешней нагрузки или машинистом-оператором с помощью блоков гидравлического или электрогидравлического управления;

увеличение технического ресурса гидрооборудования путем:

- повышения точности очистки рабочих жидкостей до 10 мкм;
- повышения точности и качества обработки деталей;
- применения подшипников качения повышенного класса точности и биометаллизации сопряженных поверхностей трения;

унификация разрабатываемых устройств, расширение области применения и сокращения выпускаемой номенклатуры;

приспособленность к техническому обслуживанию, включая применение средств технического диагностирования для определения параметров технического состояния и режимов нагружения объемного гидропривода непосредственно в условиях эксплуатации мобильных машин.

Гидравлическое оборудование массой более 40 кг должно снабжаться приспособлениями для погрузки и транспортирования.

Все резьбовые соединения должны иметь надежную фиксацию, исключающую самопроизвольное отвинчивание или нарушение регулирования гидравлического оборудования.

Завод — изготовитель гидравлического оборудования должен указывать в эксплуатационной документации следующие данные: наименование и тип гидравлического оборудования, условное обозначение и его объяснение, основные параметры, габаритные и присоединительные размеры, назначение и условия применения, показатели надежности или долговечности, а также другие сведения в соответствии со стандартами на гидравлическое оборудование, отраслевыми техническими условиями и другой нормативно-технической документацией, утвержденной в установленном порядке.

Баки и другие емкости, находящиеся под давлением, должны соответствовать «Правилам устройства и безопасности эксплуатации сосудов, работающих под давлением», утвержденным Госгортехнадзором СССР (ГОСТ 12.2.040—79).

Направление вращения гидроагрегатов и устройств, имеющих только одно-стороннее вращение, должно быть обозначено стрелкой.

При разработке нового гидрооборудования необходимо предусматривать возможность облегченного доступа к уплотнительным деталям для их контроля и замены.

1.4.2. Требования к гидросистемам

При проектировании новых машин с объемным гидроприводом необходимо: разработать гидравлическую схему и согласовать ее с головной проектной организацией или принять разработанную типовую гидравлическую схему привода рабочего оборудования и ходового механизма.

рассчитать основные параметры и выбрать унифицированное гидравлическое оборудование, соответствующие уплотнения и рабочие жидкости. При этом потери мощности, переходящие в тепло, следует определять в виде средних значений за рабочий цикл по формуле (7.1), установившуюся температуру рабочей жидкости — по формуле (7.2), а продолжительность достижения установившегося теплового состояния — по формуле (7.3);

предусматривать применение систем гидропривода с замкнутой циркуляцией, включая гидропередачи ходовых механизмов машин с мотор-колесами, и высокомоментных гидромоторов типа МР, преимущественно для безредукторного привода исполнительных механизмов вращательного движения с большим крутящим моментом.

Гидросистемы мобильных машин должны быть оборудованы: устройствами для выпуска воздуха из мест возможного его скопления; устройствами для предохранения и очистки рабочей жидкости от загрязнений;

предохранительными устройствами, настроенными на давление, равное максимальному кратковременному;

указателями уровня рабочей жидкости в резервуарах; датчиками для дистанционного измерения давления, температуры и устройствами для подключения и установки измерительных приборов в кабине машиниста (водителя);

табличками с надписями, поясняющими назначение и порядок манипулирования рукоятками, кнопками, регулировочными винтами и другими устройствами управления;

при необходимости — устройствами для подогрева или охлаждения рабочей жидкости, а также регулирования ее температуры.

Размещение гидрооборудования на машине должно обеспечивать удобство осмотров и проведение ремонтов.

Температурный режим и режим нагрузки гидросистемы должны контролироваться специальными приборами, установленными в кабине машиниста (водителя). Контроль за вязкостью рабочей жидкости при эксплуатации должен осуществляться косвенно, путем наблюдения за температурой рабочей жидкости и работоспособностью гидрооборудования.

Гидросистема должна быть герметичной. Утечки рабочей жидкости через неподвижные соединения и уплотнения, стенки деталей, сварные и резьбовые соединения в диапазоне давления от нулевого до максимального и проникновение воздуха, особенно во всасывающую гидролинию, не допускаются.

При разработке объемных гидроприводов машин и оборудования, предназначенных для работы в районах с холодным климатом, следует руководствоваться требованиями ГОСТ 14892—69 «Машины, приборы и другие технические изделия, предназначенные для эксплуатации в районах с холодным климатом», а также рекомендациями ВНИИстройдормаша, разработанными на основе результатов экспериментальных исследований работоспособности гидравлического оборудования и машин с объемным гидроприводом в условиях низких температур.

Для уменьшения потерь давления в гидросистемах должны быть приняты следующие меры:

трубопроводы, особенно всасывающие, должны иметь наименьшую протяженность;

скорость потока жидкости для всасывающих, сливных и напорных трубопроводов не должна превышать значений, указанных в табл. 7.1, коэффициент потерь давления по длине трубопровода и местных потерь в управляющих и вспомогательных устройствах не должны превышать значений, полученных по формулам (7.4) и (7.5), с учетом неизотермичного течения жидкости, а внутренние диаметры трубопроводов системы дистанционного управления и гидроавтоматики должны определяться по формуле (7.6) с учетом предельного напряжения сдвига τ_0 ;

в случае применения аксиально-поршневых насосов с частотой вращения, превышающей номинальную, и при большой протяженности всасывающих трубопроводов в баке для рабочей жидкости целесообразно создавать избыточное давление или обеспечивать давление подпитки не менее 0,03—0,05 МПа.

В гидроприводе с разомкнутой циркуляцией насос необходимо устанавливать ниже уровня рабочей жидкости в баке не менее чем на 0,5 м. Можно устанавливать насос непосредственно в баке, что сводит к минимуму потери давления на всасывании и улучшает температурные условия работы, но приводит к неудобствам в обслуживании.

2.

РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ

2.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ЖИДКОСТЯМ

Рабочая жидкость в гидроприводе служит для передачи энергии от входного звена (вала насоса) к выходному (валу гидродвигателя). Кроме этого, она является смазывающей и антикоррозионной средой и выполняет еще ряд важных функций, определяющих эксплуатационные свойства и технико-экономические показатели гидропривода. При выборе и применении рабочей жидкости следует учитывать ее эксплуатационные свойства, которые, в свою очередь, зависят от многих факторов, тесно связанных с условиями эксплуатации.

К рабочим жидкостям, предназначенным для гидроприводов мобильных машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, предъявляются следующие основные требования.

Рабочая жидкость должна обладать хорошими смазывающими и антикоррозионными свойствами по отношению к стали, чугуну, бронзе и алюминиевым сплавам; высокой противопенной стойкостью, исключающей образование воздушно-масляной суспензии и отложение смолистых осадков, вызывающих облитерацию проходных капиллярных каналов и дроссельных щелей в гидрооборудовании; термической и гидролитической стабильностью в процессе эксплуатации и хранения.

Для обеспечения работоспособности насосов в районах с холодным климатом рабочая жидкость должна иметь температуру застывания на 10—15 °С ниже возможной рабочей температуры, вязкость при плюс 50 °С — не менее 10 мм²/с, при минус 40 °С — не более 1500 мм²/с, а также широкий температурный предел применения по условию прокачиваемости насосами различных типов. Лучшей принято считать такую рабочую жидкость, вязкость которой мало изменяется при изменении температуры.

Рабочая жидкость должна обеспечивать устойчивую работу насосов, постоянство режима гидропривода и сохранять смазочные свойства; должны быть исключены чрезмерные утечки при высоких температурах и чрезмерные потери давления при низких температурах.

Рабочие жидкости не должны разрушаться, портиться и оказывать вредное воздействие на элементы гидропривода, т. е. должны быть совместимы с материалами гидросистемы, а при замене не должны вступать во взаимодействие с заменяемой жидкостью.

В гидросистемах лесозаготовительных, строительных, дорожных, мелиоративных, коммунальных и других мобильных машин в качестве рабочих жидкостей применяют масла на нефтяной основе. Они обладают рядом положительных качеств, наиболее важными из которых следует считать доступность их получения и невысокую стоимость. Для улучшения эксплуатационных свойств в состав рабочих жидкостей вводят присадки.

При выборе рабочих жидкостей следует принимать во внимание их наиболее важные свойства: плотность, вязкость, смазывающую способность, антиокислительные, антикоррозионные, антипенные свойства, совместимость с компонентами гидросистемы, физическую и химическую стабильность в процессе эксплуатации и хранения.

2.2. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Плотность жидкости — физическая величина, характеризующая отношение массы m жидкости к ее объему V :

$$\rho = m/V.$$

Плотность рабочих жидкостей зависит от температуры и давления (рис. 2.1), она имеет большое значение при расчете скорости v течения жидкости через местные сопротивления, так как потери давления Δp зависят от плотности жидкости:

$$\Delta p = \rho v^2/2.$$

Относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1 °С характеризуется температурным коэффициентом (°С⁻¹) объемного расширения

$$\beta = \Delta V/(V\Delta T),$$

где V и ΔV — соответственно начальный объем и приращение объема; $\Delta T = T_2 - T_1$ — изменение температуры жидкости от начального значения T_1 до конечного T_2 .

С учетом влияния температуры изменение объема ΔV и объем рабочей жидкости V_t при температуре T_2 равны:

$$\Delta V = \beta V \Delta T; V_t = V(1 + \beta \Delta T).$$

Плотность рабочей жидкости при температуре $T_2 = T_1 + \Delta T$

$$\rho_t = \rho_1/(1 + \beta \Delta T),$$

где ρ_1 — плотность жидкости при начальной температуре T_1 .

Значения температурного коэффициента объемного расширения для гидравлических масел ВМГЗ и МГ-30 приведены на рис. 2.2.

Среднее значение коэффициента объемного расширения при давлении 0,1 МПа и температуре 50 °С составляет: для ВМГЗ $9 \cdot 10^{-4}$ °С⁻¹, для МГ-30 $8,5 \times 10^{-4}$ °С⁻¹; при этом температурное расширение объема этих жидкостей соответственно равно 0,09 и 0,085 % при нагревании на 1 °С. Это незначительное изменение объема жидкости все же необходимо учитывать при расчете и проектировании гидропередат с замкнутой циркуляцией потока.

Возможность разрушения элементов объемной гидропередачи обусловлена разницей в значениях температурного коэффициента объемного расширения рабочей жидкости и ме-

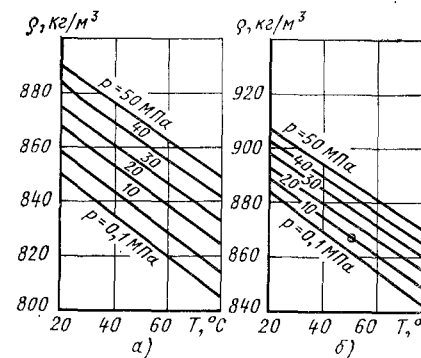


Рис. 2.1. Зависимости плотностей гидравлических масел ВМГЗ (а) и МГ-30 (б) от температуры T и давления p

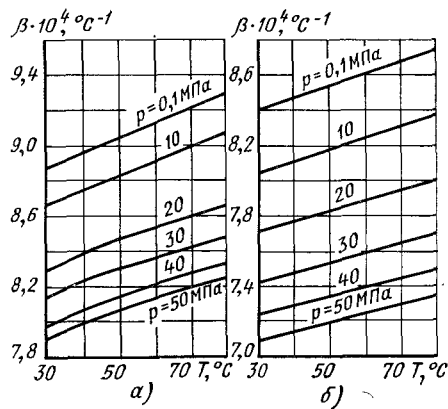


Рис. 2.2. Зависимости температурных коэффициентов объемного расширения гидравлических масел ВМГЗ (а) и МГ-30 (б) от температуры и давления

талла, из которого изготовлены элементы гидропередачи, так как в замкнутом объеме жидкости при ее нагревании может возникнуть недопустимо высокое давление. Повышение давления Δp при нагревании рабочей жидкости в замкнутом объеме (например, в гидроцилиндре) при изменении температуры от T_1 до T_2

$$\Delta p = (\beta - \beta_1) \Delta T / (\beta' K),$$

где β_1 — температурный коэффициент объемного расширения материала емкости, $^{\circ}\text{C}^{-1}$; β' — коэффициент объем-

ного сжатия жидкости, характеризующий уменьшение объема под давлением, Па^{-1} ; $K \geq 1$ — коэффициент, характеризующий объемную упругость материала емкости для рабочей жидкости (для абсолютно жесткой емкости $K = 1$).

Учитывая, что температурный коэффициент объемного расширения металлов изменяется от $3,6 \cdot 10^{-5}$ (для стали) до $7 \cdot 10^{-5} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$ (для бронзы), и принимая для гидравлических масел ВМГЗ и МГ-30 среднее значение $\beta = 8,75 \cdot 10^{-4}$, $\beta' = 8,5 \cdot 10^{-5}$ и $K = 1$, получим

$$\Delta p = \frac{8,75 \cdot 10^{-4} - 5,3 \cdot 10^{-5}}{8,5 \cdot 10^{-5}} \Delta T = 9,67 \Delta T \approx 0,97 \text{ МПа.}$$

Следовательно, с повышением температуры рабочей жидкости на 1°C давление в замкнутом объеме может увеличиться примерно на $0,97 \text{ МПа}$. Поэтому в гидроприводах с замкнутой циркуляцией, эксплуатируемых при широком диапазоне изменения температуры рабочей жидкости, должны быть установлены предохранительные клапаны или другие устройства, компенсирующие температурное увеличение объема жидкости.

Вязкость (или внутреннее трение) является свойством жидкости оказывать сопротивление сдвигу одного слоя относительно другого под действием касательной силы внутреннего трения. Напряжение τ трения согласно закону Ньютона пропорционально градиенту скорости dv/dy :

$$\tau = \eta dv/dy,$$

откуда

$$\eta = \tau / (dv/dy) = (F/S) / (dv/dy),$$

где η — коэффициент пропорциональности, или динамическая вязкость жидкости; y — расстояние между слоями жидкости, измеренное перпендикулярно к направлению движения жидкости (радиус трубопровода); F — сила внутреннего трения, которая действует на поверхность раздела двух слоев жидкости; S — площадь слоя.

Следовательно, динамическая вязкость, проявляющаяся лишь при течении жидкости, численно равна силе трения, развивающейся на единичной поверхности при градиенте скорости, равном единице. В покоящейся жидкости касательные напряжения равны нулю.

Единицей динамической вязкости является $1 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

При практических расчетах движения жидкости часто требуется учитывать не только вязкость, но и зависимость сил внутреннего трения от инерции потока жидкости. Поэтому пользуются отношением коэффициента динамической вязкости η к плотности жидкости ρ , которое называется кинематической вязкостью:

$$\nu = \eta / \rho.$$

Единицей кинематической вязкости является $1 \text{ м}^2/\text{с}$.

В нормативно-технических документах обычно указывают значение кинематической вязкости при 100 или 50°C (ν_{100} или ν_{50}).

Вязкость жидкости зависит от химического состава и строения углеводородов, из которых она состоит, от температуры и давления. Наиболее важным фактором, оказывающим влияние на вязкость, является температура. Зависимость вязкости от температуры различна для разных по составу рабочих жидкостей. Обычно с повышением температуры вязкость жидкостей уменьшается. Вязкостно-температурная зависимость для рабочих жидкостей на нефтяной основе в диапазоне температуры от плюс 50°C до температуры начала застывания имеет следующий эмпирический вид:

$$\nu_{ж} = \nu_{50} \exp (A/T^a),$$

где $\nu_{ж}$ — среднее значение кинематической вязкости при температуре $T_{ж}$ (К), $\text{мм}^2/\text{с}$; ν_{50} — кинематическая вязкость рабочей жидкости при плюс 50°C ; $\text{мм}^2/\text{с}$; A и a — коэффициенты аппроксимирующих кривых:

Рабочая жидкость	ВМГЗ	АМГ-10	МГ-20	МГ-30
$A \cdot 10^{-8}$	10,98	10,82	40	94
a	3,06	3,06	3,77	3,91

Течение жидкостей, изменение внутреннего трения которых подчиняется закону Ньютона, характеризуется тем, что деформации в них возникают даже при бесконечно малых касательных напряжениях. Однако эта закономерность оказывается недействительной при низких температурах вследствие аномалии вязкости. В этих условиях рабочие жидкости начинают течь (деформироваться) только после того, как касательное напряжение, возникающее вследствие разности давлений в трубопроводе, превзойдет определенную величину τ_0 , называемую предельным напряжением сдвига. Вследствие этого в формуле (2.1) появляется еще один член — τ_0 :

$$\tau = \tau_0 + \eta dv/dy, \quad (2.1)$$

где τ_0 — предельное напряжение сдвига.

Значения τ_0 в зависимости от температуры для ВМГЗ, установленные экспериментально, приведены на рис. 2.3.

Вязкость рабочих жидкостей увеличивается с повышением давления, что особенно важно для объемных гидропередач высокого давления (рис. 2.4).

С повышением давления от $0,1$ до 40 МПа при постоянной температуре плюс 50°C вязкость рабочих жидкостей ВМГЗ и МГ-30 увеличивается в $1,6$ — $2,3$ раза. При понижении температуры на 20°C их вязкость увеличивается в 2 — $2,5$ раза. Для более вязкой жидкости с понижением температуры при постоянном давлении вязкость увеличивается более интенсивно.

Вязкость рабочей жидкости оказывает непосредственное влияние на рабочие процессы и яв-

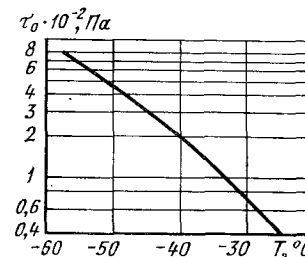


Рис. 2.3. Зависимость предельного напряжения сдвига τ_0 для гидравлического масла ВМГЗ от температуры

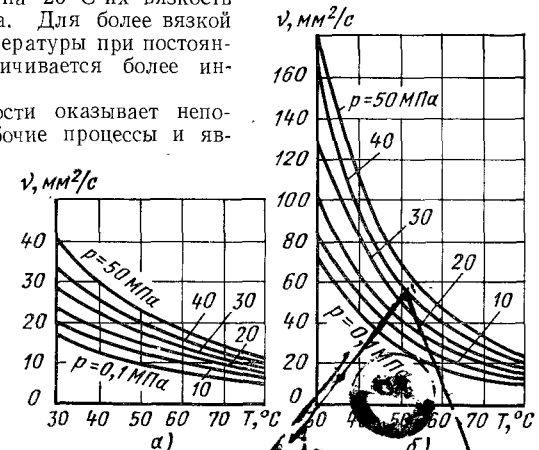


Рис. 2.4. Зависимости кинематической вязкости гидравлических масел ВМГЗ (а) и МГ-30 (б) от давления и температуры

ления, происходящие как в отдельных элементах гидрооборудования, так и во всей гидросистеме. При чрезмерно высокой вязкости нарушается сплошность потока, происходит незаполнение рабочих камер насоса, возникает явление кавитации, снижаются подача и ресурс насоса — наиболее ответственного агрегата гидросистемы.

Эксплуатационные свойства рабочих жидкостей при низких температурах характеризуются допустимой вязкостью и прокачиваемостью. Температуру, при которой жидкость теряет подвижность в заданных условиях (ГОСТ 20287—74), принято считать температурой застывания. Для исключения кавитации на входе в насос и других нежелательных явлений в гидросистеме температура застывания рабочих жидкостей должна быть ниже возможной рабочей температуры на 10—15 °С. Температура застывания не характеризует поведение рабочих жидкостей в гидросистеме при низких температурах, поэтому наибольшая допустимая вязкость рабочей жидкости определяется по ее прокачиваемости насосом при определенной температуре.

Использовать рабочую жидкость с повышенной вязкостью наиболее целесообразно в гидроприводе высокого давления (от 25 МПа и выше), поскольку при этом уменьшаются объемные потери через малые зазоры в скользящих парах трения при повышенной температуре. Однако необходимо учитывать, что в гидроагрегатах, имеющих незначительные зазоры в скользящих парах трения, повышенная вязкость вызывает большие потери мощности на трение, так как последние прямо пропорциональны вязкости.

Для повышения гидравлического КПД надо применять рабочую жидкость с малой вязкостью, так как течение жидкости всегда сопровождается трением внутренних слоев и гидравлическими потерями на местные сопротивления. Однако чрезмерное снижение вязкости при положительной температуре вызывает повышенные объемные потери через подвижные соединения и уплотнения, резкое снижение расхода и интенсивное изнашивание скользящих пар трения наиболее ответственных гидроагрегатов. При малой вязкости жидкость не обеспечивает гидродинамическую смазку и не позволяет предотвратить контактирование и изнашивание рабочих деталей гидропривода. Минимальная кинематическая вязкость рабочей жидкости не должна быть ниже 15 мм²/с для шестеренных, 12 мм²/с для пластинчатых и 8 мм²/с для поршневых насосов.

Сжимаемость жидкости — это ее способность под действием всестороннего внешнего давления изменять свой объем обратимым образом, т. е. так, что после прекращения действия внешнего давления восстанавливается первоначальный объем жидкости.

Сжимаемость характеризуется коэффициентом (Па⁻¹)

$$k = -(1/V) (\Delta V/\Delta p),$$

или модулем объемной упругости (Па)

$$K = 1/k = -V (\Delta p/\Delta V),$$

где V — объем жидкости; Δp и ΔV — изменение давления и объема жидкости соответственно.

При повышении давления коэффициент сжимаемости жидкостей уменьшается (модуль объемной упругости увеличивается) (рис. 2.5), а при повышении температуры увеличивается, причем коэффициент сжимаемости более вязкой жидкости (МГ-30) меньше коэффициента сжимаемости менее вязкой жидкости (ВМГЗ).

Смазывающие свойства рабочей жидкости связаны с прочностью масляной пленки и способностью ее противостоять разрыву. Обычно чем больше вязкость, тем выше прочностные масляной пленки при сдвиге. Рабочая жидкость в гидроприводе должна предотвращать контактирование и схватывание трущихся поверхностей при малых скоростях скольжения в условиях граничного режима смазывания. Другими словами, рабочая жидкость должна, во-первых, обладать противозадирными свойствами и, во-вторых, уменьшать износ поверхностей трения, создавая гидродинамический режим смазки, т. е. обладать противозадирными свойствами.

Улучшение химических и физических свойств жидкостей достигается добавлением к основе в небольшом количестве противозадирных и противознос-

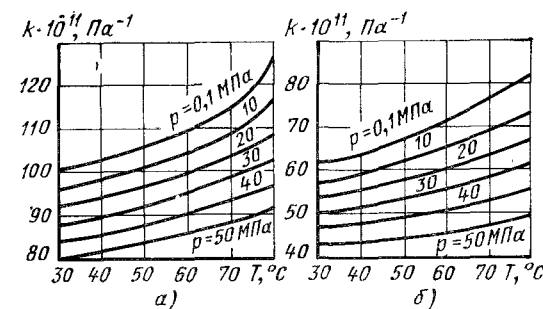


Рис. 2.5. Зависимости коэффициентов сжимаемости гидравлических масел ВМГЗ (а) и МГ-30 (б) от давления и температуры

ных присадок. Положительное влияние противозадирных присадок основано на химическом взаимодействии с металлом, в результате чего на трущихся поверхностях образуется плотная пленка из продуктов реакции металла. Противозадирные присадки предотвращают схватывание и уменьшают износ. Их влияние основано на химическом взаимодействии трущихся участков сопряженных поверхностей при высокой температуре. В результате реакции присадки с металлом между трущимися поверхностями образуется низкоплавленный сплав, благодаря пластическому течению которого обеспечивается перераспределение нагрузки, предотвращаются задиры, наволакивания и изнашивание металла. Уменьшение трения и небольшие объемные потери через зазоры между сопряженными поверхностями являются важнейшими требованиями, предъявляемыми к рабочим жидкостям.

Стабильность свойств — это способность жидкости сохранять рабочее состояние в течение заданного времени при изменении первоначальных свойств в допустимых пределах. Стабильность характеризуется антиокислительной способностью и однородностью рабочей жидкости. В процессе эксплуатации не должны выделяться продукты окисления в виде нерастворимых осадков. Стабильность против окисления жидкости при повышенной температуре оценивается по кислотному числу и осадку после окисления. Кислотное число используется для определения старения жидкости по ГОСТ 5985—79. Стабильность против окисления достигается введением 0,2—0,5 % присадки «ионол» (трикрезолной и бутиленовой фракции газов крекинга).

В рабочие жидкости вводят многофункциональную присадку ДФ-11, обеспечивающую антиокислительные и противозадирные свойства и представляющую собой 50 %-ный раствор диалкилдитиофосфатцинка в веретенном масле. При введении присадки ДФ-11 улучшаются и антикоррозионные свойства. Для их улучшения вводят также ингибиторы ржавления. Антикоррозионные свойства определяют по изменению состояния поверхности металлических пластинок (ГОСТ 2917—76).

Антипенные свойства характеризуют способность рабочей жидкости выделять воздух или другие газы без образования пены. Эту способность определяют по времени исчезновения пены после подачи в жидкость распыленного воздуха или прекращения перемешивания. Способность противостоять пенообразованию усиливают добавлением антипенной присадки ПМС-200А (полиметилсилоксана) в малом количестве — 0,003—0,005 %.

Стойкость рабочей жидкости к образованию эмульсии характеризуется способностью ее расслаиваться и отделяться от попавшей в нее воды. Добавлением в жидкость деэмульгаторов — веществ, разрушающих масляные эмульсии, — понижают поверхностное натяжение пленки на границе раздела воздух — жидкость и предотвращают смешивание рабочей жидкости с водой.

Совместимость рабочих жидкостей с металлами, из которых изготовлено гидрооборудование, характеризуется отсутствием коррозии, а также стабильностью физико-химических свойств самой жидкости. Совместимость с резиновыми техническими деталями проверяют по показателю допустимого набухания резины или показателю потери ее массы в рабочей жидкости. Для оценки сов-

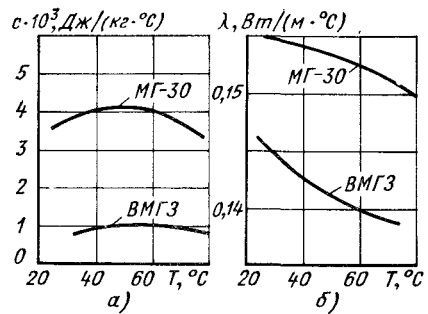


Рис. 2.6. Зависимости удельной теплоемкости (а) и теплопроводности (б) гидравлических масел ВМГЗ и МГ-30 от температуры при давлении 0,1 МПа

местимости рабочей жидкости с резиной используют стандартную резину УИМ-1.

Удельная теплоемкость жидкости c — количество теплоты, необходимое для повышения температуры единицы массы на 1°C , — характеризует интенсивность повышения температуры в гидросистеме. Единицей удельной теплоемкости является $1 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

С повышением температуры удельная теплоемкость рабочих жидкостей изменяется незначительно (рис. 2.6), но рабочая жидкость МГ-30, вязкость которой в 3 раза больше вязкости рабочей жидкости ВМГЗ, имеет в 4 раза более высокие значения удельной теплоемкости.

Теплопроводность жидкости λ — это количество теплоты, которое проходит за единицу времени через единицу поверхности на единицу толщины слоя. Единица теплопроводности — $1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Теплопроводность жидкостей ВМГЗ и МГ-30 с повышением температуры уменьшается.

2.3. ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ОСНОВНЫХ СОРТОВ И ИХ ЗАМЕНИТЕЛЕЙ, РЕКОМЕНДУЕМЫХ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ

В соответствии с междуведомственными техническими условиями в мобильных машинах и стационарном промышленном гидрооборудовании, эксплуатируемых на открытом воздухе и в помещении при температуре от плюс 45 до минус 40°C , следует применять не более двух сортов рабочих жидкостей.

Гидравлическое масло ВМГЗ (ТУ 38-101479—74) предназначено для всесезонной эксплуатации в строительных, дорожных, коммунальных, лесозаготовительных и других мобильных машинах с гидроприводом и в промышленном гидрооборудовании в районах Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока, а также в качестве сезонного сорта в районах умеренного климата в интервале температур от минус 58 до плюс 70°C в зависимости от типа применяемого насоса (табл. 2.1). В состав ВМГЗ входит глубокоочищенная низкозастывающая дистиллятная фракция из перспективных сернистых нефтей с композицией присадок, обеспечивающих необходимые вязкостные, антиокислительные, противоизносные, антикоррозионные, низкотемпературные и антипенные свойства. Это масло совместно с резинотехническими изделиями, входящими в комплект гидравлического оборудования, и не токсично.

Применение гидравлического масла ВМГЗ позволяет значительно расширить географическую зону надежной эксплуатации машин, отказаться от использования более 10 сортов масел, созданных для других целей (индустриальных И-12, ИС-12, ИГП-12, веретенных АУ и АУП, трансформаторных ЭШ-406-5, МВП, АМГ-10, МГЕ-10А и др.), обеспечить пуск гидропривода при низких температурах без предварительного разогрева и круглогодичную эксплуатацию машин с гидроприводом в северных и северо-восточных районах без сезонной смены рабочей жидкости.

Срок эксплуатации гидравлического масла ВМГЗ без замены составляет 3500—4000 ч работы, т. е. в 2—3 раза превышает срок эксплуатации других специальных масел.

Гидравлическое масло МГ-30 (ТУ 38—10150—79) предназначено для применения в объемных гидроприводах строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин и стационарного промышленного оборудования в качестве летнего сорта в районах умеренного климата и всесезонного сорта в юж-

ных районах страны в интервале температур от -20 до $+75^\circ\text{C}$, в зависимости от типа применяемого насоса (см. табл. 2.1).

Гидравлическое масло МГ-30 разработано на базе индустриальных масел И-30А (ГОСТ 20799—75) селективной очистки из восточных нефтей, отличающихся повышенным индексом вязкости, и имеет антиокислительную, антипенную присадки и депрессатор, понижающий температуру застывания. Масло МГ-30 отличается хорошей смазывающей способностью, стойкостью против образования и отложения смолистых осадков, а также против вспенивания; удовлетворительно защищает металлические поверхности от коррозии.

Применение гидравлического масла МГ-30 обеспечивает всесезонную эксплуатацию мобильных машин во многих районах страны без его замены в течение 3500—4000 ч и позволяет заменить более 20 сортов специальных масел — индустриальных И-30, ИС-30, ИГ-30, ИГП-30; турбинных ТТ-22, ТТ-20 (УТ), ВНИИ НП-403; дизельных Дп-11, Дп-8, Д-11, ДСп-8, АС-6, АС-8; моторных АКЗП-6, АКЗП-10, АКП-10, АСП-6, АСП-10, АК-15, МС-14, МС-20; цилиндровых 24, 38 и др.

Показатели свойств гидравлических масел ВМГЗ и МГ-30, предназначенных для применения в гидросистемах в качестве основных сортов, приведены в табл. 2.2 При отсутствии основных сортов рабочих жидкостей допускается использование заменителей.

В гидросистемах машин с шестеренными насосами допускается использование дизельных масел (ГОСТ 8581—78, ТУ 38-1-210—68 и др.), имеющих при 50°C вязкость 60—70 $\text{мм}^2/\text{с}$ для летнего сорта и 40—50 $\text{мм}^2/\text{с}$ — для зимнего.

Температурные пределы применения рабочих жидкостей при номинальных значениях основных параметров гидрооборудования устанавливаются для каждой гидросистемы отдельно с учетом конструктивных особенностей насоса. Зависимости вязкостей рабочих жидкостей от температуры при атмосферном давлении приведены на рис. 2.7.

Использование в гидросистемах мобильных машин и промышленного

2.1. Температурные пределы (°C) применения основных рабочих жидкостей и их заменителей

Температура эксплуатации	Насос			
	шестеренный типа НШ		аксиально-поршневой	
	Режим эксплуатации			
Отрицательная	ВМГЗ ТУ 38-101479—74 (основная)	АУ, ГОСТ 1642—75 (заменитель)	пластинчатый (лопастный)	
			кратко-временный	длительный
Положительная	МГ-30 ТУ 38-10150—79 (основная)	И-30А ГОСТ 20799—75 (заменитель)	аксиально-поршневой	
			кратко-временный	длительный
Отрицательная	ВМГЗ ТУ 38-101479—74 (основная)	АУ, ГОСТ 1642—75 (заменитель)	пластинчатый (лопастный)	
			кратко-временный	длительный
Положительная	МГ-30 ТУ 38-10150—79 (основная)	И-30А ГОСТ 20799—75 (заменитель)	аксиально-поршневой	
			кратко-временный	длительный

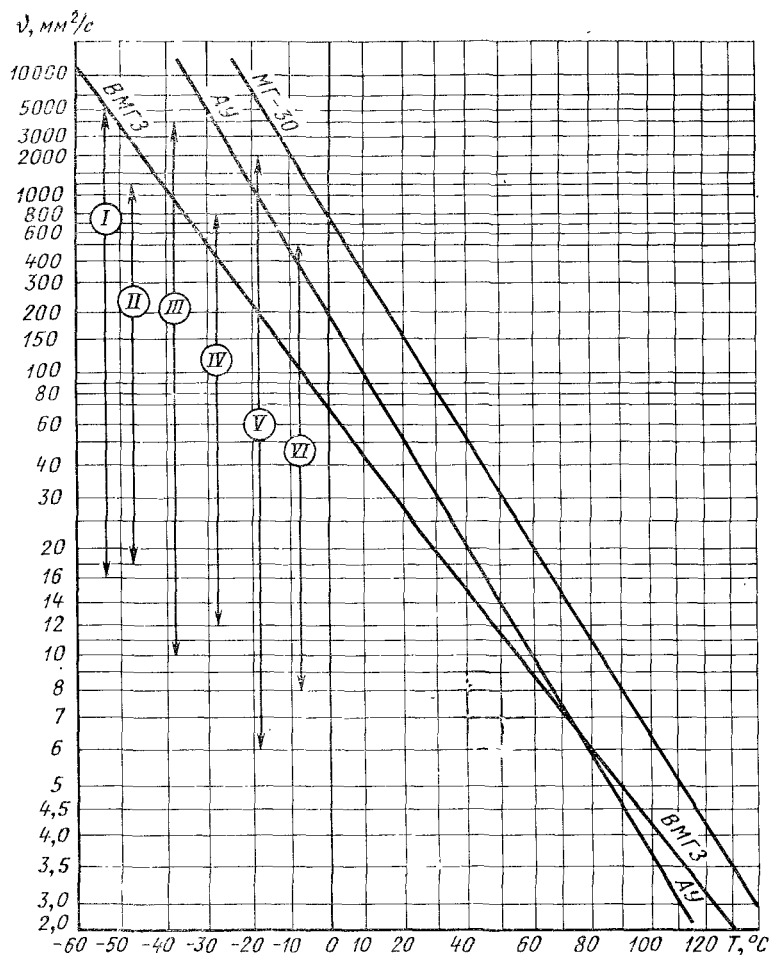


Рис. 2.7. Зависимости вязкости гидравлических масел от температуры [стрелками указаны пределы применения рабочих жидкостей по вязкости для насосов шестеренных типа НШ (I), пластинчатых (III) и аксиально-поршневых (V) при кратковременной эксплуатации и для этих же насосов (соответственно II, IV, VI) при длительной эксплуатации]

2.2. Характеристика рабочих жидкостей

Показатель	Рабочая жидкость			
	основная		заменитель	
	ВМГЗ	МГ-30	АУ	И-30А
Кинематическая вязкость (мм ² /с) при температуре:				
+100 °С, не ниже	4,3	6,3	3,9	6,2
+50 °С, не ниже	10	28	12	28
-15 °С, не выше	150	4000	650	—
-40 °С, не выше	1500	—	20 000	—
-50 °С, не выше	4000	—	—	—

Показатель	Рабочая жидкость			
	основная		заменитель	
	ВМГЗ	МГ-30	АУ	И-30А
Индекс вязкости, не менее	130	85	—	85
Температура застывания, °С, не выше	-60	-35	-45	-15
Температура вспышки в открытом тигле, °С, не ниже	135	190	163	190
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла (без присадок)	0,05	0,06	0,07	0,05
Содержание водорастворимых кислот, щелочей, механических примесей и воды	Отсутствуют			
Содержание серы, %, не более	—	1	—	1
Зольность, %, не более	0,2	—	0,005	0,005
Испытание на коррозию в течение 3 ч при 100 °С пластинок из стали 50 или сталей, близких к ней, по ГОСТ 1050—74 и пластинок из меди марки М-2 по ГОСТ 859—78	Выдерживают			
Изменение массы резины УИМ-1 ВТР № 01—65 после воздействия масла в течение 72 ч при 80 °С, %	4—7,5	2—4	—	—
Плотность при +20 °С, г/см ³ , не более	0,855	0,890	0,886—0,896	0,916

оборудования только двух основных рабочих жидкостей ВМГЗ и МГ-30 позволяет существенно уменьшить их расход, сократить дополнительные затраты на транспортирование и хранение, повысить ресурс гидрооборудования (главным образом, вследствие уменьшения загрязнения гидросистем при смене рабочих жидкостей), обеспечить работоспособность гидропривода в широком диапазоне изменения температуры окружающей среды.

2.4. ТРЕБОВАНИЯ К ПОСТАВКЕ, ХРАНЕНИЮ И ЗАПРАВКЕ ГИДРОСИСТЕМ РАБОЧИМИ ЖИДКОСТЯМИ

При поставке рабочих жидкостей потребителям содержание в них механических примесей не должно превышать 0,005 % по массе. В составе механических примесей, представляющих собой твердые и полутвердые продукты окислительной полимеризации компонентов присадок и масел, не должно быть абразивных частиц типа песка и т. п.

При транспортировании, хранении и при заправке гидросистем машин рабочие жидкости загрязняются, главным образом, продуктами неорганического происхождения (например, двуокисью кремния SiO_2 и окисью алюминия Al_2O_3 , являющимися основными компонентами почвенной пыли).

Для предохранения рабочих жидкостей от загрязнения они должны доставляться с нефтебазы к месту эксплуатации машин без переливания из одной тары в другую. Принимать на хранение рабочую жидкость нужно после проверки соответствия ее показателей (вязкости, температуры застывания, содержания воды и механических примесей, корродирующего действия на металлические пластинки, цвета и однородности состава) при выборочном анализе пробы паспортным данным завода-изготовителя или нефтебазы. Поступившую на хранение рабочую жидкость следует сливать в чистую емкость, оборудованную трубопроводами для заполнения и краном для раздачи, а также герметически закрываемым люком для периодической очистки.

Гидросистемы машин необходимо заправлять рабочей жидкостью только с помощью насоса через фильтр тонкой очистки с бумажными фильтроэлементами «Реготмас» либо через фильтры из тканей «Фильтросванбой» или два слоя сатина (фланели). Хорошие результаты дает применение заправочных агрегатов

типа 03-1552 (НАР-2Т), установленных на специальных тележках и позволяющих заполнять гидросистемы непосредственно из бочки или цистерны.

Наиболее рациональными являются заправка и дозаправка гидросистем машин рабочей жидкостью в условиях эксплуатации с помощью маслозаправщиков на базе грузовых автомобилей.

3

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

3.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

К объемным гидромашинам (ГОСТ 17752—81) относятся насосы и насосы-моторы, рабочий процесс которых основан на попеременном заполнении рабочей камеры рабочей жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры (табл. 3.1). Под рабочей камерой принято понимать емкость, ограниченную рабочими поверхностями деталей гидромашин, периодически изменяющую свой объем и попеременно сообщаемую с каналами, подводящими и отводящими рабочую жидкость.

Насос предназначен для преобразования механической энергии приводного двигателя в энергию потока рабочей жидкости.

В гидроприводах мобильных машин применяют роторно-вращательные и роторно-поступательные насосы, которые по виду рабочих органов разделяют на шестеренные, шиберные (пластинчатые) и поршневые. По углу ротора с рабочими органами различают радиальные и аксиальные роторно-поршневые насосы. По механизму передачи движения радиально-поршневые насосы классифицируют на кулачковые и кривошипные, а аксиально-поршневые — с наклонным блоком и с наклонным диском.

Роторные насосы могут быть выполнены с нерегулируемым и регулируемым рабочим объемом и предназначены для работы как в режиме объемного насоса, так и в режиме объемного гидромотора (насоса-мотора) с реверсивным, нереверсивным направлениями вращения и с постоянным и реверсивным направлениями потока.

В объемных гидроприводах мобильных машин широко применяют обратимые аксиально-поршневые насосы, предназначенные для использования как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.








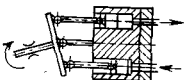

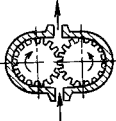
Гидромотор служит для преобразования энергии потока рабочей жидкости, развиваемой насосом, в энергию вращения выходного вала, чтобы привести в действие исполнительный механизм машины.



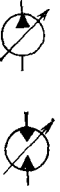

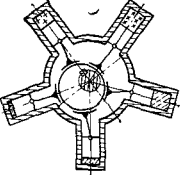
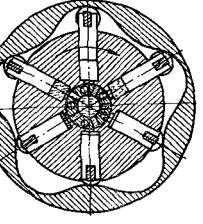
Роторные гидромоторы классифицируют (ГОСТ 17752—81) по конструкции рабочей камеры на шестеренные, винтовые, шиберные и поршневые, обладающие принципиальной обратимостью. По числу рабочих циклов в каждой рабочей камере за один оборот выходного вала гидромоторы разделяют на однократного (одноходовые) или многократного (многоходовые) действия. В гидроприводах мобильных машин наиболее часто применяют реверсивные по направлению вращения аксиально-поршневые и радиально-поршневые гидромоторы с нерегулируемым и реже с регулируемым рабочим объемом.

Насосами и гидромоторами с регулируемым рабочим объемом в отечественных мобильных машинах с гидроприводом служат лишь аксиально-поршневые, обеспечивающие бесступенчатое регулирование частоты вращения исполнительных механизмов с минимальными потерями энергии.

Гидромоторы, используемые при большой частоте вращения, условно называют средне- или высокооборотными (низкомоментными). Для классификации роторных гидромоторов по частоте вращения применяют критерий, называемый коэффициентом быстроходности $n_s = V/n$, где V — рабочий объем, n — частота вращения.

3.1. Основные определения и обозначения гидромашин (ГОСТ 17398—72 и ГОСТ 17752—81)

Термин	Определение	Условное обозначение или схема
Насос постоянной подачи	Объемная гидромашинна с нерегулируемым рабочим объемом:	
	а) с постоянным направлением потока	
	б) с реверсивным потоком	
Насос с регулируемой подачей	Объемная гидромашинна с регулируемым рабочим объемом:	
	а) с постоянным направлением потока	
	б) с реверсивным потоком	
Насос-мотор нерегулируемый	Объемная гидромашинна с нерегулируемым рабочим объемом предназначена для работы как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора:	
	а) при одном и том же направлении потока	
	б) при различных направлениях потока	
	в) при любом направлении потока	
Насос-мотор с наклонным блоком	Аксиально-поршневой насос-мотор, в котором движение выходного звена осуществляется благодаря наличию угла между осью блока цилиндров и осью выходного звена	
Насос-мотор с наклонным диском	Аксиально-поршневой насос-мотор, в котором движение выходного звена осуществляется благодаря связи или контакту поршней с плоским торцом диска, наклонным к оси блока цилиндров	
Насос шестеренный	Роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес и корпуса	

Термин	Определение	Условное обозначение или схема
Насос пластинчатый	Шиберный насос, у которого шиберы выполнены в виде пластин	
Гидромотор	Объемный гидродвигатель с неограниченным вращательным движением выходного звена	
Гидромотор регулируемый	Гидромотор с регулируемым рабочим объемом: а) с постоянным направлением потока, в котором частота вращения вала изменяется при изменении величины потока; б) с реверсивным потоком, в котором направление и частота вращения вала изменяются при переменной величине и направлении потока	
Гидромотор нерегулируемый	Гидромотор с нерегулируемым рабочим объемом: а) с постоянным направлением потока, у которого частота вращения вала изменяется при переменном потоке; б) с реверсивным потоком, у которого вал может вращаться в обе стороны с частотой, зависящей от величины потока	
Гидромотор однократного действия	Гидромотор, у которого в каждой рабочей камере совершается один рабочий цикл за один оборот выходного вала	
Гидромотор многократного действия	Гидромотор, у которого в каждой рабочей камере совершаются два или более рабочих циклов за один оборот выходного вала	

Для оценки быстроходности гидромоторов с учетом развиваемого крутящего момента используют зависимость

$$n_s = 2\pi M / (\Delta p n),$$

где M — момент на валу гидромотора; Δp — перепад давления на входе в гидромотор и выходе из него; n — частота вращения вала гидромотора.

Гидромоторы, предназначенные для создания большого крутящего момента M при малой угловой скорости ω , принято условно называть высокомоментными.

3.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОМАШИН И ЗАВИСИМОСТИ МЕЖДУ НИМИ

Основными параметрами насоса или гидромотора являются рабочий объем V , номинальное давление $p_{ном}$ и частота вращения $n_{ном}$, а производными — подача Q_n и мощность N_n для насоса, расход рабочей жидкости Q_m и крутящий момент M для гидромотора, а также полный КПД гидромашин η .

Теоретическая подача насоса или расход гидромотора пропорциональны рабочему объему и частоте вращения:

$$Q_T \sim Vn.$$

В действительности указанная пропорциональность отсутствует вследствие объемных потерь рабочей жидкости, поэтому действительная подача Q_n всегда меньше теоретической. Объемные потери характеризуются внутренними перетечками рабочей жидкости в гидромашине из полости высокого давления (нагнетания) в полость низкого давления (всасывания) и наружными утечками через зазоры из корпуса по дренажному трубопроводу во всасывающую гидролинию или в бак. По мере изнашивания сопрягаемых деталей и увеличения зазора между ними объемные потери увеличиваются. Они также возрастают при повышении перепада давления и уменьшении вязкости рабочей жидкости. Следовательно, увеличение объемных потерь вызывает уменьшение объемного КПД η_V , представляющего собой отношение действительной подачи насоса к теоретической:

$$\eta_V = Q_n / Q_T.$$

Тогда действительная подача

$$Q_n = V_n n_n \eta_V,$$

где V_n — рабочий объем насоса; n_n — частота вращения насоса.

При предварительных и приемочных испытаниях подачу, приведенную к частоте вращения насоса, рассчитывают по формуле

$$Q_n = Q_{изм} n_n / n_{изм},$$

где n_n — частота вращения, к которой приведена подача; $n_{изм}$ — частота вращения насоса, при которой измерялась подача $Q_{изм}$.

При измерении подачи расходомерами коэффициент подачи следует определять так

$$K_Q = a i_p / i_n \text{ или } K_Q = 10^3 Q_{изм} / (V_n n_{изм}),$$

где a — коэффициент, $a = V_p i_{п1} / (V_n i_{р1})$ (здесь V_p — рабочий объем расходомера, см³; $i_{п1}$ и $i_{р1}$ — число импульсов на валах соответственно насоса и расходомера за один оборот); i_p и i_n — число импульсов соответственно на валах расходомера и насоса за время измерений.

Теоретическая мощность насоса или гидромотора

$$N_T = Q_T \Delta p$$

пропорциональна подаче (расходу) и перепаду давления на входе и выходе из гидромашин. Но если известны крутящий момент M_T и угловая скорость гидромашин, то $N_T = M_T \omega_T$.

Сопоставляя выражения теоретической мощности, находим крутящий момент на валу гидромашин:

$$M_T = Q_T \Delta p / \omega_T,$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад давления в подводящем и отводящем трубопроводах.

Мощность (кВт), необходимая для привода насоса (или гидромотора), всегда больше теоретической мощности на величину потерь:

$$N_{пр. н} = \Delta p Q_T / (61,2 \eta_n),$$

где Δp — в МПа, Q_T — в $\text{дм}^3/\text{с}$; $\eta_n = \eta_V \eta_{мех} \eta_r$ (здесь η_V — объемный КПД, учитывающий внутренние перетечки рабочей жидкости из полости нагнетания в полость всасывания и наружные утечки из корпуса через зазоры в сопряженных деталях; $\eta_{мех}$ — механический КПД, учитывающий потери, возникающие при вращении и перемещении рабочих деталей относительно друг друга; η_r — гидравлический КПД, учитывающий потери давления, возникающие при движении рабочей жидкости по внутренним каналам гидроборудования).

Полный КПД насоса определяется из отношения полезной мощности $N_{пн} = \Delta p Q_H$ к потребляемой, т. е.

$$\eta_n = N_{пн} / N_{пр. н}$$

Если измерен крутящий момент M_H , то КПД насоса определяют по формуле

в системе СИ

$$\eta_n = \frac{10^3 \Delta p Q_H}{2\pi M_H n_H} \approx 159,1 \frac{\Delta p Q_H}{M_H n_H},$$

в системе МКГСС

$$\eta_n = 1,591 \Delta p Q_H / (M_H n_H),$$

где Δp — в МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$); Q_H — подача насоса, л/мин; M_H — в Н·м ($\text{кгс}\cdot\text{м}$); n_H — частота вращения насоса, об/мин.

Действительный расход гидромотора

$$Q_M = V_M n_M / \eta_V,$$

где V_M — рабочий объем гидромотора; n_M — измеренная частота вращения гидромотора.

Мощность (кВт), потребляемая гидромотором,

$$N_{пр. м} = \Delta p Q_M / (61,2 \eta_{гм}),$$

где Q_M — подача, $\text{дм}^3/\text{с}$; $\eta_{гм}$ — гидромеханический КПД гидромотора, учитывающий гидравлические и механические потери.

При испытаниях объемный КПД гидромотора вычисляют по формуле

$$\eta_V = V_M n_M / (V_p n_p + q_M),$$

где V_p — рабочий объем расходомера; n_p — измеренная частота вращения расходомера; q_M — наружные утечки из гидромотора.

Коэффициент неравномерности вращения гидромотора

$$\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{ср}},$$

где ω_{\max} , ω_{\min} , $\omega_{\text{ср}}$ — соответственно максимальная, минимальная и средняя арифметическая частоты вращения в течение одного оборота.

Полезная мощность гидромотора $N_{п. м} = N_{пр. м} \eta_M$ (здесь КПД гидромотора $\eta_M = \eta_V \eta_{гм}$).

Гидромеханический КПД при испытаниях гидромоторов вычисляют по формуле $\eta_{гм} = M_M / M_T$ или в системе СИ

$$\eta_{гм} = M_M 10^3 / (159 \Delta p V_M);$$

в системе МКГСС

$$\eta_{гм} = M_M 10^3 / (1,59 \Delta p V_M),$$

где M_M — действительный (эффективный) момент, развиваемый гидромотором, Н·м ($\text{кгс}\cdot\text{м}$); M_T — теоретический момент на валу гидромотора, Н·м ($\text{кгс}\cdot\text{м}$); Δp — перепад давления в гидромоторе, МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$); V_M — измеренный рабочий объем гидромотора, см^3 .

Действительный момент (Н·м), развиваемый гидромотором,

$$M_M = V_M \Delta p \eta_{гм} / (2\pi),$$

где V_M — в см^3 , Δp — в МПа.

Если известен крутящий момент (Н·м), то затрачиваемая мощность насоса и эффективная мощность гидромотора (кВт) могут быть определены из следующих соотношений:

$$N_{пр. н} = M_H n_H / 9740; \quad N_M = M_M n_M / 9740.$$

Полный КПД гидромотора

в системе СИ

$$\eta_M = M_M n_M / (1,59 \cdot 10^2 \Delta p Q_M);$$

в системе МКГСС

$$\eta_M = M_M n_M / (1,59 \Delta p Q_M),$$

где M_M — в Н·м ($\text{кгс}\cdot\text{м}$); n_M — в об/с (об/мин); Δp — в МПа ($\text{кгс}/\text{см}^2$); Q_M — в $\text{дм}^3/\text{с}$ (л/мин).

Подставляя измеренные значения исследуемых параметров в формулы, приведенные в табл. 3.2, подсчитывают КПД отдельных элементов и всей объемной гидропередачи.

Полный КПД объемной гидропередачи $\eta_{гп}$ учитывает объемные, гидравлические и механические потери в насосах и гидродвигателях, а также потери давления в гидролиниях, устройствах управления потоком рабочей жидкости, местных сопротивлений и характеризует эффективность объемной гидропередачи:

$$\eta_{гп} = \eta_V \eta_{гм}.$$

3.2. Формулы для определения КПД

Объект	Коэффициент полезного действия		
	объемный	гидромеханический	полный
Насос	$\frac{V_p n_p}{V_H n_H}$	$\frac{V_H (p_1 - p_2)}{M_H \cdot 2\pi}$	$\frac{V_p n_p (p_1 - p_2)}{n_H M_H \cdot 2\pi}$
Гидромотор	$\frac{V_M n_M}{V_p n_p}$	$\frac{2\pi M_M}{V_M (p_3 - p_4)}$	$\frac{2\pi M_M n_M}{V_p n_p (p_3 - p_4)}$
Гидропередача	$\frac{V_M n_M}{V_H n_H}$	$\frac{V_H M_M (p_1 - p_2)}{V_M M_H (p_3 - p_4)}$	$\frac{n_M M_M (p_1 - p_2)}{n_H M_H (p_3 - p_4)}$

Обозначения. M_M и M_H — крутящие моменты на валу гидромотора и насоса; p_1 и p_2 — давления жидкости на входе в насос и выходе из него; p_3 и p_4 — давления жидкости на входе в гидромотор и выходе из него.

Мощность, необходимая для привода объемной гидропередачи, представляет собой отношение эффективной мощности, развиваемой гидродвигателем, к полному КПД объемной гидропередачи:

$$N_{пр. гп} = N_{гд} / \eta_{гп}$$

Следовательно, эффективная мощность, отдаваемая гидродвигателем исполнительному механизму,

$$N_{гд} = N_{пр. гп} \eta_{гп}$$

3.3. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ГИДРОМАШИН РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

В объемных гидроприводах мобильных машин наиболее широко используют шестеренные и аксиально-поршневые, реже пластинчатые насосы и гидромоторы. Тип и исполнение гидромашин выбирают по основным параметрам с учетом назначения и условий эксплуатации.

Технический уровень гидромашин определяют по удельным показателям — металлоемкости (кг/кВт), энергоемкости (кВт/дм³) и техническому ресурсу. Кроме этого, важными показателями эксплуатационных свойств гидромашин являются работоспособность в широком интервале изменения температуры, диапазон регулирования и возможность дистанционного управления изменением (величиной) рабочего объема.

В связи с тенденцией повышения давления в гидросистемах мобильных машин для сравнительного анализа выбраны гидромашин, широко применяемые в гидроприводе мобильных машин с наиболее высоким номинальным давлением.

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы рассчитаны на наиболее высокие значения номинального и максимального давления. Для насосов других типов характерны более низкие значения давления.

Максимальные давление и частота вращения зависят от рабочего объема гидромашин (рис. 3.1). Наиболее четко выражена эта зависимость для гидромашин с рабочим объемом до 100—150 см³. Различные максимальные значения давления и частоты вращения объясняются конструктивными особенностями гидромашин и прежде всего величиной зазоров сопряженных деталей качающего узла и гидравлическим сопротивлением всасывающей гидролинии. Сравнительными испытаниями насосов различных типов в одинаковых условиях установлено, что шестеренные и пластинчатые насосы обладают лучшей всасывающей способностью и могут работать на более вязкой жидкости, чем аксиально-поршневые. Однако в связи с тем, что шестеренные и пластинчатые насосы имеют большие зазоры в качающем узле, они более чувствительны к изменению вязкости рабочей жидкости и не способны создавать высокое давление, особенно при положительных температурах маловязкой рабочей жидкости.

Для одноступенчатых насосов, применяемых в аналогичных условиях, меньшие удельные показатели металлоемкости (0,14—6,8 кг/кВт) имеют пластинчатые,

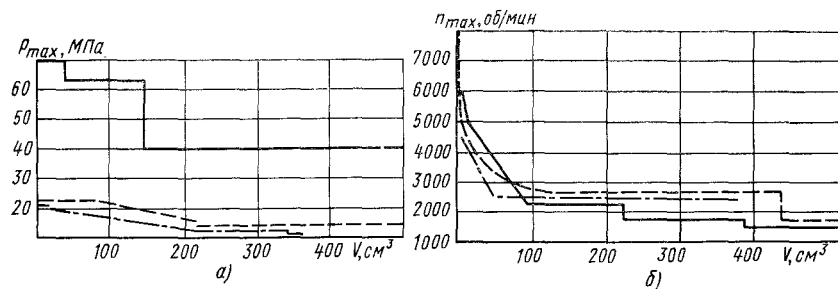


Рис. 3.1. Зависимость максимального давления (а) и максимальной частоты вращения (б) от рабочего объема аксиально-поршневого (сплошная линия), шестеренного (штриховая линия), пластинчатого (штрих-пунктирная линия) насоса

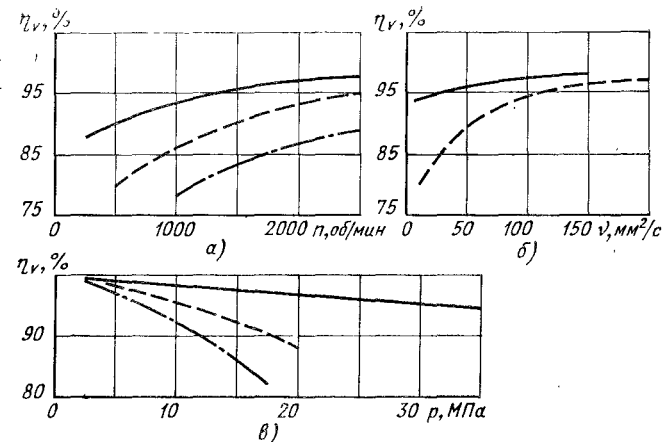


Рис. 3.2. Зависимости объемного КПД η_v от частоты вращения n (а), кинематической вязкости ν (б), давления p (в), для насосов различных типов (см. обозначения к рис. 3.1)

средние (0,2—13,6 кг/кВт) — шестеренные и большие (0,41—20,4 кг/кВт) — аксиально-поршневые. Наиболее важными эксплуатационными показателями гидромашин являются их объемный (рис. 3.2) и полный (рис. 3.3) КПД.

Аксиально-поршневые насосы имеют более высокий полный КПД, по сравнению с КПД шестеренных и пластинчатых насосов. Объемный КПД аксиально-поршневых насосов начинает заметно снижаться только при вязкости рабочей жидкости менее 10 мм²/с, для пластинчатых насосов этот предел вязкости составляет 50—80 мм²/с, а для шестеренных — 80 мм²/с.

Сравнительная оценка основных параметров гидромашин различных типов показывает, что каждый из них имеет определенные преимущества и недостатки. Поэтому конструкторы, создающие гидромашин, должны определить область их использования, целесообразную с технической и экономической точек зрения.

Шестеренные гидромашин широко используют в мобильных машинах небольшой мощности при низком и среднем давлении в гидросистеме. Они достаточно надежны в эксплуатации, менее требовательны к чистоте рабочей жидкости и имеют меньшую стоимость по сравнению со стоимостью гидромашин других типов.

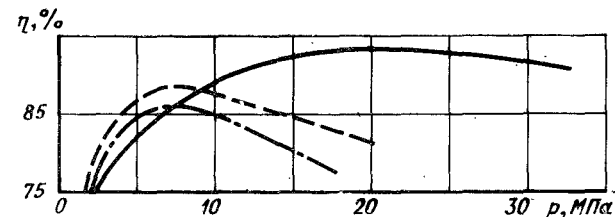


Рис. 3.3. Зависимости полного КПД от давления нагнетания для различных типов насосов с рабочим объемом 24—40 см³ при одинаковых частоте вращения, температуре и вязкости рабочей жидкости (см. обозначения к рис. 3.1)

Применение аксиально-поршневых гидромашин наиболее целесообразно при среднем и высоком давлении в гидросистемах мобильных машин и циклическом характере изменения внешней нагрузки. Дополнительные устройства обеспечивают реверсирование потока и изменение подачи.

В результате анализа современных конструкций аксиально-поршневых гидромашин установлено следующее.

1. Основным направлением совершенствования конструкций аксиально-поршневых гидромашин является улучшение энергетических показателей, главным образом, путем увеличения номинального давления, частоты вращения и угла наклона блока цилиндров. По критерию наименьшей стоимости объемного гидропривода максимальное давление следует повысить до 32—40 МПа. Частоту вращения можно повысить на 20—30 % путем создания избыточного давления во всасывающей гидролинии. Повышение частоты вращения связано также с необходимостью соединения насосов непосредственно с коленчатым валом двигателей внутреннего сгорания, а также увеличения мощности гидравлических приводов.

2. Аксиально-поршневые гидромашин с наклонным блоком цилиндров получили наиболее широкое применение в объемных гидроприводах машин, работающих в средних и тяжелых режимах внешних нагрузок с большой частотой включения. Их следует предпочитать при выборе перспективного типа гидромашин с учетом номинального давления, так как они более надежны в условиях переменных нагрузок и менее чувствительны к загрязнению рабочей жидкости, чем аксиально-поршневые гидромашин с наклонным диском.

Традиционная схема исполнения гидромашин с наклонным блоком цилиндров и торцовым распределением рабочей жидкости позволяет повысить номинальное давление до 32 МПа.

3. При выборе предпочтительной конструкции из наиболее распространенных конструкций аксиально-поршневых гидромашин следует учитывать, что при прочих равных условиях гидромашин с шатунной кинематикой имеют следующие преимущества:

возможность работы в насосном и моторном режимах с замкнутой и разомкнутой циркуляциями рабочей жидкости;

высокая всасывающая способность, обеспечивающая удовлетворительное заполнение рабочего объема при широком диапазоне изменения вязкости рабочей жидкости, что особенно важно для гидроприводов мобильных машин, эксплуатируемых на открытом воздухе при широком диапазоне изменения температуры;

относительно меньшая чувствительность к чистоте рабочей жидкости (могут надежно работать при тонкости фильтрации до 40 мкм);

возможность встраивания регуляторов давления и расхода, а также вспомогательного насоса для питания системы управления и подпитки.

В аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров использована унифицированная конструкция качающих узлов, различающихся лишь габаритными размерами. Это создает предпосылки для организации их массового производства на автоматических и поточных линиях, основанного на принципе специализации деталей и сборочных единиц.

3.4. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ СЕРИИ 200

Заводы Минстродормаша по техническим условиям ТУ 22-3444—75 серийно выпускают ряд аксиально-поршневых насосов с регулируемой и нерегулируемой подачей и реверсивных нерегулируемых гидромоторов. В основу ряда положена унифицированная конструкция качающего узла. Схема унификации аксиально-поршневых гидромашин приведена на рис. 3.4. Структура условного обозначения аксиально-поршневых гидромашин следующая:

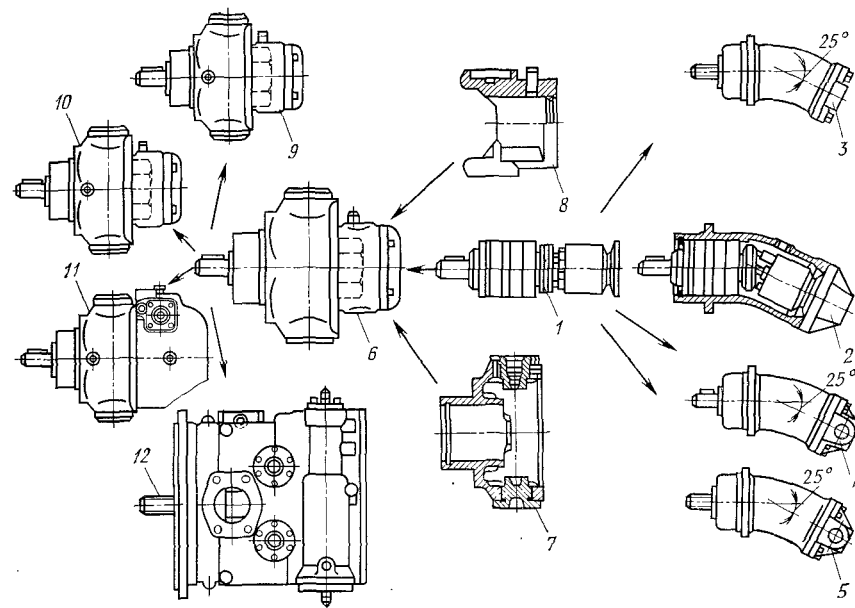
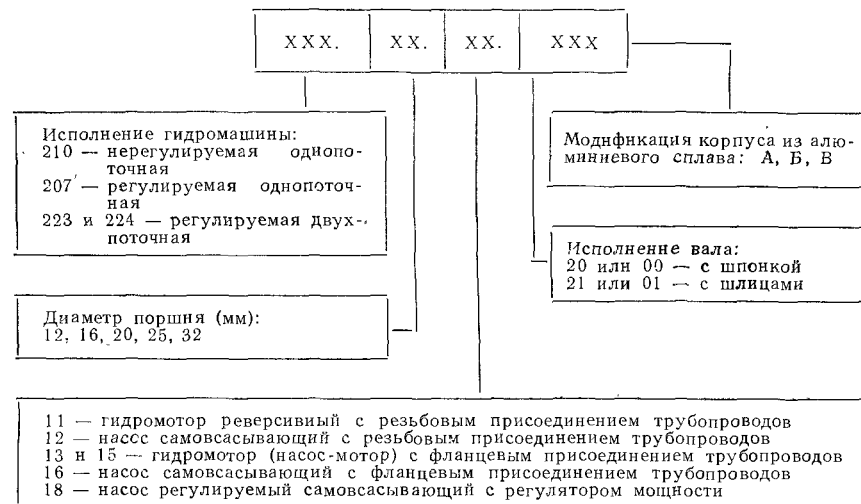


Рис. 3.4. Схема унификации аксиально-поршневых гидромашин:

1 — унифицированный качающий узел; 2 — гидромашинна типа 210; 3 — нерегулируемый реверсивный гидромотор с крышкой для присоединения трубопроводов посредством фланцев 210.XX.13.XXX; 4 — нерегулируемый самовсасывающий насос (нерегулируемый нереверсивный гидромотор) 210.XX.12.XXX; 5 — нерегулируемый реверсивный гидромотор (насос-мотор) с крышкой для присоединения трубопроводов посредством ввернутых штуцеров 210.XX.11.XXX; 6 — регулируемый насос типа 207; 7 — неподвижный корпус насоса; 8 — поворотный корпус; 9 — регулируемый реверсивный насос для гидросистем с замкнутой циркуляцией 207.XX.11.XXX; 10 — регулируемый самовсасывающий насос для гидросистем с разомкнутой циркуляцией 207.XX.16.XXX; 11 — регулируемый самовсасывающий насос с регулятором мощности 207.XX.18.XXX; 12 — двойной регулируемый самовсасывающий насос со встроенным регулятором мощности типа 223

3.4.1. Нерегулируемые насосы и гидромоторы типа 210

По принципу действия аксиально-поршневые насосы и гидромоторы типа 210 являются обратимыми гидромашинами.

Качающий узел (рис. 3.5, а) гидромашин состоит из приводного вала 1, семи поршней 12 с шатунами 11, радиального 14 и сдвоенного радиально-упорного 13 шарикоподшипников, блока цилиндров 8, децентрируемого сферическим распределителем 9 и центральным шипом. От осевого перемещения внутренние кольца подшипников удерживаются двумя пружинными кольцами 15, втулкой 3 и стопорным кольцом 2. В передней крышке 16 установлено армированное манжетное уплотнение 17, опирающееся на термообработанную втулку 18.

Центральный шип 5 опирается с одной стороны сферической головкой на гнездо во фланце вала, а с другой — на бронзовую втулку 10, запрессованную в распределитель 9.

В сферические гнезда фланца вала 1 установлены семь шатунов 11 и закреплены пластиной 4. На шатунах завальцованы семь поршней 12. Поршни находятся в блоке цилиндров 7. К внутренней поверхности крышки 20 (рис. 3.5, б) присоединен распределитель 9, два дугообразных паза которого совмещены с такими же пазами крышки 20. Сферическая поверхность блока цилиндров 8 с помощью тарельчатых пружин 6 (см. рис. 3.5, а) так прижата к сферической поверхности распределителя, что при вращении блока полости цилиндров в определенной последовательности совмещаются с дугообразными пазами распределителя.

Качающий узел установлен в корпусе 19 (см. рис. 3.5, б) и зафиксирован стопорным кольцом.

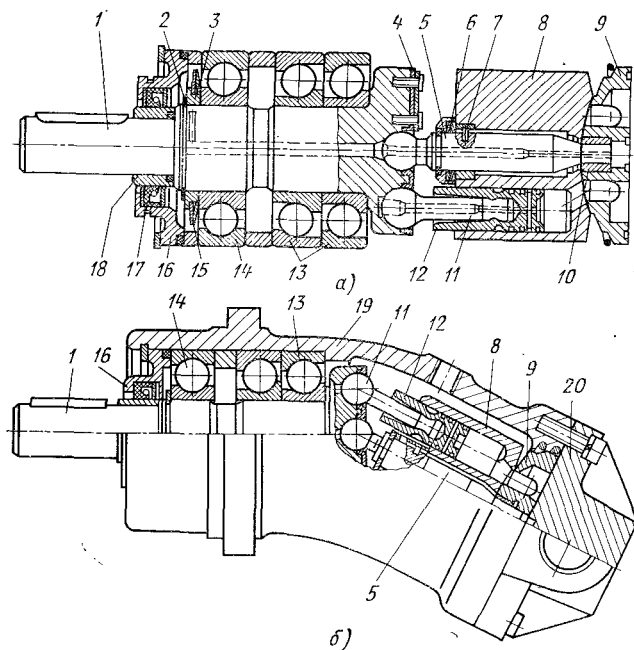


Рис. 3.5. Унифицированный качающий узел (а) и нерегулируемый аксиально-поршневой насос—мотор (б)

Вращение приводного двигателя через вал передается шатунам. Последние, опираясь на конические юбки поршней, приводят во вращение блок цилиндров относительно неподвижного распределителя.

Если ось центрального шипа 5 совпадает с осью вала 1, как показано на рис. 3.5, а, то при вращении вала поршни не совершают возвратно-поступательного движения и, следовательно, не нагнетают рабочую жидкость. Если блок цилиндров 8 вместе с центральным шипом 5 отклонить на некоторый угол от оси вала 1 (рис. 3.5, б), то при вращении блока поршни 12 будут совершать возвратно-поступательное движение в цилиндрах, всасывать и нагнетать рабочую жидкость через каналы в распределителе 9.

За один оборот приводного вала каждый поршень совершает один двойной ход; при этом поршень, выходящий из блока, засасывает рабочую жидкость в освобождаемый объем, а при движении в обратном направлении — вытесняет ее в напорную гидролинию. Количество рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, зависит от частоты вращения приводного вала.

При изменении угла и направления наклона блока цилиндров изменяются величина и направление потока рабочей жидкости. Если зафиксирован угол наклона блока цилиндров, то гидромашинка будет нерегулируемой, т. е. с постоянным рабочим объемом.

При работе объемной гидромашинки в режиме гидромотора жидкость поступает из гидросистемы в рабочие камеры блока цилиндров через отверстие в задней крышке 20 и полукольцевое отверстие в распределителе 9. Давление жидкости на поршни передается через шатуны, расположенные под углом 25° к фланцу приводного вала.

В месте контакта шатуна с валом осевая составляющая силы давления жидкости на поршень воспринимается радиально-упорными шарикоподшипниками 13, а тангенциальная создает крутящий момент на валу 1. Крутящий момент, развиваемый гидромотором, пропорционален рабочему объему и давлению, определяемому внешней нагрузкой (сопротивлением).

При изменении количества рабочей жидкости или направления ее подачи изменяются частота и направление вращения вала гидромотора.

Направление вращения насоса указано стрелкой на корпусе. Насос правого вращения может работать как гидромотор левого вращения. Для использования гидромотора в режиме насоса необходимо дополнительное согласование с заводом-изготовителем.

По специальному заказу могут быть изготовлены насосы левого вращения.

Нерегулируемые насосы и гидромоторы типа 210 изготавливают в конструктивных исполнениях, приведенных ниже:

насосы нерегулируемые самовсасывающие с резьбовым (12) или фланцевым (16) присоединением трубопроводов:

210.12.12.00*; 210.12.12.00В; 210.12.12.01*; 210.12.12.01В; 210.16.12.00*; 210.16.12.00В; 210.16.12.01; 210.16.12.01В; 210.20.12.20*; 210.20.16.20В; 210.20.12.21*; 210.20.16.21В; 210.25.12.20*; 210.25.16.20В; 210.25.12.21*; 210.25.16.21В;

гидромоторы нерегулируемые реверсивные с крышкой для присоединения трубопроводов с помощью ввертных штуцеров:

210.12.11.00*; 210.12.11.00А; 210.12.11.00В; 210.16.11.00*; 210.16.11.00В; 210.12.11.01*; 210.12.11.01А; 210.12.11.01В; 210.16.11.01*; 210.16.11.01В; 210.20.11.20*; 210.25.11.20*; 210.32.11.20; 210.20.11.21*; 210.25.11.21*; 210.32.11.21;

гидромоторы нерегулируемые реверсивные с присоединением трубопроводов с помощью фланцев:

210.12.13.00*; 210.12.13.01*; 210.16.13.00*; 210.16.13.01*; 210.20.13.20*; 210.20.13.20В; 210.20.13.21*; 210.20.13.21В; 210.20.15.21В**; 210.25.13.20; 210.25.13.20В; 210.25.13.21*; 210.25.13.21В; 210.32.13.20; 210.32.13.20В; 210.32.13.21; 210.32.13.21В

(гидромашинки, отмеченные знаком «*», поставляются по особому заказу, согласованному с заводом-изготовителем; гидромашинки, отмеченные знаком «**», изготавливают для эксплуатационных нужд, и при проектировании новых машин их применять не рекомендуется).

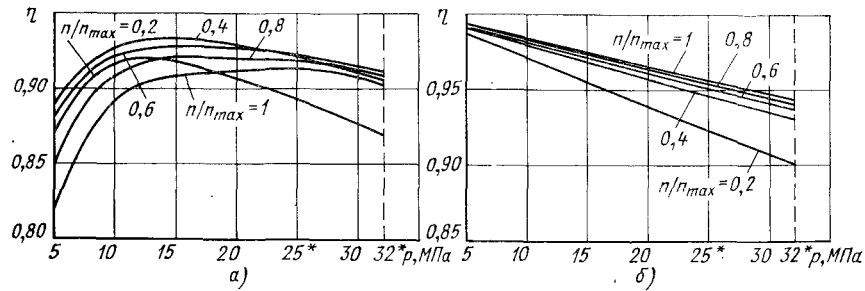


Рис. 3.6. Зависимости полного (а) и объемного (б) КПД аксиально-поршневых насосов типа 210 от давления для различных значений относительной частоты вращения n/n_{\max} при вязкости рабочей жидкости 33 мм²/с

Основные параметры гидромашин приведены в табл. 3.3.

Гидромашин, изготавливаемые по ТУ 22-3444-75, должны соответствовать требованиям ГОСТ 13823-78, ГОСТ 17411-81, ГОСТ 14892-69, ГОСТ 15151-69 и рабочей документации. ТУ 22-3444-75 распространяются на насосы и гидромоторы для районов с умеренным (У), холодным (ХЛ) и тропическим (Т) климатом (категория исполнения 1), в соответствии с ГОСТ 15150-69. Зависимости объемного и полного КПД нерегулируемых насосов типа 210 от давления при максимальном угле наклона блока ($\alpha_{\max} = 25^\circ$) показаны на рис. 3.6. Значения КПД при $p = 25$ и 32 МПа (отмечены звездочкой) соответствуют только насосам типоразмеров 210.12 и 210.16.

Зависимости гидромеханического КПД гидромоторов типа 210 от относительной частоты вращения для различных значений перепада давления показаны на рис. 3.7. Значение $\Delta p = 32$ МПа (отмечено звездочкой) соответствует гидромашинам с диаметром поршня 12 и 16 мм.

Универсальные (топографические) характеристики насосов 210.12.12.00А, 210.16.12.00В и гидромоторов 210.12.11.00А, 210.16.11.00В при вязкости рабочей жидкости 30 ± 3 мм²/с приведены на рис. 3.8. Сплошные линии соединяют точки одинаковых КПД, значения которых указаны над кривыми. Штриховые линии соответствуют постоянной относительной мощности ($N/N_{\max} = \text{const}$). На рис. 3.8, а наклонные (близкие к горизонтальным) прямые соответствуют постоянным значениям относительной подачи ($Q/Q_{\max} = \text{const}$) и относительной частоты вращения ($n/n_{\max} = \text{const}$). На рис. 3.8, б штрихпунктирные прямые указывают относительный расход ($Q/Q_{\max} = \text{const}$), горизонтальные — относительный момент, создаваемый гидромотором ($M/M_{\max} = \text{const}$), а кривые, близкие к горизонтальным, — давление на входе в гидромотор ($\Delta p = \text{const}$).

Габаритные и присоединительные размеры нерегулируемых гидромашин типа 210 приведены на рис. 3.9 и в табл. 3.4.

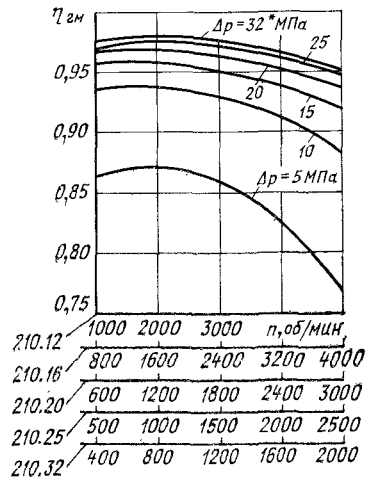


Рис. 3.7. Зависимости гидромеханического КПД гидромоторов типа 210 от относительной частоты вращения для различных значений перепада давления при вязкости рабочей жидкости 33 мм²/с

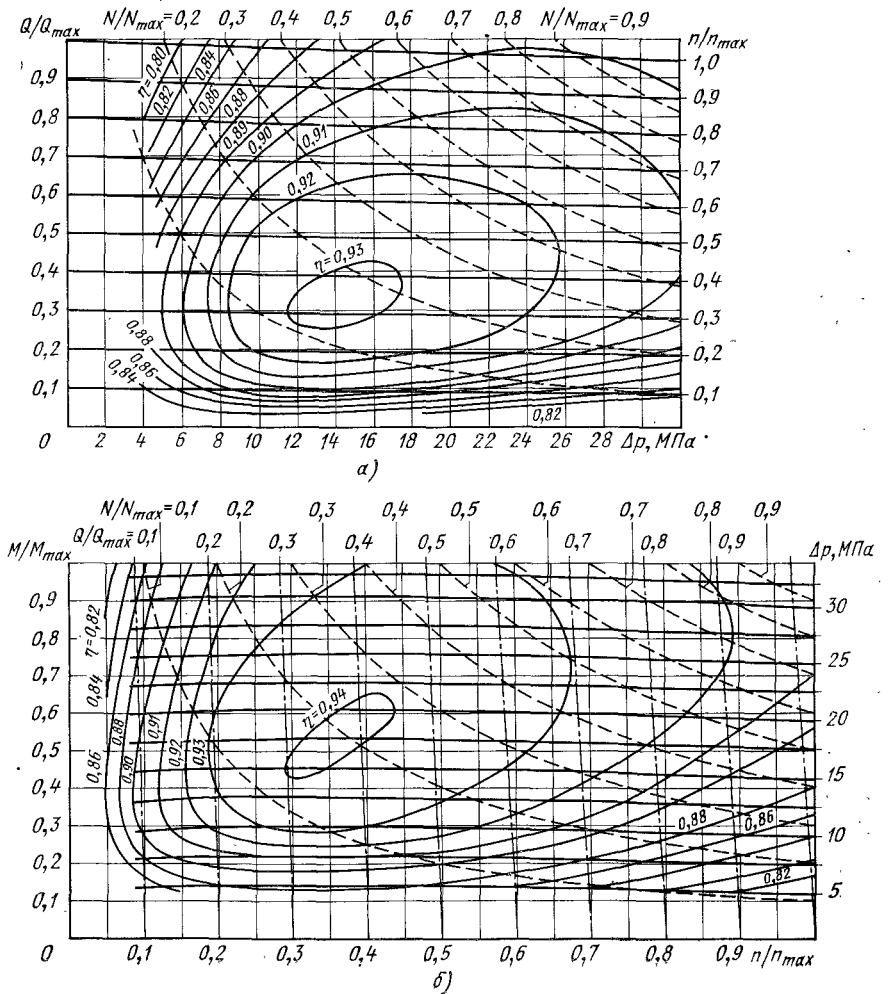


Рис. 3.8. Универсальные характеристики насосов 210.12.12.ХХА, 210.16.12.ХХВ (а) и гидромоторов 210.12.11.ХХА, 210.16.11.ХХВ (б)

3.3. Основные параметры аксиально-поршневых гидромашин

Параметр	Типоразмеры гидромашин						
	210.12	210.12.XX.X.XXB	210.16	210.16.XX.X.XXB	210.20 207.20 223.20 224.20	210.25	207.25 223.25 210.32
Рабочий объем (см³) гидромашин типов: 207; 210 223; 224	11,6	—	—	28,1	54,8 54,8 + 54,8	107	107 + 107
Давление на выходе из насоса, МПа: номинальное максимальное минимальное	16	20	16	32	20	20*	20*
Давление на входе в насос, МПа: максимальное для насосов типов: 207.XX.11.XXX; 210	—	—	—	—	1,6	—	—
207.XX.16.XXX; 207.XX.18.XXX; 223; 224	—	—	—	—	—	0,08	—
минимальное для насосов типов: 207.XX.11.XXX; 210.XX.11.XXX; 210.XX.13.XXX; 210.XX.15.XXX	—	—	—	—	0,2	—	—
210.XX.12.XXX; 210.XX.16.XXX	—	—	—	—	—	—	0,08
207.XX.16.XXX; 207.XX.18.XXX	—	—	—	—	—	—	—
223; 224	—	—	—	—	—	—	—
Номинальный перепад давления для гидромотора, МПа	16	20	16	20	0,07 (абсолютное)	0,08 (абсолютное)	0,09 (абсолютное)
Давление на входе в гидромотор, МПа: максимальное номинальное минимальное	16	20	16	32	20	—	—
Давление на выходе из гидромотора, МПа: максимальное минимальное	—	—	—	—	1,6	—	—
					Не регламентируется		

Максимальное давление Дре- нажа, МПа	2400	1920	1500	1200	1500	1200	960
Частота вращения, об/мин: номинальная	5000	4000	3150	2500	3150	2500	2000
максимальная:	5000	4000	3150	2500	2900	2250	1800
гидромоторов	—	—	—	—	—	—	—
насосов при максимальном да- влении на входе для типов: 207.XX.11.XXX; 210	4400	3500	2850	2200	2850	2200	1750
207.XX.16.XXX; 207.XX.18.XXX; 223; 224	—	—	—	—	—	—	—
насосов при минимальном да- влении на входе (1,6 МПа) для типов: 207.XX.11.XXX; 210.XX.11.XXX; 210.XX.13.XXX	2850	2300	1850	1400	1850	1400	—
210.XX.12.XXX; 210.XX.16.XXX	1500	1200	1950	1500	1950	1500	1200
207.XX.16.XXX	—	—	—	—	—	—	—
207.XX.18.XXX; 223; 224	—	—	—	—	—	—	—
при пуске в диапазоне вязко- сти 1000—1500 мм²/с	—	—	—	—	—	—	—
минимальная: для насосов	—	—	—	—	—	—	—
для гидромоторов	—	—	—	—	—	—	—
Номинальная подача насосов (л/мин) типов: 207, 210 223, 224	26,9	26,4	52,1	51,3	78,1 + 78,1	122,0	205,2
223, 224	28,8	29,3	55,9	56,8	86,5	122 + 122	227,4
Номинальный расход гидромо- тора, л/мин: Крутящий момент гидромо- тора, Н·м: номинальный страгивания	28,1 23,9	35,6 30,3	68 57,8	86,2 73,3	168 143	328 279	690 586
Номинальная мощность (кВт) насосов типов: 207, 210 223, 224	8 6,7	10 8,37	15,5 13	19,4 16,2	29,5 24,7	46,1 38,6	77,5 62,9
Номинальная эффективная мощность гидромоторов, кВт КПД в номинальном режиме: объемный для насосов гидромеханический Для гидромоторов	0,965 0,95	0,95 0,965	0,965 0,95	0,95 0,965	0,95 0,965	0,95 0,965	0,95 0,965
полный:	—	—	—	—	—	—	—

Параметр	Типоразмеры гидромашин					
	210.12	210.12.XX.XXB	210.16	210.16.XX.XXB	210.20 207.20 223.20 224.20	207.25 223.25
Для насосов типов: 207, 210 223, 224 Для гидромоторов Момент инерции вращающихся масс гидромотора, кг·м ² Приведенная к валу управляющая масса поворотного корпуса насосов типа 207, кг Максимальное линейное перемещение клапана управления от «нулевого» положения для насосов типа 207, мм Масса (без рабочей жидкости), кг, не более, гидромашин типов:	0,0005	0,0018	0,91 0,85 0,92	0,0056	0,0175	0,0546
207	5,5	—	—	—	—	—
210	4,4	—	12,5	—	—	14,0
210.XX.XX.XXA	—	—	9	—	—	100
210.XX.XX.XXB	—	—	—	—	—	80
210.XX.XX.XXB	—	4	—	8,1	—	—
223	—	—	—	—	—	—
224	—	—	—	—	—	—
223.25.XX.XXB	—	—	—	—	—	—
223.26.XX.XXL	—	—	—	—	—	—
207.20.XX.XXB	—	—	—	—	—	—
Характеристика рабочей жидкости: кинематическая вязкость, мм ² /с оптимальная при тонкости фильтрации, мм:	—	—	—	—	—	—
25	—	—	—	—	—	—
40	—	—	—	—	—	—
максимальная пусковая для гидромашин типов: 207, 223, 224	—	—	—	—	—	—
210	—	—	—	—	—	—
минимальная кратковременная при тонкости фильтрации, мм:	—	—	—	—	—	—
16—25	—	—	—	—	—	—
27—33	—	—	—	—	—	—
1500 **	—	—	—	—	—	—
1500	—	—	—	—	—	—
1500 **	—	—	—	—	—	—
1500	—	—	—	—	—	—
1500 **	—	—	—	—	—	—
1000	—	—	—	—	—	—
1300	—	—	—	—	—	—
1500 **	—	—	—	—	—	—
1500	—	—	—	—	—	—
1500 **	—	—	—	—	—	—
1000	—	—	—	—	—	—
75	—	—	—	—	—	—
40	—	—	—	—	—	—
40,1	—	—	—	—	—	—
49,9	—	—	—	—	—	—

25	8	—	—	—	—	—
40	10	—	—	—	—	—
температура, °С:	—	—	—	—	—	—
минимальная	—40	—	—	—	—	—
максимальная	+75	—	—	—	—	—
тонкость фильтрации, мкм:	—	—	—	—	—	—
номинальная	—	—	—	—	—	—
при заправке	—	—	—	—	—	—
Температура окружающей среды по ГОСТ 15150—69, °С для районов с климатом:	—	—	—	—	—	—
умеренным	—40—+40	—	—	—	—	—
холодным	—60—+40	—	—	—	—	—
тропическим	—10—+45	—	—	—	—	—
25	25	—	—	—	—	—
25	25	—	—	—	—	—
40	—	—	—	—	—	—
40	—	—	—	—	—	—

Примечание. Для насосов типов 223 и 224 указана частота вращения качающихся узлов.

* Для бронзового блока цилиндров номинальное и максимальное давления соответственно равны 16 и 25 МПа, объемный КПД равен 0,965.

** При вязкости рабочей жидкости более 1000—1500 мм²/с угол отклонения поворотного корпуса должен составлять не более 20° для насосов типоразмеров 207.25 и 223.25 и не более 16° для насосов типоразмера 207.32.

3.4. Габаритные и присоединительные размеры (мм) гидромашин типа 210

Размеры	210.12 (рис. 3.9, а)	210.12.XX.XXB (рис. 3.9, а)	210.16 (рис. 3.9, а)	210.16.XX.XXB (рис. 3.9, а)	210.20 (рис. 3.9, а) 210.20.XX.XXB (рис. 3.9, б)	210.25 (рис. 3.9, а) 210.25.XX.XXB (рис. 3.9, б)	210.32 (рис. 3.9, а) 210.32.XX.XXB (рис. 3.9, б)
L (не более) для:							
210.XX.11.XXX	229	241	290	305	379	473	583
210.XX.12.XXX	229	241	290	305	379	473	583
210.XX.13.XXX	229	—	290	—	360	449	589
l	40±1,0	40±1,0	50±1,0	50±1,0	60±1,0	80±1,5	100±1,5
l ₁	40±1,0	40±1,0	50±1,0	50±1,0	63±1,5	80±1,5	100±1,5
l ₂	50±0,3	50±0,3	62±0,4	62±0,4	77±0,4	90±0,4	112±0,4

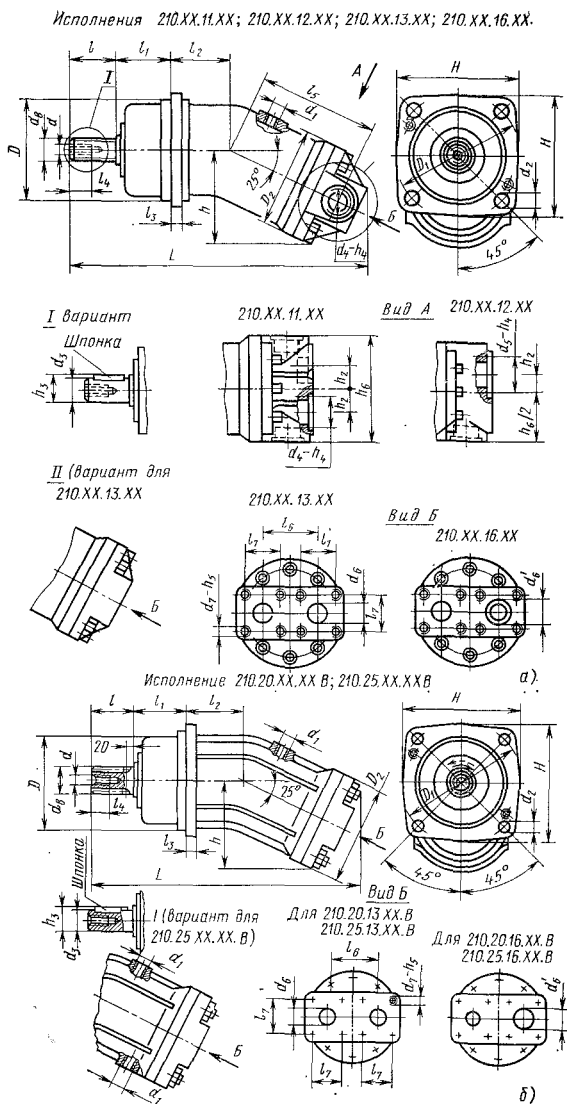
Продолжение табл. 3.4

Размеры	210.12 (рис. 3.9, а)	210.12.XX.XXB (рис. 3.9, а)	210.16 (рис. 3.9, а)	210.16.XX.XXB (рис. 3.9, а)	210.20 (рис. 3.9, а) 210.20.XX.XXB (рис. 3.9, б)	210.25 (рис. 3.9, а) 210.25.XX.XXB (рис. 3.9, б)	210.32 (рис. 3.9, а) 210.32.XX.XXB (рис. 3.9, б)
	l_3	12,5±0,2	16±0,2	20±0,3	25—0,52	31,5—0,62	
l_4	12±1	16±1,25	25±1,75	25±3,5	32±4,0		
l_5	90±0,3	118±0,3	150±0,5	190±0,5	230±0,6		
l_6	46±0,3	56±0,4	67±0,4	82±0,45	102±0,5		
l_7	32±0,1	40±0,1	48±0,1	60±0,1	75±0,2		
H	95±2,0	118±2,0	150±3,5	190±3,5	236±3,5		
h	75±1,5 87±1,5	95±1,5 108±1,5	118±1,5	149±3,0	185±3,0 234±3,0		
h_2	18±0,2	25±0,3	29±0,3	35,5±0,3	42,5±0,3		
h_3	22,5 \pm $\begin{smallmatrix} +0,012 \\ -0,280 \end{smallmatrix}$	27,9 \pm $\begin{smallmatrix} +0,012 \\ -0,280 \end{smallmatrix}$	32,9 \pm $\begin{smallmatrix} +0,012 \\ -0,280 \end{smallmatrix}$	43,1 \pm $\begin{smallmatrix} +0,018 \\ -0,300 \end{smallmatrix}$	54,0 \pm $\begin{smallmatrix} +0,018 \\ -0,300 \end{smallmatrix}$		
h_4	14±1,5	16±2,0	18±2,0	20±2,0	22±2,0		
h_5	10±1,0	12±1,25	15±1,5	19±3,5	29±2,0 35±2,0		
h_6	85±0,5	106±0,5	132±0,5	165±0,5	200±0,6		
D	80—0,029	100—0,023	125—0,023	160—0,027	200—0,030		

Продолжение табл. 3.4

Размеры	210.12 (рис. 3.9, а)	210.12.XX.XXB (рис. 3.9, а)	210.16 (рис. 3.9, а)	210.16.XX.XXB (рис. 3.9, а)	210.20 (рис. 3.9, а) 210.20.XX.XXB (рис. 3.9, б)	210.25 (рис. 3.9, а) 210.25.XX.XXB (рис. 3.9, б)	210.32 (рис. 3.9, а) 210.32.XX.XXB (рис. 3.9, б)
	D_1	100±0,1	125±0,1	160±0,2	200±0,2	250±0,2	
D_2	90±0,9	110±0,9	130±0,9	160±0,2	200±1,8 266±1,8		
d	M6	M8	M12	M12	M16		
d_1	M12×1,5	M16×1,5	M18×1,5	M18×1,5	M22×1,5		
d_2	8,4±0,2	10,5±0,2	13±0,2	17±0,430	21±0,520		
d_3	20 \pm $\begin{smallmatrix} +0,012 \\ -0,002 \end{smallmatrix}$	25 \pm $\begin{smallmatrix} +0,012 \\ -0,002 \end{smallmatrix}$	30 \pm $\begin{smallmatrix} +0,012 \\ -0,002 \end{smallmatrix}$	40 \pm $\begin{smallmatrix} +0,018 \\ -0,002 \end{smallmatrix}$	50 \pm $\begin{smallmatrix} +0,018 \\ -0,002 \end{smallmatrix}$		
d_4	M22×1,5	M27×2	M33×2	M42×2	M48×2		
d_5	M27×2	M33×2	M42×2	M48×2	—		
d_6	14±0,2	18±0,2	22±0,2	28±0,520	32±0,620		
d_7	M6	M8	M10	M12	M16		
d_8 по ГОСТ 6033—51	Эв. 20×1,5×12S _{3a} X	Эв. 25×1,5×16S _{3a} X	Эв. 30×2X X 14S _{3a} X	Эв. 40×2X X 18S _{3a} X	Эв. 50×2X X 24S _{3a} X		
Шпонка по ГОСТ 23360—78	6×6×32	8×7×40	8×7×50	12×8×63	16×10×80		

Примечания. В изделиях, спроектированных после 1980 г., d_8 по ГОСТ 6033—80. Исполнения без индексов «В» и «Б» при проектировании новых гидроприводов не применять.



3.4.2. Регулируемые насосы типа 207

Регулируемый насос типа 207 (рис. 3.10) имеет корпус 2, два фланца 4 и 15, поворотный корпус 6, заднюю крышку 9 и унифицированный качающий узел (см. рис. 3.5, а), установленный в корпусе на радиальном 20 и сдвоенном радиально-упорном 19 подшипниках. Во фланце вала 1 заделаны головки шатунов 13 с поршнями 12. Пластина 3, прикрепленная винтами на торце фланца, удерживает шатуны в сферических гнездах вала 1 от воздействия осевой силы при ходе всасывания поршней.

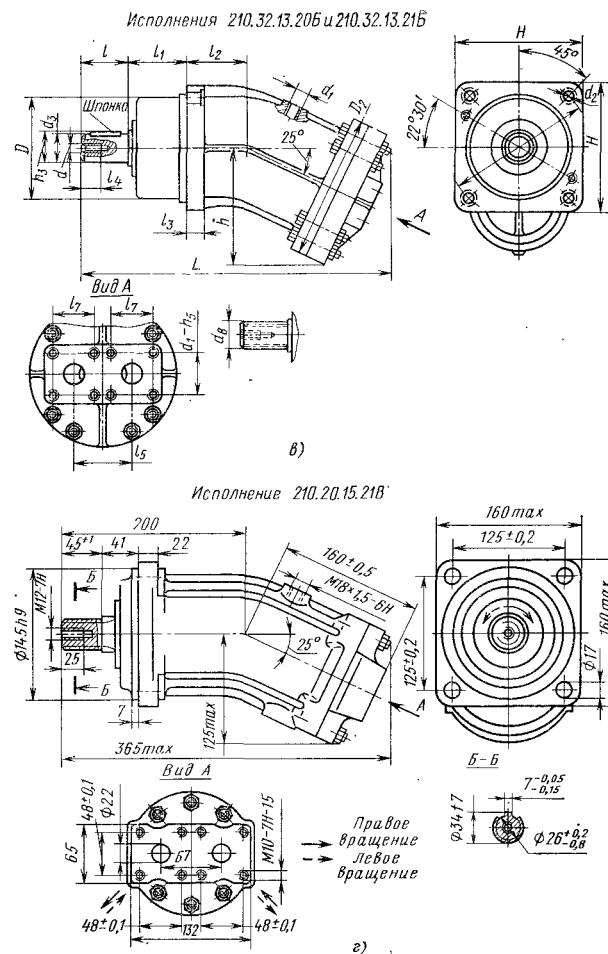


Рис. 3.9. Габаритные и присоединительные размеры гидромашин типа 210

На центральном шипе 10 установлен блок цилиндров 11, поджимаемый к сферической поверхности распределителя 8 тарельчатыми пружинами 5.

Для соединения с приводным двигателем конец вала 1 может иметь шпонку или шлицы. На двух полых фланцах 4 и 15, прикрепленных к корпусу 2, установлен на шарикоподшипниках 14 корпус 6, который может поворачиваться вокруг вертикальной оси в обе стороны на угол $\alpha = 25^\circ$. К торцу поворотного корпуса 6 привернута крышка 9, имеющая два дугообразных паза, соединенных с полостями фланцев 4 и 15 через каналы в поворотном корпусе 6. Аксиально расположенные поршни 12 совершают возвратно-поступательное движение в рабочих камерах блока цилиндров благодаря наличию угла между осью блока цилиндров 11 и осью приводного вала 1. Рабочие камеры блока цилиндров 11 сообщаются с напорным каналом при перемещении поршней вглубь цилиндров и со всасывающим каналом при обратном ходе. За один оборот приводного вала 1 каждый поршень 12 совершает один двойной ход; при этом поршень, выходящий из ротора, засасывает рабочую жидкость в освобождаемый объем, а при движении в обратном направлении — вытесняет рабочую жидкость в напорную гидрولينю.

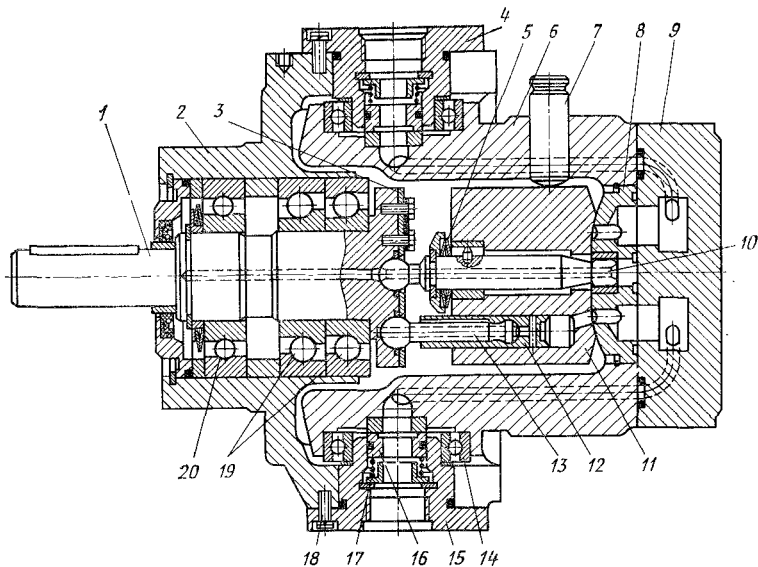


Рис. 3.10. Регулируемый реверсивный насос 207.XX.11.02 для работы в гидроприводе с замкнутой циркуляцией (без регулятора мощности)

Рабочая жидкость подводится к качающему узлу из бака гидросистемы через отверстие в нижнем фланце 15 по каналу в поворотном корпусе 6, а отводится по каналу в поворотном корпусе и через отверстие в верхнем фланце 4. Синхронизация вращения вала 1 и блока цилиндров 11 обеспечивается шатунами 13.

Изменение величины и направления потока рабочей жидкости (реверсирование насоса) выполняется изменением угла наклона поворотного корпуса 6, соединенного с помощью пальца 7 с регулятором мощности. С увеличением отклонения поворотного корпуса от положения, при котором ось приводного вала совпадает с осью ротора, ход поршней увеличивается и, следовательно, подача регулируемого насоса может плавно изменяться при изменении угла наклона поворотного корпуса от 0 до $\pm 25^\circ$.

Конструкция аксиально-поршневого насоса, предназначенного для гидросистем мобильных машин, в которых необходимо регулировать расход рабочей жидкости и изменять направление потока при постоянном направлении вращения приводного вала, показана на рис. 3.10. Этот насос предназначен для установки непосредственно в бак с рабочей жидкостью при работе в гидроприводе с замкнутой циркуляцией и подпиткой.

Верхний 4 и нижний 15 фланцы для подвода и отвода рабочей жидкости прикреплены к корпусу насоса 2 винтами 18. Герметичность соединения подводящих и отводящих каналов во фланцах 4 и 15 с поворотным корпусом 6 достигается установкой в неповоротном корпусе 2 подвижной втулки 16, прижимаемой пружиной 17.

Аксиально-поршневой регулируемый самовсасывающий насос исполнения 207.XX.18.02 с каналом в верхнем фланце 1 для присоединения регулятора мощности 400.XX.13.10, предназначенный для регулирования подачи при постоянном направлении потока, показан на рис. 3.11. Такие насосы устанавливают непосредственно в бак для рабочей жидкости и используют для работы в гидроприводе с разомкнутой циркуляцией. Конструкция насоса не допускает изменения (реверсирования) направления вращения вала, так как рабочая жидкость поступает в насос через расширенный канал в задней крышке 2 непосредственно из бака, а не через фланцы 1 или 3. В насосе левого вращения верхний фланец 1 заглушен.

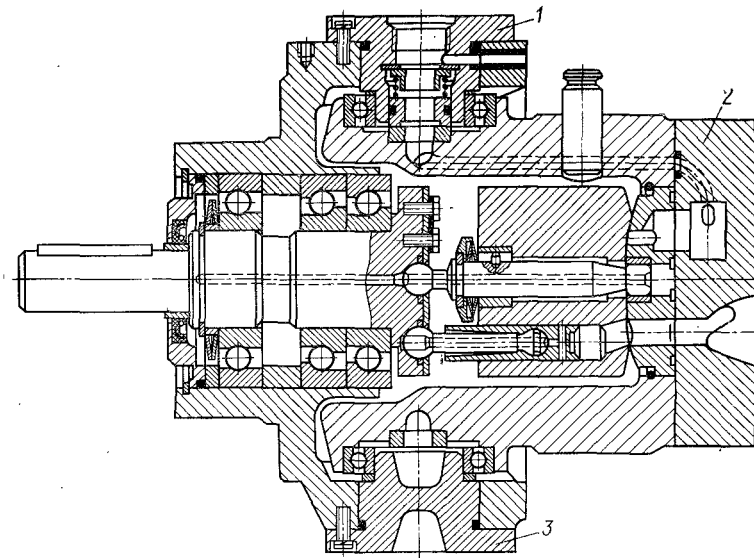


Рис. 3.11. Регулируемый самовсасывающий насос 207.XX.18.02 для работы в гидроприводе с разомкнутой циркуляцией (с регулятором мощности)

Вследствие того что для регулирования подачи насоса при высоком давлении требуется приложение больших усилий, изменение угла наклона блока цилиндров достигается с помощью гидроусилителя. На рис. 3.12 показан регулируемый реверсивный насос 207.XX.11.02, приспособленный для управления гидроусилителем 452, обеспечивающим ручное и дистанционное изменение угла наклона блока цилиндров при изменении направления вращения.

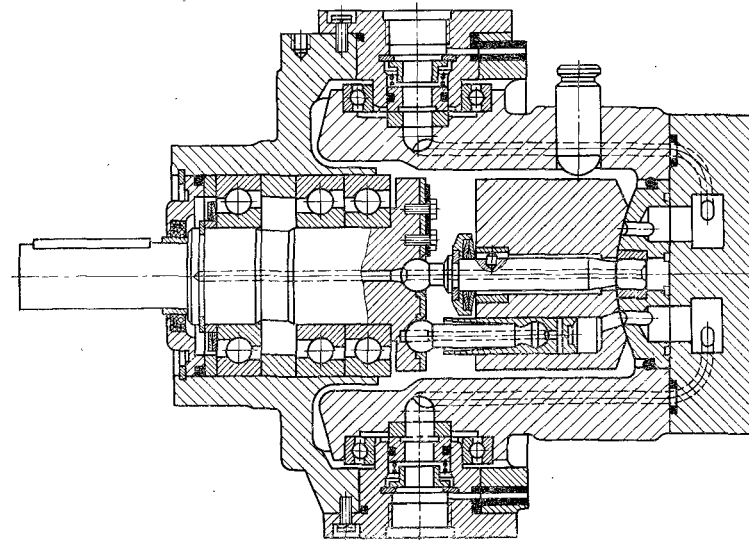


Рис. 3.12. Регулируемый реверсивный насос 207.XX.11.02 с гидроусилителем типа 452

Регулируемые насосы типа 207 изготавливают в конструктивных исполнениях, указанных в табл. 3.5, их технические характеристики приведены в табл. 3.3, а габаритные и присоединительные размеры — на рис. 3.13 и в табл. 3.6, 3.7.

Регулируемые самовсасывающие насосы типа 207.XX.18.02 могут быть укомплектованы регуляторами мощности типа 400 (рис. 3.14, табл. 3.8 и 3.9), которые автоматически изменяют угол наклона блока цилиндров в зависимости от давления, обеспечивая постоянную мощность насоса при определенной частоте вращения приводного вала.

По конструктивному исполнению различают регуляторы:

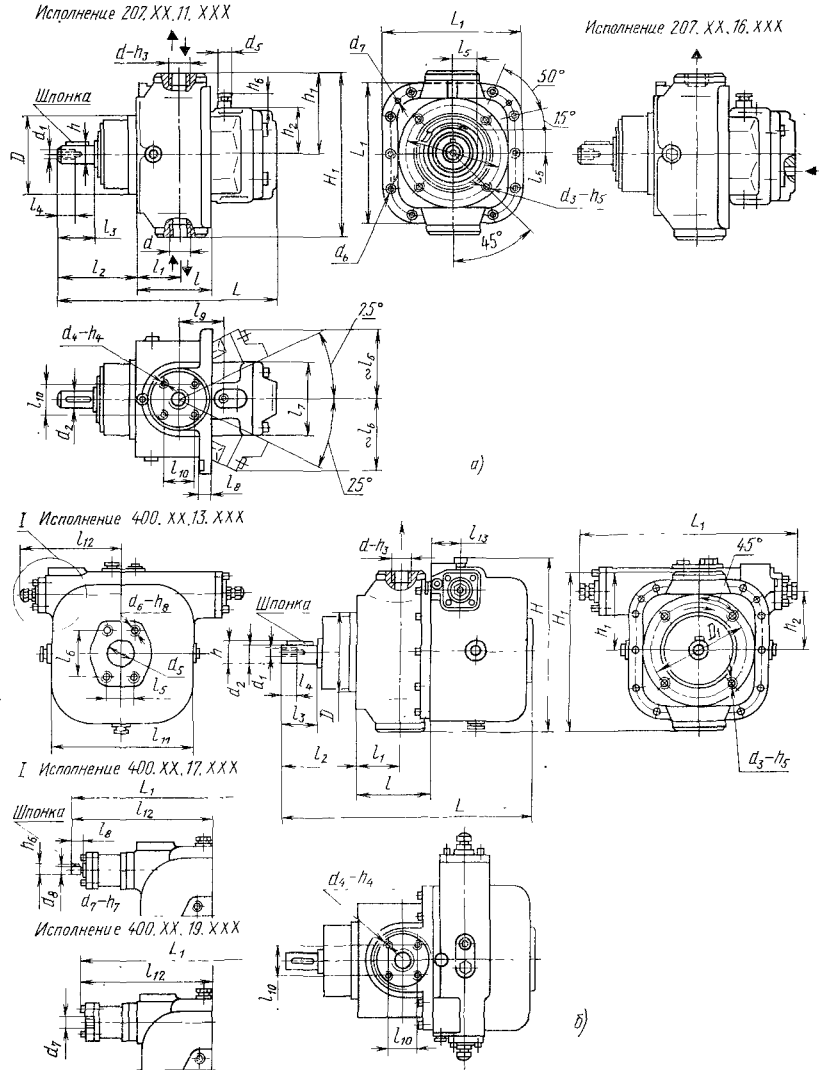


Рис. 3.13. Габаритные и присоединительные

а — реверсивного и самовсасывающего без регулятора мощности; б — самовсасывающего с регулятором мощности типа 400; в — реверсивного с гидроусилителем типа 452

с постоянным ограничителем подачи — 400.20.13.10; 400.25.13.10; 400.32.13.10;
с механическим ограничителем подачи — 400.20.17.10; 400.25.17.10; 400.32.17.10;
с гидравлическим ограничителем подачи — 400.20.19.10; 400.25.19.10; 400.32.19.10.

Индексы регуляторов образованы следующим образом: первые три цифры (400) обозначают тип регулятора, следующие две цифры (20, 25, 32) — диаметр (мм) поршня качающего узла насоса, для которого предназначен регулятор, третья группа цифр (13, 17, 19) — конструктивное исполнение регулятора, последние две цифры (10) — нормальный вариант.

Регуляторы мощности типоразмера 400.20 изготавливает Московский машиностроительный завод им. М. И. Калинина, 400.25 и 400.32 — Одесский завод «Стройгидравлика».

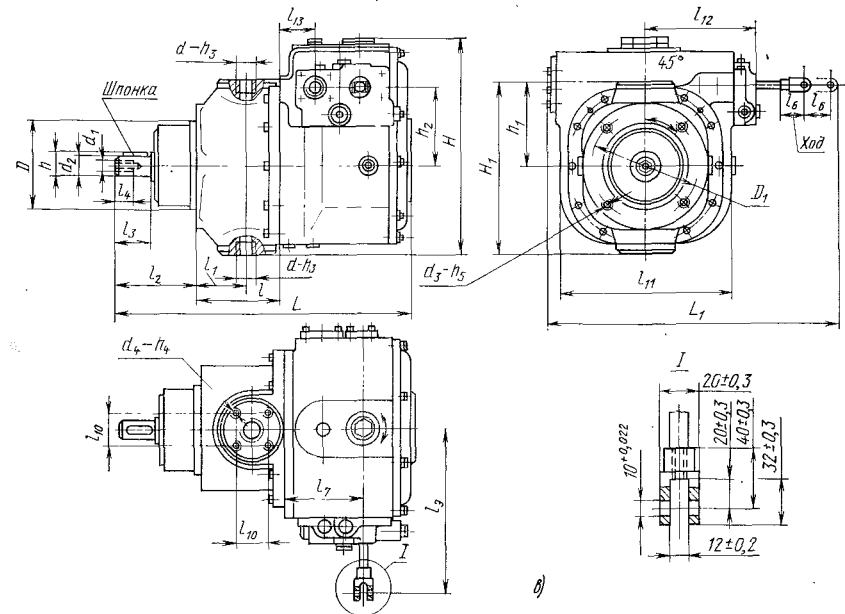
Изменение подачи насоса в зависимости от давления осуществляется перемещением штока 3, связанного с цапфой 2 поворотного корпуса насоса. При повышении давления в напорной гидролинии шток регулятора сжимает пакет силовых пружин 4 и 5 и устанавливает блок цилиндров в положение, соответствующее меньшей подаче насоса, при этом мощность поддерживается постоянной. При уменьшении давления в напорной гидролинии силовые пружины возвращают блок цилиндров в положение, соответствующее большей подаче.

Характеристику силовых пружин и толщину компенсационных шайб 1 рассчитывают для каждого конкретного насоса на заводе-изготовителе.

Для ограничения угла поворота блока цилиндров используют механические или гидравлические ограничители (рис. 3.15).


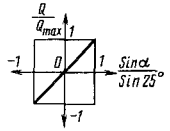

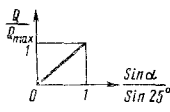
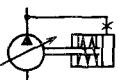
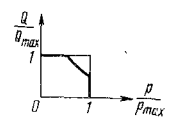
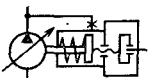
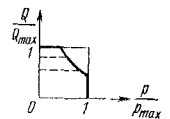
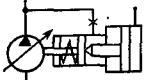
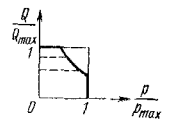
Регулируемые насосы типа 207 могут быть укомплектованы гидроусилителями типа 452 (табл. 3.10), обеспечивающими ручное и дистанционное изменение угла наклона поворотного корпуса в реверсивных режимах.


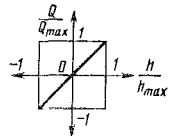
При работе гидроусилителя (рис. 3.16) рабочая жидкость от насоса управления поступает в гидроцилиндр механизма перестановки, связанный с наклонным



размеры регулируемых насосов типа 207:

а — реверсивного с регулятором мощности типа 400; б — реверсивного с гидроусилителем типа 452

Наименование и условное графическое изображение	Обозначение	Графическое изображение регулирования
Насос регулируемый реверсивный 	207.20.11.02 207.25.11.02 207.32.11.02 207.20.11.02Б	
Насос регулируемый самовсасывающий 	207.20.16.02 207.25.16.02 207.32.16.02 207.20.16.02Б	
Насос регулируемый самовсасывающий с регулятором мощности 	207.20.18.02 400.20.13.10 207.20.18.02Б 400.20.13.10А 207.25.18.02 400.25.13.10 207.32.18.02 400.32.13.10	
Насос регулируемый самовсасывающий с регулятором мощности и механическим ограничителем подачи 	207.20.18.02 400.20.17.10 207.20.18.02Б 400.20.17.10А 207.25.18.02 400.25.17.10 207.32.18.02 400.32.17.10	
Насос регулируемый самовсасывающий с регулятором мощности и гидравлическим ограничителем подачи 	207.20.18.02 400.20.19.10 207.20.18.02Б 400.20.19.10А 207.25.18.02 400.25.19.10 207.32.18.02 400.32.19.10	

Наименование и условное графическое изображение	Обозначение	Графическое изображение регулирования
Насос регулируемый реверсивный с гидроусилителем 	207.20.11.02 452.20.07.04 207.20.11.02Б 452.20.07.04 207.25.11.02 452.25.07.04 207.32.11.02 452.32.07.04	
<p>Примечания. 1. Графическое изображение регулирования не определяет характеристики регулирования. Условные обозначения: α — угол отклонения поворотного корпуса (угол между осями блока цилиндров и валом качающегося узла); Q — подача насоса; p — давление на выходе насоса; h — перемещение тяги управления.</p> <p>2. При заказе насосов регулируемых $\frac{207}{400}$ кроме графического обозначения следует указать величины мощности и частоты вращения вала, приведенные в табл. 3.9.</p> <p>3. Нормальное направление вращения вала насосов правое при наблюдении со стороны вала. Необходимость левого вращения для насосов типа 207, $\frac{207}{400}$ и $\frac{207}{452}$ надо указать в заказе.</p> <p>4. Для работы в комплекте с насосами 207.XX.16.XXX, 207.XX.18.XXX предназначены предохранительные гидроклапаны типа 510, а с насосами 207.XX.11.XXX — блоки гидроклапанов типа 502.</p>		

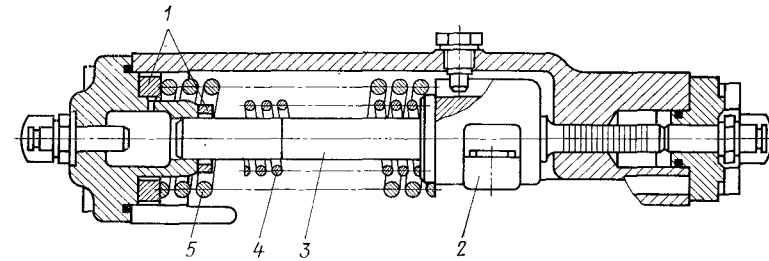


Рис. 3.14. Регулятор мощности типа 400

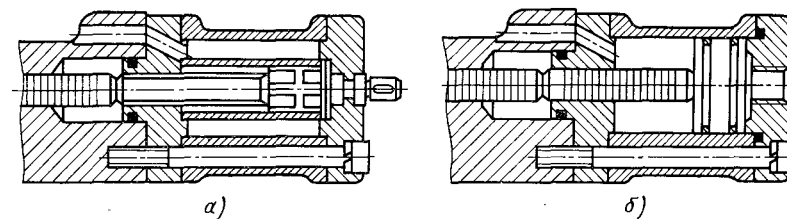


Рис. 3.15. Механический (а) и гидравлический (б) регулируемые ограничители угла поворота блока цилиндров

3.6. Габаритные и присоединительные размеры (мм) регулируемых насосов типа 207 (см. рис. 3.13)

Обозначение размера в	207.20	207.25	207.32	207.20 400.20	207.25 400.25	207.32 400.32	207.20 452.20	207.25 452.25	207.32 452.32
<i>L</i> , не более	363	462	598	423	528	665	455	520	604
<i>L</i> ₁	236±2	286±2	356±2	386±2* 444±2** 431±2***	461±2** 545±2** 529±2***	577±2* 670±2** 662±2***	446±2	482±2	562±2
<i>l</i>	127 ^{+0,2} _{-0,4}	153 ^{+0,2} _{-0,4}	187 ^{+0,2} _{-0,4}	127 ^{+0,2} _{-0,4}	153 ^{+0,2} _{-0,4}	187 ^{+0,2} _{-0,4}	127 ^{+0,2} _{-0,4}	153 ^{+0,2} _{-0,4}	187 ^{+0,2} _{-0,4}
<i>l</i> ₁	77±0,2	90±0,2	112±0,2	77±0,2	90±0,2	112±0,2	77±0,2	90±0,2	112±0,2
<i>l</i> ₂	123±1,5	160±1,5	200±1,5	123±1,5	160±1,5	200±1,5	123±1,5	160±1,5	200±1,5
<i>l</i> ₃	60±1	80±1,5	100±1,5	60±1	80±1,5	100±1,5	60±1	80±1,5	100±1,5
<i>l</i> ₄	25±1,75	25±1,75	32±2	25±1,75	25±1,75	32±2	25±1,75	25±1,75	32±2
<i>l</i> ₅	42±0,1	57,5±0,1	70±0,1	42,9±0,2	50,8±0,2	69,9±0,2	31,7±0,2	40,1±0,2	49,9±0,2
<i>l</i> ₆	110±0,2	137±0,2	174±0,2	77,8±0,2	88,9±0,2	120,6±0,2	119±0,5	129±0,5	139±0,5
<i>l</i> ₇	112±1,5	140±2	180±2	—	—	—	—	—	—
<i>l</i> ₈	16±0,3	20±0,3	25±0,3	—	18±0,2**	20±0,3**	—	—	—
<i>l</i> ₉	75±0,1	95±0,1	118±0,1	—	—	—	245±1	263±1	293±1
<i>l</i> ₁₀	48±0,1	60±0,1	75±0,2	48±0,1	60±0,1	75±0,2	48±0,1	60±0,1	75±0,2
<i>l</i> ₁₁	—	—	—	240±2	300±3	380±3	260±2	310±3	400±3
<i>l</i> ₁₂	—	—	—	172±2* 231±2** 217±2***	209±2* 293±2** 277±2***	251±2* 344±2** 336±2***	173±1	183±1	203±1
<i>l</i> ₁₃	—	—	—	53±0,4	76±0,4	85±0,4	55±0,4	65±0,4	75±0,4
<i>H</i>	—	—	—	289±2	349±2	443±2	327±2	385±2	460±2
<i>H</i> ₁	271±2	320±2	400±2	271±2	345±2	420±2	271±2	320±2	400±2
<i>h</i>	32,9 ^{+0,012} _{-0,28}	43,1 ^{+0,018} _{-0,3}	54 ^{+0,018} _{-0,3}	32,9 ^{+0,012} _{-0,28}	43,1 ^{+0,018} _{-0,3}	54 ^{+0,018} _{-0,3}	32,9 ^{+0,012} _{-0,28}	43,1 ^{+0,018} _{-0,3}	54 ^{+0,018} _{-0,3}
<i>h</i> ₁	135,5±1	160±1	200±1	135,5±1	185±1	220±1	135,5±1	160±1	200±1
<i>h</i> ₂	75±0,4	95±0,4	118±0,4	100±0,4	125±0,5	160±0,5	120±0,5	150±0,5	185±0,6

Продолжение табл. 3.6

Обозначение размеров	207.20	207.25	207.32	207.20 400.20	207.25 400.25	207.32 400.32	207.20 452.20	207.25 452.25	207.32 452.32
<i>h</i> ₃	18±2	20±2	22±2	18±2	20±2	22±2	18±2	20±2	22±2
<i>h</i> ₄	15±0,8	15±0,8	20±0,8	15±0,8	15±0,8	20±0,8	15±0,8	15±0,8	20±0,8
<i>h</i> ₅	24±2	24±2	30±2,5	24±2	24±2	30±2,5	24±2	24±2	30±2,5
<i>h</i> ₆	17,2 ^{+0,5} _{-0,1}	21,2 ^{+0,5} _{-0,1}	26,5 ^{+0,5} _{-0,1}	13,6 ^{-0,012} 8,5±0,7** 18±1,75	13,6 ^{-0,012} 8,5±0,7** 18±1,75	18,1 ^{-0,012} 8,5±0,7** 24±2	—	—	—
<i>h</i> ₇	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<i>h</i> ₈	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<i>D</i>	125 ^{-0,1}	160 ^{-0,1}	200 ^{-0,115}	125 ^{-0,1}	160 ^{-0,1}	200 ^{-0,115}	125 ^{-0,1}	160 ^{-0,1}	200 ^{-0,115}
<i>D</i> ₁	160±0,2	200±0,2	250±0,2	160±0,2	200±0,2	250±0,2	160±0,2	200±0,2	250±0,2
<i>d</i>	M33×2	M42×2	M48×2	M33×2	M42×2	M48×2	M33×2	M42×2	M48×2
<i>d</i> ₁	M12	M12	M16	M12	M12	M16	M12	M12	M16
<i>d</i> ₂	30 ^{+0,012} _{+0,002}	40 ^{+0,018} _{+0,002}	50 ^{+0,018} _{+0,002}	30 ^{+0,012} _{+0,002}	40 ^{+0,018} _{+0,002}	50 ^{+0,018} _{+0,002}	30 ^{+0,012} _{+0,002}	40 ^{+0,018} _{+0,002}	50 ^{+0,018} _{+0,002}
<i>d</i> ₃	M16	M16	M20	M16	M16	M20	M16	M16	M20
<i>d</i> ₄	M10	M12	M16	M10	M12	M16	M10	M12	M16
<i>d</i> ₅	20 ^{+0,054} _{+0,041}	25 ^{-0,022} _{-0,011}	32 ^{-0,025} _{-0,05}	50 ^{+0,62}	63 ^{+0,74}	90 ^{+0,87}	—	—	—
<i>d</i> ₆	8,4 ^{+0,36}	10,5 ^{+0,43}	13 ^{+0,43}	M12	M12	M16	—	—	—
<i>d</i> ₇	8 ^{+0,09}	10 ^{+0,09}	12 ^{+0,11}	M14** M16×1,5***	M22×1,5	M16×1,5***	—	—	—
<i>d</i>	8×7×50	12×8×63	16×10×80	12 ^{-0,016} 8×7×50 4×4×14**	M12 ^{-0,016} M12 ^{-0,034} 12×8×63	16 ^{-0,034} 16×10×80 5×5×16**	8×7×50	12×8×63	16×10×80

* Для насосов 207
400.XX.13.XXX

** Для насосов 207
400.XX.17.XXX

*** Для насосов 207
400.XX.19.XXX

3.7. Габаритные и присоединительные размеры (мм) регулируемых насосов 207.ХХ.ХХ.20Б

Обозначение насоса	Обозначения размеров:								
	L	L ₁	l ₀	l ₁	H	H ₁	h ₁	d ₆	
207.20.ХХ.ХХБ	365	24±2	115±0,2	—	—	294±0,2	147±1,0	10,5+0,36	
207.20.ХХ.ХХБ 400.20.ХХ.ХХА	423	392±2* 451±2** 443±2***	77,8±0,2	178±0,2* 237±0,2**	301±2	294±0,2	147±1,0	M12	
207.20.ХХ.ХХБ 452.20.ХХ.ХХ	455	446±2	±31,7	173±1,0	339±2	294±0,2	147±1,0	—	

Примечание. Остальные параметры насосов 207.20.ХХ.ХХБ соответствуют параметрам насосов 207.20.ХХ.ХХХ, указанным в табл. 3.6.

* Для насосов 207.20.ХХ.ХХБ
400.20.13.ХХА.

** Для насосов 207.20.ХХ.ХХБ
400.20.ХХ.ХХА.

*** Для насосов 207.20.ХХ.ХХБ
400.20.19.ХХА.

3.8. Параметры регуляторов мощности для насосов типа 207

Параметр	Типоразмер насоса и исполнение регулятора								
	207.20	207.25	207.32	207.20	207.25	207.32	207.20	207.25	207.32
	400.ХХ.13.ХХХ			400.ХХ.17.ХХХ			400.ХХ.19.ХХХ		
Ограничение наибольшей подачи упором, устанавливаемым при изготовлении, %	0—20			—					
Момент на регулирующем валу ограничителя подачи, Н·м	—			350	650	1000	—		
Давление на входе в ограничитель подачи, МПа	—			—			0—3,2	0—2,5	0—2,5
Масса (без рабочей жидкости), кг, не более, для насосов с корпусом:	58	120	230	58	120	230	58	120	230
из чугуна	43	—	—	43	—	—	43	—	—
из алюминиевого сплава	—	—	—	—	—	—	—	—	—

3.9. Характеристика регулирования самовсасывающих насосов типа 207

Параметр	207.20		207.25		207.32
	400.20		400.25		400.32
	Вариант исполнения регулятора				
	1	2	1	2	1
Частота вращения, об/мин	1450		1450		970
Номинальная мощность, поддерживаемая регулятором, кВт	14,7	22,1	29,4	36,8	58,8
Диапазон регулирования при угле наклона блока, 25°	3,2	2,1	2,6	2	1,8
Минимальная продолжительность цикла регулирования, с, при угле наклона блока:					
от 0 до 25°	0,20		0,20		0,25
от 25° до 0	0,10		0,10		0,12
Допустимое количество циклов регулирования за 1 мин	—		10		—

3.10. Параметры гидроусилителей типа 452

Параметр	452.20.07.04	452.25.07.04	452.32.07.04
Усилие на тяге управления, Н, не более	190	200	250
Перемещение тяги управления от «нулевого» положения, мм	31,7	40,1	49,9
Давление настройки предохранительного клапана на входе в гидроусилитель, МПа	3±0,5		
Номинальный расход на входе в гидроусилитель, л/мин	11	17	23
Масса (без рабочей жидкости), кг, не более, для насосов с корпусом:			
из чугуна	77	116	205
из алюминиевого сплава	72	—	—
Минимальное время цикла регулирования, с	0,2	0,22	0,29
Допустимое число циклов регулирования за 1 мин	10		

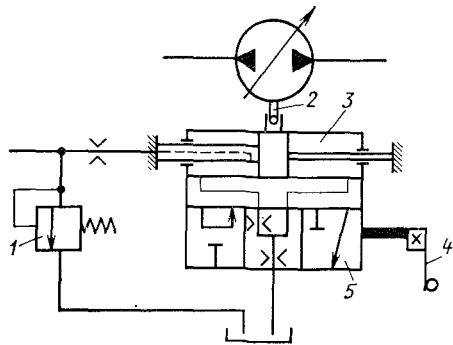


Рис. 3.16. Гидравлическая схема гидроусилителя типа 452

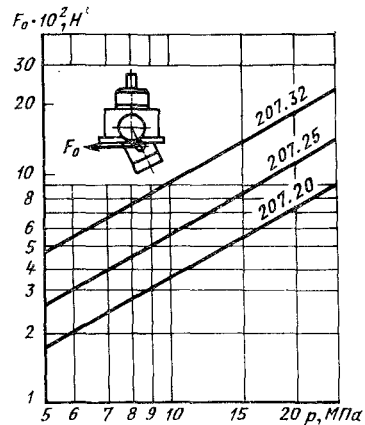


Рис. 3.17. Зависимость усилия регулирования от давления на входе в насосы типа 207

блоком регулируемого насоса цапфой 2. При управлении вручную рукояткой 4 золотник распределительного устройства 5 перемещается вправо или влево. При нейтральном положении золотника цилиндр механизма перестановки находится в среднем положении и жидкость, поступающая от насоса управления, сливается в бак.

Если перевести золотник вправо, то жидкость поступит в обе полости цилиндра, но из-за разности рабочих площадей поршня цилиндр 3 переместится влево и с помощью цапфы 4 повернет блок цилиндров насоса. Если перевести золотник влево, рабочая жидкость поступит только в левую полость цилиндра, в то время как правая полость соединится со сливной линией. В результате цилиндр переместится влево, отклонив с помощью цапфы наклонный блок насоса. Предохранительный клапан 1 ограничивает давление управления.

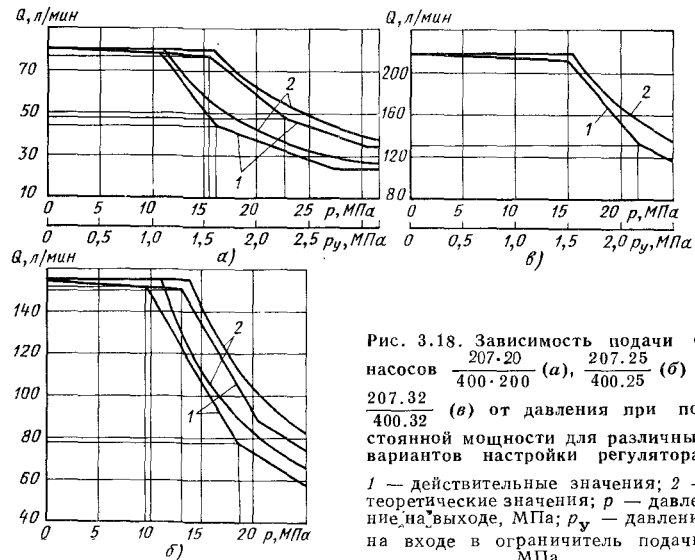


Рис. 3.18. Зависимость подачи Q насосов $\frac{207.20}{400 \cdot 200}$ (а), $\frac{207.25}{400.25}$ (б) и $\frac{207.32}{400.32}$ (в) от давления при постоянной мощности для различных вариантов настройки регулятора: 1 — действительные значения; 2 — теоретические значения; p — давление на выходе, МПа; p_u — давление на входе в ограничитель подачи, МПа

Зависимость усилия регулирования F_0 на цапфе от давления p на входе в насос показана на рис. 3.17.

Гидроусилители в конструктивном исполнении 452.XX.07.04 изготавливают для реверсивных насосов. В индексе первые три цифры обозначают тип гидроусилителя, следующие две цифры — диаметр (в мм) поршня качающего узла насоса, для которого предназначен гидроусилитель, следующие две группы цифр — конструктивное исполнение гидроусилителя.

Изменение подачи насосов типа 207 в зависимости от давления показано на рис. 3.18. Для режимов, отличающихся от номинального, отклонения характеристики регулирования должны быть в пределах $\pm 15\%$.

3.4.3. Двухпоточные регулируемые насосы типов 223 и 224

Двухпоточные аксиально-поршневые регулируемые насосы типа 223 (рис. 3.19) со встроенными регуляторами мощности имеют два унифицированных качающих узла типа 207, установленных параллельно в одном общем корпусе 5 на шариковых подшипниках. Качающие узлы насосов расположены в отдельных корпусах 3, которые поворачиваются в подшипниках вокруг своих вертикальных осей на угол до 25° . Поворотные корпуса соединены между собой вилкой 11 и отклоняются синхронно под воздействием регулятора мощности, имеющего двухступенчатый плунжер 8 и комплект пружин 9 с установочными шайбами 10.

Вал 6 насоса приводится во вращение от двигателя и через встроенный редуктор 7 передает вращение валам 4 качающих узлов. Во фланце вала 4 закреплены семь шатунов с поршнями и центральный шип. На последнем установлен блок цилиндров 2, контактирующий торцевой сферической поверхностью с распределителем 1. Рабочая жидкость подводится к качающему узлу из внутренней

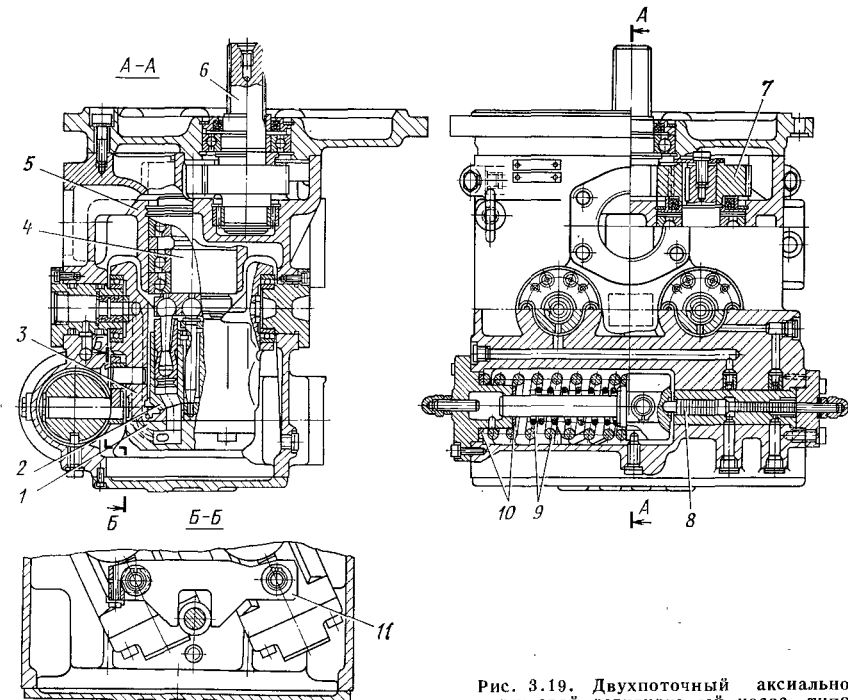


Рис. 3.19. Двухпоточный аксиально-поршневой регулируемый насос типа-размера 223.20 в корпусе из чугуна

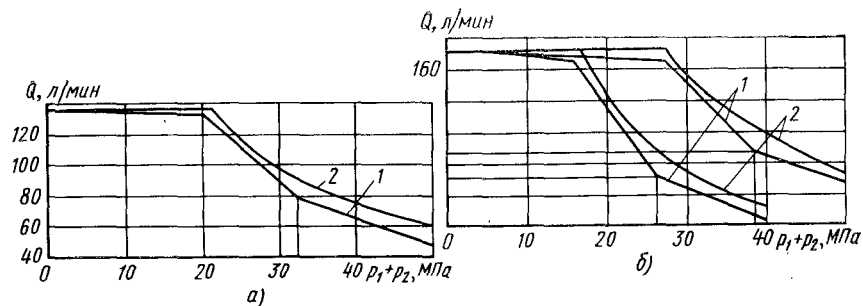
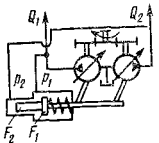
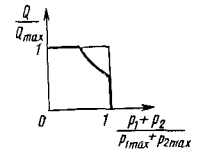


Рис. 3.20. Зависимости подачи двухпоточных насосов типоразмеров 223.20 и 224.20 (а) и 223.25 (б) от давления при постоянной мощности для различных вариантов регулятора: 1 — действительные значения; 2 — теоретические значения

3.11. Конструктивные исполнения двухпоточных регулируемых насосов типа 223 и 224

Наименование и условное графическое обозначение	Обозначение типоразмера	Графическое обозначение регулирования
Насосы двухпоточные регулируемые самовсасывающие со встроенным регулятором мощности 	223.20.02.00	
	223.25.01.00	
	224.20.05.00	
	223.25.01.00Б	
	223.25.02.00Б	
	223.25.01.06Л	
223.25.01.00Л		

3.12. Характеристика регулирования двухпоточных насосов типа 223 и 224

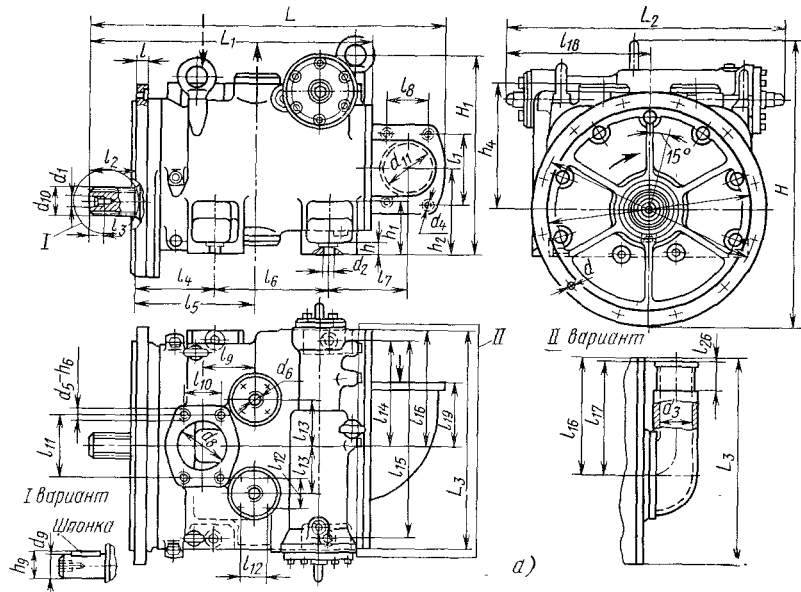
Параметр	223.20 и 224.20			223.25	
	Вариант исполнения				
	1	2	3	1	2
Частота вращения вала насоса, об/мин	1700	2200	1800	1700	1700
Передаточное число редуктора	0,867	1,037	0,833	1,07	1,07
Номинальная мощность, поддерживаемая регулятором, кВт	55,2	44,1	55,8	53,7	88,3
Минимальное время цикла регулирования, с, при α:					
от 0 до 25°	0,20				
от 25° до 0	0,10				
Допустимое число циклов регулирования за 1 мин	10				
Примечание. Частота вращения приводного вала насоса определяется передаточным числом редуктора $n_n = n_k \cdot i$ (где n_k — частота вращения качающего узла; i — передаточное число). При угле отклонения поворотного корпуса α. меньшем максимального, рабочий объем $V_\alpha = V_{\max} \sin \alpha / \sin 25^\circ$; подача $Q_\alpha = Q_{\text{ном}} \sin \alpha / \sin 25^\circ$ и мощность насоса $N_\alpha = N_{\text{пр. н}} \sin \alpha / \sin 25^\circ$.					

3.13. Габаритные и присоединительные размеры (мм) двухпоточных регулируемых насосов типа 223 (см. рис. 3.21)

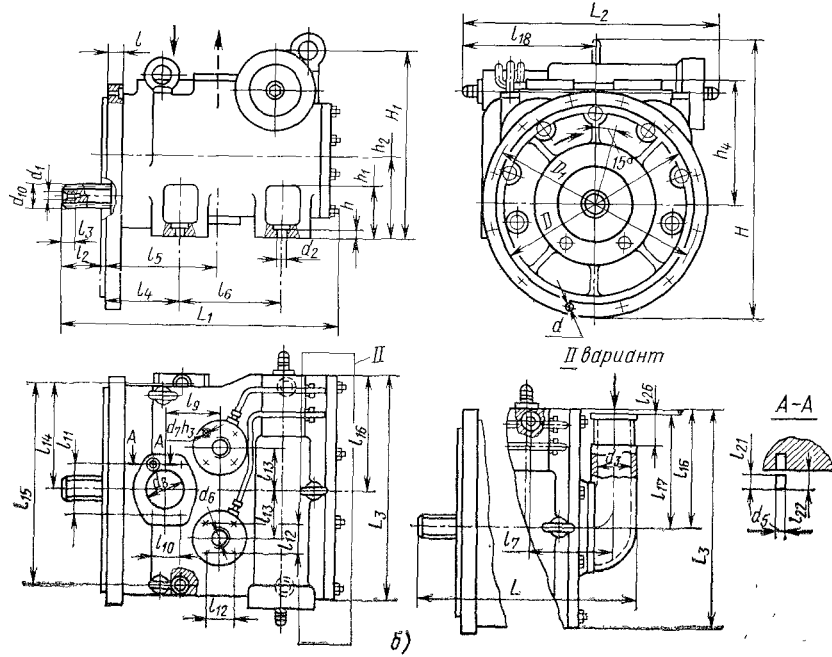
Размер	223.20 (рис. 3.21, а)	223.25 (рис. 3.21, а)	223.25. XX.XXB (рис. 3.21, б)	223.25. XX.XXJ (рис. 3.21, в)
L (вариант II)	638 (614)	756	756	756
L ₁ , не более	481±2,5	617	621	617
L ₂	481±2,5	574±3,0	574,5±3,0	574,5±3,0
L ₃	365±2,5	433±3,0	463±3,0	463±3,0
L ₄	20±1,0	35±1,0	35±1,0	35±1,0
l ₁	118±0,2	—	—	—
l ₂	80±1,0	80±1,0	80±1,0	80±1,0
l ₃	25±1,75	32±0,3	32±0,3	32±0,3
l ₄	142±0,5	177,5±0,5	177,5±0,5	177,5±0,5
l ₅	215±0,5	265±0,7	265±0,7	265±0,7
l ₆	200±0,3	235±0,2	235±0,2	235±0,2
l ₇	140±0,5	206,5±3,0	206,5±3,0	206,5±3,0
l ₈	75±0,2	—	—	—
l ₉	95±0,4	110±0,4	110±0,4	110±0,4
l ₁₀	61,9±0,8	77,8±0,2	77,8±0,35	77,8±0,2
l ₁₁	106±0,3	130,2±0,2	130,2±0,35	130,2±0,2
l ₁₂	48±0,1	60±0,1	60±0,1	—
l ₁₃	80±0,05	100±0,05	100±0,05	100±0,05
l ₁₄	180±0,2	230±0,6	230±0,6	230±0,6
l ₁₅	335±0,5	422±0,35	422±0,35	422±0,35
l ₁₆	200±2,0	250±2,2	250±2,2	250±2,2
l ₁₇	146±1,5	220±2,0	220±2,0	220±2,0
l ₁₈	250±1,5	307±2,0	307±2,0	307±2,0
l ₁₉	112±1,5	51±0,4	—	—
l ₂₀	—	—	25±1,3	—
l ₂₁	—	—	30 ^{+1,0} _{-2,7}	—
l ₂₂	—	—	—	—
l ₂₃	—	—	—	80±0,4
l ₂₄	—	—	—	190±0,6
l ₂₅	—	—	—	619±3,7
l ₂₆	—	—	—	75±0,4
l ₂₇	—	—	—	8±0,2
H	495±2,0	596±3,0	596±3,0	596±3,0
H ₁	342,5±2,0	423±2,0	423±2,0	390±2,0
h	20±0,3	25±0,3	22,5±0,3	25±0,3
h ₁	90±0,4	100±0,4	100±0,4	100±0,4
h ₂	150±0,5	175±0,5	175±0,5	175±0,5
h ₃	15,5±1,5	15±1,75	15±1,75	—
h ₄	220,5 ^{+0,6} _{-0,7}	295 ^{+0,6} _{-0,7}	295 ^{+0,6} _{-0,7}	295 ^{+0,6} _{-0,7}
h ₅	43,1 ^{+0,018} _{-0,098}	—	—	—
h ₆	14±2,0	30±2,0	—	30±2,0
h ₇	—	—	—	145-0,1
h ₈	—	—	—	155 ^{+0,43} _{-0,62}
h ₉	—	—	—	75±0,4
D	361,95 ^{-0,125} _{-0,214}	447,7 ^{-0,135} _{-0,232}	447,7 ^{-0,135} _{-0,232}	447,7 ^{-0,135} _{-0,232}
D ₁	381	466,7±0,2	466,7±0,22	466,7±0,2
d	11±0,2	11±0,2	11±0,43	11±0,2
d ₁	M12	M16-7H	M16-7H	M16-7H
d ₂	18±0,2	20±0,52	20±0,52	20±0,52
d ₃	76±0,87	96±0,87	96±0,87	96±0,87
d ₄	M16	—	—	—
d ₅	M10	M16-7H/8	M16-7H/8	M16-7H
d ₆	30,8±0,3	M42×2-7H	M42×2-7H	M42×2-7H
d ₇	M10	M12	M12	—
d ₈	76±0,4	102±0,4	102±0,4	102±0,4
d ₉	40 ^{+0,018} _{+0,002}	—	—	—
d ₁₀	—	Эв. 50×2× ×24S _{3a} X	Эв. 50×2× ×24S _{3a} X	Эв. 50×2× ×24S _{3a} X
d ₁₁	85±1,5	—	—	—
Шпонка	12×8×63	—	—	—
ГОСТ 23360-78	—	—	—	—

* На шлицевые соединения, спроектированные после 1980 г., распространяется ГОСТ 6033-80.

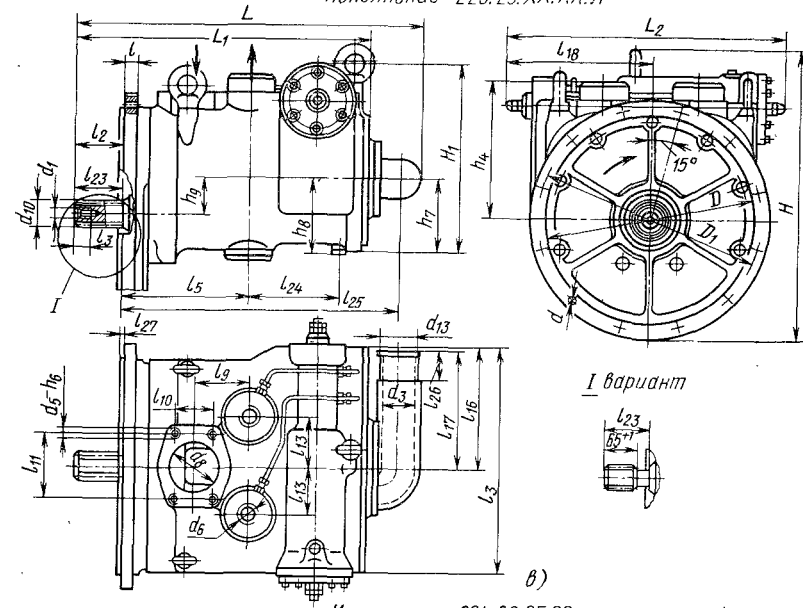
Исполнение 223.XX.XX.XX.



Исполнение 223.25.XX.XX Б



Исполнение 223.25.XX.XX Л



Исполнение 224.20.05.00

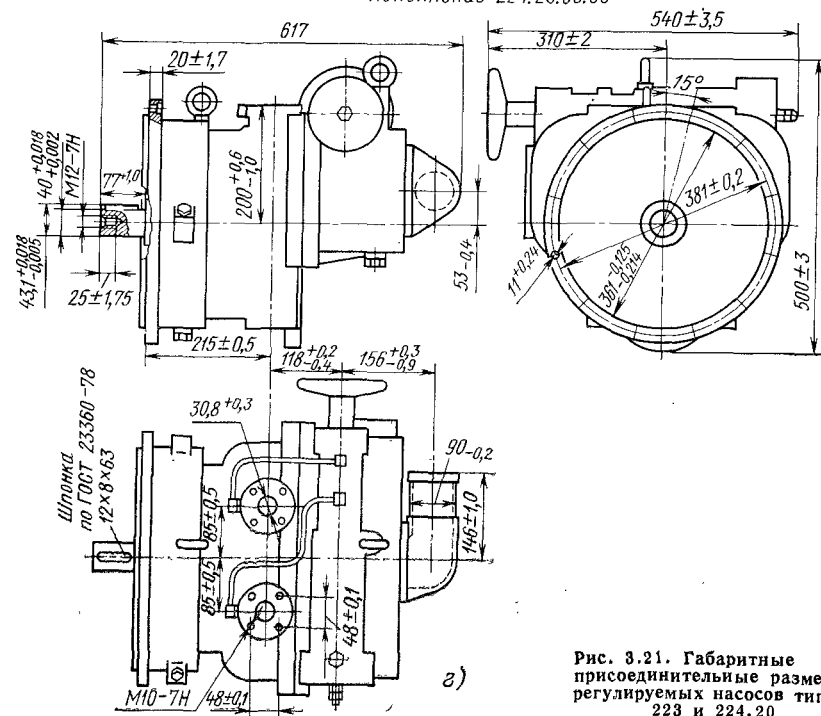


Рис. 3.21. Габаритные и присоединительные размеры регулируемых насосов типов 223 и 224.20

полости насоса, соединенной с баком гидросистемы, через отверстие в корпусе 5, а отводится по каналу в поворотном корпусе 3 к отверстию в верхней цапфе. При вращении вала 6 поршни, установленные в блоке цилиндров 2, вращаются относительно оси блока и одновременно совершают возвратно-поступательные движения. За один оборот вала 4 каждый поршень совершает двойной ход на всасывание и вытеснение рабочей жидкости в гидросистему.

Давление, развиваемое насосом, определяется внешней нагрузкой исполнительного механизма машины и ограничивается предохранительным клапаном гидросистемы. Направление вращения приводного вала насоса правое при наблюдении со стороны вала 6.

Ступени плунжера 8 регулятора мощности имеют равные площади F_1 и F_2 и к каждой ступени подводится жидкость под давлением из напорного канала соответствующего качающего узла. При работе на малых давлениях пружины 9 удерживают поворотные корпуса 3 на наибольшем угле поворота, обеспечивая максимальную подачу насоса. При увеличении давления плунжер 8 перемещается, сжимая пружины 9 и уменьшая подачу насоса в соответствии с диаграммой мощности. Пружины 9 регулятора и толщину шайб 10 подбирают так, чтобы обеспечивалось постоянное значение мощности.

Двухпоточные насосы типа 223 изготавливают самовсасывающими со встроенным регулятором мощности в двух исполнениях, отличающихся диаметром поршня качающего узла (20 и 25 мм), материалом корпуса и передаточным числом редуктора (табл. 3.11).

Технические характеристики двухпоточных регулируемых насосов типа 223 и 224 приведены в табл. 3.3, а характеристики их регулирования на рис. 3.20 и в табл. 3.12.

Габаритные и присоединительные размеры насосов 223.20, 223.25.XX.XXB, 223.25.XX.XXL в корпусах из чугуна приведены на рис. 3.21 и в табл. 3.13.

Габаритные и присоединительные размеры двухпоточного регулируемого насоса 224.20.05.00 в корпусе из алюминиевого сплава показаны на рис. 3.21, г.

3.4.4. Установка и эксплуатация аксиально-поршневых гидромашин

Ниже приведены основные рекомендации, которыми следует руководствоваться при выборе типоразмера аксиально-поршневых гидромашин и их применении в процессе проектирования и эксплуатации мобильных машин с гидроприводом.

Продолжительность эксплуатации гидромашин с бронзовым блоком цилиндров при давлении 25 МПа не должна превышать 2 % длительности цикла нагружения (10 мин), т. е. 12 с.

При проектировании и эксплуатации мобильных машин с насосами типа 223 необходимо принимать во внимание, что для качающего узла, расположенного в корпусе слева со стороны приводного вала, и при работе насоса без совмещения потоков, допускаются более высокие давления.

При установке насосов типа 223 на машину рекомендуется учитывать зависимость давления в напорной гидролинии ($p_1 + p_2$) и абсолютного давления на всасывании (p_s) от частоты вращения насоса n_n .

В случае непрямого привода насоса или гидромотора (посредством клиноременной или зубчатой передачи) максимально допустимые радиальные нагрузки на вал зависят от рабочего давления и определяются по графикам, приведенным на рис. 3.22. Максимальная радиальная нагрузка, действующая на вал гидромашин типа 210, 207.XX.16.XXX, 207.XX.18.XXX,

$$F_{p \max} \leq F_p / f_2,$$

(где F_p — радиальная нагрузка, определяемая по рис. 3.22, а; f_2 — коэффициент, зависящий от типоразмера гидромашин (табл. 3.14); f_2 — коэффициент, учитывающий относительное положение линии действия радиальной нагрузки (выбирают по графику на рис. 3.22, б).

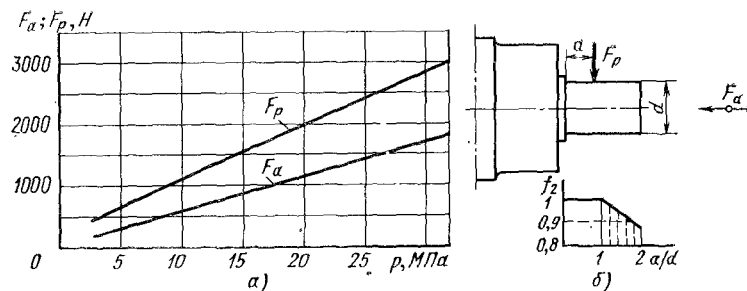


Рис. 3.22. Зависимости радиальной F_p и аксиальной F_a нагрузок от давления p (а) и коэффициента f_2 от места приложения радиальной нагрузки на валу (б) для гидромашин типоразмеров 210, 207.XX.16.XXX и 207.XX.18.XXX

Оптимальный угол приложения радиальной нагрузки от зубчатой или клиноременной передачи должен соответствовать указанному на рис. 3.23, а для гидромашин 207.XX.16.XXX и 207.XX.18.XXX и на рис. 3.23, б для всех гидро-

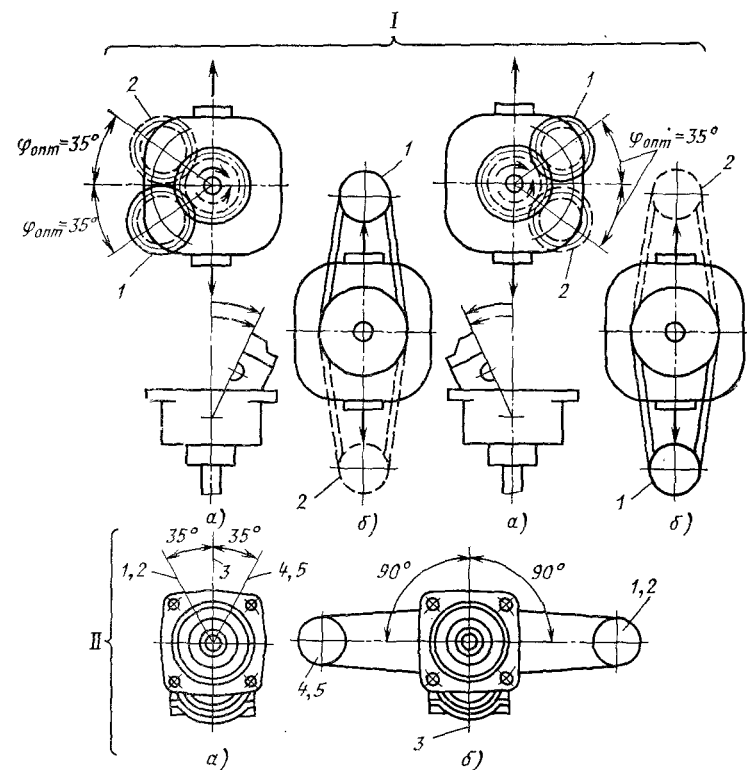


Рис. 3.23. Схема выбора оптимального угла установки зубчатой (а) и клиноременной (б) передачи для гидромашин типа 207 (I) и 210 (II):

1 — для насоса правого вращения; 2 — для гидромотора левого вращения; 3 — для реверсивного гидромотора; 4 — для насоса левого вращения; 5 — для гидромотора правого вращения; → правое вращение вала; ← левое вращение вала

8.14. Значения коэффициента f_1 и составляющей F_v для гидромашин

Типоразмер гидромашинны	f_1	F_v , Н
210.12	1	320
210.16	2	500
207.20	3,2	800
210.20		
207.25	4,6	1250
210.25		
207.32	7,8	2000
210.32		

Следует иметь в виду, что радиальная нагрузка, приложенная к концу вала под оптимальным углом, а также аксиальная нагрузка, действующая на корпус гидромашинны, уменьшают общую нагрузку на подшипники вала. В случаях отклонения нагрузки от допустимых значений необходимо дополнительное согласование применения гидромашин с заводом-изготовителем.

Использование насосов типоразмеров 210.12—210.32 в режиме гидромотора при одном и том же направлении вращения вала недопустимо: насос левого вращения может работать как гидромотор правого вращения, соответственно насос правого вращения — как гидромотор левого вращения. В зависимости от исполнения гидромашин на сферической поверхности распределителя должны быть нанесены разгрузочные канавки, а сборка распределителя с крышкой должна производиться в соответствии с обозначениями на рис. 3.24.

При монтаже и эксплуатации гидромашин должны соблюдаться требования техники безопасности, предусмотренные ГОСТ 16028—70 «Приводы гидравлические. Общие требования по технике безопасности». Использованию подлежат только гидромашинны, имеющие пломбу завода-изготовителя или организации, выполнившей ремонт.

Гидромашинна должна быть расконсервирована не ранее, чем за 12 ч до установки на машинну.

Из корпуса и редуктора необходимо слить масло и промыть их чистым бензином.

При установке насосов необходимо выполнять следующие условия:

а) всасывающий трубопровод должен иметь минимальные длину и количество изгибов и обеспечивать скорость потока рабочей жидкости не более 0,85 м/с;

б) допускается применение насоса без всасывающего трубопровода при погружении его в бак для рабочей жидкости (уровень рабочей жидкости в баке должен быть выше всасывающего отверстия насоса не менее чем на 0,2 м);

в) при повышении частоты вращения n_n приводного вала насосов выше номинальной $n_{ном}$ абсолютное давление на всасывании p_s определяют по графику (рис. 3.25);

г) обеспечить доступ к штуцерам всасывающего, напорного и дренажного трубопроводов.

При установке гидромашин вначале предварительно крепят к раме на фланцах или лапах их корпуса, затем тщательно центрируют их валы и соединяют полумуфты. Далее выполняют оконча-

машин типа 210. При этом отклонение угла приложения радиальной нагрузки более $\pm 35^\circ$ не допускается.

Допустимая аксиальная (осевая) нагрузка F_a , действующая на вал гидромашин типов 210 и 207 в направлении к корпусу, определяется из зависимости

$$F_{a, \text{доп}} \leq F_a f_1 + F_v,$$

где F_a — сила, определяемая по рис. 3.22; F_v — сила, определяемая по данным табл. 3.14.

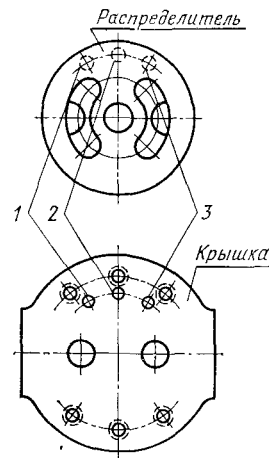


Рис. 3.24. Схема сборки распределителя с задней крышкой гидромашин:

1 — для насосов правого вращения (кроме типов 223 и 224); 2 — для гидромоторов; 3 — для насосов левого и правого вращений типов 223 и 224

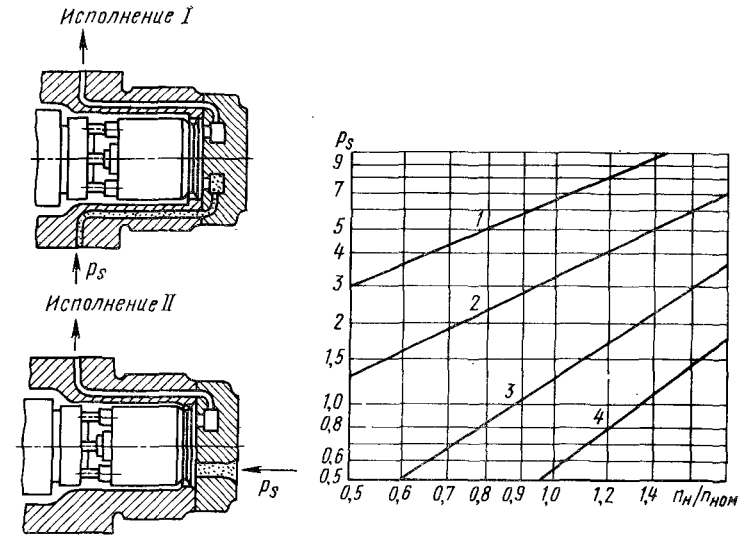


Рис. 3.25. Зависимость давления на всасывании от относительной частоты вращения насосов различных исполнений:

1 — при работе с подпиткой (исполнение I) и вязкости рабочей жидкости до $480 \text{ мм}^2/\text{с}$ (-30°C для ВМГЗ); 2 — при работе с подпиткой (исполнение I) и вязкости рабочей жидкости до $200 \text{ мм}^2/\text{с}$ (-18°C для ВМГЗ); 3 — при работе с подпиткой (исполнение I) и вязкости рабочей жидкости до $45 \text{ мм}^2/\text{с}$ (7° для ВМГЗ); 4 — при работе на самовсасывании (исполнение II)

тельное крепление с последующим контролем соосности соединяемых валов. Все болты должны быть зафиксированы от самоотвинчивания.

Не допускается регулировать зазоры между фланцами гидромашинны и приводного механизма затяжкой крепежных болтов или шпилек. Зазоры должны выбираться путем исправления плоскости фланца приводного механизма или с помощью компенсационных прокладок.

Валы аксиально-поршневых гидромашин всех типов должны соединяться с приводными механизмами с помощью муфт, способных компенсировать угол перекоса осей гидромашинны и приводного механизма до 1° и несоосность этих осей до 0,2 мм.

Полумуфта должна насаживаться с помощью болта и резьбового отверстия в приводном валу. *Набивать полумуфту категорически запрещается.* При соединении приводного вала с валом насоса посредством зубчатой, клиноременной или другой передачи, создающей дополнительную нагрузку на подшипники, необходимо специальное согласование с заводом-изготовителем.

Магистральные трубопроводы должны изготавливаться из цельнотянутых труб по ГОСТ 8732—78 и ГОСТ 8734—75.

Перед установкой трубы следует подвергнуть химической очистке путем травления, промыть нейтрализующим раствором, продуть сжатым воздухом и смазать рабочей жидкостью. Трубопроводы должны монтироваться без натяжения. Трубопроводы длиной более 2 м должны иметь промежуточное крепление к машинне, не препятствующее температурной деформации, обеспечивающее жесткость и исключющее вибрацию.

Собранная гидросистема должна быть тщательно промыта рабочей жидкостью с тонкостью фильтрации до 20 мкм с помощью специальной технологической установки.

Заправка рабочей жидкостью гидросистем, в которых используются аксиально-поршневые гидромашинны, должна осуществляться только через фильтры с тонкостью очистки до 20 мкм.

В линейных фильтрах фильтрующий материал должен иметь ячейки размером не более 40 мкм.

Перед первым пуском приводного двигателя нужно произвести контрольную проверку:

уровня рабочей жидкости в гидробаке;
правильности установки муфты на валу привода гидромашин и ее закрепления;

совпадения направления вращения приводного двигателя с направлением вращения насоса.

Если на машине установлен сдвоенный насос типа 223, то кроме этого необходимо:

открыть пробку в корпусе сдвоенного насоса и выпускать воздух до тех пор, пока не начнет вытекать рабочая жидкость;

залить в корпус насоса рабочую жидкость до уровня всасывающего трубопровода.

Во время пуска и в процессе работы необходимо следить за состоянием насоса по уровню звука. Стук внутри корпуса насоса не допускается.

Конструкция дренажного трубопровода должна обеспечивать постоянное заполнение корпуса гидромашин рабочей жидкостью при давлении, не превышающем 0,1 МПа для гидромашин типоразмера 210.12 и 210.16 и не более 0,08 МПа для гидромашин остальных типоразмеров.

давления) при оптимальной вязкости и номинальной тонкости фильтрации должен составлять не менее:

5500 ч для гидромашин 210.12.XX.XXB, 210.16.XX.XXB;

5000 ч для гидромашин 210.32.XX.XXL, 207.20.XX.XXB, 223.25.XX.XXL;

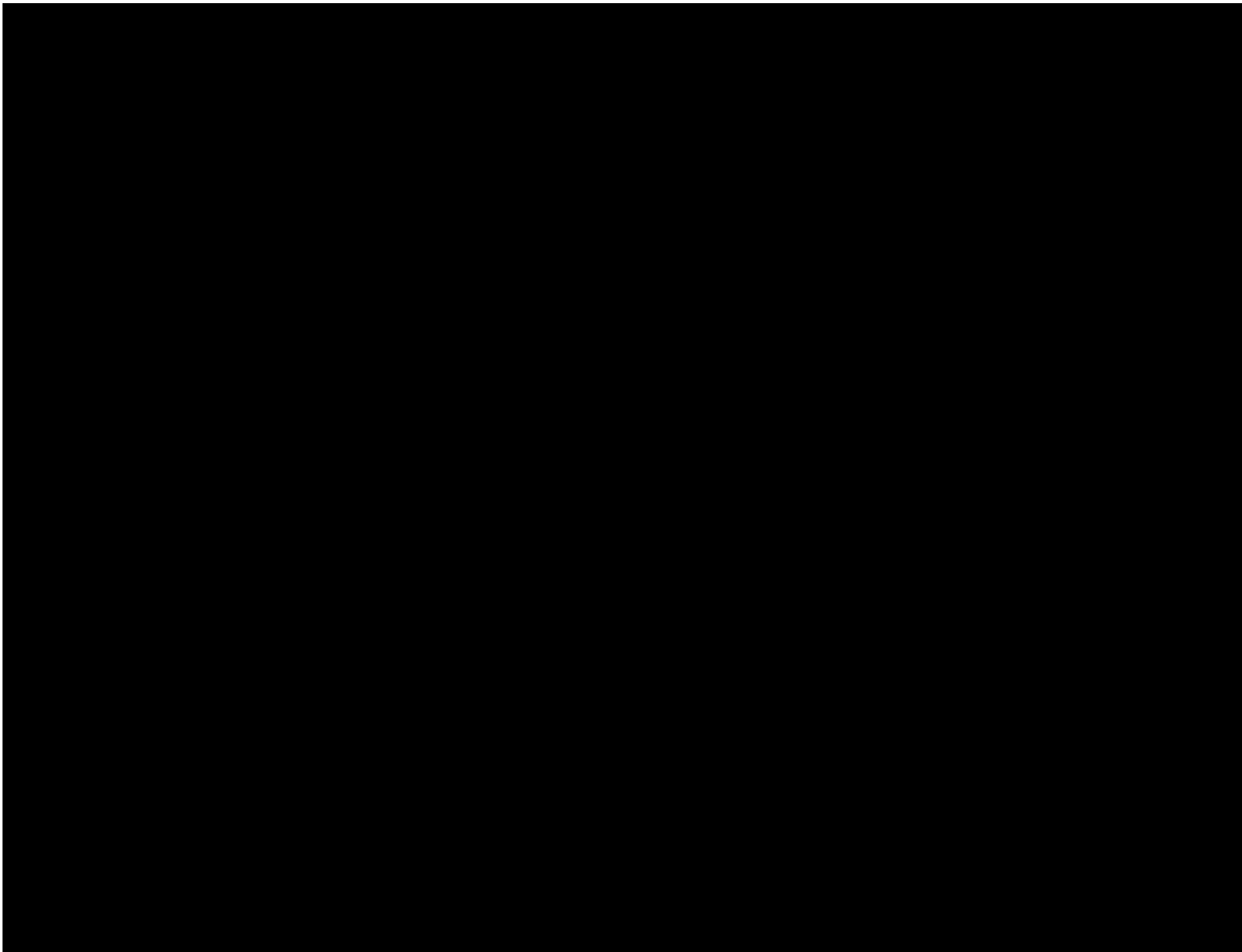
4500 ч для гидромашин 210.20.XX.XXB, 210.25.XX.XXB, 207.20, 223.20, 224.20.

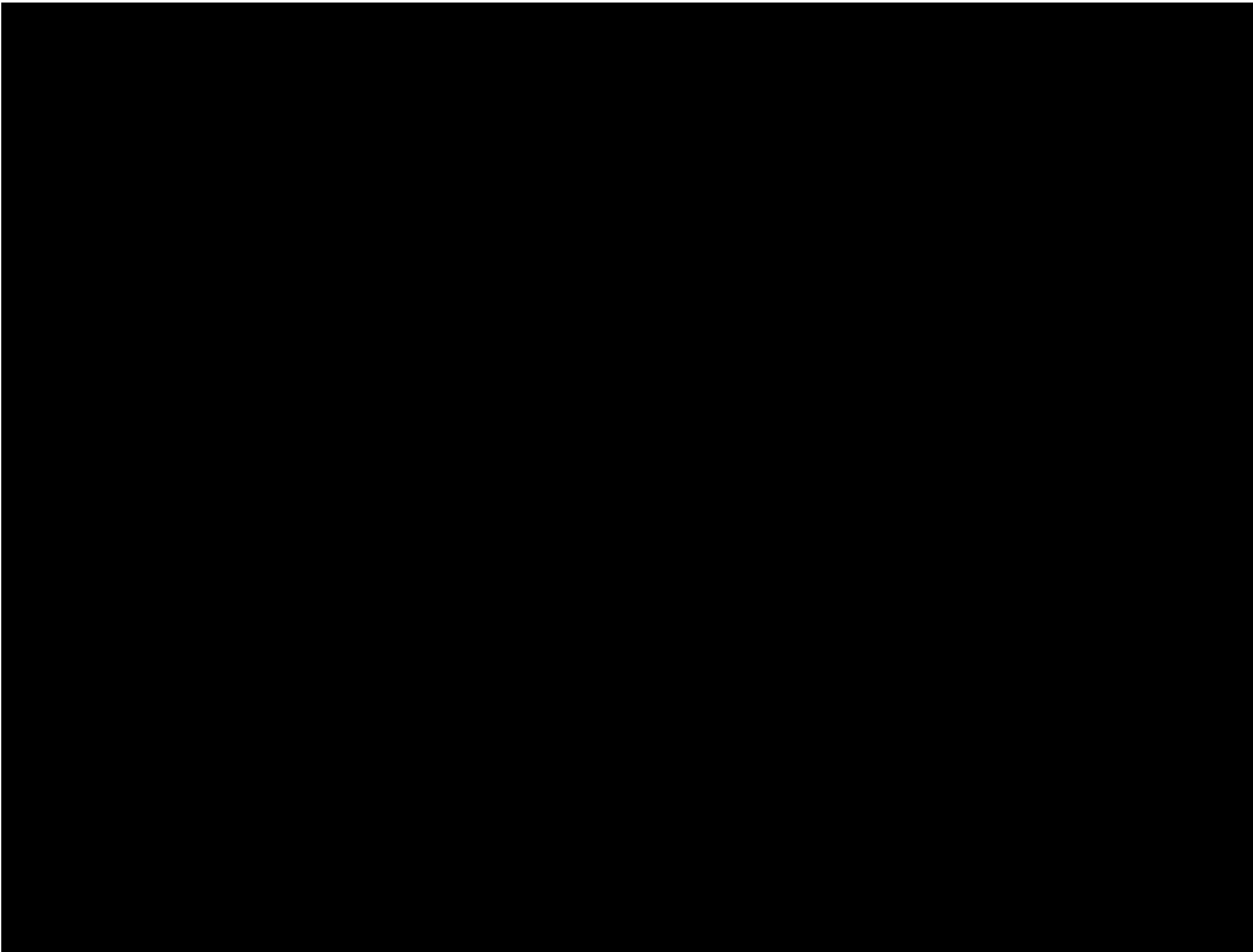
После указанного ресурса работы гидромашин полный КПД не должен снижаться более чем на 15 %.

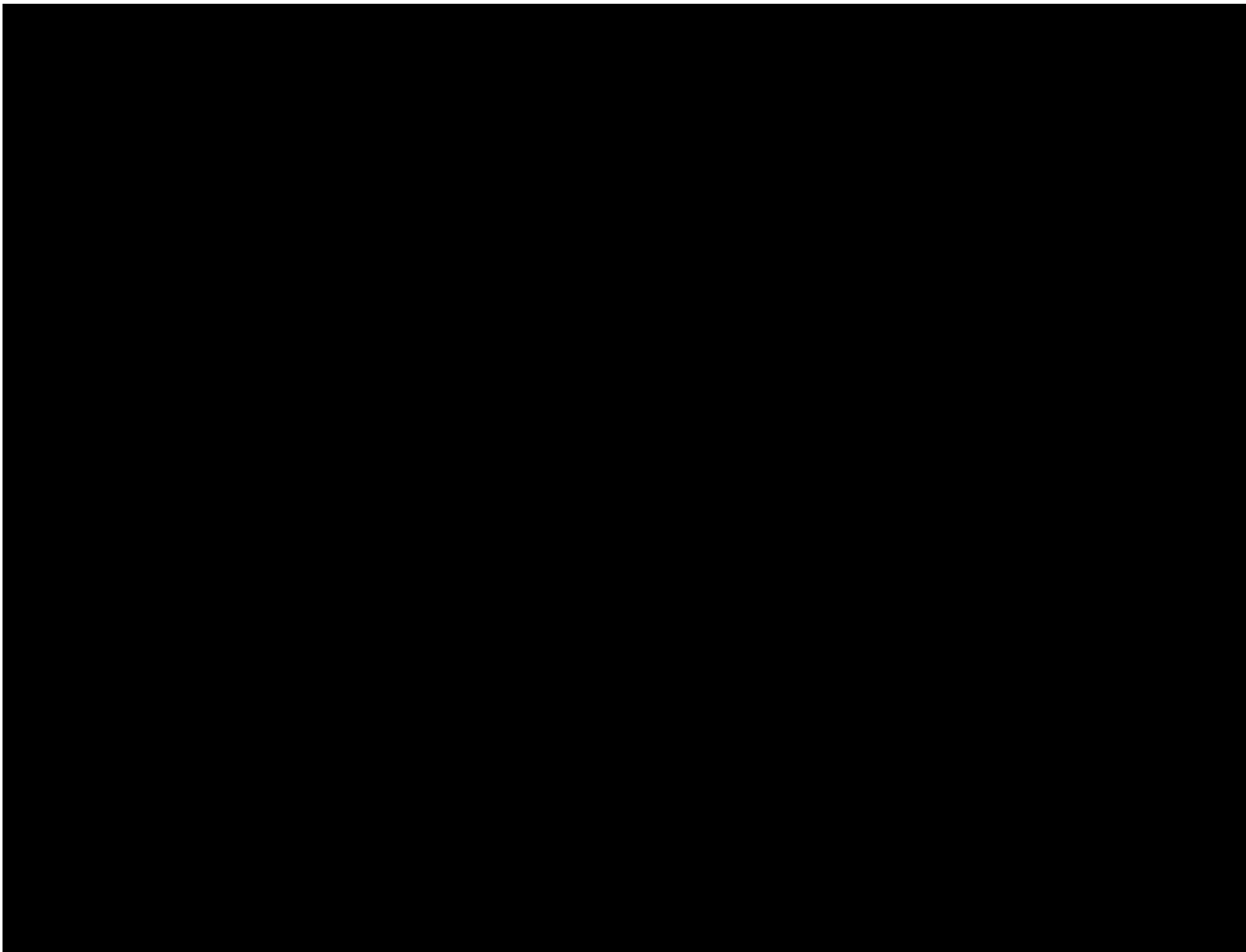
3.5. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ СЕРИИ 300

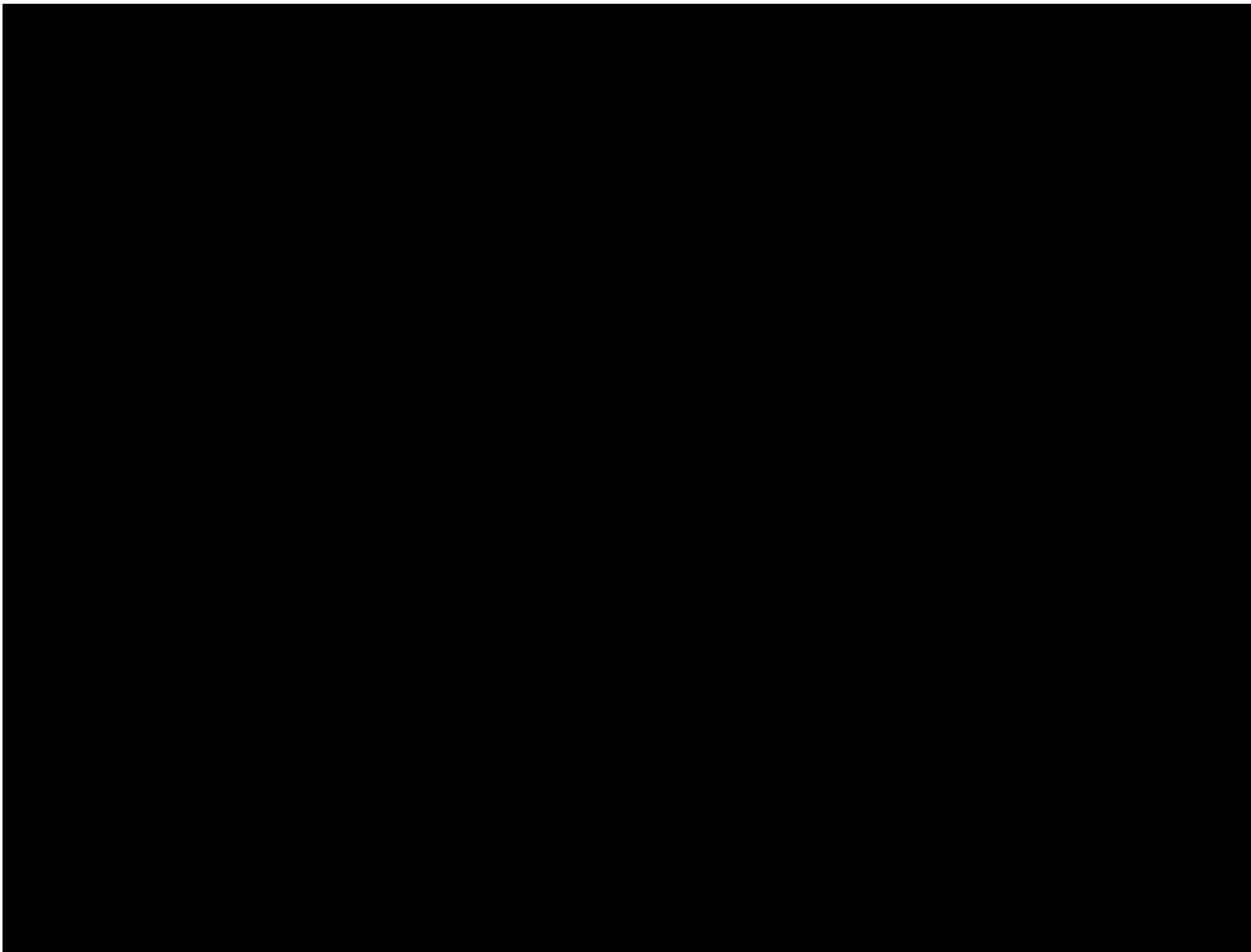
3.5.1. Направления унификации и особенности конструкции

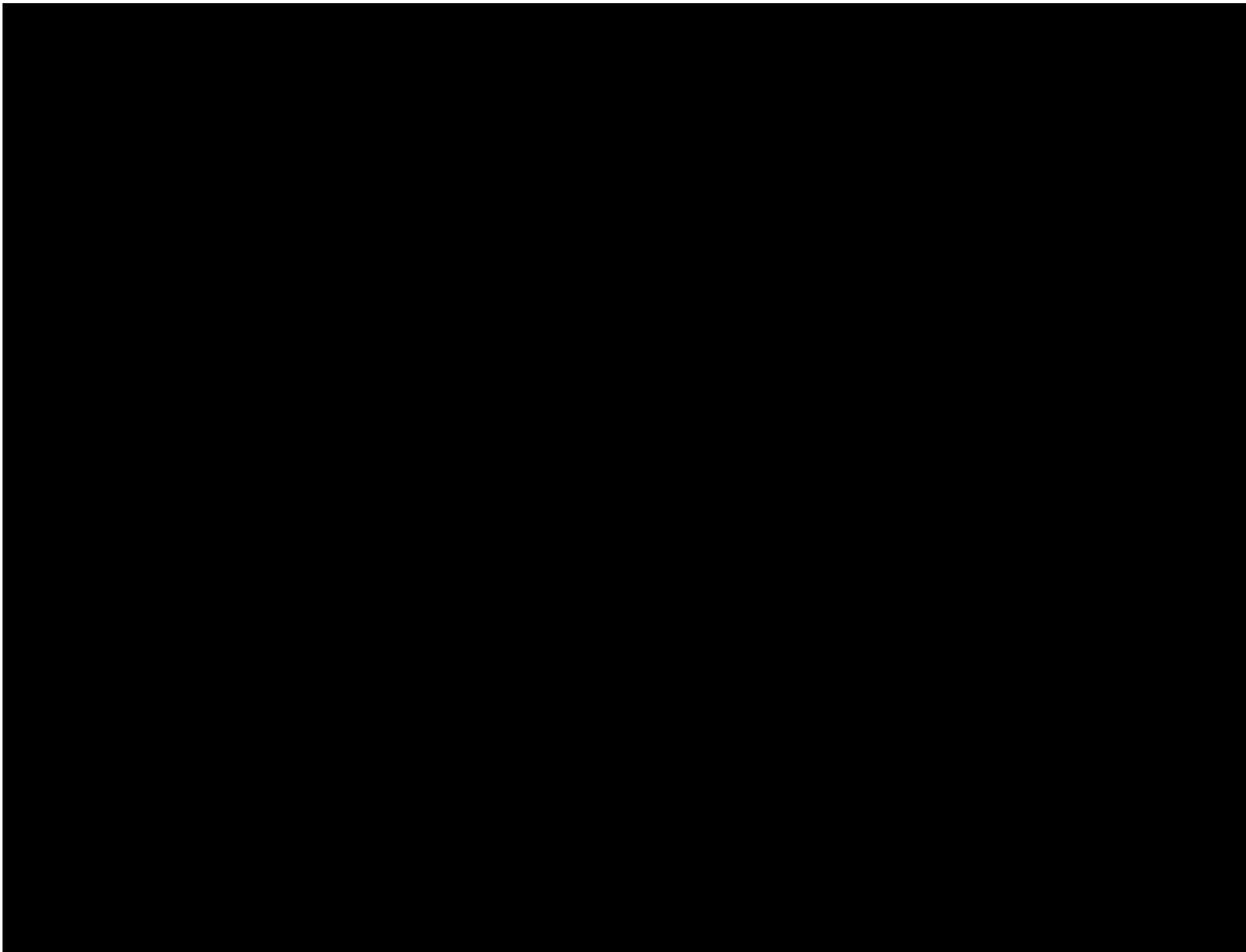
Дальнейшее повышение технического уровня строительных, дорожных и других мобильных машин основывается главным образом на усовершенствовании насосов и гидромоторов. Основными направлениями совершенствования акси-

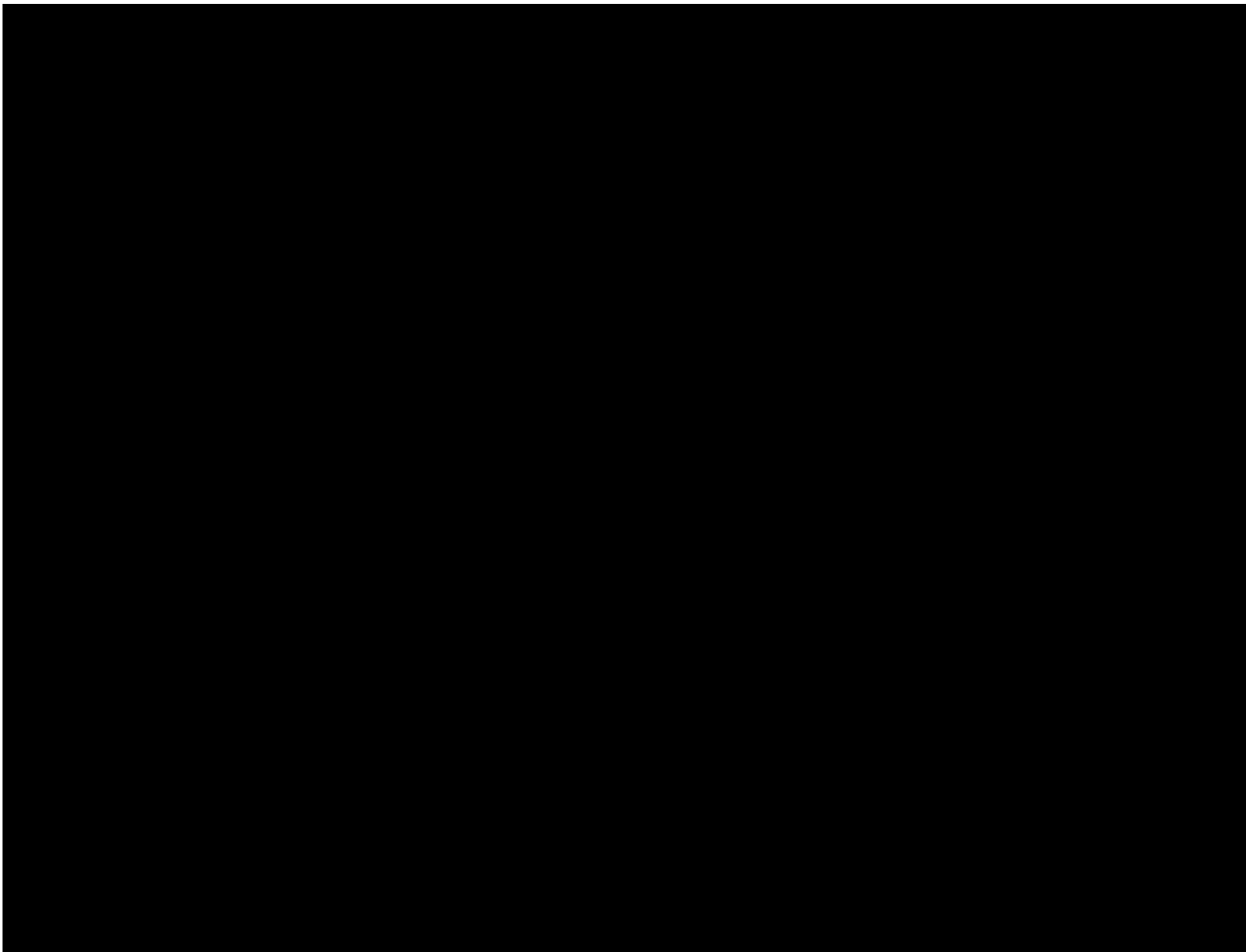


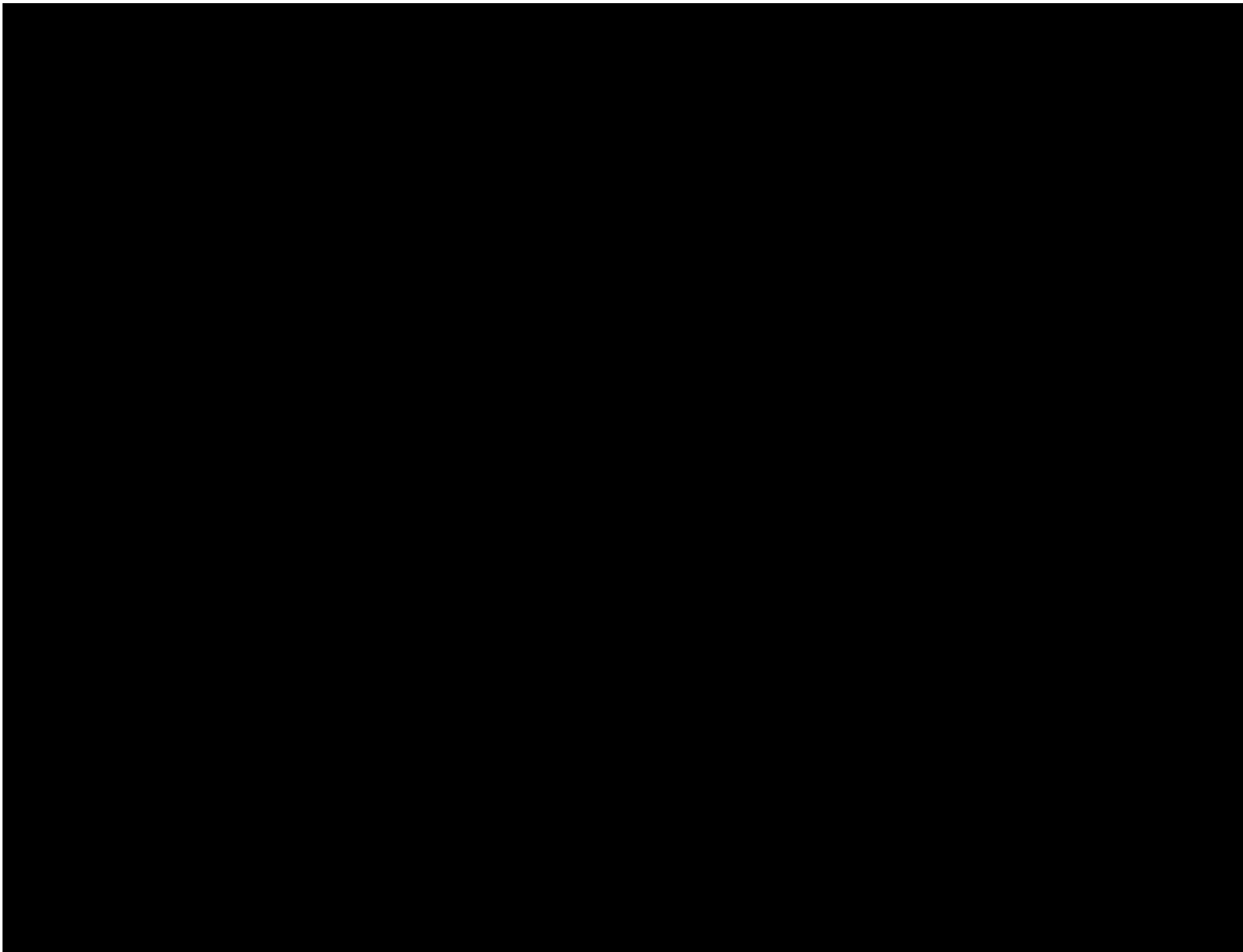


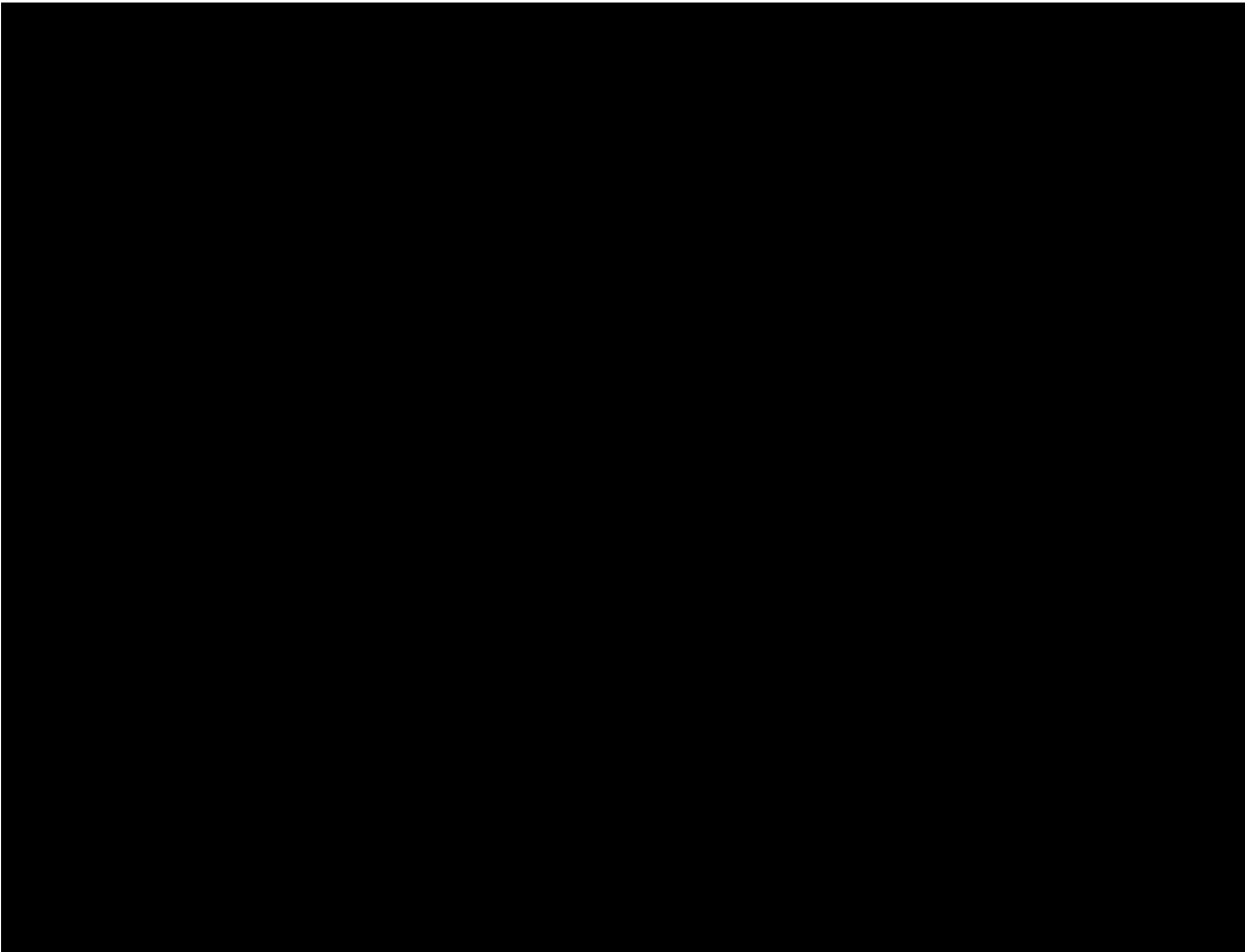




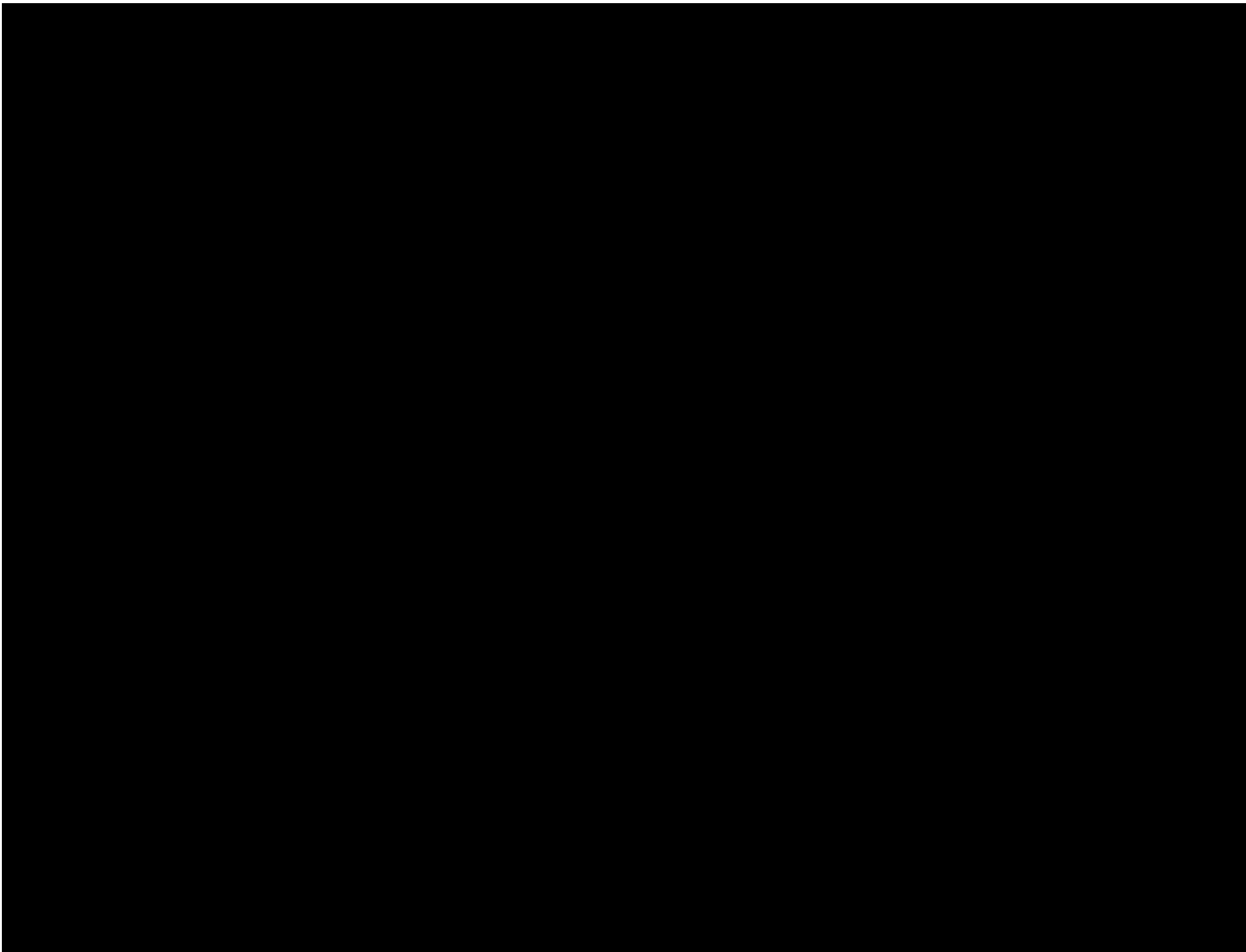


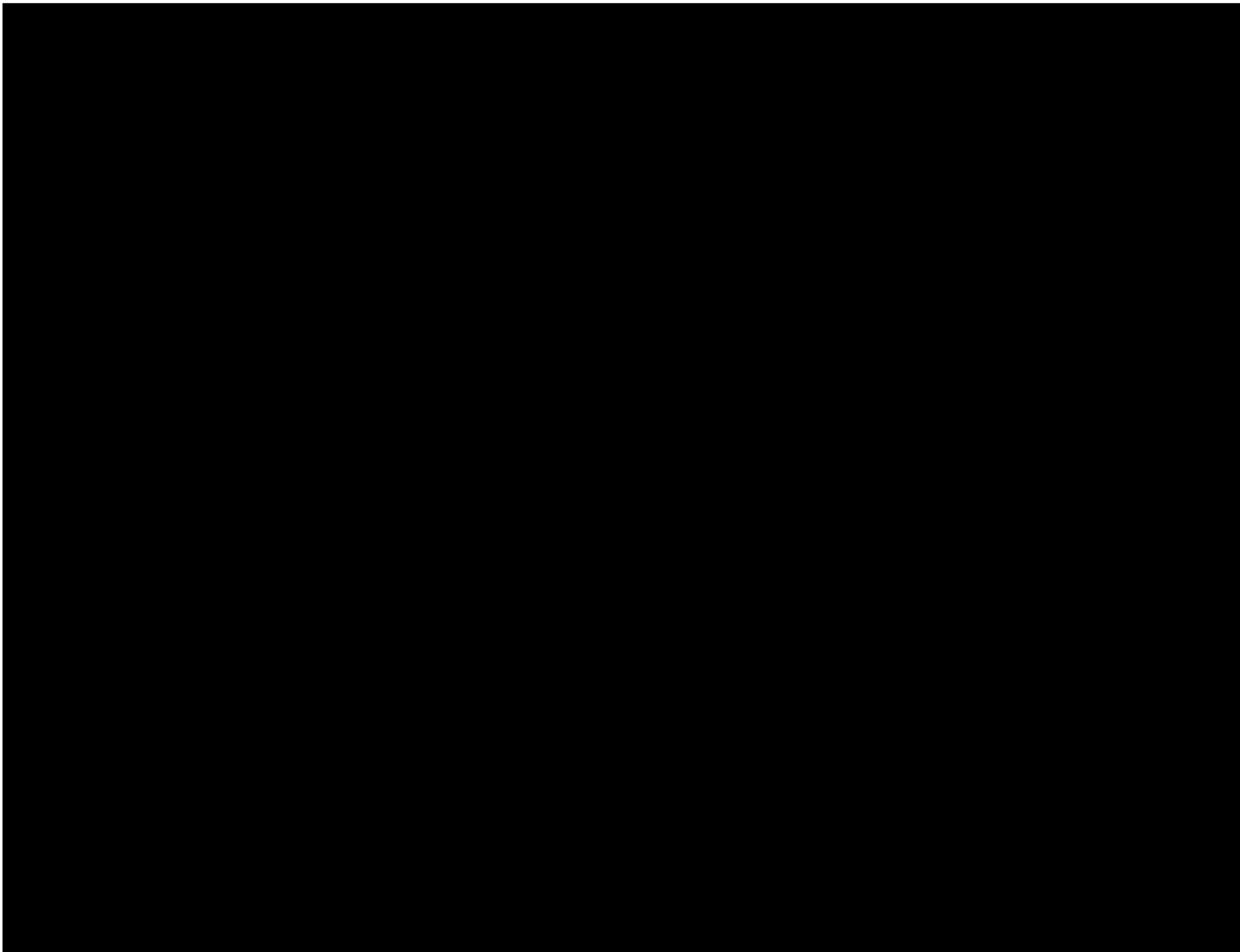


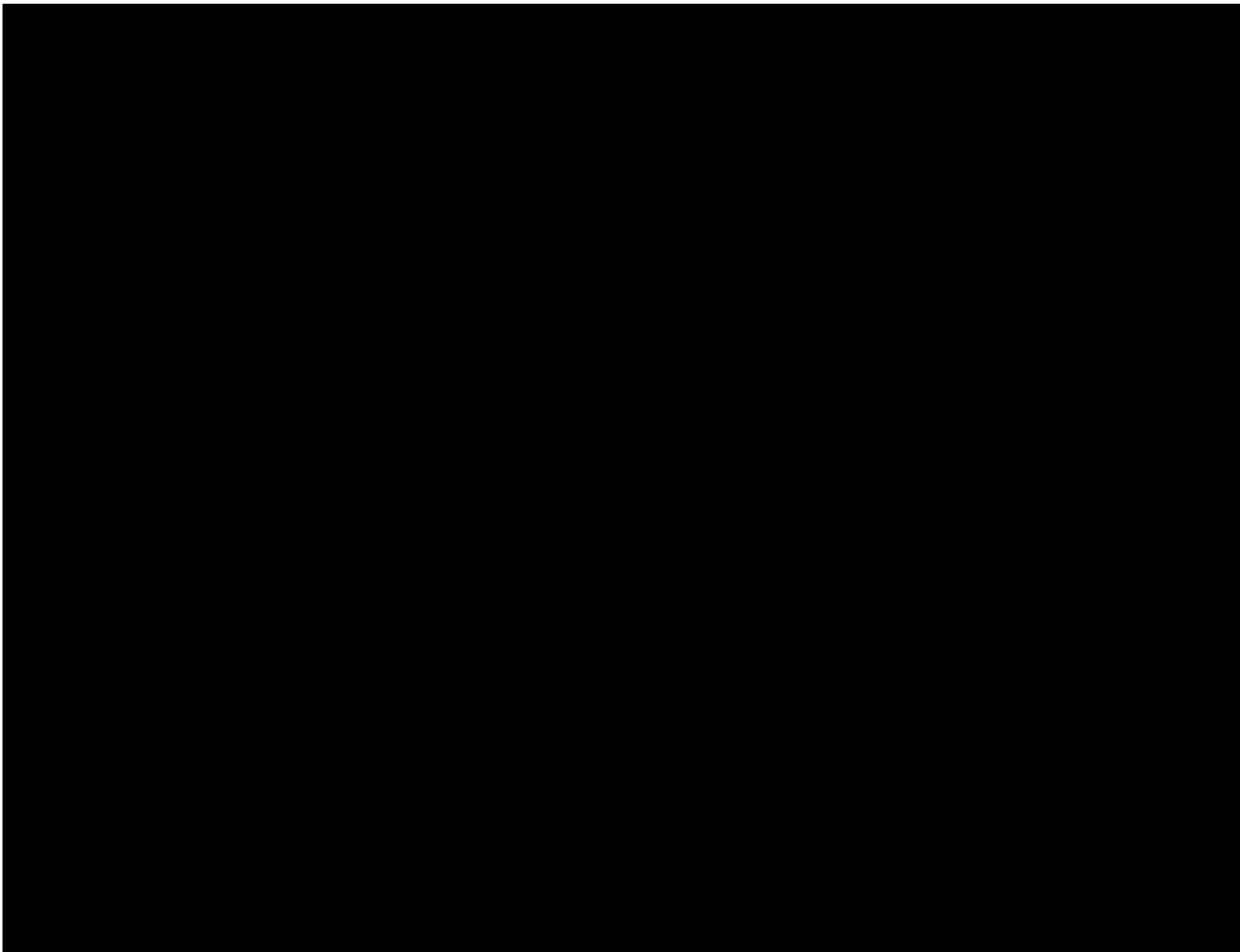


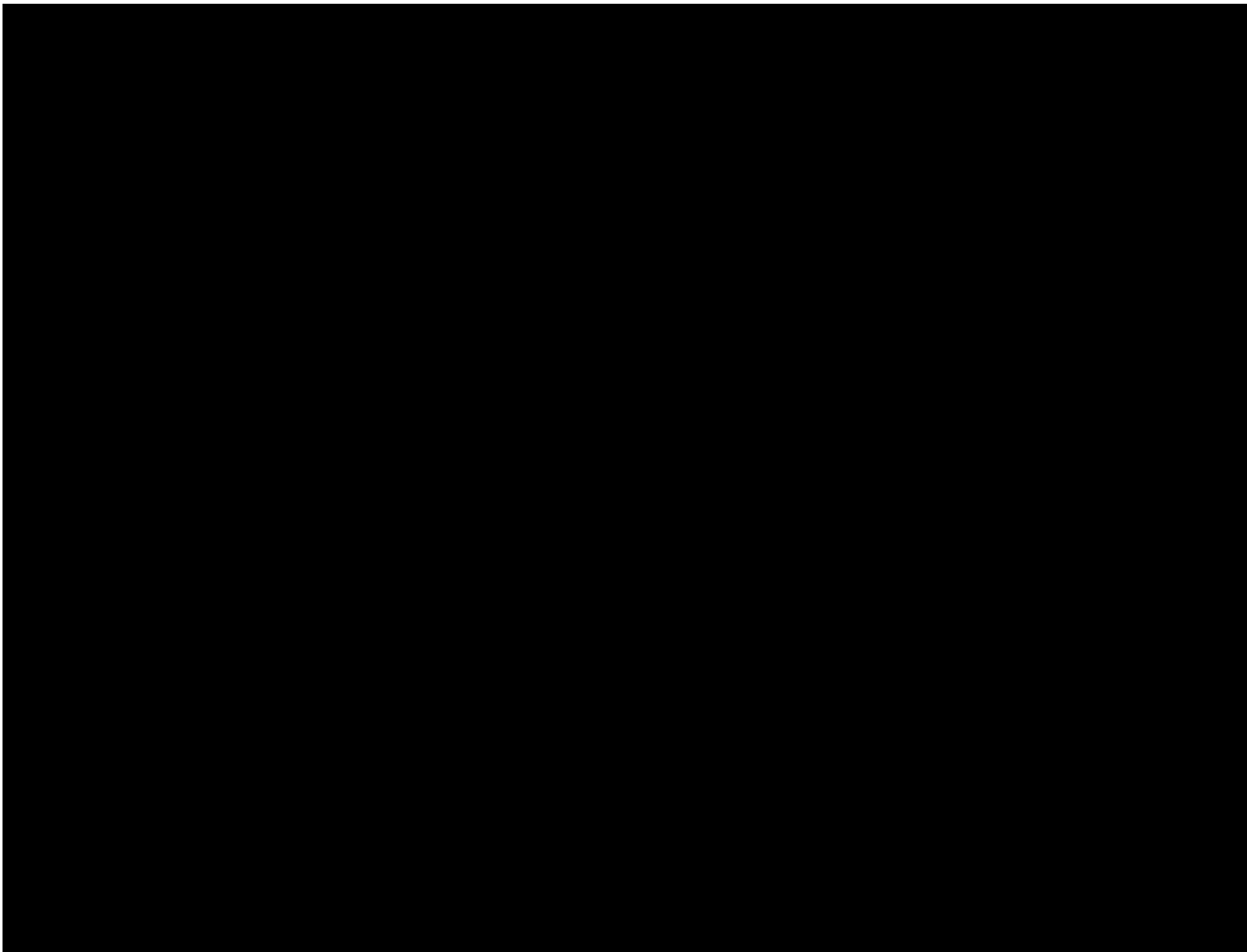


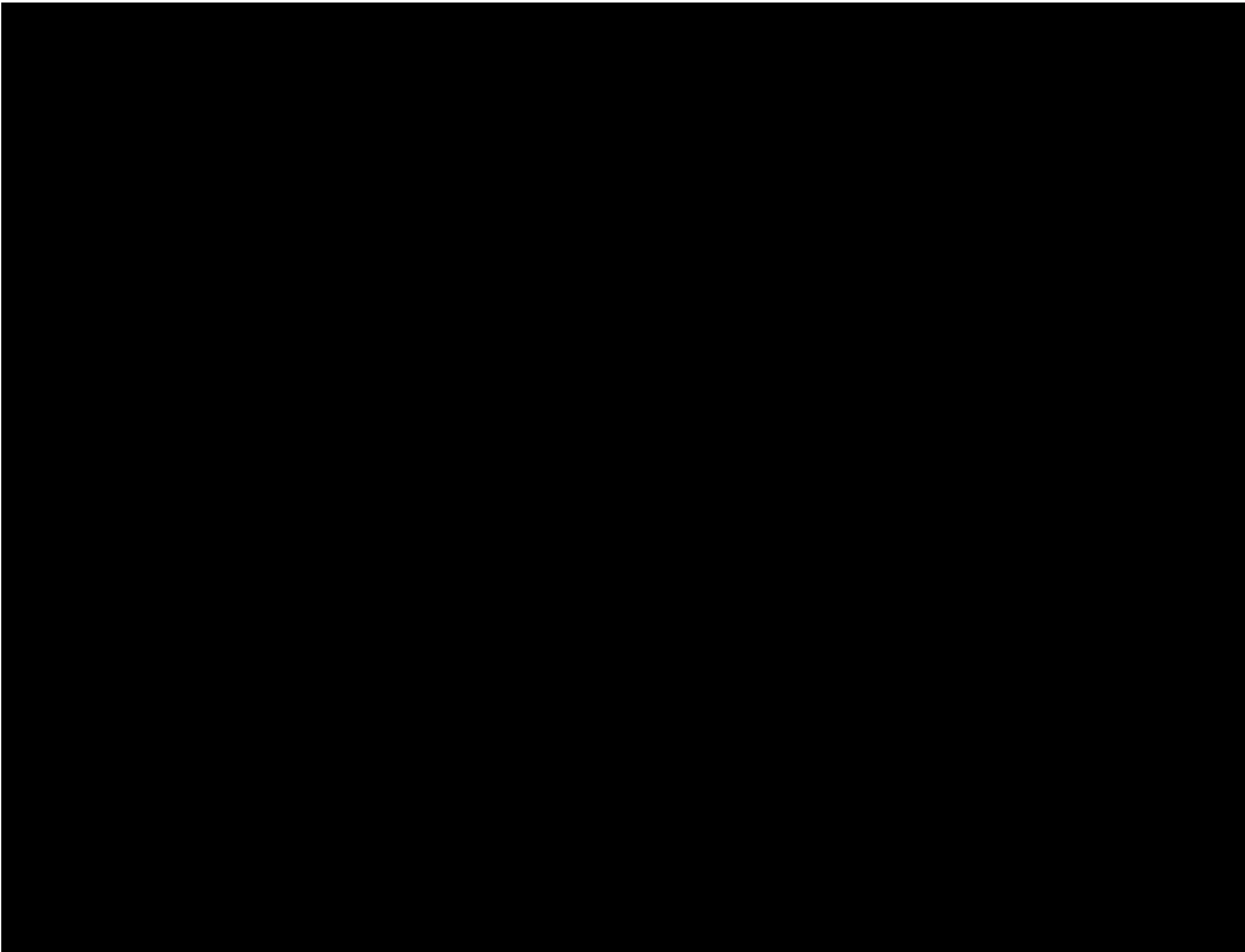


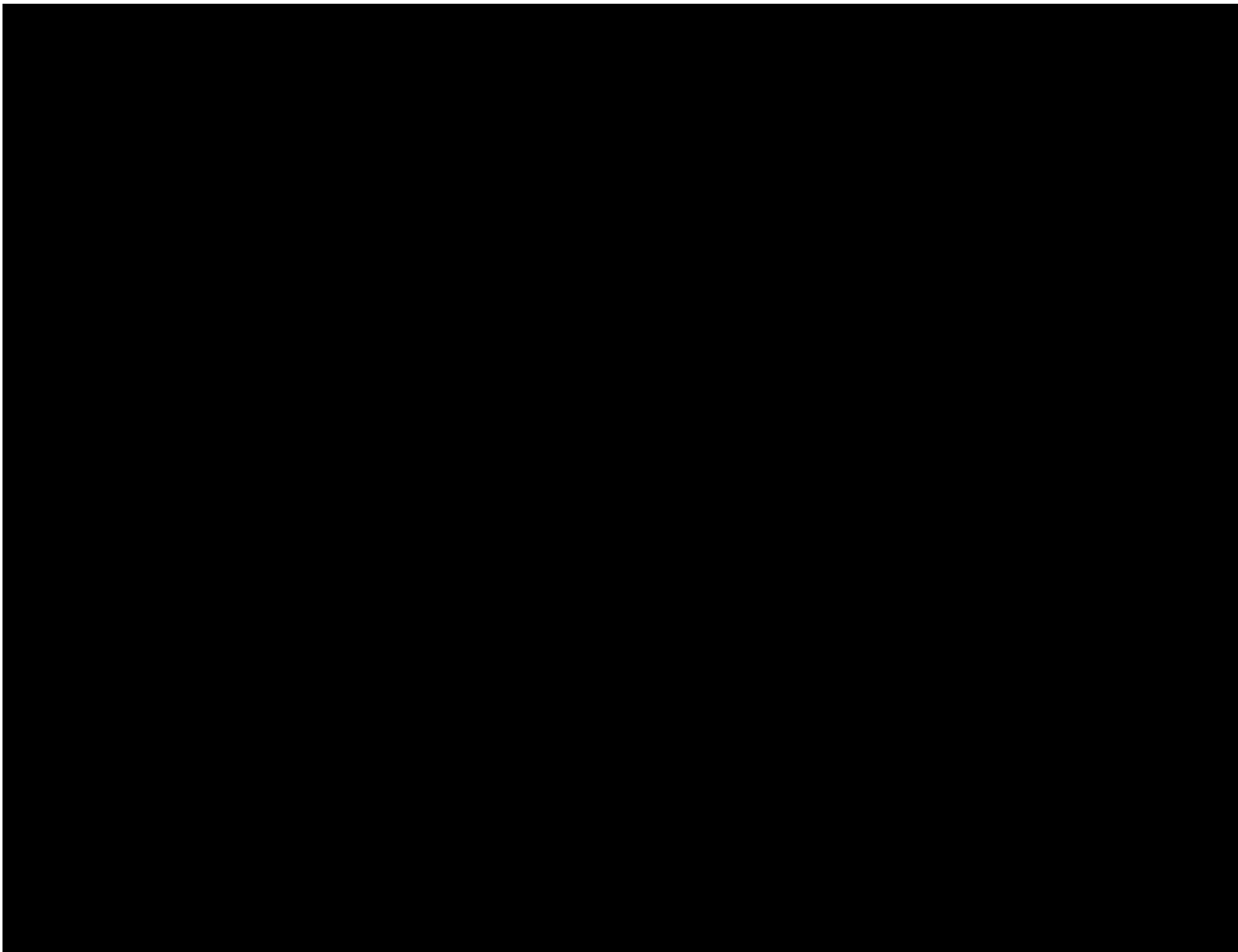


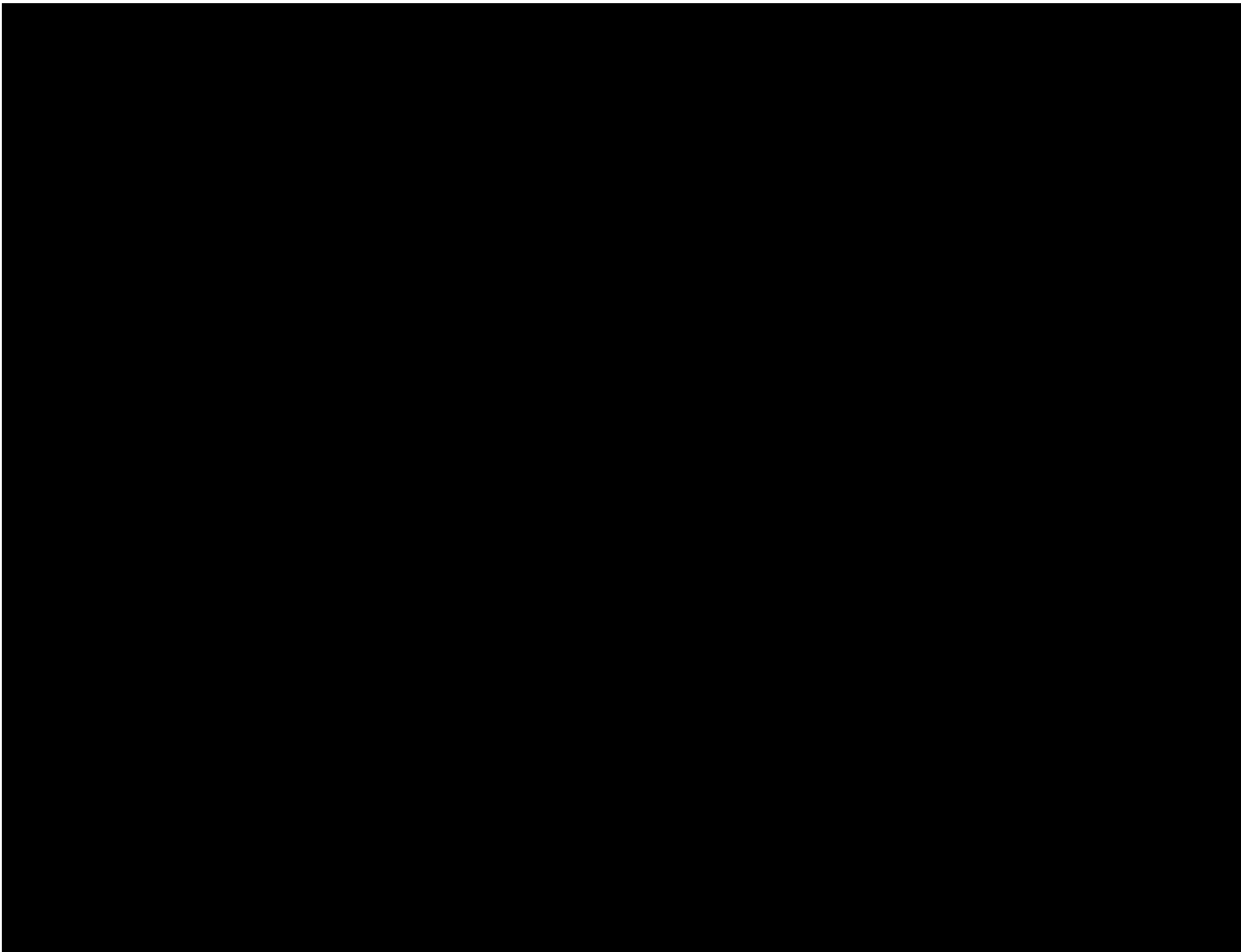


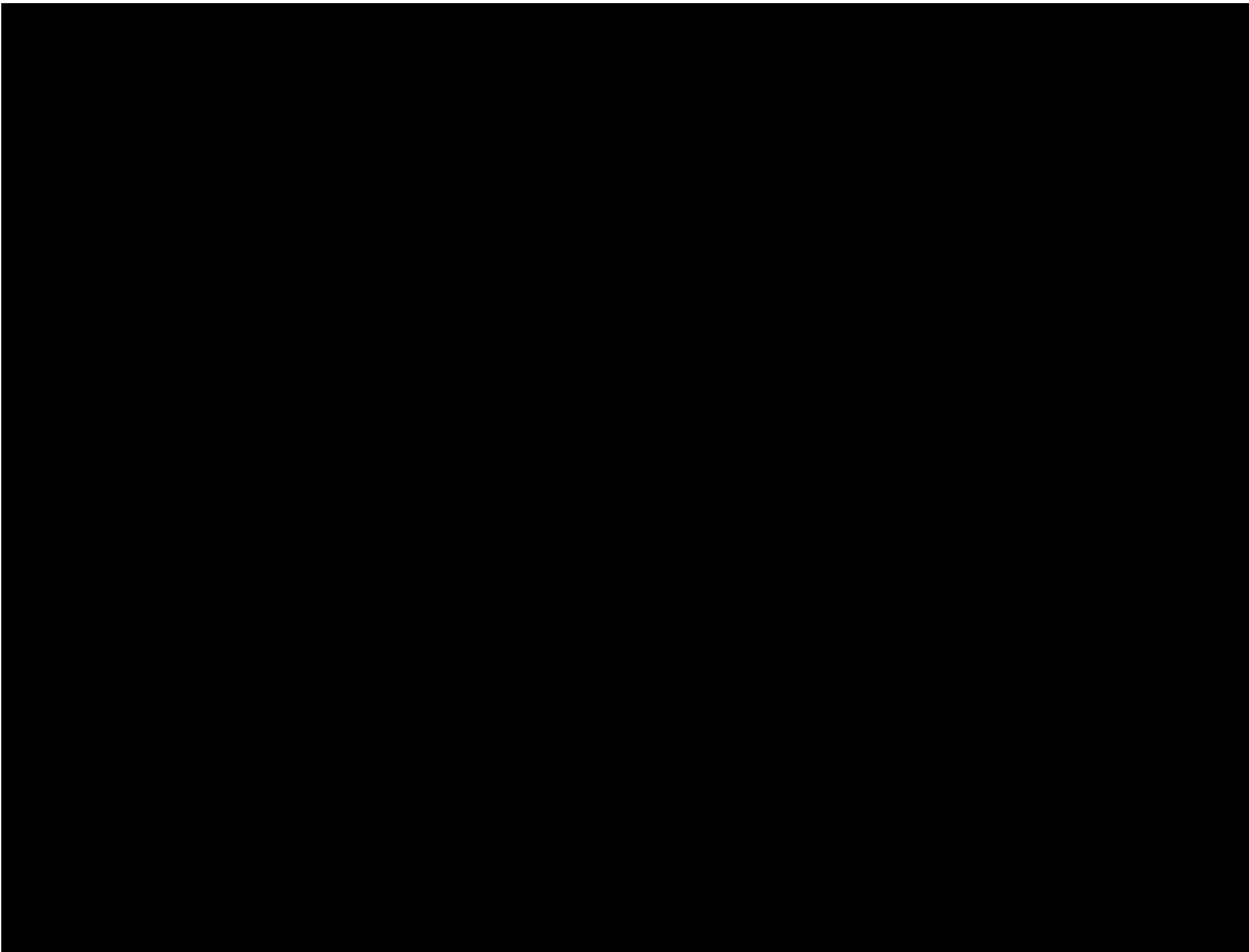


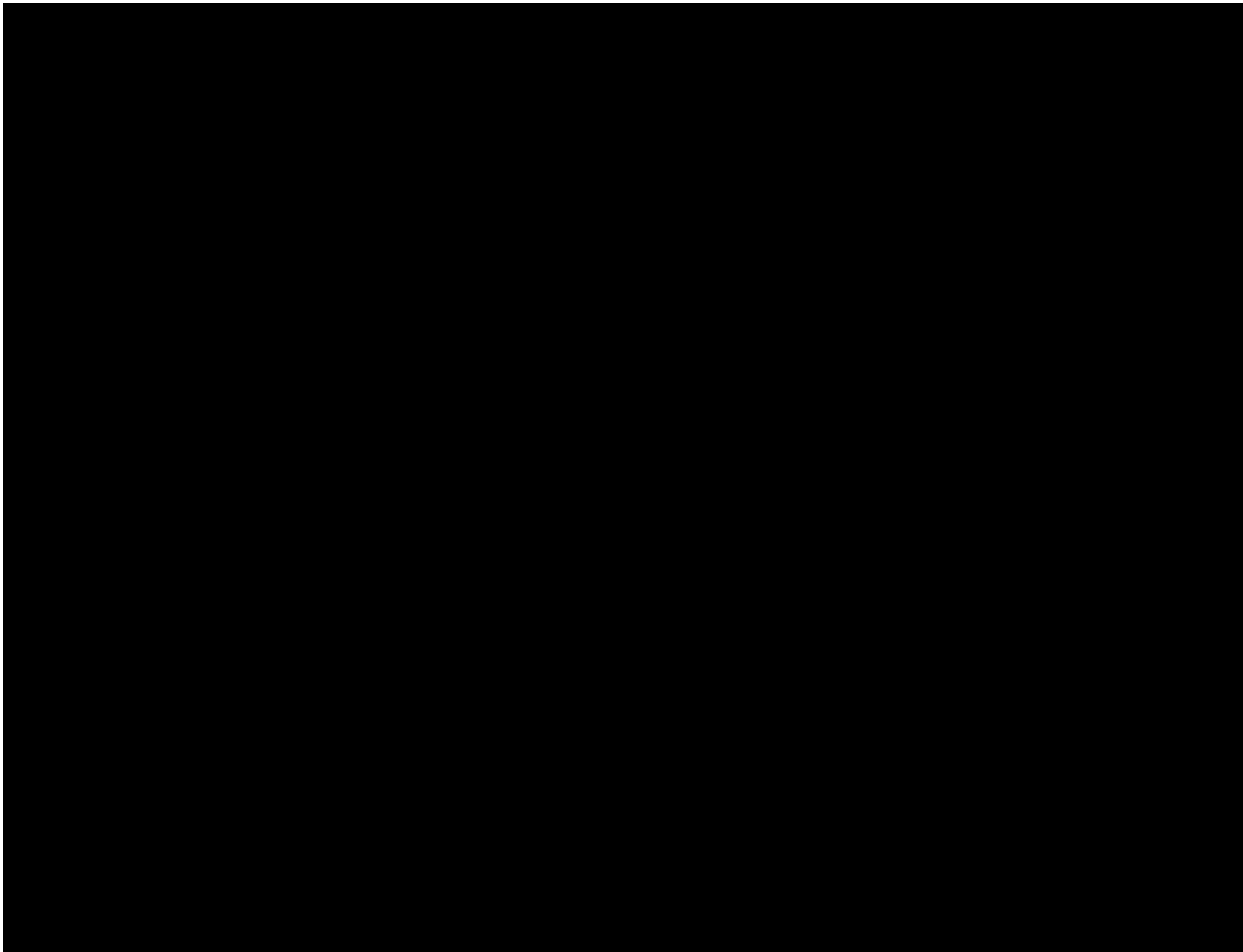


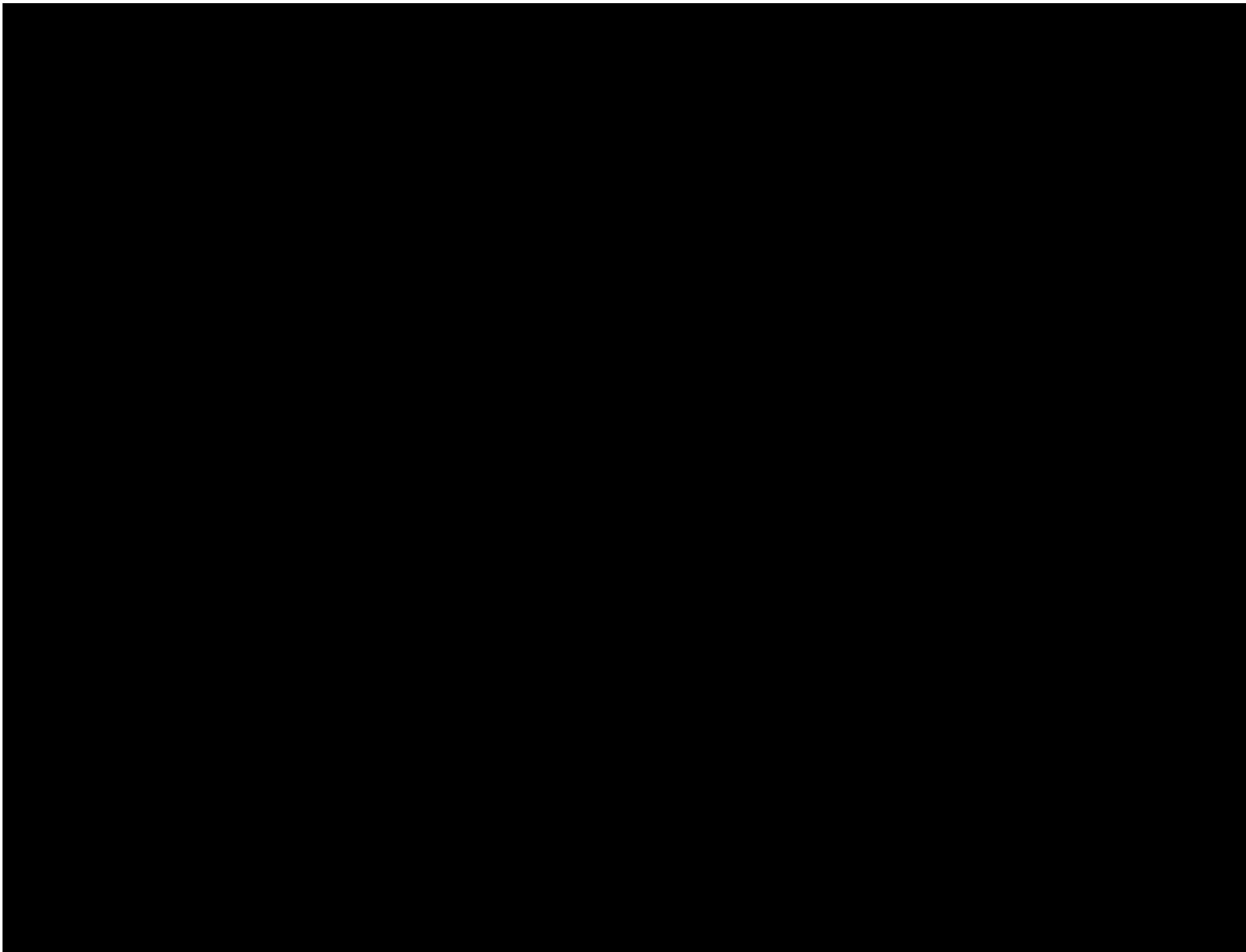


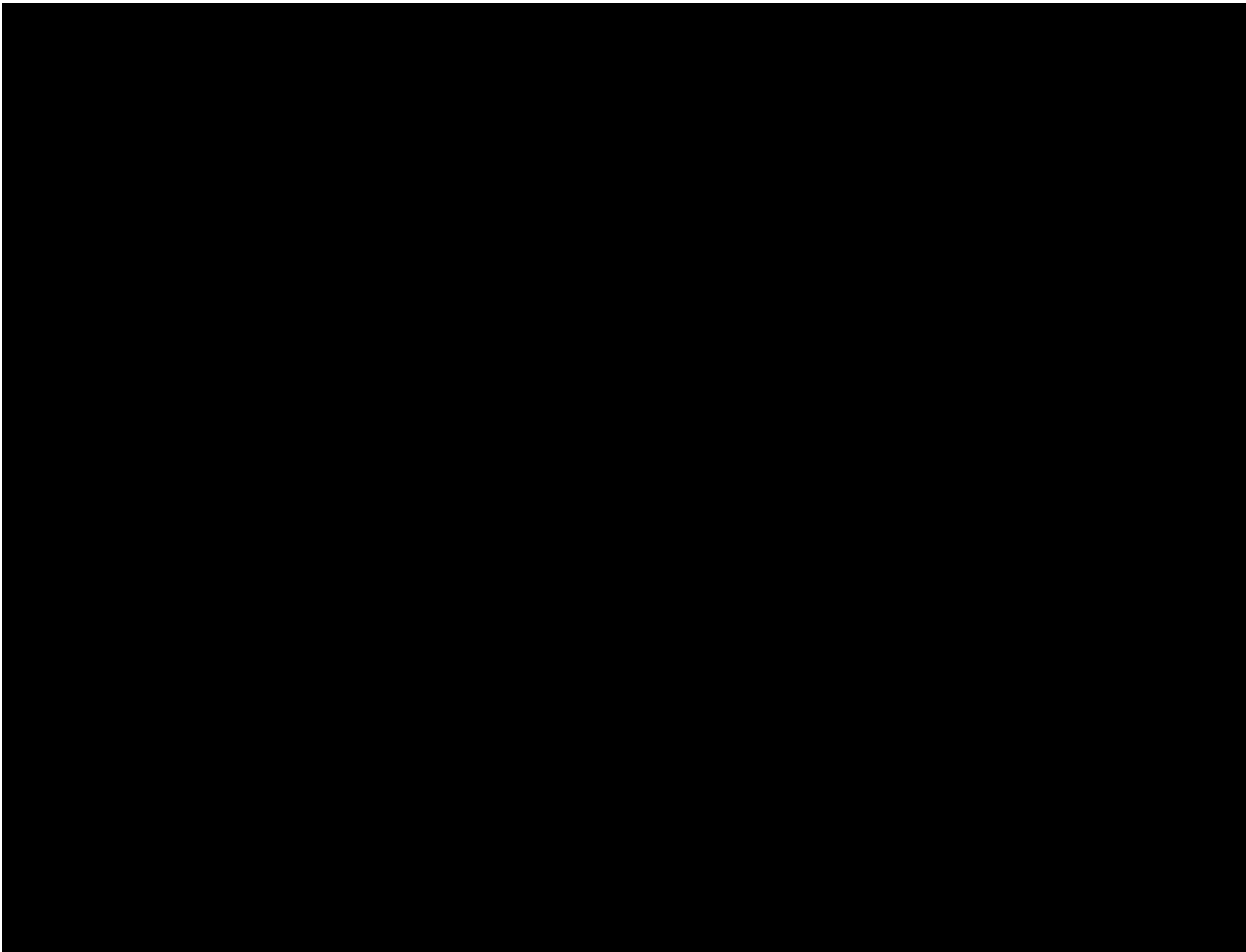


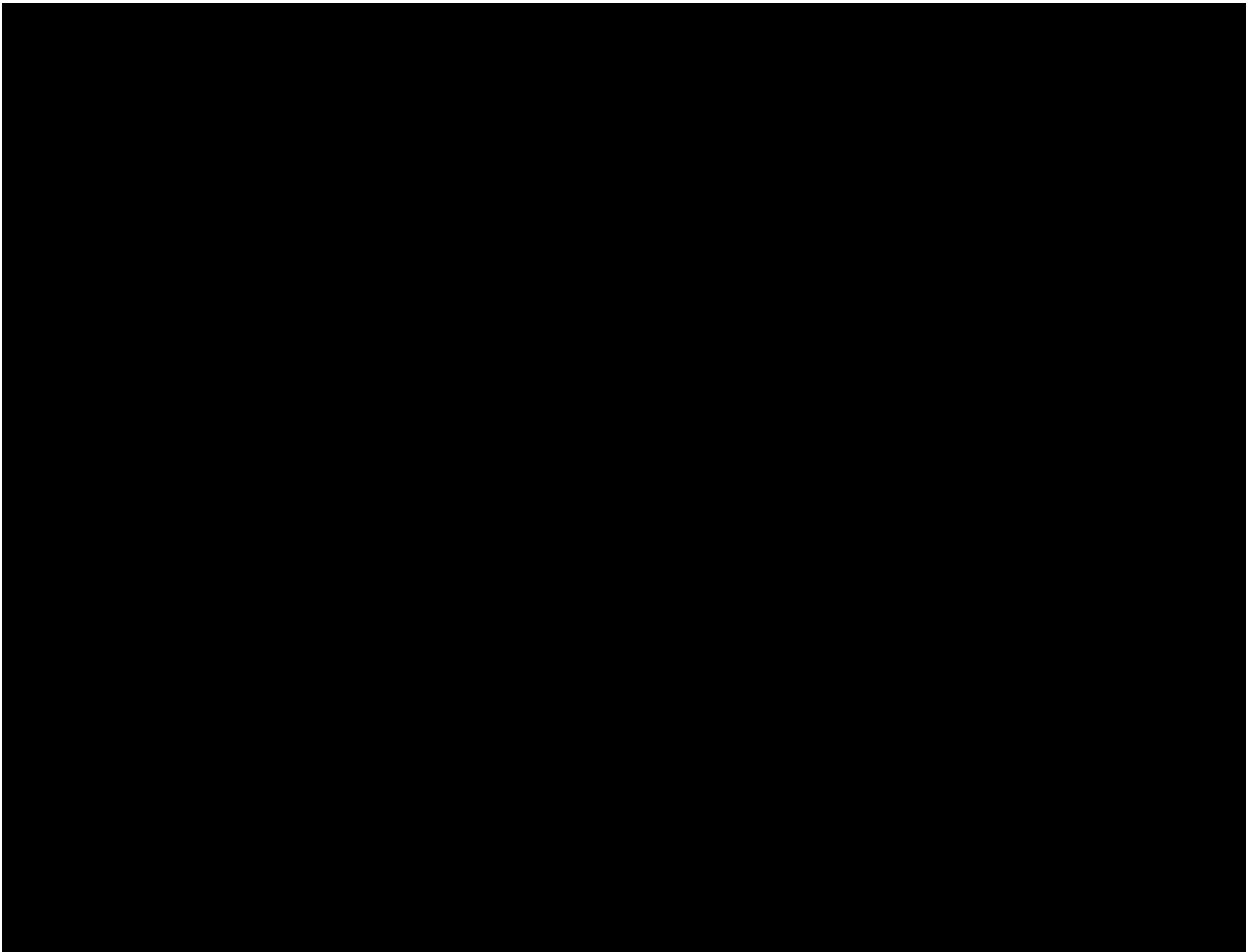


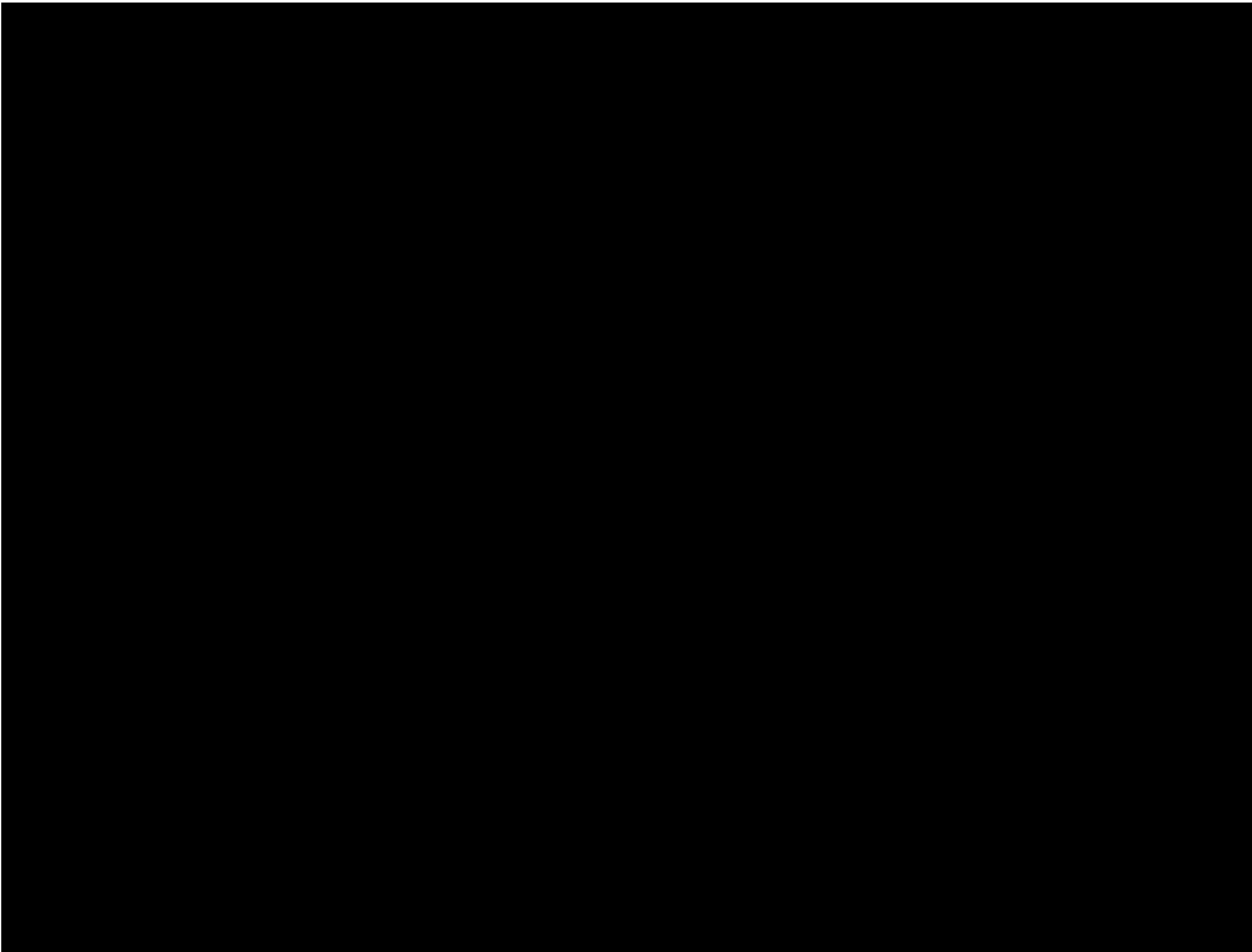


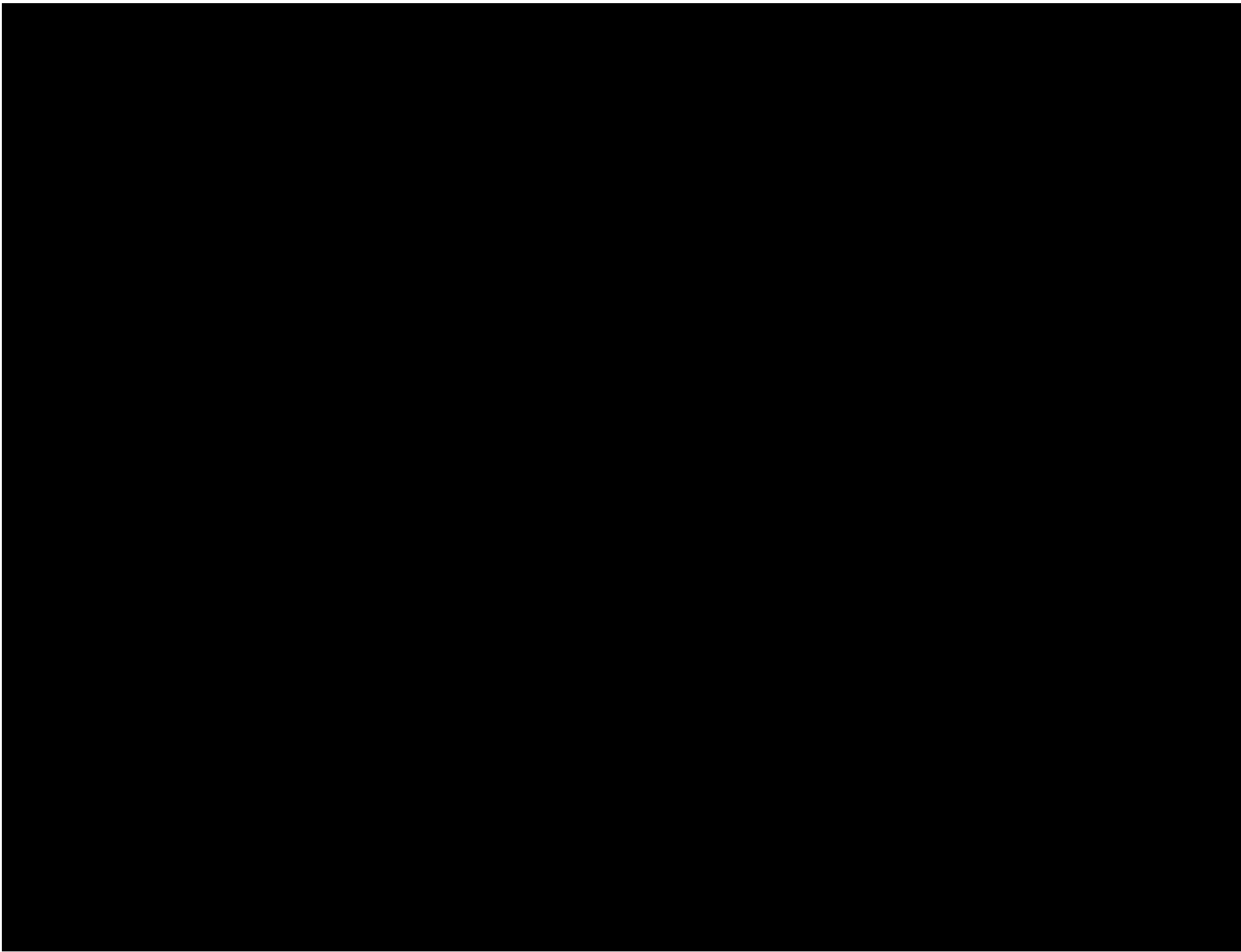


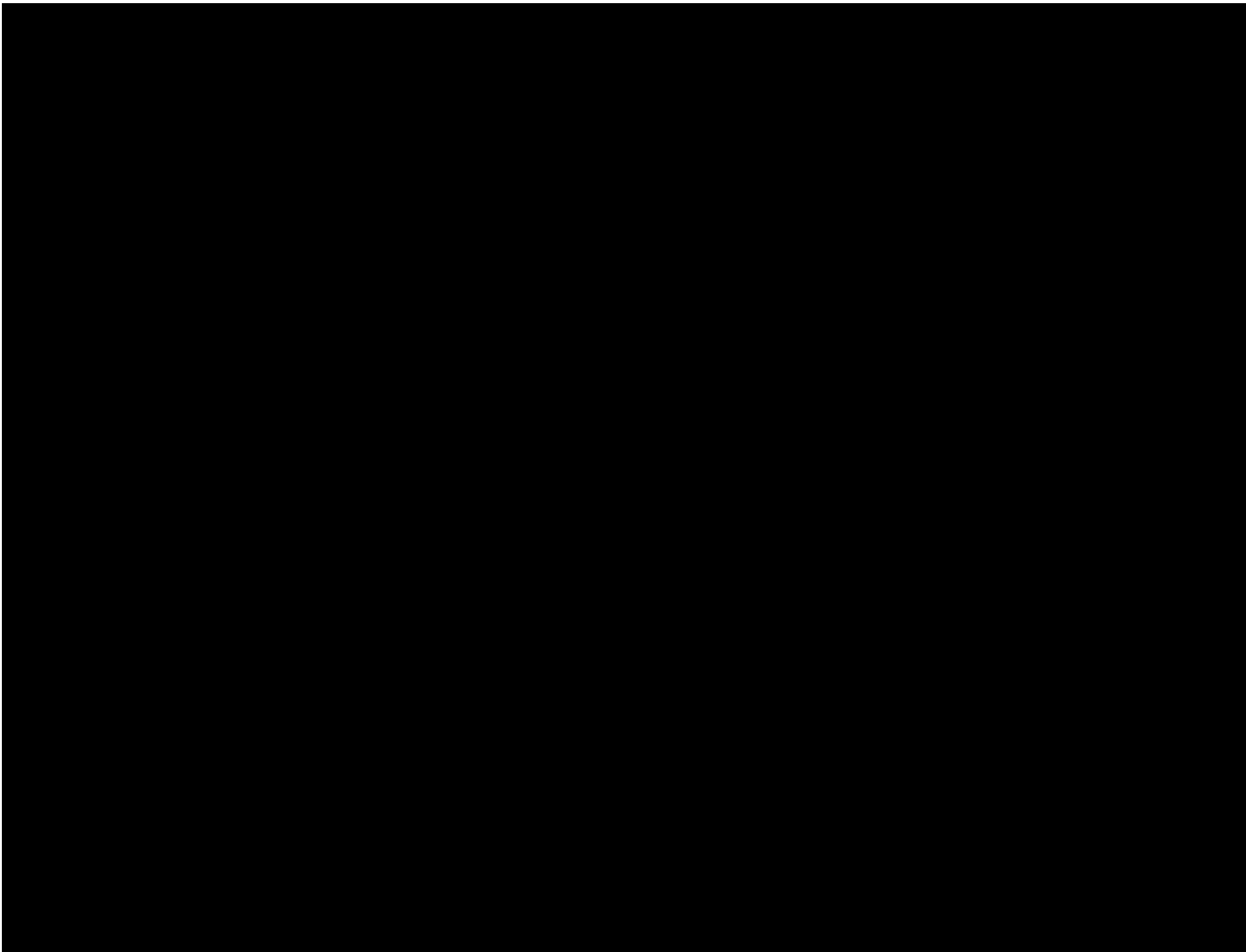


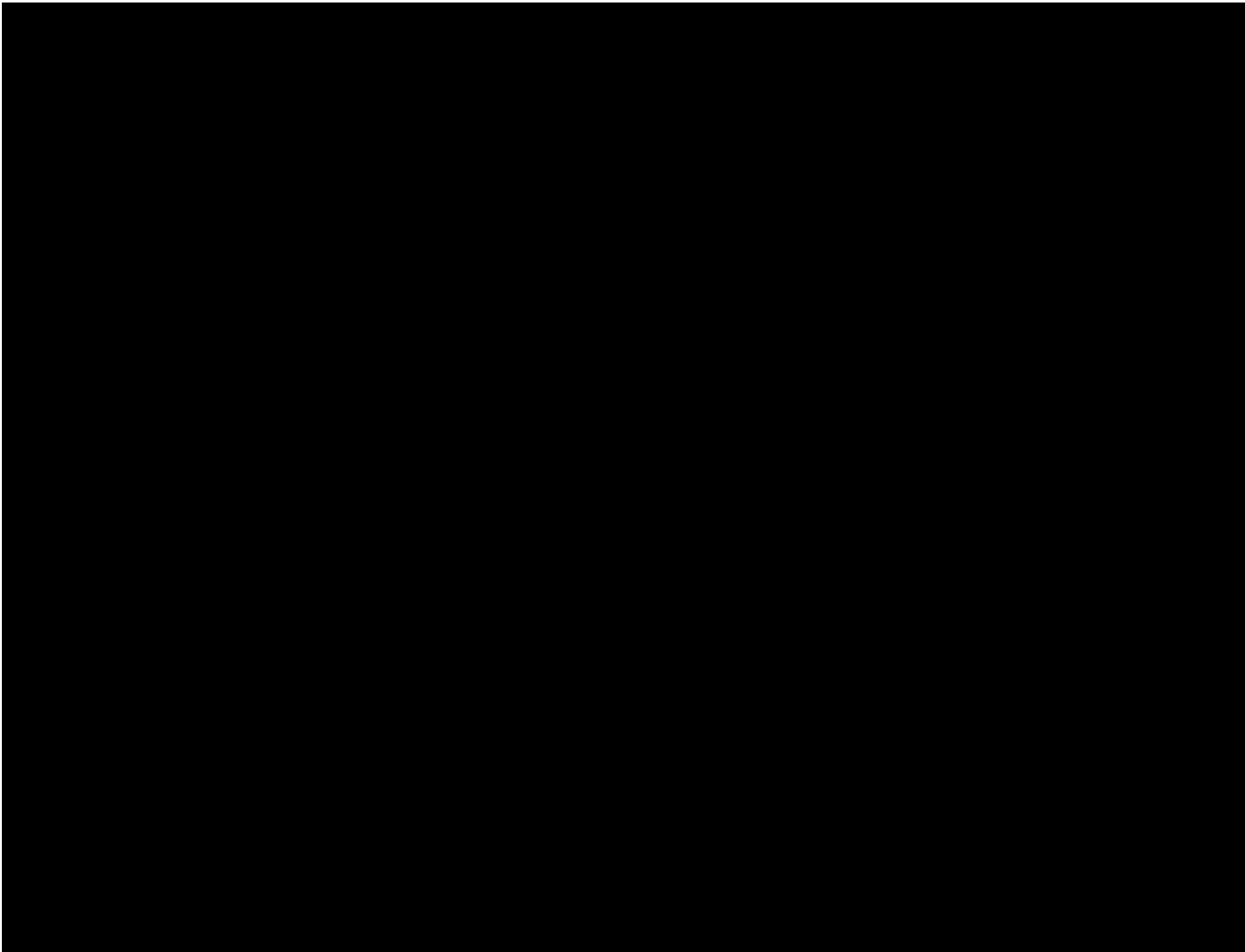


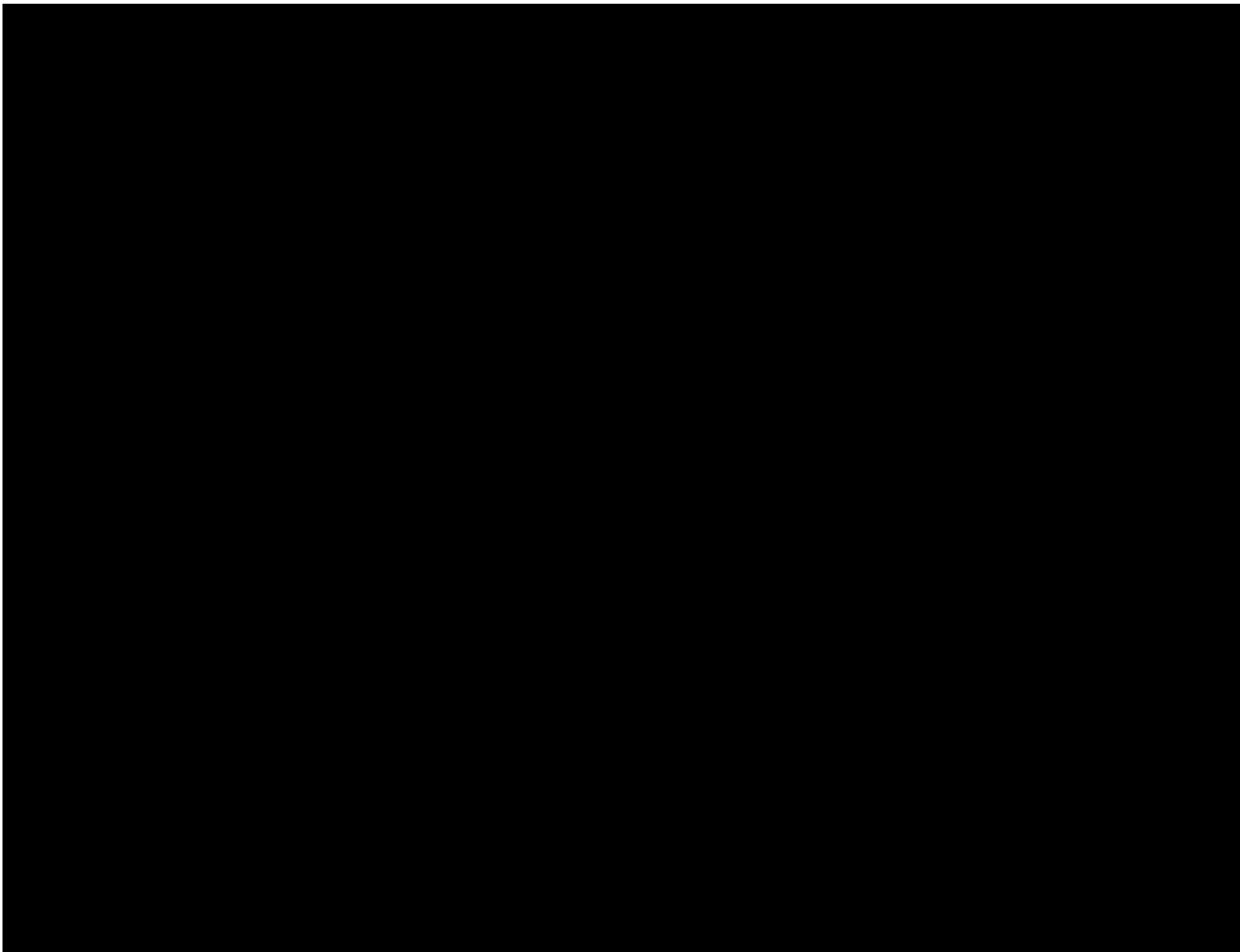


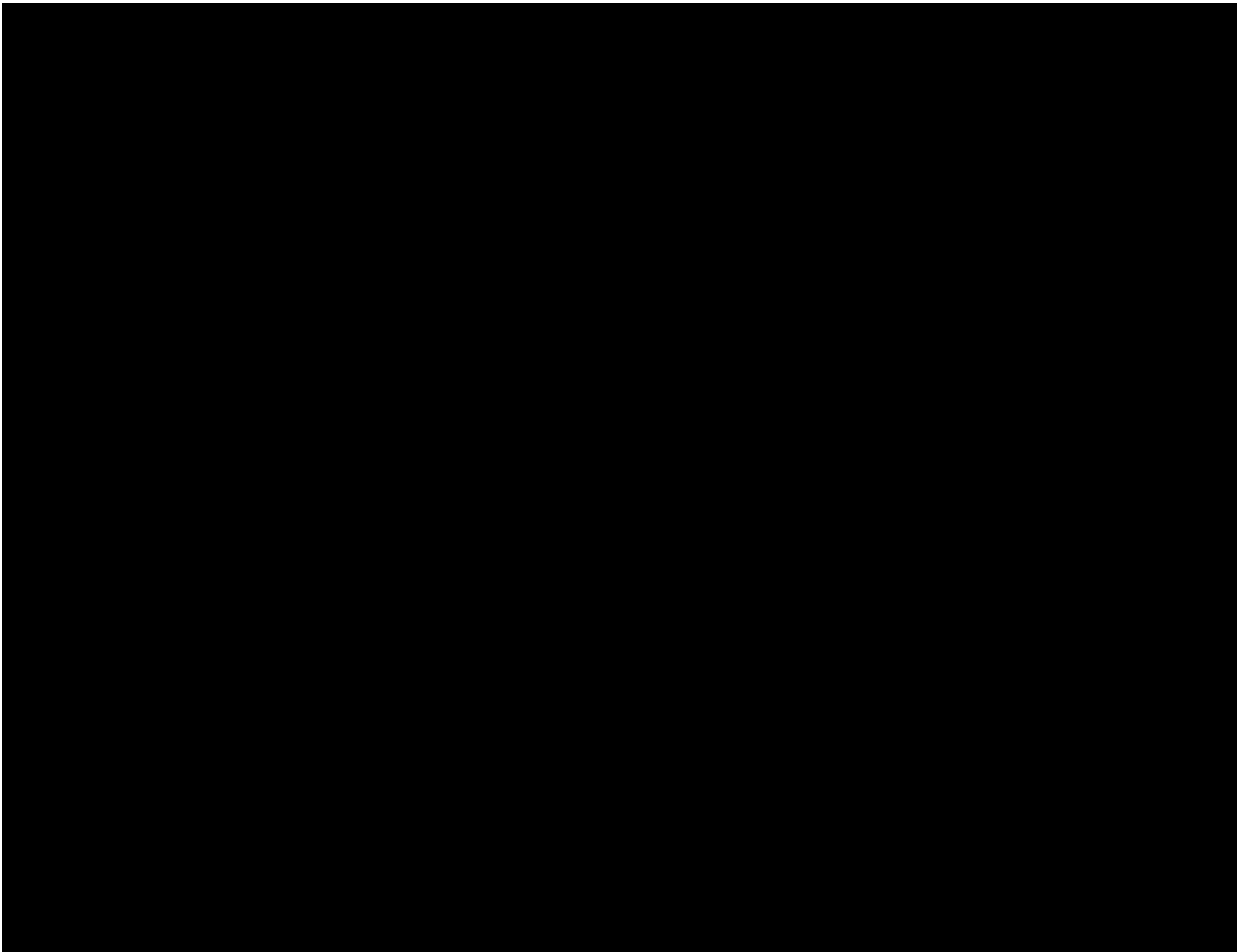


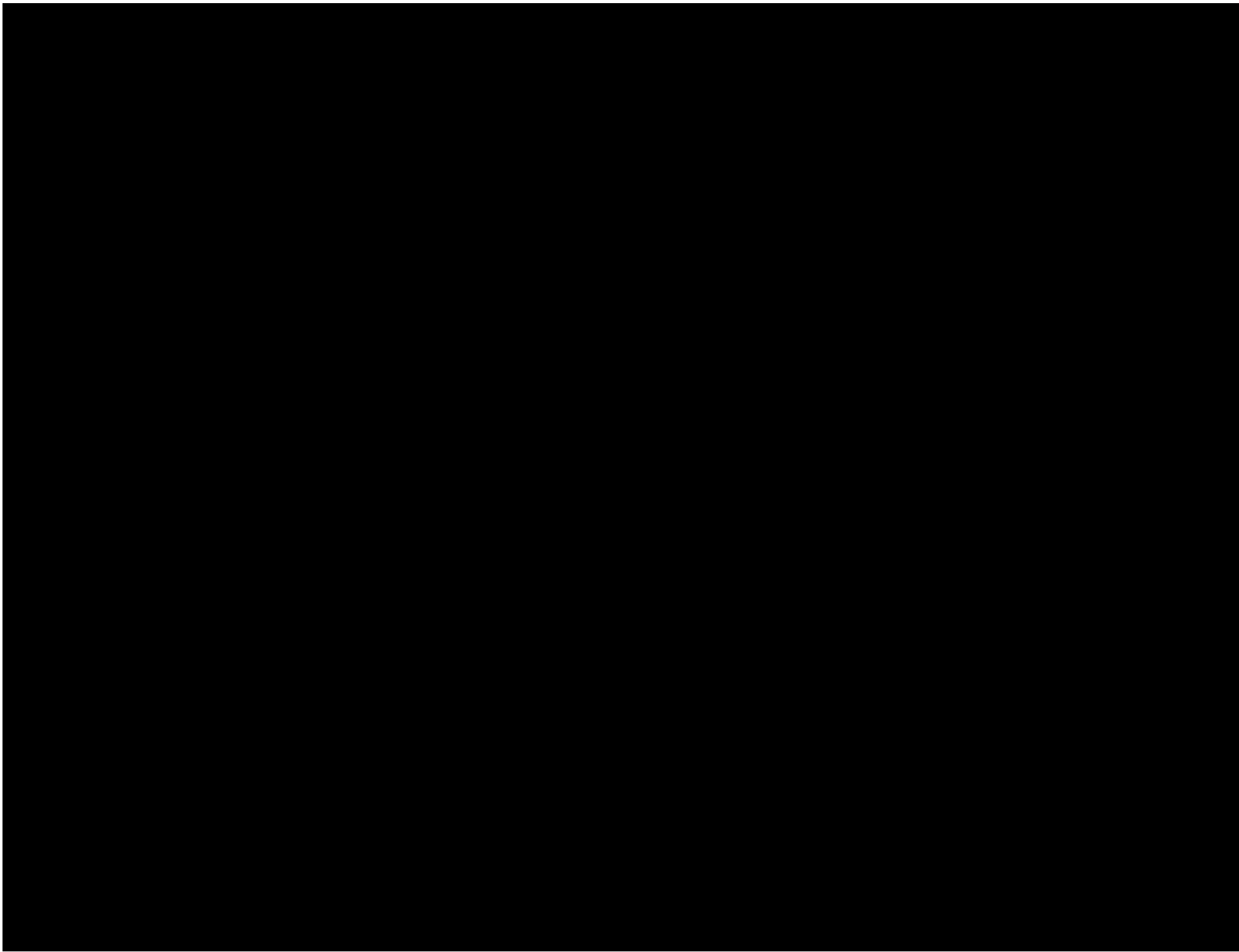


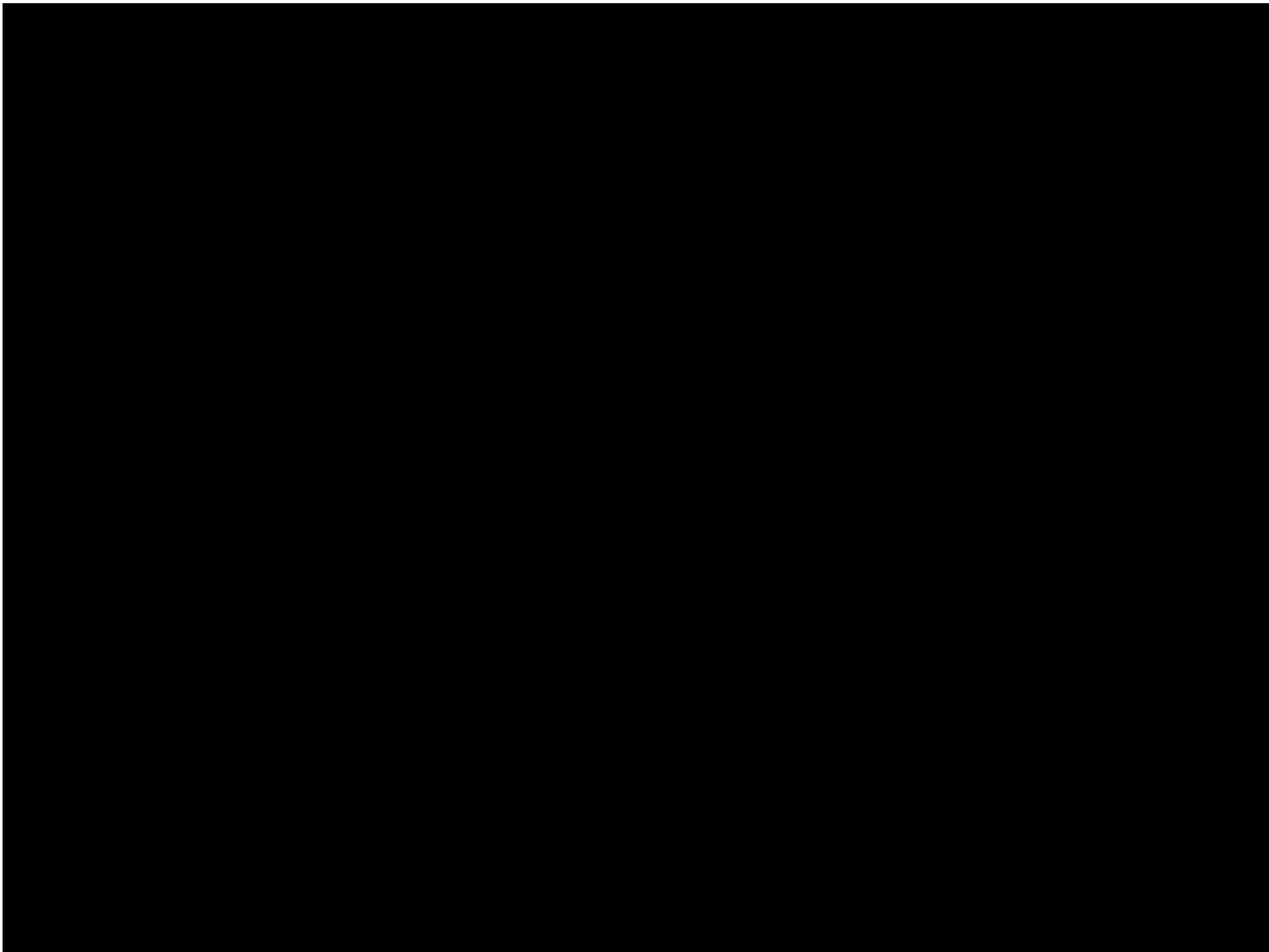


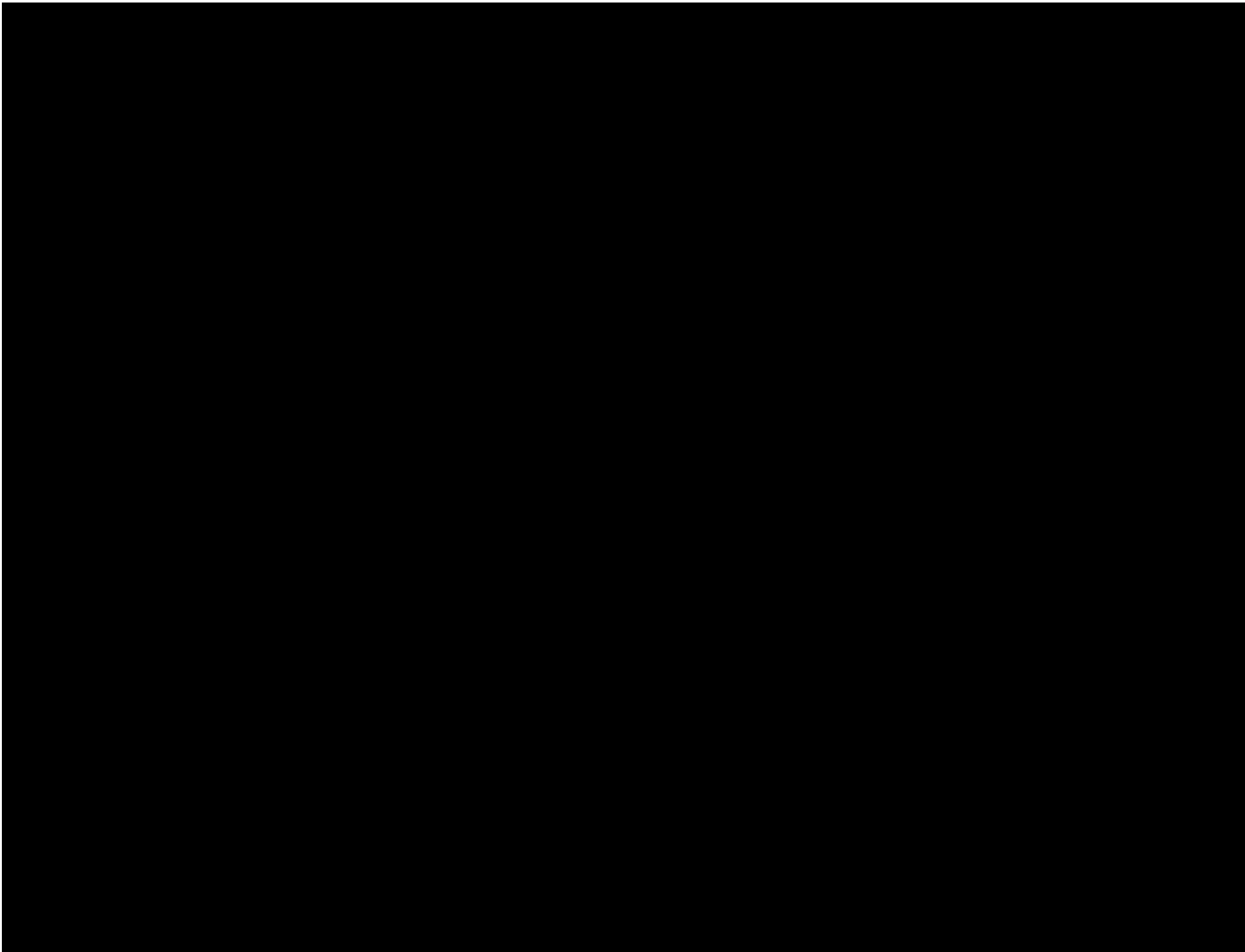


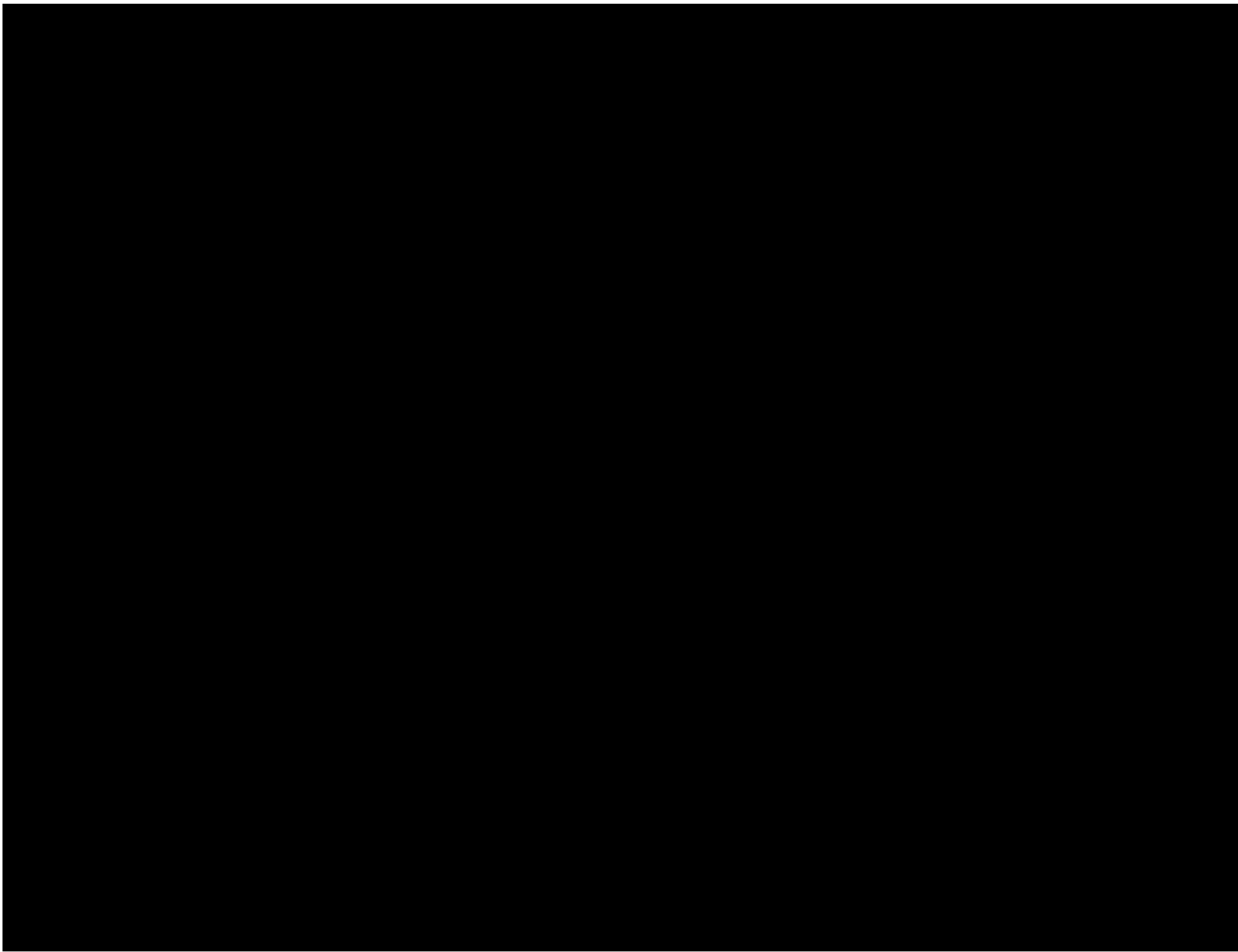


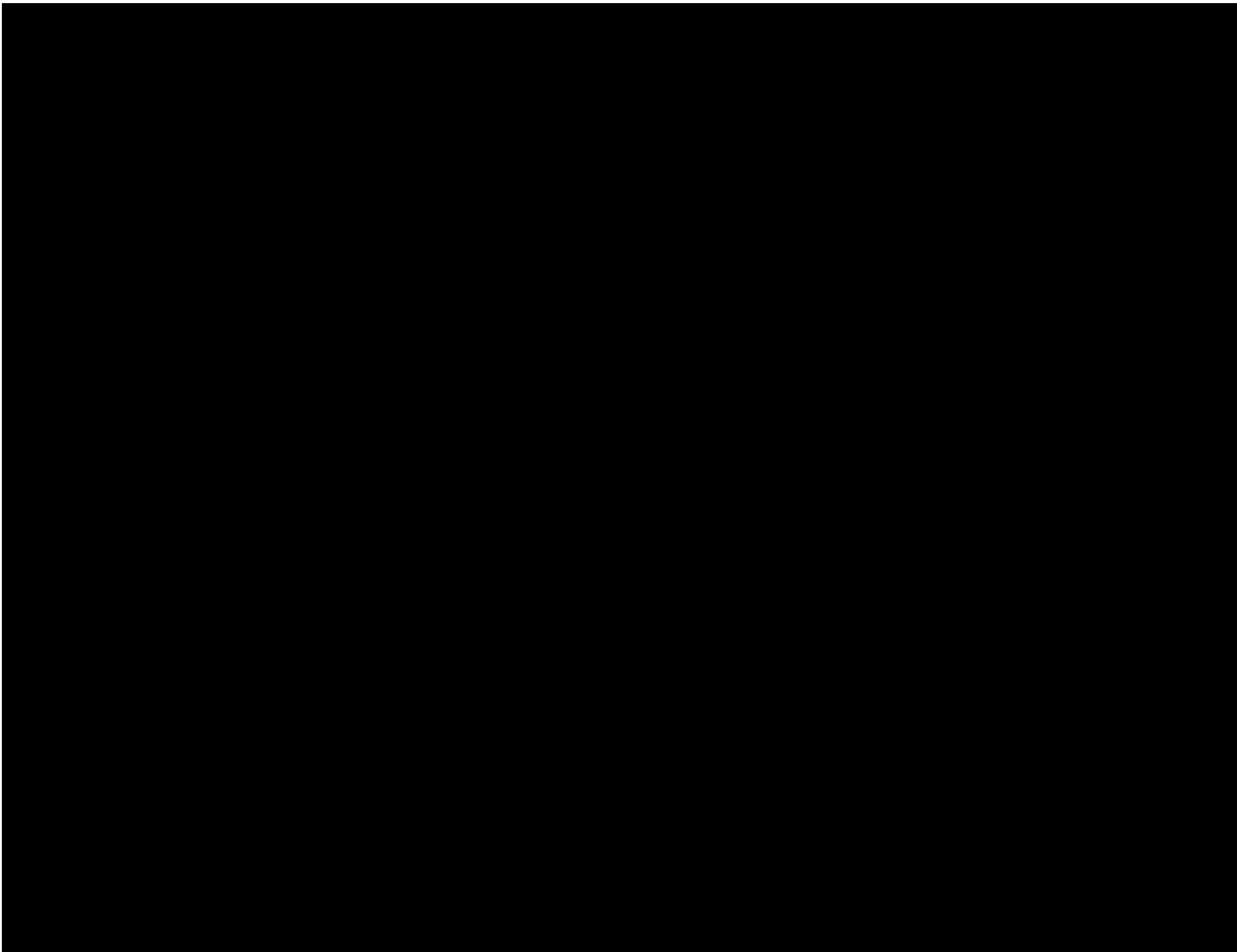


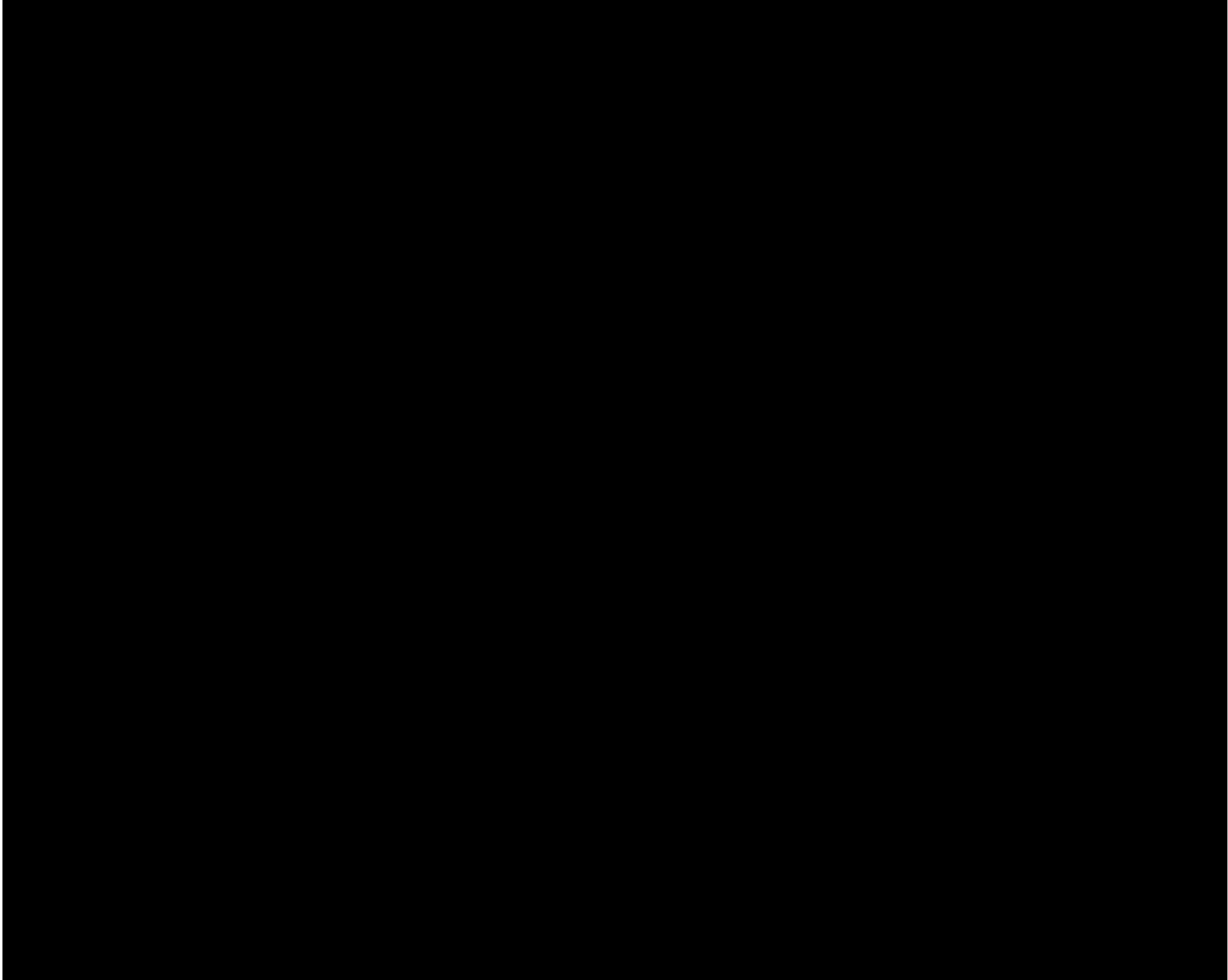


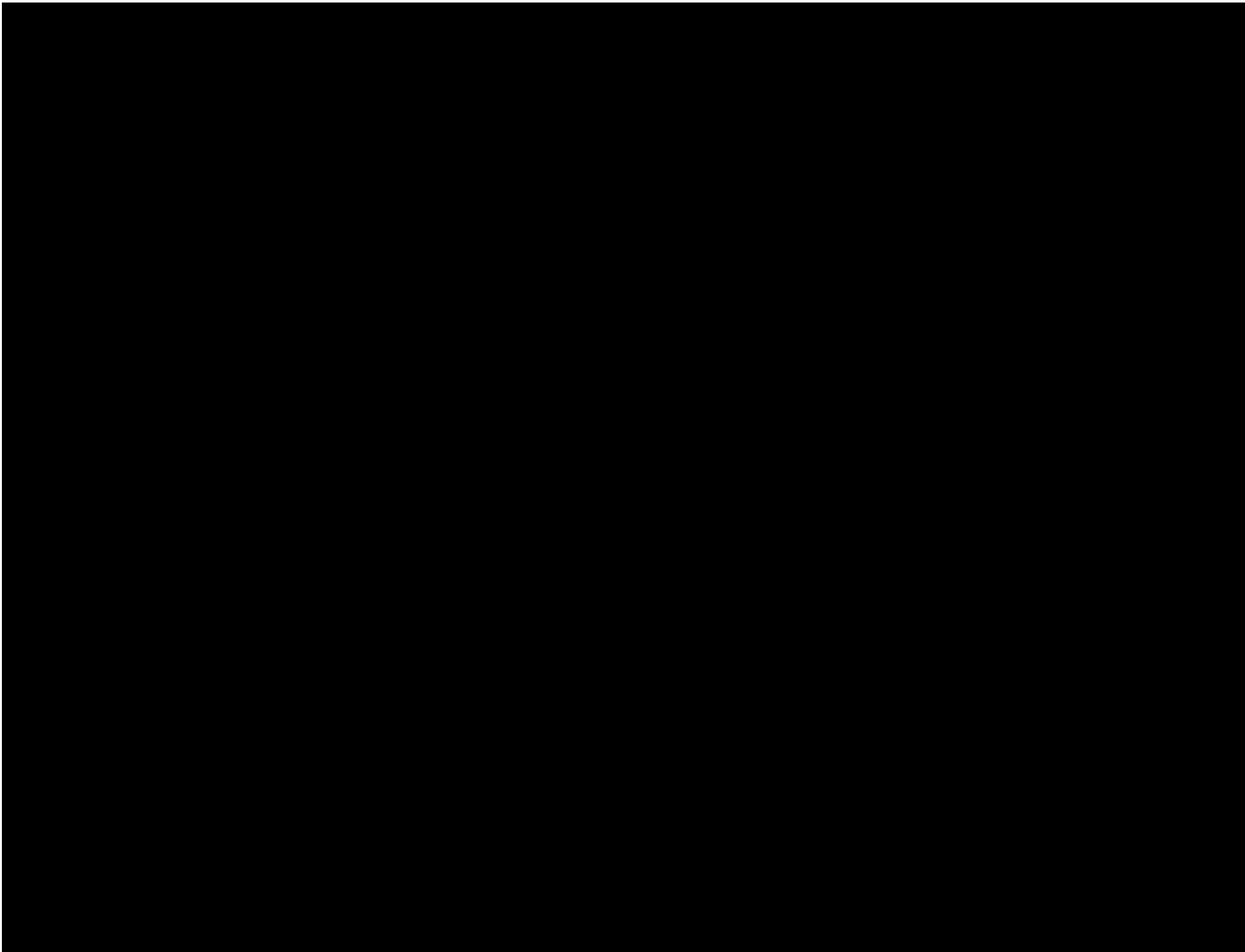


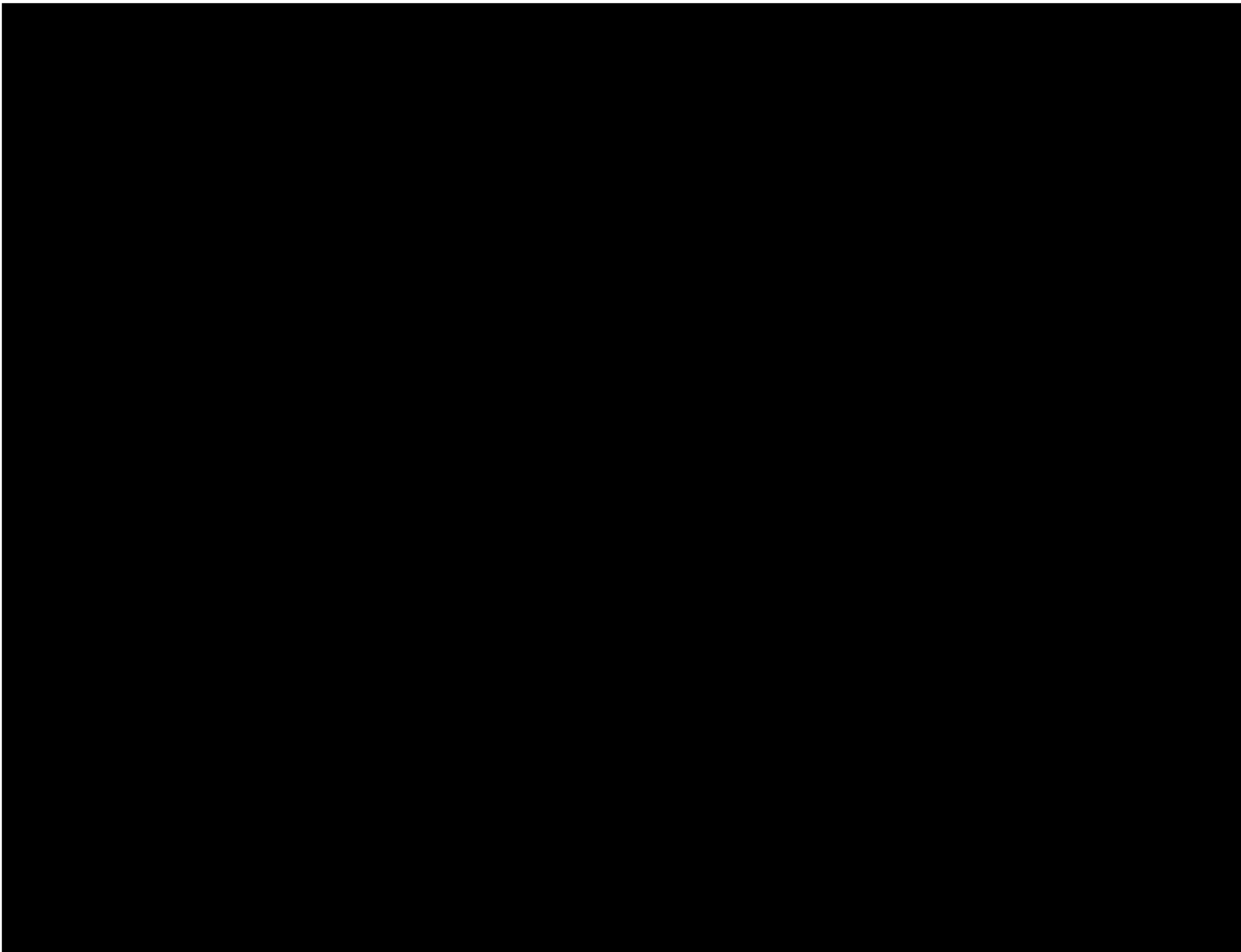


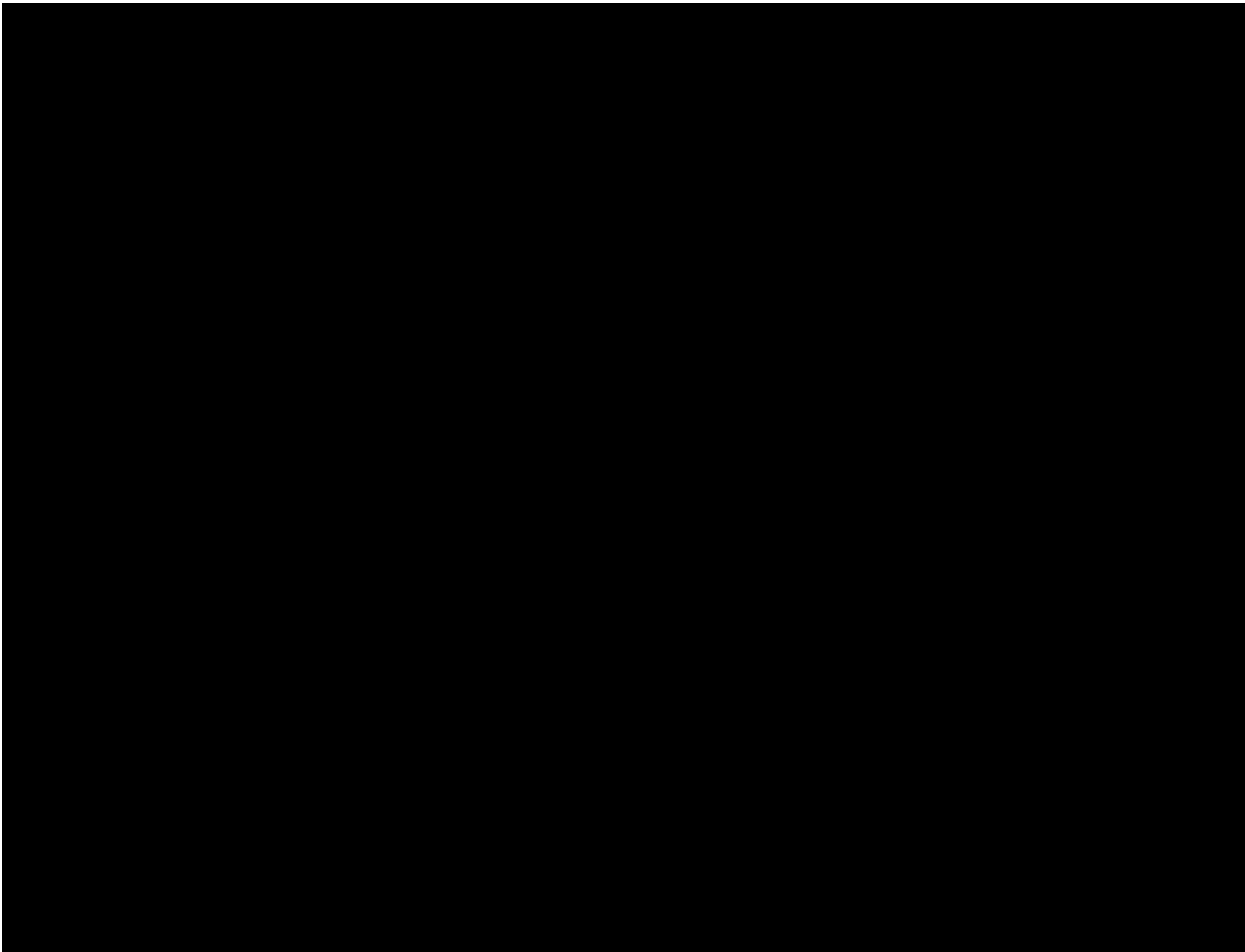


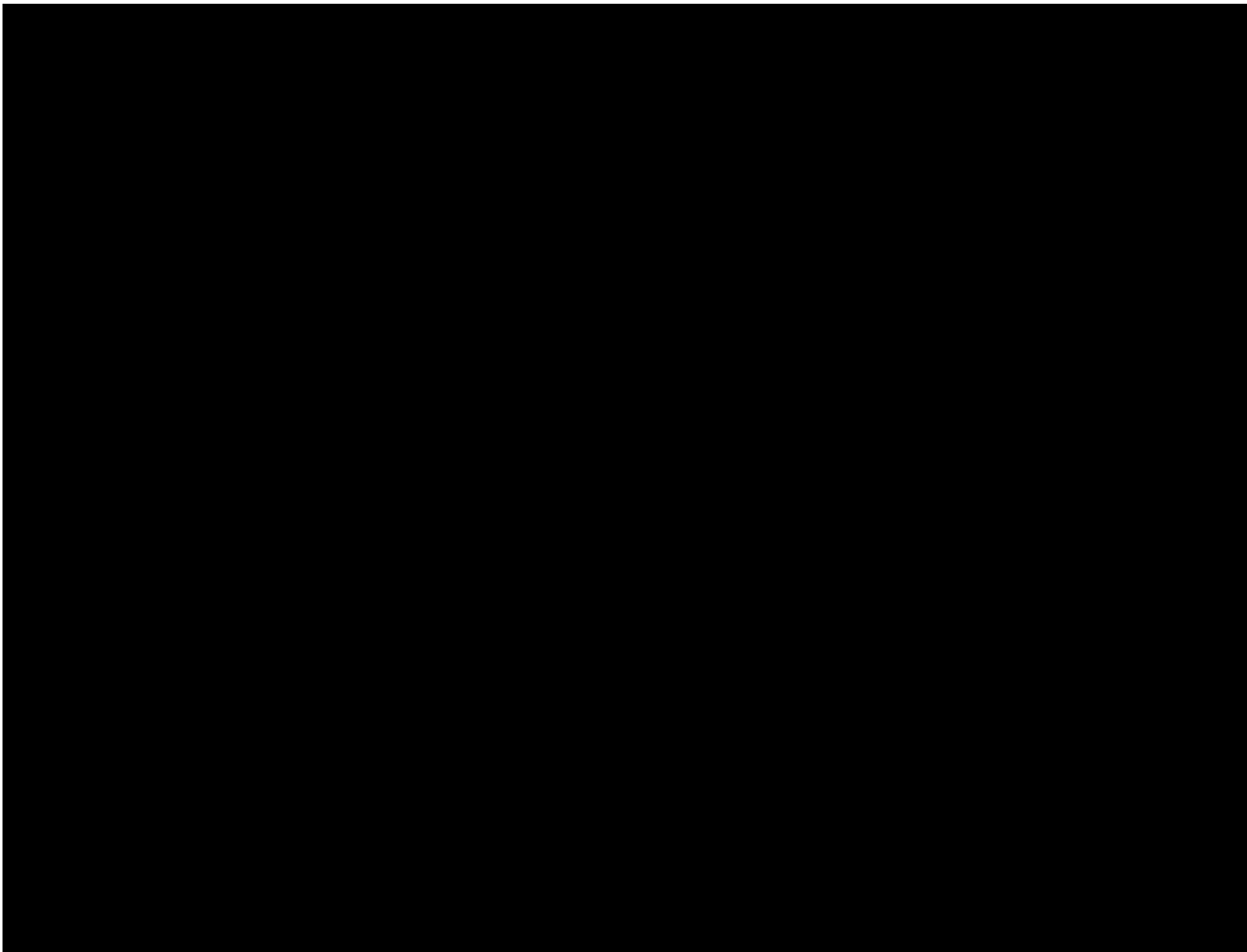


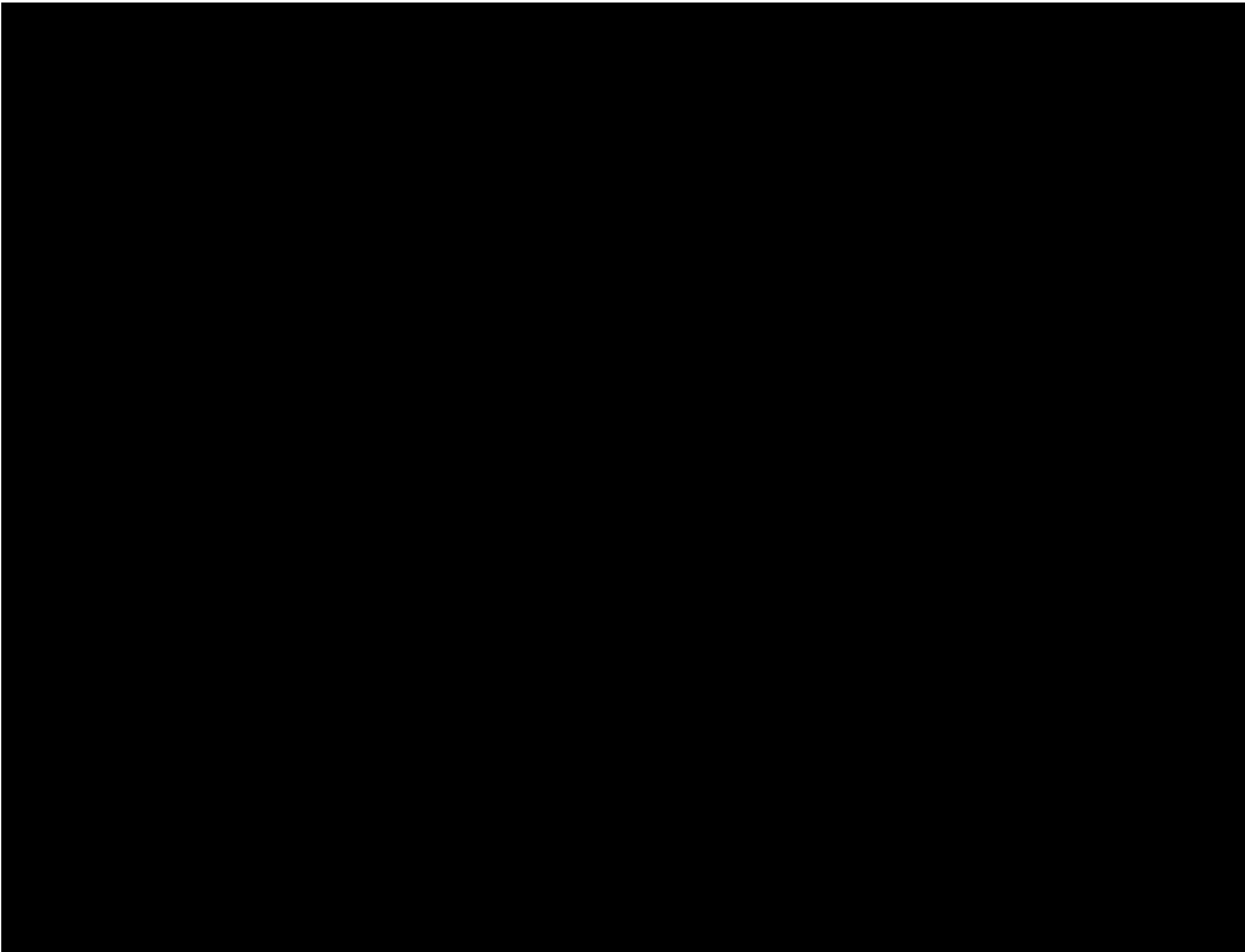


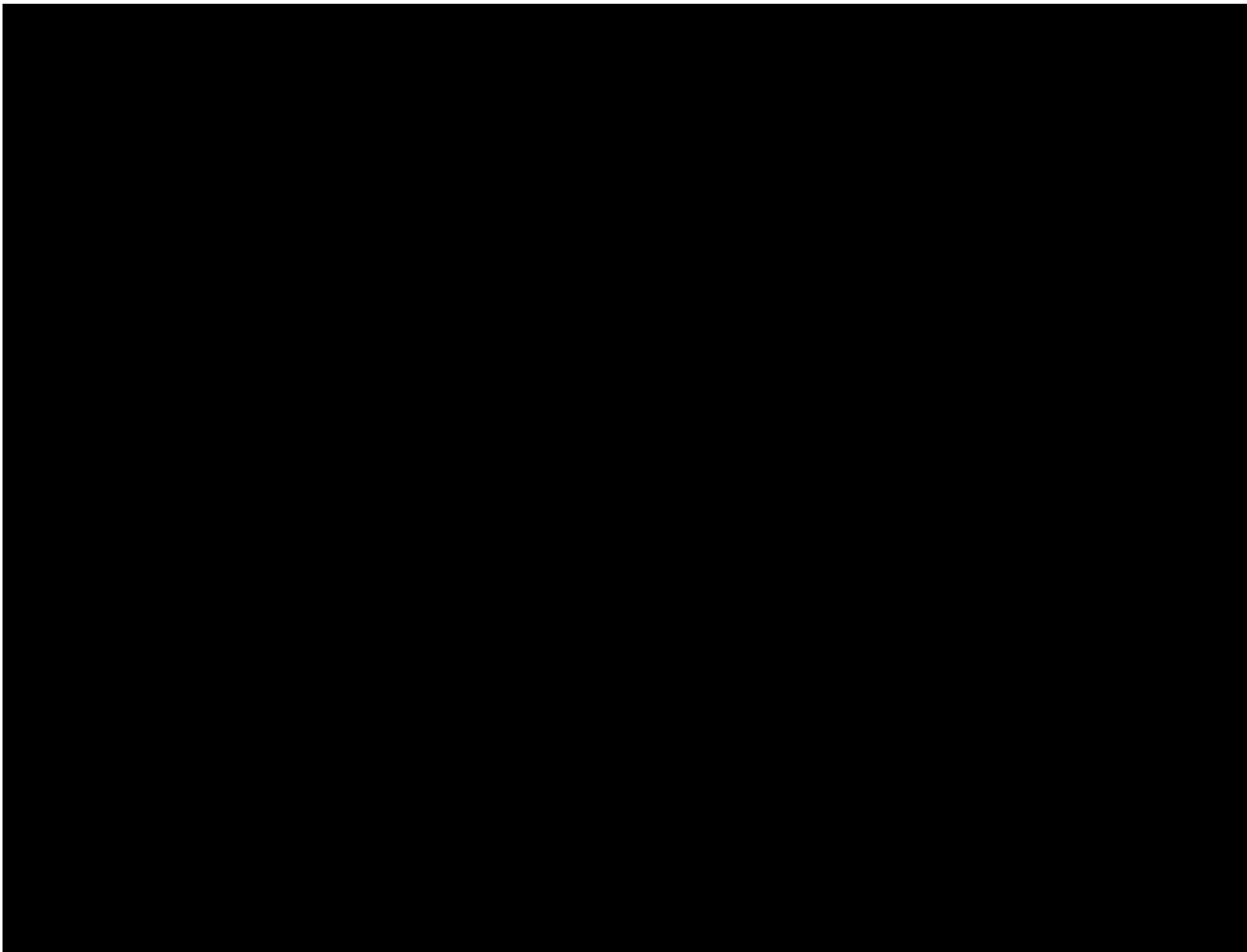


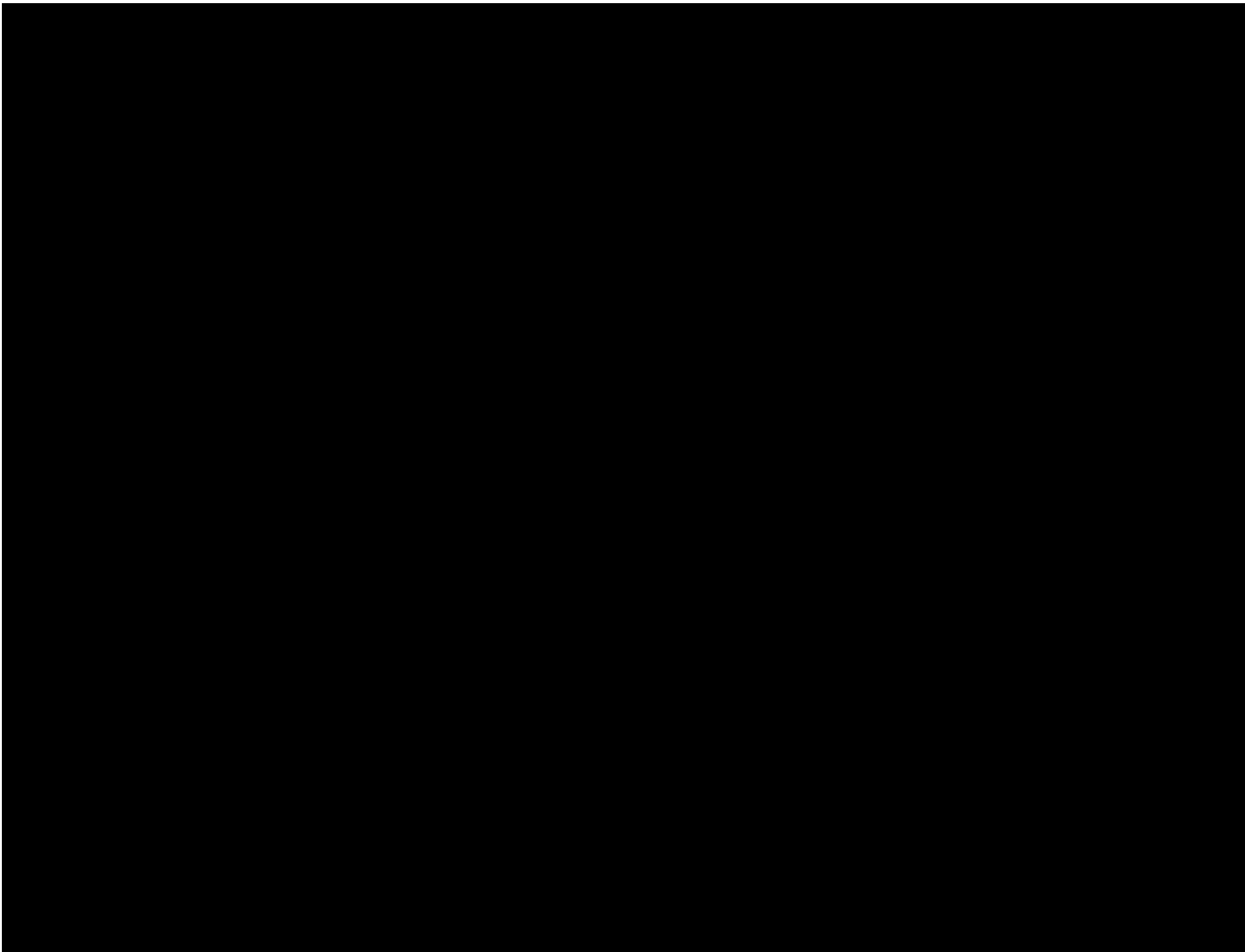


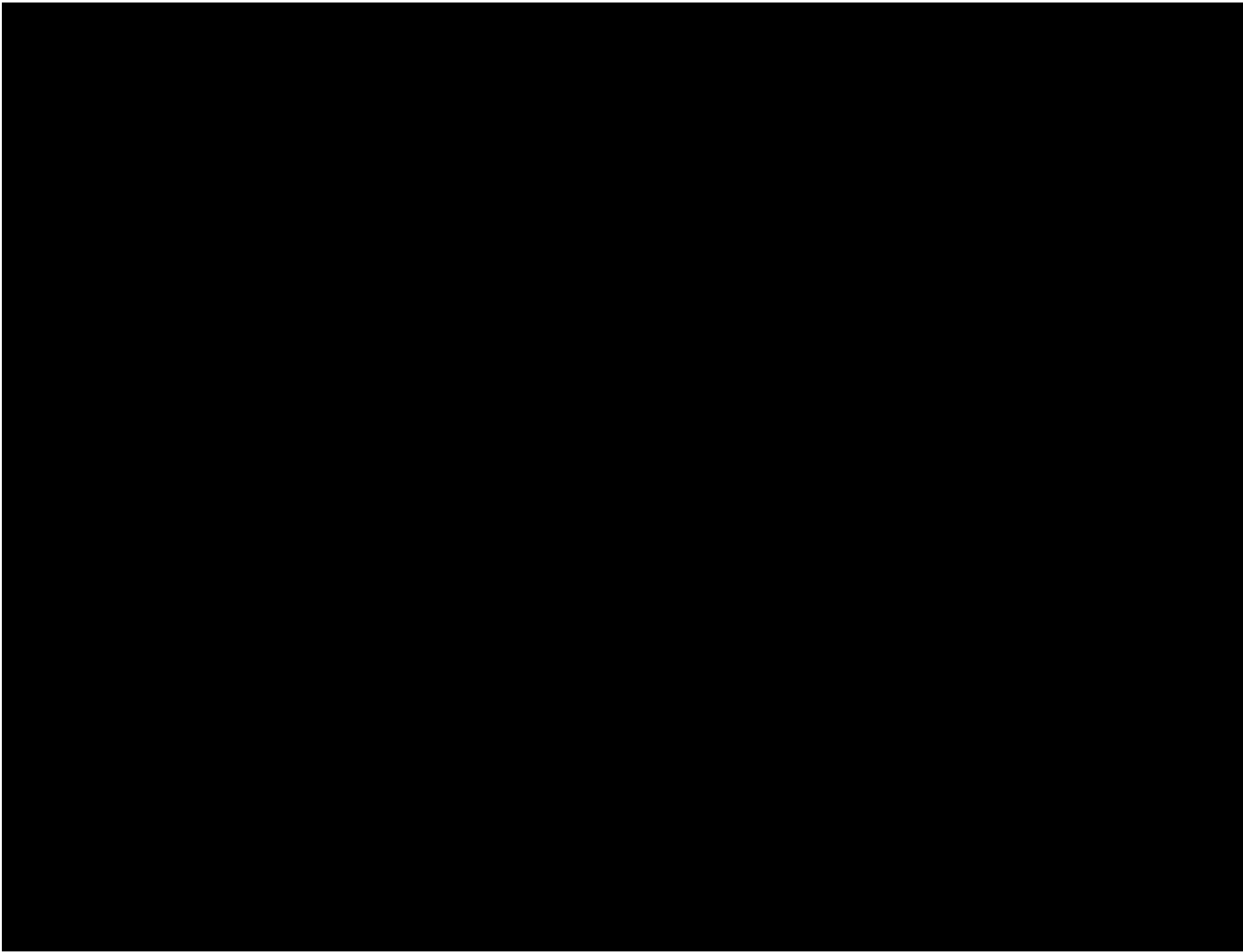


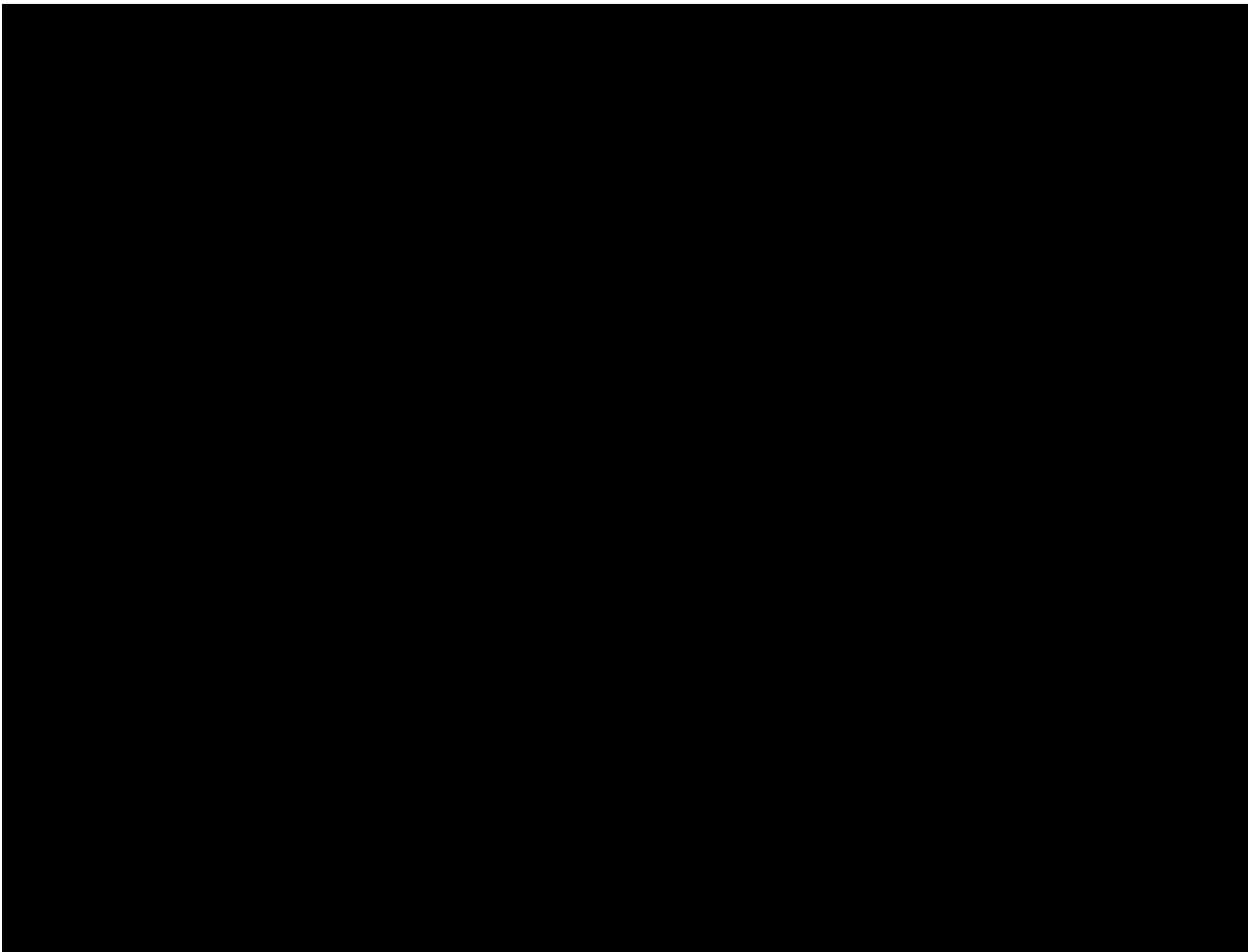


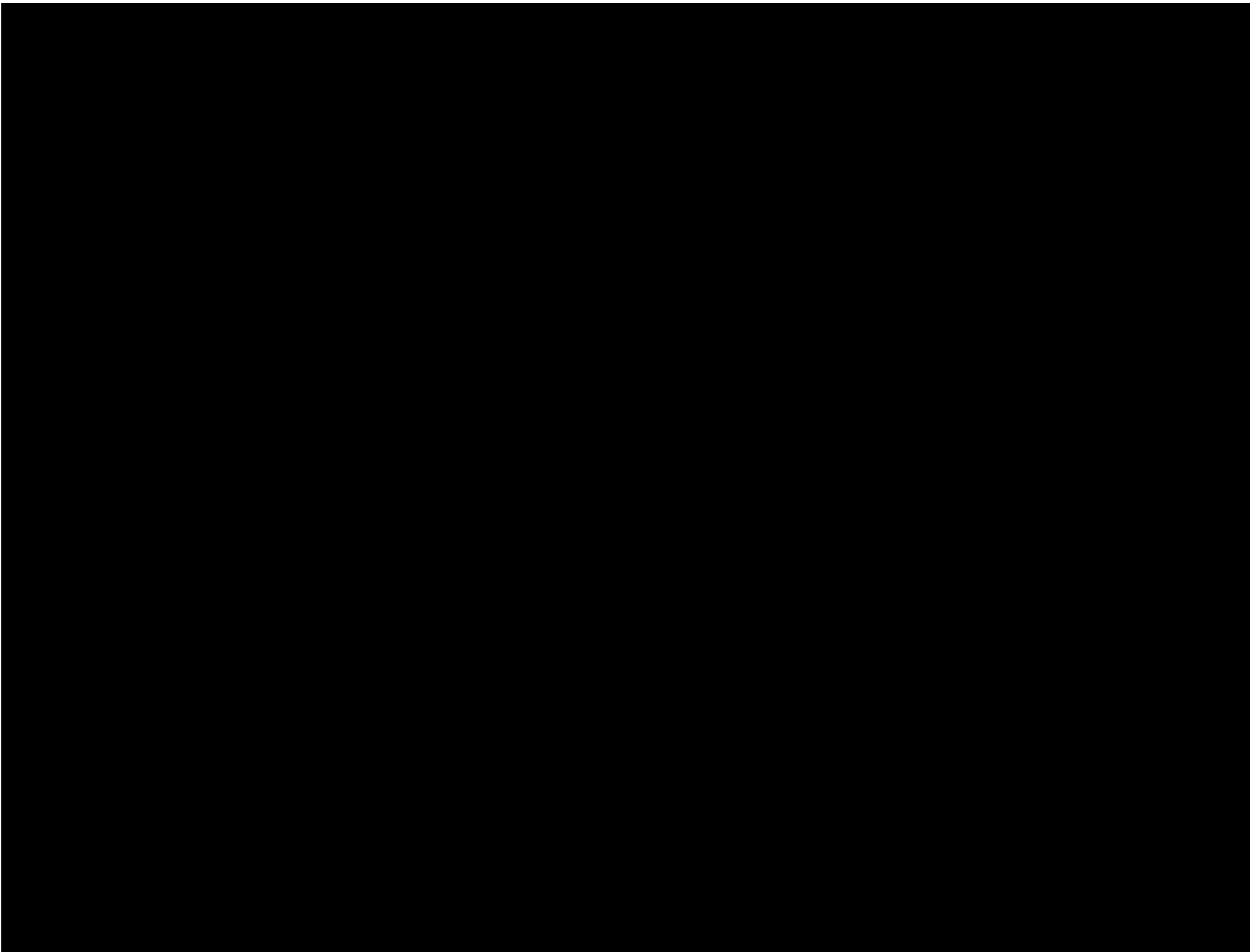


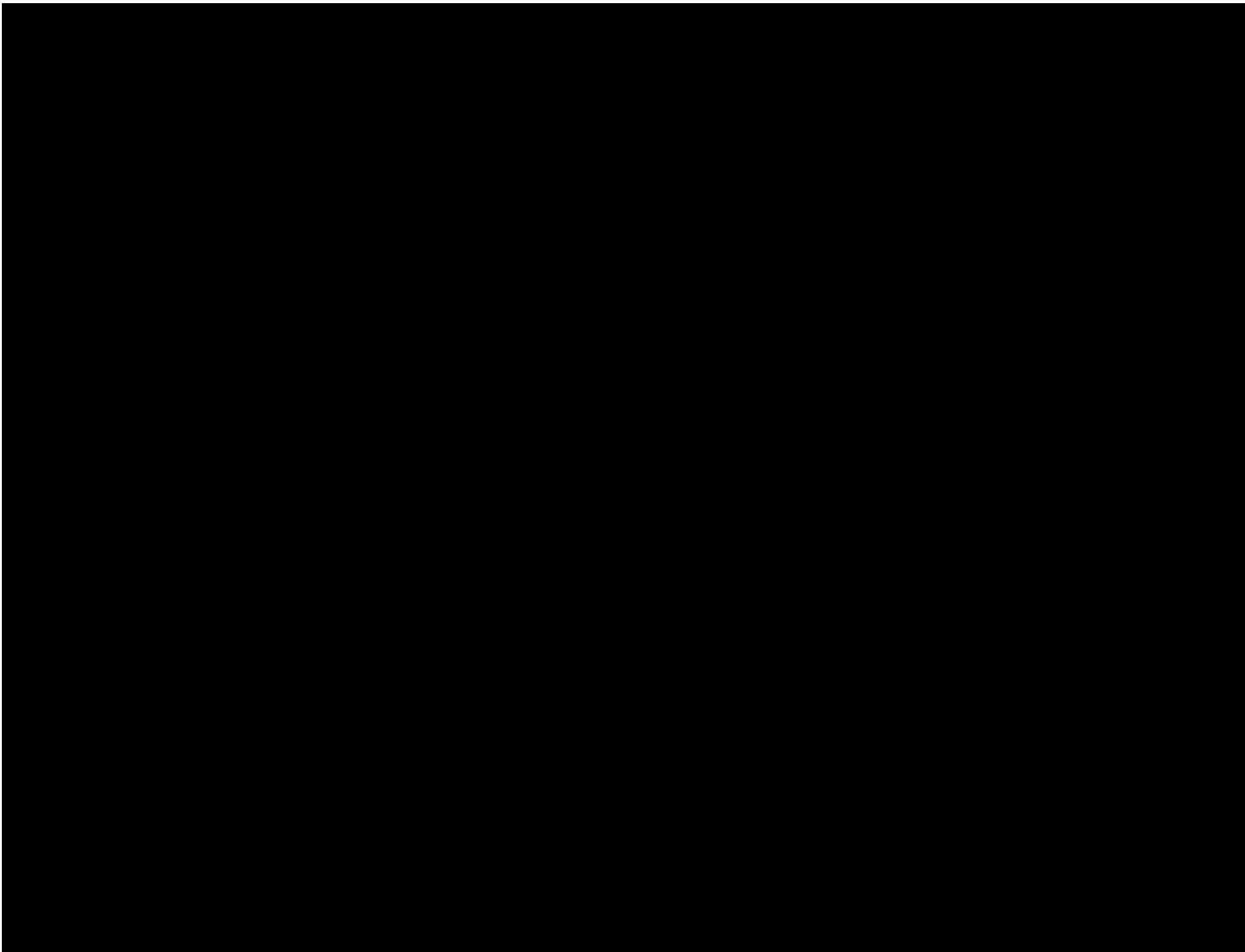


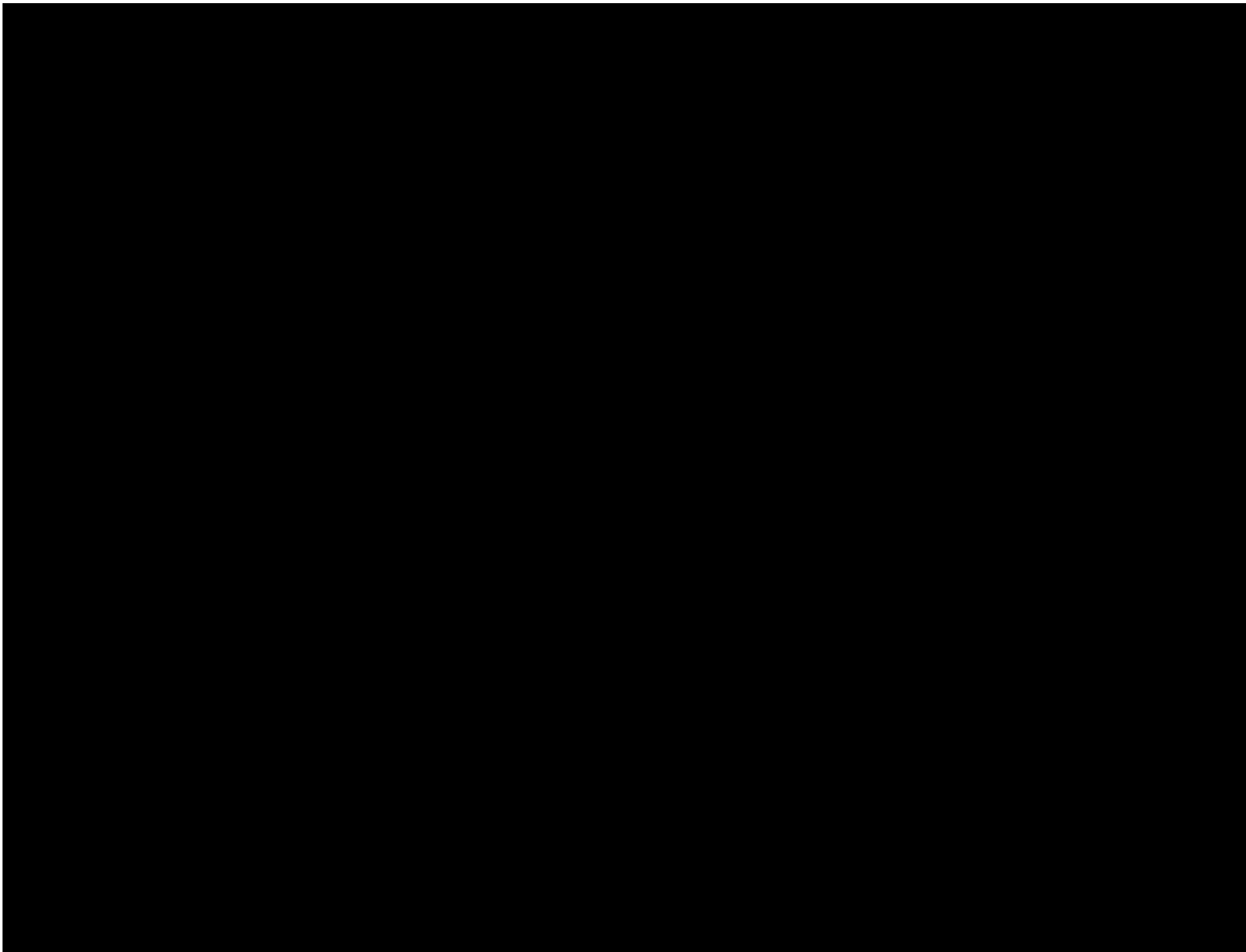


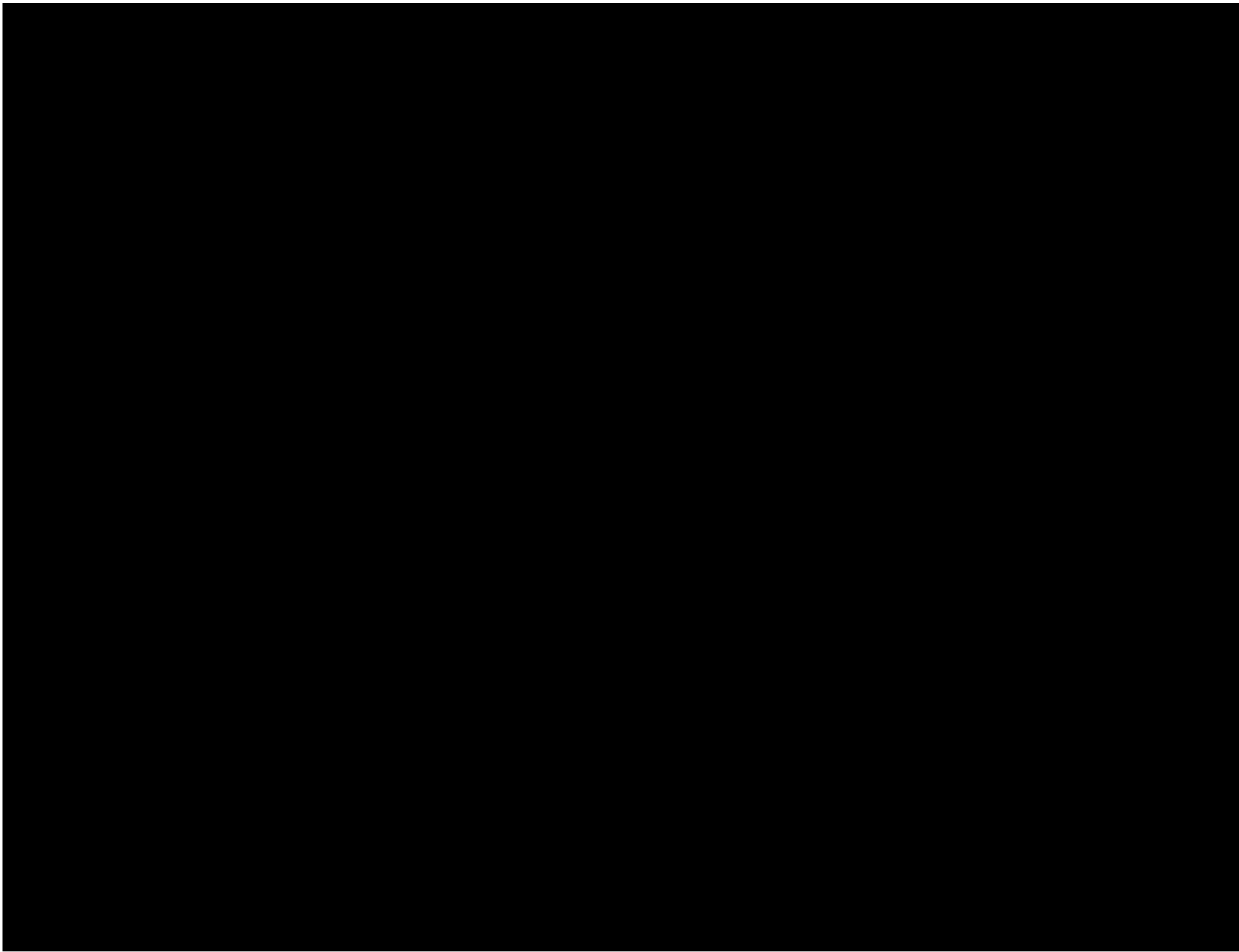


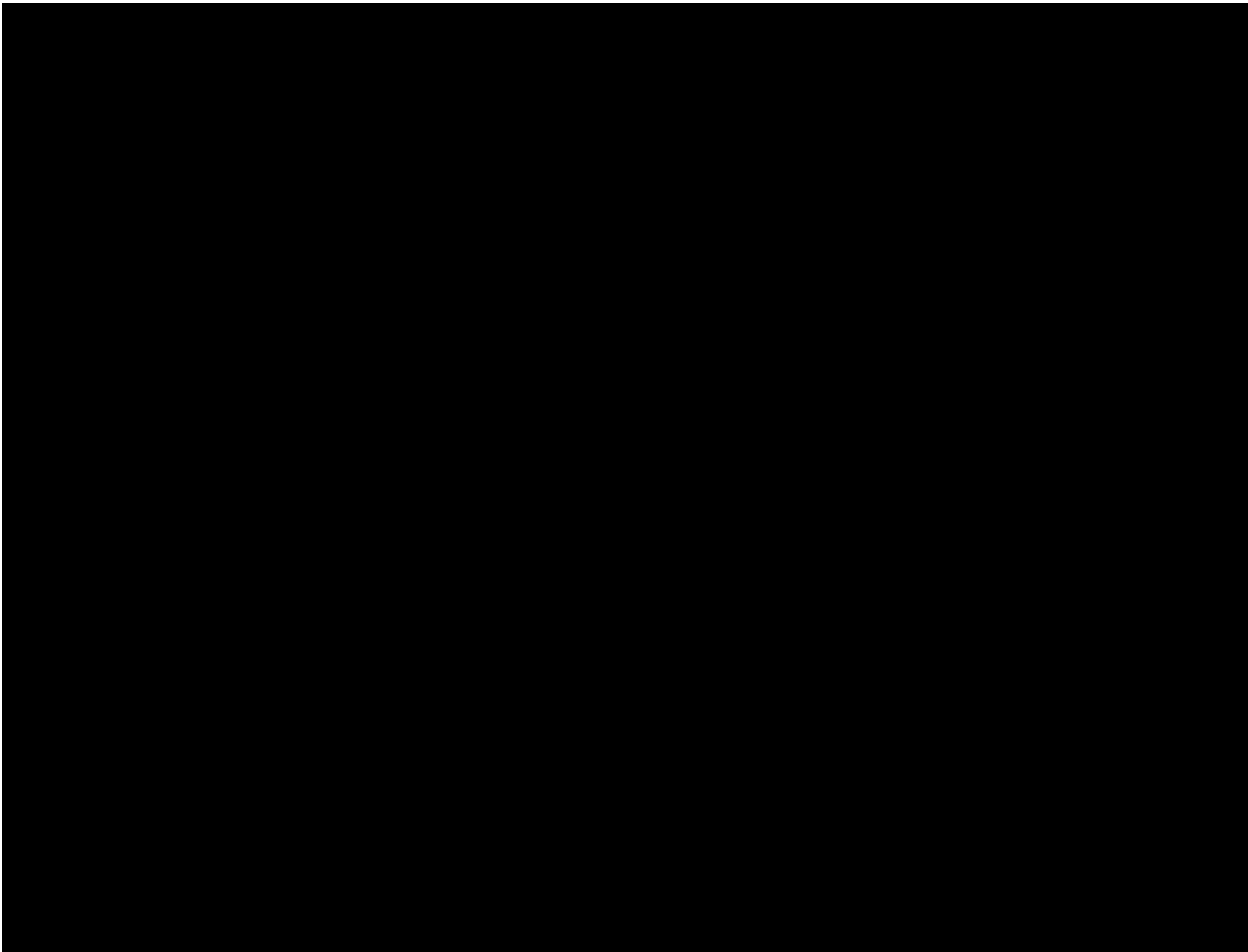


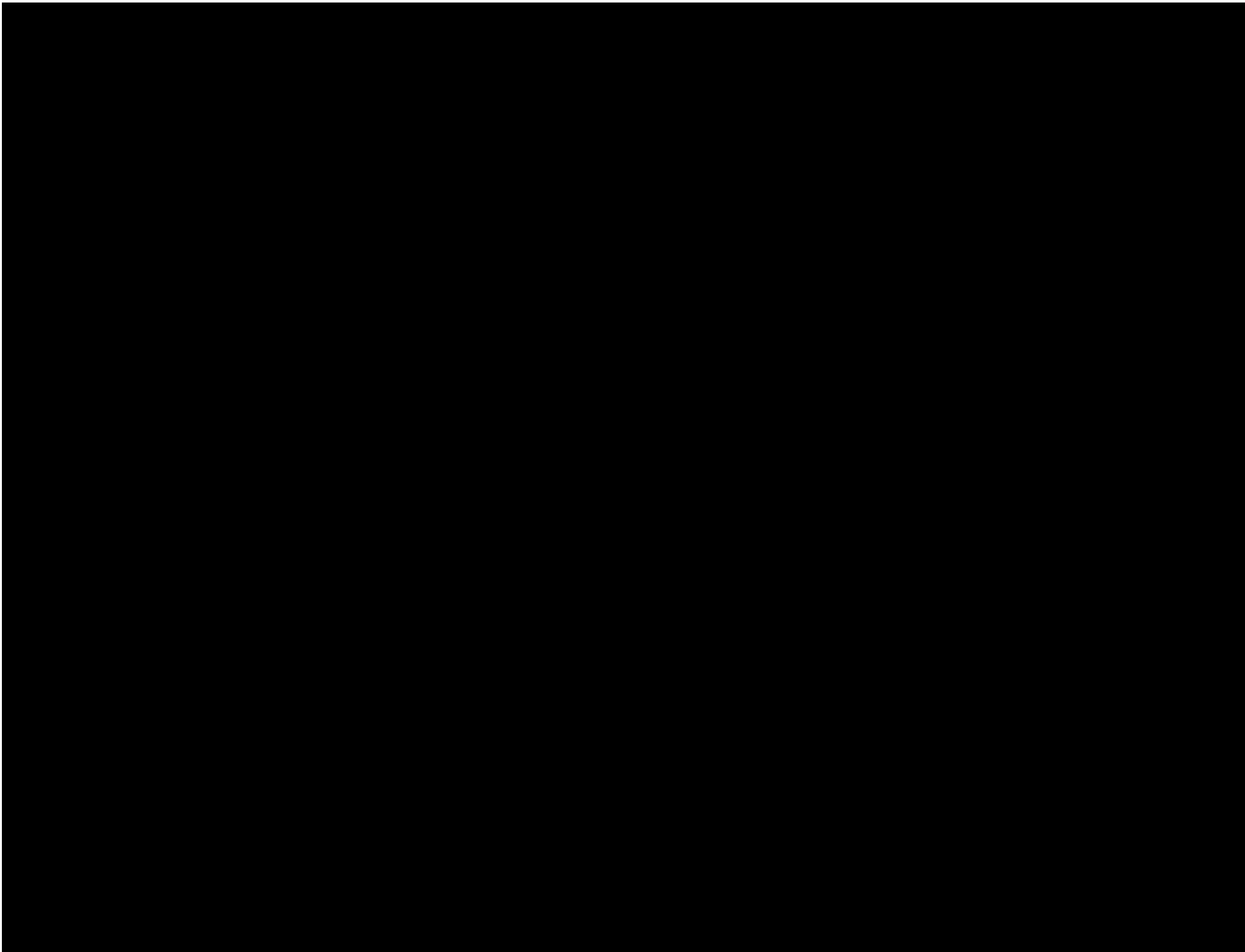


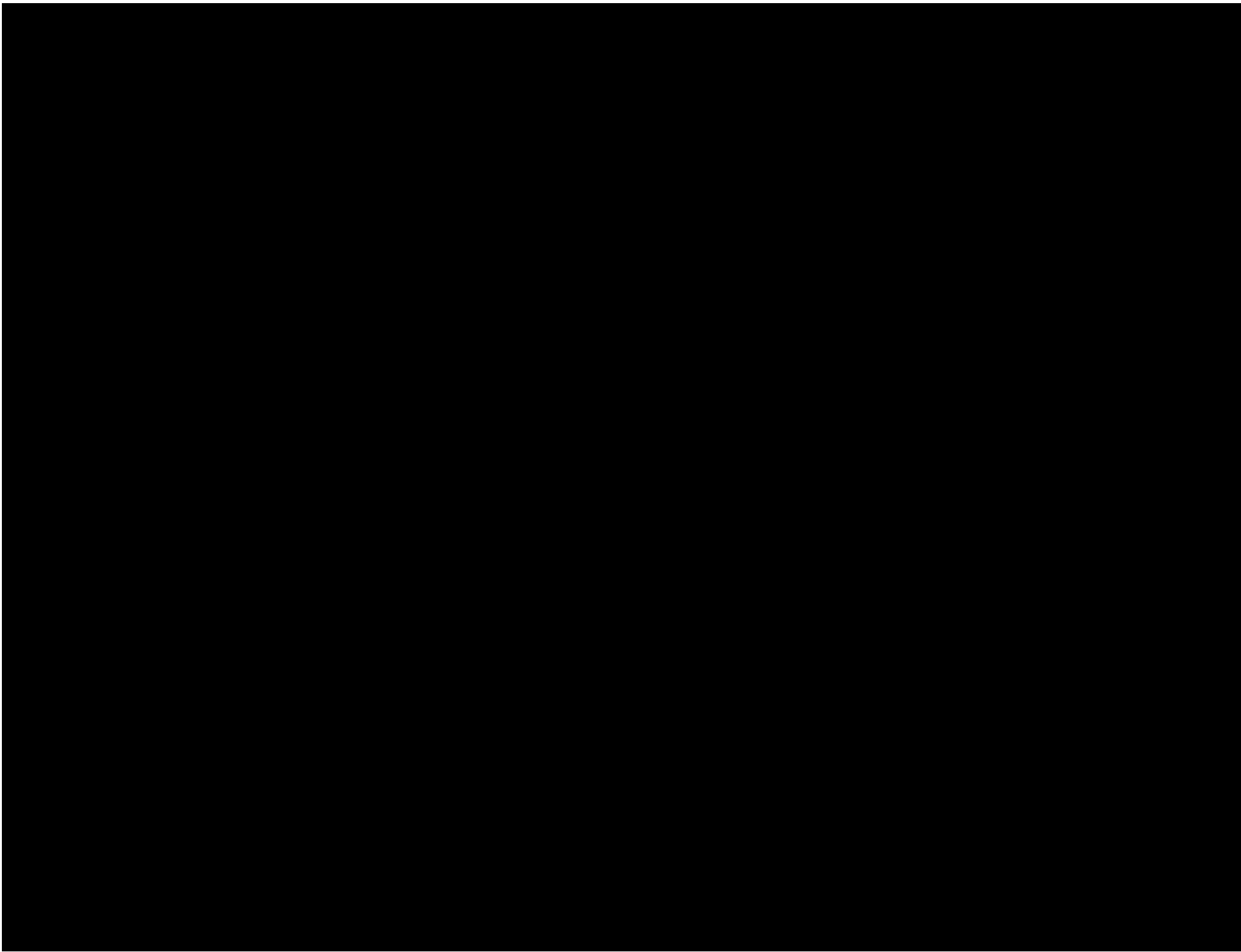


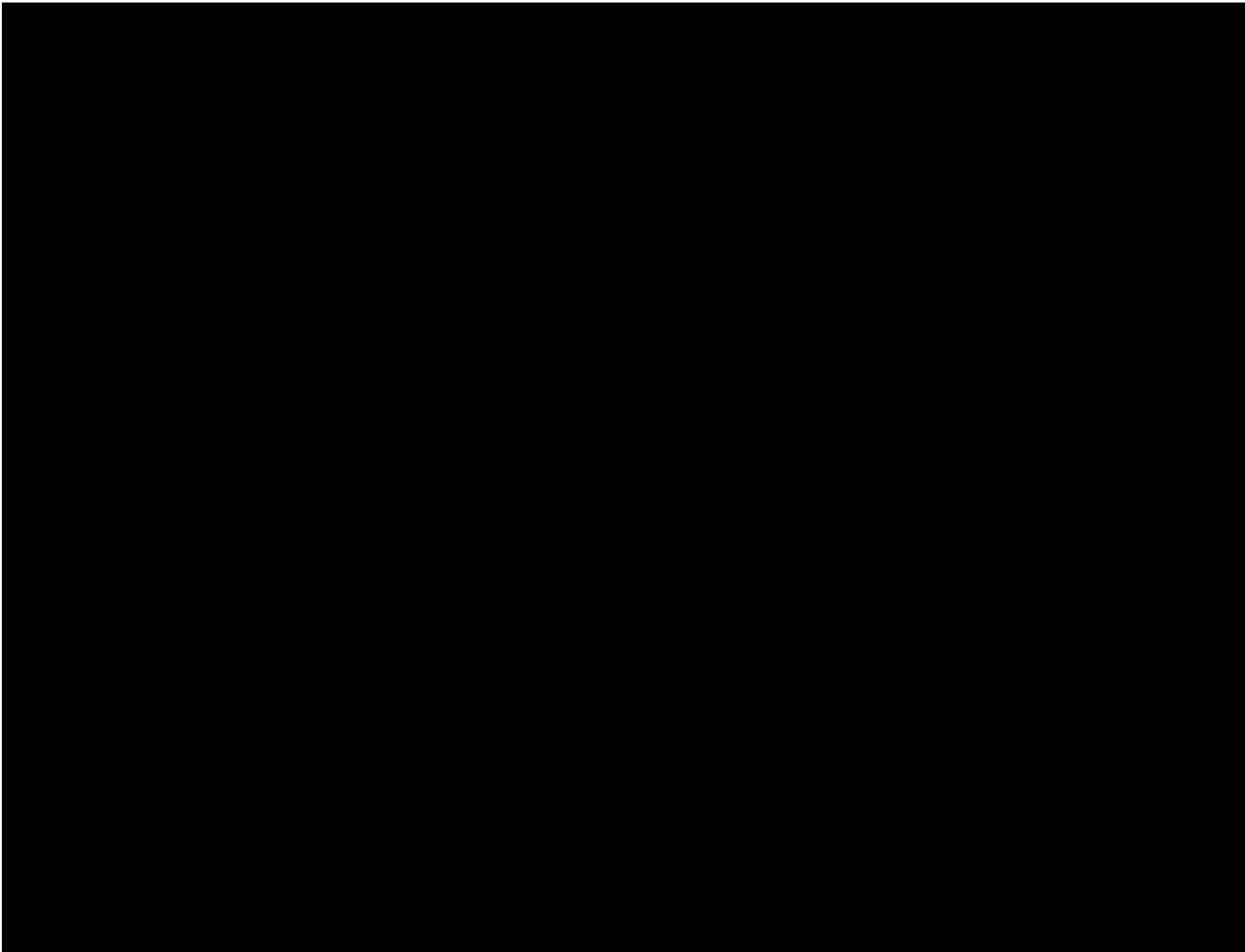


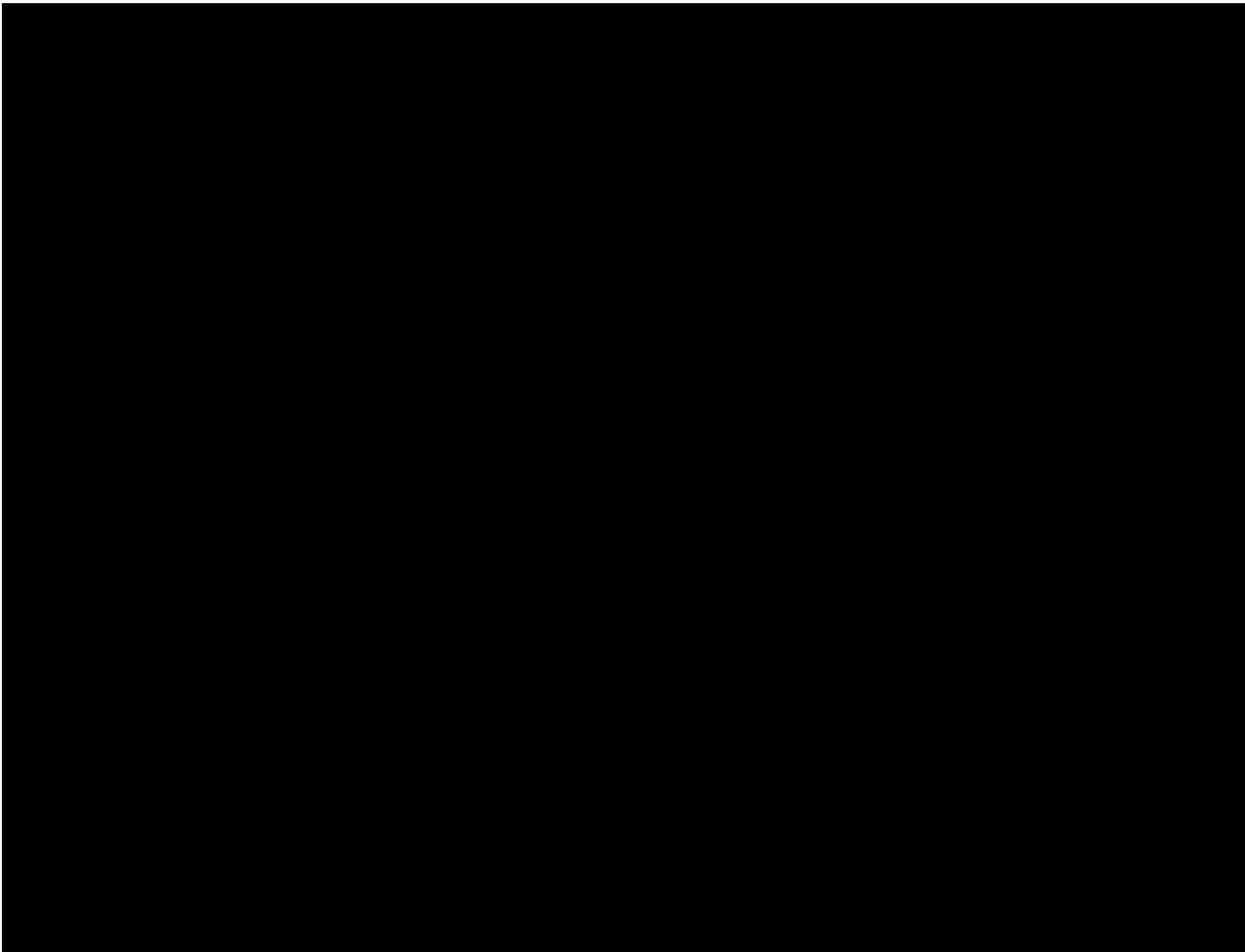


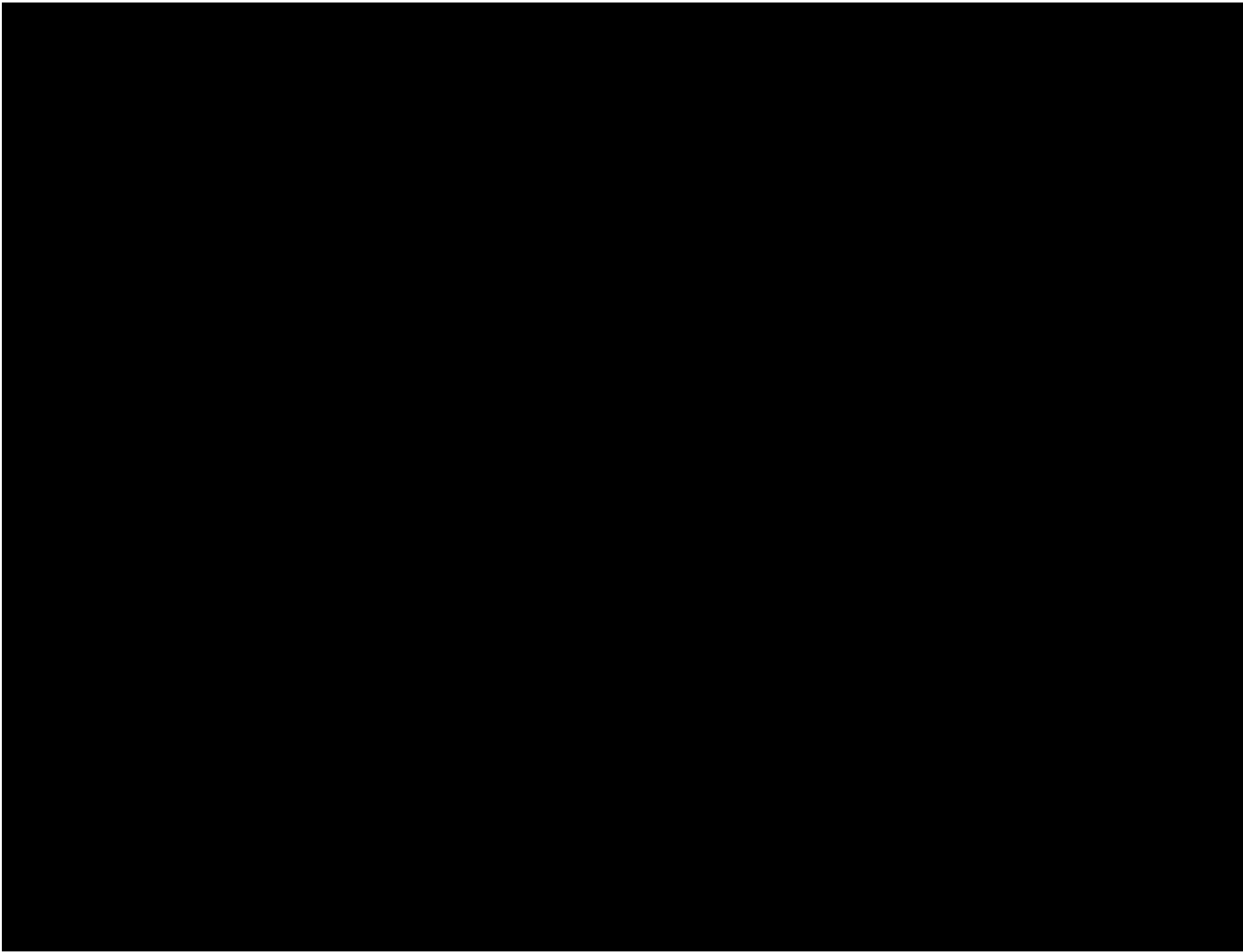


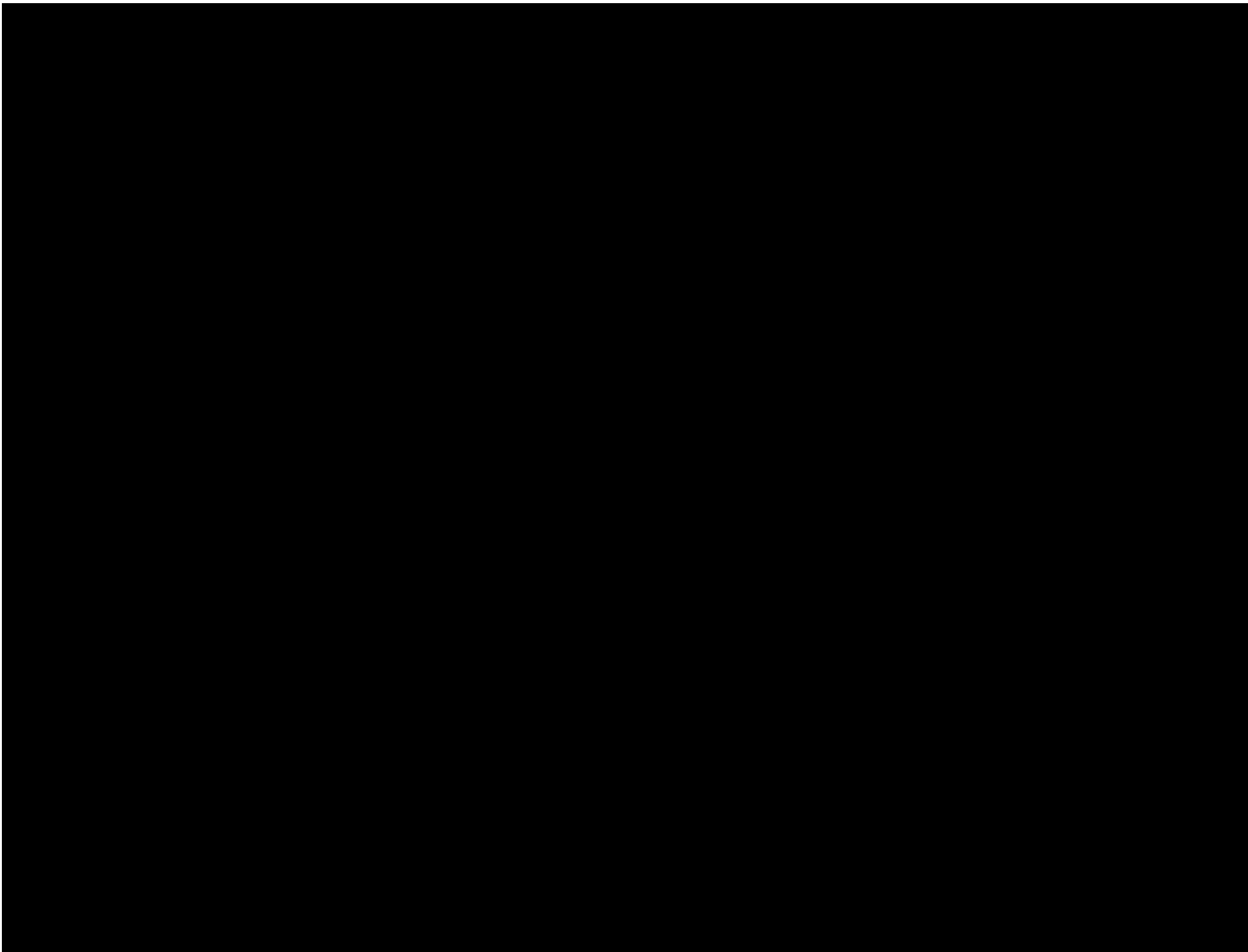


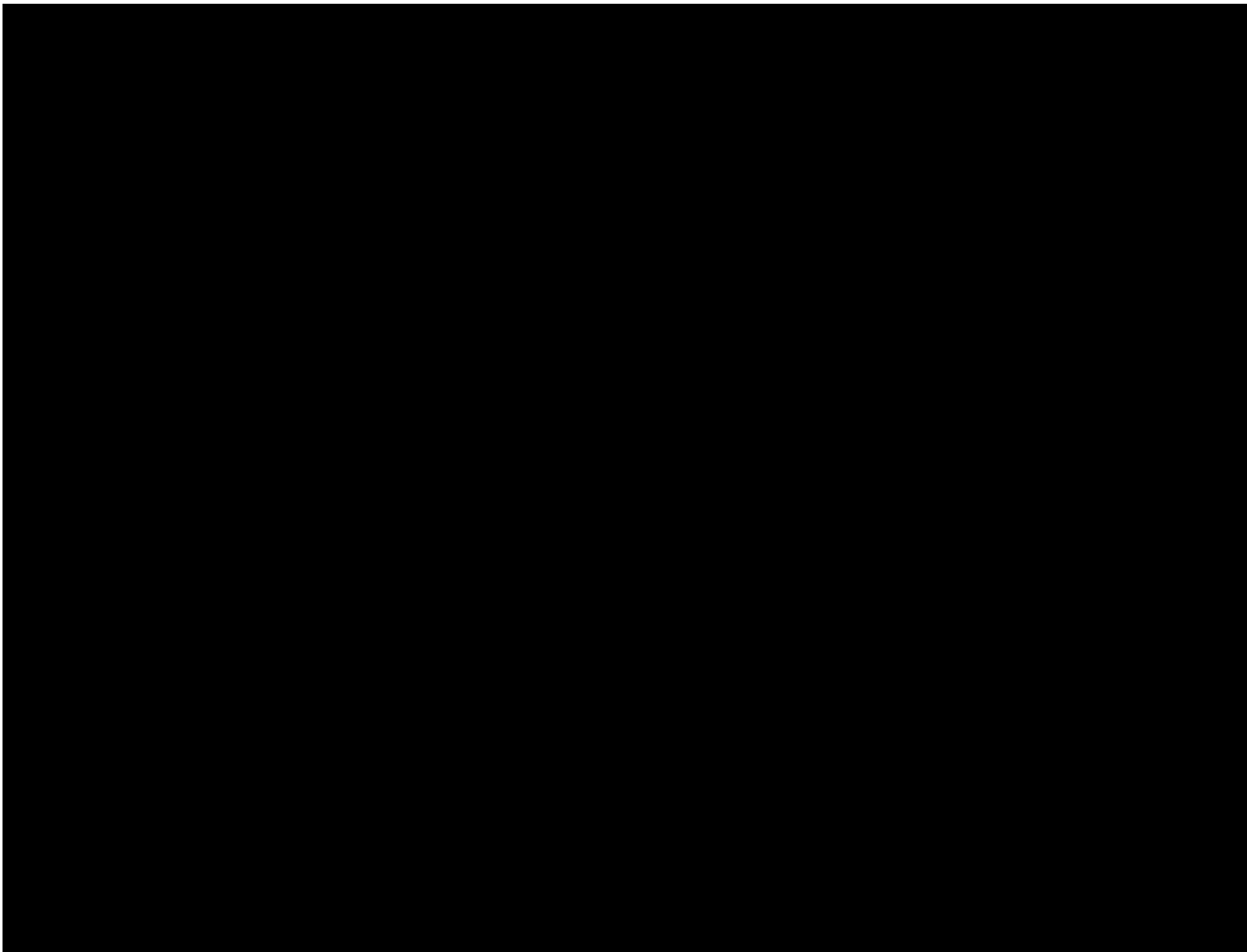


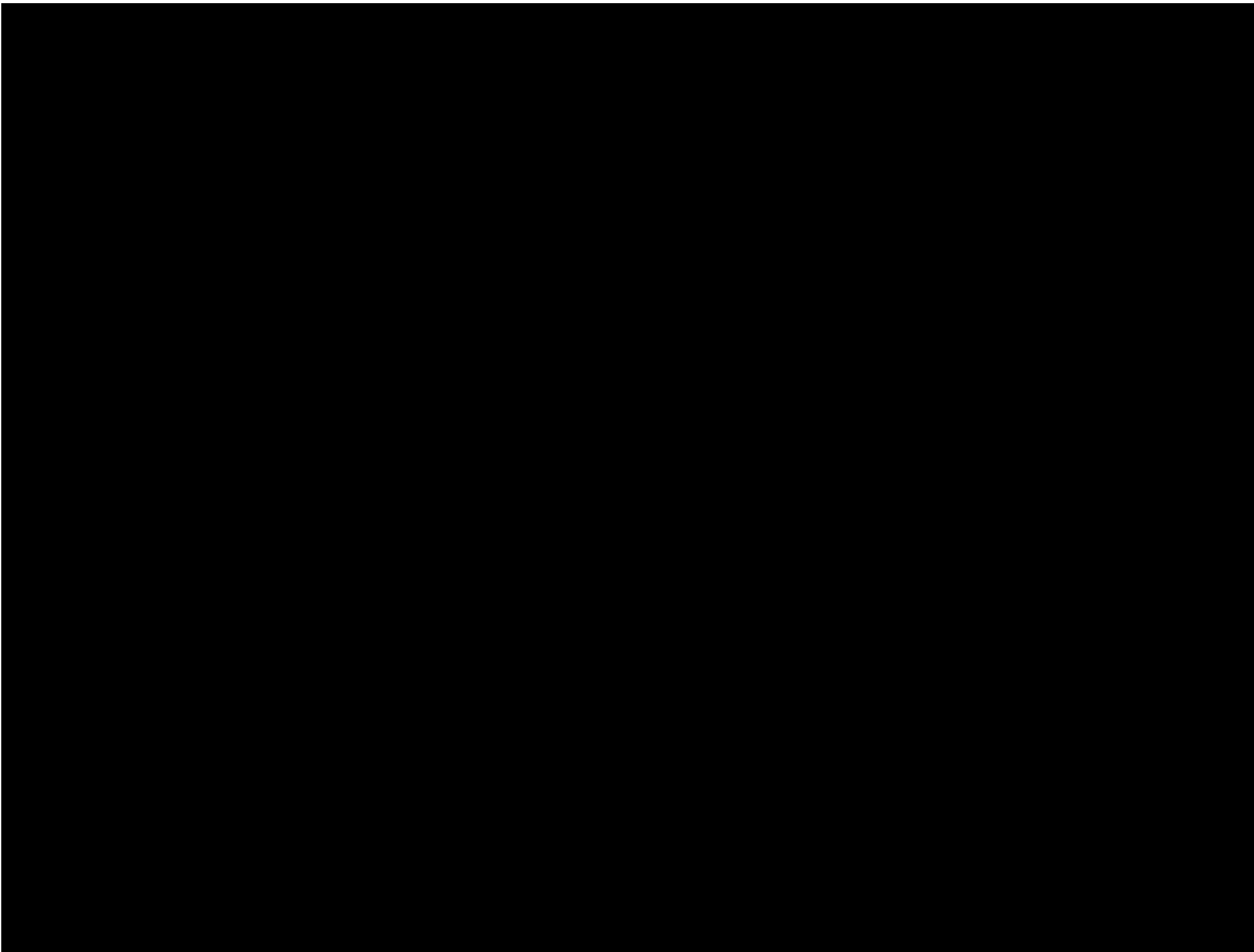


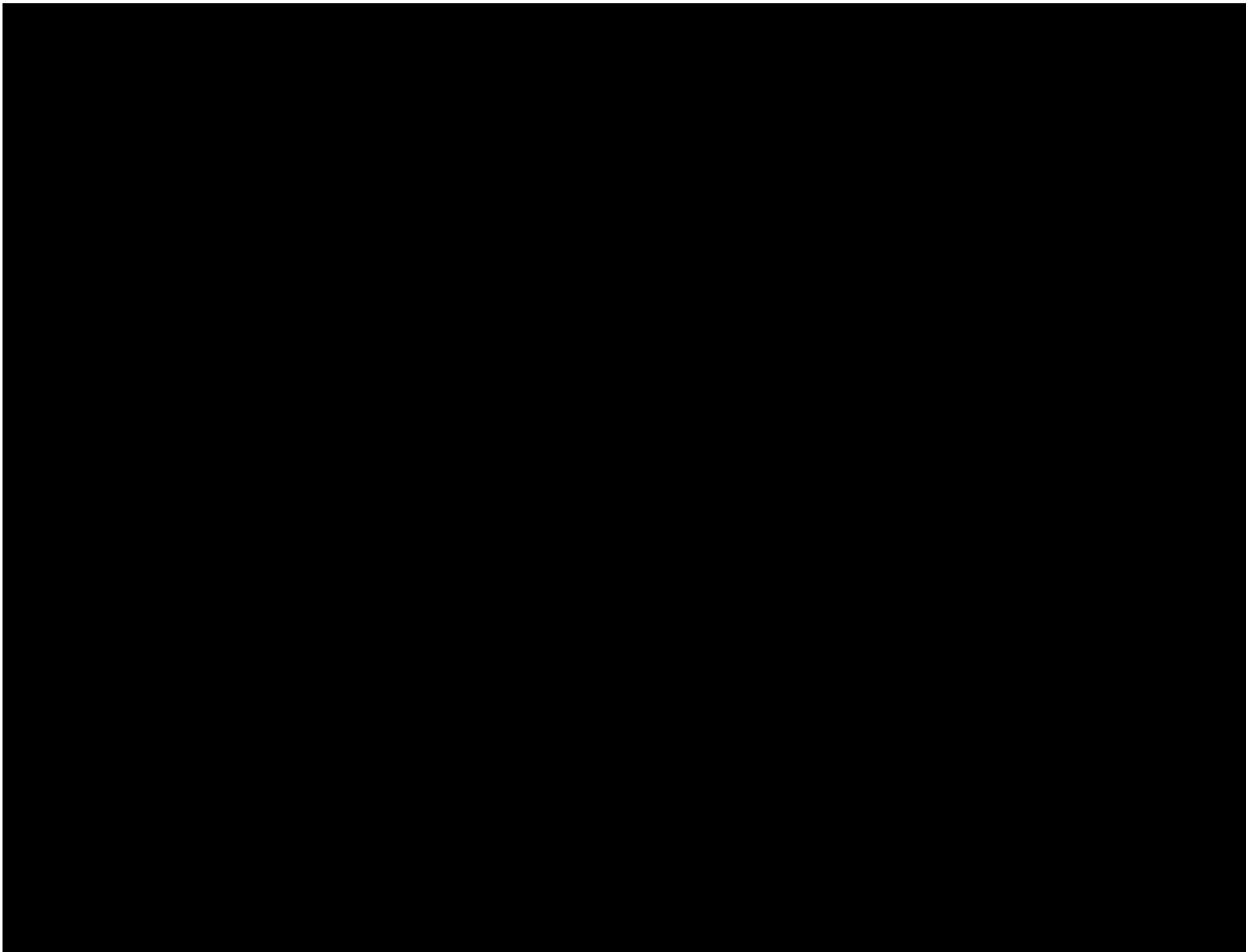


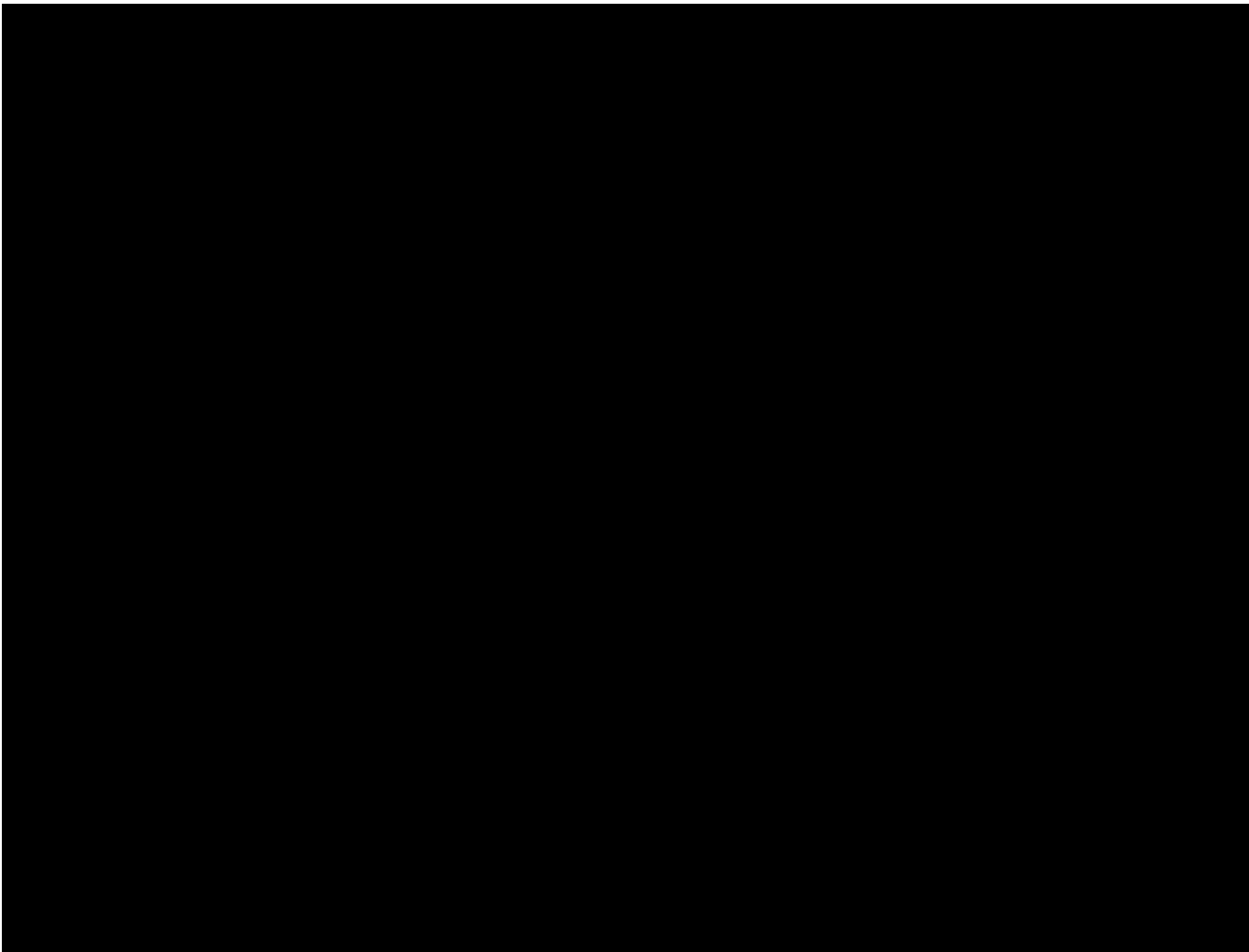


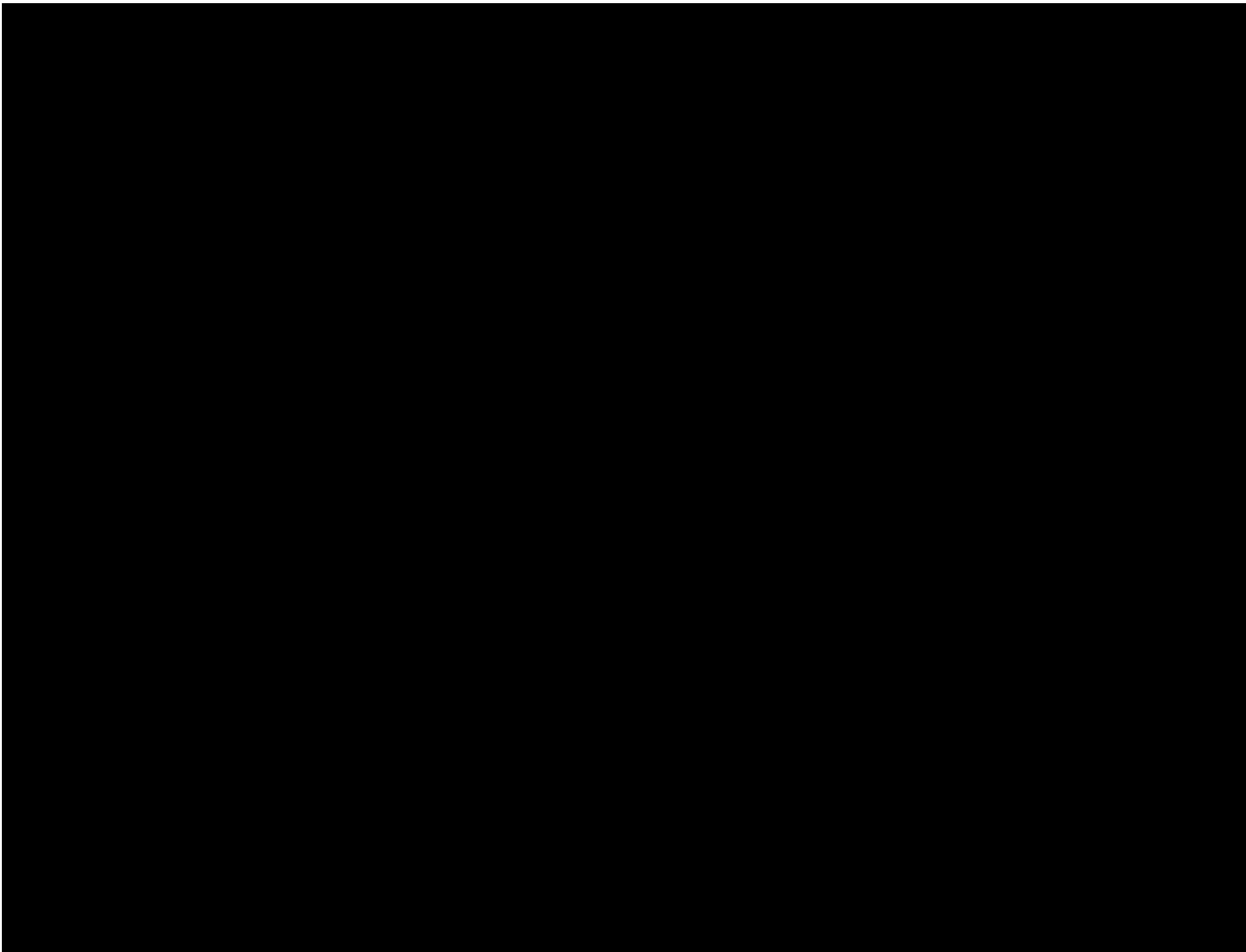


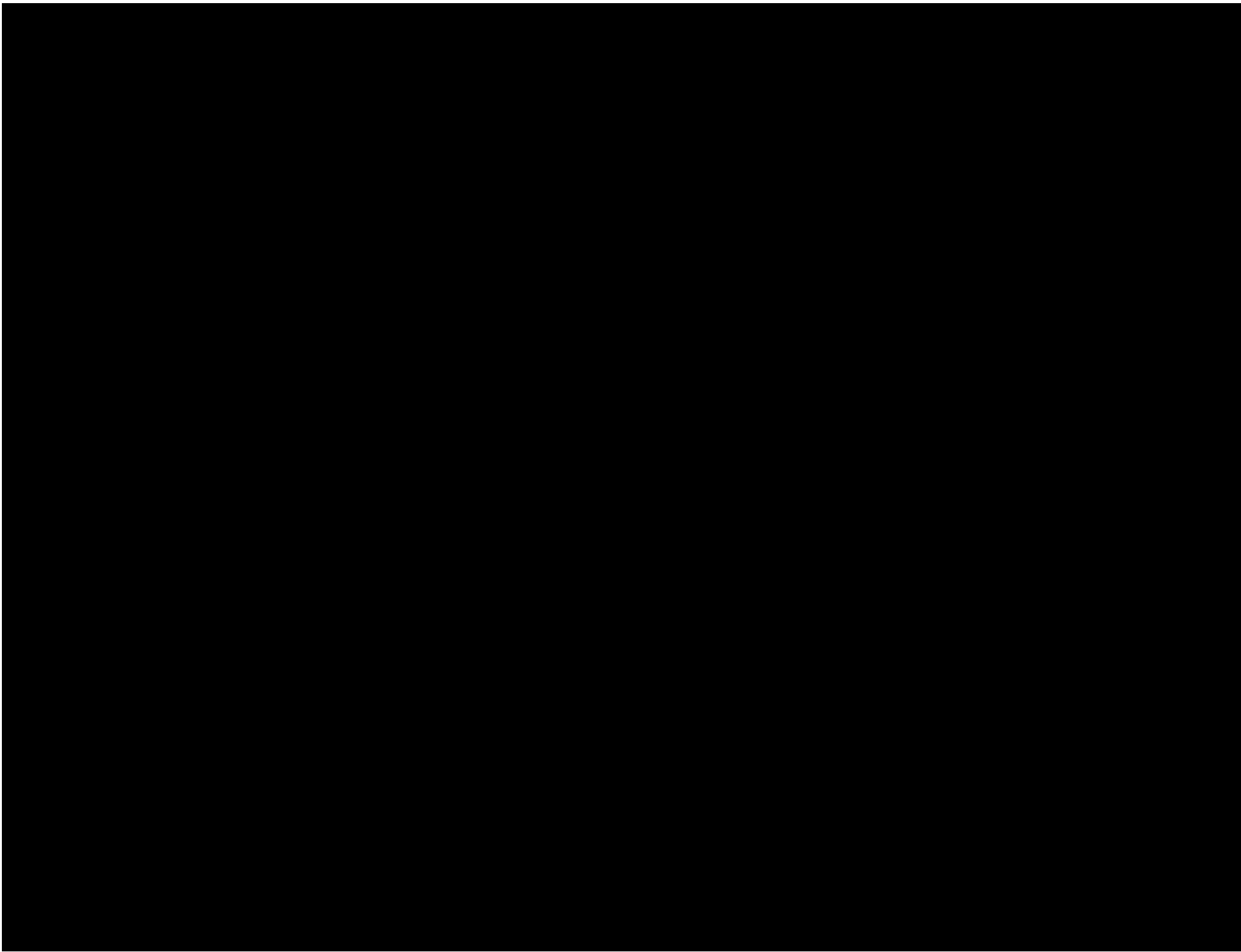


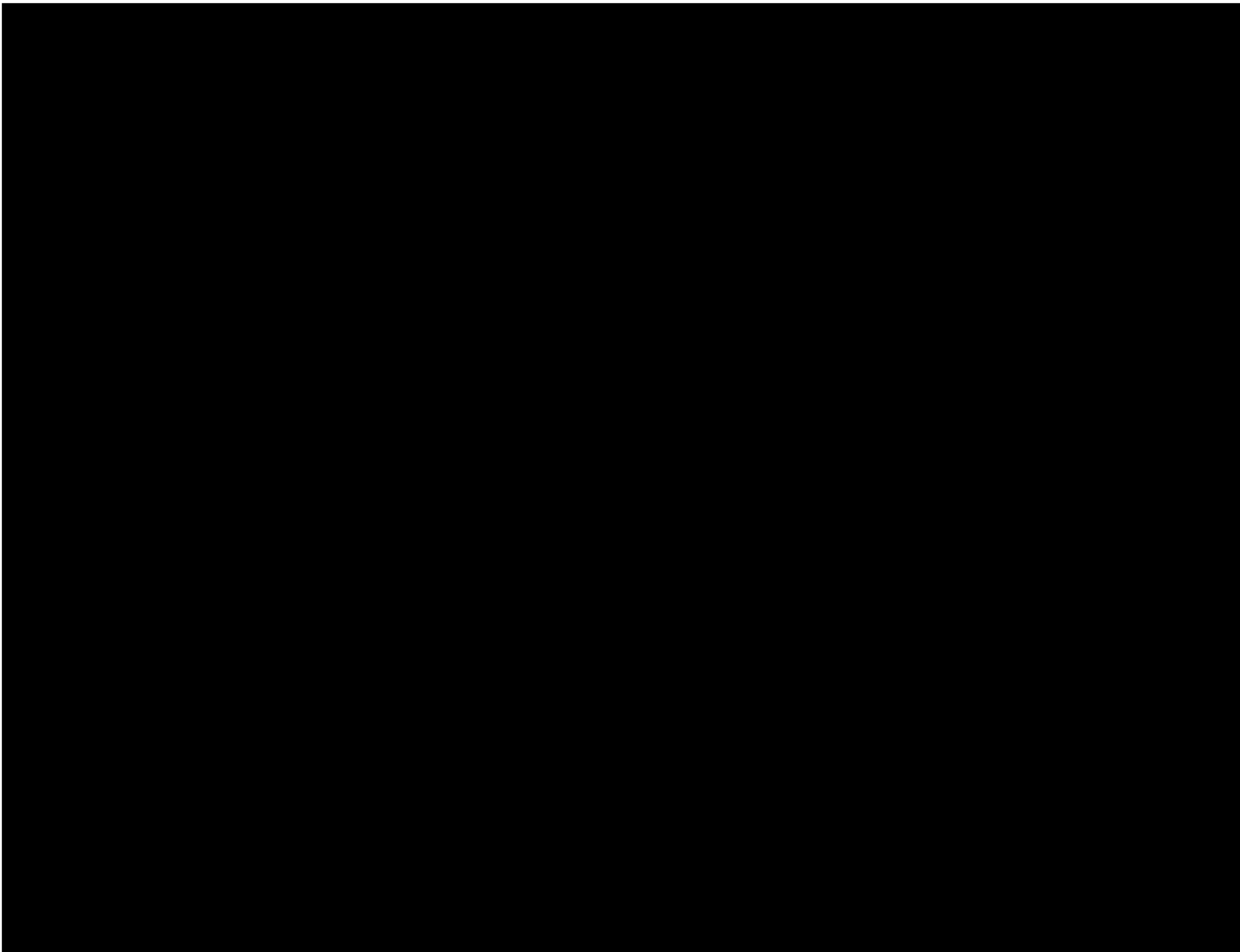


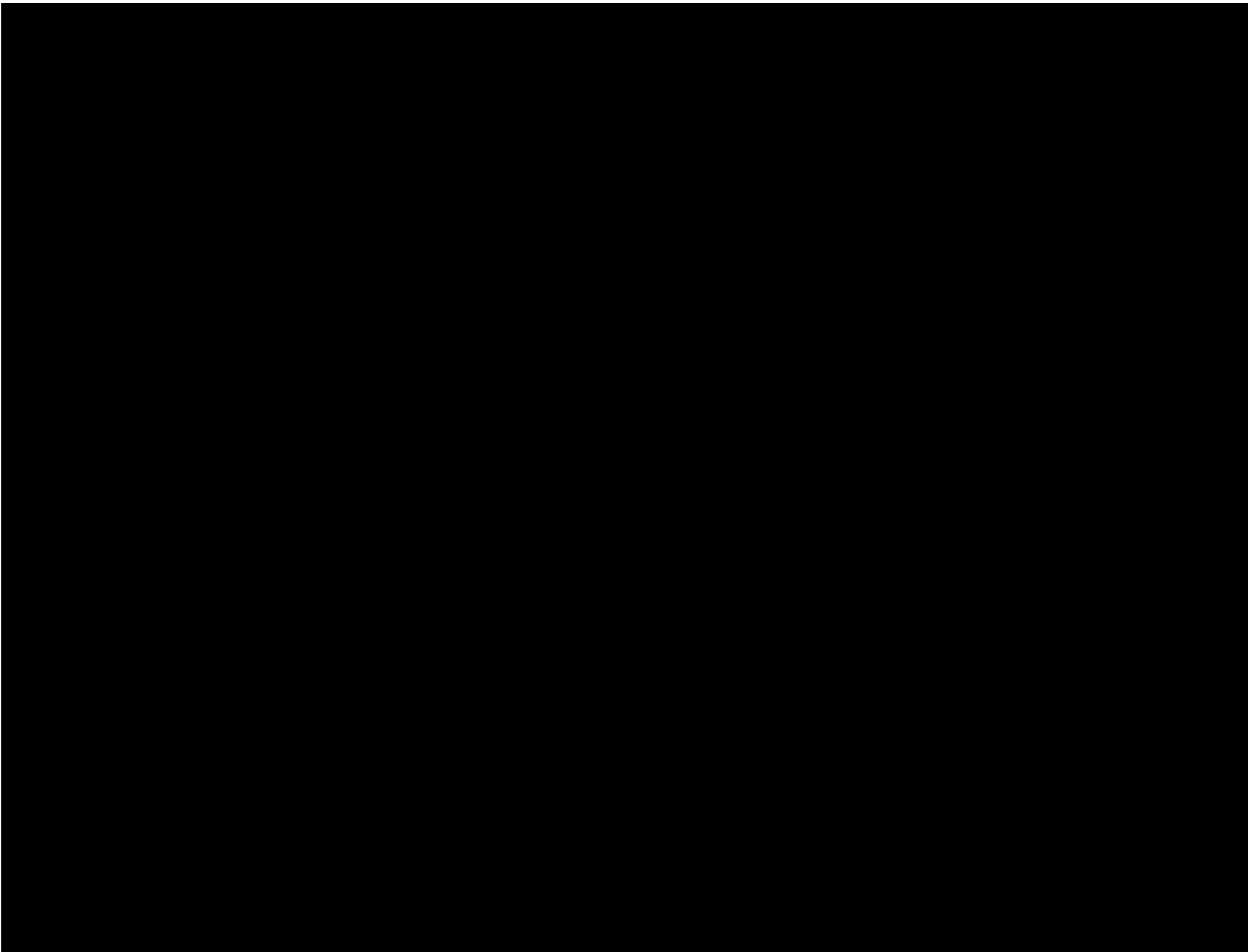


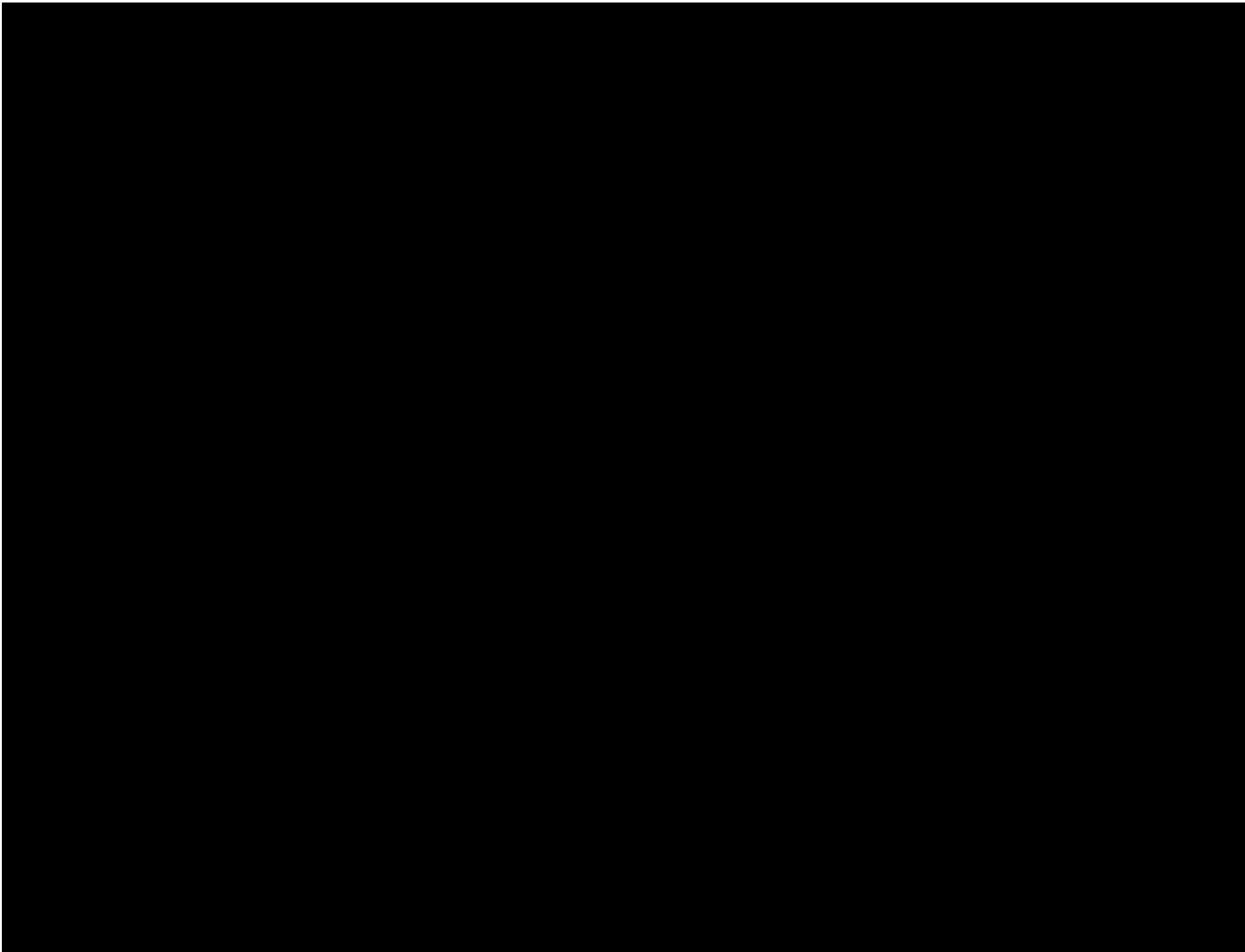


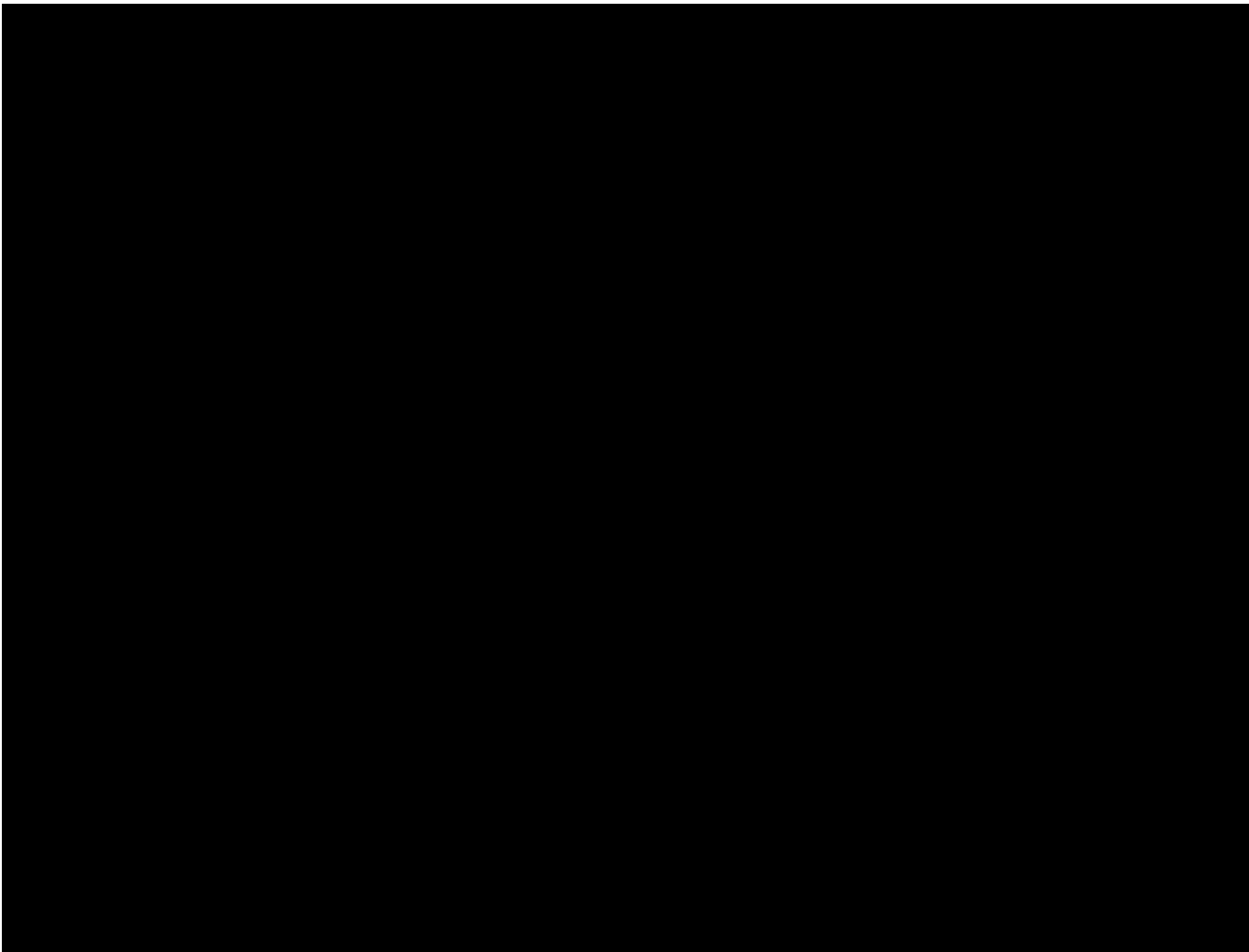


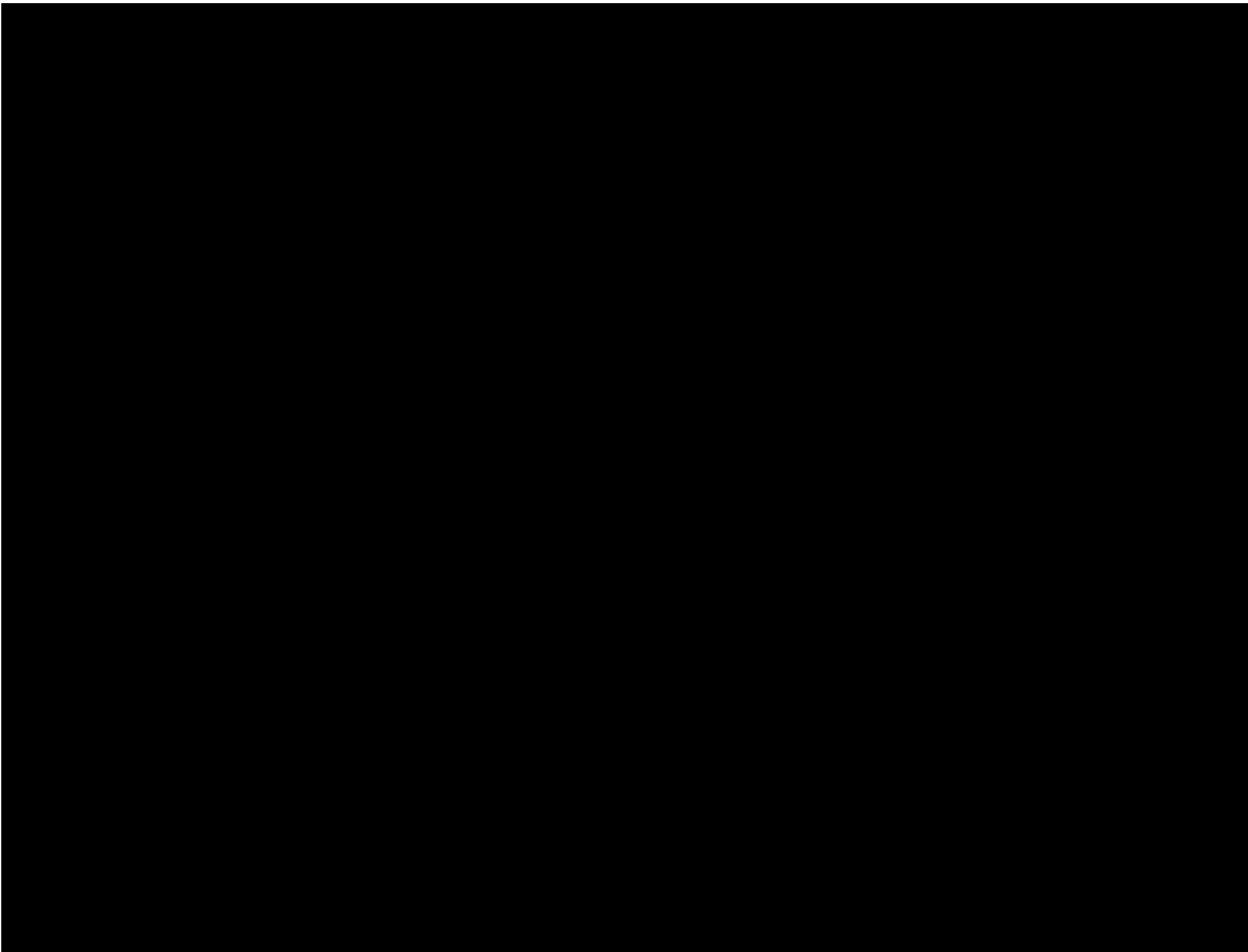


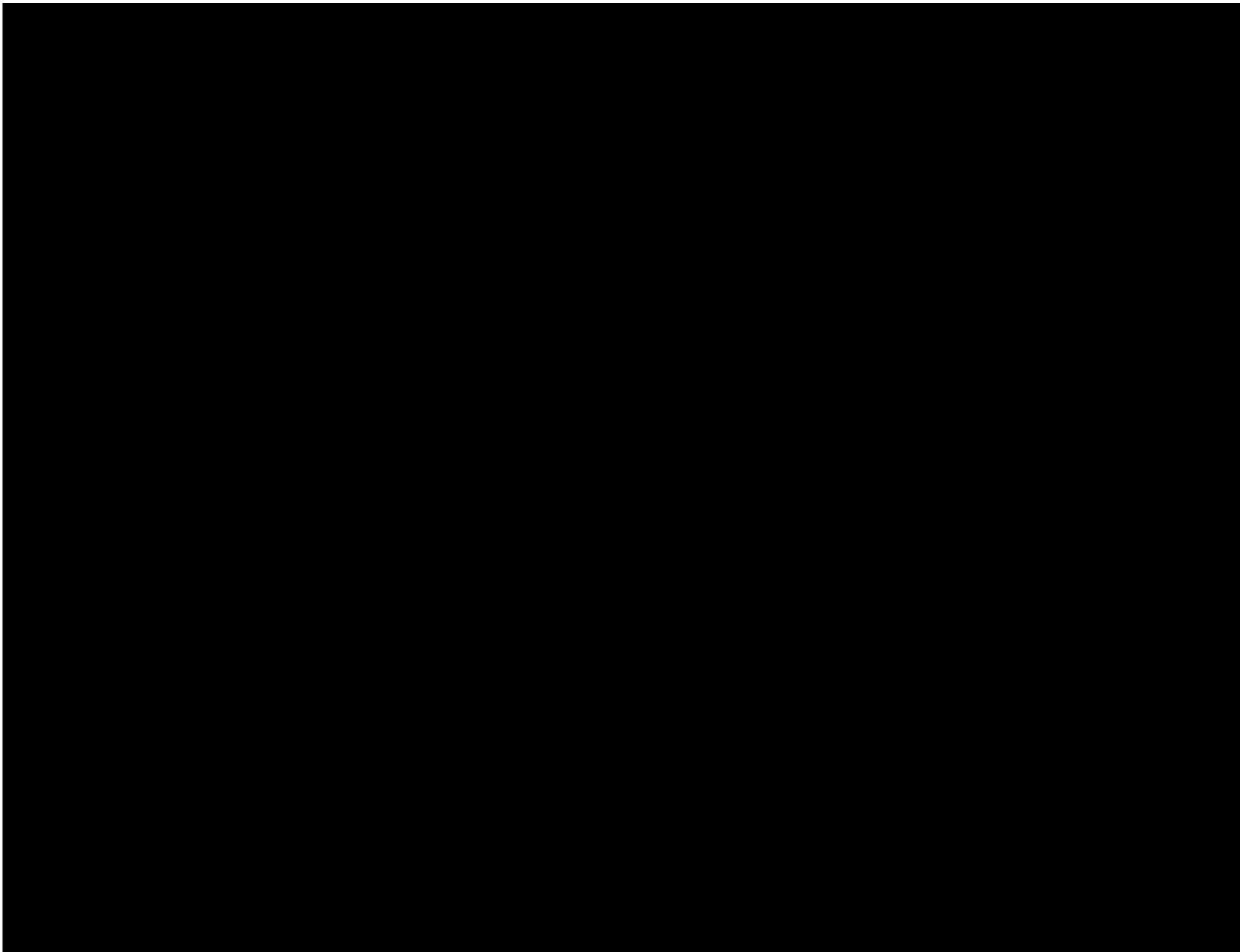


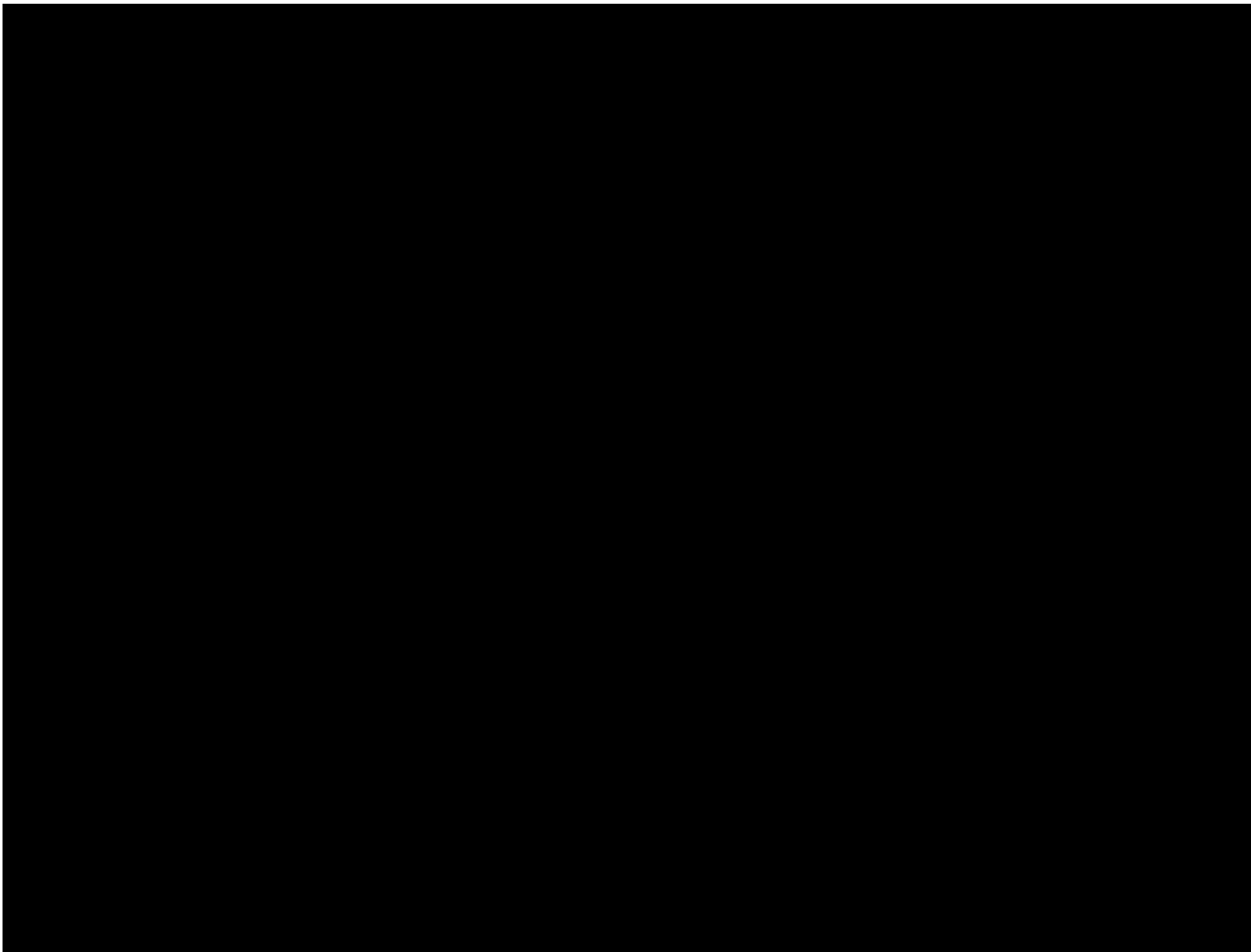


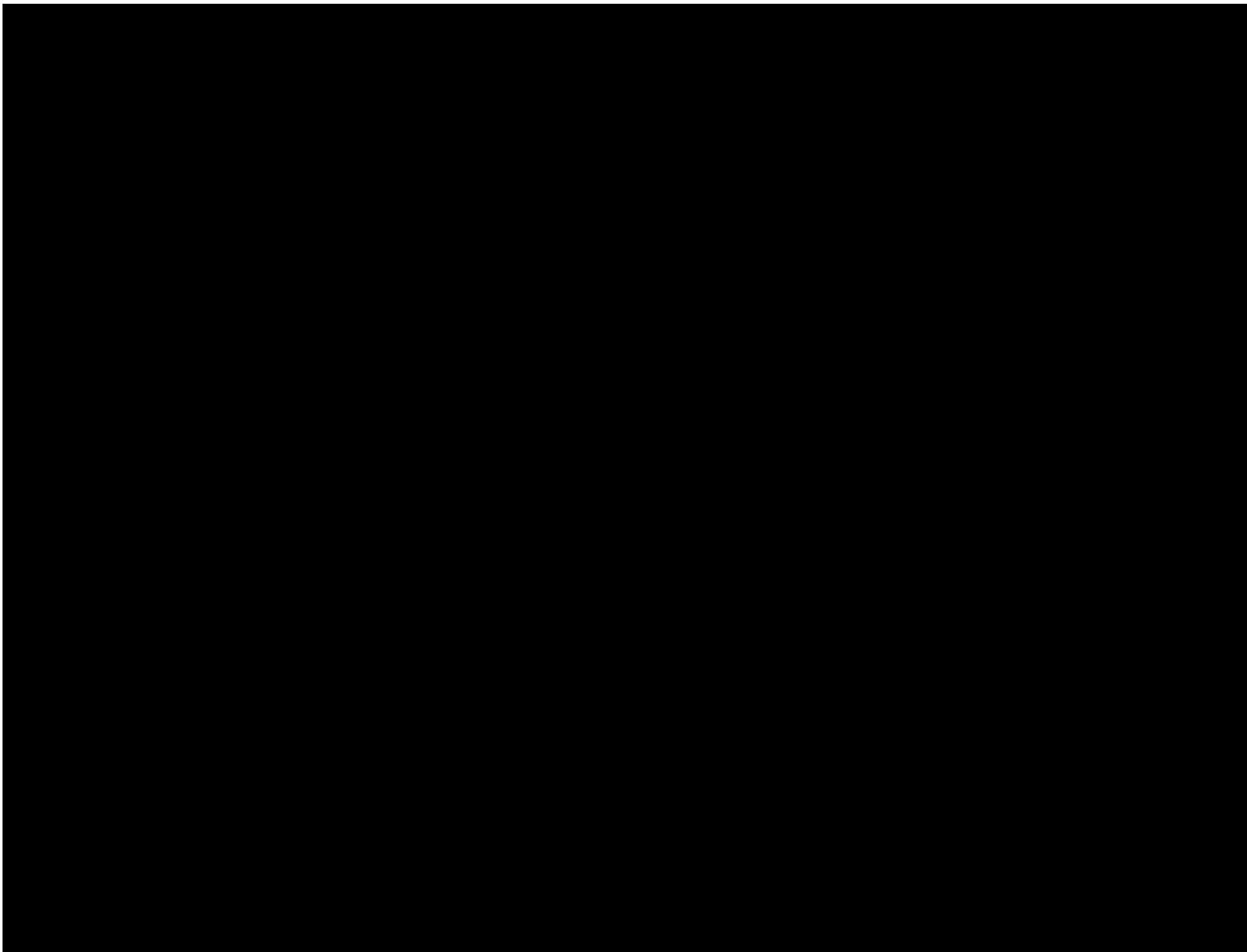


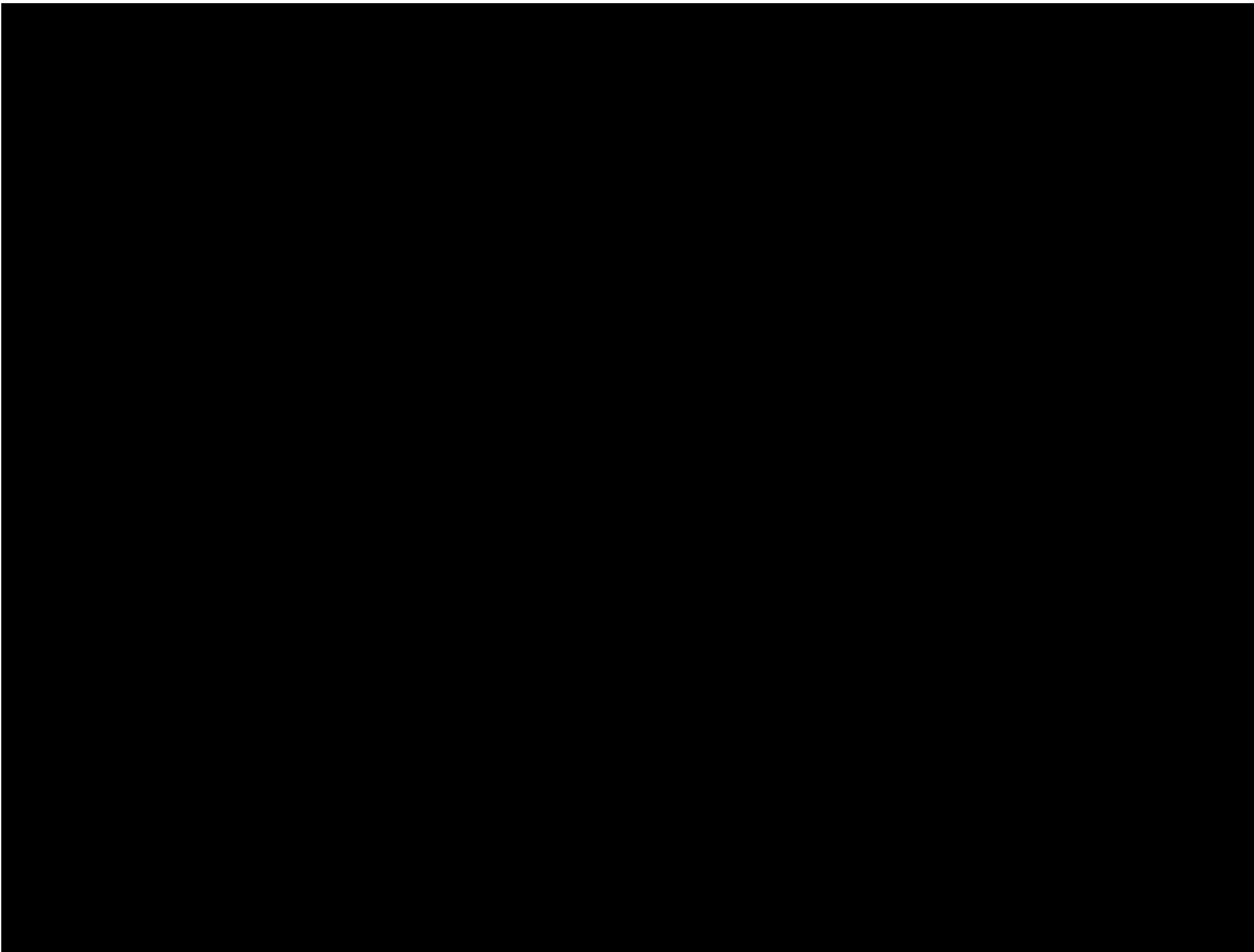


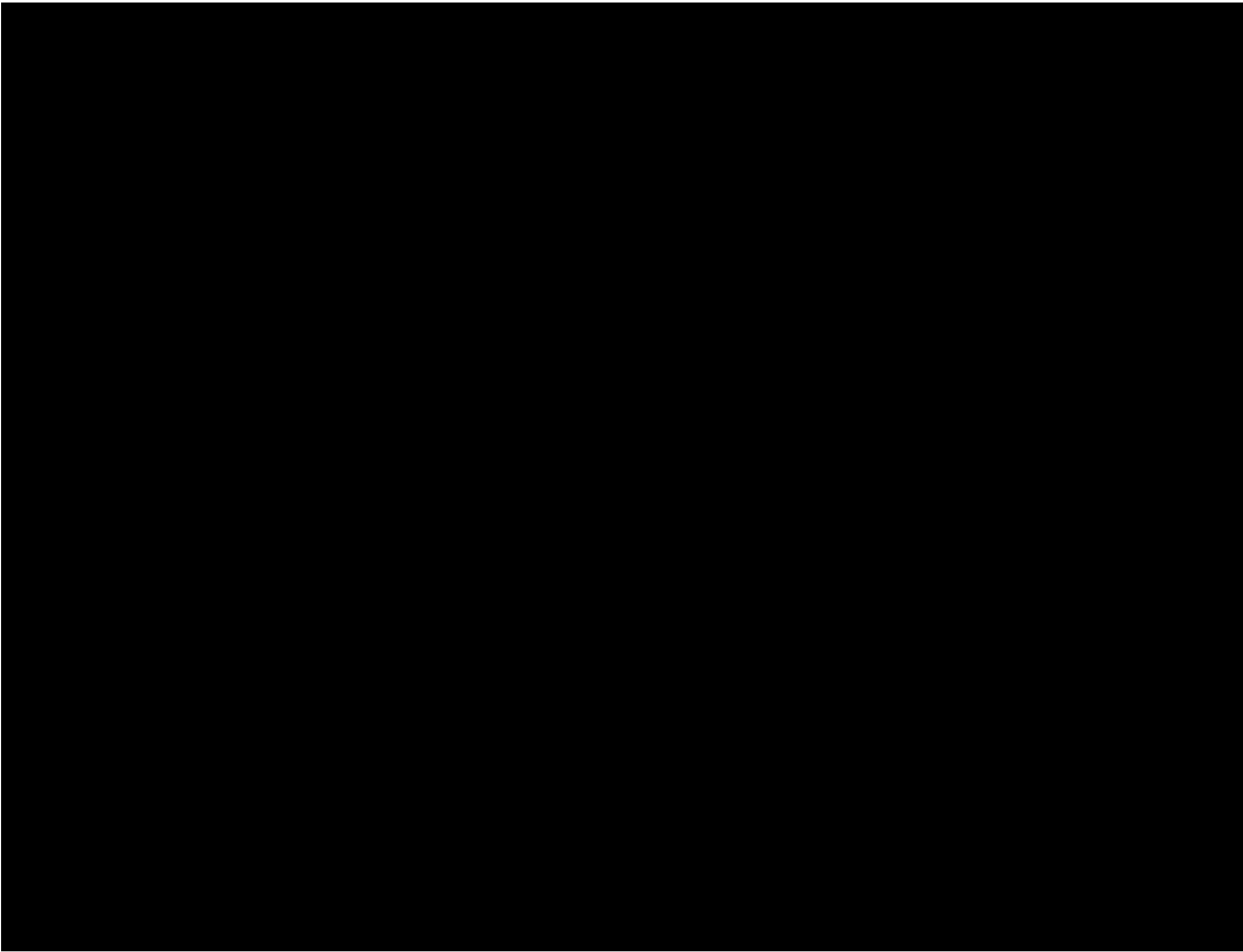


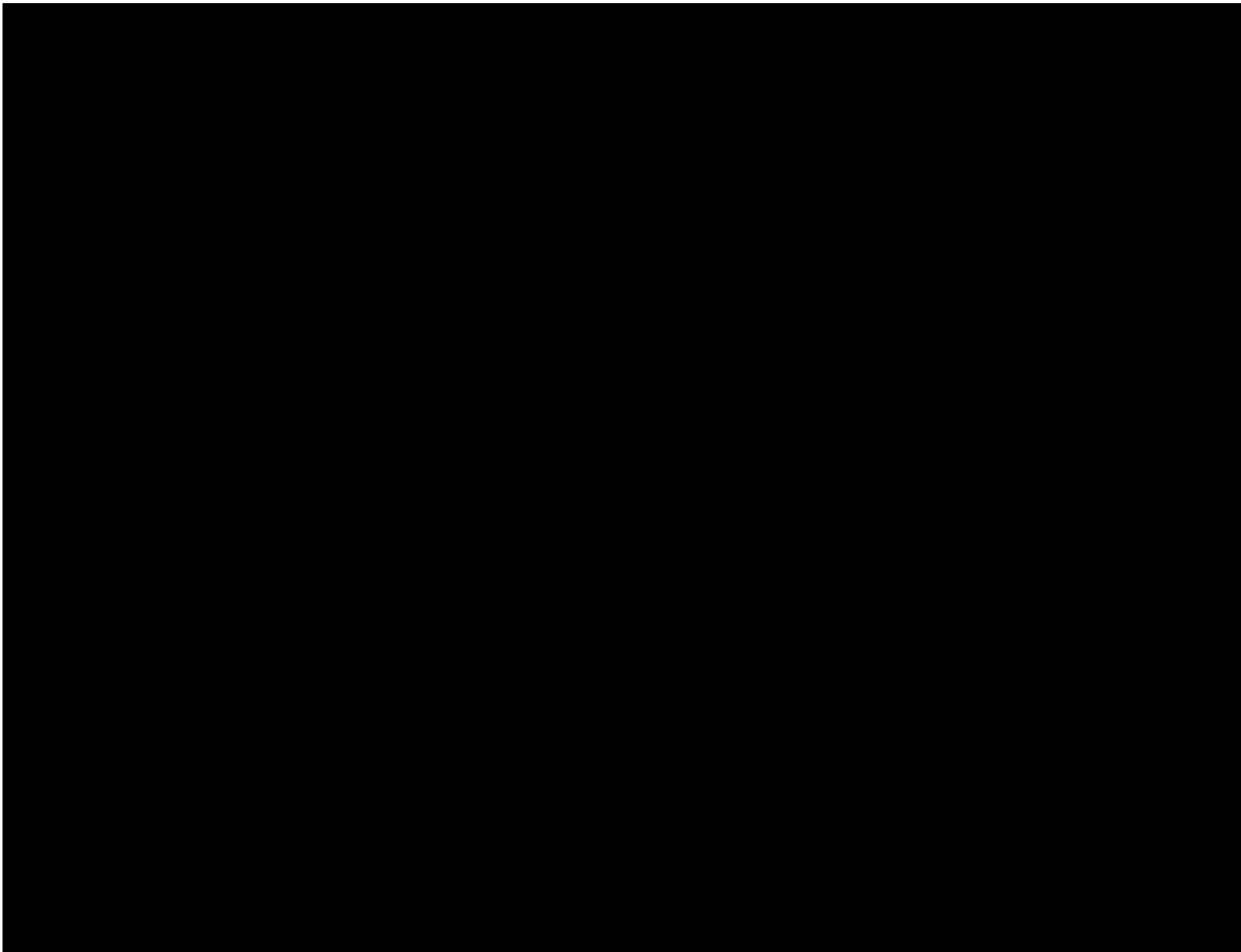


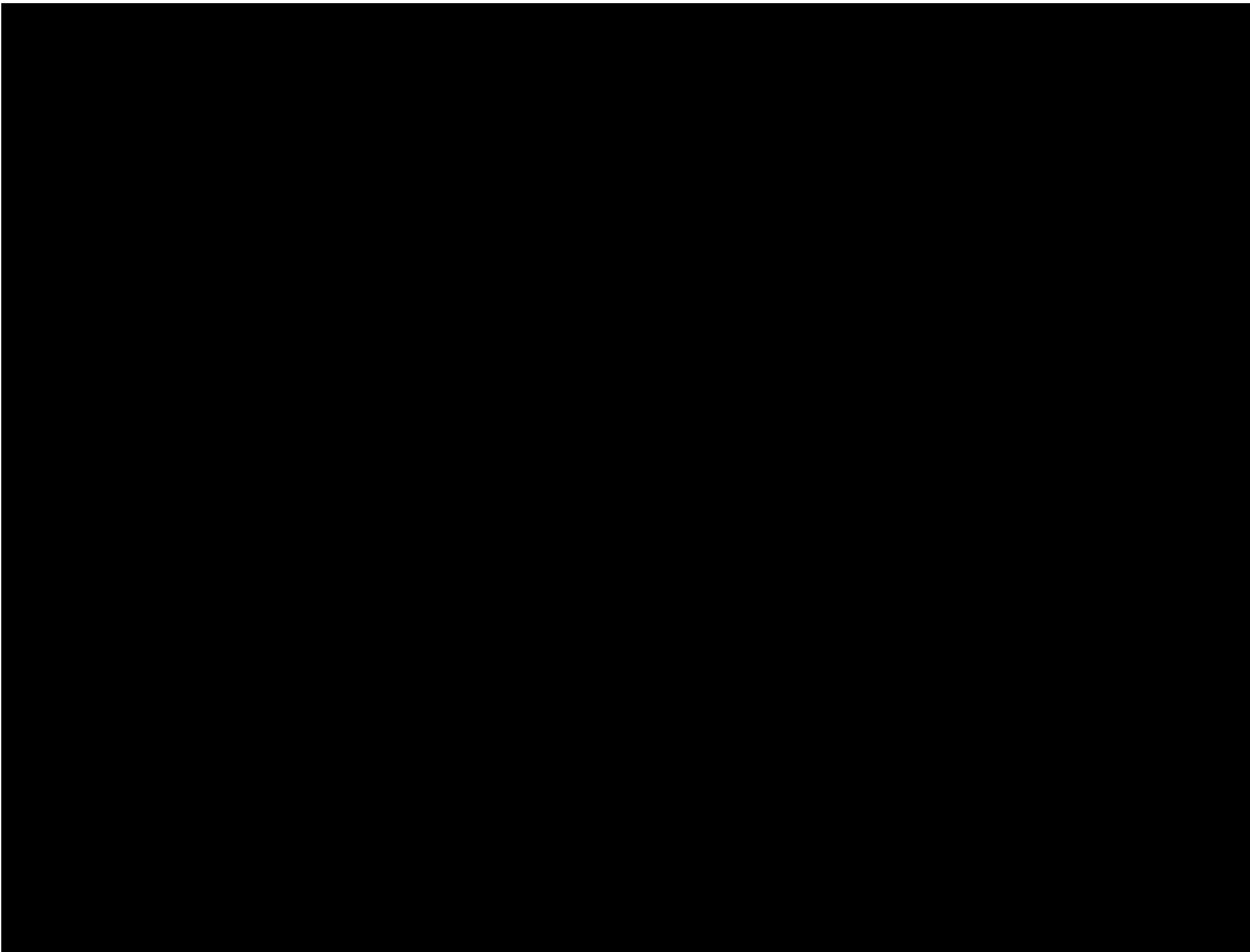


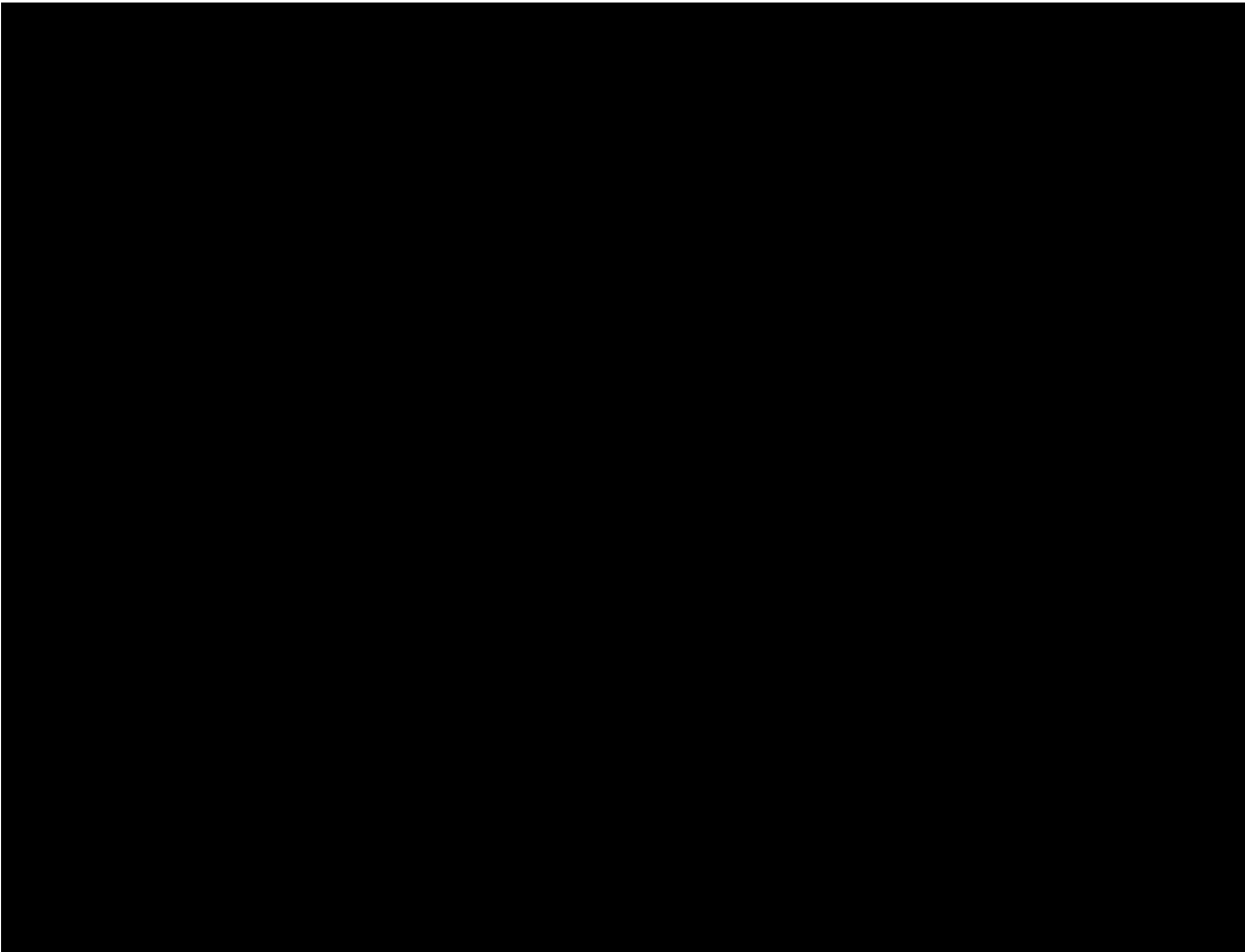


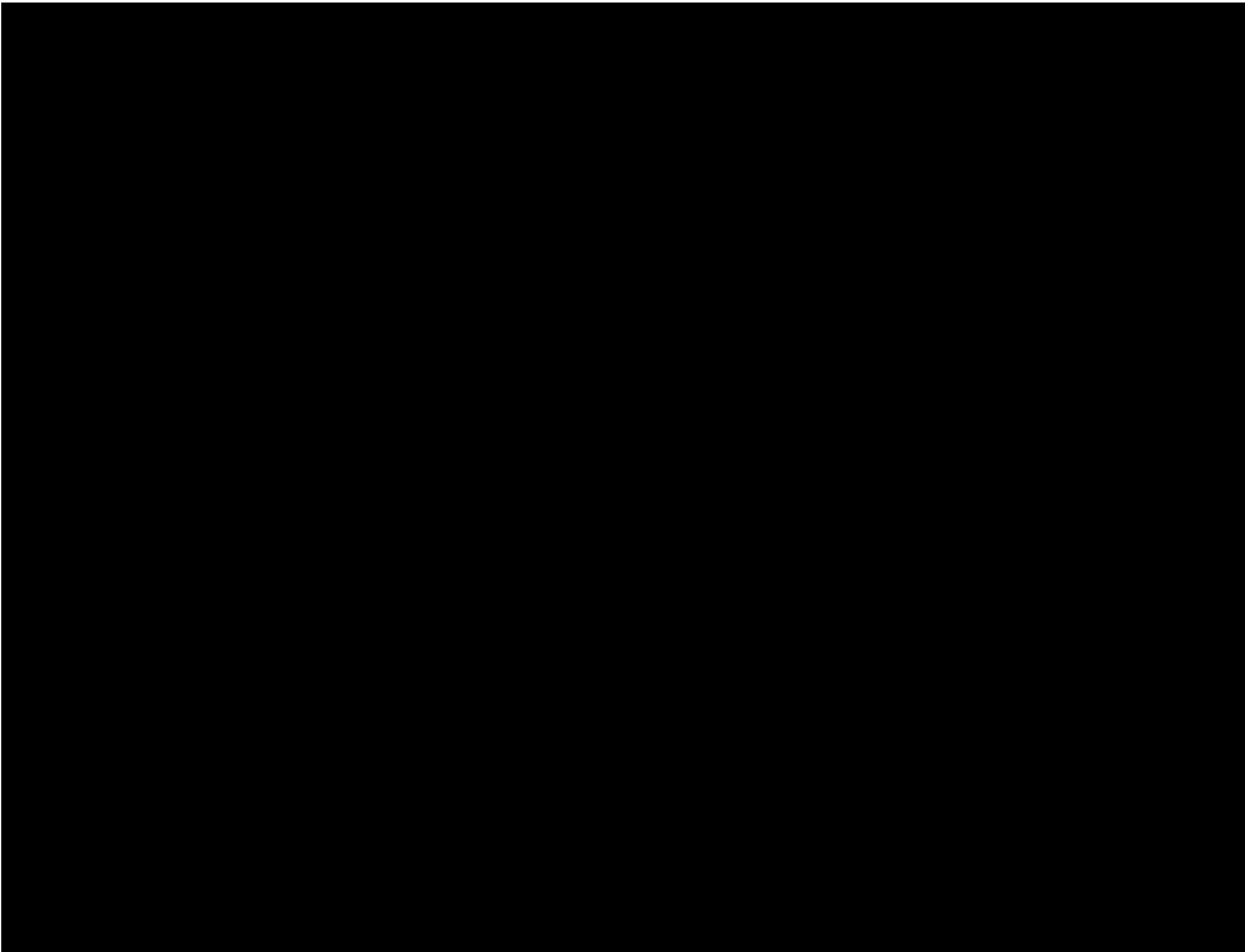


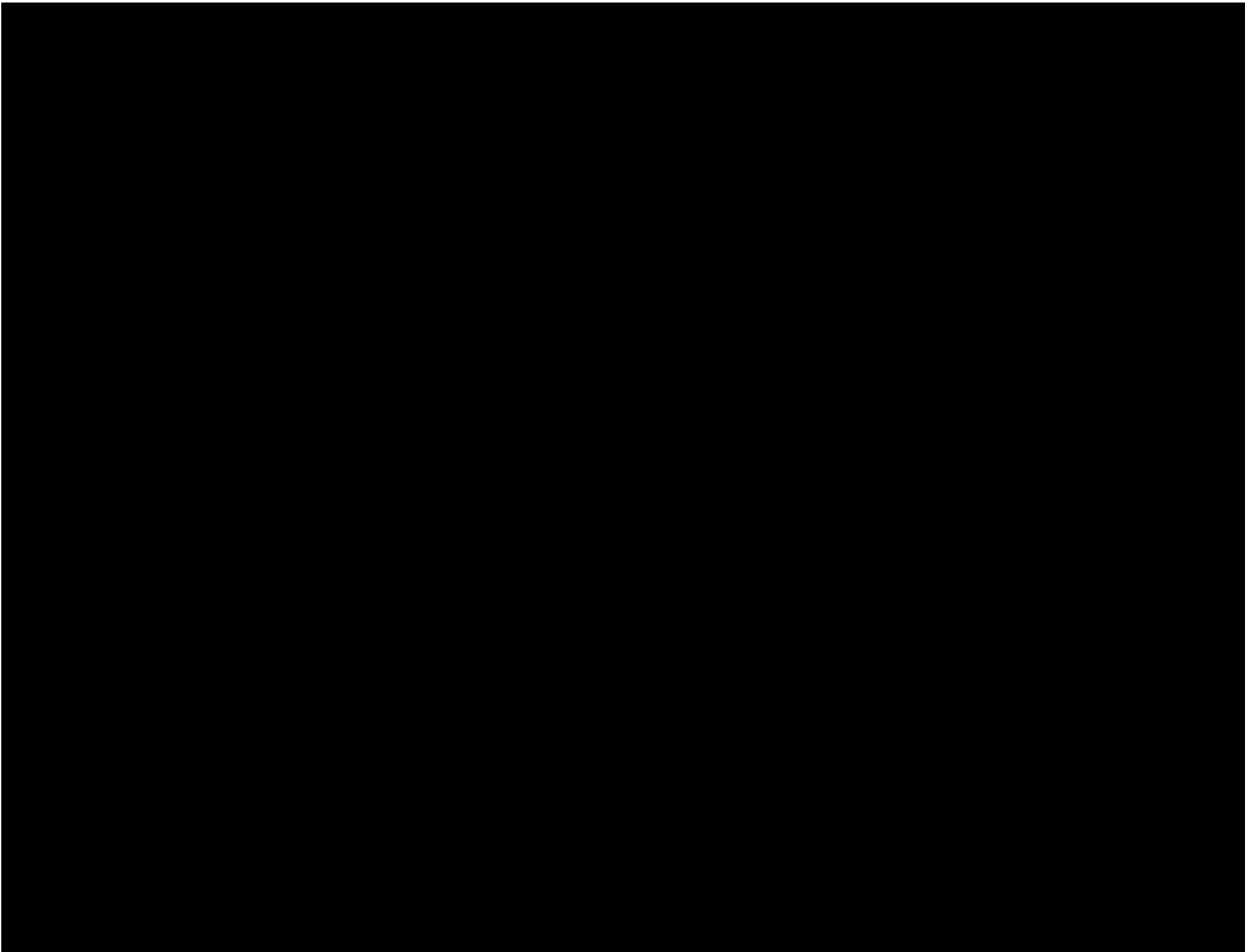


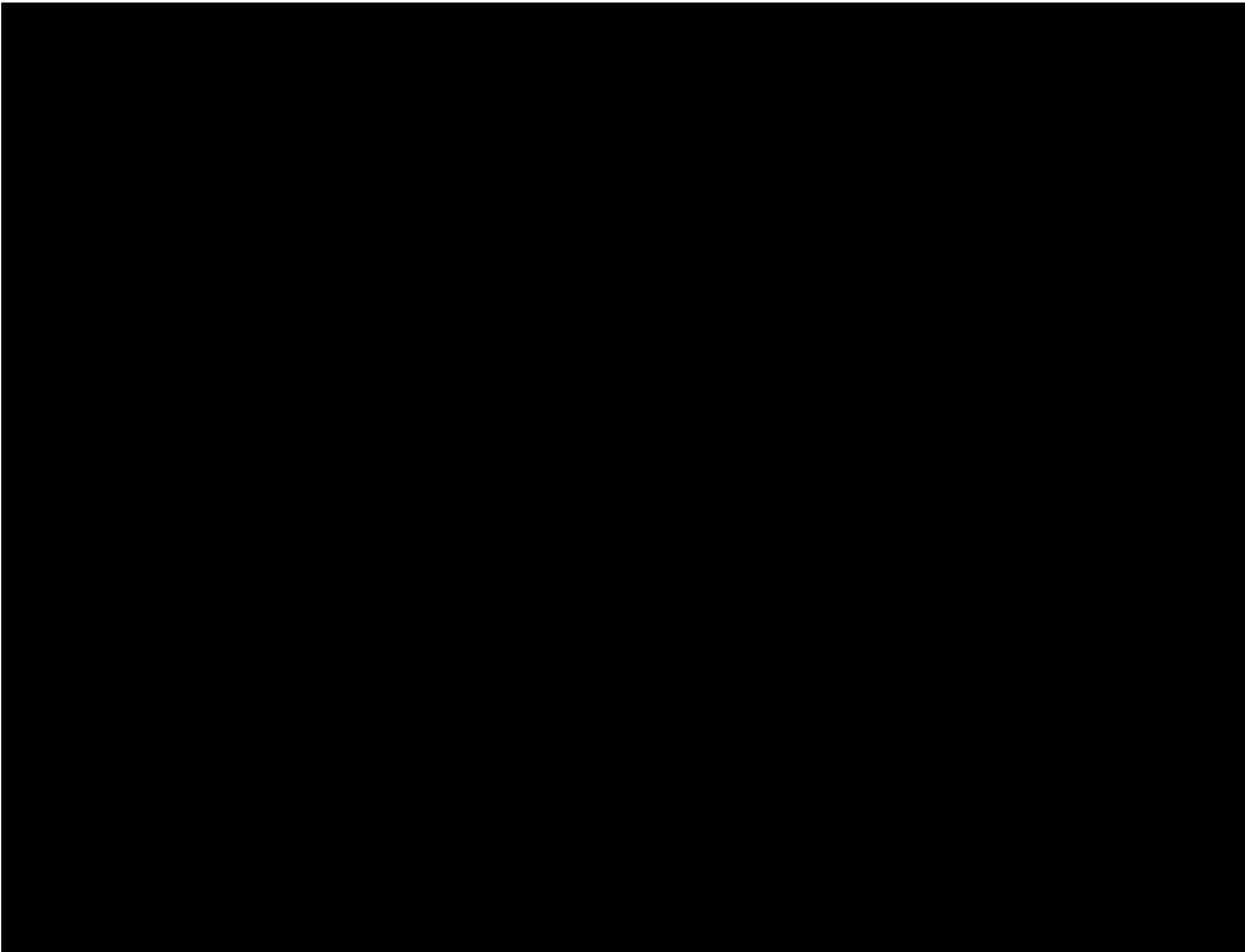


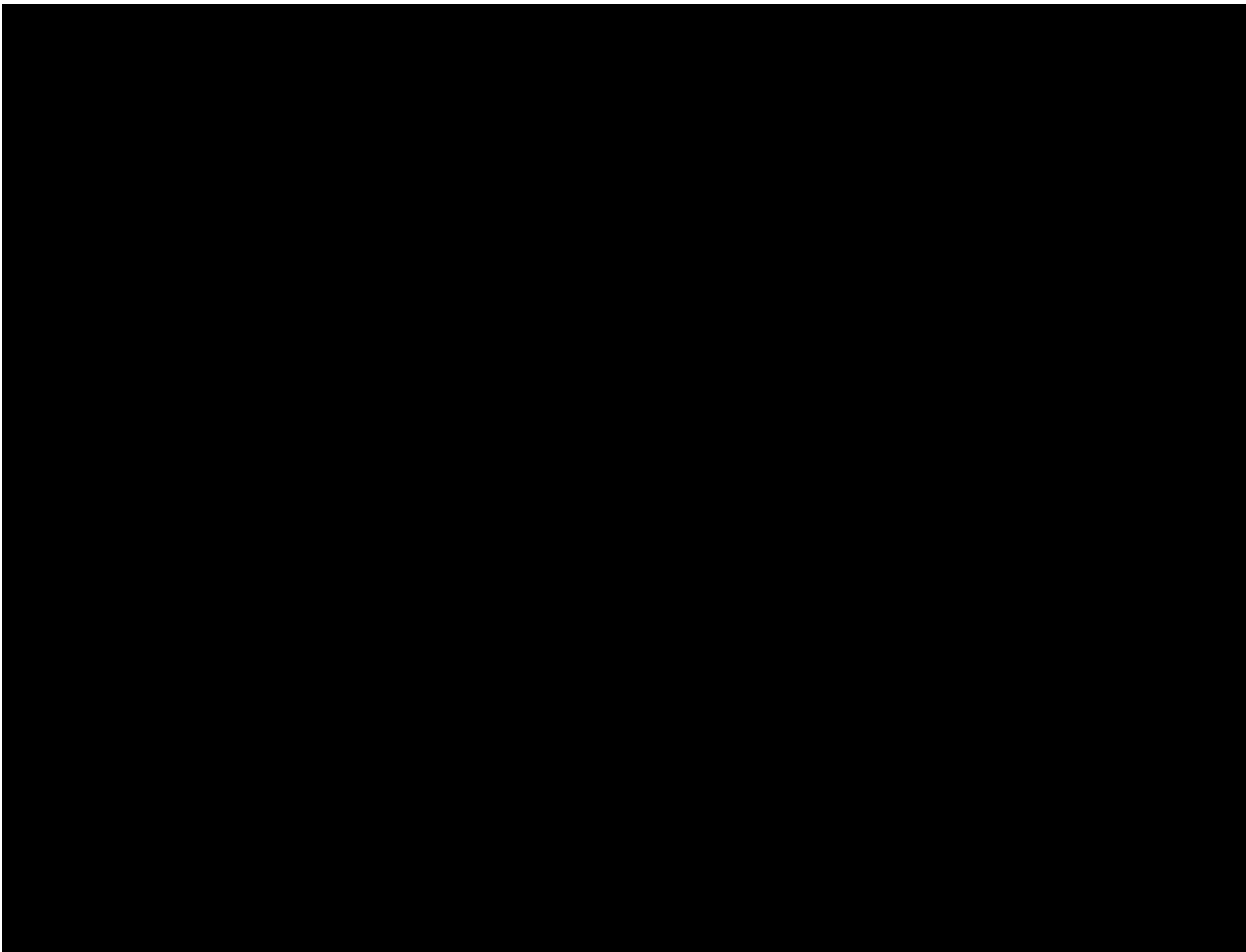


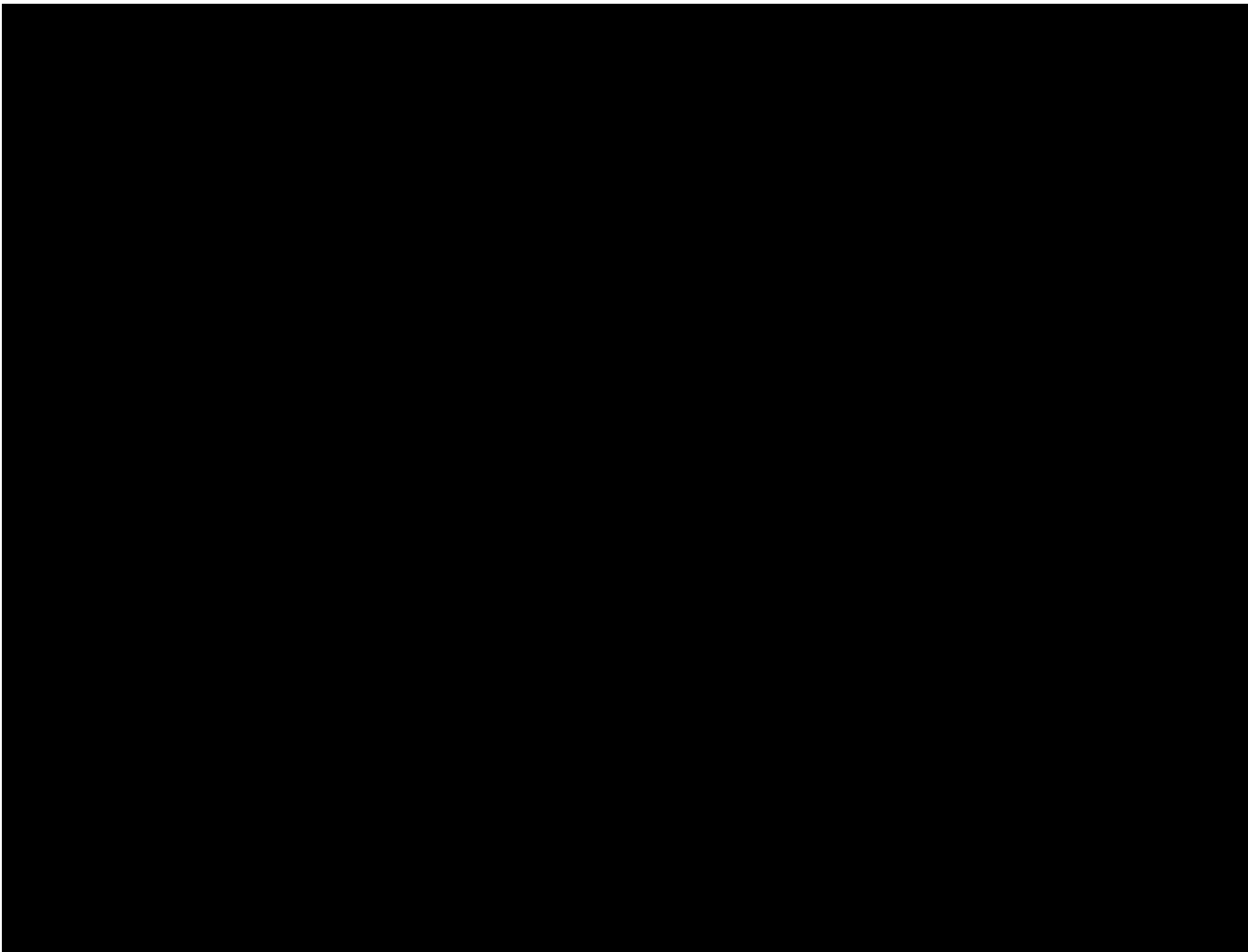


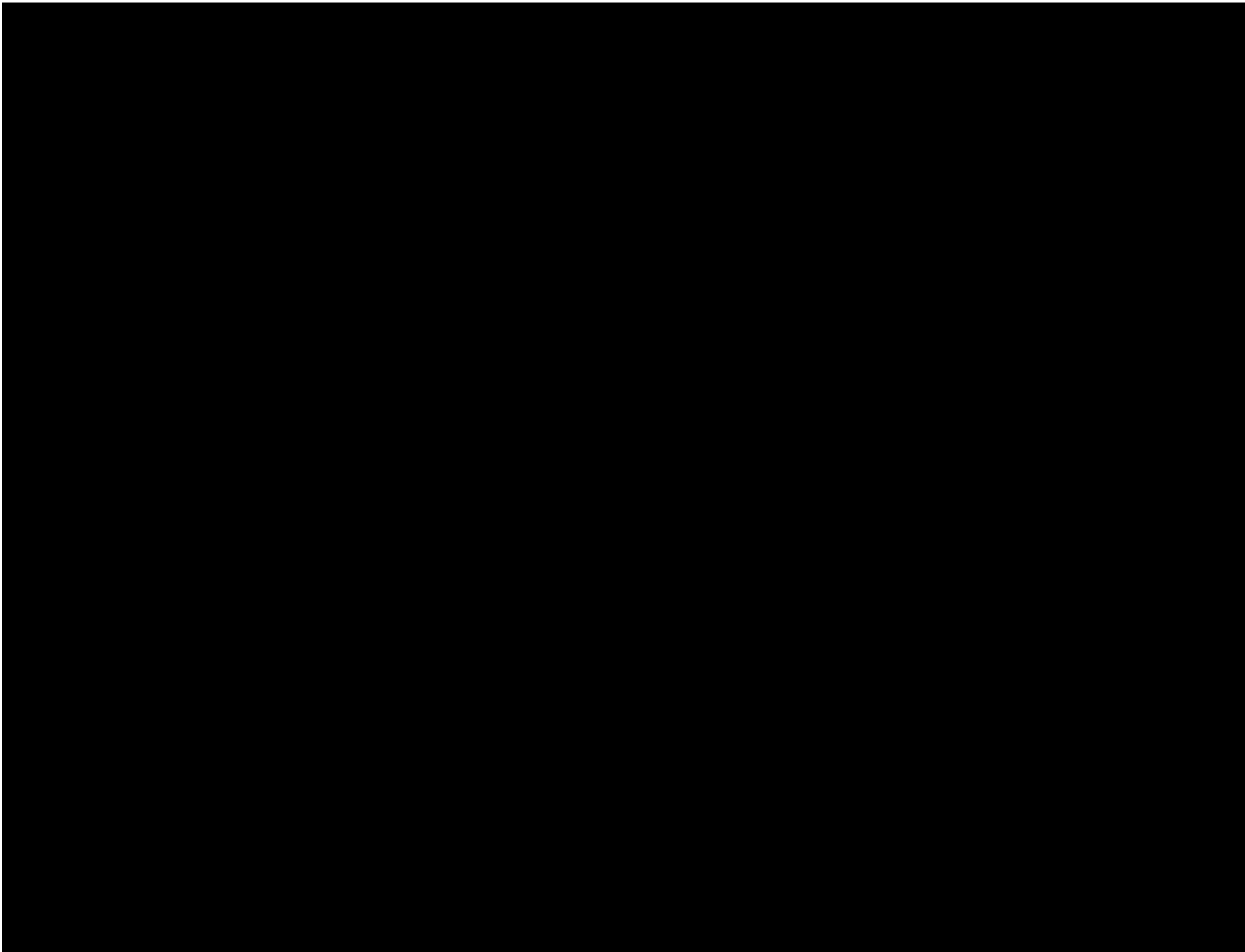


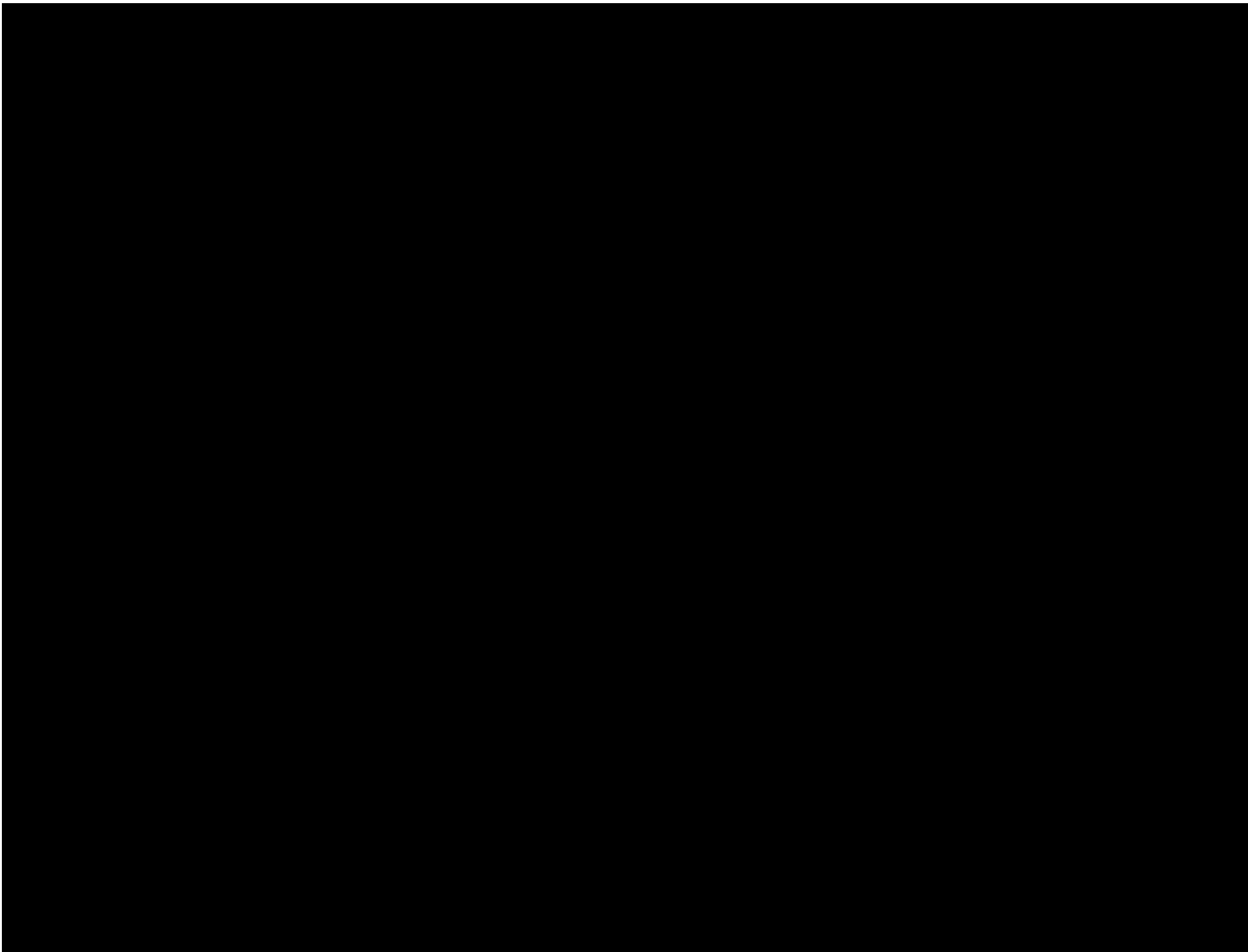


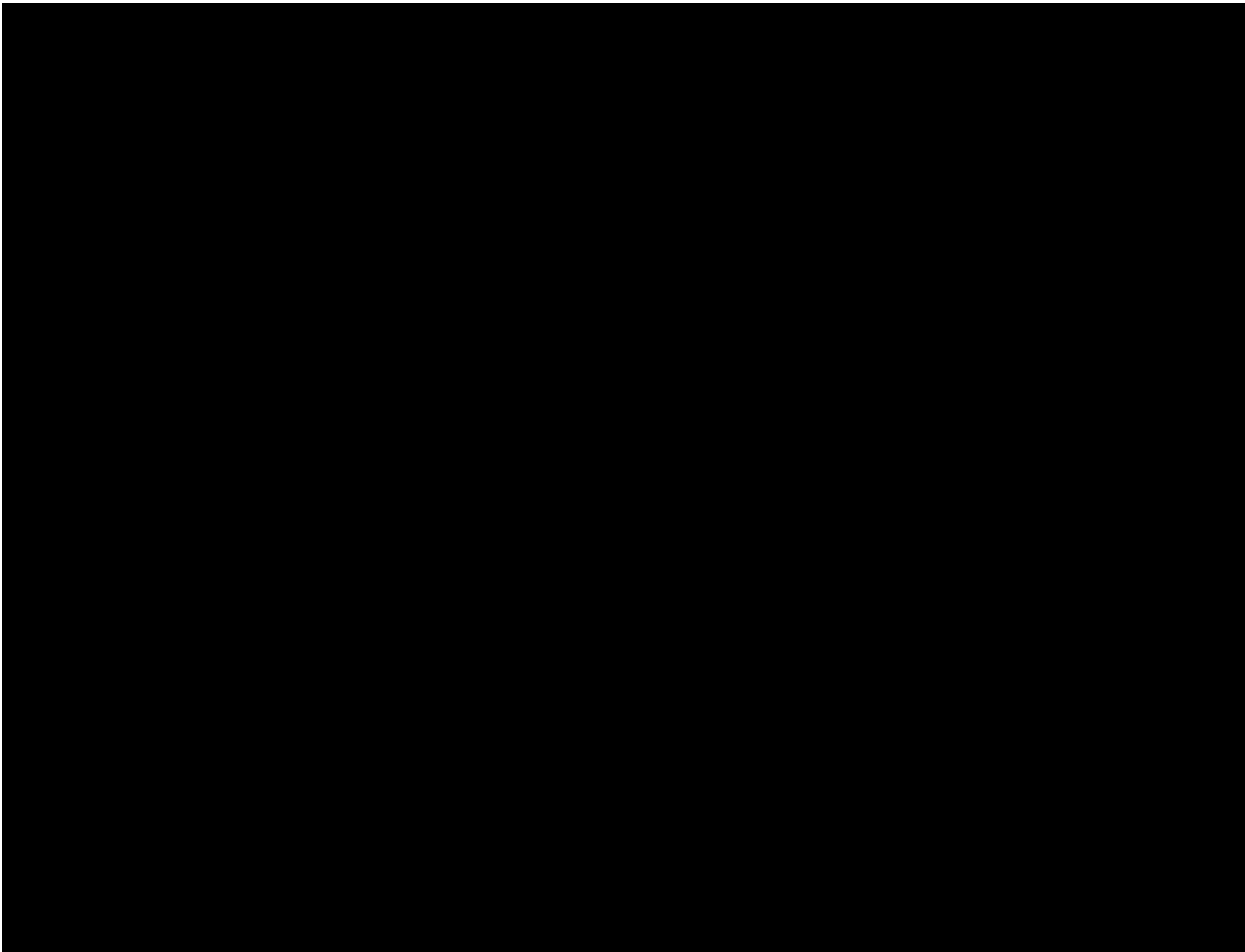


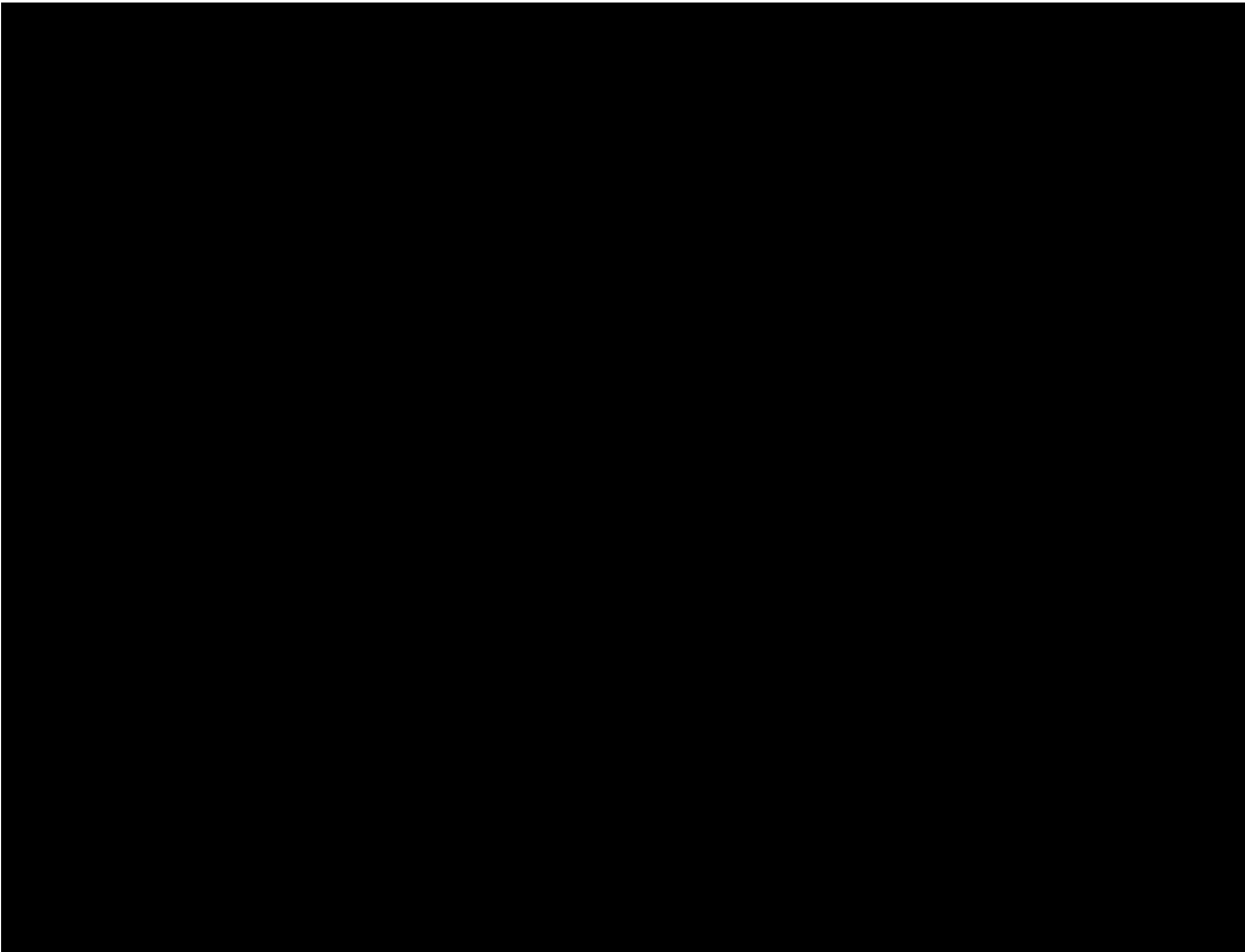


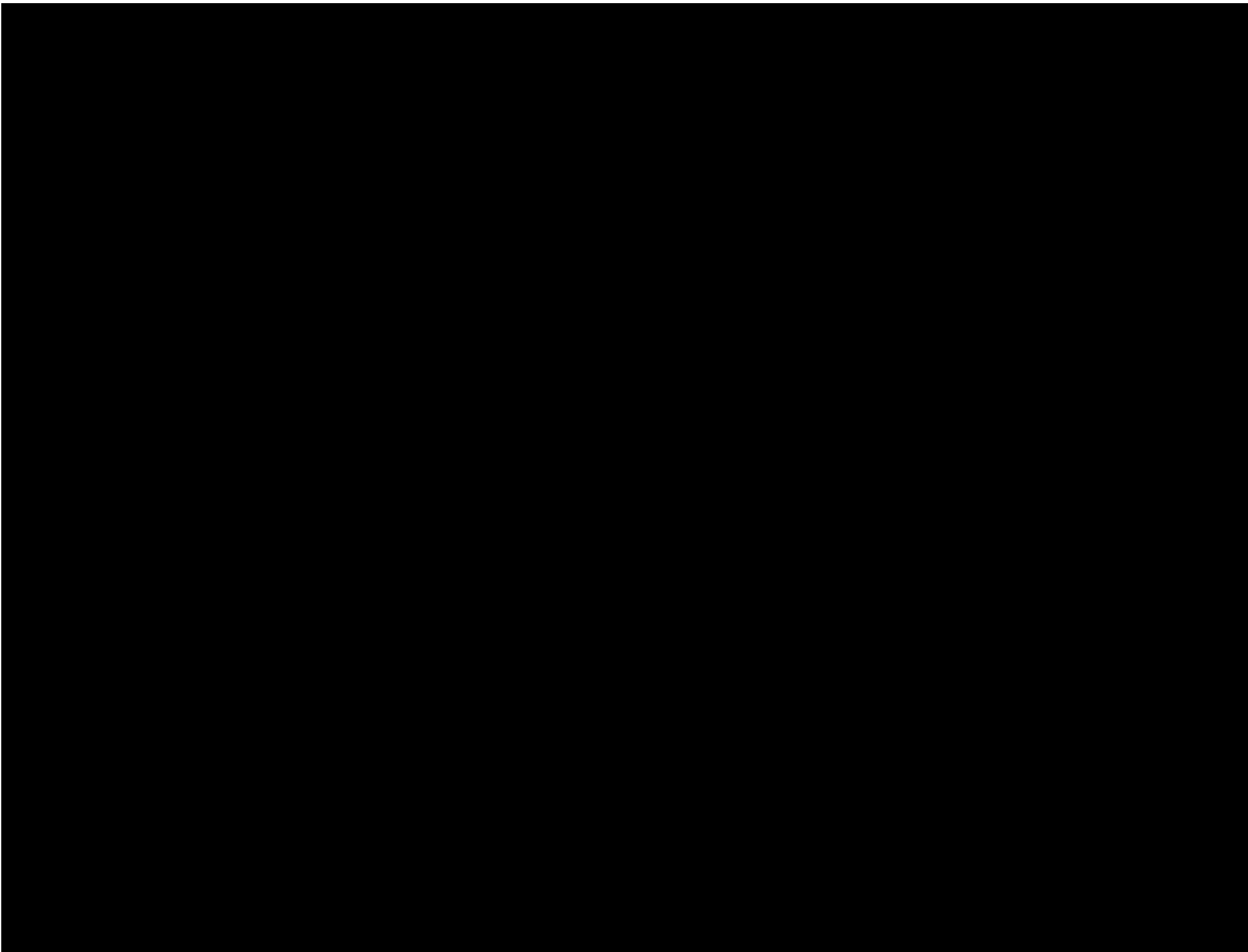


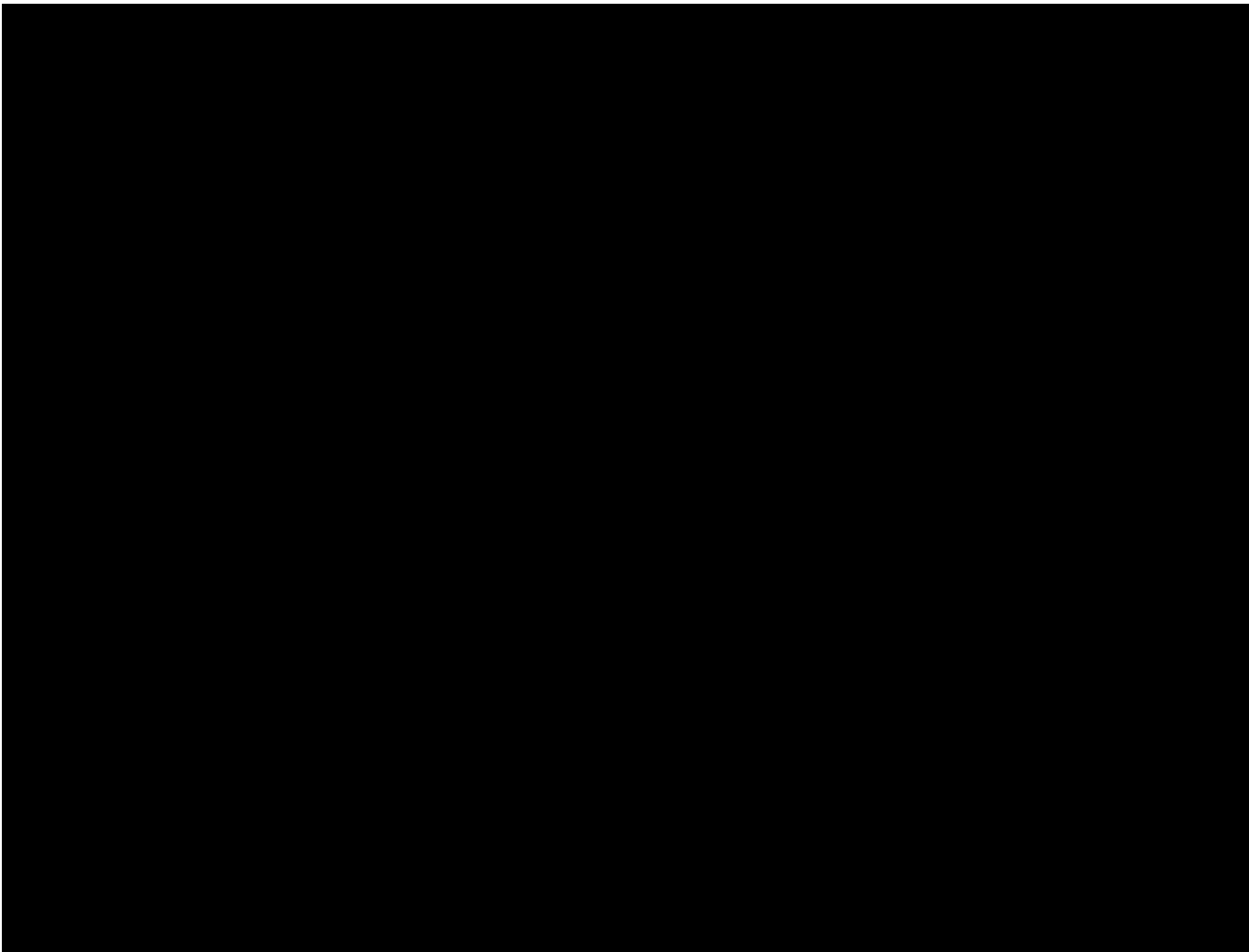


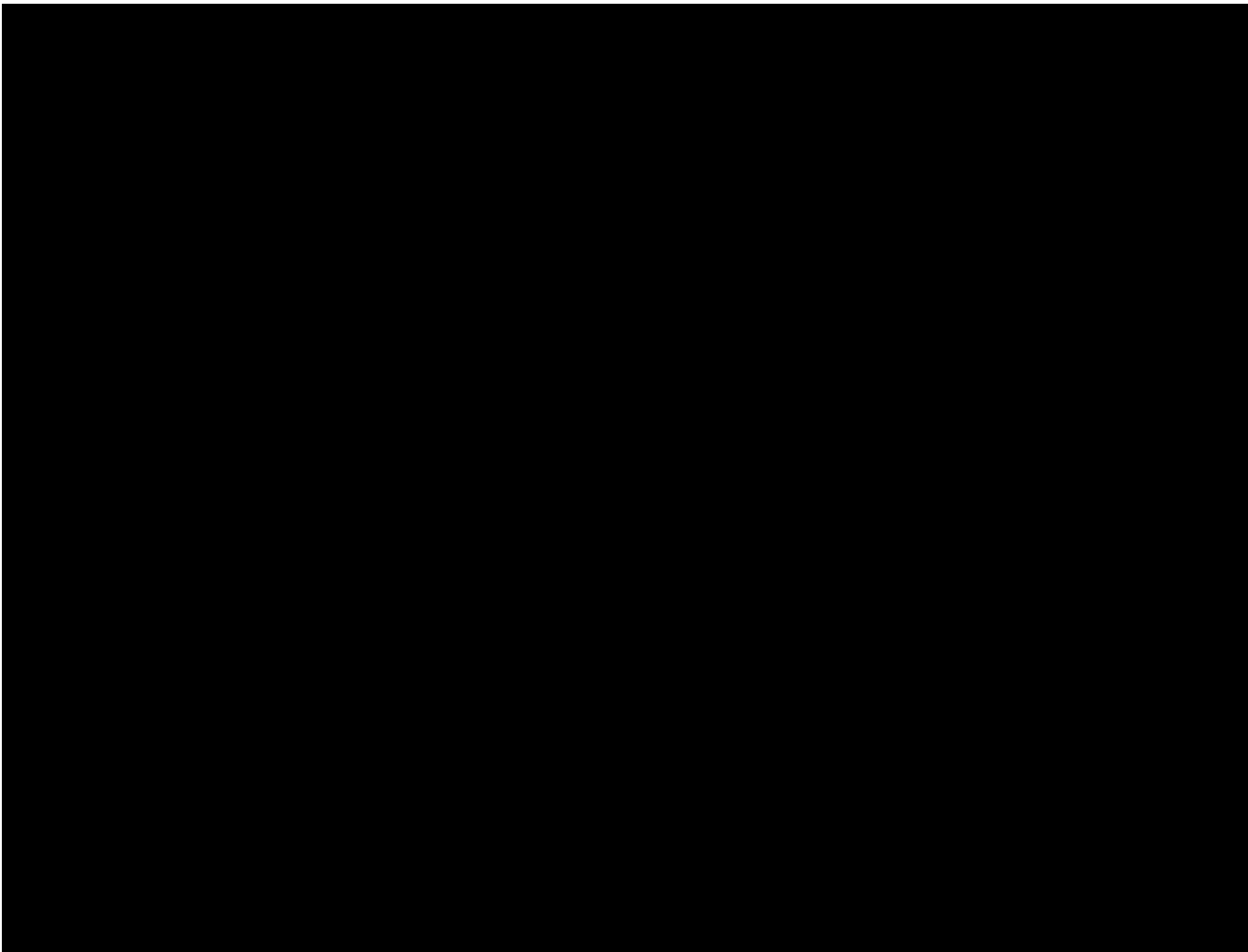


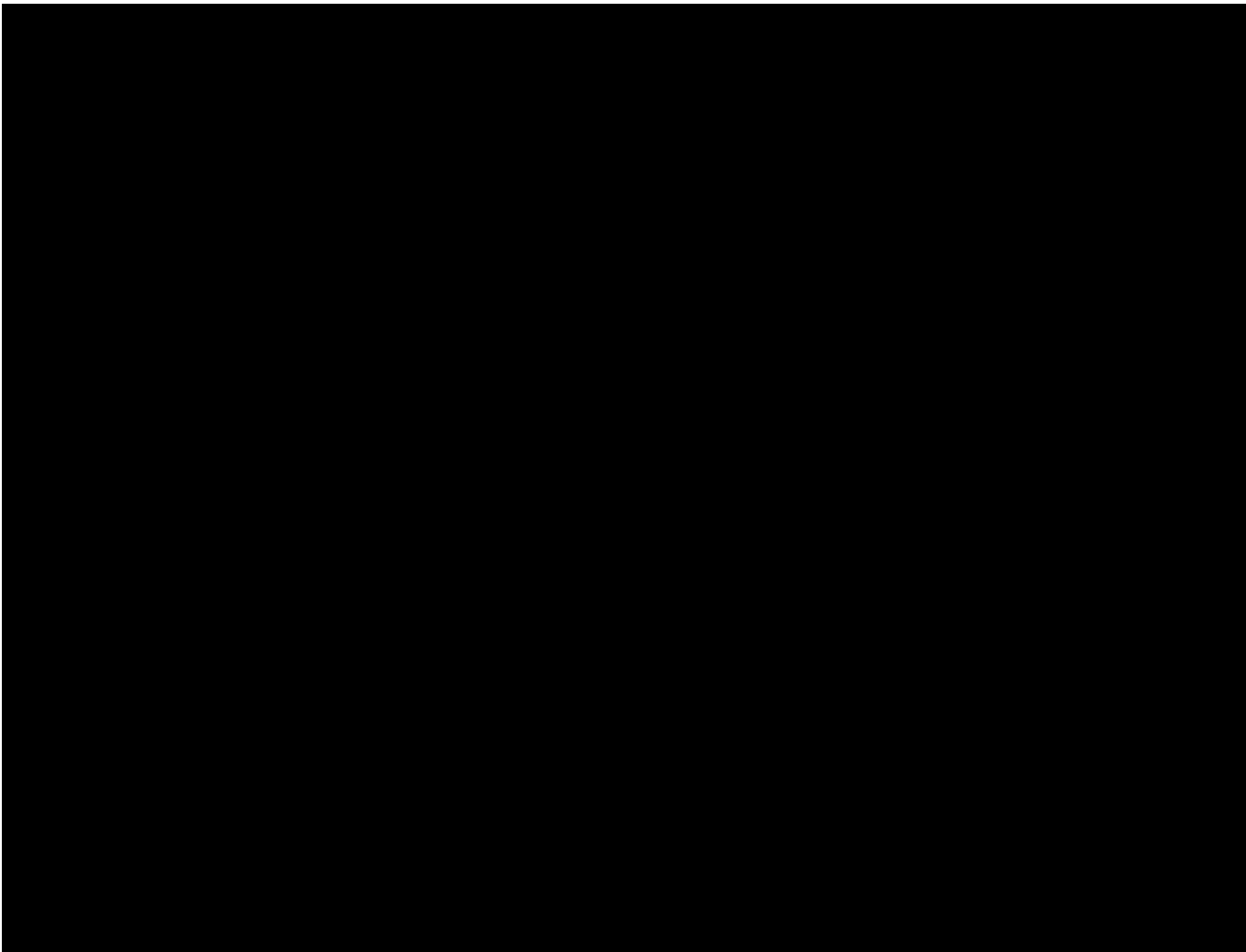


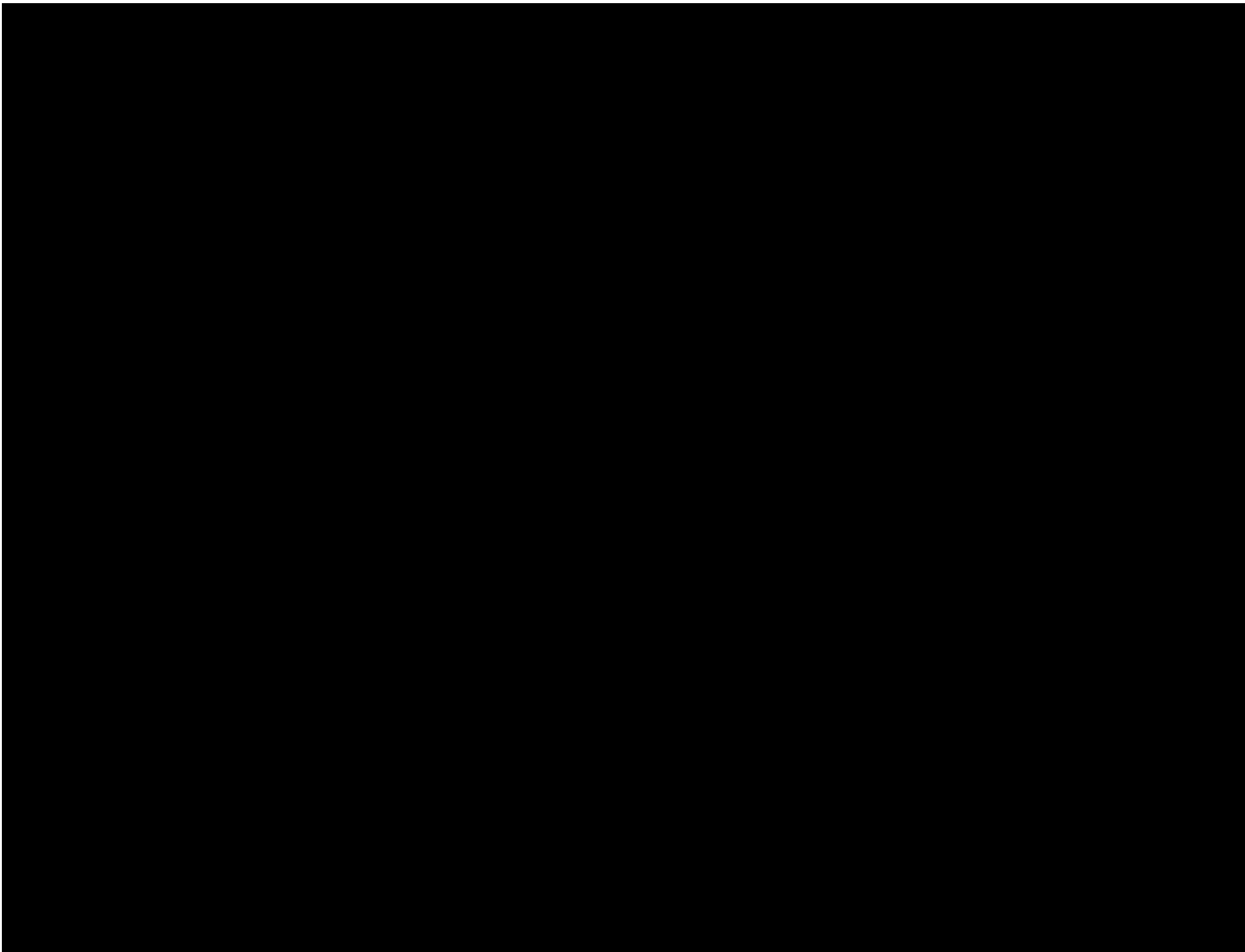


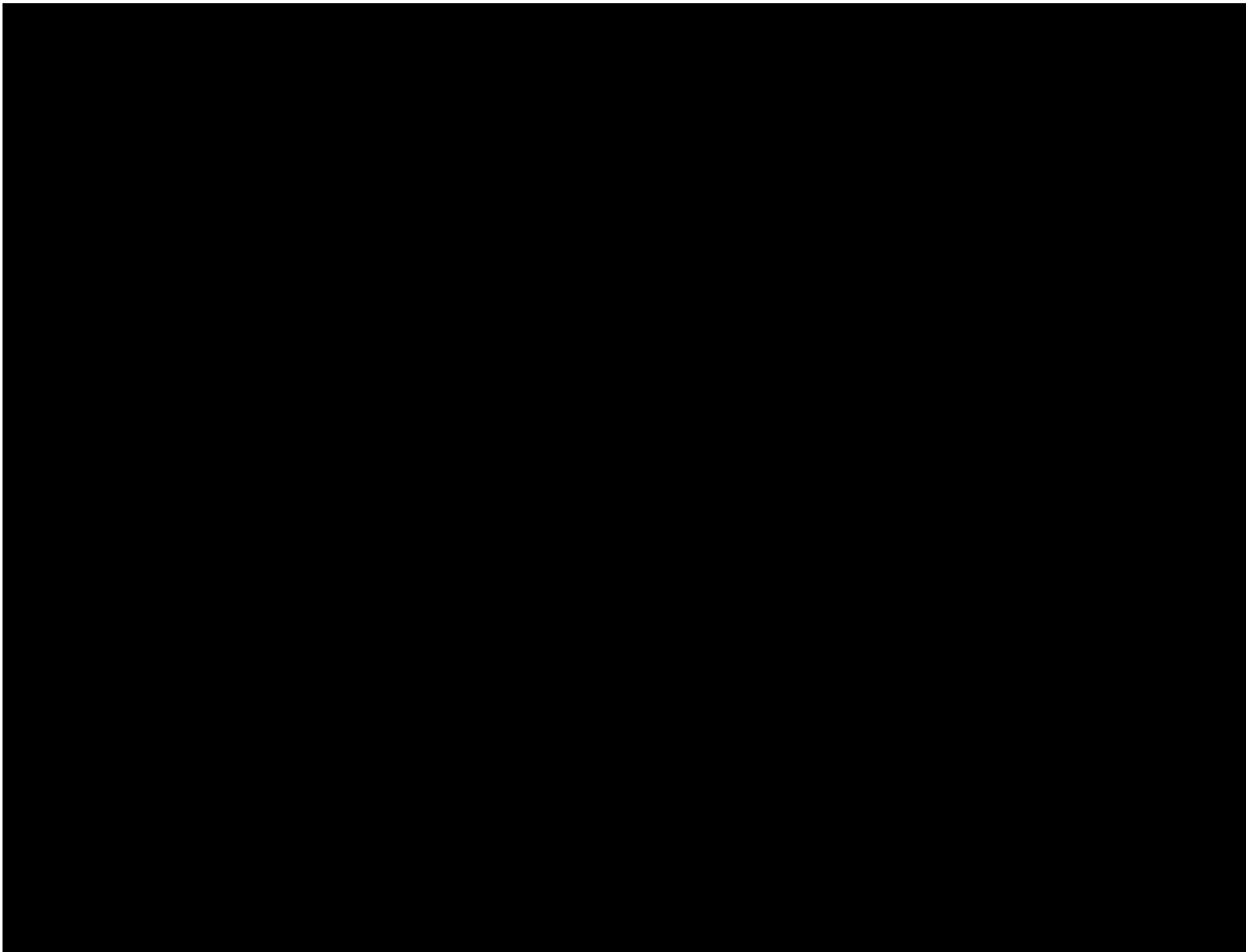












Основными параметрами объемного гидропривода являются давление и расход рабочей жидкости, а характеристиками — нагрузки и скорости гидродвигателей, мощность и все виды ее потерь. КПД и тепловой режим при номинальном значении параметров характеризуют работу объемного гидропривода. Дополнительными расчетными параметрами являются максимальная мощность, потребляемая насосом, вращающий момент и усилия, развиваемые гидромотором и гидроцилиндром.

Конструкцию объемного гидропривода и его основные параметры определяют типом машины, для которой он предназначен. Поэтому исходными данными для выбора системы регулирования и расчета как отдельных элементов, так и всего гидропривода являются нагрузки на рабочем органе или двигателе машины, а также режимы нагружения, условия и особенности эксплуатации.

Расчет гидропривода следует проводить в два этапа:

предварительный расчет основных параметров и выбор номенклатуры применяемого гидрооборудования;

поверочный расчет основных параметров и характеристик гидропривода.

Основные параметры выбирают в соответствии с расчетом действующих моментов, сил и скоростей исполнительных механизмов машины. Полученные в результате расчета основные и дополнительные параметры объемного гидропривода машины используют затем для выбора соответствующего гидрооборудования, серийно выпускаемого промышленностью.

Исходные данные для расчета гидропривода:

техническая характеристика и кинематическая схема машины;

принципиальная гидравлическая схема;

условия и режимы эксплуатации машины;

значения нагрузок и скоростей исполнительных механизмов машины, приводимых гидроприводом, а для машины циклического действия — диаграмма нагрузок и скоростей рабочих органов, т. е.:

номинальное усилие $F_{ном}$ (вращающий момент $M_{ном}$) на исполнительном органе, определенное для каждого направления его движения с учетом КПД привода при движении штока гидроцилиндра с требуемой скоростью $v_{цп}$ или частоте вращения вала гидромотора n_M ;

максимальное усилие F_{max} (вращающий момент M_{max}) на исполнительном органе с учетом КПД привода при скорости гидродвигателя, значительно меньшей расчетной, когда допускается частичный слив рабочей жидкости в бак через предохранительный клапан;

дополнительные требования, предъявляемые к гидроприводу, в том числе совмещение операций при выполнении технологического цикла машины, диапазон регулирования скорости и др.

Если параметры и характеристики гидропривода, полученные в результате поверочного расчета, не обеспечивают выполнение требований, предъявляемых к мобильной машине, то надо провести корректировку системы гидропривода (например, уточнить типоразмер гидрооборудования и внутренние диаметры трубопроводов) и выполнить поверочный расчет.

В зависимости от требований, связанных с эксплуатацией машины, в гидроприводе могут применяться объемное и дроссельное регулирования скорости или сочетание этих способов.

7.1.2. Объемное регулирование

Объемное регулирование скорости осуществляется изменением подачи насоса или гидромотора в зависимости от рабочего объема. Рабочий объем может изменяться автоматически с помощью регулятора мощности или других управляющих устройств.

Объемное регулирование скорости происходит без потерь на дросселирование потока, поэтому является наиболее эффективным и широко используется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией и с реверсивными регулирующими насосами, оснащенными регуляторами мощности.

Гидропередача с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором.

Аксиально-поршневые насосы автоматически обеспечивают постоянную мощность при изменении внешней нагрузки привода $N_{пр} = \Delta p Q = \text{const}$. При этом подача и давление обратно пропорциональны.

Подача насоса $Q_n = n_n V_n$, расход гидромотора $Q_m = n_m V_m$. При отсутствии потерь давления и расхода $p_n = p_m$, $Q_n = Q_m$ и $N_n = N_m = N_{пр}$, т. е. $\Delta p_n n_n V_n = \Delta p_m n_m V_m$. Отсюда $n_m = \Delta p_n n_n V_n / (\Delta p_m V_m) = V_n n_n / V_m$. Из этого выражения следует, что в гидропередаче с регулируемым насосом частота вращения нерегулируемого гидромотора можно бесступенчато изменять от нуля при $V_n = 0$ до максимального значения при $V_n = V_{n \max}$, изменяя рабочий объем насоса. Частота вращения гидромотора зависит также от его рабочего объема и при установленной подаче насоса она будет тем больше, чем меньше рабочий объем V_m .

Вращающий момент на валу гидромотора определяется выражением $M_m = \Delta p_m V_m / (2\pi)$. Учитывая условие о постоянстве затрачиваемой мощности, вращающий момент на валу гидромотора можно представить в следующем виде:

$$M_m = N_{пр} / (2\pi n_m).$$

Максимальное значение вращающего момента достигается при наибольшем давлении, ограничиваемом предохранительным клапаном. Например, для самоходных машин с гидромотор-колесами максимальный вращающий момент, зависящий от сцепной массы, не должен превышать величины, при которой возникает буксование колес. Минимальное значение вращающего момента должно приводить в движение рабочий орган или механизм передвижения машины при минимально возможном внешнем сопротивлении. Для самоходной машины минимальный вращающий момент должен обеспечивать передвижение машины на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием.

Установим, что диапазон регулирования подачи $DQ = n_{m \max} / n_{m \min}$ при $N_{пр} = \text{const}$ характеризуется давлением p_{\max} и расходом Q_{\max} . Максимальному давлению в гидропередаче соответствует наибольший вращающий момент на валу гидромотора, а наибольшая подача насоса может быть достигнута при максимальном значении рабочего объема, т. е. при максимальном угле наклона блока цилиндров аксиально-поршневого регулируемого насоса.

На участке регулирования при постоянном давлении изменение подачи насоса происходит при переменной мощности привода и постоянном вращающем моменте на валу гидромотора, т. е. $Q_n = V_n n_n \eta_{пн} \sin \alpha / \sin \alpha_0$.

Так как $V_m = \text{const}$ и $p_n = p_m = \text{const}$, то $M_n = 0,159 \Delta p_n V_n \sin \alpha / (\sin \alpha_0 \eta_M)$.

Регулирование скорости при постоянном вращающем моменте используется главным образом в грузоподъемных механизмах машин и оборудования.

Максимальному значению подачи насоса соответствует минимальное давление в гидропередаче. Поскольку у нерегулируемого гидромотора рабочий объем $V_m = \text{const}$, то вращающий момент прямо пропорционален давлению в гидропередаче. Увеличение подачи рабочей жидкости насоса для расширения диапазона изменения скорости исполнительного механизма при объемном регулировании является неэкономичным вследствие существенного увеличения потерь мощности, переходящих в тепло. На практике скоростной диапазон регулирования ограничивается не минимальным значением КПД гидромашин, а увеличением габаритных размеров и массы насосной установки, прямо пропорционально зависящих от диапазона регулирования подачи,

$$DQ = n_{m \max} / n_{n \max} = V_{m \max} / V_{m \min}.$$

Минимальный рабочий объем для регулируемого насоса $V_{n \min} = N_{пр} / (n_n \Delta p_{n \max})$.

Поскольку $V_{n \max} \approx k_{п} L^3$ (где $k_{п}$ — коэффициент пропорциональности, зависящий от типа гидромашин; L — характерный размер насоса, определяющий его габариты), то диапазон регулирования подачи определяется отношением $DQ = k_{п} L^3 n_n \Delta p_{n \max} / N_{пр}$, а размер насосной установки можно определить из зависимости

$$L = \sqrt[3]{DQ / (k_{п} n_n \Delta p_{n \max})}.$$

Из этого выражения следует, что размер насосной установки увеличивается с расширением диапазона регулирования подачи и уменьшается при повышении номинального давления в гидропередаче.

Гидропередача с нерегулируемым насосом и регулируемым гидромотором. В гидропередаче с нерегулируемым насосом и регулируемым гидромотором изменение скоростного диапазона достигается уменьшением рабочего объема гидромотора. При нерегулируемом насосе нельзя уменьшать рабочий объем гидромотора ниже минимального значения $V_{M \min}$, при котором гидромотор может остановиться.

В рассматриваемой гидропередаче $\Delta p Q = \text{const}$, поэтому вращающий момент и частота вращения вала регулируемого гидромотора $M_M = 0,159 \Delta p V_M \eta_M \times \sin \alpha / \sin \alpha_0$, $n_M = Q_M / V_M$ при $Q = \text{const}$.

Поскольку в аксиально-поршневых гидромашинках с наклонным блоком цилиндров механические потери мощности незначительны и размеры регулируемого гидромотора относительно меньше размеров регулируемого насоса в самовсасывающем исполнении, то рассматриваемая гидропередача является предпочтительной.

Основной недостаток гидропередачи с регулируемым гидромотором заключается в необходимости дистанционного управления рабочим объемом (обычно гидромоторы устанавливаются на машине далеко от оператора) и невозможности обеспечения устойчивой малой частоты вращения, при которой должно начинаться вращение исполнительного механизма.

Гидропередача с регулируемым насосом и гидромотором. Максимальным диапазоном регулирования обладает гидропередача, состоящая из регулируемого насоса и регулируемого гидромотора. В наиболее распространенных гидропередачах регулируемый насос оснащается прямым регулятором мощности, при работе которого с увеличением внешней нагрузки (т. е. давления в напорной гидролинии) рабочий объем насоса V_H уменьшается.

В результате исследований, выполненных в НПО ВНИИстройдормаш, установлено, что оптимальным вариантом гидропривода грузоподъемных машин и механизмов является замкнутая гидропередача с объемным регулированием, состоящая из реверсивного регулируемого насоса с прямым регулятором и регулируемого гидромотора с обратным регулятором мощности, автоматически увеличивающим рабочий объем и вращающий момент пропорционально внешней нагрузке. Такой тип гидропередачи обладает более высокими эксплуатационными свойствами (быстродействием, надежной защитой от перегрузок, компактностью) и позволяет автоматически осуществлять бесступенчатое регулирование скоростей.

Допуская, что полный КПД гидравлической передачи $\eta_{гп} = 1$, давление на сливе равно нулю, а частота вращения гидромашин $\omega = \text{const}$, для указанного типа замкнутой гидропередачи с объемным регулированием можно определить вращающие моменты на валах гидромашин, мощность, потребляемую насосом, и частоту вращения гидромотора по следующим зависимостям:

$$M_H = u_H V_{H \max} \sqrt{c_M L_{\max} \bar{M}_M / (S_M V_{M \max})};$$

$$\bar{M}_M = M_M S_M / (c_M L_{\max} V_M);$$

$$N_{пр. н} = u_H V_{H \max} \sqrt{c_M L_{\max} \bar{M}_M \omega_H / (S_M V_{M \max})};$$

$$\bar{\omega}_M = u_H (\bar{M}_M)^{-1/2},$$

где u_H — параметр регулирования насоса, $u_H = V_H / V_{H \max}$; c_M — жесткость регулятора мощности гидромотора, $c_M = p_M S_M / \chi_M$; L_{\max} — максимальное перемещение незакрепленного конца пружины регулятора при нулевом потоке рабочей жидкости; S_M — площадь плунжера регулятора, на которую действует давление p_M ; V_M — текущее значение рабочего объема гидромотора; \bar{M}_M — среднее значение вращающего момента на валу гидромотора; p_M — давление в напорной линии гидромотора; χ_M — координата незакрепленного конца пружины регулятора гидромотора.

При проектировании объемных гидропередач с замкнутой циркулирующей подачу подпиточного насоса, предназначенного для компенсации наружных утечек рабочей жидкости, рекомендуется выбирать из условия

$$Q_H = Q_{ут} + (0,05 \div 0,06) Q_{т. н.}$$

где Q_H — подача насоса подпитки; $Q_{ут}$ — суммарные наружные утечки рабочей жидкости из гидроагрегатов; $Q_{т. н.}$ — теоретическая подача основного насоса.

Утечки рабочей жидкости при вязкости 30—40 мм²/с могут быть определены из выражения

$$Q_{ут} = 2 \cdot 10^{-4} \sum_{i=1}^{i=m} p_{\max} V m,$$

где m — число работающих гидромашин.

7.1.3. Дроссельное регулирование

В схемах с насосами постоянной подачи скорость движения исполнительных механизмов регулируют изменением проходных сечений дросселей или неполным включением золотников гидрораспределителя. Дроссельный способ регулирования скорости ввиду больших потерь мощности менее эффективен, особенно при эксплуатации гидроприводов большой мощности. Однако гидравлические схемы с дроссельным регулированием проще и дешевле, поэтому для привода небольшой мощности или редко включаемого привода, например для плавного пуска и остановки машины, нередко применяют дроссельное регулирование, при котором часть рабочей жидкости сливается в бак, а ее энергия переходит в тепло.

При дроссельном регулировании в мобильных машинах (например, кранах) используют три способа установки дросселя в гидросистеме: на входе, выходе и ответвлении (рис. 7.1). Включение дросселей в гидросистему может быть последовательным или параллельным гидродвигателю. В результате исследований В. С. Лейко установлено, что при последовательной установке дросселя и гидромотора полный КПД гидросистемы с нелинейным дросселем $\eta_{п. д} \approx 0,385 g$ (где g — проводимость дросселя), а с линейным дросселем — $\eta_{л. д} = 0,25 g$.

В гидросистемах машин с дросселем, установленным параллельно гидродвигателю, регулирование скорости должно производиться без перелива части потока через предохранительный клапан. При этом КПД гидросистемы с нелинейным дросселем $\eta_{п. д} = 1 - g$. Установлено, что гидросистема с параллельным включением дросселя при одинаковых глубине регулирования и нагрузках всегда имеет более высокий КПД.

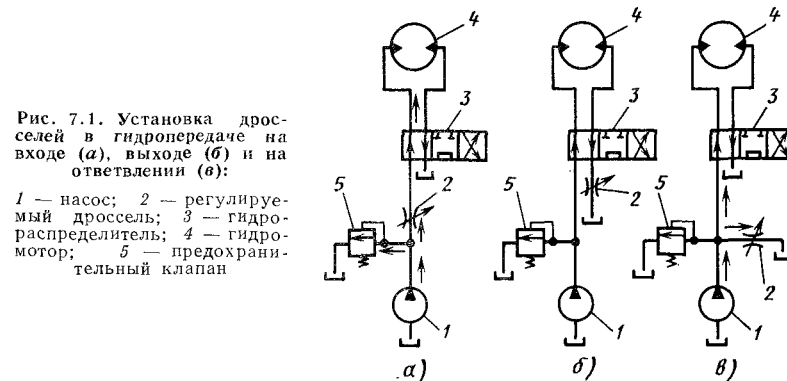


Рис. 7.1. Установка дросселей в гидропередаче на входе (а), выходе (б) и на ответвлении (в):

1 — насос; 2 — регулируемый дроссель; 3 — гидрораспределитель; 4 — гидромотор; 5 — предохранительный клапан

7.2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

В соответствии с требованиями СТ СЭВ 1052—78 принятые в расчетах зависимости и входящие в них коэффициенты выражены в единицах международной системы единиц СИ. Формулы, используемые в расчетах объемного гидропривода при разных размерностях входящих в них величин, и переводные коэффициенты различных величин в единицы системы СИ приведены в Приложениях.

При предварительном расчете определяют номинальные давления и расход рабочей жидкости в гидроприводе, типоразмеры и номенклатуру гидрооборудования.

Исходными данными для предварительного расчета являются значения нагрузок и скорости рабочих органов машины, а для машин циклического действия циклограмма нагрузок и скоростей рабочих органов; условия и режимы эксплуатации машины; дополнительные требования, предъявляемые к гидроприводе, в том числе совмещение операций, диапазон регулирования и др.

Предварительный расчет гидропривода выполняется в следующем порядке.

7.2.1. Номинальное давление и диапазон регулирования скорости

С увеличением давления (до определенного предела) уменьшаются масса и стоимость гидравлического оборудования, зависящие от числа исполнительных механизмов. Результаты исследования показали, что для большинства гидроприводов таких землеройных машин, как одноковшовые экскаваторы и погрузчики, оптимальное давление, соответствующее давлению настройки предохранительного клапана, составляет 25—32 МПа. При дальнейшем повышении давления масса и стоимость гидравлического оборудования непропорционально увеличиваются. Следует учитывать, что с повышением номинального давления увеличивается вязкость рабочей жидкости и уменьшается поток вследствие увеличения скорости жидкости. Все это приводит к повышению гидравлических потерь в гидросистеме машины.

Увеличение номинального давления в гидросистеме неизбежно связано с повышением требований к качеству материалов, применяемых для изготовления гидрооборудования, точности его изготовления, а также к чистоте рабочей жидкости при эксплуатации. Номинальное давление в объемном гидроприводе с одним насосом обычно стремятся принять одинаковым для всех исполнительных механизмов.

Следствие нестабильности статических характеристик предохранительного клапана, оцениваемой случайным изменением (разбросом) перепада давления на клапане при полном потоке в условиях настройки, возможно изменение давления в гидросистеме машины. Для клапанов, используемых в гидроприводах строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин разброс перепада давления колеблется в пределах 0,2—1,5 МПа.

Необходимо иметь в виду, что действительные значения давления в гидросистемах машин отличаются от расчетных на величину погрешности измерений при настройке предохранительного клапана. Обычно погрешность измерений принимается равной цене деления шкалы манометра, используемого при настройке клапана.

При расчете следует учитывать, что максимальное давление в напорной гидрострели насоса p_{\max} и перепады давления на исполнительном органе $\Delta p_{\text{и max}}$ (при установленном режиме максимального потока рабочей жидкости через предохранительный клапан) и $\Delta p_{\text{и min}}$ (при потоке рабочей жидкости, близком к нулевому) изменяются в процессе эксплуатации и отличаются от соответствующих величин, полученных при настройке клапанов на заводе-изготовителе машины. Различие вызвано изменением потерь давления на разных участках гидросистемы, определяемым нестабильностью температуры и вязкости рабочей жидкости при установленном режиме теплообмена гидросистемы с окружа-

ющей средой. Для машин, эксплуатируемых на открытом воздухе даже в умеренном климате, вязкость рабочей жидкости может увеличиваться в 5—10 раз или уменьшаться в 2—5 раз по сравнению с вязкостью при настройке предохранительного клапана. Наихудшими являются условия работы, при которых вязкость рабочей жидкости достигает максимального значения.

Давление настройки клапана $p_{\text{наст}}$ и номинальная подача $Q_{\text{ном}}$ соответствуют максимальной мощности, затрачиваемой на выполнение машиной наиболее энергоемкой операции.

Мощность привода насосной установки определяется по суммарной мощности одновременно работающих гидродвигателей. Исходные данные для определения мощности получают из кинематического и динамического расчетов машины, основанных на циклограммах действующих усилий и необходимых скоростях исполнительных механизмов. Для получения максимального КПД объемного гидропривода давление и подача насосов должны быть возможно более близки к номинальным, рекомендуемым заводом-изготовителем.

Необходимо учитывать, что объемный и полный КПД насосов и гидродвигателей снижаются в процессе эксплуатации в результате изнашивания деталей. Поэтому значение расчетного КПД должно быть несколько ниже указанных в технических характеристиках.

Основные граничные условия при расчете гидропривода:

должны быть установленные режимы теплообмена с окружающей средой и течения рабочей жидкости через элементы гидропривода;

при длительных нагрузках ($F_{\text{ном}}$, $M_{\text{ном}}$) давление в гидроприводе (в наихудшем возможном случае) не должно превышать $p_{\text{ном}}$;

не должно быть перетечки рабочей жидкости через предохранительный клапан при выполнении рабочих операций.

Номинальное давление $p_{\text{ном}}$ выбирают из ряда по ГОСТ 12445—80 (см. стр. 8), исходя из технических параметров серийно выпускаемого гидрооборудования. Затем определяют требуемый диапазон регулирования подачи $DQ_{\text{н}}$.

Выборный для регулируемой гидропередачи типоразмер насоса должен обеспечить диапазон регулирования подачи не менее заданного показателя регулирования $DQ_{\text{н}} \geq R_Q$.

Если при расчете регулируемой гидропередачи с гидромотором вращательного движения диапазон регулирования подачи выбранного типоразмера $DQ_{\text{н}}$ меньше требуемого показателя регулирования $DQ_{\text{н}} < R_Q$, то следует применить регулируемый гидромотор с диапазоном регулирования подачи $DQ_{\text{м}} = R_Q / (DQ_{\text{н}})$. Если и при этом заданный показатель регулирования подачи не обеспечивается, то необходимо применить другие схемы соединения гидромоторов, например параллельное или последовательное питание нескольких гидромоторов.

Тогда $DQ_{\text{ми}} = \sqrt[n]{DQ_{\text{м}}}$ (где $i = 1, \dots, n$ — порядковый номер гидромотора).

7.2.2. Параметры гидрооборудования

Гидродвигатель. Основные параметры гидродвигателей определяют, исходя из кинематической схемы машины и наличия промежуточных звеньев между рабочими и исполнительными органами. Заданные скорости и нагрузки на рабочих органах машины должны быть отнесены расчетным путем к соответствующим параметрам гидродвигателей, выбранных для применения. Основными условиями правильного выбора гидродвигателей являются обеспечение рабочими органами машины необходимых вращающего момента $M_{\text{м}}$ и частоты вращения $n_{\text{м}}$ для гидромотора, усилия F и скорости перемещения v для гидроцилиндров и соответствие внешним нагрузкам указанным в технической характеристике гидродвигателей.

При циклическом характере рабочего процесса машины и переменных нагрузках и скоростях параметры гидродвигателей должны быть определены из условия обеспечения максимальных нагрузок и скоростей.

Основными параметрами гидродвигателей являются рабочий объем $V_{\text{м}}$ гидромотора, диаметры цилиндра D и штока d и ход штока L гидроцилиндра, перепад давления $\Delta p_{\text{м}}$ или $\Delta p_{\text{ц}}$ при установленном движении, а производным

параметром — расход рабочей жидкости, поступающей в гидромотор Q_M или в гидроцилиндр $Q_{Ц}$.

Перепад давления на гидродвигателе Δp_M или $\Delta p_{Ц}$ для предварительного расчета принимают на 10—20 % меньшим выбранного номинального давления $p_{ном}$ с учетом потерь давления в гидросистеме. При последовательном включении нескольких гидродвигателей

$$\Delta p_{M(Ц)} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{M(Ц)i},$$

где $i = 1, \dots, n$ — порядковый номер гидродвигателя.

Рабочий объем гидромотора:

$$V_M = M_{д.м} \eta_{ГМ.м} / (2\pi \Delta p).$$

Диаметр гидроцилиндра D с односторонним выходом штока определяют в зависимости от схемы его включения в гидросистеме машины, т. е. от поступления рабочей жидкости в полость гидроцилиндра: поршневую (шток выдвигается)

$$D = 2 \sqrt{F_{ш} / [\pi (p_1 - p_2) \eta_{ГМ.ц}]};$$

штоковую (шток втягивается)

$$D = 2 \sqrt{F_{ш}\varphi / [\pi (p_2 - p_1) \eta_{ГМ.ц}]};$$

в обе полости одновременно (дифференциальная схема; шток выдвигается)

$$D = 2 \sqrt{F_{ш}\varphi / [\pi (\varphi - 1) (p_1 - p_2) \eta_{ГМ.ц}]}.$$

Для предварительного расчета можно принять гидромеханический КПД гидродвигателей $\eta_{ГМ.м}$ и $\eta_{ГМ.ц}$ равным 0,9—0,98, а отношение площадей $\varphi = f_{ш}/f_{ш} = D^2/(D^2 - d^2)$ постоянным.

Диаметр штока гидроцилиндра d находят из соотношения $d = D \sqrt{(\varphi - 1)/\varphi}$ и уточняют по ОСТ 22—1417—79. Ход штока L определяют по кинематической схеме машины, но он должен соответствовать значению, установленному стандартом для выбранных D и d гидроцилиндра унифицированной конструкции.

Если гидроцилиндр используется для привода рабочего органа с большой массой, перемещаемой со скоростью более 0,3 м/с на всю длину штока, то согласно ГОСТ 16514—79 обязательно применение гидроцилиндра с торможением (демпфированием) поршня в конце хода с двух сторон.

Давление торможения, создаваемое демпфером, не должно превышать давления, допускаемого для выбранного гидроцилиндра $p_T \leq p_{ц. доп}$. Давление торможения

$$p_T = F_T / f_{ш},$$

где F_T — усилие торможения; $f_{ш}$ — площадь поршня со стороны демпфирующего устройства.

Усилие торможения в зависимости от направления движения массы: при горизонтальном движении

$$F_T = ma_T - F_{тр} - F_{ц};$$

при вертикальном движении

$$F_T = ma_T \pm mg \pm F_{тр} + F_{ц},$$

где m — масса подвижных частей; $a_T = v_{ц}^2 / (2L_T)$ — ускорение торможения в предположении равнозамедленного движения штока; $F_{тр}$ — сила трения в направляющих рабочего органа (при их наличии); $F_{ц}$ — усилие, создаваемое рабочим давлением в рабочей полости гидроцилиндра, если во время торможения полость эта соединена с насосом; $v_{ц}$ — скорость штока в момент начала торможения; L_T — длина участка торможения, равная длине хода демпфирующего устройства; знак «+» соответствует движению массы вниз, знак «-» — вверх.

Расход рабочей жидкости определяют для каждого гидродвигателя, исходя из требуемых максимальных скоростей:

для гидромотора

$$Q_M = V_M n_M / \eta_{VM};$$

для гидроцилиндра в зависимости от схемы его включения: с поршневой рабочей полостью

$$Q_{ц} = v_{ц} f_{ш} = 0,25\pi D^2 v_{ц};$$

со штоковой рабочей полостью

$$Q_{ц} = v_{ц} f_{ш} = 0,25\pi (D^2 - d^2) v_{ц} = 0,25\pi D^2 v_{ц} / \varphi;$$

с дифференциальной схемой включения

$$Q_{ц} = v_{ц} f_{ш} / (1 + f_{ш}/f_{ш}) = 0,25\pi D^2 v_{ц} / (2D^2 - d^2) = 0,25\pi D^2 v_{ц} / (\varphi + 1);$$

для взаимно спаренных гидроцилиндров

$$Q_{ц} = v_{ц} (f_{ш} + f_{ш}) = 0,25\pi (2D^2 - d^2) v_{ц} = 0,25\pi D^2 v_{ц} (\varphi + 1) / \varphi,$$

где η_{VM} — объемный КПД гидромотора.

При выборе параметров гидродвигателя следует учитывать, что для обеспечения установленного технической документацией ресурса и КПД требуемая скорость гидродвигателя не должна превышать номинальной.

Насос. Для правильного выбора типоразмера насоса необходимо обеспечение максимальных нагрузок и скоростей гидродвигателей, а также соответствие значений параметров указанным в технической характеристике насоса.

Основными параметрами насоса являются рабочий объем V_H , номинальное давление $p_{н. ном}$, частота вращения приводного вала n_H , а производным параметром — подача рабочей жидкости Q_H (для регулируемого насоса еще и диапазон регулирования подачи DQ_H).

Для расчета в качестве номинального давления $p_{н. ном}$, развиваемого насосом, используют предварительно выбранное номинальное давление в гидросистеме.

Номинальной подачей насоса является сумма расходов параллельно включа-

емых гидродвигателей, $Q_{н. ном} = \sum_{i=1}^n Q_{M(Ц)i}$.

При раздельной работе нескольких гидродвигателей или нескольких групп гидродвигателей подачу насоса необходимо определять по той группе одновременно включаемых гидродвигателей, для работы которой требуется наибольший расход.

Для привода насоса с регулятором мощности расчетными параметрами являются минимальная подача насоса в начале участка регулирования $Q_{н. min} = Q_H / (DQ_H)$ при номинальном давлении $p_{н. ном}$, соответствующем максимальной нагрузке, и минимальное давление в конце участка регулирования $p_{н. min} = p_H / (DQ_H)$ при максимальной подаче рабочей жидкости $Q_{н. max}$.

Значение подачи насоса подпитки в замкнутом контуре должно быть не меньше суммарного значения утечек в насосе и гидродвигателе основного контура, определяемого с учетом максимального изнашивания гидромашины, т. е. $Q_{н. п} \geq \Sigma Q_{ут}$.

Если теплообменные аппараты установлены в системе подпитки, то для обеспечения теплового режима в основном контуре подачу насоса подпитки следует увеличить до $Q_{н. п} = (0,2 \div 0,3) Q_{ном}$.

Требуемый рабочий объем насоса

$$V_H = Q_H / (n_H \eta_{VN}),$$

где $n_H = n_{дв} / u_{ред}$ — частота вращения вала насоса, зависящая от вида приводного устройства (здесь $n_{дв}$ — частота вращения выходного вала приводного двигателя; $u_{ред}$ — передаточное отношение редуктора привода насоса), при отсутствии редуктора $n_H = n_{дв}$; η_{VN} — объемный КПД насоса.

После определения рабочего объема V_n выбирают типоразмер насоса изomenclатуры серийно выпускаемых гидромашин таким образом, чтобы требуемая частота вращения вала насоса n_n была близка к номинальной для выбранного типа насоса.

Мощность привода насоса нерегулируемого

$$N_{пр} = Q_n p_n / \eta_{общ.н.}$$

с регулятором мощности

$$N_{пр.н} = Q_n p_n / (\eta_{общ.н.} D Q_n),$$

где $\eta_{общ.н.}$ — общий КПД насоса.

Для предварительного расчета значение мощности насоса можно принять из технических условий, определенных для номинальных условий.

Гидроаппараты и кондиционеры. Основными требованиями при выборе параметров гидроаппаратов и кондиционеров рабочей жидкости (гидрораспределителей, клапанов, дросселей, фильтров, трубопроводов, гидроаккумуляторов и гидробаков) являются обеспечение надежной работы гидроразводов в течение установленного ресурса и соответствие режимов работы гидрооборудования в конкретной гидросистеме его параметрам, указанным в технической характеристике.

Основными параметрами гидроаппаратов (кроме гидроаккумуляторов и гидробаков) являются номинальное давление $p_{ном}$; диаметр условного прохода D_y , номинальная тонкость фильтрации $\delta_{ном}$ (для фильтров), номинальные емкость $V_{ном}$ (для гидроаккумулятора) и вместимость $W_{ном}$ (для гидробака). Дополнительным параметром для всех гидроаппаратов, кроме гидроаккумуляторов и гидробаков, является номинальный расход $Q_{ном}$.

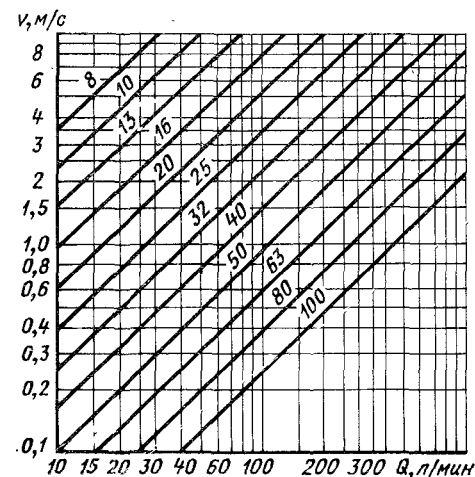
Типоразмер любого трубопровода характеризуется диаметром условного прохода D_y , примерно равным внутреннему диаметру трубы d . Предварительный выбор условного прохода трубопровода осуществляется по скорости потока рабочей жидкости v с учетом условных проходов гидрооборудования, соединяемого трубопроводом.

При выполнении расчетов условный проход трубопровода (мм) определяют из выражения

$$D_y = 4,6 \sqrt{Q/v},$$

где Q — расход, л/мин; v — скорость рабочей жидкости, м/с.

В зависимости от расхода Q и номинального диаметра $d_{ном}$ трубопровода скорость течения жидкости может быть определена по номограмме (рис. 7.2).



Рекомендуемые значения расхода и скорости рабочей жидкости для ряда условных проходов всасывающих, сливных и напорных трубопроводов в зависимости от номинального давления и климатических условий эксплуатации машины с объемным гидроприводом, приведенные в табл. 7.1, получены в результате экспериментальных исследований в НПО ВНИИ-стройдормаш.

Более точно условный проход трубопровода должен быть определен после установления его длины, числа соединений и местных сопротивлений, а также

Рис. 7.2. Номограмма для определения скорости течения жидкости в круглой трубе

7.1. Рекомендуемые значения расхода жидкости (л/мин) в трубопроводах

Условный проход D_y , мм	Трубопровод													
	всасывающий		сливной		напорный, рассчитанный на $p_{ном}$, МПа									
					6,3	10	16	25	32					
	Допускаемая скорость потока, м/с													
	0,85*	1,4	1,4*	2,25	2,25*	3,5	2,7*	4,25	3,5*	5,35	4,25*	6,8	5,35*	8,5
8	2,5	4	4	7	7	10	8,5	12,5	10	16	12,5	20	16	25
10	4	7	7	10	10	16	12,5	20	19	25	20	32	25	40
13	7	10	10	16	16	25	20	32	25	40	32	50	40	63
16	10	16	16	25	25	40	32	50	40	63	50	80	63	100
20	16	25	25	40	40	63	50	80	63	100	80	125	100	160
25	25	40	40	63	63	100	80	125	100	160	125	200	160	250
32	40	63	63	100	100	160	125	200	160	250	200	320	250	400
40	63	100	100	160	160	250	200	320	250	400	320	500	400	630
50	100	160	160	250	250	400	320	500	400	630	500	800	630	1000
63	160	250	250	400	400	630	500	800	630	1000	800	1250	1000	1600
80	250	400	400	630	630	1000	800	1250	1000	1600	1250	2000	1600	2500
100	400	630	630	1000	1000	1600	1250	2000	1600	2500	2000	3150	2500	4000

* Значения скорости потока жидкости для гидросистем машин в исполнении ХЛ.

уточнения параметров номинального (расчетного) режима работы гидропривода. При точном расчете потерь давления в гидроприводе с номинальным давлением свыше 16 МПа следует учитывать увеличение вязкости рабочей жидкости в зависимости от давления. Полученные значения округляются до ближайшего большего значения в нормальном ряду по ГОСТ 16516—80.

В гидроприводах машин, имеющих односторонний выход штока гидроцилиндра, при нагнетании рабочей жидкости в штоковую полость сливной поток

$$Q_{сл} = Q_{ном} D^2 / (D^2 - d^2) = Q_{ном} \Phi.$$

Это следует учитывать при выборе внутреннего диаметра трубопроводов, устройств управления потоком и для очистки рабочих жидкостей.

При выборе гидроочистителя тонкость фильтрации принимается с учетом технических требований по эксплуатации насосов, гидромоторов и другого гидрооборудования, применяемого в гидроприводе (см. табл. 5.4). Типоразмер фильтра выбирают, исходя из его пропускной способности (см. табл. 7.10) и климатических условий эксплуатации машины. Вместимость гидробака $W_{ном}$ должна соответствовать его основному функциональному назначению: размещению объема рабочей жидкости, необходимого для заполнения гидросистемы, и принимается в 1,5—2 раза больше суммарного внутреннего объема всех элементов гидросистемы (штоковых полостей гидроцилиндров, трубопроводов, фильтров, гидроаккумуляторов и т. д.), но не менее $0,3Q_n$.

Для гидропривода с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости вместимость гидробака определяется с учетом объема жидкости, находящейся во внутренних полостях вспомогательных контуров, работающих с разомкнутой циркуляцией: подпитки, сервоуправления и др.

7.2.3. Тепловой режим гидропривода

Надежная и эффективная работа гидравлического привода возможна в условиях оптимального теплового состояния, обеспечивающего постоянство рабочих характеристик. Известно, что с повышением температуры рабочей жидкости увеличиваются объемные потери вследствие увеличения утечек жидкости в гидро-

оборудовании. При этом нарушаются условия надежного смазывания сопряженных деталей и могут возникнуть локальный нагрев поверхностей трения, интенсивное изнашивание и даже «схватывание» сопряженных деталей. Кроме того, при повышении температуры активизируются окисление рабочей жидкости и выделение из нее смолистых осадков, ускоряющих облитерацию проходных капиллярных каналов и дроссельных щелей.

Основной причиной нагрева является наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода. Дополнительной причиной являются объемные и гидромеханические потери, характеризующиеся объемным и гидромеханическим КПД.

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло,

$$\Delta N = N_{\text{пр. н}} - N_{\text{п. гд}} = N_{\text{пр. н}} (1 - \eta_{\text{гп}}),$$

где $N_{\text{п. гд}}$ — полезная мощность гидродвигателя.

Количество тепла $E_{\text{пр}}$, выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности ΔN

$$E_{\text{пр}} \equiv \Delta N.$$

Повышение температуры ΔT рабочей жидкости до установившегося значения $T_{\text{ж}}$ может быть подсчитано по формуле

$$\Delta T = T_{\text{ж}} - T_{\text{в}} = \theta / (\sum S_i K_i),$$

где $T_{\text{ж}}$ — установившаяся температура рабочей жидкости в баке; $T_{\text{в}}$ — температура окружающего воздуха; θ — тепловой поток, выделяемый гидроприводом Вт; $\sum S_i$ — площадь внешней поверхности элементов гидропривода, м²; K_i — коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающий воздух, Вт/(м²·°C).

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C),

$$K_b = \frac{\theta}{\sum S_b (T_{\text{ж}} - T_{\text{в}})},$$

где $\sum S_b$ — площадь рабочей поверхности гидробака, м².

Среднее значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²·°C),

$$K_i = \frac{\theta dt - (\sum c_i m_i) \Delta T}{\sum S_i \Delta T dt},$$

где c_i — средняя удельная теплоемкость элементов гидропривода, участвующих в теплопередаче, Вт/(кг·°C); m_i — масса элементов гидропривода, участвующих в теплопередаче, кг; ΔT — приращение температуры рабочей жидкости в гидробаке за время dt .

Поскольку тепловые потери в процессе работы изменяются, то тепловой поток следует определять как средний за цикл, Вт:

$$\theta_{\text{ср. ц}} = \Delta N R = \frac{\Delta N_1 \Delta t_1 + \Delta N_2 \Delta t_2 + \Delta N_3 \Delta t_3 + \dots + \Delta N_i \Delta t_i}{\Delta t} R, \quad (7.1)$$

где ΔN — мощность, расходуемая на тепловые потери за цикл, Вт; R — коэффициент эквивалентности, для теплового потока в 1 ккал/ч, соответствующий мощности 1,163 Вт; Δt — средняя продолжительность цикла, ч.

Коэффициент K_i является условной величиной, значительно зависящей от конструкции гидропривода и машины в целом. В результате исследований установлено, что K_i , отнесенный к поверхности бака, передающей тепло, и равный 15 Вт/(м²·°C), является предельным для гидроприводов строительных и дорожных машин, в которых не применяются специальные средства для увеличения теплоотвода. Большие значения K_i характеризуют более совершенную конструкцию гидропривода по обеспечению теплоотвода за счет поверхностей охлаждения, не учтенных площадью гидробака.

Условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = T_{\text{ж макс}} - T_{\text{в макс}}, \quad (7.2)$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$ — перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме; $\Delta T_{\text{доп}}$ — максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом; $T_{\text{ж макс}}$ — максимально допустимая температура рабочей жидкости (должна соответствовать минимально допустимой вязкости, указанной в технических условиях на выбранный тип насосов и гидромоторов); $T_{\text{в макс}}$ — максимальная температура окружающего воздуха (соответствует верхнему пределу рабочего температурного диапазона, указанного в заданных условиях эксплуатации машины).

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}}$,

$$S_{\text{треб}} \geq \frac{E_{\text{пр}}}{K_b \Delta T_{\text{доп}}}.$$

Если суммарная фактическая площадь $S_{\text{пр}}$ теплоотдающих поверхностей элементов гидропривода меньше требуемой по условиям теплообмена $S_{\text{треб}}$, необходимо увеличить эту площадь, например, введением оребрения бака или установкой теплообменника.

Основными требованиями при выборе теплообменника должны являться наличие необходимой теплоотдающей поверхности $S_{\text{т}} \geq (S_{\text{треб}} - S_{\text{пр}})$ и соответствие проходящего через него потока рабочей жидкости номинальной величине, указанной в технической характеристике.

При наличии принудительного обдува теплообменника площадь его теплоотдающей поверхности может быть уменьшена в соотношении

$$S_{\text{т. обд}} = S_{\text{т}} K_b / K_{\text{т}},$$

где $K_{\text{т}}$ — коэффициент теплопередачи теплообменника в условиях принудительного обдува.

Для предварительного расчета в диапазоне скоростей обдува $v_{\text{в}} = 2 \div 6$ м/с можно принять $K_{\text{т}} = 15 \div 45$ Вт/(м²·°C) или определить приближенно:

$$\text{при } v_{\text{в}} \leq 5 \text{ м/с } K_{\text{т}} = 6,15 + 4,17v_{\text{в}};$$

$$\text{при } v_{\text{в}} > 5 \text{ м/с } K_{\text{т}} = 7,5v_{\text{в}}^{0,78}.$$

Полученное в результате расчета значение площади $S_{\text{т}}$ округляют до ближайшего значения в ряду серийно выпускаемых теплообменников и затем по нему выбирают нужный типоразмер.

Продолжительность достижения установившегося теплового режима гидропривода может быть определена с достаточной для практических целей точностью ($\pm 10\%$) по формуле, полученной в предположении экспоненциального закона повышения температуры во времени,

$$t_{\text{уст}} = 2,3 \sum c_i m_i \left[1,3 + \lg \left(1 - \frac{\Delta T_{\text{доп}}}{T_{\text{ж макс}} - T_{\text{в}}} \right) \right] / (\sum K_i S_i). \quad (7.3)$$

При этом установившийся тепловой режим можно характеризовать зависимостью

$$T_{\text{ж}} = 0,95 T_{\text{ж макс}},$$

где $T_{\text{ж макс}} = T_{\text{в}} + N_{\text{пр. н}} (1 - \eta_{\text{гп}}) R / (\sum K_i S_i)$ — максимальная температура рабочей жидкости при установившемся тепловом режиме.

Охлаждение рабочей жидкости в неработающей машине происходит при меньшем коэффициенте теплопередачи, чем в процессе ее эксплуатации, вследствие уменьшения перепада температур окружающего воздуха и рабочей жидкости, отсутствия перемешивания жидкости в гидробаке и обдува внешней поверхности гидропривода.

Коэффициент K_i при охлаждении гидробака неработающей машины, близкого по форме к кубу, принимается равным 5 Вт/(м²·°C). Для баков с площадью охлаждаемой поверхности $S > 10b^2$ (где b — размер меньшей грани бака) $K_i = 6$ Вт/(м²·°C).

Несколько способов уменьшения нагрева рабочей жидкости и элементов гидропривода:

повышение общего КПД за счет снижения гидравлических, механических и объемных потерь в гидравлическом приводе;

выбор оптимальной схемы гидропривода, предусматривающей уменьшение потерь мощности путем применения объемного регулирования, выбора насоса с минимально необходимой производительностью, а также использования многопоточных насосов;

выбор рациональной формы, объемов и конструкций гидробаков, обеспечивающих ограничение температуры путем интенсивной циркуляции нагретой жидкости вдоль теплопередающих поверхностей и максимального отдаления всасывающих гидролиний от сливных;

принудительное снижение температуры рабочей жидкости с помощью клапанов системы охлаждения, автоматически включающих и выключающих воздушно-масляные или водомасляные теплообменники при изменении вязкости рабочей жидкости.

7.3. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Поверочный расчет необходим для уточнения основных параметров и характеристик объемного гидропривода и проверки соответствия параметров выбранного гидрооборудования требуемым для выполнения поставленной задачи.

Исходными данными для поверочного расчета являются параметры (кроме перечисленных параметров для предварительного расчета) и технические характеристики применяемого гидрооборудования, а также результаты предварительного расчета.

В качестве расчетных случаев выбирают варианты расчета, исходя из анализа условий и режимов эксплуатации машины, в том числе работы объемного гидропривода с максимальной нагрузкой, с максимальной скоростью и длительной эксплуатации с постоянной или усредненной нагрузкой (например, режим транспортного хода), а также работы гидропривода в циклическом режиме. Число и параметры операций цикла устанавливают при анализе циклограммы внешней нагрузки.

Поверочный расчет гидропривода следует выполнять для двух предельных значений кинематической вязкости — ν_{\max} и ν_{\min} , значения которых выбирают из технической документации на гидрооборудование (насосы, моторы и элементы гидроавтоматики), имеющее наиболее узкий допустимый для эксплуатации диапазон вязкости рабочей жидкости. При отсутствии таких данных предельные значения вязкости рабочей жидкости устанавливают, исходя из эксплуатационного диапазона температуры рекомендуемой рабочей жидкости.

Вязкостно-температурные зависимости для наиболее распространенных рабочих жидкостей, применяемых в строительных, дорожных и других мобильных машинах, приведены на рис. 2.7.

7.3.1. Расход

Максимальный (номинальный) расход рабочей жидкости

$$Q_H = Q_{\text{ном}} = V_H n_H \eta_{\text{об}},$$

где V_H , n_H — рабочий объем и частота вращения насоса, определенные в результате предварительного расчета; $\eta_{\text{об}}$ — объемный КПД насоса при расчетных значениях частоты вращения, вязкости рабочей жидкости и давления насоса.

Вследствие затруднений в определении давления насоса p_H для выбранного расчетного режима работы (так как неизвестны на этой стадии расчета потери давления во всех участках гидросистемы при расчетных значениях расхода) объемный КПД насоса $\eta_{\text{об}}$ можно принять для приближенного значения p_H , равного $1,2\Delta p_{M(\text{ц})}$.

Перепад давлений на гидродвигателе $\Delta p_{M(\text{ц})}$ при расчетной нагрузке:

для гидромотора

$$\Delta p_M = M_M / (2\pi V_M \eta_{\text{гм. м}});$$

для гидроцилиндра в зависимости от схемы его включения:
поршневая рабочая полость

$$\Delta p_{\text{ц}} = 4F_{\text{ц}} / (\pi D^2 \eta_{\text{гм. ц}});$$

штоковая рабочая полость.

$$\Delta p_{\text{ц}} = 4F_{\text{ц}} \varphi / (\pi D^2 \eta_{\text{гм. ц}});$$

дифференциальная схема включения

$$\Delta p_{\text{ц}} = 4F_{\text{ц}} [\varphi / (\varphi - 1)] / (\pi D^2 \eta_{\text{гм. ц}});$$

взаимно спаренные гидроцилиндры

$$\Delta p_{\text{ц}} = 4F_{\text{ц}} [\varphi / (\varphi + 1)] / (\pi D^2 \eta_{\text{гм. ц}}).$$

Гидромеханический КПД гидродвигателей $\eta_{\text{гм. м}}$ и $\eta_{\text{гм. ц}}$ следует выбирать из технической характеристики при расчетных значениях перепада давления, вязкости рабочей жидкости, частоты вращения гидромоторов и скорости перемещения штоков гидроцилиндров.

При циклическом режиме нагрузки и объемном регулировании подачи (расхода) значение расхода для j -той операции цикла определяется с учетом необходимой скорости гидродвигателя по формулам, приведенным в п. 7.2.1.

При циклическом режиме работы и дроссельном регулировании расход на разных участках гидросистемы будет различным. До дросселирующего участка расход определяется максимальной подачей насоса Q_H , а за дросселем он равен расходу $Q_{M(\text{ц})}$, необходимому для обеспечения заданных скоростей гидродвигателя и определяемому по формулам, приведенным в п. 7.2.1, и расходу на сливе $Q_{\text{сл}} = Q_H - Q_{M(\text{ц})}$, направленному в бак, минуя гидродвигатель.

Расход, выходящий из гидромотора $Q_{\text{сл}} = Q_H \eta_M$;

из гидроцилиндра

с поршневой рабочей полостью $Q_{\text{сл}} = Q_H \varphi$;

со штоковой рабочей полостью $Q_{\text{сл}} = Q_H \varphi$;

при дифференциальной схеме включения $Q_{\text{сл}} = 0$;

для взаимно спаренных гидроцилиндров $Q_{\text{сл}} = Q_H$.

7.3.2. Потери давления

В гидролинии. Для гидроприводов, обеспечивающих выполнение машиной основных, наиболее часто повторяющихся технологических операций, потери давления в трубопроводах должны быть как можно меньше. Когда потери давления не имеют существенного значения, например при установочных операциях, допускаются большие потери.

При постоянных значениях вязкости и скорости потока рабочей жидкости потери давления зависят от внутреннего диаметра трубопровода, его длины, а также от числа и конструкции применяемых соединений. Для разных условий, но для одинаковых расходов, трубопроводы с одинаковыми потерями давления будут иметь неодинаковые условные проходы (табл. 7.2).

Потери давления в гидролиниях состоят из потерь на трение в трубопроводах (жестких, металлических или гибких рукавах высокого и низкого давления) и потерь на местных сопротивлениях, в которых изменяется направление или значение скорости потока (например, угольники, тройники и поворотные соединения).

Потери давления в гидролиниях зависят от режима течения жидкости (ламинарного или турбулентного), определяемого числом Рейнольдса:

$$Re = \rho d \nu,$$

7.2. Соотношения условного прохода D_y , наружного диаметра и толщины стенок стальных труб от давления в гидросистеме

Условный проход D_y , мм	Диаметры труб наружные, мм, при давлении, МПа		Толщина стенок, мм, при давлении, МПа		Условный проход D_y , мм	Диаметры труб наружные, мм, при давлении, МПа		Толщина стенок, мм, при давлении, МПа	
	16	25	16	25		16	25	16	25
	8	10	12	1,4		1,6	20	22	25
10	12	14	1,4	2,0	25	28	30	3,0	4,0
13	16 (15)	16	1,6	2,5	32	36 (35)	38	3,5	4,5
16	18	20	2,0	3,0	40	42	—	4,0	—

где d — характерный линейный размер, равный для местных сопротивлений диаметру условного прохода, а для трубопроводов — внутреннему диаметру. Для перехода от диаметра условного прохода трубопровода к внутреннему диаметру следует использовать табл. 4.2; $v = Q/f$ — средняя скорость потока; f — площадь поперечного сечения на рассматриваемом участке гидрوليнии.

Критическим значением числа Рейнольдса, выше которого режим течения можно считать турбулентным, а ниже — ламинарным, для жестких трубопроводов является $Re_{кр} = 2300$, а для гибких рукавов $Re_{кр} = 1600$.

В трубопроводах гидросистем обычно поток ламинарный, особенно при малых скоростях и изотермическом течении рабочей жидкости. Турбулентный режим чаще возникает в предохранительных клапанах, дросселях, гидрораспределителях, а также у местных сужений трубопроводов.

Потери давления на трение при движении рабочей жидкости для обоих режимов

$$\Delta p_{тр} = \lambda L v^2 \rho_{ж} / (2d), \quad (7.4)$$

где λ — коэффициент потерь давления по длине трубопровода; L и d — длина и внутренний диаметр рассматриваемого участка трубопровода; v — средняя скорость потока рабочей жидкости; $\rho_{ж}$ — плотность рабочей жидкости.

Коэффициент потерь давления по длине при ламинарном режиме течения жидкости в жестких трубопроводах $\lambda = 64/Re$, а для гибких рукавов $\lambda = 80/Re$.

При турбулентном течении коэффициент потерь давления по длине для гладких труб $\lambda = 0,316/Re^{0,25}$, для шероховатых труб λ находится в зависимости от степени шероховатости по формуле

$$\lambda = 0,11(1,46K_a/d + 100, Re)^{0,25},$$

где $K_a = 0,76 \cdot \Delta$ — эквивалентная абсолютная шероховатость; Δ — абсолютная шероховатость (высота выступов стенки трубы).

Значения шероховатости некоторых типов трубопроводов и каналов приведены в табл. 7.3. Трубы считаются гладкими, если $\delta_{лам} \geq \Delta$, и шероховатыми, если $\delta_{лам} < \Delta$, где $\delta_{лам} = 34,2 \cdot 10^{-3} d Re^{-0,875}$ — толщина ламинарного слоя турбулентного потока. При $\delta_{лам} < \Delta$ для определения λ применяют формулу

$$\lambda = 0,11 (K_a/d)^{0,25}.$$

Потери давления на местных сопротивлениях

$$\Delta p_{м. сопр} = b \xi v^2 \rho / 2, \quad (7.5)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления; b — поправочный коэффициент, учитывающий зависимость потерь на местном сопротивлении от числа Re при ламинарном режиме течения. При $Re \geq 2300$ $b = 1$, при $Re < 2300$ ($Re < Re_{кр}$) коэффициент b определяют по графику на рис. 7.3.

7.3. Абсолютная шероховатость Δ труб и каналов из разных материалов с учетом длительности эксплуатации

Трубы и каналы		Абсолютная шероховатость $10^3 \cdot \Delta$, м
Тип	Состояние	
Трубы стальные бесшовные холоднотянутые	Новые	0,01—0,05
	Находящиеся в эксплуатации с незначительной коррозией	0,04—0,1 (до 0,15) 0,2—0,3
Каналы сверленные в стальных деталях	Новые	0,04—0,1
	Находящиеся в эксплуатации	0,1
Рукава резиновые высокого давления	Новые	0,005—0,001
	Находящиеся в эксплуатации	0,01—0,05

Ориентировочные критические числа $Re_{кр}$ для разных местных сопротивлений приведены ниже.

Круглая гладкая труба	2100—2300
Резиновый рукав	1600
Металлический рукав	1800—2000
Концентрическая гладкая щель	1100
Концентрическая щель с выточками	700
Неконцентрическая щель с выточками	400
Кран, вентиль	550—750
Сетчатый фильтр	400
Окна цилиндрических золотников	260
Плоский и выпуклый клапаны	20—100

Экспериментальные значения коэффициента местного сопротивления ξ , наиболее часто встречающиеся в практике, приведены в табл. 7.4 и 7.5.

В формуле (7.5) коэффициент ξ отнесен к скорости рабочей жидкости в основном трубопроводе. При пользовании табл. 7.4 и 7.5 и справочными материалами следует иметь в виду, что содержащийся в них коэффициент ξ , отнесенный не к основному потоку, должен быть пересчитан по формуле

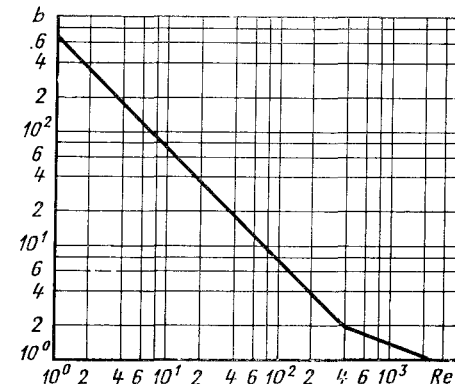
$$\xi = \xi_1 (d/d_1)^4,$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости в основном трубопроводе диаметром d ; ξ_1 — табличное значение коэффициента, отнесенное к скорости в трубопроводе диаметром d_1 .

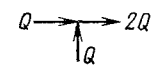
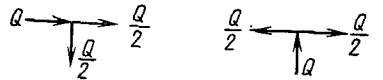
Суммарные потери давления в местных сопротивлениях и по длине трубопровода не должны превышать 5—10% давления, развиваемого насосом. В отдельных случаях допускаются 20—30%-ные потери давления.

В гидрооборудовании. Гидрораспределители, гидроклапаны, дроссели, гидрозамки, фильтры, теплообменники и другие элементы гидропривода являются сложными

Рис. 7.3. Зависимость поправочного коэффициента b местных потерь давления от числа Re при ламинарном режиме течения рабочей жидкости



7.4. Коэффициент местного сопротивления

Вид местного сопротивления	ξ *
Гидрозамки, клапаны с коническим запорным элементом (без учета усилия пружины)	2—3
Самозапирающиеся соединительные муфты	1—1,5
Выход жидкости из трубы в гидробак: для турбулентного режима течения	1,0
для ламинарного режима течения	2,0
Вход в гидrocиллиндры, гидропневмоаккумуляторы, фильтры и т. д.	0,8—0,9
Выход из гидробака в трубу с острыми кромками: при трубе, выполненной заподлицо со стенками гидробака	0,05
при трубе, выдвинутой в гидробак	1,0
Штуцеры, присоединяющие трубы к переходникам, и переходники, соединяющие участки труб	0,1—0,15
Плавные колена трубопроводов под углом 90° при минимальном радиусе изгиба, равном 3—5 диаметрам трубы	0,12—0,15
Поворотные соединения с одним поворотом потока на 90°	2,0
Сверленные или штампованные угольники	2,0
Тройники с одинаковыми диаметрами всех каналов: а) поток складывается	0,5—0,7
	1,5—2,0
б) поток расходится	0,9—1,2
	1—1,5

* Значения ξ даны для скорости в основном трубопроводе диаметром d .

гидравлическими сопротивлениями и вследствие взаимного влияния они не поддаются аналитическому расчету. Обычно гидравлические характеристики натурных образцов гидрооборудования определяют экспериментально в рабочем диапазоне эксплуатационных параметров и указываются в технической документации.

Потери давления в гидрооборудовании определяют по их гидравлическим характеристикам при расчетных значениях расхода и вязкости рабочей жидкости.

Если в технической документации отсутствуют данные о потерях давления в гидрооборудовании при расчетных значениях расхода и вязкости, то они могут быть получены приближенно пересчетом по данным, имеющимся для конкретных значений расхода и вязкости,

$$\Delta p_{Q_2} = \Delta p_{Q_1} (Q_1/Q_2)^m;$$

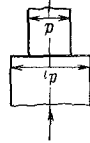
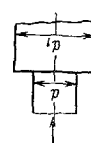
$$\Delta p_{\nu_2} = \Delta p_{\nu_1} (\nu_2/\nu_1)^n.$$

При этом для ламинарного режима показатели $m = 1$, $n = 1$, а для турбулентного режима $m = 2$, $n = 0$.

Вследствие большого числа местных сопротивлений в направляющих и регулирующих гидроаппаратах возникает неустойчивый переходный режим. Поэтому можно принимать значения $m = 1,85 \div 1,75$, $n = 0,15 \div 0,25$.

Потери давления в гидрораспределителях следует учитывать при определении КПД и теплового режима работы гидропривода. Эти потери зависят от размера, типа и числа секций (или золотников в блоке), а также от режима течения потока.

7.5. Коэффициент ξ * в зависимости от определяющих параметров

Вид местного сопротивления	d/d_1	Re										d/d_1	Re																					
		10	30	50	10 ²	2·10 ²	5·10 ²	10 ³	2·10 ³	3·10 ³	3,5·10 ³		10	30	50	10 ²	2·10 ²	5·10 ²	10 ³	2·10 ³	3·10 ³	3,5·10 ³												
Резкое сужение трубы 	0,3	5	2,4	1,8	1,3	1,0	0,8	0,64	0,5	0,4	0,35	0,3	0,2	0,3	0,45	0,55	0,6	0,7	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,0	2,4	3,1		
	0,45	5	2,3	1,6	1,2	0,95	0,7	0,5	0,4	0,3	0,25	0,25	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2		
	0,55	5	2,15	1,5	1,1	0,85	0,6	0,45	0,3	0,25	0,2	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	
	0,65	5	2,0	1,4	1,0	0,8	0,5	0,35	0,25	0,2	0,15	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
	0,8	5	1,7	1,2	0,8	0,56	0,35	0,24	0,15	0,1	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	
Резкое расширение, трубы 	0,3	3,1	2,4	2,0	1,7	1,5	1,3	1,1	1,0	0,8	0,65	0,56	0,4	0,3	0,2	0,15	0,1	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05		
	0,45	3,1	2,2	1,7	1,4	1,3	1,1	1,0	0,8	0,65	0,56	0,4	0,3	0,2	0,15	0,1	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	
	0,55	3,1	2,0	1,5	1,2	1,1	1,0	0,85	0,7	0,6	0,5	0,45	0,35	0,25	0,2	0,15	0,1	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
	0,65	3,1	1,8	1,3	1,1	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,45	0,35	0,25	0,2	0,15	0,1	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
	0,8	3,1	1,55	1,0	0,8	0,65	0,56	0,4	0,3	0,2	0,15	0,1	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05

* Значения ξ даны для скорости в основном трубопроводе диаметром d .

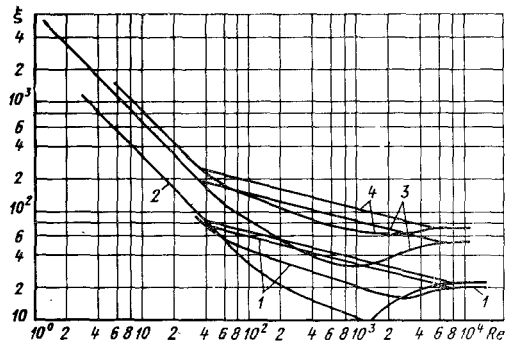


Рис. 7.4. Зависимость коэффициента местного сопротивления ξ от Re при нейтральной позиции золотников секционных гидрораспределителей:

1 — P20.160 (один золотник); 2 — P25.160 (один золотник); 3 — P25.160 (четыре золотника); 4 — P20.160 (пять золотников); 5 — P32.160 (один золотник); 6 — P32.160 (три золотника, из них два — четырехпозиционные); 7 — P32.160 (четыре золотника); 8 — P20.160 (семь золотников)

Гидрораспределитель можно рассматривать как сложное местное сопротивление, для которого

$$\xi = \frac{\Delta p}{\rho \frac{v^2}{2g}}$$

где Δp — общие потери давления в гидрораспределителе; v — скорость течения рабочей жидкости на входе в гидрораспределитель с условным проходом D_y .

Наиболее важно знать потери давления на участке от входа в гидрораспределитель до выхода из него при нейтральной позиции всех золотников $\Delta p_{н.п.}$, а также на участке от входа в гидрораспределитель до выхода

из рабочей секции $\Delta p_{н.п.}$ и от входа в рабочую секцию до выхода из гидрораспределителя Δp_c при рабочей позиции какого-либо золотника.

На рис. 7.4, 7.5 приведены зависимости коэффициента местного сопротивления ξ от числа Рейнольдса Re для секционных гидрораспределителей P20, P25, и P32. Для указанных типоразмеров гидрораспределителей в изотермическом режиме течения рабочей жидкости ламинарный поток ($\xi = 64/Re$) сохраняется при $Re \leq Re_{кр}^{min} = 29 \div 59$. При $Re \geq Re_{кр}^{max} = (5,1 \div 8,3) \cdot 10^3$ поддерживается автомодельность потока ($\xi = const$).

Коэффициенты сопротивления, соответствующие критическим числам Рейнольдса,

в зоне ламинарного потока

$$\xi_{кр}^{min} = (1,9 \div 2,8) 10^8 / (Re_{кр}^{min})^4;$$

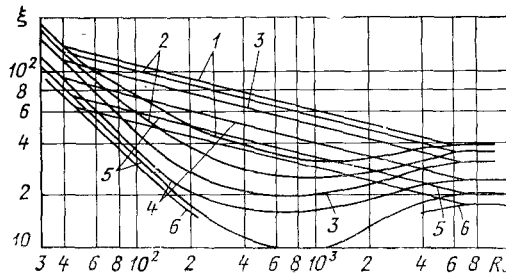


Рис. 7.5. Зависимость коэффициента местного сопротивления ξ от Re для напорных и сливных участков гидрораспределителя P25.160:

1, 2, 3 — напорные участки четвертого, третьего и первого (считая от сливной секции) золотников соответственно; 4, 5, 6 — сливные участки четвертого, второго и первого золотников соответственно

в зоне автомодельности потока

$$\xi_{кр}^{max} = 55 \cdot 10^{15} / (Re_{кр}^{max})^4.$$

В условиях эксплуатации строительных, дорожных и коммунальных машин коэффициенты местного сопротивления гидрораспределителей изменяются преимущественно в пределах переходной зоны ($Re_{кр}^{min} \leq Re \leq Re_{кр}^{max}$).

Зависимость $\xi = f(Re)$ в переходной зоне не однозначна. Особенно четко это проявляется при $Re = (0,2 \div 2) 10^3$, когда ξ может изменяться в 1,5—2 раза при постоянном числе Re (см. кривые 2 и 5 на рис. 7.4).

Верхняя граница коэффициентов местных сопротивлений удовлетворительно аппроксимируется линейной (в логарифмических координатах) зависимостью вида $\xi = c/Re^{0,25}$. Кривая при этом проходит через точки, соответствующие значению $\xi_{кр}^{min}$ и $\xi_{кр}^{max}$.

Для определения чисел Рейнольдса (см. рис. 7.4 и 7.5) для гидрораспределителей с другим условным проходом D_y на основании подобия можно использовать выражение $Re' = Re D_y / D_y'$. По найденным значениям Re определяют коэффициенты ξ .

Суммарные гидравлические потери в гидросистеме. Суммарные гидравлические потери в гидросистеме, которые определяют для каждого расчетного случая, состоят из потерь давления в трубопроводах, местных сопротивлениях и элементах гидропривода.

$$\Delta p_{пр} = \Sigma \Delta p_{тр} + \Sigma \Delta p_{м.сопр} + \Sigma \Delta p_{эл.пр.}$$

С учетом суммарных гидравлических потерь в гидросистеме определяют давление в напорной гидролинии насоса

$$p_n = \Delta p_{м(ц)} + \Delta p_{пр},$$

где $\Delta p_{м(ц)}$ — перепад давления в гидродвигателе, определяемый в п. 7.3.1.

Если полученное давление p_n не превышает номинального $p_{ном}$, то параметры p_n , Q_n и $\Delta p_{пр}$ считаются окончательными для данного расчетного случая. При давлении в напорной гидролинии насоса $p_{n, макс}$, большем максимально допустимого, следует применить другой насос, рассчитанный на более высокое давление, и уточнить поверочный расчет. Если требуемое значение p_n больше номинального $p_{ном}$, но не превышает максимального $p_{n, макс}$, то необходимо остановиться на выбранном типоразмере насоса, но учесть уменьшение его технического ресурса за счет увеличения давления.

Технический ресурс аксиально-поршневых насосов и гидромоторов

$$H = 1,6 \cdot 10^7 / (p_{н.ср})^3,$$

где H — расчетный ресурс, ч; $p_{н.ср}$ — среднее за цикл давление в напорной гидролинии насоса, МПа, определяемое в п. 7.3.4.

7.3.3. Усилия и скорости рабочих органов

Параметры выбранного насоса считаются приемлемыми, если они обеспечивают достижение заданных усилий и скоростей гидродвигателей при расчетных значениях потерь в гидросистеме.

Фактические максимальные усилия на рабочих органах:

для гидромоторов

$$M_{м} = 0,159 V_{м} (p_{ном} - p_{пр}) \eta_{гм.м};$$

для гидроцилиндров в зависимости от схемы их включения: с поршневой рабочей полостью

$$F_{ц} = [(p_{ном} - \Delta p_{н}) f_{ц} - \Delta p_{рлфм}] \eta_{гм.ц};$$

со штоковой рабочей полостью

$$F_{ц} = [(p_{ном} - \Delta p_n) f_{ш} - \Delta p_{сл} f_{п}] \eta_{ГМ, ц};$$

с дифференциальной схемой включения

$$F_{ц} = [(p_{ном} - \Delta p_{ц}) (f_{ц} - f_{ш})] \eta_{ГМ, ц};$$

для взаимно спаренных гидроцилиндров

$$F_{ц} = [(p_{ном} - \Delta p_{пр}) (f_{п} + f_{ш})] \eta_{ГМ, ц},$$

где гидравлические потери в системе $\Delta p_{пр}$, Δp_n , $\Delta p_{сл}$ и гидромеханический КПД гидродвигателей $\eta_{ГМ, м}$ и $\eta_{ГМ, ц}$ должны быть определены для расхода, соответствующего максимальной нагрузке на рабочем органе.

Фактические максимальные скорости гидродвигателей:

для гидромоторов

$$n_m = n_n V_n \eta_n \eta_{вм} / V_m;$$

для гидроцилиндров, в зависимости от схемы включения:

с поршневой рабочей полостью

$$v_{ц} = n_n V_n \eta_{вп} / f_{п};$$

со штоковой рабочей полостью

$$v_{ц} = n_n V_n \eta_{вп} / f_{ш};$$

с дифференциальной схемой включения

$$v_{ц} = n_n V_n \eta_{вп} (1 + f_{ш} / f_{п}) / f_{п};$$

взаимно спаренные гидроцилиндры

$$v_{ц} = n_n V_n \eta_{вп} / (f_{п} + f_{ш}),$$

где $\eta_{вп}$ и $\eta_{вм}$ — коэффициенты подачи насоса и использования расхода гидромотора при давлении, соответствующем максимальной скорости рабочего органа.

Приемлемость расхождений между заданными и фактическими выходными параметрами устанавливается в зависимости от назначения машины и функции рабочего органа, приводимого гидроприводом для двух режимов работы, характеризующихся допустимыми предельными значениями вязкости рабочей жидкости.

7.3.4. Мощность и КПД гидропривода

Полезную мощность привода определяют по заданным нагрузкам и скоростям гидродвигателей: для привода с гидромотором $N_{пол} = 2\pi M_m n_m$, а для привода с гидроцилиндром $N_{пол} = F_{ц} v_{ц}$.

Затрачиваемая мощность привода насоса (насосной установки)

$$N_{пр} = Q_n p_n / \eta_{общ, н}.$$

Для насоса с регулятором мощности

$$N_{пр} = Q_n p_n / (\eta_{общ, н} D Q_n),$$

где $\eta_{общ, н}$ — общий КПД насоса при расчетных значениях давления, расхода, вязкости рабочей жидкости и частоты вращения приводного вала насоса.

Общий КПД гидропривода

$$\eta_{общ, пр} = N_{пол} / N_{пр}.$$

Полезную мощность привода при работе в циклическом режиме определяют по заданной в исходных данных циклограмме как среднюю за цикл:

для гидропривода с гидромотором

$$\eta_{пол, ср} = \sum_{j=1}^n M_j n_j \Delta t_j / t;$$

для привода с гидроцилиндром

$$N_{пол, ср} = \sum_{j=1}^n F_j v_j \Delta t_j / t,$$

где $j = 1, 2, \dots, n$ — номер операции в цикле; M_j , F_j , n_j , v_j — нагрузки и скорости гидродвигателей на протяжении j -й операции цикла; Δt_j — продолжительность j -й операции; t — время цикла.

Затрачиваемую мощность привода насоса также находят как среднюю за цикл

$$N_{пр, ср} = \sum_{j=1}^n (Q_{nj} p_{nj} / \eta_{общ, н j}),$$

где Q_{nj} , p_{nj} — давление и подача насоса при гидромеханических и объемных потерях, соответствующих j -й операции; $\eta_{общ, н j}$ — общий КПД насоса при параметрах, соответствующих j -й операции.

Мощность привода насоса, имеющего постоянную подачу в циклическом режиме,

$$N_{пр, ср} = p_n, ср Q_n,$$

$$\text{где } p_n, ср = \sqrt[3]{p_{н1}^3 (\Delta t_1 / t) + p_{н2}^3 (\Delta t_2 / t) + \dots + p_{нj}^3 (\Delta t_j / t)} -$$

среднее за цикл давление на насосе; $p_{нj}$, Δt_j — давление на насосе и продолжительность j -й операции цикла.

Общий КПД гидропривода при циклической работе:

$$\eta_{общ, пр} = N_{пол, ср} / N_{пр, ср}.$$

7.3.5. Тепловой режим

Расчет теплового режима выполняют для определения максимальной температуры рабочей жидкости в гидроприводе и суммарной площади теплоотдающих поверхностей элементов гидропривода S (см. п. 7.2.3.).

Время достижения в гидроприводе температуры, близкой к установившейся ($T = 0,95 T_{ж макс}$),

$$t_{уст} = 3mc / (KS),$$

где $m = m_m + m_{ж}$ — масса гидропривода и рабочей жидкости; $c = (c_m m_m + c_{ж} m_{ж}) / m$ — средняя удельная теплоемкость материалов гидропривода и рабочей жидкости (табл. 7.6 и 7.7); K , S — коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена гидропривода.

7.6. Удельная теплоемкость рабочих жидкостей на нефтяной основе $c_{ж}$, Дж/(кг·°С)

Температура, °С	Плотность, кг/м³		
	700	800	900
0	2020	1885	1780
20	2100	1960	1845
40	2180	2030	1915
50	2220	2070	1950
60	2260	2110	1985
80	2340	2190	2055
100	2420	2260	2130
120	2520	2340	2200

7.7. Удельная теплоемкость металлов c_m , Дж/(кг·°С)

Металл	Истинная удельная теплоемкость при температуре °С			Средняя удельная теплоемкость в интервале температур 0—100 °С
	0	20	100	
Алюминий	880	897	940	910
Железо, Сталь 10	440	452	486	465
Медь	380	384	397	388
Латунь Л96, Л80, Л68	—	390	—	—
Сталь 15, 20, 30, 45	—	—	—	470

Средний коэффициент теплопередачи поверхности всего гидропривода

$$K = \sum_{i=1}^n K_i S_i / S,$$

где K_i , S_i — коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена i -го элемента гидропривода.

Коэффициент теплопередачи i -го элемента гидропривода

$$K_i = (1/\alpha_{ж} + \delta_{ст}/\lambda_T + 1/\alpha_{в})^{-1},$$

где $\alpha_{ж}$, $\alpha_{в}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно от жидкости к стенке и от стенки в окружающий воздух; $\delta_{ст}$ — толщина стенки; λ_T — теплопроводность материала стенки.

Для большинства элементов гидропривода $(1/\alpha_{ж} + \delta_{ст}/\lambda_T) \ll 1/\alpha_{в}$, поэтому для практических расчетов, с достаточной степенью точности можно принять $K_i = \alpha_{в}$. Для гидрооборудования с малыми коэффициентами $\alpha_{ж}$, соответствующими скоростям движения жидкости (гидробаки, гидроцилиндры) не более 0,1 м/с, при работе на вязких (свыше 100 мм²/с) жидкостях следует принимать $K_i = 0,7\alpha_{в}$.

Коэффициент $\alpha_{в}$ в случае естественной конвекции (когда отсутствует обдув или элементы гидропривода защищены от воздействия внешней среды: например, расположены под капотом)

$$\alpha_{в} = \alpha_{в.е} + \alpha_{в.и}.$$

При обдуве

$$\alpha_{в} = \alpha_{в.в} + \alpha_{в.и}.$$

Коэффициент $\alpha_{в.е}$, учитывающий теплоотдачу при естественной конвекции, в зависимости от эквивалентного наружного диаметра $D_{\text{э}}$, приведен на рис. 7.6 для двух значений определяющей температуры. Под определяющей температурой понимается максимально допустимая температура $T_{\text{доп}}$, рекомендуемая для данного сорта рабочей жидкости при длительной эксплуатации гидрооборудования и соответствующая минимальной расчетной вязкости $\nu_{\text{мин}}$.

Значения коэффициента $\alpha_{в.и}$, учитывающего теплоотдачу излучением, в зависимости от степени черноты, приведены на рис. 7.7 для двух значений определяющей температуры.

Коэффициент $\alpha_{в.в}$, учитывающий теплоотдачу конвекцией при наличии обдува, представлен на рис. 7.8 в зависимости от эквивалентного наружного диаметра $D_{\text{э}}$ и скорости обдува.

Эквивалентный наружный диаметр

$$D_{\text{э}} = 4S_{\text{н}}/P_{\text{н}},$$

где $S_{\text{н}}$ — наружная поверхность элемента гидропривода, нормальная к тепловому потоку, а при принудительном обдуве — нормальная к направлению потока обдува; $P_{\text{н}}$ — параметр сечения элемента гидропривода.

Для трубопровода круглого сечения $D_{\text{э}}$ совпадает с наружным диаметром.

Если время достижения установившейся температуры, определяемое по формуле (7.3), больше времени непрерывной работы гидропривода ($t_{\text{уст}} > t_{\text{раб}}$), т. е. за время работы гидропривода установившаяся температура не достигается, то текущую температуру за время t находят следующим образом:

$$T_{ж} = [E_{\text{пр}}/(KS)] \left[1 - \exp\left(-\frac{KS}{cm} t\right) \right] + T_{в},$$

где $E_{\text{пр}}$ — количество тепла, выделяемое в гидроприводе в единицу времени; $T_{в}$ — максимальная температура окружающего воздуха, заданная условиями эксплуатации.

Максимальная установившаяся температура (при $t_{\text{уст}} \leq t_{\text{раб}}$)

$$T_{\text{уст}} = E_{\text{пр}}/(KS) + T_{в}.$$

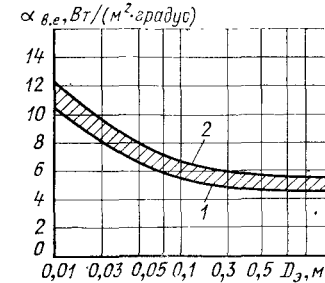


Рис. 7.6. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{в.е}$ при естественной конвекции для определяющей температуры 50 °С (1) и 80 °С (2)

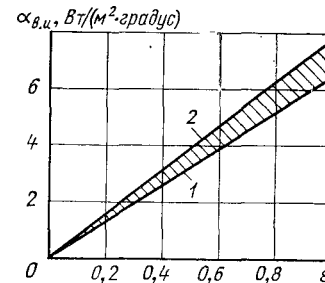


Рис. 7.7. Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{в.и}$ в зависимости от степени черноты материала гидрооборудования

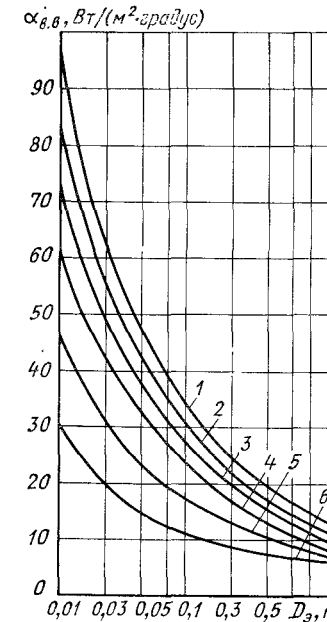


Рис. 7.8. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{в.в}$ в зависимости от скорости обдуваемого потока:

1 — 6 м/с; 2 — 5 м/с; 3 — 4 м/с; 4 — 3 м/с; 5 — 2 м/с; 6 — 1 м/с

Расчетная величина теплообразования в гидроприводе в единицу времени $E_{\text{пр}}$ в системе СИ равна суммарным потерям мощности в гидроприводе при минимальной расчетной вязкости $\nu_{\text{мин}}$:

$$E_{\text{пр}} = N_{\text{п}}.$$

Потери мощности, идущие на нагрев гидропривода,

$$N_{\text{п}} = N_{\text{пр}} - N_{\text{пол}}.$$

Потери мощности при циклической работе определяют как средние за цикл:

$$N_{\text{п}} = N_{\text{пр. ср}} - N_{\text{пол. ср}}.$$

Для обеспечения работоспособности и безотказной эксплуатации машин с гидроприводом в районах жаркого климата помимо потерь мощности в самом приводе следует учитывать дополнительное теплообразование за счет поглощения элементами привода энергии солнечного излучения

$$E_{\text{пр}} = N_{\text{п}} + N_{с},$$

где $N_{с} = S_0 S_{\text{с}} \epsilon$ — поглощаемая энергия солнечного излучения; S_0 — солнечная постоянная, определяемая для различных районов по ГОСТ 16350—70, изменяется в интервале от 350 до 952 Вт/м²; $S_{\text{с}}$ — облучаемая солнцем поверхность гидропривода; ϵ — коэффициент черноты облучаемой поверхности (табл. 7.8).

Тепловой режим объемного гидропривода считается приемлемым, если определенная максимальная установившаяся температура не превышает температуры, допускаемой для данного сорта рабочей жидкости при длительной эксплуатации гидрооборудования: $T_{\text{уст}}(T) \leq T_{\text{доп}}$. В противном случае необходимо выполнить повторный расчет и увеличить поверхность теплообмена гидропривода.

7.8. Коэффициент черноты и коэффициент излучения

Материал	Состояние поверхности	Температура, °С	Коэффициент черноты ϵ	Коэффициент излучения $\epsilon_{\text{изл}}$, Вт/(м ² ·°С)
Алюминий	Шероховатая	26	0,07	0,398
Стальное литье	Полированная	50—500	0,04—0,06	0,228—0,342
Чугунное литье	Необработанная	40—250	0,93	5,32
Сталь листовая	»	50	0,81	4,62
	Прокат с блестящим слоем окиси	50	0,56	3,19
Краски масляные	—	25	0,82	4,68
Железо	Полированная	20—100	0,9—0,95	5,13—5,41
Сталь	—	150—250	0,15—0,38	0,815—2,15
Чугун	Окисленная	100	0,7—0,9	4—5,15
Резина серая	Шероховатая	24	0,86	4,88

7.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ В УСЛОВИЯХ ХОЛОДНОГО КЛИМАТА

Эффективная реализация известных преимуществ объемного гидропривода затруднена в связи с тем, что его работоспособность и надежность в наибольшей степени зависят от температуры окружающего воздуха и свойств рабочей жидкости.

Значительная зависимость характеристик объемного гидропривода от изменения температуры, внутренние перегрежки и особенно наружные утечки рабочей жидкости, требующие компенсации, являются наиболее существенными недостатками

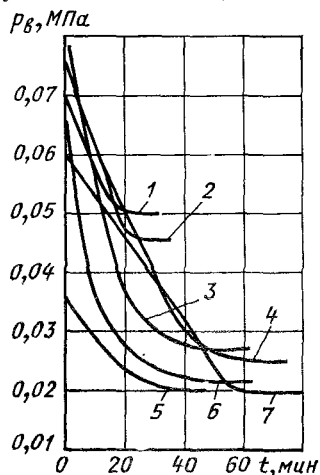


Рис. 7.9. Зависимость разрежения во всасывающей гидролинии насосов от продолжительности разогрева и вязкости рабочей жидкости в гидросистемах машин:

1, 2 — автогрейдера при $T_{\text{в}} \text{ воздуха}$ соответственно -25 и -10 °С и вязкости смеси масел $\nu_{50} = 14 \text{ мм}^2/\text{с}$; 3 — бульдозера на тракторе ДТ-75 при $T_{\text{в}} = -24$ °С и $\nu_{50} = 7,2 \text{ мм}^2/\text{с}$; 4 — бульдозера на тракторе ДЭТ-250М при $T_{\text{в}} = -20$ °С и $\nu_{50} = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$; 5 — рыхлителя мерзлых грунтов при $T_{\text{в}} = -20$ °С и $\nu_{50} = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$; 6 — бульдозера на тракторе ДЭТ-250М при $T_{\text{в}} = -15$ °С и $\nu_{50} = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$; 7 — бульдозера при $T_{\text{в}} = -20$ °С и $\nu_{50} = 12 \text{ мм}^2/\text{с}$

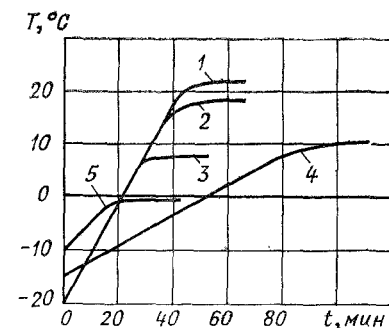


Рис. 7.10. Продолжительность разогрева рабочей жидкости до установившейся температуры в гидросистемах машин:

1 — рыхлителя мерзлого грунта; 2 — бульдозера на тракторе ДТ-75; 3 — неполноповоротного экскаватора с ковшем вместимостью 0,25 м³; 4 — автогрейдера с двигателем мощностью 55,1 кВт; 5 — неполноповоротного экскаватора с ковшем емкостью 0,4 м³

этого типа привода по сравнению с механическим и электрическим приводами.

В длинных всасывающих гидролиниях с заниженным условным проходом и при значительно вязкой рабочей жидкости возникает разрежение, в 2—3 раза превышающее допустимое. Это приводит к незаполнению рабочих камер насосов, увеличению количества растворенного в рабочей жидкости воздуха и выделению его при понижении давления, а в результате — к кавитации и эрозионному разрушению рабочих деталей (при длительной работе). Увеличение потерь давления в напорных и сливных гидролиниях снижает КПД и технический ресурс гидрооборудования.

Экспериментально установленные значения разрежения $p_{\text{в}}$ на входе в насос для землеройно-транспортных машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, приведены на рис. 7.9.

В начальный период при пуске двигателя в условиях низких температур насосы работают с низким объемом КПД. Соответственно снижается производительность машин, а продолжительность разогрева рабочей жидкости в гидросистеме до наступления состояния теплового равновесия значительно увеличивается (рис. 7.10).

При разработке объемных гидроприводов машин и оборудования, предназначенных для работы в районах холодного климата, следует руководствоваться требованиями ГОСТ 14892—69, а также рекомендациями ВНИИИстройдормаша, разработанными на основе результатов экспериментальных исследований работоспособности гидравлического оборудования и машин с объемным гидроприводом в условиях низких температур.

Так как на работоспособность оборудования объемных гидроприводов, эксплуатируемых на открытом воздухе, низкая температура окружающего воздуха оказывает наибольшее отрицательное влияние, то при расчетах и проектировании объемного гидропривода следует учитывать повышенные потери давления, приводящие к незаполнению рабочих камер насоса и появлению кавитации во всасывающей гидролинии, и температурные деформации, изменяющие зазоры и натяги в сопряженных парах и ухудшающие упругие свойства уплотнений из резины и других эластомеров.

7.4.1. Потери давления при неизотермическом течении рабочей жидкости

Согласно закону Ньютона в гидравлических системах при положительных температурах и ламинарном режиме течения рабочей жидкости ее вязкость (или отношение напряжения сдвига в поперечном сечении потока к скорости сдвига) является постоянной. По этому закону деформации слоев жидкостей возникают при бесконечно малых напряжениях. Однако по мере увеличения скорости течения отношение напряжения сдвига к скорости сдвига в некоторой критической точке резко снижается.

В этой точке (для гладких металлических труб $Re > 2200 \div 2300$) происходит переход от ламинарного течения к турбулентному, и закон Ньютона уже неприменим.

В рассмотренных ранее случаях при ламинарном течении не учитывалось изменение температуры рабочей жидкости и, следовательно, изменение ее вязкости как в пределах поперечного сечения, так и вдоль потока. В связи с тем, что строительные, дорожные и коммунальные машины с гидроприводом эксплуатируются на открытом воздухе при изменении температуры в широком диапазоне, температура рабочей жидкости в гидросистеме является переменной и почти всегда выше температуры окружающего воздуха. Исключение составляет период пуска машин после длительной стоянки, когда температуру рабочей жидкости в гидросистеме можно принять равной температуре окружающего воздуха.

В гидросистемах машин течение рабочей жидкости по трубопроводам всегда сопровождается теплоотдачей во внешнюю среду через стенки трубопроводов и других элементов гидропривода и соответственно охлаждением рабочей жидкости. В этом случае слои жидкости, непосредственно прилегающие к стенке, имеют температуру более низкую, а вязкость более высокую, чем в основном потоке жид-

кости. Это вызывает сжатие градиента скорости у стенки и нарушение параболического закона распределения скоростей потока жидкости, что приводит к повышению сопротивления трубопроводов.

Следовательно, температура рабочей жидкости и ее вязкость не сохраняются постоянными, и течение жидкости не является изотермическим. Таким образом, принятое ранее допущение о пропорциональности касательного напряжения сдвига в поперечном сечении потока и скорости сдвига необходимо уточнить. Если при расчетах гидросистемы машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, не учитывать неизоотермический характер течения рабочей жидкости, то перепад давления в гидродлиниях будет занижен, а рассчитанный таким образом гидропривод может оказаться практически неработоспособным.

Течение рабочих жидкостей при низких температурах начинается только после того, как касательное напряжение, возникающее вследствие разности давлений в трубопроводе, превысит предельное напряжение сдвига вязких слоев жидкости τ_0 . Распределение скоростей по сечению при движении жидкости в этом случае будет отличаться от параболического, а среднюю скорость можно определить по формуле Бакингема

$$v_{\text{ср}} = \frac{d^2}{3,2\mu L} p (1 - 3\rho_0/(2p) + \rho_0^3/(3p^4)).$$

При значительных скоростях течения и при $p \gg \rho_0$

$$v_{\text{ср}} = \frac{d^2}{3,2\nu\rho L} \left(p - \frac{4}{3} \rho_0 \right),$$

где d и L — диаметр (мм) и длина (м) трубопровода; p — текущее значение давления при движении жидкости по трубопроводу, МПа; ρ_0 — давление, соответствующее началу течения, МПа.

Точно определить потери давления при неизотермическом течении жидкости довольно сложно, так как необходимо учитывать переменные температуру и вязкость жидкости по поперечному сечению и вдоль трубы, а также рассматривать тепловые потоки в разных сечениях трубы.

Для практических расчетов при ламинарном неизотермическом течении можно использовать приближенное выражение коэффициента потерь на трение:

$$\lambda = (64/Re_{\text{ж}}) \sqrt{\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}}},$$

где $Re_{\text{ж}}$ — число Рейнольдса, подсчитанное по среднему значению вязкости жидкости; $\nu_{\text{с}}$ — вязкость жидкости, соответствующая средней температуре стенки, мм²/с; $\nu_{\text{ж}}$ — средняя вязкость жидкости, мм²/с.

Отношение вязкости рабочей жидкости возле стенки трубопровода к ее среднему значению может быть вычислено с использованием формулы

$$\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}} = \exp(1/T_{\text{с}}^a - 1/T_{\text{ж}}^a),$$

где $T_{\text{с}}$ — температура внутренней стенки трубопровода, градус; $T_{\text{ж}}$ — температура рабочей жидкости на входе в трубопровод, градус.

Значения коэффициента a приведены на с. 17.

Температура внутренней стенки трубопровода

$$T_{\text{с}} [(\alpha - K_{\text{ср}}) T_{\text{ж}} + K_{\text{ср}} T_{\text{в}}] / \alpha,$$

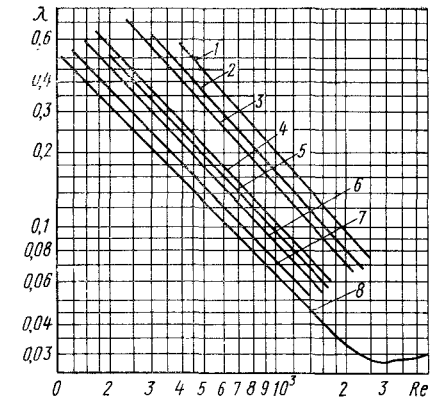
где α — среднее значение коэффициента теплоотдачи от рабочей жидкости к внутренней поверхности стенки трубопровода; $K_{\text{ср}}$ — средний коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности стенки трубопровода к окружающему воздуху.

Для коротких всасывающих гидродлиний насосов температуру рабочей жидкости на входе $T_{\text{ж}}$ можно принять равной средней температуре жидкости в баке:

$$T_{\text{ж}} = T_{\text{в}} + E_{\text{цр}}/(KS).$$

На рис. 7.11 приведены коэффициенты потерь на трение при неизотермическом течении жидкостей по обдуваемому трубопроводу при температуре воздуха минус 50 °С. Результаты данных рисунка показывают, что для рабочей жидкости

Рис. 7.11. Коэффициент сопротивления трубопровода λ для разных отношений $\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}}$ в установившемся режиме при неизотермическом течении рабочих жидкостей: 1 — ВМГЗ по стальной трубе при $\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}} = 250$; 2 — АМГ-10 по стальной трубе при $\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}} = 115$; 3 — АМГ-10 по стальной трубе при $\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}} = 75$; 4 — ВМГЗ по стальной трубе при $\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}} = 12$; 5 — ВМГЗ по резиновому рукаву при $\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}} = 9$; 6 — ВМГЗ по резиновому рукаву при $\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}} = 5$; 7 — АМГ-10 по резиновому рукаву при $\nu_{\text{с}}/\nu_{\text{ж}} = 2$; 8 — при изотермическом режиме течения рабочей жидкости



ВМГЗ, имеющей положительную температуру, коэффициент потерь на трение $\lambda \approx 220/Re$.

Поскольку «структурное» течение рабочей жидкости имеет место только в начальный период, при включении исполнительных механизмов машины и повышении температуры рабочей жидкости коэффициент λ уменьшается до значения, не превосходящего 190/Re.

Обычно при расчетах объемных гидроприводов нижний температурный предел их работоспособности, допустимое разрежение у входа в насос и длина всасывающего трубопровода бывают заданы. Поэтому для обеспечения работоспособности объемного гидропривода внутренние диаметры (мм) всасывающего трубопровода насоса, а также трубопроводов систем дистанционного управления и гидроавтоматики следует назначать из условия

$$d \geq 0,4\tau_0 L / \Delta p_{\text{max}}, \quad (7.6)$$

где τ_0 — предельное напряжение сдвига слоев рабочей жидкости, определяемое по рис. 2.3, г/см²; L — длина трубопровода, м; Δp_{max} — заданный перепад давления, при котором рабочая жидкость начинает деформироваться и передавать усилие в трубопроводе, МПа.

При установившемся течении рабочей жидкости, зная τ_0 из формулы 2.1, потери давления можно определить по формуле (7.4), подставив в нее коэффициент потерь на трение λ , определяемый из выражения:

$$\lambda = 32/Re_{\text{ст}}, \quad (7.7)$$

где $Re_{\text{ст}}$ — число Рейнольдса для структурного течения жидкости,

$$Re_{\text{ст}} = \frac{Re}{1 - \tau_0 r / (\nu_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} v_{\text{ср}})}; \quad (7.8)$$

$r = d/2$ — радиус трубопровода, мм; $\nu_{\text{ж}}$ — вязкость рабочей жидкости, определяемая по графику на рис. 2.7, мм²/с; $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость течения рабочей жидкости, определяемая при $p \gg \rho_0$, м/с.

Для уменьшения потерь давления в гидросистемах необходимо соблюдать следующее:

трубопроводы, особенно всасывающие, должны иметь возможно меньшую протяженность;

поток и скорость рабочей жидкости для ряда условных проходов всасывающих, сливных и напорных трубопроводов не должны превышать значений, указанных в табл. 7.1 для разных давлений и климатических условий эксплуатации машин;

потери давления по длине трубопровода и местные потери в управляющих и вспомогательных устройствах не должны превышать значений, полученных по формуле (7.4) с учетом неизотермического режима течения рабочей жидкости, а

а внутренние диаметры трубопроводов системы дистанционного управления гидроавтоматики и коммуникаций измерительных приборов должны быть определены по формуле (7.6) с учетом предельного напряжения сдвига τ_0 ;

в случае применения аксиально-поршневых насосов с частотой вращения, превышающей номинальную, и при большой протяженности всасывающих трубопроводов целесообразно создавать избыточное давление или обеспечивать давление подпитки не менее 0,03—0,05 МПа.

В гидросистемах с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости насос необходимо устанавливать ниже уровня жидкости в баке не менее чем на 0,5 м. Можно устанавливать насос непосредственно в баке, что сводит к минимуму потери давления на всасывании и улучшает температурные условия работы, но влечет за собой неудобства в обслуживании.

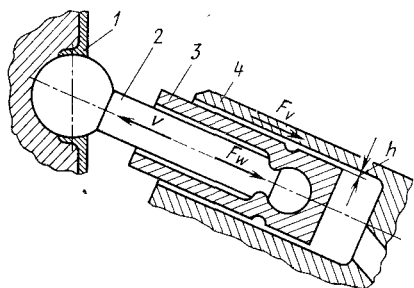
Для обеспечения работоспособности направляющей и регулиющей гидроаппаратуры в условиях холодного климата необходимо предусматривать увеличение мощности командного сигнала — силы тока в электромагнитах на 30—35 % или давления управления на 20—25 % по сравнению с командными сигналами машин, эксплуатируемых в районах с умеренным климатом; увеличение усилия возвратной пружины золотников и запорно-регулирующих устройств; увеличение зазоров и повышение требований к чистоте обработки поверхностей перемещающихся деталей.

7.4.2. Обеспечение работоспособности аксиально-поршневых насосов и гидромоторов

Вследствие внутренних структурных изменений металла при низких температурах возникают дополнительные местные напряжения, приводящие к хрупкому разрушению. Для завершения процесса перекристаллизации в металле, а также для стабилизации формы и размеров деталей, работающих при низких температурах, целесообразно эти детали, особенно детали сложной формы, подвергать обработке холодом. Для изготовления всех ответственных узлов и деталей не допускается применение сталей, ударная вязкость которых при температуре минус 60 °С ниже 30 Н·м/см²; для стального литья этот показатель должен быть не ниже 20 Н·м/см².

Аксиально-поршневые насосы, применяемые в гидроприводах строительных и дорожных машин, имеют при нормальной температуре (20 °С) минимальные диаметральные зазоры в паре поршень — блок 6—9 мкм (в зависимости от типоразмера). Для сохранения нормального зазора при низких температурах необходимо минимально допустимый зазор при минус 25 °С увеличить на разность $\Delta d_2 - \Delta d_1$ (где Δd_1 , Δd_2 — температурные деформации соответственно при минус 25 и минус 60 °С по ГОСТ 14892—69).

В аксиально-поршневых насосах с бесшатунной кинематикой при ходе всасывания в заделке головки шатуна возникает сила, стремящаяся его вырвать. Эта сила достигает максимального значения при низких температурах ввиду уменьшения зазора в подвижном сопряжении поршня с блоком цилиндров и повышения вязкости рабочей жидкости (рис. 7.12).



При ходе всасывания поршня возникает препятствующая его движению сила

$$F = F_{\omega} + F_{\nu},$$

где F_{ω} — сила инерции массы поршня; F_{ν} — сила вязкостного сопротивления перемещению поршня.

$$F_{\omega} = m\omega; \quad F_{\nu} = \pi\mu dl/h,$$

Рис. 7.12. Конструктивная схема заделки головки шатуна аксиально-поршневого насоса:

1 — пластина; 2 — шатун; 3 — поршень; 4 — блок цилиндров

где m — масса поршня; ω , v — ускорение и скорость поршня; μ — динамическая вязкость жидкости; $l = 1,94d$ — средняя длина уплотняемой части поршня; d — диаметр поршня; h — зазор на сторону в паре поршень—блок цилиндров.

Так как $v = r\omega_n \sin \alpha \sin \omega t$, а $\omega = r\omega_n^2 \sin \alpha \cos \omega t$,

то

$$F_{\omega} = mr\omega_n^2 \sin \alpha \cos \omega t;$$

$$F_{\nu} = (\nu\pi\rho dl/l) r\omega_n \sin \alpha \sin \omega t,$$

где r — радиус окружности центров поршней; ω_n — частота вращения вала насоса; α — угол наклона блока цилиндров; ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости; ρ — плотность жидкости.

При

$$\frac{dF}{d(\omega t)} = 0 \quad \text{и} \quad (\omega t)_0 = \arctg \frac{\nu\pi\rho dl}{hm\omega}$$

можно получить необходимую для расчета заделки головки шатуна максимальную силу

$$F_{\max} = mr\omega^2 \sin \alpha \cos \left(\arctg \frac{\nu\pi\rho dl}{hm\omega} \right) + (\nu\pi\rho dl \nu/h) r\omega \sin \alpha \sin \left(\arctg \frac{\nu\pi\rho dl}{hm\omega} \right).$$

На рис. 7.13 приведены результаты расчета силы F_{\max} для аксиально-поршневых насосов, применяемых в гидроприводах мобильных машин. При расчете принято допущение, что расположение поршня в цилиндре концентричное. В паре имеет место жидкостное трение при зазоре $h = 4,5$ мкм. Исходные данные для расчета приведены ниже.

Диаметр поршня насоса, мм	12	16	20	25	32
Минимальный диаметральный зазор в паре поршень—блок при 20 °С h_{\min} , мкм	6	6	7	7	9
Масса, поршня, кг	0,035	0,086	0,162	0,315	0,685

При высоких температурах, которым соответствуют малые значения вязкости жидкости, сила F_{\max} практически определяется силой инерции F_{ω} . С увеличением вязкости и уменьшением зазора в сопряжении поршень—блок силы вязкостного трения резко возрастают.

По полученным значениям силы, возникающей в заделке головки шатуна, можно рассчитать необходимую прочность прижимной пластины на приводном валу в зависимости от условий эксплуатации насосов.

Наиболее важным комплексным критерием для оценки всасывающей способности насоса и учета реологических свойств рабочих жидкостей является прокачиваемость рабочей жидкости насосом. Обычно прокачиваемость характеризуется критической температурой, ниже которой наступает разрыв сплошности потока и начинает уменьшаться производительность насоса.

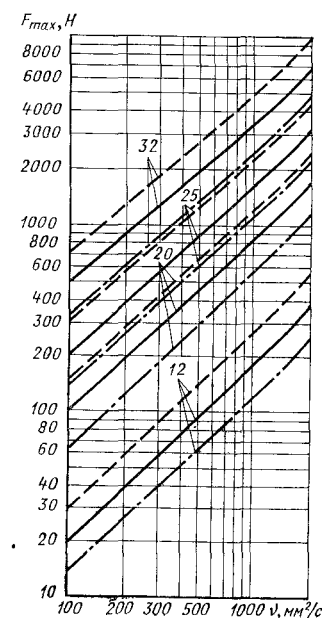
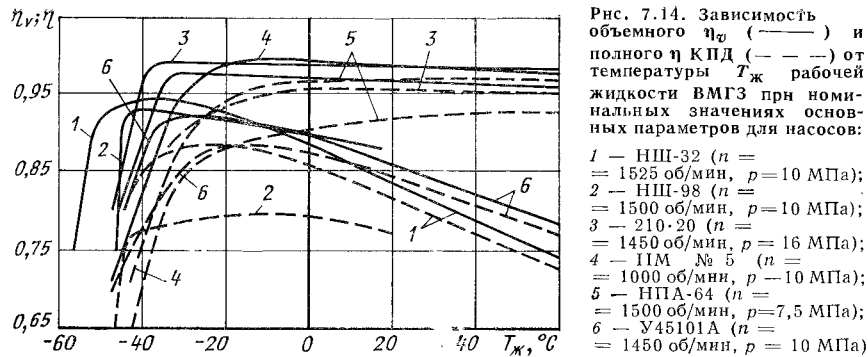


Рис. 7.13. Зависимость нагрузки в заделке головки шатуна при ходе всасывания поршня от вязкости рабочей жидкости, частоты вращения вала и диаметра поршня (цифры на прямых — диаметр поршня в мм) для $n = 1450$ об/мин (—); для $n = 2000$ об/мин (---); для $n = 1000$ об/мин (-·-·-)



На рис. 7.14 видно, что шестеренные насосы обладают лучшей прокачиваемостью. Однако они наиболее чувствительны к изменению вязкости, имеют меньший температурный диапазон высокого и стабильного значения КПД особенно при положительных температурах. Аксиально-поршневые насосы обладают худшей по сравнению с шестеренными насосами прокачиваемостью в период пуска при низких температурах, но менее чувствительны к изменению вязкости рабочей жидкости и имеют широкий диапазон стабильного и более высокого КПД. В частности, аксиально-поршневые насосы типоразмера 210.20 устойчиво работают при изменении вязкости от 8 до 1200 мм²/с, что соответствует температуре рабочей жидкости ВМГЗ от плюс 65 до минус 40 °С.

Разные предельные значения вязкости рабочей жидкости для каждого типа насоса объясняются вязкостно-температурными свойствами жидкостей, а также конструктивными особенностями насосов, в частности зазорами в качающем узле и сопротивлением всасывающего тракта. В результате исследований, проведенных во ВНИИстройдормаше, установлены предельная кинематическая вязкость рабо-

7.9. Частота вращения вала аксиально-поршневых насосов в режиме самовсасывания

Условия работы насосов	n, об/мин	v (мм ² /с)/T _{пр} (°С) для насосов с диаметром поршня, мм			
		16	20	25	32
Без нагрузки (нагрев рабочей жидкости)	600—700	6200/(—52)	4500/(—50)	3000/(—46)	2200/(—44)
Под нагрузкой	1120	—	—	—	1000/(—37)
То же	1450	1700/(—41)	1250/(—39)	800/(—35)	—
»	1800	1150/(—35)	800/(—35)	550/(—32)	—

Рис. 7.15. Зависимость предельной частоты вращения вала аксиально-поршневых насосов в режиме самовсасывания от вязкости рабочей жидкости:

1 — 210.16.12; 2 — 210.20.12; 3 — 211.25.12; 4 — 210.32.13

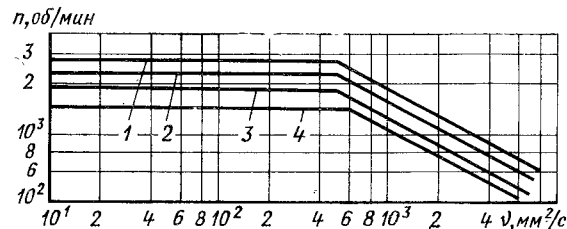
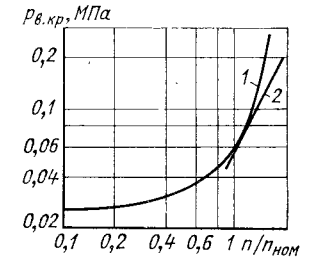


Рис. 7.16. Зависимость допускаемого давления у входа в насос от частоты вращения вала:

1 — экспериментальная; 2 — рекомендуемая заводом-изготовителем



чей жидкости ВМГЗ, характеризующая режимы работы насосов (табл. 7.9), и предельная частота вращения аксиально-поршневых насосов, обеспечивающая бескавитационный режим их работы (рис. 7.15). В табл. 7.9 указана также предельная температура $T_{пр}$ жидкости (в знаменателе), при которой вязкость достигает максимально допустимого значения.

Экспериментальная (1) и расчетная (2) зависимости (рис. 7.16) совпадают при $n/n_{ном} = 1,0 \div 1,4$. Зависимость 1 усреднена для широкого диапазона изменения вязкости рабочей жидкости ВМГЗ от 10 до 2850 мм²/с. Номинальная частота вращения $n_{ном} = 1800$ об/мин.

Для обеспечения бескавитационного режима работы насоса при $n/n_{ном} < 1$ необходимо создать на входе в насос более высокое давление, чем требуется согласно расчетной зависимости.

Рабочие режимы насосов с максимально допустимыми частотой вращения и номинальным давлением можно создавать только после достижения вязкости рабочей жидкости, при которой обеспечивается полное заполнение рабочего объема насосов (см. табл. 7.9 и рис. 7.14).

7.4.3. Выбор и применение фильтров

При эксплуатации машин с фильтрами, у которых фильтроэлементы не загрязнены, допускаются потери давления

$$\Delta p = 3\Delta p_{ном} = 0,24 \text{ МПа,}$$

где $\Delta p_{ном} = 0,08$ МПа — максимально допустимые потери давления при номинальном потоке и вязкости рабочей жидкости $v = 20 \div 30$ мм²/с.

При понижении окружающей температуры увеличиваются вязкость рабочей жидкости и сопротивление фильтроэлемента потоку. Для определения зависимости потерь давления от потока при разных уровнях вязкости рабочей жидкости были проведены испытания линейных фильтров в специальной камере при низких температурах (рис. 7.17 и 7.18). Допускаемые в процессе эксплуатации температурные пределы применения фильтров ограничены кривыми равного перепада давления 1, 2 и 3 для фильтров с различной пропускной способностью (рис. 7.19). Эксплуатация фильтров в температурных пределах, находящихся выше кривых 1, 2 и 3, является недопустимой, так как в этом случае даже при небольшой загрязненности фильтрующего элемента часть потока рабочей жидкости будет поступать в бак нефилтрованной.

Выбор фильтров для гидросистем машин, используемых в условиях холодного климата, должен осуществляться в следующей последовательности.

Вначале необходимо определить максимальный расход рабочей жидкости Q , который должен проходить через фильтр с учетом максимальной производительности насоса и возможности суммирования потоков при разных схемах соединения гидродвигателей. По расходу Q выбирается соответствующий типоразмер фильтра (табл. 5.8).

Пригодность выбранного по табл. 5.8 и 7.10 фильтра проверяется по графикам на рис. 7.19 (по оси абсцисс отложены значения кинематической вязкости гидравлического масла ВМГЗ). При известном фактическом расходе от оси ординат восстанавливается перпендикуляр до пересечения с кривой равного давления

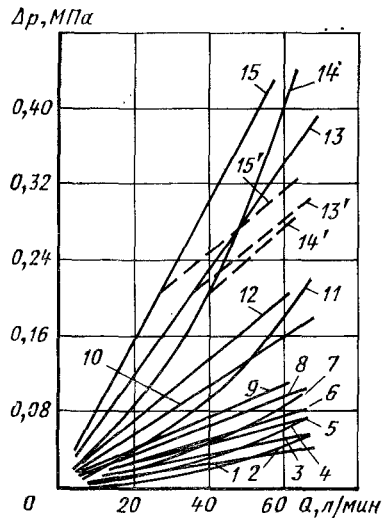


Рис. 7.17. Гидравлические характеристики фильтров с условным проходом 25 мм: 1, 2, 3 — $T_{жк} = 0^\circ\text{C}$; $v = 64 \text{ мм}^2/\text{с}$; 4, 5, 6 — $T_{жк} = -10^\circ\text{C}$; $v = 100 \text{ мм}^2/\text{с}$; 7, 8, 9 — $T_{жк} = -20^\circ\text{C}$; $v = 162 \text{ мм}^2/\text{с}$; 10, 11, 12 — $T_{жк} = -30^\circ\text{C}$; $v = 500 \text{ мм}^2/\text{с}$; 13, 14, 15 — $T_{жк} = -40^\circ\text{C}$; $v = 1600 \text{ мм}^2/\text{с}$; 13', 14', 15' — изменения гидравлических характеристик фильтров при открытии переливных клапанов; 1, 4, 7, 10, 13 — для фильтров с тонкостью фильтрации 63 мкм; 2, 6, 9, 12, 15 — то же, 40 мкм; 3, 5, 8, 11, 14 — то же, 25 мкм

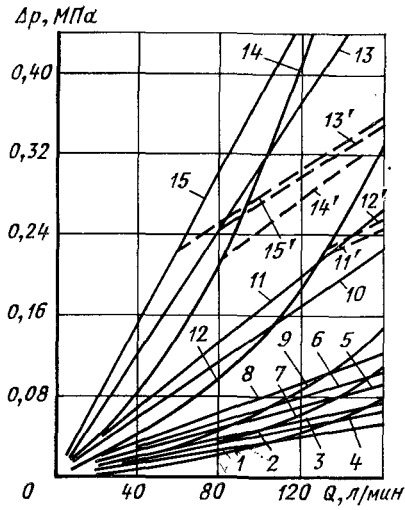


Рис. 7.18. Гидравлические характеристики фильтров с условным проходом 40 мм: 1, 2, 4 — $T_{жк} = 0^\circ\text{C}$; $v = 64 \text{ мм}^2/\text{с}$; 3, 5, 7 — $T_{жк} = -10^\circ\text{C}$; $v = 100 \text{ мм}^2/\text{с}$; 6, 8, 9 — $T_{жк} = -20^\circ\text{C}$; $v = 162 \text{ мм}^2/\text{с}$; 10, 11, 12 — $T_{жк} = -30^\circ\text{C}$; $v = 500 \text{ мм}^2/\text{с}$; 13, 14, 15 — $T_{жк} = -40^\circ\text{C}$; $v = 1600 \text{ мм}^2/\text{с}$; 11' — 15' — изменения гидравлических характеристик фильтров при открытии переливных клапанов; 1, 3, 6, 10, 13 — для фильтров с тонкостью фильтрации 63 мкм; 2, 5, 8, 11, 15 — то же, 40 мкм; 4, 7, 9, 12, 14 — то же, 25 мкм

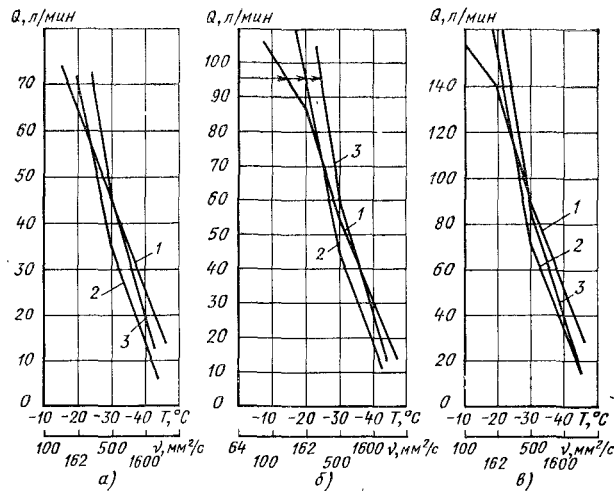


Рис. 7.19. Кривые равного перепада давления для фильтров с условным проходом 25 (а), 32 (б) и 40 мм (в):

1, 2, 3 — для фильтров с тонкостью фильтрации соответственно 25, 40 и 63 мкм

(1, 2 и 3) в соответствии с необходимой тонкостью фильтрации. Затем из точки пересечения на ось абсцисс опускается перпендикуляр. Если полученная температура на оси абсцисс находится левее установившейся температуры рабочей жидкости для конкретной гидросистемы машины, то необходимо применить фильтр с большим условным проходом, повторив указанную проверку. Если полученная температура на оси абсцисс находится правее температуры установившегося теплового режима гидросистемы, то фильтр выбран правильно.

При выборе типоразмера фильтра для работы на масле другого сорта, используемого в качестве рабочей жидкости, необходимо на оси абсцисс отложить температуру, соответствующую указанным значениям вязкости на нижней шкале, и в аналогичной последовательности установить пригодность фильтра.

7.10. Условные проходы (число фильтров) для различных суммарных расходов

Суммарный расход, л/мин	Условный проход, мм (число фильтров)
63	25 (1)
100	32 (1)
160	40 (1)
200	32 (2)
250	50 (1)
320	40 (2)
360	32 (2) и 40 (1)
420	32 (1) и 40 (2)

7.5. ТИПОВОЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ДОРОЖНОГО КАТКА

7.5.1. Исходные данные

Привод передвижения катка (рис. 7.20). Нагрузка на приводную ось $G = 88290 \text{ Н}$ (9000 кгс); радиус колес ведущего вальца $r = 0,525 \text{ м}$; коэффициент сцепления пневмоколес максимальный $\Phi_{к \max} = 0,85$, а при максимальной ско-

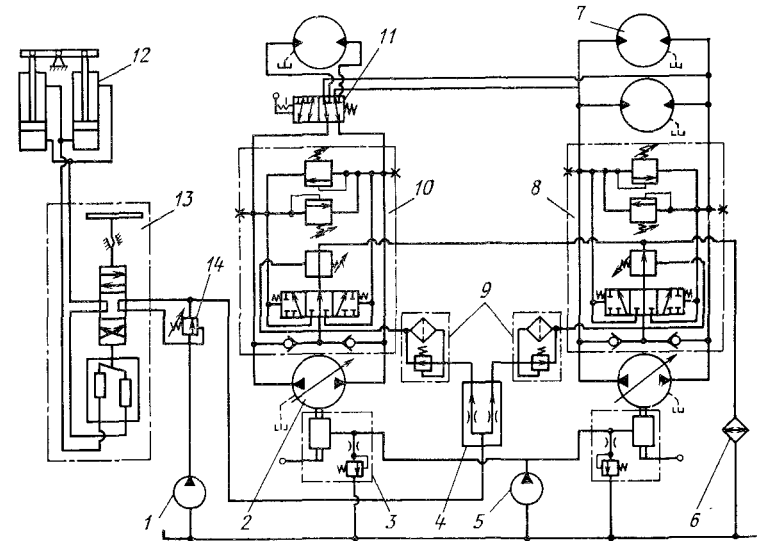


Рис. 7.20. Принципиальная схема гидропривода дорожного катка:

1 — насос рулевого управления и подпитки; 2 — насос с реверсивным потоком; 3 — гидроусилитель; 4 — делитель потока; 5 — насос сервоуправления; 6 — теплообменник; 7 — гидромотор привода вальцов; 8, 10 — направляющие и регулирующие гидроаппараты; 9 — фильтр; 11 — золотник управления приводом вальцов; 12 — гидроцилиндры привода управляемого вальца; 13 — рулевое управление; 14 — напорный гидроклапан

рости $\varphi'_k = 0,338$; передаточное отношение колесного редуктора $u_{ред} = 35$. Максимальная транспортная скорость $v_{т max} = 2,76$ м/с (10 км/ч); максимальная рабочая скорость (с включенным вибратором и при минимальной нагрузке) $v_{р max} = 1,38$ м/с (5 км/ч); рабочая скорость при максимальной нагрузке $v_p = 0,55$ м/с (2 км/ч). Частота вращения приводного вала насоса $n_n = 33$ с⁻¹ (2000 об/мин).

Рулевое управление и подпитка. Момент, необходимый для поворота рамы $M_{р.у} = 42920$ Н·м (4375 кгс·м); размер плеча, к которому прикладывается усилие, поворачивающее раму, $L_p = 0,25$ м. Число гидроцилиндров $n_{ц} = 2$; скорость движения поршня гидроцилиндра $v_{ц} = 0,05$ м/с;

Питание гидроусилителей для изменения угла наклона блока цилиндров насосов. Время реверсирования движения катка $t_p = 1 \div 3$ с; усилие, развиваемое гидроусилителем $F_{г} = 3000$ Н (306 кгс); ход поршня цилиндра рулевого управления $L_{ц} = 0,1$ м.

7.5.2. Предварительный расчет

При расчете внешние нагрузки и скорости рабочих органов отнесены к гидродвигателям.

Нагрузка на ведущем вальце из пневмоцилиндров, приводимых в движение одним гидромотором, $G_1 = G/2 = 88290/2 = 44145$ Н. Вращающий момент на гидромоторе максимальный

$$M_{кр} = G_1 r \varphi'_k \max / u_{ред} = 44 \cdot 145 \cdot 0,525 \cdot 0,85 / 35 = 559 \text{ Н·м};$$

при максимальной скорости

$$M_{кр} = G_1 r \varphi'_k / u_{ред} = 44 \cdot 145 \cdot 0,525 \cdot 0,338 / 35 = 224 \text{ Н·м}.$$

Частота вращения гидромотора при максимальной транспортной скорости

$$n_m = v_{т max} u_{ред} / (2\pi r) = 2,76 \cdot 35 / (2\pi \cdot 0,525) = 29,5 \text{ с}^{-1};$$

при максимальной рабочей скорости

$$n_m = v_p u_{ред} / (2\pi r) = 1,38 \cdot 35 / (2\pi \cdot 0,525) = 15 \text{ с}^{-1};$$

для рабочей скорости при максимальной нагрузке

$$n_m = v_p u_{ред} / (2\pi r) = 0,55 \cdot 35 / (2\pi \cdot 0,525) = 6 \text{ с}^{-1}.$$

Усилие на штоке гидроцилиндра рулевого управления

$$F_{ц1} + F_{ц2} = F_{ц} = M_{р.у} / L_p = 42 \cdot 920 / 0,25 = 171 \cdot 680 \text{ Н},$$

Скорость штока гидроусилителя

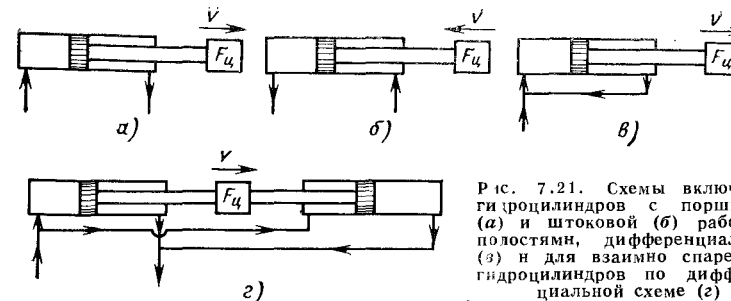
$$v_{ц} = L_{ц} / t_p = 0,1 / 2 = 0,05 \text{ м/с}.$$

Усилие на штоке гидроусилителя $F_{ц} = 3000$ Н.

Выбираем номинальное давление в механизмах привода передвижения $p_{ном} = 19,6$ МПа (по технической документации на аксиально-поршневые насосы и гидромоторы); рулевого управления и подпитки $p_{ном} = 9,8$ МПа (по технической документации на шестеренные насосы). Для привода рулевого управления достаточно давление 6,87 МПа, для преодоления сопротивлений в гидрролиниях подпитки 2,94 МПа, а суммарное давление при последовательном соединении составляет 10 МПа; для питания гидроусилителей $p_{ном} = 2,94$ МПа (по технической документации на гидроусилители).

Определяем параметры гидродвигателей. Перепад давления на гидромоторе

$$\Delta p_M = 0,9 p_{ном} = 0,9 \cdot 19,6 = 17,6 \text{ МПа}.$$



Рабочий объем гидромотора

$$V_M = M_{M \max} / (0,159 \Delta p_M \eta_{гм.м}) = 559 / (0,159 \cdot 17,6 \cdot 10^6 \cdot 0,95) = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Выбираем гидромотор типоразмера 210.32 с параметрами: $V_M = 0,225 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (225 см³), $p_{ном} = 16$ МПа, $p_{max} = 25$ МПа, $n_{ном} = 16$ с⁻¹ (960 об/мин), $n_{max} = 33$ с⁻¹ (2000 об/мин). Частота вращения гидромотора 210.32 при максимальной рабочей скорости дорожного катка не превышает номинальную, а при максимальной транспортной скорости — максимально допустимую.

Перепад давления на гидроцилиндрах рулевого управления

$$\Delta p_{ц} = 0,9 p_{ном} = 0,9 \cdot 6,87 = 6,2 \text{ МПа};$$

усилителей

$$\Delta p_{ц} = 0,9 p_{ном} = 0,9 \cdot 2,94 = 2,65 \text{ МПа}.$$

Диаметр поршня:

гидроцилиндра рулевого управления для взаимно спаренных гидроцилиндров при $\varphi = 1,25$

$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{ц}}{\pi \Delta p_{ц} \eta_{гм.ц}} \left(\frac{\varphi}{\varphi + 1} \right)} = 2 \sqrt{\frac{171 \cdot 680}{\pi \cdot 6,2 \cdot 10^6 \cdot 0,95} \left(\frac{1,25}{1,25 + 1} \right)} = 14,46 \cdot 10^{-2} \text{ м} (144,6 \text{ мм}).$$

гидроцилиндра усилителей для дифференциальной схемы включения гидроцилиндров при $\varphi = 2$ (рис. 7.21)

$$D = 2 \sqrt{\frac{F_{ц}}{\pi \Delta p_{ц} \eta_{гм.ц}} \left(\frac{\varphi}{\varphi - 1} \right)} = 2 \sqrt{\frac{3000}{\pi \cdot 2,65 \cdot 10^6 \cdot 0,95} \left(\frac{2}{2 - 1} \right)} = 5,51 \cdot 10^{-2} \text{ м} (55,1 \text{ мм}).$$

Выбираем гидроцилиндр исполнения 2.1—140×320 с диаметрами $D = 0,14$ м, $d = 0,063$ м (63 мм).

Из табл. 3.10 выбираем гидроусилитель типа 452 с диаметрами $D = 6 \cdot 10^{-2}$ м (60 мм), $d_1 = 2,4 \cdot 10^{-2}$ м (24 мм), $d_2 = 4,5 \cdot 10^{-2}$ м (45 мм).

Определяем расход рабочей жидкости, потребляемой гидродвигателями для привода хода дорожного катка:

при максимальной транспортной скорости

$$Q_M = V_{M \text{ ном}} / \eta_{V_M} = 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot 29,5 / 0,96 = 6,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} (415 \text{ л/мин});$$

при максимальной рабочей скорости

$$Q_M = 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot 15 / 0,96 = 3,516 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} (210 \text{ л/мин});$$

для рабочей скорости при максимальной нагрузке
 $Q_M = 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot 6/0,96 = 1,406 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (84,2 л/мин).

Расход для гидроцилиндров при спаренной работе
 $Q_{ц} = 0,25 \pi D^2 v_{ц} (\varphi + 1)/\varphi =$
 $= 0,25 \pi \cdot 0,14^2 \cdot 0,05 (1,25 + 1)/1,25 = 1,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (82,8 л/мин).

Расход рабочей жидкости для питания гидроусилителей (см. рис. 3.16):
 при движении влево (рабочая штоковая полость)

$$Q_{ц} = v f_2 = 0,05 \cdot 12 \cdot 10^{-4} = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} (3,6 \text{ л/мин});$$

при движении вправо (дифференциальная схема включения гидроцилиндров)

$$Q_{ц} = v f_1 / (1 + \varphi) = 0,05 \cdot 24 \cdot 10^{-4} / (1 + 0,5) = 8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} (4,8 \text{ л/мин}).$$

Здесь

$$f_1 = \pi (D^2 - d_1^2) / 4 = \pi (0,06^2 - 0,024^2) / 4 = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$f_2 = \pi (D^2 - d_2^2) / 4 = \pi (0,06^2 - 0,045^2) / 4 = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Определение параметров и выбор гидрооборудования. Необходимая подача насоса для привода передвижения катка:

при максимальной транспортной скорости с отключенным вибратором

$$Q_H = 6,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} (415 \text{ л/мин});$$

при максимальной рабочей скорости с включенным вибратором и минимальной нагрузкой

$$Q_H = 2 \cdot 3,516 \cdot 10^{-3} = 7,032 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} (420 \text{ л/мин});$$

для рабочей скорости при максимальной нагрузке

$$Q_H = 2 \cdot 1,406 \cdot 10^{-3} = 2,812 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} (169 \text{ л/мин}).$$

Рабочий объем насоса определяют, исходя из необходимости обеспечения максимальной подачи,

$$V_H = Q_H / (n_{дв} \eta_{вн}) = 7,032 \cdot 10^{-3} / (33 \cdot 0,95) = 0,224 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 (224 \text{ см}^3).$$

Выбираем насос 207.32 с параметрами: $V_H = 0,225 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (225 см³), $p_{ном} = 16 \text{ МПа}$, $p_{max} = 25 \text{ МПа}$, $n_{ном} = 15 \text{ с}^{-1}$ (960 об/мин), $n_{max} = 33 \text{ с}^{-1}$ (2000 об/мин).
 Необходимая подача насоса:

для работы гидроцилиндров рулевого управления

$$Q_{н.р.у} = 1,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} (82,8 \text{ л/мин});$$

для подпитки (15 % Q_H основного насоса)

$$Q_{н.п} = 0,15 \cdot 7,032 \cdot 10^{-3} = 1,055 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} (63,28 \text{ л/мин}).$$

Рабочий объем насоса определяют из условия обеспечения максимальной подачи

$$V_H = Q_{н.р.у} / (n_{дв} \eta_{вн}) = 1,38 \cdot 10^{-3} / (33 \cdot 0,92) = 0,045 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 (45 \text{ см}^3).$$

Выбираем насос НШ-46 с параметрами: $V_H = 0,0465 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (46,5 см³), $p_{ном} = 9,8 \text{ МПа}$, $p_{max} = 13,7 \text{ МПа}$, $n_{ном} = 25 \text{ с}^{-1}$ (1500 об/мин), $n_{max} = 32 \text{ с}^{-1}$ (1920 об/мин).

Питание гидроусилителей. Подача насосов, необходимая для работы гидроцилиндров усилителей,

$$Q_H = 2 \cdot 8 \cdot 10^{-5} = 0,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} (9,6 \text{ л/мин}).$$

Рабочий объем насоса

$$V_H = Q_H / (n_{дв} \eta_{вн}) = 0,16 \cdot 10^{-3} / (33 \cdot 0,9) = 0,0053 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 (5,3 \text{ см}^3).$$

Выбираем насос НШ-10 с параметрами: $V_H = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (10 см³), $n_{ном} = 25 \text{ с}^{-1}$ (1500 об/мин), $p_{ном} = 9,8 \text{ МПа}$, $n_{max} = 32 \text{ с}^{-1}$ (1920 об/мин), $p_{max} = 13,7 \text{ МПа}$.

Внутренний диаметр основных трубопроводов определяем из соответствия условным проходам 20 и 32 мм длины $L = 10 \text{ м}$.

Условные проходы гидроаппаратов выбираем в соответствии с номинальными давлением и расходом:

клапан делительный (поз. 4, рис. 7.20) КД 20/20;

клапан предохранительный (поз. 14, рис. 7.20) 521.20;

гидрораспределитель (поз. 11, рис. 7.20) РН323-Ф8574 т;

гидроуль РГ.00.00.000 (поз. 13, рис. 7.20).

Фильтр (поз. 9, рис. 7.20) выбираем в соответствии с техническими условиями на насосы и гидромоторы, требуемая тонкость фильтрации 25 мкм. Выбираем два фильтра типоразмера 1.1.25—25.

Вместимость гидробака $W_{ном}$ выбираем, исходя из суммарного объема внутренних полостей гидрооборудования открытой части схемы $W_{\Sigma} = 42 \text{ л}$, в том числе в теплообменнике 15, в гидроцилиндрах рулевого управления 9,5, в фильтрах 6 и в трубопроводах 11,5. Вместимость гидробака принимаем равной удвоенному объему внутренних полостей гидрооборудования

$$W_{ном} = 2W_{\Sigma} = 2 \cdot 42 = 84 \text{ л} (0,084 \text{ м}^3).$$

Мощность насосов:

для привода хода при максимальной нагрузке

$$N = p_{ном} Q_{ном} / \eta_{общ.н} = 1,96 \cdot 10^7 \cdot 2,812 \cdot 10^{-3} / 0,9 = 61\,239 \text{ Вт};$$

для привода вибратора $N = 51500 \text{ Вт}$;

для рулевого управления и подпитки

$$N = 0,98 \cdot 10^7 \cdot 1,38 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 16\,905 \text{ Вт};$$

для питания гидроусилителей

$$N = 0,294 \cdot 10^7 \cdot 0,16 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 588 \text{ Вт}.$$

Суммарная мощность привода $N_{пр} = 130\,232 \text{ Вт}$.

Потери мощности, переходящие в тепло,

$$N_{п} = E_{пр} = N_{пр} (1 - \eta_{общ.пр}) = 130\,232 (1 - 0,7) \approx 39\,000 \text{ Вт}.$$

Температурный перепад в установившемся режиме

$$\Delta T_{уст} \leq \Delta T_{доп} = T_{ж\,max} - T_{в\,max} = 75 - 40 = 35^\circ \text{С}.$$

Необходимая площадь поверхности теплообмена (табл. 7.11);

$$S_{треб} \geq E_{пр} / (K_{пр} \Delta T_{доп}) = 39\,000 / (15 \cdot 35) = 76,84 \text{ м}^2.$$

7.11. Фактическая теплоотдающая поверхность гидрооборудования

Гидрооборудование дорожного катка	Количество	Суммарная площадь теплоотдающей поверхности, м ²
Насос шестеренный НШ-46	1 шт.	0,1294
Фильтр 1.1.25—25	2 шт.	0,5622
Насос регулируемый реверсивный 207.32	2 шт.	3,4812
Гидромотор реверсивный 210.32	3 шт.	1,0588
Гидроцилиндр поршневой 2.1—140×320	2 шт.	0,7385
Трубопровод $D_y = 32$, $D_{нар} = 37$	10 м	1,1618
Трубопровод $D_y = 20$, $D_{нар} = 25$	10 м	0,785
Гидробак вместимостью 84 л	1 шт.	1,444
Итого:	—	10

Площадь поверхности теплообменника

$$S_T = 76,84 - 10 = 66,84 \text{ м}^2.$$

В условиях принудительного обдува

$$S_{T, \text{обд}} = S_T K_{\text{пр}} / K_T.$$

При скорости воздушного потока $v_B = 4 \text{ м/с}$ коэффициент теплопередачи теплообменника $K_T = 6,15 + 4,17v_B = 22,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{градус)}$, а необходимая площадь поверхности теплообменника

$$S_{T, \text{обд}} = 66,84 \cdot 14,5 / 22,8 = 43,8 \text{ м}^2.$$

Сравнив требуемую поверхность теплообмена с фактической, выберем теплообменник КМ6-СК-2 с площадью теплоотдающей поверхности $S_T = 52 \text{ м}^2$ и вентилятор, обеспечивающий обдув со скоростью воздушного потока $v_B = 4 \text{ м/с}$.

7.5.3. Поверочный расчет

В качестве основного расчетного случая принимается непрерывная работа дорожного катка с максимальной рабочей скоростью. Все виды потерь, мощность и КПД гидропривода определяют при вязкости рабочей жидкости 20 и 200 мм²/с, а с максимальной температурой при вязкости рабочей жидкости 20 мм²/с.

Перепад давления на гидродвигателях:

для привода хода при $v_p \text{ макс}$

$$\Delta p_M = M_M / (0,159 V_{\text{ном}} \eta_{\text{ГМ.М}}) = 224 / (0,159 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot 0,955) = 6,7 \text{ МПа};$$

для рулевого управления и подпитки

$$\Delta p_{\text{ц}} = [4F_{\text{ц}} \varphi / (\varphi + 1) / \pi D^2 \eta_{\text{ГМ.ц}}] = \\ = [4 \cdot 171680 \cdot 1,25 / (1,25 + 1)] / (\pi \cdot 0,14^2 \cdot 0,95) = 6,6 \text{ МПа};$$

для питания гидроусилителей при движении влево

$$\Delta p_{\text{ц}} = 4F_{\text{ц}} / (\pi D^2 \eta_{\text{ГМ.ц}}) = 3000 / (12 \cdot 10^{-4} \cdot 0,95) = 2,7 \text{ МПа};$$

при движении вправо

$$\Delta p_{\text{ц}} = [4F_{\text{ц}} \varphi / (\varphi - 1)] / (\pi D^2 \eta_{\text{ГМ.ц}}) = [3000 \cdot 2 / (2 - 1)] / (24 \cdot 10^{-4} \cdot 0,95) = 2,7 \text{ МПа}.$$

Давление нагнетания насосов (принимаем $p_H = 1,2 \Delta p_{M(\text{ц})}$):

для привода хода $p_H = 1,2 \cdot 6,7 = 8,05 \text{ МПа}$;

для рулевого управления и подпитки $p_H = 1,2 \cdot 6,6 = 8 \text{ МПа}$;

для питания гидроусилителей $p_H = 1,2 \cdot 2,7 = 3,22 \text{ МПа}$.

Подача насосов (коэффициент η_{VH} принимается для p_H , определенного в п. 7.4.3.):

для привода хода

$$Q_H = V_H \eta_{\text{дв}} \eta_{VH} = 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot 33 \cdot 0,909 = 6,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \text{ (405 л/мин)};$$

для рулевого управления и подпитки

$$Q_H = 0,0465 \cdot 10^{-3} \cdot 33 \cdot 0,92 = 1,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \text{ (84 л/мин)};$$

для питания гидроусилителей

$$Q_H = 0,01 \cdot 10^{-3} \cdot 33 \cdot 0,92 = 0,304 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \text{ (18,25 л/мин)}.$$

Результаты определения потерь давления по длине гидролиний приведены в табл. 7.12, в местных сопротивлениях элементов гидропривода — в табл. 7.13, а значения суммарных потерь давления — в табл. 7.14.

Суммарные потери давления во всех контурах гидросистемы и при двух значениях вязкости рабочей жидкости (за исключением контура рулевого управле-

ния и подпитки при вязкости рабочей жидкости $\nu = 200 \text{ мм}^2/\text{с}$) составляют 15 % и менее от давления на соответствующем насосе. В контуре рулевого управления при указанной вязкости рабочей жидкости потери давления составляют 27 %. Учитывая изменение вязкости рабочей жидкости, кратковременность работы при значительно вязкой жидкости, а также принадлежность контура к открытой части гидросистемы с лучшими условиями теплообмена можно считать, что приведенные в табл. 7.14 потери давления находятся в допустимых пределах.

Фактические давления нагнетания насосов с учетом гидравлических сопротивлений для:

привода хода

при $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$p_H = \Delta p_M + \Delta p_{\text{пр}} = 6,7 + 1,21 = 7,9 \text{ МПа};$$

при $\nu = 200 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$p_H = 6,7 + 0,56 = 7,25 \text{ МПа};$$

рулевого управления и подпитки

при $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$p_H = \Delta p_{\text{ц}} + \Delta p_{\text{пр}} = 6,6 + 1,54 = 8,14 \text{ МПа};$$

при $\nu = 200 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$p_H = 6,6 + 2,159 = 8,86 \text{ МПа};$$

питания гидроусилителей

при $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$p_H = \Delta p_{\text{ц}} + \Delta p_{\text{пр}} = 2,7 + 0,00132 = 2,78 \text{ МПа};$$

при $\nu = 200 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$p_H = 2,7 + 0,0132 = 2,7 \text{ МПа}.$$

Наибольшие фактические усилия:

на валу гидромоторов привода хода для $M_M = 559 \text{ Н} \cdot \text{м}$

при $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$M_M = 0,159 V_M (p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{конт}}) \eta_{\text{ГМ.М}} = \\ = 0,159 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} (19,6 \cdot 10^6 - 1,2 \cdot 10^6) = 659 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

при $\nu = 200 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$M_M = 0,159 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} (19,6 \cdot 10^6 - 0,6 \cdot 10^6) = 680 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на штоках гидроцилиндров рулевого управления с $F = 171675 \text{ Н}$

при $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$F_{\text{ц}} = [(p_{\text{ном}} - \Delta p_{\text{конт}}) (f_{\text{п}} + f_{\text{ш}})] \eta_{\text{ГМ.ц}} = \\ = [(9,8 \cdot 10^6 - 1,46 \cdot 10^6) (0,01539 + 0,01231)] 0,95 = 220000 \text{ Н},$$

при $\nu = 200 \text{ мм}^2/\text{с}$

$$F_{\text{ц}} = [(9,8 \cdot 10^6 - 2,16 \cdot 10^6) (0,01539 + 0,01211)] 0,95 = 201000 \text{ Н};$$

на штоках гидроцилиндров усилителей с $F = 3000 \text{ Н}$

при $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$ и движении влево

$$F_{\text{ц}} = [(p_{\text{ном}} - \Delta p_H) f_{\text{ш}} - \Delta p_{\text{с.л.п}}] \eta_{\text{ГМ.ц}} = \\ = [(2,94 \cdot 10^6 - 0,132 \cdot 10^4/2) 12 \cdot 10^{-4} - (0,132 \cdot 10^4/2) 24 \cdot 10^{-4}] 0,95 = 3350 \text{ Н}$$

при $\nu = 20 \text{ мм}^2/\text{с}$ и движении вправо

$$F_{\text{ц}} = [(p_{\text{ном}} - \Delta p_H) (f_{\text{п}} - f_{\text{ш}})] \eta_{\text{ГМ.ц}} = \\ = [(2,94 \cdot 10^6 - 0,132 \cdot 10^4/2) (24 \cdot 10^{-4} - 12 \cdot 10^{-4})] 0,95 = 3350 \text{ Н};$$

7.12. Определение потерь

Контур	Наименование участка гидролинии	Вязкость ν , мм ² /с (сСт)	d , м	L , м	f , м ²	Q , м ³ /с (л/мин)	v , м/с	Re
Привод хода	Трубопровод	20	0,03	4,00	$7 \cdot 10^{-4}$	$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	9,64	14 460
		200	0,03	4,00	$7 \cdot 10^{-4}$	$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	9,64	1 446
	Рукава высокого давления (4 шт.)	20	0,032	0,58	$8,03 \cdot 10^{-4}$	$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	8,40	13 440
		200	0,032	0,58	$8,03 \cdot 10^{-4}$	$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	8,40	1 344
	Рукава высокого давления (4 шт.)	20	0,026	0,22	$5,3 \cdot 10^{-4}$	$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	12,70	16 510
		200	0,026	0,22	$5,3 \cdot 10^{-4}$	$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	12,70	1 651
Рулевое управление и подпитка	Трубопровод	20	0,02	6,00	$3,14 \cdot 10^{-4}$	$1,41 \cdot 10^{-3}$ (84,5)	4,49	4 490
		200	0,02	6,00	$3,14 \cdot 10^{-4}$	$1,41 \cdot 10^{-3}$ (84,5)	4,49	449
Питание гидроусилителей	Трубопровод	20	0,012	2,00	$1,13 \cdot 10^{-4}$	$0,152 \cdot 10^{-3}$ (9,1)	1,35	810
		200	0,012	2,00	$1,13 \cdot 10^{-4}$	$0,152 \cdot 10^{-3}$ (9,1)	1,35	81

7.13. Определение потерь давления

Контур	Тип местного сопротивления	Вязкость мм ² /с (сСт)	Характеристика сопротивления	ξ
Привод хода	Резкое сужение в окончечнике рукава (4 шт.)	20	$d_0/D = 0,81$	0,20
		200	$d_0/D = 0,81$	0,24
	Резкое расширение в окончечнике рукава (4 шт.)	20	$d_0/D = 0,81$	0,16
		200	$d_0/D = 0,81$	0,58
Поворотные соединения с одним поворотом потока на 90° (4 канала)	20	—	2,0	
	200	—	2,0	
Плавный поворот на 90° (2 шт.)	20	—	0,15	
	200	—	0,15	
Рулевое управление и подпитка	Делитель потока	20	—	20
		200	—	28
	Фильтр (2 шт.)	20	—	30
		200	—	40
Гидроруль	20	—	30	
	200	—	40	
Теплообменник	20	—	50	
	200	—	65	

давления по длине гидролинии

Режим	Δ , м	K_{Σ} , м	Расчетная формула для λ	λ	$\Delta p_{тр} = \lambda \rho_{ж} L v^2 / (2d)$, МПа (кгс/см ²)
Турбулентный	0,10	0,0760	$\lambda = 0,11 (1,46 K_{\Sigma} / d + 100 / Re)^{0,25}$ $\lambda = 64 / Re$	0,1526	0,756 (7,71)
Ламинарный	0,01	0,0760		0,0442	0,219 (2,23)
Турбулентный	0,01	0,0076	$\lambda = 0,11 (1,46 K_{\Sigma} / d + 100 / Re)^{0,25}$ $\lambda = 80 / Re$	0,0848	$0,0433 (4,41) \times 4$
Ламинарный	0,01	0,0076		0,0595	$0,0304 (3,1) \times 4$
Турбулентный	0,01	0,0076	$\lambda = 0,11 (1,46 K_{\Sigma} / d + 100 / Re)^{0,25}$ $\lambda = 80 / Re$	0,0892	$0,0487 (4,96) \times 4$
Ламинарный	0,01	0,0076		0,0484	$0,0264 (2,69) \times 4$
Турбулентный	0,01	0,0076	$\lambda = 0,11 (1,46 K_{\Sigma} / d + 100 / Re)^{0,25}$ $\lambda = 64 / Re$	0,1689	0,0408 (4,16)
Ламинарный	0,01	0,0076		0,1425	0,344 (3,5)
Ламинарный	0,01	0,0076	$\lambda = 64 / Re$ $\lambda = 64 / Re$	0,079	$0,00132 (0,013)$
Ламинарный	0,01	0,0076		0,790	$0,0132 (0,13)$

в местных сопротивлениях

Q , м ³ /с (л/мин)	d , м	v , м/с	Re	Re _{кр}	b	$\Delta p_M = b \xi v^2 \rho_{ж} / 2$, МПа (кгс/см ²)
$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	0,032	8,4	13 440	1600	1,0	$0,564 \cdot 10^{-2} (0,057) \times 4$
	0,032	8,4	1 344	1600	1,3	$0,88 \cdot 10^{-2} (0,09) \times 4$
$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	0,032	8,4	13 440	1600	1,0	$0,451 \cdot 10^{-2} (0,046) \times 4$
	0,032	8,4	1 344	1600	1,3	$0,0212 (0,217) \times 4$
$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	0,03	9,64	14 460	700	1,0	$0,0743 (0,758) \times 4$
	0,03	9,64	1 446	700	1,0	$0,0743 (0,758) \times 4$
$6,75 \cdot 10^{-3}$ (405)	0,03	9,64	14 460	2300	1,0	$0,557 \cdot 10^{-2} (0,057) \times 2$
	0,03	9,64	1 446	2300	1,2	$0,668 \cdot 10^{-2} (0,068) \times 2$
$1,41 \cdot 10^{-3}$ (84,5)	0,02	4,49	4 490	260	1,0	0,161 (1,64)
	0,02	4,49	449	260	1,0	0,226 (2,3)
$1,41 \cdot 10^{-3}$ (84,5)	0,02	4,49	4 490	400	1,0	$0,242 (2,465) \times 2$
	0,02	4,49	449	400	1,0	$0,322 (3,28) \times 2$
$1,41 \cdot 10^{-3}$ (84,5)	0,02	4,49	4 490	260	1,0	0,242 (2,465)
	0,02	4,49	449	260	1,0	0,322 (3,28)
$1,41 \cdot 10^{-3}$ (84,5)	0,02	4,49	4 490	2300	1,0	0,403 (4,1)
	0,02	4,49	449	2300	1,8	0,945 (9,65)

7.14. Суммарные потери давления

Наименование контура	Вязкость, мм ² /с (сСт)	Потери на трение по длине Δp _{тр} , МПа (кгс/см ²)	Потери на местных сопротивлениях Δp _{сопр} , МПа (кгс/см ²)	Общие потери давления в контуре Δp _{конт} , МПа (кгс/см ²)
Привод хода	20 200	1,123 (11,5) 0,446 (4,55)	0,09 (0,91) 0,111 (1,13)	1,214 (12,37) 0,557 (5,68)
Рулевое управление и подпитка	20 200	0,408 (4,16) 0,344 (3,5)	1,047 (10,68) 1,815 (18,52)	1,455 (14,84) 2,159 (22)
Питание гидроусилителей	20 200	0,132·10 ⁻² (0,013) 0,0132 (0,13)	— —	0,132·10 ⁻² (0,013) 0,0132 (0,13)

при v = 200 мм²/с и движении влево

$$F_{ц} = [(2,94 \cdot 10^6 - 0,132 \cdot 10^5/2) 12 \cdot 10^{-4} - 0,132 \cdot 10^5/2 \cdot 24 \cdot 10^{-4}] 0,95 = 3330 \text{ Н};$$

при v = 200 мм²/с и движении вправо

$$F_{ц} = [(2,94 \cdot 10^6 - 0,132 \cdot 10^5/2) (24 \cdot 10^{-4} - 12 \cdot 10^{-4})] 0,95 = 3345 \text{ Н}.$$

В расчетах потери давления в напорной и сливной гидролиниях приняты одинаковыми и составляют Δp_н = Δp_{сл} = 0,5 Δp_{конт}.

Таким образом, наибольшие заданные усилия во всех контурах обеспечиваются в диапазоне вязкости рабочей жидкости 20—200 мм²/с при номинальном режиме работы насосов.

Наибольшие фактические скорости исполнительных механизмов: гидромоторов привода хода при n = 29,5 с⁻¹ (1770 об/мин), минимально допустимых значениях объемного КПД насоса η_{вн} и гидромотора η_{вм} и вязкости рабочей жидкости 20 мм²/с

$$n_M = n_H V_H \eta_{вн} \eta_{вм} / V_M = 33 \cdot 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 \cdot 0,96 / (0,225 \cdot 10^{-3}) = 30 \text{ с}^{-1};$$

гидроцилиндров рулевого управления при v = 0,05 м/с

$$v_{ц} = n_H V_H \eta_{вн} / (f_{л} + f_{ш}) = 33 \cdot 0,0465 \cdot 10^{-3} \cdot 0,92 / (0,01539 + 0,01231) = 0,05 \text{ м/с};$$

гидроцилиндров усилителей при v = 0,03 ÷ 0,1 м/с: движение влево

$$v_{ц} = n_H V_H \eta_{вн} / f_{ш} = 33 \cdot 0,01 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 / (12 \cdot 10^{-4}) = 0,247 \text{ м/с};$$

движение вправо

$$v_{ц} = n_H V_H \eta_{вн} (1 + f_{ш}/f_{л}) / f_{л} = 33 \cdot 0,01 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 [1 + 12 \cdot 10^{-4} / (24 \cdot 10^{-4})] / (24 \cdot 10^{-4}) = 0,186 \text{ м/с}.$$

Таким образом, наибольшие заданные скорости во всех контурах обеспечиваются при номинальном режиме работы насосов.

Полезная мощность, развиваемая исполнительными механизмами: для привода хода

$$N_{пол} = 2M_M \omega_M = 4M_M \pi n_M = 4 \cdot 224 \cdot \pi \cdot 15 = 42223 \text{ Вт};$$

для рулевого управления и подпитки

$$N_{пол} = F_{ц} v_{ц} = 1,71 \cdot 10^5 \cdot 0,05 = 8584 \text{ Вт};$$

для питания гидроусилителей

$$N_{пол} = 2F_{ц} v_{ц} = 2 \cdot 3000 \cdot 0,05 = 300 \text{ Вт};$$

для привода вибратора N_{пол} = 51 500 Вт.

Суммарная полезная мощность для привода всех исполнительных механизмов N_{пол} = 102 607 Вт = 103 кВт.

Затрачиваемая мощность на привод насосных установок:

для привода хода при v = 20 мм²/с

$$N_{пр} = p_H Q_H / \eta_{общ.н} = 7,11 \cdot 10^6 \cdot 6,75 \cdot 10^{-3} / 0,91 = 52739 \text{ Вт};$$

при v = 200 мм²/с

$$N_{пр} = 7,77 \cdot 10^6 \cdot 6,75 \cdot 10^{-3} / 0,91 = 57634 \text{ Вт};$$

рулевого управления и подпитки

при v = 20 мм²/с

$$N_{пр} = 7,98 \cdot 10^6 \cdot 1,41 \cdot 10^{-3} / 0,88 = 12787 \text{ Вт};$$

при v = 200 мм²/с

$$N_{пр} = 8,68 \cdot 10^6 \cdot 1,41 \cdot 10^{-3} / 0,88 = 13900 \text{ Вт}.$$

для питания гидроусилителей

при v = 20 мм²/с

$$N_{пр} = 2,63 \cdot 10^6 \cdot 0,304 \cdot 10^{-3} / 0,92 = 870 \text{ Вт};$$

при v = 200 мм²/с

$$N_{пр} = 2,64 \cdot 10^6 \cdot 0,304 \cdot 10^{-3} / 0,92 = 874 \text{ Вт};$$

для привода вибратора N_{пр} = 72 100 Вт.

КПД объемного гидропривода:

при v = 20 мм²/с

$$\eta_{об.пр} = N_{пол} / N_{пр} = 102607 / 143391 = 0,716;$$

при v = 200 мм²/с

$$\eta_{об.пр} = 102607 / 139639 = 0,734.$$

Определим продолжительность работы до достижения гидроприводом установившегося теплового режима (табл. 7.15).

Общая масса металлических частей гидрооборудования машины m_м = 7,2 + 8,2 + 140,2 + 100,3 + 73,2 + 22 + 14 + 32 + 177,6 = 1009,6 кг. Масса рабочей жидкости m_ж = 0,1800 = 80 кг. Суммарная масса гидропривода m = m_м + m_ж = 1009,6 + 80 = 1089,6 кг.

Средняя удельная теплоемкость гидропривода

$$c = (c_M m_M + c_J m_J) / m = (465 \cdot 1009,6 + 2190 \cdot 80) / 1089,6 = 591,65 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}.$$

Средний коэффициент теплопередачи

$$K = \sum K_i S_i / S = (13,3 \cdot 3,4812 + 13,8 \cdot 1,0588 + 13,8 \cdot 0,7385 + 14,1 \times 0,5622 + 13,9 \cdot 0,1294 + 16 \cdot 1,1618 + 17,4 \cdot 0,0785 + 12,4 \cdot 1,444 + 52 \cdot 19) / 62 = 1190,5 / 62 = 19,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Время достижения установившегося теплового режима в гидроприводе

$$t_{уст} = 3mc / (KS) = 3 \cdot 1089,6 \cdot 591,65 / (19,2 \cdot 62) = 1626 \text{ с (27,2 мин)}.$$

Максимальная температура рабочей жидкости при непрерывной работе объемного гидропривода дорожного катка в течение 2 ч (T_{уст} < T)

$$T_{уст} = E_{пр} / (KS) + T_{в}.$$

7.15. Показатели гидрооборудования

Гидрооборудование дорожного катка	Количество	Масса 1 шт., кг	Эквивалентный наружный диа- метр, мм	$\alpha_{в.е} \alpha_{в.в}$			$K - \alpha_{в.н} + \alpha_{в.е} (\alpha_{в.в})$
				Вт/(м ² ·°С)			
Насос регулируемый реверсив- ный 207.32	2 шт.	140	0,40	6,0	7,3	13,3	
Гидромотор реверсивный 210.32	3 шт.	100	0,18	6,5	7,3	13,8	
Гидроцилиндр поршневой 2,1—140×320	2 шт.	7	0,14	6,8	7,0	13,8	
Фильтр 1.1.25—25	2 шт.	8	0,12	6,8	7,3	15,1	
Насос шестеренный НШ-46	1 шт.	7	0,152	6,6	7,3	13,9	
Трубопровод $D_y = 32$, $D_{нар} =$ $= 37$ мм	10 м	22	0,037	9,0	7,0	16,0	
Трубопровод $D_y = 20$, $D_{нар} =$ $= 25$ мм	10 м	14	0,025	10,4	7,0	17,4	
Гидробак вместимостью 100 л	1 шт.	32	0,49	6,0	6,4	12,4	
Теплообменник	1 шт.	177,6	0,99	12 ($v_B =$ $= 4$ м/с)	7,0	19,0	

Поскольку

$$E_{цр} = N_{п} = N_{пр} - N_{пол} = 143\,391 - 102\,607 = 40\,784 \text{ Вт,}$$

то

$$T_{уст} = 40\,784 / (19,2 \cdot 62) + 40 = 34,3 + 40 = 74,3 \text{ °С.}$$

Полученное значение температуры не превышает наибольшего допустимого значения для гидропривода с аксиально-поршневыми и шестеренными насосами и гидромоторами.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Формулы, используемые в расчетах объемного гидропривода при разных размерностях входящих в них величин

Параметр и принятые размерности величин	Формула
Скорость потока v , м/с, в канале любой формы с площадью поперечного сечения f при: Q , л/мин, f , см ²	$v = Q / (6f)$
Скорость потока v , м/с, в канале круглого сечения диаметром d , при: Q , л/мин, d , мм Q , см ³ /с, d , мм	$v = 21,2Q/d^2$ $v = 1,27Q/d^2$
Внутренний диаметр d , мм, круглого сечения при: Q , л/мин, v , м/с Q , см ³ /с, v , м/с	$d = 4,6 \sqrt{Q/v}$ $d = 1,13 \sqrt{Q/v}$
Число Рейнольдса для потока по каналу любой формы при: P , мм, f , мм ² , v , сСт, v , м/с P , мм, v , сСт, Q , л/мин P , мм, v , сСт, Q , см ³ /с	$Re = 4 \cdot 10^3 v f / (Pv)$ $Re = 67 \cdot 10^3 Q / (Pv)$ $Re = 4 \cdot 10^3 Q / (Pv)$
Число Рейнольдса для потока по каналу круглого сечения диаметром d при: v , м/с, d , мм, v , сСт Q , л/мин, d , мм, v , сСт Q , см ³ /с, d , мм, v , сСт	$Re = 10^3 v d / v$ $Re = 21,2Q / (vd)$ $Re = 1,27 \cdot 10^3 Q / (vd)$
Потери давления Δp (кгс/см ²) в канале круглого сечения диаметром d для рабочей жидкости с $\rho_{ж} = 88$ кг/м ³ с коэффициентом сопротивления λ , при: Q , л/мин, d , мм, L , м Q , см ³ /с, d , мм, L , м	$\Delta p = 2 \cdot 10^3 \lambda L Q^2 / d^5$ $\Delta p = 7,2 \lambda L Q^2 / d^5$
Потери давления Δp (кгс/см ²) в канале круглого сечения диаметром d при ламинарном течении потока рабочей жидкости с $\rho_{ж} = 88$ кг/м ³ , при: Q , л/мин, d , мм, L , м, v , сСт Q , см ³ /с, d , мм, L , м, v , сСт	$\Delta p = 8vQL/d^4$ $\Delta p = 0,48vQL/d^4$
Потери давления Δp (кгс/см ²) в канале круглого сечения диаметром d при турбулентном течении потока рабочей жидкости с $\rho_{ж} = 88$ кг/м ³ , при: Q , л/мин, d , мм, L , м Q , см ³ /с, d , мм, L , м	$\Delta p = 80LQ^2/d^5$ $\Delta p = 0,3LQ^2/d^5$
Потери давления Δp (кгс/см ²) на местных сопротивлениях с коэффициентом сопротивления при потоке рабочей жидкостн с $\rho_{ж} = 88$ кг/м ³ , при: v , м/с Q , л/мин, d , мм	$\Delta p = 4,5 \cdot 10^{-3} b \xi v^2$ $\Delta p = 2,1 b \xi Q^2 / d^4$

2. Соотношения между некоторыми внесистемными единицами:

давление:

1 бар = 10^5 Па = 1,02 кгс/см²

1 МПа = 1 МН/м² = 10^6 Па = 10,2 кгс/см²

1 мм вод. ст. = 9,81 Па = 10^{-4} кгс/см²

1 мм рт. ст. = 133,3 Па = $1,35 \cdot 10^{-3}$ кгс/см²

1 кгс/см² = 736 мм рт. ст.

работа и энергия:

1 кгс·м = $\frac{1}{427}$ ккал (термический эквивалент работы)

мощность:

1 ккал/ч = 1,16 Вт;

1 л. с./= 0,736 кВт.

3. Перевод величин объемного потока

Размерность	см ³ /с	см ³ /мин	л/мин	м ³ /с	м ³ /мин	м ³ /ч
см ³ /с	1	60	$6 \cdot 10^{-2}$	10^{-6}	$6 \cdot 10^{-5}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$
см ³ /мин	$1,67 \cdot 10^{-2}$	1	10^{-3}	$1,67 \cdot 10^{-8}$	10^{-6}	$6 \cdot 10^{-5}$
л/мин	16,7	10^3	1	$1,67 \cdot 10^{-5}$	10^{-3}	$6 \cdot 10^{-2}$
м ³ /с	10^6	$6 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^4$	1	60	3600
м ³ /мин	$1,67 \cdot 10^4$	10^6	10^3	$1,67 \cdot 10^{-2}$	1	60
м ³ /ч	278	$1,67 \cdot 10^4$	16,7	$2,78 \cdot 10^{-4}$	$1,67 \cdot 10^{-2}$	1

Пример: 300 л/мин = $300 \cdot 1,67 \cdot 10^{-6}$ м³/с = $5 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

- Абрамов Е. И., Колесниченко К. П., Маслов В. Т. Элементы гидропривода: Справочник. Киев: Техника, 1969. 316 с.
- Алексеева Т. В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1966. 148 с.
- Васильченко В. А. Основные направления развития объемного гидропривода. — Строительные и дорожные машины, 1981, № 5, с. 30—31.
- Васильченко В. А. Технические требования к объемному гидроприводу строительных и дорожных машин. — Строительные и дорожные машины, 1969, № 2, с. 16—18.
- Васильченко В. А., Давыденко Д. А. Особенности расчета магистральных фильтров для гидроприводов машин, эксплуатируемых при низких температурах. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1972, вып. 1, с. 20—24. (Сер. 1. Строительные и дорожные машины).
- Васильченко В. А., Додин Л. Г., Кабаков М. Г. Повышение ресурса аксиально-поршневых насосов и гидромоторов. — Строительные и дорожные машины, 1981, № 9, с. 23—25.
- Васильченко В. А., Додин Л. Г. Особенности применения и эксплуатации высокомоментных гидромоторов типа МР. — Строительные и дорожные машины, 1981, № 8, с. 21—24.
- Васильченко В. А., Грушецкий Ю. Л., Иогалевич Э. М. Секционные гидрораспределители типа РС повышенной надежности. — Строительные и дорожные машины, 1981, № 7, с. 12—15.
- Васильченко В. А., Житкова С. А., Акользина Л. С. Гидравлическое оборудование для гидроприводов строительных, дорожных и коммунальных машин. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1978. 441 с.
- Васильченко В. А., Лейко В. С. Характеристики насосов гидроприводов машин, эксплуатируемых в условиях низких температур. — Вестник машиностроения, 1973, № 1, с. 25—27.
- Васильченко В. А., Познянская Н. В. Рабочие жидкости для гидроприводов машин. — Механизация строительства, 1972, № 1, с. 20—22.
- Васильченко В. А., Познянский Г. И. О влиянии низких температур на работоспособность гидравлического привода. — Механизация строительства, 1973, № 3, с. 12—14.
- Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы/Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. М.: Машиностроение, 1982. 424 с.
- Давыденко Д. А., Васильченко В. А. Применение магистральных фильтров в гидроприводах машин, эксплуатируемых при низких температурах. — Строительные и дорожные машины, 1973, № 9, с. 39—41.
- Додин Л. Г., Соколов И. А. Особенности работы аксиально-поршневых гидромашин при низких температурах окружающей среды. — Тр. ВНИИ-стройдормаша, 1974, вып. 64, с. 10—16.
- Докукин А. В., Рогов А. Я., Фейфец Л. С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. М.: Машиностроение, 1980. 287 с.
- Долгачев Ф. М., Лейко В. С. Основы гидравлики и гидропривод. М., Стройиздат, 1981. 180 с.

18. Дубинский И. Л., Васильченко В. А. Фильтры с пористыми фильтро-элементами для очистки рабочей жидкости в гидросистемах машин. — Тр. ВНИИСтройдормаша, 1978, вып. 78, с. 20—28.
19. Исследования и оптимизация гидропередаточных машин/А. В. Докукин, В. М. Берман, А. Я. Рогов и др. М.: Наука, 1978. 196 с.
20. Ковалевский В. Ф., Железняков Н. Т., Бейлин Ю. Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М.: Недра, 1973. 502 с.
21. Кондаков Л. А. Уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1972. 240 с.
22. Коновалов В. М., Скрицкий В. Я., Рокшевский В. А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. М.: Машиностроение, 1976. 288 с.
23. Лейко В. С. Внешние характеристики дроссельных систем регулирования скорости гидропередаточных машин. — Тр. ВНИИСтройдормаша, 1974, вып. 64, с. 34—41.
24. Лейко В. С., Васильченко В. А. Тепловой режим гидравлического привода строительных и дорожных машин. — Строительные и дорожные машины, 1973, № 8, с. 14—15.
25. Лейко В. С., Васильченко В. А. Особенности расчета и проектирования гидропривода для обеспечения работоспособности при низких температурах. — Вестник машиностроения, 1974, № 9, с. 7—11.
26. Машиностроительный гидропривод/Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 495 с.
27. Мосолов А. И., Васильченко В. А., Морсин В. М. Объемная гидропередача строительных кранов с дистанционным электрогидравлическим управлением. — Строительные и дорожные машины, 1977, № 7, с. 30—32.
28. Панкрашкин П. В., Васильченко В. А., Житкова С. А. О некоторых особенностях гидропривода строительных и дорожных машин. — Механизация строительства, 1978, № 5, с. 4—5.
29. Расчет и выбор подшипников качения: Справочник/Н. А. Спицын, Б. А. Яхнин, В. Н. Перегудов и др. М.: Машиностроение, 1974. 57 с.
30. Син М. А., Додин Л. Г. О заполнении рабочего объема аксиально-поршневого насоса. — Тр. ВНИИСтройдормаша, 1978, вып. 78, с. 9—12.
31. Электрогидравлические следящие системы/В. А. Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др. Под общ. ред. В. А. Хохлова. М.: Машиностроение, 1971. 432 с.

- Б**
- Бакингема формула 270
- Блоки:
гидравлического управления 150—155
гидроцилиндров 34, 35, 45, 47, 49, 57, 62, 73
клапанов переливных 183
— подпиточных 184
питания 155, 156
электрогидравлического управления 157, 158
- В**
- Вал привода:
качающего узла 73
насоса 73
эксцентриковый 2
- Вязкость жидкости:
кинематическая 16
динамическая 16
- Г**
- Гидроаппараты:
направляющие 105—168
регулирующие 168—195
- Гидробаки 203
- Гидрозамки 162—165
- Гидромашины:
классификация 25, 26
назначение 24
параметры 27
серии 200 32—66
— 300 67—75
- Гидромоторы:
аксиально-поршневые 34
— классификация 24
— назначение 24
— нерегулируемые 34—43
— обозначение 26
— регулируемые 70—72
— установка и эксплуатация 62—67
- радиально-поршневые типа МР 77
— параметры 76, 79, 80
— установка и эксплуатация 79, 82—84
- Гидрооборудование:
вспомогательное 7
исполнения У 10
исполнения ТВ, ТС, ХЛ 11
основное 7
режимы работы 9, 10
ресурс 9
срок службы 9
технические требования 11
условия эксплуатации 9
- Гидропередачи:
объемное регулирование 244
основные сведения 243
регулируемые 243—247
с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором 245
с регулируемым насосом и гидромотором 246
- Гидрораспределители:
классификация 106, 107
моноблочные 135—148
назначение 105
параметры 108—115
секционные 115—135
система управления типа ЗСУ 165—168
— — — обозначение 166, 167
— — — основные параметры 167
— — — характеристика 166, 167
установка и эксплуатация 149
- Гидроцилиндры:
исполнения конструктивные 88—95
испытания 100—104
классификация 92
назначение 84
основные параметры 84, 90, 91
технические требования 97—100
условия применения 100—104
эксплуатация 105
- Гидроусилитель:
следящий с датчиком давления 74
типа 452 47, 49, 56, 57

ГОСТ:

9.032—74 100, 205
 9.073—77 204
 9.104—79 100, 205
 12.1.003—76 101
 12.1.005—76 101
 12.2.032—78 101
 12.2.033—78 101
 12.2.040—79 12
 613—79 97
 1104—69 99
 1642—75 21
 2601—74 100
 2789—73 100, 225, 228
 2917—76 19
 4543—71 97
 5985—79 19
 6033—80 43, 59
 6540—68 91
 6636—69 9, 107
 7817—80 83
 8032—56 8
 8581—78 21
 8732—70 65
 8734—75 65, 195
 8752—79 236
 9833—73 97, 98, 99, 223, 225
 10007—80 Е 99, 228
 10362—76 196
 10589—73 97, 228
 10704—76 195
 10707—80 195
 11383—75 195
 12445—80 8
 12446—80 9
 12447—80 113
 12448—80 9
 12853—80 107
 13823—78 36
 13824—80 8
 13825—80 9
 14066—68 207
 14623—69 100
 14892—69 13, 237
 14896—74 97, 98, 99
 15150—69 9, 36, 203
 15151—69 36
 15152—69 230
 16028—70 64, 100, 105
 16093—81 100
 16350—80 11
 16514—79 97, 250
 16516—80 9, 107
 17108—79 101
 17216—71 206
 17398—72 25
 17411—81 36
 17752—81 24, 168
 18698—79 196
 18829—73 223

20287—74 18
 20799—75 21
 22704—77 98, 240
 22976—78 100
 23360—78 43
 23825—79 229
 24072—80 196
 24094—80 196

Д

Давление:
 абсолютное 38, 64, 65, 72
 избыточное 14
 максимальное 8, 71, 72, 86
 номинальное 8, 20, 71, 86, 248
 пиковое 8
 торможения, создаваемое демпфером 250

Датчик давления 73

Делители потока 159—161

Дезмульгатор 19

Диаметр:
 гидроцилиндра 250
 запорно-регулирующего элемента 113
 штока 250
 эквивалентный 266

Диапазон давлений для гидроцилиндров 86

Диапазон регулирования:
 подачи 245
 скорости 248

Диск:
 распределительный 77
 реактивный 77
 опорный 77
 сферический 77

Дифференциальный плунжер 73

Дроссель с обратным клапаном 190—191

Ж

Жидкости рабочие:
 назначение 14
 применение 20—24
 свойства 15—20
 требования 14—15
 характеристики 20—23

К

Калибровка концов труб 196

Камера рабочая гидромашин 24, 35, 45

Клапан:
 давления 171
 обратный 73
 предохранительный 172—183
 редуциционный 184—186
 тормозной 191—194

Классы:

точности подвижных соединений 233
 чистоты рабочих жидкостей 206

Кольца защитные 228, 229

Кондиционеры рабочей среды 203—216

Корпус поворотный 33, 44, 45, 46, 49, 57, 62

Коэффициент:
 быстроходности гидромоторов 24
 местных потерь давления 14
 — сопротивлений 258—263
 неравномерности вращения гидромотора 28
 объемного расширения 15
 объемной упругости материала 16
 подачи 27
 потерь давления по длине трубопровода 258, 287, 285, 286, 289
 потерь на трение 270
 — — при неизотермическом течении жидкости по трубопроводу 270, 271
 пульсации вращающего момента 76
 теплопередачи 254, 255
 удельной пропускной способности фильтра 207
 — — — фильтрующего материала 207
 теплоотдачи в зависимости от скорости обдуваемого потока 267
 — конвективный 267
 — излучения 267
 черноты и излучения 269

КПД:
 гидропередачи 29, 246
 гидропривода 264, 265
 гидромотора гидромеханический 28, 29, 36, 70
 — объемный 28, 29, 36, 70
 — полный 29, 31, 71
 насоса гидромеханический 28, 29
 — объемный 28, 29, 31
 — полный 28, 29, 31, 36
 гидроцилиндра 87, 88
 — поршневого, определяющий потери механические в манжетном уплотнении 87
 — — — — на трение 87, 104
 — — — — при движении штока 87, 104
 — — — — при втягивании штока 87, 104

Критерий эффективности 79

М

Манжеты армированные 236—239

Масло:
 авиационное гидравлическое АМГ-10 20

автотракторное моторное 21
 веретенное АУ, АУП 20, 21
 гидравлическое ВМГЗ 20—23, 66, 102
 — МГ-30 20—23, 66, 102
 — МГЕ-10А 20
 дизельное Дп-8, ДСп-8, Д-11 21
 промышленное 20—23
 приборное МВП 20
 трансформаторное ЭШ-406-5 20
 турбинное 21

Материал:

деталей сапунов 205
 защитных колец 232

Момент вращающий гидромотора:
 действительный 29, 70
 теоретический 28, 29

Мощность:

гидромотора полезная 28, 30, 70
 — потребляемая 28
 — теоретическая 27
 гидропередачи 30
 гидропривода 264, 265
 насоса полезная 28
 — потребляемая 28
 — теоретическая 27
 привода насоса нерегулируемого 252
 — — с регулятором мощности 252

Н

Нагрузка аксиальная на вал гидромашин 63, 64

Наконечники рукавов высокого давления 201

Насос:
 аксиально-поршневой 32
 двухпоточный 57—62, 72
 — классификация 24—25
 — назначение 24
 — обозначение 25
 нерегулируемый типа 210 34—43
 регулируемый типа 207 44—62
 трехпоточный 72

Номограмма определения:
 коэффициента удельной пропускной способности фильтра 208
 скорости течения жидкости в круглой трубе 252

Ньютона закон 16, 17, 269

О

Объем рабочий:
 гидромотора 28, 29
 гидроцилиндра 250, 251
 расходомера 27 28
 регулируемого насоса 245, 251

Объемный гидропривод:
насосный 7
регулируемый 7
нерегулируемый 7
с замкнутой и разомкнутой циркуляцией 7
Ограничитель:
подачи 50, 56
угла поворота блока цилиндров 51
ОСТ:
6-05-425—76 97
22-171—71 91
22-180—71 91
22-829—74 124
22-830—80 196
22-832—80 196
22-883—75 211
22-976—76 197
22-1287—79 100
22-1289—80 203, 204
22-1412—79 200
22-1417—79 89, 91, 97, 100

П

Параметры основные:
гидродвигателя 249
гидромоторов аксиально-поршневых 70
— высокомоментных 76
гидроцилиндров поршневых 86—88
гидрооборудования 249—253
насосов 251
элементов фильтра 207, 208
Передающее число редуктора насоса 58, 62
Перепад давления в гидродвигателе 250
Плунжер двухступенчатый регулятора мощности 57
Подача гидромашин 27
подпиточного насоса 247
Поршень гидромашин 34, 35, 44, 45, 57, 62, 73
Потери давления:
в гидрооборудовании 259, 289
для ламинарного режима 258—263
для турбулентного режима 258—263
по длине трубопровода 14, 257, 258
на местных сопротивлениях 14, 257—262, 289
Потери мощности, переходящие в тепло 254, 267
Предельное напряжение сдвига 17, 271
— — — при неизотермическом течении рабочей жидкости 269—271
Предельные отклонения диаметров:
сечений резиновых колец 225
сопрягаемых с уплотнениями деталей 226

посадочных мест под уплотнения для резьбовых соединений 227
Продолжительность разогрева рабочей жидкости 268
Пружина регулятора 73
— тарельчатая 34, 45

Р

Размеры габаритные и присоединительные:
блоков дистанционного гидроуправления 154
— клапанов предохранительных 180, 181
гидромашин нерегулируемых типа 210 41—45
— — типа 310 и 311 69, 70
— регулируемых типа 207 48, 49, 52—54
— — типа 312 71
гидромоторов высокомоментных типа МР 79
гидрораспределителей моноблочных 144, 146, 147
— секционных на $p_{ном} = 25$ МПа 132
— — типа Р 129—131
гидроцилиндров поршневых на $p_{ном} = 10$ и 16 МПа 96
— — на $p_{ном} = 25$ и 32 МПа 96
делителей потока типа КД 159, 160
деталей разъемных наконечников рукавов 202
дресселей с обратным клапаном типа 62 190
— с регулятором и предохранительным клапаном типа ПГ55-1 189
клапанов подпиточных типа К1 182
— редукционных 186
— тормозных типа 63 192, 194
— — типа У46 194, 195
насосов регулируемых двухпоточных 59, 60, 61, 73, 74
— — трехпоточных типа 333.20 73, 75
регуляторов потока с предохранительным клапаном 189
— — типа ПГ55 187
рукавов высокого давления 202
сапунов гидробаков 204
соединений трубопроводов поворотных 197—199
фильтров 213
Размеры:
колец защитных 234
установки насосной 245
фасок вала (втулки) 239
— заходных 235

Распределитель:
поворотный 73
торцевой плоский 77
— сферический 34, 45, 57, 73
Расход:
гидромотора действительный 28, 251
гидроцилиндра 251, 253
трубопроводов 253
Расчет объемного гидропривода:
поверочный 256—267
предварительный 248—256
тепловой 253—256
Регуляторы:
давления дискретного действия 12
мощности 48, 49
подачи 49
потока 186—188;
потока с предохранительным клапаном 186—187
Режимы работы гидрооборудования:
легкий, средний и тяжелый 10;
тепловой 253
— продолжительность достижения установившегося теплового режима 255
приемлемый 267
Резина:
УИМ—1 20, 23
для манжет 230
для уплотнительных колец 224
Рейнольдса число 257, 289
— — критическое 259, 269
Рукава высокого давления 200
Рычаг обратной связи 73

С

Свойства жидкостей:
антиокислительные 19—21
антикоррозийные 19—21
антипенные 19—21
вязкостные 16
относительное изменение объема 15
плотность 15, 23
прокачиваемость 18
смазывающие 18
низкотемпературные 18—20
сжимаемость 18
совместимость 19
стабильность физическая 19
— химическая 19
Сепаратор центробежный 215, 216
Сила:
гидродинамическая осевая 114, 115
инерции массы поршня 115, 272
суммарная перемещения золотника 114
трения со смазочным материалом 114, 272
Скорость жидкости в гидродинамиках:
всасывающих 64
напорных 113
сливных 113
средняя 270—271, 289
Скорость штока гидроцилиндров 87
Следящий золотниковый распределитель 73, 74
Соединения труб:
бессварные 195
поворотные 196
сварные 195
телескопические 196
Сроки гарантийные:
наработки и хранения резиновых колец 227
наработки резинотканевых уплотнений 242
эксплуатации манжет 236
СТ СЭВ:
180—75 100, 204
182—75 100, 204
518—77 8
519—77 9
520—77 9
522—77 9, 107
523—77 107
524—77 9
525—77 8
Стержень направляющий 77
Структура условного обозначения:
гидромашин аксиально-поршневых 33
гидрораспределителей моноблочных 143
гидроцилиндров поршневых унифицированной конструкции 92
клапанов давления, устанавливаемых в корпусе гидрораспределителя 173
конец резиновых 223
манжет армированных 237
фильтров 212
Схема:
выбора оптимального угла передач для привода гидромашин 63
гидравлического управления 150
гидромашин 25, 26
гидроусилителя типа 452 56
дрессельного регулирования 247
унификации аксиально-поршневых гидромашин 33
установки неразгруженного гидрозамка 163
двух-, трех-, четырехлинейного гидрораспределителя с ручным управлением 108, 109
направляющих гидроаппаратов 106, 107
подключения высокомоментного гидромотора 82

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3		
Основные направления развития объемного гидропривода мобильных машин	4		
1. Основные сведения об объемном гидроприводе	7		
1.1. Назначение и основные свойства	7		
1.2. Основные параметры гидрооборудования	8		
1.3. Основные режимы работы и условия эксплуатации гидрооборудования	9		
1.4. Основные технические требования, предъявляемые к объемному гидроприводу мобильных машин	11		
1.4.1. Требования к гидрооборудованию	11		
1.4.2. Требования к гидросистемам	13		
2. Рабочие жидкости	14		
2.1. Назначение и основные требования, предъявляемые к жидкостям	14		
2.2. Основные свойства жидкостей	15		
2.3. Характеристика рабочих жидкостей основных сортов и их заменителей, рекомендуемых для применения	20		
2.4. Требования к поставке, хранению и заправке гидросистем рабочими жидкостями	23		
3. Объемные гидромашин	24		
3.1. Назначение и классификация насосов и гидромоторов	24		
3.2. Основные параметры гидромашин и зависимости между ними	27		
3.3. Сравнительная оценка гидромашин различных типов	30		
3.4. Аксиально-поршневые гидромашин серии 200	32		
3.4.1. Нерегулируемые насосы и гидромоторы типа 210	34		
3.4.2. Регулируемые насосы типа 207	44		
3.4.3. Двухпоточные регулируемые насосы типов 223 и 224	57		
3.4.4. Установка и эксплуатация аксиально-поршневых гидромашин	62		
3.5. Аксиально-поршневые гидромашин серии 300	67		
3.5.1. Направления унификации и особенности конструкции	67		
3.5.2. Нерегулируемые насосы и гидромоторы типов 311 и 310	68		
3.5.3. Регулируемые гидромоторы типа 312	70		
3.5.4. Двух- и трехпоточные регулируемые насосы типов 323 и 333	72		
3.6. Высокомоментные гидромоторы	75		
3.6.1. Назначение	75		
3.6.2. Основные параметры и расчетные зависимости	76		
3.6.3. Радиально-поршневые гидромоторы типа МР	77		
3.7. Гидроцилиндры	84		
3.7.1. Назначение, классификация и основные параметры	84		
3.7.2. Конструктивные исполнения и условия применения гидроцилиндров	88		
3.7.3. Технические требования к унифицированным гидроцилиндрам	97		
3.7.4. Приемка и испытания гидроцилиндров	100		
3.7.5. Эксплуатация гидроцилиндров	105		
4. Гидроаппаратура	105		
4.1. Направляющие гидроаппараты	105		
4.1.1. Назначение, классификация и основные параметры	105		
4.1.2. Направляющие гидрораспределители. Определение основных параметров	108		
4.1.3. Секционные гидрораспределители на $p_{ном} = 16$ МПа	115		
4.1.4. Секционные гидрораспределители на $p_{ном} = 25$ МПа	131		
4.1.5. Моноблочные гидрораспределители на $p_{ном} = 32$ МПа	135		
4.1.6. Установка и эксплуатация гидрораспределителей	149		
4.1.7. Блоки гидравлического управления	150		
4.1.8. Блоки питания гидравлического управления	155		
4.1.9. Блоки электрогидравлического управления	157		
4.1.10. Делители потока	159		
4.1.11. Обратные клапаны	161		
4.1.12. Гидрозамки	162		
4.1.13. Гидрораспределители системы управления типа ЗСУ	165		
4.2. Регулирующие гидроаппараты	168		
4.2.1. Гидроклапаны давления	171		
4.2.2. Предохранительные клапаны	172		
4.2.3. Блоки переливных и подпиточных клапанов	183		
4.2.4. Редукционные клапаны	184		
4.2.5. Регуляторы потока	186		
4.2.6. Регулятор потока с предохранительным клапаном	188		
4.2.7. Дроссели с обратными клапанами	190		
4.2.8. Тормозные клапаны	191		
4.3. Трубопроводы	195		
5. Кондиционеры рабочей среды	203		
5.1. Гидробаки для рабочей жидкостн	203		
5.2. Сапуны гидробаков	203		
5.3. Устройства для очистки рабочих жидкостей	205		
5.3.1. Определение основных параметров фильтроэлементов	207		
5.3.2. Исполнение фильтроэлементов	209		
5.3.3. Фильтры	211		
5.3.4. Способы повышения чистоты рабочих жидкостей в гидросистемах машин	215		
5.4. Теплообменники	216		
6. Уплотнение соединений гидрооборудования	216		
6.1. Резиновые кольца круглого сечения	223		
6.2. Резиновые манжеты уменьшенного сечения	230		
6.3. Армированные манжеты	236		
6.4. Многорядные резиноканевые уплотнения	240		
7. Определение основных параметров объемного гидропривода и выбор гидрооборудования	243		
7.1. Регулируемые гидропередачи	243		
7.1.1. Основные сведения	243		
7.1.2. Объемное регулирование	244		
7.1.3. Дроссельное регулирование	247		
7.2. Предварительный расчет объемного гидропривода	248		
7.2.1. Номинальное давление и диапазон регулирования скорости	248		
7.2.2. Параметры гидрооборудования	249		
7.2.3. Тепловой режим гидропривода	253		
7.3. Поверочный расчет объемного гидропривода	256		
7.3.1. Расход	256		
7.3.2. Потери давления	257		
7.3.3. Усилия и скорости рабочих органов	263		
7.3.4. Мощность и КПД гидропривода	264		
7.3.5. Тепловой режим	265		
7.4. Особенности расчета и проектирования объемного гидропривода для обеспечения работоспособности в условиях холодного климата	268		
7.4.1. Потери давления при неизоэотермическом течении рабочей жидкостн	269		
7.4.2. Обеспечение работоспособности аксиально-поршневых насосов и гидромоторов	272		
7.4.3. Выбор и применение фильтров	275		
7.5. Типовой расчет объемного гидропривода дорожного катка	277		
7.5.1. Исходные данные	277		
7.5.2. Предварительный расчет	278		
7.5.3. Поверочный расчет	282		
Приложения	289		
Список литературы	291		
Предметный указатель	293		

поршневых гидроцилиндров 86
соединения каналов гидрораспределителей 110
станка калибровки концов труб 196
стенда для испытания гидроцилиндров 101
установки рукавов высокого давления 201
установки тормозных клапанов 193

Т

Температура:
внутренней стенки трубопровода 270
жидкости в баке средняя 270
максимальная установившаяся 266
текущая за время работы гидропривода 266
Температурные пределы применения:
рабочих жидкостей 21
резиновых манжет 230
резины для уплотнений 224
Тепловой режим гидропривода 253—256; 265—267
Теплообменники 216
Теплоотдающая поверхность 255
Технический ресурс;
аксиально-поршневых гидромашин 263
высокомоментных гидромоторов 84
гидрораспределителей 149
манжет уменьшенного сечения 232
тормозных клапанов 193
Течение жидкости:
ламинарное 258—263
неизотермическое 14
структурное 271
турбулентное 258—263
Типоразмерный ряд уплотняемых диаметров и типоразмеры колец 217
Тонкость фильтрации:
абсолютная 207
номинальная 207
Трубопроводы жесткие 195, 196
ТУ 6-05-041-501—74 97
22-016—76 74
22-3444—75 36
22-3765—76 77
22-4169—78 200
22-4584—80 200
22-4722—78 200
22-4756—80 197
38.005.204—71 99
38-10150—79 20
38-101479—74 20
38.105.1082—76 99
51-20683 99
81-04-246—73 205

У

Угол наклона блока 35, 46, 47, 49
Удельная масса гидромашин 77
— металлоемкость 30
— мощность 78
— теплоемкость жидкости 20, 265
— — металлов 265
— теплопроводность жидкости 20
— энергоемкость гидромашин 30
Узел качающий унифицированный 33, 34, 44, 57, 62, 73
Уплотнения соединений гидрооборудования:
кольца круглого сечения из резины 223—229
кольцо плоское из тефлона 77
манжеты для валов армированные 236—239
многорядные резинотканевые 240—242
Усилие:
сжатия пружины золотника 115
торможение штока гидроцилиндра 250
Условный проход:
внутренних каналов направляющих гидроаппаратов 113
трубопровода 252
Установка:
гидрораспределителей 149
колец защитных 228
— резиновых 225
манжет армированных 238, 239
— резиновых 231, 235
рукавов высокого давления 201
уплотнений многорядных резинотканевых 241, 242
Устройства для очистки рабочих жидкостей 205

Ф

Факторы климатические 9, 10
Фаски монтажные инструмента для установки колец 226
Фильтры 211, 212

Х

Характеристики
блоков управления гидравлического 151, 152
— — электрогидравлического 157, 158
— питания гидравлического управления 155
гидромоторов высокомоментных 80
— регулируемых 71

Ч

Частота вращения:
гидромотора 28, 71
номинальная 9, 27, 39, 55, 58, 69, 71, 72, 80
приводного вала насоса 58, 72

Ш

Шарикоподшипник радиально-упорный 34, 35, 44, 73
радиальный 34, 44, 73
Шатун 34, 35, 44, 46, 57, 73
Шероховатость:
абсолютная труб и каналов 259
поверхностей при установке уплотнительных колец 225
уплотнений резинотканевых 241
Шип центральный 34, 45, 57
Шток регулятора 49

Э

Элемент запорно-регулирующий 174, 176, 177, 179, 181
Эксплуатация:
гидрораспределителей 149
гидроцилиндров 105
рукавов высокого давления 202, 203

ИБ № 2765

Виктор Александрович Васильченко

**ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

СПРАВОЧНИК

Редакторы: *И. Н. Якунина, Н. К. Петрова*
Художественный редактор *Ю. Г. Ворончихин*
Технический редактор *А. И. Захарова*

Корректоры *О. Е. Мишина* и *А. М. Усачева*
Оформление художника *О. В. Камаева*

Сдано в набор 29.10.82. Подписано в печать 11.05.83.
Т-09143. Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 19,0. Усл. кр.-отт. 19,0.
Уч.-изд. л. 26,55. Тираж 11 000 экз. Заказ 291.
Цена 1 р. 70 к.

Издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Б-76,
Стромынский пер., д. 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового
Красного Знамени Ленинградского объединения
«Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

Линия отреза

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

С целью получения информации о качестве наших изданий просим Вас в прилагаемой анкете подчеркнуть позиции, соответствующие Вашей оценке этой книги.

1. Необходимость издания:
значительная
незначительная
2. Эффективность книги с точки зрения практического вклада в отрасль:
высокая
незначительная
3. Эффективность книги с точки зрения теоретического вклада в отрасль:
высокая
незначительная
4. Материал книги соответствует достижениям науки и техники в данной отрасли:
в полной мере
частично
слабо
5. Книга сохранит свою актуальность:
1—2 года
в течение 5 лет
длительное время
6. Название книги отвечает содержанию:
в полной мере
частично
7. Оформление книги:
хорошее
удовлетворительное

Гидравлическое оборудование мобильных машин

В.А. ВАСИЛЬЧЕНКО

Гидравлическое
ОБОРУДОВАНИЕ
МОБИЛЬНЫХ
МАШИН

Справочник